

Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft



Zwanzigster Band

1919

Berlin
Verlag von Julius Springer

1919

ISBN-13:978-3-642-90175-1 e-ISBN-13:978-3-642-92032-5
DOI: 10.1007/978-3-642-92032-5

Alle Rechte vorbehalten.

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1919

Inhalts-Verzeichnis.

Geschäftliches :	Seite
I. Ehrentafel :	
Auf dem Felde der Ehre Gefallene	5
Zum aktiven Dienst von Heer und Flotte Eingezogene	47
Im Heimatsdienst Ausgezeichnete	73
II. Satzungen :	
Gesellschafts-Satzung	89
Geschäftsordnung für die Versammlungen	94
Unterstützungs-Rücklage	96
Forschungs- und Versuchs-Rücklage	98
Veith-Stiftung	99
Berghoff-Stiftung	101
Silberne und Goldene Denkmünze	103
III. Bericht über das zwanzigste Geschäftsjahr 1918	105
IV. Bericht über die zwanzigste ordentliche Hauptversammlung am 20. und 21. März 1919	137
V. Niederschrift über die geschäftliche Sitzung der zwanzigsten ordentlichen Hauptversammlung am 21. März 1919	140
VI. Unsere Toten	143
Vorträge der XX. Hauptversammlung :	
VII. Schiffe des Altertums. Von C. Busley	187
VIII. Grundlegende Betrachtungen zum Eisenbetonschiffbau. Von Fr. W. Achenbach	280
IX. Die Grundlagen der Ähnlichkeits-Mechanik. Von M. Weber	355
X. Über die Tragfähigkeit und zweckmäßige Ausgestaltung von Schiffbauversteifungsprofilen. Von M. Rehder	478
XI. Die mechanischen Verhältnisse der Zwischenräder für Schiffs- antrieb. Von M. Herrmann	544

	Seite
XII. Die Normung, Staffelung und Aussonderung im Schiffbau und Schiffsmaschinenbau. Von G. Sütterlin	596
XIII. Zur Berechnung des Wirkungsgrades und Schubes der allein-fahrenden Schiffsschraube. Von H. Wittmaack	723
XIV. Dünnwandiger Stahlguß. Von S. Werner	803
Beiträge :	
XV. Vergleichsfahrten mit dem Niki-Propeller. Von W. Krebs	839
Anhang :	
XVI. Namensverzeichnis	848

Geschäftliches.

I.

Ehrentafel

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft

1914—1919





Auf dem Felde der Ehre sind gefallen, den Wunden erlegen und im Lazarett gestorben:

PAUL BÉJEUHR

wurde als Sohn des Kaufmanns und Bücherrevisors Julius Béjeuhr am 19. Februar 1882 in Hamburg geboren. Er besuchte dort die Stiftungsschule von 1815, die er 1897 mit dem Zeugnis zum Einjährig-Freiwilligen-Dienst verließ. Nach einer zweijährigen Lehrzeit in einer Maschinenfabrik studierte er dann am staatlichen Technikum in Hamburg Maschinenbau. Nachdem er das Technikum — ebenso wie früher die Schule — mit Auszeichnung absolviert hatte, war er die nächsten zwei Jahre in dem technischen Bureau der Schiffswerft von Blohm & Voß tätig. Um seine wissenschaftlichen Kenntnisse zu vervollständigen, besuchte er dann, nachdem er seiner einjährigen Dienstpflicht in der Marine und hierbei besonders auf dem Panzerschiff „Beowulf“ genügt hatte, noch auf vier Semester die Technische Hochschule zu Hannover.

In den nächsten Jahren finden wir ihn zuerst an der Kaiserlichen Werft in Wilhelmshaven, dann in der Berliner Filiale einer großen süddeutschen Maschinenfabrik, schließlich wieder bei Blohm & Voß, wo er an den Fertigstellungsarbeiten des großen Kreuzers „York“ beschäftigt war. Gleichzeitig betätigte er sich mit gutem Erfolg als Lehrer in Abendkursen am staatlichen Technikum. Leider zwang ihn bald eine durch Überanstrengung zugezogene schwere Erkrankung, das ganze nächste Jahr (1908) seiner Genesung zu widmen. Als er nach langem Aufenthalt in einem Sanatorium im Südharz wiederhergestellt



war, trat er in die Dienste von Professor Prandtl in Göttingen, um einen Luftschrauben-Prüfwagen nach dessen Angaben zu bauen, der für den Luftschrauben-Wettbewerb der Internationalen Luftschiffahrts-Ausstellung 1909 in Frankfurt a. M. bestimmt war. Der Luftschrauben-Wettbewerb, zu dem eine Unzahl von Anmeldungen erfolgt waren — darunter leider viele wenig aussichtsreiche Konstruktionen — konnte erst nach Schluß der Ausstellung vor sich gehen, weil die Fertigstellung der Versuchseinrichtungen sich sehr verzögert hatte. Béjeuhr hat die ganzen Versuche selbständig und größtenteils allein gegen eine Menge von widrigen Umständen zu Ende geführt. Nicht nur, daß Wind und Wetter die Versuche, die auf einem Eisenbahngleise vor sich gingen, beeinträchtigten, und daß zahlreiche Propeller zerbrachen, was meist mit einer kleineren oder größeren Zerstörung der Versuchseinrichtungen einherging, die dann wiederherzustellen und neu zu eichen waren, die Versuche erlitten außerdem durch einen sehr ernsten Unfall, der durch Bruch der Bremse hervorgerufen worden war, eine mehrmonatige Unterbrechung. Béjeuhr trug einen mehrfachen Rippenbruch davon, durch den seine auch früher schon geschwächte Lunge anscheinend mit zu Schaden gekommen ist. Sein Pflichteifer und seine bewundernswerte Energie ließen ihn jedoch sofort nach seiner Wiederherstellung die Arbeiten wieder aufnehmen und im April 1910 zu Ende führen.

Auf seinem weiteren Lebenswege ist Paul Béjeuhr dem Luftfahrtwesen treu geblieben. Er ging zunächst (Herbst 1910) als Assistent an die Modellversuchsanstalt Göttingen, wo er eine kleine Schraubenprüfanlage für Schraubenmodelle einrichtete und den Umbau des Prüfungswagens, der in den Besitz der Universität Göttingen übergegangen war, ausführte. Im Herbst 1911 wurde er in die Geschäftsführung des deutschen Luftfahrerverbandes berufen und leitete hier mit vielem Geschick die deutsche Luftfahrer-Zeitschrift.

Beim Ausbruch des Krieges stellte sich Béjeuhr sofort der Inspektion der Fliegertruppen zur Verfügung. Er wurde als Oberingenieur



und Aufsichtsbeamter für die Motorenfabrikation nach Untertürkheim kommandiert; hier war er bis zuletzt beschäftigt und hat dabei neben seiner sonstigen Tätigkeit noch Kurse in der Schule für Motorenmonteure abgehalten.

Am 11. Februar 1916, im Alter von 34 Jahren, hat der Tod den schaffensfreudigen Mann ereilt. Seine große Willenskraft hatte bis dahin immer den zarten Körper aufrechtzuerhalten vermocht. Doch hat er, in hingebender Pflichttreue gegen die Aufgaben, die ihm im Dienste für das Vaterland übertragen waren, dem Körper wohl zuviel zugemutet; eine Lungenblutung hat seinem arbeitsreichen Leben ein frühes Ende gesetzt.

ALBERT BOCK

wurde am 30. Januar 1882 als Sohn des Lehrers Carl August B o c k zu Bielenberg, Kreis Steinburg, geboren. Er besuchte das Königliche Gymnasium zu Glückstadt, mußte es aber aus familiären Gründen schon bei der Versetzung aus Obertertia verlassen. Er trat dann als Volontär bei einer kleinen Schiffswerft in Glückstadt ein. Nach ein- einhalbjähriger Tätigkeit ging er zur Erweiterung seines praktischen Könnens zu der Schiffswerft von Blohm & Voß in Hamburg. Der praktischen Tätigkeit folgte der Besuch der zu den technischen Staatslehranstalten in Hamburg gehörenden höheren Schiffbauschule, deren Lehrgang er in vier Semestern absolvierte. Hierauf war er in dem technischen Bureau der Werft von Blohm & Voß sechs Jahre sowohl in der Kriegs- wie in der Handelsschiffbau-Abteilung tätig. In dieser Zeit beschäftigte er sich nebenbei drei Jahre lang an der Hamburgischen Gewerbeschule als Fachlehrer. Zwei Jahre war er dann selbständiger Zivilingenieur, wobei er sich in weitgehendem Maße schriftstellerisch betätigte. Er war ständiger Mitarbeiter an verschiedenen Fachzeitschriften und lieferte unter anderem der „Yacht“ Beiträge über



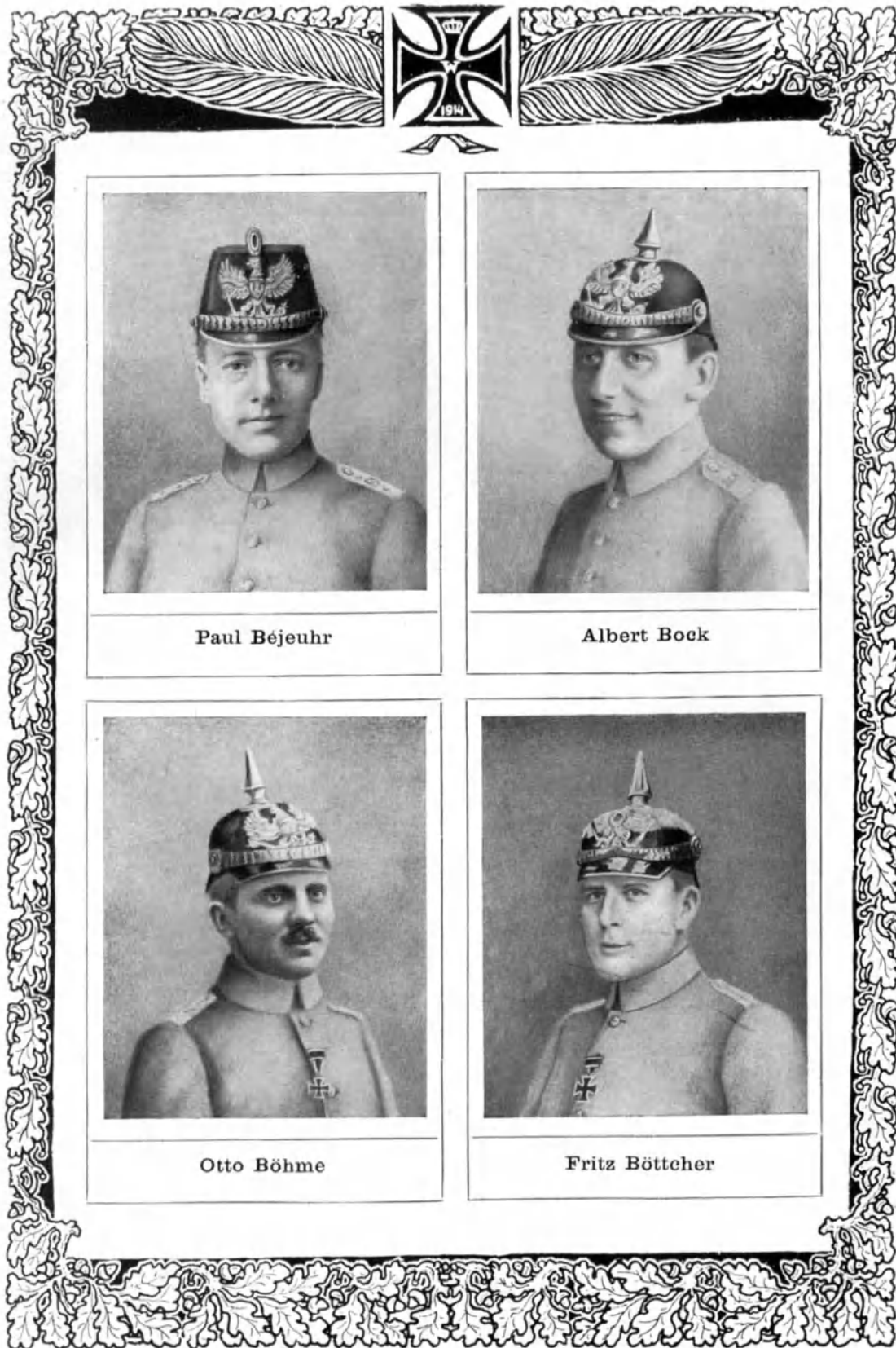
Holz- und Eisenschiffbau, sowie über verschiedene für den Yachtbau geeignete Hölzer. Im Juli 1912 trat er bei der Schiffsklassifikations-Gesellschaft Germanischer Lloyd als Ingenieur und Besichtiger für Schiff- und Yachtbau ein.

Beim Kriegsausbruch meldete sich Bock zunächst freiwillig beim Marinefliegerkorps. Im Hinblick auf sein Alter konnten ihm aber bestimmte Zugeständnisse nicht gemacht werden. Inzwischen bot sich ihm Gelegenheit, in seinem Berufe dem Vaterlande zu dienen. Nachdem auch diese Arbeit vollendet war, meldete er sich wiederum freiwillig am 7. Dezember 1914 beim Ersatz-Pionier-Bataillon Nr. 9 in Harburg. Am 2. März 1915 zog er ins Feld. Trotz einer schweren Blinddarmentzündung, deren Folgen ihn während eines Vierteljahres vom Dienst fernhielten, trat er wieder in die Front als freiwilliger Minenwerfer ein. Später meldete er sich bei einer Sturmkompanie und wurde der Pionier-Kompanie Nr. 268 zugeteilt. Seit dem Sturm auf das Vorgelände der Loretto-Höhe, am 21. Februar 1916, wurde er vermißt und wird den Heldentod fürs Vaterland, dem er treu gedient hat, gefunden haben.

OTTO BÖHME

wurde am 11. September 1885 in Magdeburg geboren und besuchte dort zuerst die Bürgerschule und dann die Ober-Realschule bis zur Erlangung des Einjährigen-Zeugnisses. Hierauf arbeitete er praktisch in den Werken von Schäffer & Budenberg und Fr. Krupp, Grusonwerk. An diese Tätigkeit schloß sich der Besuch der Höheren Maschinenbauschule in Cöln, welche er unter Ablegung der Schlußprüfung nach zwei Jahren verließ. Er erhielt gleich eine Anstellung in der Gasmotoren-Fabrik Deutz, wo er anderthalb Jahre, und in der Germania-Werft in Kiel, wo er ein Jahr verblieb.

Sein Freiwilligen-Jahr diente er im Fußartillerie-Regiment Nr. 4 in Magdeburg, und ging nach der Dienstzeit auf anderthalb Jahre nach



Paul Béjeuhr



Albert Bock



Otto Böhme



Fritz Böttcher



Hannover zu Gebrüder Körting, wo er im Motorenbau beschäftigt wurde. Nachdem er noch ein Jahr in der Vulkan-Werft in Stettin und ein einviertel Jahr in der Aktien-Gesellschaft Weser in Bremen ebenfalls im Motorenbau tätig gewesen war, kam die Mobilmachung.

Als Unteroffizier beim Fuß-Artillerie-Regiment Nr. 4 verließ er am 9. August 1914 Magdeburg, mit dem er bei Lüttich, Namur und Maubeuge focht. Auch an der Marneschlacht im September und dem Angriff bei Soissons nahm er teil. Im Frühjahr 1915 wurde er, nachdem er einen Offizierkursus durchgemacht hatte, zur Infanterie kommandiert und dem Reserve-Infanterie-Regiment Nr. 66 als Offizier-Stellvertreter zugeteilt.

Als solcher machte er die Gefechte bei Noveron mit, erhielt das Eiserne Kreuz II. Klasse, wurde im September 1915 Leutnant d. R. und am 1. Oktober Adjutant. Nachdem er den Sturm bei Tahure am 30. und 31. Oktober glücklich überstanden hatte, fiel er dort, von einem Granatsplitter tödlich verletzt, am 8. November 1915.

FRITZ BÖTTCHER

wurde im Jahre 1884 in Magdeburg geboren. Er besuchte dort das Realgymnasium und ging nach Absolvierung desselben, um Jura zu studieren, nach Halle, wo er das Referendar- und Doktorexamen ablegte. Als Syndikus der Deutschen Dampfschiffahrts-Gesellschaft „Hansa“ nach Bremen berufen, wurde er im Januar 1911 kaufmännischer Direktor bei der Joh. C. Tecklenborg-Werft in Geestemünde. Aus dieser Stellung mußte er sich beim Ausbruch des Krieges sofort bei seinem Regiment, dem I. Garde-Regiment zu Fuß in Potsdam, melden.

Mit großer Begeisterung zog er in den Krieg, zuerst nach Belgien, dann nach Ostpreußen, und zuletzt nach Polen. Im November 1914 besuchte er als Leichtverwundeter seine Familie in Bremen; am 3. De-



zember als vollständig geheilt bei seinem Regiment wieder eingetroffen, fiel er bereits am nächsten Morgen bei einem Sturmangriff an der Spitze seines Zuges bei Leukawa in Polen. Schon im Oktober hatte er das Eisene Kreuz II. Kl. erhalten, und gleichzeitig wurde er zum Leutnant d. R. befördert. Außer dem Eisernen Kreuz schmückte seine Brust noch das Oldenburgische Ehren-Ritterkreuz II. Kl. mit der silbernen Krone, welches ihm seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg bei einer früheren Gelegenheit verliehen hatte.

WALTHER BRAUER

ist am 13. Mai 1884 als Sohn des Fabrikanten Heinrich Brauer zu Düsseldorf geboren. Er besuchte von 1890 ab die dortige Oberrealschule, und legte im Jahre 1904 an derselben die Reifeprüfung ab.

Am 1. Oktober 1904 trat er als Einjährig-Freiwilliger in die reitende Batterie des I. Westfälischen Artillerie-Regiments Nr. 7 in Düsseldorf ein. Infolge einer schweren Lungenentzündung wurde er am 31. Mai 1905 als zeitig halbinvalide aus dem Militärdienst entlassen. Er arbeitete darauf praktisch auf den Werften von Jos. L. Meyer in Papenburg und Blohm & Voß in Hamburg. Im Oktober 1905 bezog er die Technische Hochschule zu Berlin, an der er im Juli 1910 die Diplom-Ingenieur-Prüfung ablegte. Seine Hochschulferien benutzte er teils zu seiner praktischen Ausbildung, um das erforderliche Elevenjahr zu erreichen, teils aber auch zu Studienreisen nach Dänemark, Schweden und England. Nach Abschluß seines Studiums unternahm Brauer eine neunmonatliche Reise auf dem großen Segelschiff „Petschili“ nach der Westküste von Süd-Amerika im Auftrage des Instituts für Meereskunde, um Messungen über die Höhe der Meereswellen anzustellen.

Er trat dann als Bauleiter für den Fabrikneubau der Müllverwertungs-Gesellschaft in Berlin ein, eine Stellung, die er anderthalb



Jahre versah. Hiernach kam er als Konstrukteur zur Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik nach Düsseldorf-Derendorf, wo er in der Abteilung für Schiffs-Artillerie arbeitete.

Bei Ausbruch des Krieges trat er am 10. August 1914 bei dem Feld-Artillerie-Regiment Nr. 7 in Wesel wieder ein, und rückte am 22. September 1914 ins Feld. Im März 1915 wurde er draußen zum Feld-Artillerie-Regiment Nr. 99 versetzt, von dem er erkrankt in die Heimat zurückkehren mußte. Nach seiner Wiederherstellung kam er zum Feld-Artillerie-Regiment Nr. 43 in Wesel, wurde aber dann auf seinen Wunsch zu einer Abteilung schwerer Minenwerfer des Pionier-Bataillons Nr. 7 in Köln versetzt. Im Dezember 1915 erhielt er zu seiner weiteren Ausbildung ein Kommando nach dem Pionier-Übungsplatz, und rückte dann im Mai 1916 mit der schweren Minenwerfer-Kompagnie Nr. 410 wieder ins Feld. Im September desselben Jahres wurde ihm das Eiserne Kreuz II. Klasse verliehen, nachdem er bereits im Oktober 1915 zum Vizefeldwebel befördert war. Am 16. Dezember 1916 kämpfte Brauer in einem der großen Angriffe vor Verdun, wobei er sich so hervortat, daß er für das Eiserne Kreuz I. Klasse in Vorschlag gebracht wurde.

Am 31. Dezember 1916 wurde Brauer das Opfer seiner Forschungen. Er berichtete beständig über neue Erfahrungen im Felde, und untersuchte hierzu feindliche Geschosse der verschiedensten Art. Auch am genannten Tage war er allein in seiner Blockhütte damit beschäftigt. Nachmittags um 3 Uhr hatte man ihn noch fleißig bei der Arbeit gesehen. Als man dann um 5 Uhr wieder zu ihm kam, fand man ihn bewußtlos am Boden liegen. Er hatte eine schwere Kopf- und Handverletzung, die von einem krepiernten Geschöß herrührten. An diesen Wunden ist er am 1. Januar 1917 verschieden und in seiner Vaterstadt zur Ruhe bestattet worden.



KURT DAMMANN

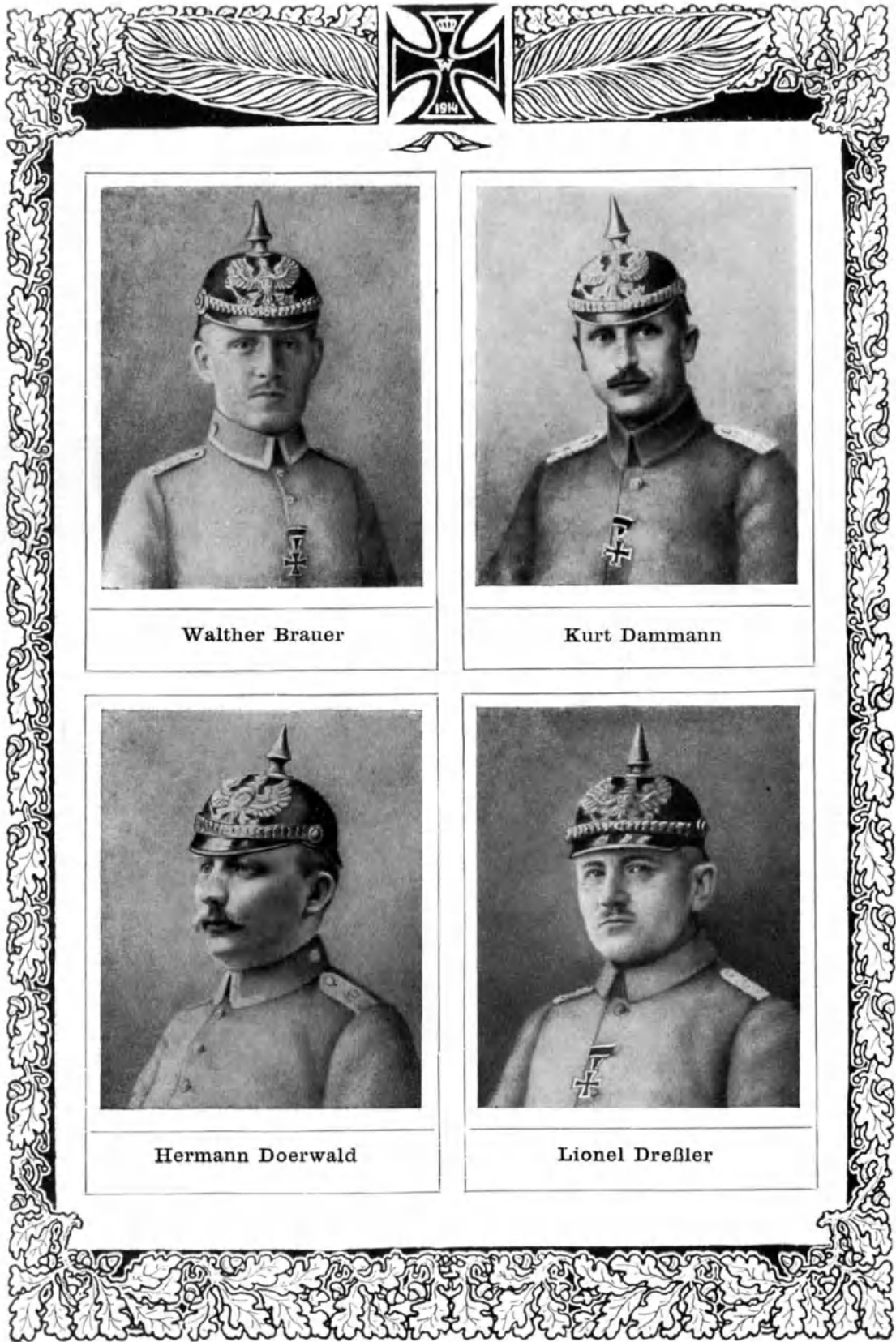
ist am 21. Januar 1887 in Hamburg als Sohn des Kaufmanns Heinrich Dammann geboren. Er besuchte zuerst die Realschule von F. W. Glitra, und darauf die Oberrealschule vor dem Holstentor, die er im Jahre 1907 mit dem Abiturienten-Examen verließ. Seine praktische Ausbildung erfuhr er auf der Schiffswerft von Heinrich Brandenburg in den Jahren 1907—1908. Er bezog darauf die Technischen Hochschulen in Danzig und Charlottenburg, wo er das Diplom-Examen ablegte. In der Zwischenzeit hat er als Volontär im Maschinenpersonal mit Hamburger Dampfern Reisen nach dem Schwarzen Meer und nach New York unternommen, um den praktischen Maschinendienst kennen zu lernen.

Als Konstrukteur war er bei Blohm & Voß und auf der Reiherstieg-Schiffswerft in Hamburg tätig und befaßte sich hauptsächlich mit dem Bau von Fischdampfern und Seeschleppern.

Im Jahre 1915 wurde er als Ersatzreservist zum Infanterie-Regiment Nr. 31 in Altona eingezogen. Im Laufe des Krieges wurde er zum Leutnant d. R. im Infanterie-Regiment Nr. 453 befördert und ist seit dem 23. August 1918 verschollen, wo er schwer verwundet bei Arras infolge doppelter Schußverletzung in englische Gefangenschaft geriet.

HERMANN DOERWALDT

ist am 22. August 1880 als Sohn des damaligen Eisenbahn-Assistenten Emil Doerwaldt in Buchholz bei Harburg a. Elbe geboren. Er besuchte zuerst die Vorschule des Rostocker Gymnasiums, und darauf, infolge Versetzung des Vaters nach Laage i. Mecklbg., die dortige Volksschule. Mit dem 12. Lebensjahr kam er behufs weiterer Schulbildung zu seinem Onkel, dem Hauptpastor Joens in Gettorf bei Kiel, wo er bis zur Konfirmation verblieb. Darauf wandte er sich dem Kaufmannstande zu, kam in Rostock in die Lehre und bestand während seiner Lehrzeit vor



Walther Brauer



Kurt Dammann



Hermann Doerwald



Lionel Dreßler



der Prüfungskommission in Schwerin das Examen für die Berechtigung zum einjährig-freiwilligen Heeresdienst.

Nach beendeter Lehrzeit war er auf der Rostocker Schiffswerft und Maschinenfabrik „Neptun“ tätig und widmete sich dort mehr und mehr der technischen Seite des Betriebes. Nach beendeter Militärzeit ging er 1905 nach England, wo er mehrere Jahre in verschiedenen Betrieben beschäftigt war, und begründete dort im Jahre 1910 zusammen mit seinem Bruder die Firma „Doerwaldt Brothers“ in London.

Der Gegenstand des Unternehmens war die Beschaffung und der Verkauf von Maschinen, besonders Diesel-Maschinen, Metallen und technischen Artikeln in größerem Maßstabe für die Werftindustrie und den Export. Vom Glück begünstigt, gelang es ihm, das Vertrauen der Firma Friedrich Krupp Akt.-Ges., Germaniawerft in Kiel und anderer Werften des Kontinents zu erwerben und auch in besonderem Maße das der Hochfinanz im Interessenkreise der „Europäischen Petroleum-Union“. Unter Beihilfe der Häuser Rothschild, Ernest Cassel und Krupp begründete er unter Beteiligung von anderen Aktionären mit 1 Million £ Kapital die „North British Diesel Engine Works Ltd. in London“ mit Werken in Glasgow.

Das ihm allseitig entgegengebrachte Vertrauen berief ihn in den Aufsichtsrat verschiedener englischer Unternehmungen, u. a. der Rübél Bronze-Gesellschaft in London, er erwarb auch selbst eine Bronze-gießerei und eine kleinere Maschinenfabrik für Spezialfabrikation zusammen mit seinem Bruder, mit dem er auch Inhaber der Firma „The Flender Company“ war.

Er gehörte dem Verein deutscher Ingenieure als stellvertretender Vorsitzender der englischen Gruppe an und war lebenslängliches Mitglied unserer Gesellschaft. Er hat verschiedene kleine Aufsätze über englische Schifffahrtsverhältnisse in der Zeitschrift „Schiffbau“ veröffentlicht.



Gleich nach Ausbruch des Krieges begab er sich nach Deutschland und wurde als Wehrmann in das Reserve-Ersatz-Regiment Nr. 3 eingestellt; nahm an den Kämpfen um Ypern im Oktober 1914 teil, wurde Unteroffizier und zum Vizefeldwebel befördert, kämpfte er in den Stellungskämpfen an der Yser. Nachdem er fast 26 Monate im Felde gestanden hatte, erlitt er in der Schlacht an der Somme bei Pys, an der Straße nach Le Sars, am 22. Oktober 1916 an der Spitze seines Zuges durch Brustschuß den Heldentod.

LIONEL DRESSLER,

als Sohn des Pfarrers Dreßler am 22. November 1874 in Diez geboren, besuchte die Gymnasien zu Schleusingen in Thüringen und Weilburg, an welcher letzterem er Ostern 1897 die Reifeprüfung bestand. Nachdem er sich zum Studium des Schiffbaues entschlossen, erhielt er die praktische Ausbildung auf der Kaiserlichen Werft in Kiel und studierte dann in Charlottenburg. Im Jahre 1900 genügte er seiner Militärflicht als Einjähriger beim 9. Rhein. Inf.-Rgt. Nr. 160 in Diez, und bestand die Diplom-Hauptprüfung im Jahre 1904. Seine erste berufliche Tätigkeit übte er als technischer Hilfsarbeiter an der Kaiserlichen Werft in Danzig vom 3. Januar 1905 ab aus, wo er nach Aufgabe seiner Stellung an der Werft noch mehrere Semester Brückenbau und hauptsächlich Statik studierte. Nach einer diesem Studium folgenden militärischen Übung in Diez trat er im Juni 1911 in den Dienst der Werft von Blohm & Voß in Hamburg, und am 1. Februar 1914 in den des Luftschiffbau Zeppelin in Friedrichshafen ein.

Anfang Juni dieses Jahres wurde er Oberleutnant im oben genannten Regiment. Der Krieg verlangte ihn dann zum Dienst fürs Vaterland, in dem er schon im September 1914 das Eiserne Kreuz II. Klasse errang, im Jahre 1915 zum Hauptmann befördert wurde, und am 15. Juli 1916 im heißen Kampfe bei Péronne, von einem Granatsplitter in die Brust getroffen, sein Leben fürs Vaterland opferte.



MARTIN FETTIG

wurde am 10. November 1883 in Klötze, Kreis Gardelegen, geboren. Nach zweijähriger praktischer Ausbildung im Maschinenbau und neunmonatlicher Fahrzeit zur See als Maschinenassistent, besuchte er die Kgl. höhere Maschinenbauschule zu Hagen in Westfalen, die er Ostern 1905 nach abgelegter Abschlußprüfung verließ. Seine erste Stellung fand er im Konstruktionsbureau beim Bremer Vulcan in Vegesack, worauf er seiner Militärflicht als Einjährig-Freiwilliger im Infanterie-Regiment Nr. 92 in Braunschweig genügte. Vom Oktober 1907 bis Ende Februar 1908 war Martin Fettig bei der Bauunternehmung Köhneke & Co. in Bremen, und nach Ableistung einer achtwöchigen Übung vom 1. Mai 1908 bis zum 31. Dezember 1910 bei der Akt.-Ges. Weser in Bremen im Konstruktionsbureau für Schiffsmaschinenbau und später im Turbinenbau tätig. Nachdem er vom 1. Januar 1911 bis zum 31. Dezember 1912 die Stelle eines Maschineningenieurs bei der Firma Otto A. Müller im Kohlenimport und Reedereibetrieb bekleidete, trat er in das Konstruktionsbureau für Schiffsmaschinenbau der Vulcan-Werke Hamburg und Stettin, Abteilung für Deutsche Kriegsschiffe, in Hamburg ein. Beim Ausbruch des Krieges war er in einer achtwöchigen Übung als Reserveoffizier bei dem 164. Infanterie-Regiment begriffen, und nahm in diesem bis zum November an den Kämpfen in Frankreich teil. Zum 32. Infanterie-Regiment abkommandiert, fand er durch einen Kopfschuß den Heldentod im Schützengraben bei Lodz, betrauert von den Angehörigen und den Kollegen, die ihn wegen seiner Pflichttreue, die er in seinem Beruf und dem Vaterlande gegenüber betätigte, besonders geschätzt haben.

WILLY FLOHR

ist am 17. November 1881 in Berlin als Sohn des Fabrikbesitzers Carl Flohr geboren. Im Hause seiner Eltern aufgewachsen, besuchte



er von seinem 7. Lebensjahre ab das Friedrichs-Gymnasium in Berlin, auf dem er im Februar 1900 sein Abiturienten-Examen ablegte.

Der umfangreiche und aufregende Beruf des Vaters ließ ihn zuerst zweifeln, ob er sich dem technischen oder dem juristischen Studium widmen sollte. Er entschloß sich zu dem ersteren, wohl weil er nach einschlägigem Studium und nach erworbener Praxis später das Werk seines Vaters fortzusetzen hoffte. Er arbeitete praktisch in der Berliner Maschinenfabrik vorm. Schwartzkopff in deren verschiedenen Abteilungen, um auch für die Staatskarriere vorbereitet zu sein.

Im Jahre 1900 bezog er die Technische Hochschule in München und studierte dort zwei Semester. Im Herbst 1901 kehrte er nach Berlin zurück, studierte an der dortigen Technischen Hochschule weitere zwei Semester und machte 1902 sein Vorexamen. Beim Beziehen der Berliner Hochschule trat er dem Akademischen Verein „Hütte“ als Mitglied bei.

Alsdann leistete er beim Ulanen-Regiment Nr. 3 — früher Kaiser-Alexander III. — in Fürstenwalde seine Dienstzeit als Einjährig-Freiwilliger ab. Nach den folgenden beiden achtwöchigen Übungen wurde er beim 2. Hannoverschen Ulanen-Regiment Nr. 14 in St. Avold Reserveoffizier, und hat dort auch die späteren, vorgeschriebenen Übungen gemacht. Nach seiner Dienstzeit als Einjähriger besuchte er von 1903 bis 1905 die Technische Hochschule zu Charlottenburg weiter und bestand im Frühjahr 1906 das Diplom-Examen.

Ende des Jahres 1906 verließ er Deutschland, bereiste England, und blieb bis zum Herbst 1907 in London, woselbst er sich bei der Filiale der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft und der Filiale Carl Flohr betätigte.

Im Herbst 1907 ging er nach Rußland zur Filiale der Firma Carl Flohr in Moskau, in der er bis April 1908 beschäftigt war. Während dieser Zeit besuchte er sämtliche russische Filialen der genannten Firma in Riga, Petersburg, Moskau, Rostow a. Don, Odessa und Warschau.



Von April 1908 bis 1909 arbeitete er ein Jahr im Hauptgeschäft der Firma als Abteilungschef im Konstruktionsbureau, worauf er zur Erweiterung seines Gesichtskreises eine Weltreise antrat.

Im Mai 1908 fuhr er von Bremen ab und besuchte zuerst New York, wo er ein halbes Jahr verblieb und in einigen Maschinenfabriken beschäftigt war. Er besuchte dann viele große Städte im Norden und Westen der Vereinigten Staaten, und kam auch nach den landschaftlichen Glanzpunkten in Colorado, dem Yellowstone-Park und in das Yosemite-Tal. Über Los Angeles reiste er endlich nach San Francisco. Nach einem kurzen dortigen Aufenthalt ging er über Honolulu nach Japan, China und Indien und kehrte, nachdem er sich in Ägypten, Italien und der Riviera noch einige Zeit zur Erholung aufgehalten hatte, im Februar 1911 in sein Vaterhaus zurück.

Nach seiner gründlichen fachlichen Ausbildung und mit seinen im Auslande gesammelten Erfahrungen trat er in die Firma Carl Flohr ein, in der er sich sowohl im Konstruktionsbureau als auch im Betriebe der Abteilungen Berlin und Wittenau erfolgreich betätigte. Mit der Prokura vertraut, war seine endgültige Aufnahme als Mitinhaber der Firma beschlossene Sache, die nur durch den plötzlichen Ausbruch des Krieges nicht mehr vollzogen wurde.

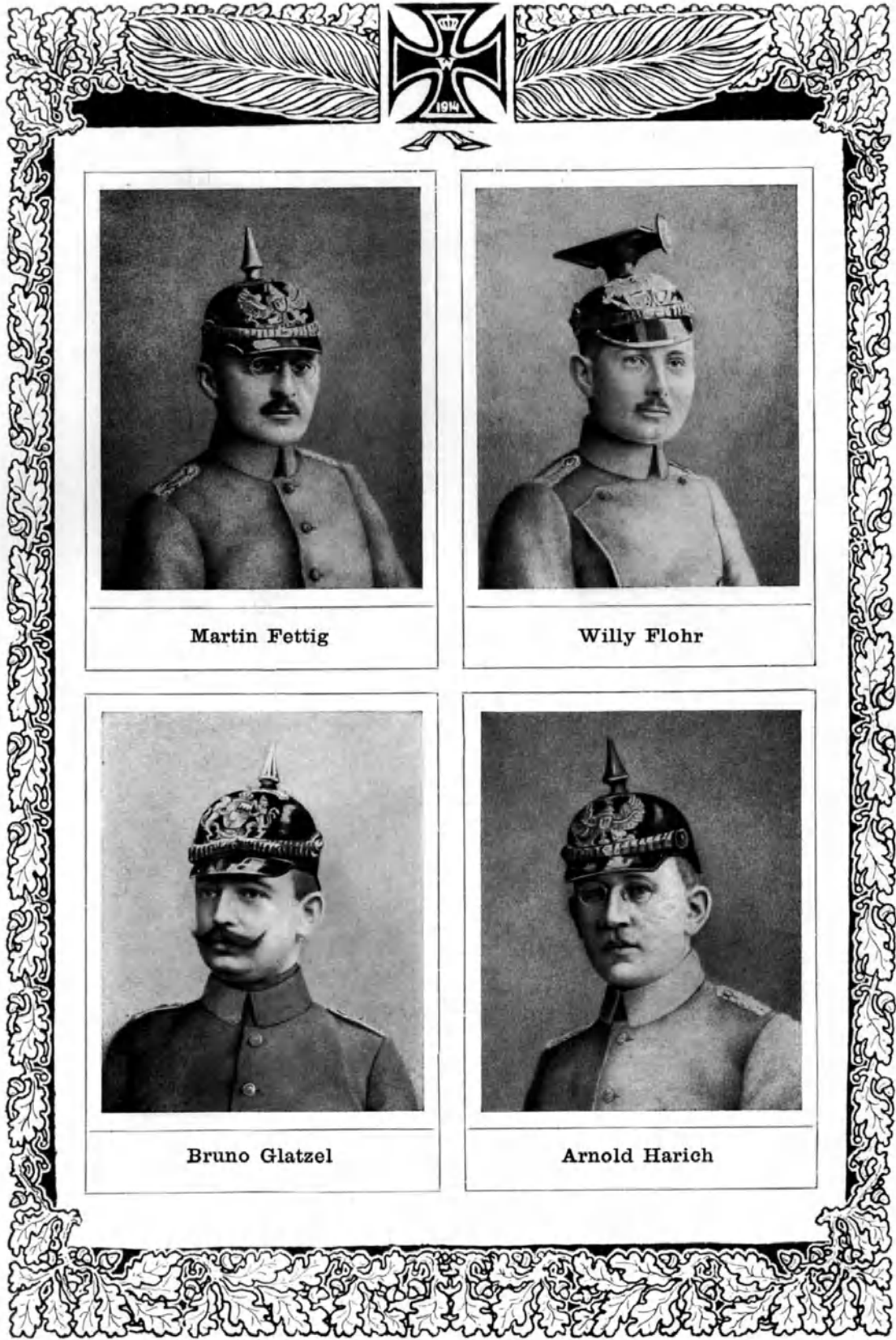
Nachdem er sich bereits am ersten Mobilmachungstage bei seinem Regiment gestellt hatte, wurde er mit der Führung einer Fuhrparkkolonne beauftragt. Am 1. Februar erhielt er das Kommando als Führer der 10. Kompagnie des 135. Infanterie-Regiments und begab sich in die Schützengräben des Argonnenwaldes. Hier traf ihn am 16. Februar bei einem Sturmangriff auf die Höhe 285 ein Schuß in die Lunge, an dessen Folgen er im Lazarett zu Chatel bei Cornay, nahe Apremont, am 20. Februar trotz Anwendung aller ärztlichen Kunst sanft entschlafen ist.



BRUNO GLATZEL.

Der Privatdozent an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg Prof. Dr. Bruno Glatzel, der durch seine funkentelegraphischen und fernphotographischen Untersuchungen weit über die Fachkreise hinaus bekanntgeworden ist, gehörte als Oberleutnant der Reserve der bayerischen Armee an und war bei Beginn des Krieges der Besatzung von Metz zugewiesen worden. Im Festungsdienste aber, wo die Gelegenheit fehlte, sich auszuzeichnen, duldete es ihn nicht. Die Aktivität seines Wesens trieb ihn an die Front, und es gelang ihm, seine Verwendung in der Angriffsarmee durchzusetzen. Als Führer einer Maschinengewehrkompanie des 8. bayrischen Infanterie-Regiments hat er vor Verdun am 8. Oktober 1914 im Alter von 36 Jahren den Tod fürs Vaterland gefunden.

Der auf Tätigkeit und Vorwärtsdringen gerichtete Sinn, den er im Tode bewährt hat, ist für den Verstorbenen charakteristisch. Schon während seiner Gymnasialzeit hat er, wohl angeregt durch seinen Vater, den Direktor des Dorotheenstädtischen Realgymnasiums in Berlin, eifrig gebastelt und sich mechanische Fertigkeiten erworben, die er während einer praktischen Lehrzeit in der Charlottenburger mechanisch-technischen Versuchsanstalt zu höherer Kunst entwickelte. Den Studenten der Physik und Mathematik machte alsbald Prof. E. Wiedemann in Erlangen zu seinem Assistenten, der Untersuchungen auf dem ultravioletten Strahlengebiet erfolgreich durchführte und daraufhin den Doktorgrad erwarb. Aber erst ergänzende elektrotechnische Studien, eine mehrjährige Tätigkeit als Elektroingenieur der Maschinenfabrik Carl Flohr, und eine längere Studienreise durch England und Schottland, führten ihn den Arbeitsgebieten zu, auf denen er seinen wissenschaftlichen Ruf begründen sollte. Zunächst als Assistenten, seit 1908 als Privatdozenten der Physik an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg, dessen Vorlesungen über drahtlose Telegraphie auch in



Martin Fettig



Willy Flohr



Bruno Glatzel



Arnold Harieh



das Programm der militärtechnischen Akademie aufgenommen wurden, sehen wir ihn eine ununterbrochene Reihe von wissenschaftlichen Abhandlungen veröffentlichen, die überwiegend den eingangs erwähnten Forschungsgebieten angehören und die, um ihrer exakten Methoden und ihrer bestimmten auch praktisch wertvollen Ergebnisse willen, ihn unter den jüngeren Physikern in die erste Reihe rückten. Seine Messungen in Schwingungskreisen, seine Untersuchung der Quecksilberfunkenstrecke, sein Verfahren zur Erzeugung von Hochfrequenzströmen und nicht zuletzt seine Forschungen über die Eigenschaften, besonders die photoelektrische Trägheit des Selens legen Zeugnis ab von seiner hohen experimentellen Gestaltungskraft. Wie er jede ihm gestellte Aufgabe mit Energie anfaßte, so zeitigte auch seine Beziehung zur Militärtechnischen Akademie erfreuliche Früchte. Sie zeigen sich in der kinemographischen Aufnahme ballistischer Vorgänge und in der Untersuchung über die Ausströmung von Gasen bei hohen Anfangsdrücken, Arbeiten, die Glatzel in Gemeinschaft mit Prof. Dr. C. Granz ausgeführt hat.

Wie unermüdlich Glatzel tätig war, wird dadurch bewiesen, daß er neben seiner wissenschaftlichen Forschungsarbeit noch Zeit und Kraft fand, der Technik wertvolle Dienste zu leisten. So ruhte er nicht eher, als bis er, als ein geschickter und sachkundiger Mitarbeiter von Prof. Dr. A. Korn, die Fernphotographie zu ihrer jetzigen Vollkommenheit ausgebildet hatte. Zugleich beriet er technische Unternehmungen, fungierte als Ingenieur für drahtlose Telegraphie in der Firma G. Lorenz A.-G., leitete die Berliner fernphotographische Station des Berliner Lokal-Anzeigers und entwickelte eine umfangreiche Lehrtätigkeit neben der Hochschule an der städtischen ersten Handwerkerschule in Berlin. Dabei waren die Lehraufträge ihm nicht etwa Nebensache. Wer Vorträge von ihm gehört hat, kennt seine energische, ruhige, eindringliche Art, auch sind aus seinem lebhaften Lehrbedürfnis seine Demonstrationsversuche über Wechselstromvorgänge, seine volkstümlichen Darstellungen in der „Woche“, im „Helios“, in „Aus der Natur“ und in „Die Naturwissen-



schaften“, vor allem aber das zusammen mit Prof. Dr. A. Korn bearbeitete Handbuch der Phototelegraphie und Telautographie hervorgegangen. Mitten aus diesem rüstigen Schaffen heraus, das ihn noch in den Schützengräben vor Verdun mit wissenschaftlichen und technischen Fragen beschäftigt sein ließ, hat ihn der Tod gerissen. Ein von rastloser Arbeit erfülltes, von wissenschaftlichem Schwunge getragenes und von technischer Erfindungsfreude angeregtes Leben ist mit ihm dahingegangen.

ARNOLD HARICH

wurde am 31. Juli 1879 zu Liebstadt, Kreis Mohrungen in Ostpreußen, als Sohn des Apothekers Theodor Harich geboren. Er besuchte von seinem 6. bis 19. Lebensjahre das Königliche Wilhelms-Gymnasium in Königsberg in Preußen. Nach bestandenem Abiturienten-Examen arbeitete er ein Jahr praktisch auf den Kaiserlichen Werften Danzig und Kiel, worauf er zu seiner Information eine Reise nach Amerika als Maschinisten-Assistent mitmachte. Er studierte an der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg, bestand das Bauführer-Examen für Schiffsmaschinenbau und erwarb sich den Grad eines Diplom-Ingenieurs. Während seines Studiums war er Mitglied der Berliner Burschenschaft „Germania“, die dem Verbands der „Allgemeinen Deutschen Burschenschaft“ angehört, welche kürzlich ihr 100 jähriges Bestehen feierte. Trotzdem er ein eifriger Burschschafter war, vernachlässigte er sein Studium nicht und legte seine Prüfungen rechtzeitig ab. Durch sein offenes Wesen und seinen lauterer Charakter hatte er sich unter seinen Bundesbrüdern nur Freunde erworben.

Nach beendetem Studium war Harich bis zum 31. Juli 1908 bei der Firma Blohm & Voß in Hamburg im maschinentechnischen Bureau (Abteilung Kriegsschiffbau) als Konstrukteur beschäftigt. Vom 1. August 1908 bis zum Ausbruch des Krieges bekleidete er die Stellung



eines Konstrukteurs und Vertreters des Bureauchefs für Hilfsmaschinenbau in den Vulkan-Werken in Stettin.

Sein militärisches Dienstjahr verlebte er in Königsberg, wo er bei dem Grenadier-Regiment „Kronprinz“, 1. Ostpr. Nr. 1, diente. Bei Ausbruch des Krieges wurde er am 6. August 1914 als Leutnant d. L. dem Reserve-Infanterie-Regiment Nr. 9 zugeteilt und machte im Verbands der 2. Reserve-Division die ersten Gefechte in Ostpreußen mit. Am 28. August 1914 wurde er bei der Erstürmung der Dröbnitzer Höhen, zwischen Hohenstein und Tannenberg, durch einen Granatsplitter am Hinterkopf schwer verwundet. An den Folgen dieser Verwundung verschied er am 1. September in dem Feldlazarett, das in unmittelbarer Nähe des Gefechtsfeldes in Klein-Plötzdorf errichtet war. In dem dortigen Gutsark hat er seine letzte Ruhestätte gefunden.

EUGEN HEINRICH.

Dr.-Ing. Eugen Heinrich ist am 18. November 1878 in Cannstatt geboren, studierte nach Ablegung der Reifeprüfung und nach einjähriger Werkstatttätigkeit 7 Semester an der Technischen Hochschule in Stuttgart als Maschineningenieur, legte hier die Diplomprüfung ab, war 3 Semester Assistent am elektrotechnischen Institut dieser Hochschule, diente bei den Pionieren, arbeitete 3½ Jahre als Konstrukteur auf der Germania-Werft in Kiel, vorzugsweise im Dampfturbinenbau, 1¾ Jahr als Konstrukteur bei Pokorny & Wittekind in Frankfurt a. M. in der Abteilung für Turbokompressoren und Dampfturbinen, später auch in der Abteilung für Kompressoren, Dampfmaschinen und Kondensatoren, 1¼ Jahr als Konstrukteur für Dampfturbinen in der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei. Von Oktober 1910 bis Juni 1911 hielt sich Heinrich in Nordamerika auf, um die amerikanische Industrie aus eigener Anschauung und durch eigene Mitarbeit kennen zu lernen. Hierauf folgte er einer Anregung des Staats-



rats Bach und trat als Ingenieur für Forschungsarbeiten in das Ingenieur-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart ein. Seine Veröffentlichungen sind, wenn von einigen Aufsätzen in englischer Sprache abgesehen wird, in den Jahrgängen der „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1912 bis 1914“ und in den „Mitteilungen über Forschungsarbeiten“ enthalten. Als Dozent behandelte er Aufgaben aus der Technischen Wärmelehre.

Bei Ausbruch des Krieges trat er als Offiziersstellvertreter ein, zog ins Feld und wurde Ende September schwer verwundet. Über die Verwundung schreibt sein Kompagnieführer an Staatsrat Bach:

„2. Oktober 1914.

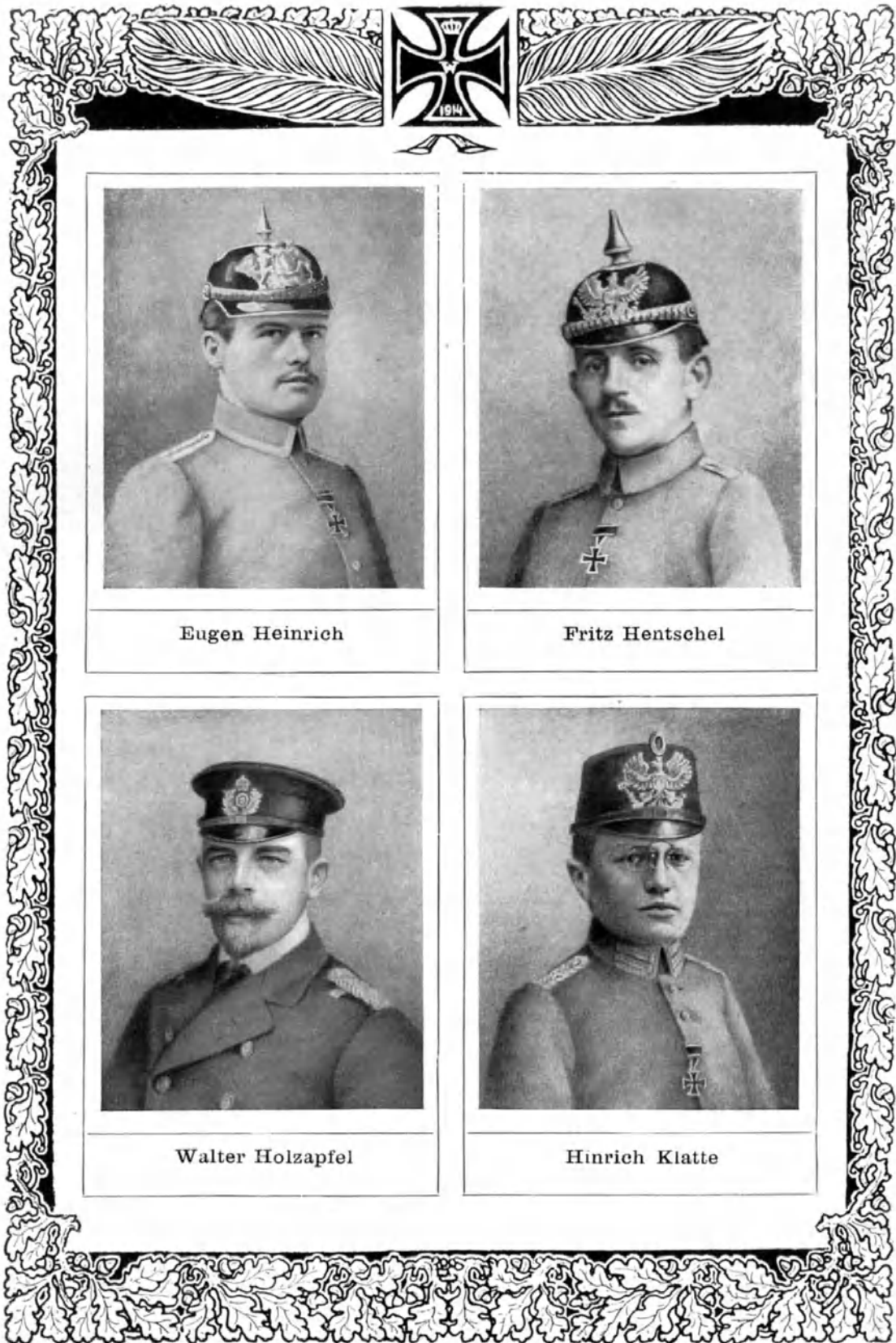
Mein treuer Kamerad Heinrich ist am 29. September in einem schweren Gefecht, das uns 4 Offiziere, 1 Oberarzt und 60 Mann an Verwundeten und Toten gekostet hat, als Führer des II. Zuges der 1. Res.-Pion.-Komp. in vorderster Linie von einer feindlichen Kugel am Kopfe schwer verwundet worden. Er ist bis heute nicht zum Bewußtsein gekommen. Soweit es mir möglich war, habe ich für die Unterbringung im Feldlazarett und die sofortige ärztliche Hilfe Sorge getragen. Meine Kompagnie ist inzwischen weiter vorgeschoben worden.“

Für seine Leistungen erhielt Heinrich das Eiserne Kreuz; er erlag seiner Verwundung im Lazarett zu Bapaume und wurde auf dem Friedhofe daselbst am 14. Oktober beerdigt.

Mit ihm ist ein tüchtiger Ingenieur und ein guter Mensch aus dem Leben geschieden.

FRITZ HENTSCHEL

wurde am 8. Juni 1887 als Sohn des Schiffahrtsdirektors der Vereinigten Elbe-Schiffahrtsgesellschaft, Herrn Friedrich Hentschel, in Magdeburg geboren. Nach dem Besuch des dortigen König-Wilhelm-



Eugen Heinrich



Fritz Hentschel



Walter Holzapfel



Hinrich Klatte



Gymnasiums wandte er sich dem Studium des Schiffbaufaches zu und bestand im November 1910 an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg seine Diplom-Prüfung.

Nach kurzer Tätigkeit auf der Actien-Gesellschaft „Weser“, Bremen, genügte er in Magdeburg bei dem 4. Pionier-Bataillon seiner militärischen Dienstpflicht. Am 1. Oktober 1912 trat er bei den Vulcan-Werken Hamburg und Stettin Actiengesellschaft Stettiner Niederlassung, Stettin-Bredow, ein.

Bei Ausbruch des Krieges zu den Fahnen einberufen, kämpfte er als Pionier zuerst im Osten. Nach seiner Beförderung zum Offizier kam er als Führer einer schweren Minenwerfer-Abteilung an die Westfront und erwarb sich hier das Eiserne Kreuz II. Klasse. Zur Wiederherstellung seiner Gesundheit, die schon an der Ostfront schwer gelitten hatte, erhielt er einen längeren Urlaub und stellte sich den Vulcan-Werken am 26. Mai 1917 zur Verfügung, um auch mit seinen Fachkenntnissen während seiner Erholungszeit dem Vaterlande zu dienen.

Bedauerlicherweise verschlimmerte sich sein Zustand wieder, und am 8. August 1917 erlag er den Leiden, die er sich vor dem Feinde zugezogen hatte.

Der zu früh Verstorbene war allen, die ihm persönlich nähertraten, ein lieber Freund. Als froher Gesellschafter hat er besonders durch Ausübung seiner musikalischen Begabung seinem Freundeskreise manche genußreiche Stunde bereitet und sich ein treues Gedenken gesichert.

WALTER HOLTZAPFEL

wurde am 22. Oktober 1878 zu Hamburg als Sohn des Reeders Eduard Holtzapfel geboren. Er besuchte das Johanneum zu Hamburg und trat am 2. April 1895 als Kadett in die Kaiserliche Marine ein. Am 2. Oktober 1898 wurde er zum Offizier befördert, am 23. März 1901



wurde er Oberleutnant zur See, am 9. Dezember 1905 Kapitänleutnant, und am 13. Juni 1912 Korvettenkapitän.

Während des Krieges war er längere Zeit Erster Offizier auf dem Linienschiff „König Albert“. Zuletzt hatte er die Stellung des Präses des Torpedo-Versuchs-Kommandos in Kiel inne.

Als Anerkennung seiner Verdienste wurden ihm zahlreiche Auszeichnungen zuteil, u. a. die Rettungsmedaille am Bande, der Rote Adler-Orden 4. Klasse mit der Krone, das Eiserne Kreuz I. und II. Klasse, das Hanseatenkreuz u. a. m.

Den Tod fand er am 25. Januar 1917 vor dem Kieler Hafen in Ausübung seiner verdienstvollen Tätigkeit bei Erprobung eines wichtigen Kriegsgerätes. Er wurde schwer verletzt und ertrank, da er sich infolge seiner Verletzung nicht lange schwimmend halten konnte.

Korvettenkapitän Holtzapfel gehört zu jenen stillen Helden, die weit ab von den eigentlichen Kriegsschauplätzen im Dienste des Vaterlandes ihr Leben opferten.

HINRICH KLATTE

wurde am 14. September 1885 zu Arsten b. Bremen als Sohn alt-ingesessener Landwirte geboren. Er besuchte die Oberrealschule zu Bremen und arbeitete dort nach bestandenen Abiturienten-Examen praktisch auf der Weserwerft; von 1905—1907 studierte er in München Maschinenbau und ging 1907 nach Hannover, wo er 1908 das Vorexamen bestand. 1908—1909 diente er beim Eisenbahnregiment in München. Von 1909—1911 studierte er wieder in Hannover Maschinen-Ingenieurwesen und legte das Diplomexamen ab. Zwischendurch hatte er noch in der Lokomotivfabrik von Kraus & Co. in München und auf der Maximilianshütte in Bergen, Oberbayern, praktisch gearbeitet.

Im April 1912 kam er als Ingenieur in das Patentbüro von Anders nach Berlin und von dort am 1. Januar 1913 zu den Vulkan-



werken in Hamburg, wo er in der allgemeinen Maschinen- und Patent-Abteilung als stellvertretender Bürochef bis zum Ausbruch des Krieges tätig war.

Da er im Mai—Juni 1914 seine erste Reserveoffiziers-Übung beim Kraftfahrbataillon in Berlin-Schöneberg abgeleistet hatte, trat er bei der Mobilmachung in dieselbe Truppe ein, in der er bald einen Wagenpark zu führen hatte. Im Jahre 1915 ließ er sich zur Fliegertruppe versetzen, wurde in Döberitz ausgebildet und dann einer Fliegerabteilung im Westen zugeteilt. 1917 kam er nach Fürstenwalde, um dort eine Fliegerschule einzurichten und zu führen. Im Juli 1917 meldete er sich nach der Türkei, wo er am 7. November 1917 bei Tulkerim nahe Jerusalem im Luftkampfe gefallen ist, nachdem er vorher mit dem Eisernen Kreuz II. Kl. ausgezeichnet worden war.

AUGUST KOOB

ist am 3. Februar 1876 zu Dannstadt, und zwar auf dem dazugehörigen Münchhof, in der Rheinpfalz geboren. Er war der Sohn eines Landwirtes und hatte als solcher reichlich Gelegenheit zur Naturbeobachtung. Früh zeigte sich bei ihm die Vorliebe zum Zeichnen und seine technische Begabung, namentlich bei der Zerlegung alter Uhren. Die Empfänglichkeit für alles Schöne und Hohe und ein vielseitiges Interesse empfing er von der Mutter. Er wuchs in der Einsamkeit auf und war so bewahrt vor dem verwirrenden Vielerlei der Großstadt. Daneben zeichnete ihn eine schlichte Geradheit, wohl ein Erbeil seines Vaters, aus. Er besuchte 5½ Jahre die Volksschule, 6 Jahre die Realschule in Speyer und 2 Jahre die Industrieschule (spätere Oberrealschule) in München. 1895—1899 war er Studierender der Technischen Hochschule München, an der er das Absolutorium eines Maschinen-Ingenieurs empfing. Nach einer zweijährigen Praxis in der Dinglerschen Maschinenfabrik in Zweibrücken bekleidete er drei Jahre lang die Assi-



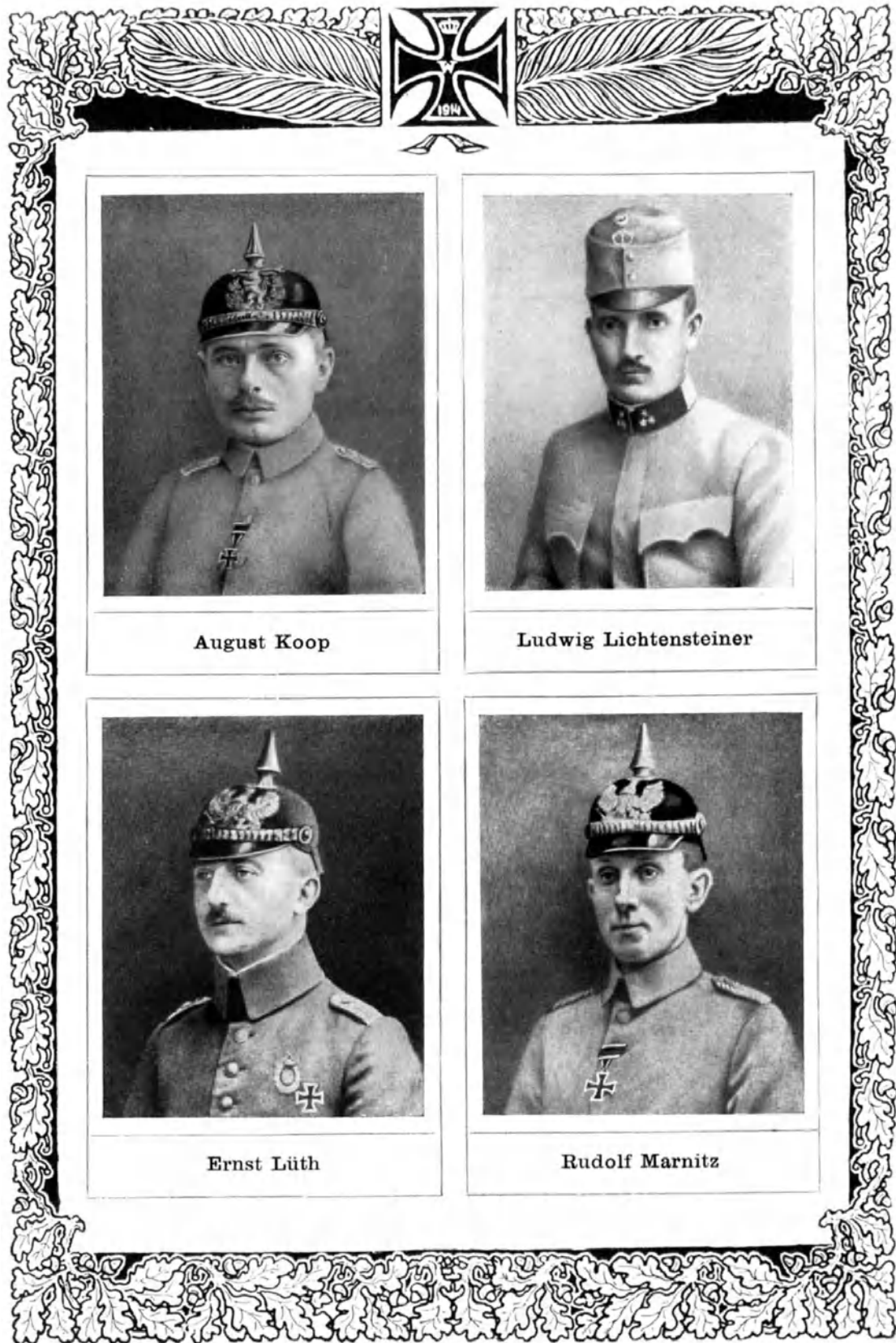
stentenstelle für theoretische Maschinenlehre an der Technischen Hochschule München. Von 1904 bis 1912 war er in Diensten der Firma Brown, Boveri & Cie. in Mannheim (einige Zeit davon in Baden in der Schweiz). Von 1912 bis zum Ausbruch des Krieges hatte er eine Direktorstelle bei der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft in Cassel-Wilhelmshöhe inne. 1903 erwarb er sich die Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften. Seine Dissertation betraf „Das Regulierproblem in vorwiegend graphischer Behandlung“. Von seinen Abhandlungen (veröffentlicht in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure) seien genannt: „Die Strömungserscheinungen in den Düsen der Dampfturbinen“, „Die Berechnung der Dampfturbinen auf zeichnerischer Grundlage“ und gemeinsam mit Professor M. Schröter „Untersuchung einer von Van den Kerchove in Gent gebauten Tandem-Maschine von 250 PS“.

Seiner militärischen Dienstpflicht genügte er im Kgl. Bayer. Leibregiment in München, in dem er zum Vizefeldwebel aufrückte. Bei Ausbruch des Krieges war er Feldwebel der 9. Kompagnie des Landsturm-Inf.-Regiments 115 (Cassel). In Lothringen wurde er Leutnant. Bei Svistov errang er sich das Eiserne Kreuz 2. Klasse. Er fiel am 2. Dezember 1916 bei Stanestei vor Bukarest als Leutnant und Bataillons-Adjutant bzw. als stellvertretender Kompagnieführer. Mit ihm ist ein hochbegabter und vielversprechender Ingenieur leider zu früh dem Leben entrissen worden.

LUDWIG LICHTENSTEINER

wurde am 2. August 1877 in Znaim (Mähren) geboren, wo sein Vater als k. k. Militärbeamter bedienstet war. Er besuchte dort die Volks- und Mittelschule sowie die technische Hochschule.

Nach dem Verlassen der Hochschule war Lichtensteiner ein Jahr als Konstrukteur in einer Brünnener Maschinenfabrik und dann ein Jahr



August Koop



Ludwig Lichtensteiner



Ernst Lüth



Rudolf Marnitz



als Assistent für Physik und Elektrotechnik an der k. k. deutschen Staatsgewerbeschule in Brünn tätig.

Hierauf diente er sein Jahr als Einjährig-Freiwilliger und ging dann nach Magdeburg, Leipzig, Berlin, Kiel und Mannheim. Von hier kam er im Herbst 1913 nach Mülheim a. R. zu der Firma Aug. Thyssen.

Beim Beginn des Krieges im August 1914 rückte er als Oberleutnant d. R. bei einem Wiener Infanterie-Regiment ein und wurde zunächst dem Bahnhofs-Kommando in Wiener Neustadt zugeteilt. Im Dezember gleichen Jahres nach Wien kommandiert, kam er am 18. März 1915 mit seiner Kompagnie an die Front, machte die Kämpfe in den Karpathen und die Eroberung Lembergs mit, wofür er mit dem Signum laudis ausgezeichnet wurde. Er marschierte dann mit seinem Regiment nach Wolhynien, wo er anfangs November zum Hauptmann befördert wurde. Am 15. November 1915 erlitt er durch eine feindliche Kugel den Heldentod und wurde auf dem Friedhofe in Kuravitscha mit allen militärischen Ehren bestattet. Nach seinem Tode traf für ihn bei seinem Regiment noch das zweite Signum laudis und das Militär-Verdienst-Kreuz ein.

ERNST LÜTH

wurde am 22. Dezember 1887 in Hannover als Sohn des Kaufmanns J. Th. Lüth geboren und besuchte dort die Oberrealschule bis zur Oberprima. Hierauf diente er als Einjähriger im Infanterie-Regiment Nr. 73. Da er sich damals für Hoch- und Tiefbau, besonders für Hochofen- und Schornsteinbau, interessierte, so arbeitete er praktisch bei der Firma Sulze & Schröder in Hannover. Hierauf studierte er einige Semester an der Technischen Hochschule derselben Stadt, wandte sich dann im Jahre 1911 nach Karlsruhe in Baden und besuchte die dortige Technische Hochschule bis zum Beginn des Jahres 1914.

Im Juli 1914 hatte er gerade eine 8 wöchentliche Reserveoffizier-Übung in Mülhausen i. Els. beendet, und wollte am 1. August eine



Stellung in einer bedeutenderen Firma antreten, als der Krieg ausbrach. Mit dem Inf.-Reg. Nr. 110 in Mannheim zog er hinaus. Noch im selben Jahre in Frankreich verwundet, kam er nach Bayreuth ins Lazarett. Nach seiner Genesung wurde er in das Inf.-Reg. Nr. 88 versetzt. Mit diesem trat er den großen Vormarsch nach Rußland an, und wurde dabei in Galizien im Jahre 1915, nachdem er kurz zuvor zum Leutnant befördert worden war, durch einen Rückenschuß schwer verwundet. Viele Monate weilte er darauf zu seiner Genesung bei Militsch in Schlesien auf einem Schloß, das einem Grafen Maltzahn gehörte.

Wiederhergestellt kam er zuerst nach Mainz zum Ersatzbataillon Nr. 88 und darauf zu seiner Fliegerausbildung nach Köslin. Einer mehrmonatlichen Ausbildung und Schulung folgte der Besuch der Fliegerschule in Graudenz. Nach vollendeter Ausbildung als Flugzeugführer wurde Lüth nach Frankreich zur Fliegerabteilung 275 kommandiert. Infolge seiner erfolgreichen Flüge vor dem Feind wurde er zum Leiter der Fliegerschule der III. Armee in Frankreich berufen. Im Mai 1918 wurde er nach Palästina zum Stab des Kofl. F. als technischer Offizier versetzt. Am 17. September 1918 stürzte er mit seinem Flugzeug in der Nähe von Nazareth (woselbst der Stab lag) tödlich ab und erlag sofort seinen Verletzungen. Am 18. September 1918 wurde er auf dem Militärfriedhof zu Damaskus beigesetzt, mit ihm die beiden Offiziere, die ihn im Flugzeug begleitet hatten.

RUDOLF MARNITZ

wurde am 24. Juli 1885 zu Berlin als Sohn des Exportkaufmanns Robert Marnitz geboren. Als ein sehr begabter Schüler besuchte er dort das Königstädtische Realgymnasium, welches er am 12. März 1903 mit dem Zeugnis der Reife verließ. An der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin studierte er alsdann Schiffbau und erledigte die vorgeschrie-



bene praktische Arbeitszeit auf dem Stettiner Vulkan und bei Seebeck in Bremerhaven.

Nachdem er das Vorexamen im April 1906 bestanden hatte, genügte er seiner Dienstpflicht im Inf.-Regt. Nr. 13 zu Münster und trat noch vor Abschluß seines Studiums beim Kaiserl. Reichs-Marineamt in Berlin ein. Für seine im Sommer 1911 geleistete Diplomarbeit wurde ihm das Prädikat „sehr gut“ zuerkannt. Mit technischen Aufsätzen trat er auch auf literarischem Gebiete häufig an die Öffentlichkeit. Im Frühjahr 1914 gab er seine Tätigkeit im Reichs-Marineamt auf, um eine Stellung beim Hamburger Vulkan anzutreten.

Bei Kriegsausbruch drängte er als einer der ersten zu den Fahnen, und stand als Leutnant d. R. im Reserve-Inf.-Regt. Nr. 86 furchtlos und treu in den vielen schweren Tagen, die er an der Westfront durchlebte, wo ihm sehr bald das Eisernes Kreuz II. Kl. verliehen wurde. Im Kampfe mit den Engländern mußte er bei der Wiedereroberung eines Sprengtrichters am Abend des 15. Mai 1916 sein noch an Hoffnungen reiches Leben lassen und ruht nun mit einem großen Teil der von ihm geführten Kompagnie auf den Hügeln westlich von Givenchy.

CONRAD MEISSNER

ist am 23. Mai 1878 in Schöningen geboren, lebte seit 1879 in Hamburg, und starb in Kiel am 1. September 1914.

Nachdem Meißner die Realschule des Herrn August Bieber zu Hamburg durchgemacht hatte, lernte er 3 Jahre als Maschinenschlosser bei Wimmel & Landgraf, und studierte besonders unter Professor Riehn 1897/99 auf dem Polytechnikum in Hannover Schiffsmaschinenbau.

1899/1900 absolvierte er seine Militärzeit als Einjähriger in Kiel bei der Kaiserlichen Marine. Nach diesem Dienstjahr trat er in die Maschinenfabrik vorm. Ph. Swiderski, jetzt Aktiengesellschaft in Leipzig-Plagwitz, als Ingenieur in die Motorenabteilung ein und wurde dort

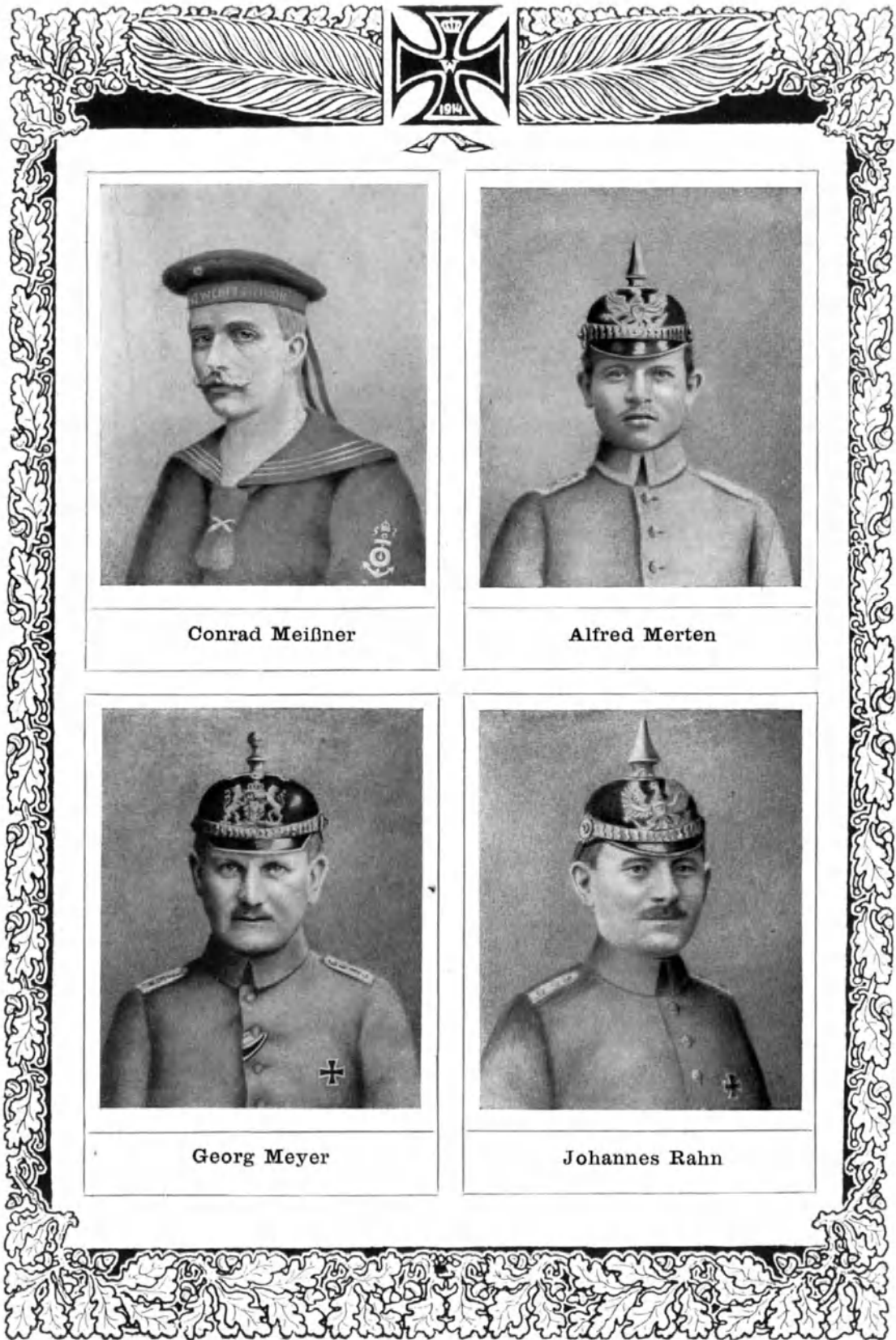


unter Ingenieur Emil Capitaines Anleitung im Konstruktionsbureau stationärer Petroleummotoren beschäftigt. 1891/1893 erlernte Meißner noch bei der Firma Heß & Rirfel in Ottensen die Modelltischlerei und brachte damit sein Studium zum Abschluß. Im gleichen Jahre trat er in die väterliche Maschinenfabrik ein. In dieser Spezialfabrik für Motorenbau und Schiffsschrauben war der Capitaine-Petroleummotor zur Schiffsmaschine aufgenommen und dazu Umsteuerpropeller mit regulierbaren Flügeln nach besonderem Prinzip mit patentiertem Umsteuerblock hergestellt. Die Entwicklung dieses neuen Industriezweiges verlangte einen Schiffbauingenieur, und hierfür konnte der auf diesem Gebiete vorbereitete Ingenieur der Fabrik besonders gute Dienste leisten. Von 1904 bis 1907 war er im technischen Bureau als Konstrukteur tätig. 1908 wurde er Prokurist der Firma. Er war eifrig bemüht, für die Schiffsdieselmotoren eine zuverlässige Umsteuerung zu schaffen, was ihm durch ein Spindel-Umsteuerelement gelang.

Im August 1914 wurde er zur Kriegsmarine nach Kiel berufen und als Obermaschinisten-Maat im Baubureau der Kaiserlichen Werft beschäftigt. Dort erkrankte er und starb im Dienste der Marine in Kiel im 37. Lebensjahre. Mit Conrad Meißner ist einer unserer jüngeren tüchtigen Schiffbau-Ingenieure und ein Spezialfachmann aus dem Kreise seiner Freunde geschieden. In treuer Pflichterfüllung hat er bis zum Ende auf seinem Posten ausgeharrt.

ALFRED MERTEN

wurde am 15. November 1885 zu Krossen, Kreis Zeitz, als Sohn des Eisenbahn-Assistenten Edmund Merten geboren. Nachdem er die Stadtschulen zu Weißenfels und Hildburghausen besucht hatte, arbeitete er einige Jahre praktisch und bereitete sich weiter auf dem Technikum Hildburghausen auf seinen ferneren Beruf vor. Er war jedoch gezwungen, das Studium zu unterbrechen, um sich die weiteren Mittel hierfür erst



Conrad Meißner



Alfred Merten



Georg Meyer



Johannes Rahn



noch zu erwerben. Durch rastlosen Fleiß gelang ihm dies auch, und er bestand dann im Herbst 1910 die Reifeprüfung der Maschinenbauschule mit „gut“, nachdem ihm zwischendurch für seinen Fleiß einige Prämien zuerkannt waren. Nach Verlassen der Schule trat er in die Praxis und erhielt seine erste Stellung bei der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft in Berlin. Schon nach einem Jahre wechselte er sie, indem er in Bremen bei der Aktiengesellschaft „Weser“ als Konstrukteur eintrat und dort blieb, bis er im Herbst vorigen Jahres zu den Fahnen eilte. Er hatte seiner Militärpflicht in Kassel beim Infanterieregiment Nr. 167 genügt, und als der Krieg ausbrach, drängte es ihn, seinem Vaterland mit der Waffe in der Hand zu dienen. Er fiel als Unteroffizier d. R. im Reserve-Infanterie-Regiment Nr. 36 am 13. Oktober bei Tahure in der Champagne, ein Granatsplitter hatte ihn in den Kopf getroffen.

Seine Freunde verlieren in ihm nicht nur einen tüchtigen, strebsamen und pflichttreuen Mitarbeiter, sondern auch einen Menschen, welcher sich durch seine guten Charaktereigenschaften allseitige Anerkennung und Liebe erworben hat.

GEORG MEYER

wurde am 9. Mai 1873 in Hannover als Sohn des Landesrabbiners Dr. Samuel Meyer geboren. Er besuchte das dortige II. Lyzeum, arbeitete vor dem Studium praktisch in der Gebr. Körting A.-G. und studierte auf den Hochschulen in Karlsruhe, Charlottenburg und Straßburg, wo er den Dr. phil. erwarb. Nach vollendetem Studium trat er zunächst bei der Maschinenbau A.-G. Augsburg-Nürnberg ein. Im Jahre 1900 ging er zu den Siemens-Schuckert-Werken in Berlin, wo er zum Oberingenieur und Prokuristen aufrückte. Aus dieser Stellung rief ihn der Krieg als Oberleutnant d. R. zum 8. bayr. Feld-Art.-Reg., welches aus dem 2. bayr. Feld-Art.-Reg. entstanden war, bei dem er sein Freiwilligenjahr abgedient hatte. Er zog gleich als Batterieführer



ins Feld und erhielt bereits im September 1914 das Eiserne Kreuz II. Klasse. Einige Monate später wurde er zum Hauptmann d. R. befördert und hat die Batterie, als deren Führer er ausrückte, während der ganzen Kriegszeit ununterbrochen befehligt. Am 15. Dezember 1916 ist er vor Verdun in seiner Batterie gefallen, nachdem er am Tage vorher das Eiserne Kreuz I. Klasse erhalten hatte. Georg Meyer hat sich als Mensch, Ingenieur und Soldat gleichmäßig bewährt und wird bei allen, die ihn näher kannten, ein ehrendes Andenken hinterlassen.

JOHANNES RAHN

ist am 14. April 1881 in Greifenhagen (Pommern) geboren. Nach vollendeter Reifeprüfung auf dem Gymnasium Eberswalde arbeitete er zunächst 2 Jahre als Volontär auf den Schiffswerften Vulcan, Stettin und Nüscke, Grabow. Alsdann genügte er seiner Militärpflicht als Einjährig - Freiwilliger und erwarb sich die Befähigung zum Reserve-Offizier. Von 1902—1906 studierte er auf der Technischen Hochschule Charlottenburg und bestand 1906 die Hauptprüfung im Schiff- und Schiffsmaschinenbau. Bis 1907 war er auf der Kaiserl. Werft Kiel und auf der Howaldtwerft tätig. Um den praktischen Schiffsmaschinenbetrieb kennen zu lernen, machte er mehrere Reisen im Maschinenpersonal des Norddeutschen Lloyd in Bremen mit. Ende 1911 berief man ihn als Lehrer der höheren Schiffbau- und Schiffsmaschinenschule in Kiel.

Im Jahre 1912 wurde Rahn technischer Hilfsarbeiter bei der Baupolizeibehörde, Dampfkessel- und Maschinenrevision, Hamburg. Am 1. April 1914 wurde er vom Senat zum Revisionsingenieur ernannt. Während seiner Tätigkeit als Hilfsarbeiter wurde er im Kraftfahrwesen ausgebildet. Bei Kriegsausbruch ging Rahn als Leutnant d. L. sofort zur Fahne, wurde bald Oberleutnant und in der Schlacht bei Tannenberg schwer verwundet. Nach seiner ziemlich gut erfolgten Heilung



fand er im militärischen Automobilwesen Verwendung. Bei seiner Beförderung zum Hauptmann wurde ihm das Vorstandsamt des immobilen Kraftwagendepots 13, Braunschweig, übertragen. In Wahrnehmung seines Dienstes war er zu einer eiligen Besprechung nach Berlin berufen. Wegen der derzeitigen sehr ungünstigen Eisenbahnverhältnisse mußte er ein Flugzeug benutzen, das ihm am 17. November 1918 durch Absturz den Tod brachte.

Rahn war ein tüchtiger, begabter Ingenieur. Seine Tätigkeit hat überall Anerkennung gefunden. Sein freundliches Entgegenkommen und sein freimütiges Wesen machten ihn bei Vorgesetzten wie Kollegen gleichbeliebt.

HEINRICH SCHIMMELFEDER

wurde am 5. Mai 1885 in Brakel, Kreis Höxter, als Sohn eines Bergmanns geboren. Nach seiner Entlassung aus der Schule erlernte er drei Jahre lang die Schlosserei. Während seiner Schulzeit besuchte er in den Abendstunden die technische Fortbildungsschule, bezog dann zwei Jahre lang die königliche Maschinenbauschule in Duisburg, und bestand dort die Abgangsprüfung mit „sehr gut“. Nachdem er seiner Dienstpflicht beim dritten Eisenbahn-Regiment in Berlin genügt hatte und als Unteroffizier entlassen war, ging er als Betriebs-Assistent zu dem Gußstahlwerk Oecking, Düsseldorf, in dem er vier Jahre tätig blieb. Als Betriebsleiter des Gußstahlwerkes in Torgau traf ihn der Mobilmachungsbefehl, wonach er am zweiten Mobilmachungstage bei der 9. Reserve-Eisenbahnbau-Kompagnie einrücken mußte. Mit dieser hat er auf dem westlichen Kriegsschauplatz an den verschiedensten Plätzen gewirkt, bis er im Frühjahr 1916 schwer erkrankte und am 8. Mai desselben Jahres im Kriegslazarett Palmenhaus in Gent starb. Sein Hauptmann hat ihm in einem an seine trauernde Mutter gerichteten Beileidsschreiben ein ehrenvolles Zeugnis für seine hervorragenden Leistungen bei der Truppe ausgestellt.



FERDINAND SCHMIDT,

geboren am 24. Februar 1884 zu Hamburg, diente als Einjährig-Freiwilliger bei den Ulanen in Düsseldorf und wurde dortselbst später nach den ordnungsmäßigen Übungen zum Vizewachtmeister d. R. befördert mit der Qualifikation zum Reserveoffizier. Nach längerem Aufenthalt in Paris trat Herr Schmidt in das väterliche Geschäft Firma Henry Schmidt, Havariekommissar, Hamburg, ein und führte dasselbe nach dem Ableben des Herrn Henry Schmidt seit 1909 selbständig weiter. Von der Handelskammer in Harburg a. E. war Herr Schmidt als Dis-pacheur beeidigt. Seit 1913 verheiratet, wurde ihm in seiner Kriegs-abwesenheit eine Tochter geboren, welche er nicht mehr gesehen hat.

Aus Mangel an Zeit hatte Herr Schmidt seine Offiziersübungen nicht ausführen können und so wurde er am ersten Mobilmachungstag als Vizewachtmeister d. L. einberufen und der 2. Landwehr-Eskadron des 2. Leibhusaren-Regiments zugeteilt. Nach vielen erfolgreichen Patrouillenritten erteilte Herrn Schmidt am 15. September morgens auf einem Patrouillenritt in Rußland die tödliche Kugel. Von seinen Kameraden wurde die Leiche auf deutsche Erde zurückgebracht und dort neben der evangelischen Kirche des Ortes Flamberg in Ostpreußen begraben.

WALTER SCHUMACHER

wurde in Rostock i. M. am 25. Juli 1869 geboren. Nach Besuch des Gymnasiums machte er eine dreijährige Lehrzeit auf der Rostocker Neptun-Werft durch. 1890 trat er als Maschinisten-Assistent bei der Hamburg-Amerika-Linie ein. 8 Jahre später diente er als 2. Maschinist in der deutschen Tiefsee-Expedition unter Leitung des Professors Chun. 1904—1905 hörte Schumacher auf dem Staatlichen Technikum in Ham-burg die Vorlesungen und legte das Schiffsingenieur-Examen ab. Darauf fuhr er als leitender Ingenieur bei der Hamburg-Amerika-Linie.



Heinrich Schimmelfeder



Ferdinand Schmidt



Walter Schumacher



Alfred Schwartz



Im Jahre 1913—1914 leitete er als beaufsichtigender Ingenieur den Bau des Dampfers „Kamerun“ der Hamburg-Amerika-Linie. Am 20. Mai 1914 trat das Schiff die erste Auslandsreise nach Deutsch-Ostafrika an, wurde am 5. August vom Reiche übernommen und dem Kommando des Gouverneurs der Schutztruppen unterstellt. Bei der am 27. September 1914 erfolgten Kapitulation von Duala ist der Dampfer verlorengegangen und Schumacher hat beim Kampfe gegen die Engländer den Heldentod gefunden. Schumacher war von 1890 bis zu seinem Ende ununterbrochen im Dienste der Hamburg-Amerika-Linie und hätte somit am 1. Februar 1915 sein 25. Dienstjahr beendet.

Mit ihm ist allen seinen Freunden ein treuer und ehrlicher Kamerad und lieber verständnisvoller Berater dahingegangen.

ALFRED SCHWARZER.

Alfred Schwarzer wurde am 27. Juli 1880 zu Berlin als Sohn des Konditoreibesitzers O. Schwarzer geboren. Er besuchte das Prinz-Heinrichs-Gymnasium in Berlin-Schöneberg und später das Sophien-Gymnasium in Berlin, das er Michaelis 1901 mit dem Reifezeugnis verließ. Er arbeitete dann praktisch auf der Werft der A.-G. „Vulkan“ in Stettin-Bredow und ließ sich Ostern 1902 an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin einschreiben, um Schiffbau zu studieren. Seine Studien unterbrach er zur Ergänzung seiner praktischen Ausbildung durch Fahrten auf einem Hamburger Kauffahrteischiff und im Jahre 1906 zur Ableistung seiner militärischen Dienstpflicht als Einjährig-Freiwilliger im Feldartillerie-Regiment Nr. 18 in Frankfurt a. O. Nach dem Dienstjahr setzte er seine Studien in Charlottenburg fort und erwarb Ostern 1910 den Grad eines Diplom-Ingenieurs. Er trat dann bei den „Vulkan“-Werken in Hamburg als Schiffbauingenieur ein und ging später zu Blohm & Voss in Hamburg. Im Jahre 1914 wurde er kurz vor Ausbruch des Krieges im Reichs-Marine-Amt als technischer



Hilfsarbeiter eingestellt. Hier konnte er aber nur kurze Zeit tätig sein, da er bereits im Oktober 1914 zum Dienst mit der Waffe einberufen wurde. Im Verbands eines Reserve-Feldartillerie-Regiments nahm er als Fernsprechunteroffizier an den schweren Kämpfen in Nordfrankreich anfangs 1915 teil. In Anerkennung seines tapferen Verhaltens wurde er zum Vizewachtmeister befördert. Bei den Truppenverschiebungen zur Vorbereitung des Durchbruchs der russischen Stellungen in Galizien wurde auch sein Regiment nach dem südöstlichen Kriegsschauplatz gebracht. Den außerordentlich großen Anforderungen, welche die den Durchbruch unserer Truppen durch die russische Front vorbereitenden und begleitenden Kämpfe und Märsche an jeden Streiter stellten, waren seine Körperkräfte trotz aller Anspannung leider nicht gewachsen. Infolge schwerer Erkrankung mußte er in die Kronprinz-Wilhelm-Heilstätte zu Obornik aufgenommen werden. Hier verschied er nach längerem Krankenlager am 19. August 1915.

LEOPOLD SEYDEL

wurde am 10. Dezember 1874 in Berlin geboren, dort erhielt er auch seine wissenschaftliche Ausbildung auf dem Friedrichs-Realgymnasium, das er mit dem Reifezeugnis im Jahre 1893 verließ. Um sich dem technischen Studium für Maschinenbau zu widmen, arbeitete er zunächst praktisch ein Jahr in der väterlichen Fabrik von Brodnitz & Seydel und war dann in der Eisengießerei des Vulkan einige Monate tätig. Er studierte 4 Semester auf der Technischen Hochschule in Charlottenburg, 2 Semester in Karlsruhe und 1 Semester in Stuttgart, worauf er sich noch als Student der Naturwissenschaften auf der Berliner Universität immatrikulieren ließ. Zu Ostern 1898 trat er als Einjährig-Freiwilliger in das Eisenbahn-Regiment Nr. 1 ein. Nach neunmonatlicher Dienstzeit wurde er zum Unteroffizier und als solcher am Schluß des Dienstjahres zur Reserve des Regiments entlassen. In den nächsten Jahren



machte er die vorgeschriebenen Übungen, welche zur Beförderung zum Vizefeldwebel, Leutnant, Oberleutnant und Hauptmann der Reserve nötig sind. Am 1. Januar 1899 trat Leopold Seydel in die väterliche Fabrik als Ingenieur ein und wurde im Lauf der Jahre leitender Ingenieur der Fabrik. Bei der Mobilmachung 1914 wurde er als Oberleutnant der 3. Eisenbahnbau-Kompagnie des Eisenbahn-Regiments Nr. 1 zugeteilt. Als solcher machte er zunächst den Feldzug in Belgien mit, woselbst er meist unter selbständiger Leitung technisch hochinteressante Bahnbauten und Wiederherstellungsarbeiten leitete. So hatten z. B. die Belgier eine Eisenbahnbrücke dadurch unbrauchbar gemacht, daß sie eine Lokomotive mitten auf der Brücke entgleisen ließen. Die Lokomotive hing im Gestänge der Brücke, und es machte große Schwierigkeiten, sie wieder auf das Gleis zu bringen. Es gelang aber bei unausgesetzter Tag und Nacht während der Arbeit in überraschend kurzer Zeit.

Leider ereilte Leopold Seydel in Belgien ein schweres Mißgeschick, das wahrscheinlich die mittelbare Ursache zu seinem frühen und gänzlich unerwarteten Tode war. Bei dem Transport von Eisenbahnbau-Material, den er leitete, stürzte er auf einem gepflasterten Abhange mit seinem Pferde, das auf ihn zu liegen kam. Er erlitt außer verschiedenen Gliederquetschungen schwere innere Verletzungen, so daß er längere Zeit im Hospital in Tongeren in Belgien und darauf noch einige Wochen in Aachen lag. Als er reisefähig war, konnte er in das väterliche Haus zur vollständigen Heilung zurückkehren. Die Berliner Ärzte erklärten jedoch, daß zur vollständigen Wiederherstellung eine Operation nötig sei, welcher sich Leopold Seydel dann auch in einem hiesigen Sanatorium unterzog. Die Operation glückte scheinbar und nach etwa 10 Tagen kehrte er in das väterliche Haus zurück. Hier kam er bald wieder zu Kräften und fing an, sich systematisch zu trainieren, um den Strapazen des Feldzuges gewachsen zu sein. Er machte erst kürzere, dann längere Märsche und Ritte. Gleichzeitig hatte er auch



seine Tätigkeit in der Fabrik wieder aufgenommen. Anfang Januar erklärten die hiesigen Ärzte, daß einer Rückkehr zu seiner Truppe nichts mehr im Wege stände. Nunmehr war er nicht mehr zu halten, obgleich der Tongerer Arzt ihn gewarnt und ihm noch Monate der Ruhe anempfohlen hatte.

Scheinbar in bestem Wohlbefinden und blühendstem Aussehen kehrte Leopold Seydel zu seiner 3. Eisenbahnbau-Kompagnie zurück, diesmal nach Czenstochau. Hier mußten die von den Russen zerstörten Eisenbahnen und Brücken in sehr anstrengendem Dienst ebenfalls mit Tag- und Nachtarbeit wieder hergestellt werden. Nach Vollendung dieser Arbeiten wurde die 3. Eisenbahnbau-Kompagnie während der Winterschlacht an den Masurischen Seen nach Tilsit befördert, um gleich nach Vernichtung des Gegners die von den Russen in Ostpreußen zerstörten Eisenbahnen, Brücken und Stationsgebäude wieder betriebsfähig aufzubauen. Da die Eisenbahnen der Verwundeten-, Gefangenen- und Materialtransporte wegen dringend gebraucht wurden, so mußten diese Arbeiten unter schwierigen und langwierigen Überlandtransporten bei ungünstigstem Wetter aufgenommen und schnellstens ausgeführt werden. Der letzte Brief von Leopold Seydel datiert vom 19. Februar, in welchem er ausführlich und interessant über seine Tätigkeit, immer in bestem Wohlbefinden, berichtet. Nach Wiederherstellung der Bahnhöfe Pillkallen, Stallupönen, Wirballen nebst Bahnstrecken war die Kompagnie dabei, in Russisch-Polen die russische Gleisbreite auf die deutsche zurückzuführen. Bei dieser Tätigkeit traf ihn der Tod, blitzschnell ohne vorherige Ankündigung bei bestem Wohlbefinden, in dem Orte Wilkowyski.

Es läßt sich nur annehmen, daß bei der angestrengten Tätigkeit die kaum verheilte innere Narbe wieder geblutet hat und Blutgerinsel durch eine Schlagader in das Herz getreten ist. Der rätselhafte, schnelle Tod ist kaum anders zu erklären.

Mit Leopold Seydel hat seine Familie, seine Fabrik und unsere Gesellschaft einen vornehm denkenden und braven Mann verloren.



WALTER SIEBEL

wurde am 31. März 1877 als vierter Sohn des damaligen Großkaufmanns, jetzigen Fabrikbesitzers Arthur Siebel geboren. Er besuchte das Königliche Gymnasium zu Düsseldorf und arbeitete darauf zu seiner praktischen Ausbildung ein Jahr lang in der Maschinenfabrik „Hohenzollern“ der gleichen Stadt. Um sich eine gründliche Vorbildung auf dem Gebiete der Holzbearbeitung zu erwerben, war er dann in dem Sägewerk Logemann & Wardenburg in Bremen, sowie in der Türenfabrik Ligna Nya Aktiebolaget in Stockholm tätig, wobei er sich die Befähigung zur späteren Leitung der eigenen Firma „Siebels Holzhaus- und Barackenbau“ aneignete. Seine Hochschulbildung genoß er auf der Technischen Hochschule in Stuttgart, wo er von 1893 bis 1895 Architektur studierte.

Am 1. Januar 1904 trat er als Teilhaber in die Bauartikel-Fabrik A. Siebel in Düsseldorf-Rath ein. Unter seiner technischen Oberleitung entstand der größte Teil der jetzigen Siebelschen Werkanlagen und ihrer maschinellen Einrichtungen, die er durch unermüdlichen Fleiß immer weiter vervollkommnete. Besondere Fürsorge verwandte er auf die von ihm begründete Fabrikfeuerwehr, welche er auch uneigennützig in den Dienst der umgebenden Gemeinden stellte. So löschte die Siebelsche Fabrikfeuerwehr z. B. im Jahre 1911 allein 25 auswärtige Brände.

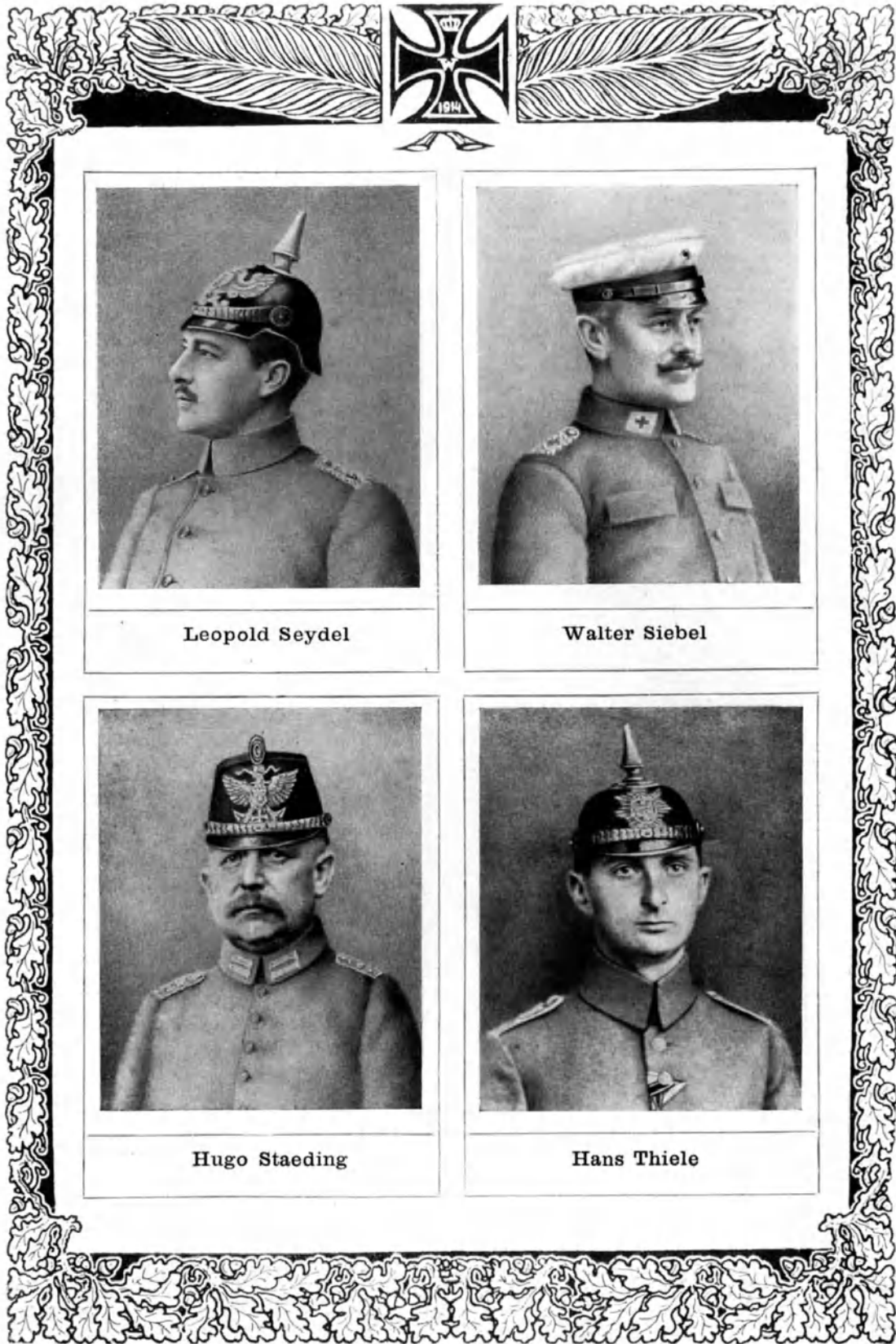
Seiner militärischen Dienstpflicht genügte Walter Siebel bei der Kavallerie. Gelegentlich einer Offiziersübung bei den 6. Dragonern in Diedenhofen mußte er im April mit seiner Schwadron die Mosel durchschwimmen und dann noch längere Zeit in der nassen Uniform verbleiben. Eine hierdurch eingetretene Erkältung legte den Grund zu einem ernsten Nierenleiden, welches Siebel nur dadurch bekämpfen konnte, daß er in der kälteren Jahreszeit meistens wärmere Gegenden aufsuchte. Er lernte auf diesen seinen Reisen fast sämtliche Länder



Europas kennen und außerdem einen großen Teil der Vereinigten Staaten von Nord Amerika, Kanada, Brasilien, Argentinien und Uruguay. Durch einen sechsmaligen Aufenthalt in Ober-Ägypten wurde er ein vorzüglicher Kenner dieses Landes bis herauf zum ersten Nil-Katarakt.

Mit dem Ausbruch des Krieges stellte sich Siebel in den Dienst des Roten Kreuzes, indem er die Verband- und Erfrischungsstation auf dem Bahnsteig 4 des Düsseldorfer Hauptbahnhofes ins Leben rief und als Vorstandsmitglied der Zentralstelle für die freiwillige Liebestätigkeit leitete. Das Zustandekommen und die Einrichtung der 3 Düsseldorfer Lazarettzüge war wesentlich sein Verdienst. Im September und Oktober 1914 führte er den ersten von ihm begründeten Lazarettzug zweimal persönlich an die Front nach Frankreich. Im Mai 1915 erhielt er seine Ernennung als Delegierter des Kaiserlichen Kommissars und Militärinspektors für die freiwillige Krankenpflege und Leiter des Liebesgabendepots der Sammelstation für die 4. Armee in Bonn. Bei der nächtlichen Abfertigung der Etappenzüge auf den Rangiergleisen des Güterbahnhofes Bonn zog er sich im Dezember 1915 wieder eine schwere Erkältung zu, die seine erkrankten Nieren derartig angriff, daß seine Überführung in das Düsseldorfer Reserve-Lazarett, Maria-Theresien-Spital, nötig wurde, wo er am 1. März 1916 verschieden ist.

Walter Siebel, dem für seine hervorragende Tätigkeit im Dienste des Vaterlandes die Rote-Kreuz-Medaille verliehen wurde, war ein edler und tüchtiger Mensch. Von der Verehrung und Liebe, die ihm allseitig gezollt wurde, legte die große Trauerversammlung in der Kapelle des Düsseldorfer Nordfriedhofes beredtes Zeugnis ab, als man ihn zur letzten Ruhestätte geleitete.



Leopold Seydel



Walter Siebel



Hugo Staeding



Hans Thiele



HUGO STAEDING

wurde am 23. März 1864 in Mölln in Lauenburg als Sohn des aus einer alten Hamburger Kaufmannsfamilie stammenden Kaufmannes Staeding geboren. Nachdem er von 1872—80 die Realschulen in Mölln, Lübeck und Lauenburg besucht hatte, bezog er 1880 das Real-Gymnasium in Celle, wo er 1884 das Abiturientenexamen ablegte. Er arbeitete dann zwei Jahre praktisch in den Eisenbahnwerkstätten von Leinhausen in Hannover und machte anschließend hieran drei Reisen im Maschinenpersonal eines Dampfers der Sloman-Linie von Hamburg nach dem Mittelmeer.

Auf den Technischen Hochschulen in Hannover und München studierte er je ein Jahr und zuletzt zwei Jahre in Charlottenburg, wo er 1890 das Bauführer-Examen ablegte. Inzwischen hatte er als Einjähriger bei der II. Werft-Division in Wilhelmshaven gedient und wurde dann zum I. See-Bataillon in Kiel versetzt, dem er bis zu seinem Tode als Reserve-Offizier angehörte.

Nach bestandenen Staatsexamen war Staeding zuerst als Marine-Bauführer auf der Kaiserlichen Werft in Kiel beschäftigt, trat dann 1891 als Konstrukteur bei Blohm & Voß in Hamburg ein und ging im Jahre 1892 als Inspektions-Assistent zum Norddeutschen Lloyd in Bremerhaven. Im Jahre 1896 wurde er technischer Direktor der Linoleum-Fabrik in Köpenick. Diese Stellung hatte er bis 1903 inne und vertauschte sie dann mit der eines Direktors der Maschinenfabrik Losenhausen in Düsseldorf. Er wandte sich darauf nach Nordamerika, wo er bis zum Jahre 1906 Linoleumfabriken in Chicago und Philadelphia einrichtete. Nach seiner Rückkehr wurde er Direktor der Asbestfabrik von Calmon in Hamburg.

Im Jahre 1908 entschloß er sich, das Examen als Diplom-Ingenieur noch nachträglich abzulegen, und war dann zuerst bei dem Germanischen Lloyd in Hamburg tätig. Im Jahre 1909 wurde er beedigter Sach-



verständiger und Expert des Germanischen Lloyd und der Seeberufs-Genossenschaft in Danzig.

In seiner freien Zeit war Staeding vielfach in Ehrenämtern bei Kriegervereinen tätig, so u. a. bei dem Kriegerverein in Köpenick und dem Marine-Kriegerverein „Hohenzollern“ in Danzig. Bei Ausbruch des Krieges lag Staeding schwerkrank darnieder und konnte infolgedessen erst im Januar 1915 seiner Dienstpflicht als Hauptmann d. R. nachkommen. Er wurde als Kompagnieführer zur I. Matrosen-Division nach Kiel versetzt. In diesem Kommando, in dem er viele junge Leute für das Feld ausbildete, befahl ihn infolge einer starken Erkältung eine Lungen- und Rippenfell-Entzündung, der er am 3. November 1917 erlag. Seine Leiche wurde in Kiel mit militärischer Trauerparade zum Bahnhof gebracht, von wo sie nach seiner Vaterstadt Mölln überführt und in dem dortigen Familienbegräbnis beigesetzt ist.

Staeding war ein in weiten Kreisen bekannter und wegen seines jovialen Wesens sehr beliebter Herr. Auch in seiner militärischen Stellung hatte er sich viele Freunde erworben und besonders ehrend für ihn war der Nachruf, den ihm die Unteroffiziere und Mannschaften seiner Kompagnie in Kieler Zeitungen widmeten.

HANS THIELE

wurde am 6. Januar 1889 als Sohn des Oberzoll-Revisors Thiele in Bodenbach geboren und lebte, den Versetzungen seines Vaters folgend, vom Februar 1889 bis Oktober 1892 in Olbernhain, vom November 1892 bis Oktober 1895 in Zittau, wo er in die Bürgerschule eintrat. Vom November 1895 bis September 1905 war er in Hamburg und hat dort erst die Realschule und dann das Wilhelm-Gymnasium besucht. Die Reifeprüfung bestand er Ostern 1907 in Leipzig am König-Albert-Gymnasium. Thiele arbeitete hierauf vom April 1907 auf der Germaniawerft in Kiel, bis er im Oktober desselben Jahres die Königlich



Technische Hochschule in Charlottenburg bezog. In den Ferien war er vom Juli bis Oktober 1908 bei Gebrüder Sachsenberg in Roßlau und vom Juli bis Oktober 1910 bei Tecklenborg in Geestemünde praktisch tätig. Von März bis Mai 1910 hat er auf einem Frachtdampfer der Reederei Kunstmann in Stettin eine Reise nach dem Mittelmeer als Maschinisten-Assistent gemacht. Nach dem Studium ist er vom April bis September 1912 als Assistent beim Professor Laas an der Technischen Hochschule in Charlottenburg und vom Oktober 1912 bis September 1913 bei den Vulkan-Werken in Stettin beschäftigt gewesen. Am 1. Oktober 1913 trat er als Einjährig-Freiwilliger bei dem Pionierbataillon Nr. 22 in Riesa ein. Am 1. April 1914 wurde er Gefreiter, am 1. Juli Unteroffizier und rückte als solcher am 6. August 1914 ins Feld. Schon am 20. September desselben Jahres wurde er unter Verleihung des Eisernen Kreuzes II. Klasse in Anerkennung seiner Erfolge bei Patrouillengängen und Sprengungen zum Vizefeldwebel und im November 1914 zum Leutnant d. R. befördert.

Nach 15 monatiger Anstrengung im Felde traf ihn am 26. Oktober 1915 abends eine französische Kugel bei Vimy, als er nachsehen wollte, ob die Erbauung eines Verbindungsgrabens zwischen dem Kampf- und Deckungsgraben jetzt zu Ende geführt werden könnte. Zwei Pioniere, die ihm zu Hilfe eilen wollten, traf dasselbe Schicksal.

Die Leiche ist in dem von den Pionieren selbst angefertigten Sarge unter Begleitung seines Burschen übergeführt und am 6. November 1915 in Leipzig, dem Wohnorte seiner Eltern, beigesetzt worden. Die Pioniere wollten ihren verehrten Leutnant selbst zu Grabe tragen, weshalb ein Unteroffizier und acht Mann von der Front im Westen bei der Beerdigung zugegen waren.

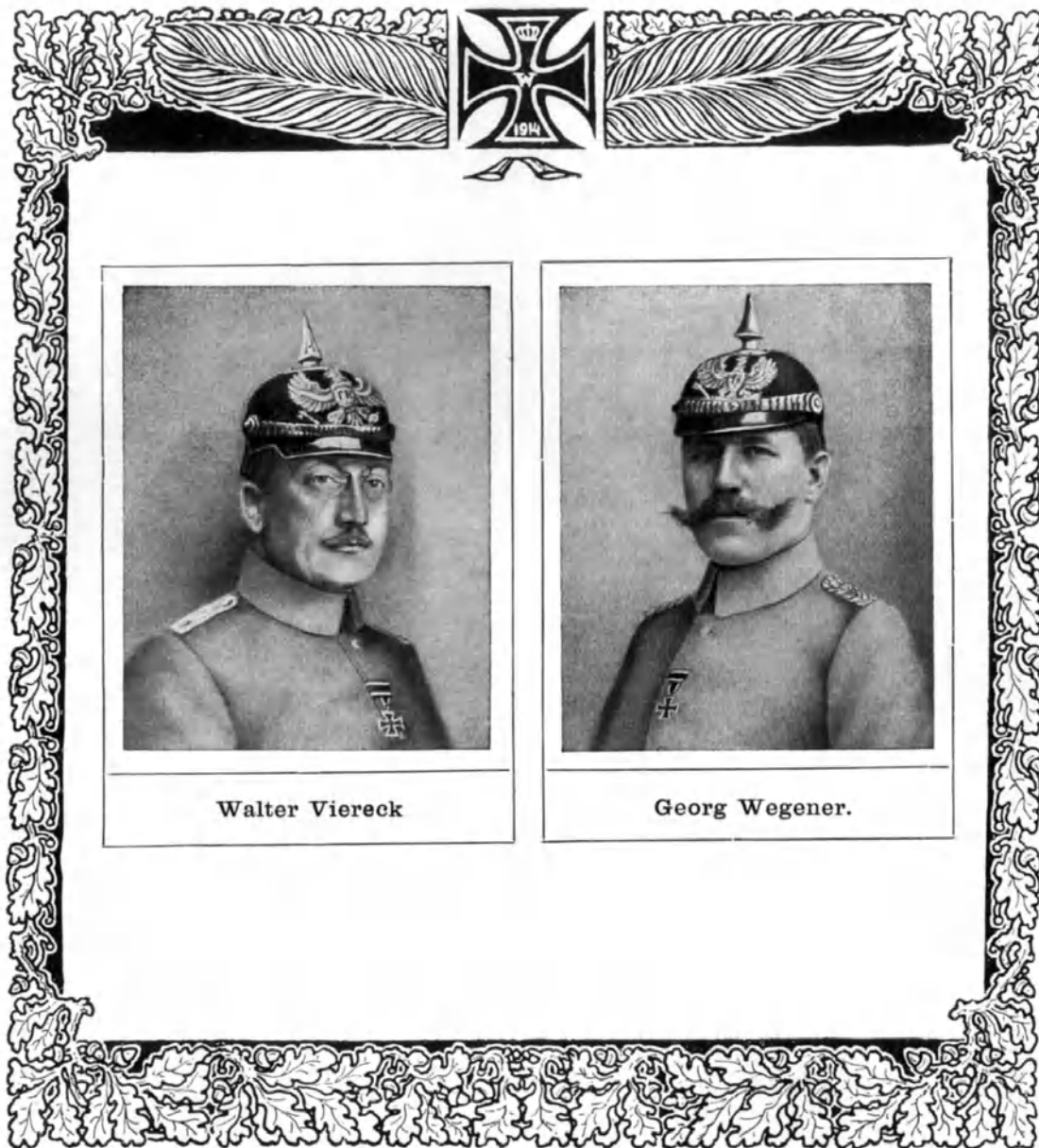


WALTER VIERECK

ist am 29. September 1873 in Großbrütz bei Schwerin in Mecklenburg als einziger Sohn seiner Eltern geboren. Sein Vater, Pastor daselbst, starb schon 1874. Die Schuljahre verbrachte Viereck in Hagenow in Mecklenburg, dann in Doberan, wo er das Gymnasium besuchte und 1892 sein Abiturium bestand. Nach Beendigung seiner Schulzeit arbeitete er zunächst praktisch bei der Königlichen Eisenbahndirektion in Halle und leistete dort auch seiner Militärpflicht Genüge. Darauf besuchte er die Maschinenbau - Abteilung der Technischen Hochschule in Charlottenburg, welche er 1898 nach bestandenen Diplom-Examen verließ. Sofort ging er dann nach Riga zu der Firma Lange & Sohn, wo er als Maschinenkonstrukteur ein Jahr lang tätig war. Über Petersburg, Moskau, Finnland, Schweden und Kopenhagen kehrte er im Sommer 1899 zurück, um in Wilhelmshaven als Technischer Hilfsarbeiter im Torpedoressort der Kaiserlichen Werft vier Jahre lang tätig zu sein. Danach trat er in die Technische Vertreterfirma Burchardt & Viereck in Kiel als Teilhaber ein. Als der Korvettenkapitän a. D. Burchardt kurz darauf starb, war Viereck alleiniger Inhaber der Firma.

Viereck war ein tüchtiger Ingenieur von sehr gediegenen Fachkenntnissen und heller Auffassungsgabe. Er faßte jede Sache klar und energisch an und marschierte ohne Umstände gerade auf sein Ziel los. Seine Aufrichtigkeit, Treue und Redlichkeit sowie sein gerades Wesen machten ihn bei allen, mit denen er geschäftlich oder freundschaftlich zu tun hatte, sehr beliebt. Viereck war ein begeisterter Soldat und hat mehrere militärische Übungen als Reserveoffizier im Infanterie-Regiment Nr. 85 in Kiel abgeleistet, wobei er sich als braver und energischer Kamerad bewährt hat.

Gleich zu Anfang der Mobilmachung stellte er sich freiwillig seinem Regiment, wurde aber nach Flensburg zum Füsilier-Regiment „Königin“ Nr. 86 einberufen. Mit dem Reserveregiment rückte er Mitte August



Walter Viereck



Georg Wegener.



nach Belgien aus, wo er anfangs eine Radfahrer-Kompagnie führte. Nachdem darauf sein Regiment in sechstägigen Gewaltmärschen nach Carlepont marschiert war, nahm er ruhmreichen Anteil an mehreren großen Schlachten. Für seine Tapferkeit erhielt Viereck am 21. September das Eiserne Kreuz II. Klasse. Er war mit Umsicht und überragendem Mut als Kompagnieführer und danach als stellvertretender Bataillonskommandeur tätig. In dieser Eigenschaft fiel er am 7. Oktober bei einem Sturmangriff auf das Dorf l'Echelle an der Spitze des 2. Bataillons, getroffen durch einen Schuß ins Herz. Im Park des Schlosses St. Aurin bei Roye wurde er mit militärischen Ehren begraben.

Ein Kamerad seines Regiments, Hauptmann Sieveking, teilte seiner Mutter die Nachricht vom Heldentode ihres Sohnes mit und schloß mit folgenden Worten: „Es ist nicht zuviel, wenn ich sage: Er war der Besten einer, ein Beispiel und Vorbild für jeden Soldaten. Wenn es Ihnen ein Trost sein kann, so möchte ich Ihnen noch mitteilen, daß Ihr Herr Sohn zum Eisernen Kreuz I. Klasse eingegeben war, ein Beweis, wie seine Vorgesetzten seine Verdienste einschätzten. Er war uns ein lieber Freund und prächtiger Kamerad.“

Seinen Freunden und allen, die ihn kannten, wird Viereck stets unvergeßlich bleiben.

GEORG WEGENER

ist am 13. Mai 1859 in Gartz a. Oder als Sohn des Pastors Wegener geboren. Er besuchte das Gymnasium in Dessau, wohin seine Eltern verzogen waren. Nach dem Schulbesuch trat er sofort als Fahnenjunker in das Niederrhein. Füsilier-Regiment Nr. 39 in Düsseldorf ein, dem er ununterbrochen bis zum Jahre 1901 angehörte. Als Hauptmann nahm er seinen Abschied, um in dem Preß- und Walzwerk Reisholz die Stellung eines Direktors anzutreten. Beim Ausbruch des



Krieges stellte er sich sofort wieder der Militärbehörde zur Verfügung. Er wurde zum Major befördert und erhielt ein Bataillon in Belgien. In dieser Stellung erwarb er sich das Eiserne Kreuz 2. Klasse. Im Laufe des Feldzuges erkrankte er am Typhus so schwer, daß er in die Heimat zurückbefördert werden mußte. Er erlag in Düsseldorf den Folgen der Krankheit am 28. November 1916, nachdem er als pflichttreuer Soldat sein Bataillon bis zu dem Tage geführt hatte, an dem ihn die tückische Krankheit überfiel.



Im aktiven Dienst von Heer und Flotte standen:

E. K. I. = Eisernes Kreuz I. Klasse *)
 E. K. = Eisernes Kreuz II. Klasse
 E. K. w. = Eisernes Kreuz II. Klasse am weiß-schwarzen Bande

- 1 Abrams, Hermann, Schiffbauingenieur, Papenburg
 - Artilleristenmaat d. R., Kabelbatterie auf Helgoland.
- Achenbach, Albert, Dipl.-Ing., Berlin
 Marine-Oberingenieur d. S., Libau, Marinewerke. E. K.
- Ahlborn, Friedrich, Dr. phil. Professor, Oberlehrer, Hamburg
 Hauptmann d. R., komm. zur Inspektion der Fliegertruppen. E. K.
- Ahlers, Otto, Ingenieur, Köln
 Obermaschinistenmaat S. M. S. „Berlin“.
- 5 Ahnhudt, Marinebaurat, Berlin. E. K. I.
- Alt, Otto, Dipl.-Ing., Kiel
 Unteroffizier d. R. Res.-Inf.-Regt. Nr. 222.
- Anger, Paul, Ingenieur, Kiel
 Hauptmann d. R. Inf.-Regt. Nr. 14. E. K. w.
- Andrae, Max, Dipl.-Ing., Hamburg
 Oberleutnant d. R. I. Großh. Hess. Feld-Art.-Regt. Nr. 25. E. K.
- Appel, Paul, Dipl.-Ing., Kiel
 Leutnant d. R. Res.-Jäger-Batl. Nr. 4. E. K. I.
- 10 Arendt, Ch., Marineoberbaurat, Berlin. E. K. w.
- Arnold, Karl, Regierungsrat, Steglitz
 Oberleutnant d. L. Landwehr-Inf.-Regt. Nr. 24. E. K.
- Artus, Marinebaurat, Altona. E. K. w.
- Asthöwer, Walter, Dr.-Ing., Betriebsingenieur, Dortmund
 Hauptmann d. L. b. Stabe d. Gen. d. Fußart. b. Gen.-Gouvern. Warschau. E. K.
- Auerbach, Erich, Prokurist, Berlin
 Landsturmmann, II. Landsturm-Inf.-Batl. Potsdam.

*) Andere Kriegsauszeichnungen als das Eiserner Kreuz sind nicht angeführt.



- 15 Auack er, Franz, Dr.-Ing., Berlin
Leutnant d. R. im sächs. Ersatz-Feld-Art.-Regt. Nr. 32. E. K. I.
- Aufhäuser, Dr., Chemiker, Hamburg
Kraftfahrer im 3. Kraftfahrer-Batl.
- Avé-Lallement, Hans, Prokurist, Stettin
Leutnant d. R., Dragoner-Regt. Nr. 8. E. K. I.
- v. Bailer, Julius, Dr.-Ing., Berlin
Generalmajor des Ing.- u. Pionierkorps b. Gen.-Gouvern. Brüssel. E. K.
- von Bardeleben, Dr., Professor, Berlin
Stabsarzt d. R. E. K. I.
- 20 Bartling, W., Direktor d. Nordd. Lloyd, Bremen
Kapitänleutnant d. R. E. K. I. Bevollm. des Admiralstab.
- Böcker, Julius, Ferdinand, Schiffbauingenieur, Glücksburg
Leutnant d. L. Feld-Art.-Regt. Nr. 58. E. K.
- Böckh, Otto, Dipl.-Ing., Oberingenieur, Nürnberg
Hauptmann d. L. und Batteriechef im bayer. Feld-Art.-Regt. Nr. 9. E. K. I.
- Becken, Hartwig, Kaufmann, Hamburg
Kriegsfreiwilliger im Landw.-Inf.-Regt. Nr. 75. E. K.
- Behn, Theodor, Dipl.-Ing., Hamburg
Hauptmann und Batterieführer Feld-Art.-Regt. Nr. 241. E. K. I.
- 25 Béjeuhr, Paul, Geschäftsführer, Berlin-Charlottenburg
komm. als Obering. u. Aufsichtsbeamt. d. Motorenfabrik Untertürkheim.
- Bendemann, F., Dr.-Ing., Professor, Direktor, Königswusterhausen
Hauptmann d. R. und Batterieführer Res.-Feld-Art.-Regt. Nr. 25. E. K. I.
- Berghoff, Otto, Marinebaurat, Berlin
Zentr.-Vers.-Stelle a. d. Elbe, Cuxhaven. E. K. w.
- Berling, Dr.-Ing., Geh. Marinebaurat, Köln. E. K. w.
- Berndt, Rechnungsrat im R. M. A. Berlin. E. K. w.
- 30 Berndt, Bruno, Ingenieur, Hamburg
Mitglied d. Kais. Freiw. Automobil-Korps b. Stabo d. 24. Res.-Korps. E. K.
- Besch, Marinebaurat, Friedrichshafen/Bodensee. E. K. w.
- Betzold, Marinebaumeister, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Biedermann, Schiffbau-Dipl.-Ing., Bremen
Hauptmann d. R., 9. Reserve-Pionier-Batl. E. K. I.
- Birkner, Ernst, Dipl.-Ing., Köln
Ingenieur-Aspirant, Torpedo-Ressort d. K. W. Kiel. E. K.
- 35 Blechschmidt, Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- Bleicken, B., Dipl.-Ing., Hamburg
Marine-Oberingenieur d. Seewehr I. E. K.



- Blohm, Rud., Dipl.-Ing., Hamburg
Oberleutnant d. Res. im Leib-Drägoner-Regiment Nr. 24. E. K.
- Blümcke, Richard, Direktor, Mannheim
Hauptmann und Kompagnieführer I. Landsturm-Inf.-Batl. E. K.
- Bock, F. C. A., Zivilingenieur, Hamburg
Kriegsfreiwilliger beim Pionier-Batl. Nr. 9.
- 40 Bock, W., Marine-Oberbaurat, Kiel. E. K. w.
- Böcker, M. G., Techn. Direktor d. Berg. Stahl-Ind. Remscheid
Hauptmann d. L. Fuß-Art.-Regt. 8. E. K.
- Bockhacker, Geh. Oberbaurat, Berlin. E. K. w.
- Boeck, Carl, Dipl.-Ing., Stettin
Oberleutnant zur See d. R. S. M. S. „Roos“. E. K.
- v. Bohuszewicz, Oskar, Marinebaumeister, Kiel. E. K.
- 45 Böhme, Otto, Ingenieur, Bremen
Leutnant d. Res., Inf.-Regt. Nr. 66. E. K.
- Bonhage, K., Marinebaurat, Bockwiese b. Goslar. E. K. w.
- Böning, O., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg
Unteroffizier d. L. im Landsturm-Eisenbahn-Regt. E. K. w.
- v. Borries, F., Marinebaurat, Danzig. E. K. w.
- v. Borsig, Conrad, Geheimer Kommerzienrat, Berlin
Rittmeister d. R., Kommando d. 15. Res.-Armeek. E. K.
- 50 Bothe, W., Marine-Oberingenieur d. R., Swinemünde.
- Böttcher, Fritz, Dr. jur., Direktor, Bremen
Leutnant d. R., I. Garde-Res.-Regt. E. K.
- Brand, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten
Major u. Kommandeur des Landst.-Inf.-Batl. Recklinghausen. E. K.
- Brandes, Ferdinand, Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- v. Brandis, Kapitän, H.A.L., Hamburg
Kapitänleutnant d. R., Chef d. III. Minenräum-Division. E. K.
- 55 Brauer, Walter, Dipl.-Ing., Düsseldorf
Unteroffizier d. R., I. Westf. Feld-Art.-Regt. Nr. 7.
- Braun, Harry, Dipl.-Ing. u. Fabrikbesitzer, Reichenbach
Major d. R. im Feld-Art.-Regt. Nr. 32. E. K.
- Bredow, Hans, Direktor d. Ges. f. drahtl. Telegraphie, Berlin
Vizefeldwebel u. Offiziersaspirant, Telegr.-Batl. I. E. K.
- Brinker, Marine-Stabsingenieur, Berlin
Leitender Ingenieur S. M. S. „Nympe“. E. K.
- Brinkmann, C., Wirkl. Geh. Oberbaurat, Wilmersdorf. E. K. w.



64. Brodersen, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven. E. K. w.
 Bröcker, Th., Maschineningenieur, Bremerhaven
 Pionier im Pionier-Regt. Nr. 19.
- Brohm, Walter, Dipl.-Ing., Berlin
 Oberleutnant d. R., Eisenbahn-Regiment Nr. 2. E. K.
- Bröking, Fritz, Marine-Baurat, Berlin. E. K. w.
- Brommundt, G., Geh. Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- 65 Brotzki, Julius, Geh. Reg.-Rat, Neubabelsberg
 Betriebsleiter auf S. M. S. „Bosnia“. E. K.
- Bruckhoff, Carl, A. E. Leit. Obering. d. Hamb. Schiffb.-Vers.-Anst., Hamburg.
 Hauptmann d. L., Eisenbahnbau-Komp. 27. E. K.
- Bruckwilder, Wilhelm, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven
 Marine-Oberingenieur d. R. S. M. S. „Hannover“. E. K.
- Brussatis, Reinhold, Marinebaumeister, Kiel. E. K. w.
- Bub, Fritz, Schiffbauingenieur, Hamburg
 Ersatz-Reservist, Ersatz-Batl. Landw.-Inf.-Regt. Nr. 76.
- 70 Bündgens, Anton, Fabrikant, Kiel
 Leutnant d. R., Flak-Batt. 110. E. K. I.
- Burkhardt, Marinebaumeister, Berlin. E. K. w.
- Burmeister, Johannes, Marine-Oberstabsingenieur z. D., Marienfelde
 Hilfsreferent im R. M. A. E. K.
- Bürkner, H., Dr.-Ing., Geh. Oberbaurat, Abteilgschef im R.-M.-A.. E. K. I.
- Busch, H. E., Ingenieur, Hamburg
 Leutnant d. R., Technische Abteilung 7, Wirtschafts-Ausschuß. E. K.
- 75 Buschberg, E., Marine-Oberbaurat, Berlin. E. K. I.
- Buttmann, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Cantiény, Georg, Dipl.-Ing., Kiel
 Oberleutnant d. R., Führer des Armeekraftwagenparkes 30. E. K.
- Caspary, Emil, Dipl.-Ing., Marienfelde bei Berlin
 Hauptmann d. L., Eisenbahn-Bau-Kompagnie 6. E. K.
- Caspary, Gustav, Ing., Marienfelde bei Berlin
 Hauptmann d. L., Mil.-Eisenbahn-Betriebsabt. 6. E. K.
- 80 Christink, Bernh., Dipl.-Ing., Lehe
 Marine-Ingenieur d. R., Großer Kreuzer „Seydlitz“. E. K.
- Claussen, Carl, Kaufmann, Hamburg
 Kapitänleutnant d. R., Chef d. Sperrfahrz.-Div. d. Elbe. E. K.
- Claussen, Georg, jun., stellv. Schiffbaudirektor, Geestemünde
 Kapitänleutnant d. R. u. Kompagnieführer im 4. Matr.-Regt. E. K. I.



- Cloppien, Max, Marine-Baurat, Emden. E. K. w.
- Clouth, Max, Fabrikant, Köln.
Hauptmann d. R., A. O. K. im Osten. E. K.
- ⁸⁵ Collin, Max, Marineoberbaurat, Danzig. E. K. w.
- Commentz, Carl, Dr.-Ing., Hamburg
Leutnant d. R. im Inf.-Regt. Nr. 70. E. K. I.
- Coulmann, W., Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Cruse, Hans, Dr. phil., Berlin
Leutnant d. L. Eisenbahn-Betriebskompagnie Nr. 32. E. K.
- Dahlström, W., Rechtsanwalt, Hamburg
Hauptmann d. R., Marine-Infanterie u. Kompagnieführer. E. K.
- ⁹⁰ Dammann, Kurt, H., Dipl.-Ing., Blankenese
Leutnant d. R. im Inf.-Regt. Nr. 453. E. K.
- Deichsel, A., Kommerzienrat, Myslowitz O.-S.
Hauptmann d. L. E. K.
- Dongel, Roderich, Marinebaumeister, Kiel. E. K. w.
- v. Diederichs, Hermann, Korvettenkapitän im R.-M.-A. Berlin. E. K. w.
- Diederichsen, G., Kaufmann, Hamburg
Hauptmann d. R., Fuß-Art.-Regt. Nr. 60. E. K. I.
- ⁹⁵ Dietrich, A., Marinebaurat, Stettin. E. K. w.
- Dix, Joh., Marine-Oberbaurat, Kiel. E. K. w.
- Doehne, Konr., Dr.-Ing., Regierungsrat, Berlin
Hauptmann d. R. im Eisenbahn-Hilfs-Batl. Nr. 2. E. K.
- Doerwaldt, Herm., Kaufmann, Hamburg
Unteroffizier d. L., Res.-Ers.-Regt. 3.
- Doettloff, E., Dipl.-Ing., Oberingenieur u. Prokurist, Cassel
Hauptmann u. Kompagnieführer, Etappen-Komp. 66 der 5. Armee. E. K.
- ¹⁰⁰ Döring, Ferdinand, Dipl.-Ing., Berlin
Hauptmann d. L., Art.-Prüf.-Kom., Berlin. E. K.
- Dörken, Georg, Fabrikbesitzer, Gevelsberg
Hauptmann d. R. im Ingenieur-Komitee. E. K.
- Dömke, Reinhard, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- v. Dorsten, Wilh., Zivilingenieur, Mannheim
Schiffahrtsbeauftragter b. Chef des Feldeisenbahnwesens. E. K.
- Droßler, Lionel, Dipl.-Ing., Friedrichshafen
Hauptmann, Inf.-Regt. Nr. 160. E. K.
- ¹⁰⁵ Dröselor, Marinebaumeister, Berlin. E. K. w.



- Dümling, Geheimer Kommerzienrat, Schönebeck a. E.
Major u. Batl.-Kommandeur. **E. K. I.**
- Dürr, Ludwig, Zivilingenieur, Icking b. München
Zugführer bayr. freiwillige Sanitätskolonne.
- Düvel, Friedrich, Ingenieur, Nienstedten a. E. b. Hamburg
Marine-Ersatz-Reservist, U-Boots-Stützpunkt i. verb. Ausl. **V. K.**
- Dyckhoff, Otto, Dipl.-Ing., Cuxhaven
Oberleutnant d. R., IV. Matr.-Art.-Abt. **E. K.**
110. Ehrenberg, Marinebaumeister, Berlin. **E. K. w.**
- Eichhorn, Ose., Geh. Marinebaurat, Danzig. **E. K. w.**
- Eilender, N., Dipl.-Ing., Remscheid
Leutnant u. Adjutant im II. Landw.-Inf.-Regt. Nr. 16. **E. K.**
- v. Einem, George, Kapitänleutnant a. D., Gotha
Adjutant und Chef des Stabes, Freiwilliges Motorboot-Korps.
- Eiers, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg
Leutnant d. L. Minenwerfer-Batl. Nr. 1. **E. K. I.**
115. Emsmann, Kontre-Admiral z. D., Charlottenburg
Admiralstab der Marine. **E. K.**
- Engberding, Marinebaurat, Berlin. **E. K. w.**
- Engel, Otto, Mar.-Oberbaurat, Kiel. **E. K. w.**
- Erlor, Kurt, Marinebaumeister, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft. **E. K. w.**
- Eschenburg, Hermann, Kaufmann, Lübeck
Hauptmann d. R., Feld-Art.-Regt. Nr. 61. **E. K.**
120. v. Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg
Marine-Stabsingenieur d. R., Schiffsbesicht.-Kommiss. **E. K.**
- Euterneck, F., Geh. Oberbaurat, Wilmersdorf. **E. K. w.**
- Evers, Karl, Kaufmann, Stettin
Oberleutnant d. R., Marine-Schlachtstaffel I, Marinekorps. **E. K.**
- Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor, Hamburg
Leutnant d. L., Eisenbahn-Regt. Nr. 1. **E. K.**
- Feilcke, Fritz, Dipl.-Ing., Berlin
Leutnant d. R. u. Regt.-Adjutant, Landwehr-Inf.-Regt. Nr. 84. **E. K. I.**
125. Fesenfeld, Wilh., Dipl.-Ing., Oberlehrer, Wilhelmshaven.
- Fottig, Martin, Maschineningenieur, Hamburg
Leutnant d. R., Inf.-Regt. Nr. 32.
- Fischer, Carl, Dipl.-Ing., Kiel
Oberleutnant d. R., Train-Batl. 84. **E. K.**
- Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte
Hauptmann d. R., Batl.-Kommand. Inf.-Regt. Nr. 407. **E. K. I.**



- Flesch, L., Direktor, Elberfeld
Oberleutnant d. Eisenbahnbaukomp. 8. E. K.
- ¹³⁰ Flohr, Willy, Dipl.-Ing., Berlin
Oberleutnant d. R., Inf.-Regt. Nr. 135.
- Foerster, Ernst, Dr.-Ing., Hamburg
Kapitänlt. d. R. u. Chef d. Deutsch. Bergungsgr. Turn Severin. E. K. I.
- Förster, Georg, Dr.-Ing., Schiffbauingenieur, Hamburg
Kapitänlt. d. S., Kommand. d. III. Abt., I. Werftdiv. E. K.
- Forstmann, Erich, Kaufmann, Hamburg
Leutnant d. L., Feld-Art.-Reg. 9. E. K.
- Frankenberg, Ad., Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- ¹³⁵ Freund, Walter, Direktor, Berlin
Leutnant d. L., Feld-Art.-Regt. E. K.
- Friederici, Carl, Marine-Oberingenieur
XV. Torpedoboots-Halbflottille. E. K. I.
- Friederichs, Karl, Geh. Rechn.-Rat im R.-M.-A. Berlin. E. K. w.
- Fritz, Walter, Oberingenieur, Berlin
Leutnant d. L., Res.-Inf.-Regt. Nr. 35. E. K. I.
- Gaede, Heinr., Schiffbau-Ingenieur, Kiel
als techn. Sekretär der U-Boot-Inspektion. E. W. w.
- ¹⁴⁰ Gerner, Betriebsingenieur, Kiel
Marinestabsingenieur d. Seewehr II, S. M. S. Torpedoboot V. 100. E. K. I.
- Giese, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg
Leutnant d. R., Garde-Fußart.-Regt. E. K.
- Giese, Ernst, Geh. Reg.-Rat, Berlin
Major d. R. der Marine-Inf. E. K.
- Glatzel, Bruno, Dr. phil., Professor, Berlin
Oberleutnant d. R. u. Führer einer Masch.-Gew.-Komp. bayr. Inf.-Regt. Nr. 8
- Gloth, F., Ingenieur, Berlin
Kriegsfreiwilliger Torpedo-Obermechaniker, Friedrichsort.
- ¹⁴⁵ Glüer, Bruno, Korvettenkapitän im R.-M.-A., Berlin. E. K. I.
- Goecke, Marine-Oberbaurat, Kiel. E. K. w.
- Göhring, Adolf, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Göricke, A., Kaufmann, Hamburg
Landsturmmann, Armier.-Batl. Nr. 29.
- Grauert, M., Marine-Oberbaurat, Berlin-Steglitz. E. K. w.
- ¹⁵⁰ Greiser, G., Fabrikbesitzer, Hannover
Offizier-Stellvertreter, 4. Landsturm-Inf.-Ers.-Batl.



- Grosse, Carl, Generalvertreter, Hamburg
Oberleutnant d. R., Ersatz-Inf.-Regt. Nr. 3. E. K.
- Gruber, Karl, Direktor, Rheydt
Hauptmann d. L. E. K. I.
- Grundt, E., Marine-Baurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Gümbel, L., Dr.-Ing., Professor, Charlottenburg
Hauptmann d. L. u. Kompagnieführer einer bayr. Pionier-Komp. E. K. I.
- ¹⁵⁵ Haack, Otto, Schiffbauingenieur, Stettin
Oberleutnant u. Kompagnieführer im Inf.-Regt. 351. E. K.
- Haarmann, Ewald, Marine-Stabsingenieur, Kiel. E. K.
- Haentjens, Peter, Dipl.-Ing., Oldenburg
Oberleutnant d. R. d. Matrosen-Artillerie. E. K.
- Hagemann, H., Paul, Schiffbauingenieur, Hamburg
Ober-Masch.-Maat d. R., II. Torpedo-Division.
- Hahn, Paul, L., Maschineningenieur, Wilhelmshöhe
Abtlgs.-Vstd. b. Stabe d. Marine-Sonderkommandos i. d. Türkei. E. K.
- ¹⁶⁰ Hahn, Willy, Dr. jur., Rechtsanwalt u. Notar, Berlin
Marine-Intendanturrat, Marine-Verwaltung. E. K.
- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Stettin
Offizierstellvertreter, Inf.-Regt. 140. E. K.
- Hammler, Ernst, Direktor, Görlitz
Hauptmann u. Batl.-Kommand. IV. Batl., Fuß-Art.-Regt. Nr. 18. E. K. I.
- Hansen, Hermann, Ingenieur, Elbing
Leutnant d. Res., Inf.-Regt. Nr. 140. E. K.
- Hantelmann, Kurt, Dipl.-Ing., Oberlehrer d. Schiffs-Ingenieurschule, Rostock
Flieger-Abt. 233 A., I. Armee, Westen.
- ¹⁶⁵ Häpke, Gust., Dipl.-Ing., Charlottenburg
Oberleutnant d. R., Batterieführer d. 3. Batt. Fuß-Art.-Batl. 63. E. K. I.
- Harbock, W., Marinebaumeister, Berlin. E. K.
- Harder, Hans, Ingenieur, Wannsee
Leutnant d. L. d. Kraftfahrertruppen. E. K.
- Harich, Arnold, Dipl.-Ing., Stettin
Leutnant d. L., Res.-Inf.-Regt. Nr. 9.
- Harms, Otto, Betriebsass. d. Flensburger Schiffb.-Ges. Flensburg
Kraftfahrer, Generalstab des Alpenkorps.
- ¹⁷⁰ Hartmann, Otto, Oberingenieur u. Prokurist, Cassel
Musketier, Inf.-Regt. Nr. 83.
- Haß, Hans, Dipl.-Ing., Professor, Hamburg
Hauptmann d. L., Eisenbahnbau-Komp. Nr. 6. E. K.



- Hein, Th., Geh. Rechnungsrat im R.-M.-A. Berlin. E. K. w.
- Heinen, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Lichtenberg
Hauptmann d. L., Feldart.-Flak, 119. Inf.-Division. E. K.
- Heinrich, Eugen, Dr.-Ing., Stuttgart
Offizier-Stellvertreter, I. Württemb. Res.-Pionier-Komp. E. K.
- 175 Heldt, Adolf, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Heldt, K., Schiffbauingenieur, Stettin
Hauptmann d. L.-Pioniere, komm. zum Großen Generalstab. E. K.
- Helmig, G., Schiffbauingenieur, Elbing
Boots-Offizier, Freiwilliges Motorbootskorps.
- Helsing, Dipl.-Ing., Oberingenieur d. Germaniawerft, Kiel
Hauptmann u. Komp.-Führer im Inf.-Regt. 102. E. K.
- Hemmann, Marinebaurat, Kaiserl. Werft Brügge. E. K. I.
- 180 Henrich, Otto, Direktor, Berlin
Hauptmann d. L. u. Komp.-Führer, Ldw.-Eisenbahnbau-Komp. Nr. 6. E. K.
- Hentschel, Fritz, Dipl.-Ing., Stettin
Leutnant d. R., Schwere Minenwerfer-Abt. Nr. 13 d. I. Bayr. Lw.-Div. E. K.
- Hering, Geh. Konstruktions-Sekretär im R.-M.-A. Berlin. E. K. w.
- Hörner, H., Dr. phil., Dipl.-Ing., Prof., Oberlehrer, Kiel
Leutnant d. L., Landsturm-Inf.-Batl. Nr. 3. E. K.
- Herrmann, E., Dr. Prof., Abtlgs.-Vorstand d. deutsch. Seewarte, Hamburg
komm. zum Stabe d. Gen.-Kommando d. Marinekorps. E. K.
- 185 Herrmann, Hugo, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur, Pola. E. K.
- Herzog, Eugen, Ingenieur, Bremerhaven
Obermasch.-Maat d. R., Hilfskreuzer „Kaiser Wilhelm d. Große“.
- Horwig, M., jr., Fabrikbesitzer, Dillenburg
Leutnant d. L., Landst.-Inf.-Ers.-Batl. Mainz.
- Hosse, Julius, Dr., Fabrikant, Düsseldorf
Hauptmann, Fuß-Art.-Garn.-Batl. Schießpl. Wahn. E. K.
- Hossenbruch, Fr., Direktor, Duisburg
Batl.-Kommandeur, Landsturm-Inf.-Ers.-Batl. Nr. 27.
- 190 Heyck, Marine-Stabsingenieur, Unterseeboots-Abnahme-Kommiss. Kiel. E. K. I.
- Heyne, Walter, Direktor, Hamburg
Leutnant d. L., Inf.-Regt. Nr. 81. E. K.
- Hilgendorff, Schiffbau-Betriebsingenieur, Vegesack
Hauptmann d. R. des Pionier-Bataillons Nr. 25. E. K. I.
- Hochstein, Ludwig, Oberingenieur, Wandsbek
Hauptmann d. R., Landsturm-Inf.-Batl. Nr. 36. E. K.



- Hochstetter, Franz, Dr. phil., Geschäftsführer, Berlin.
Leutnant d. L., Landw.-Inf.-Regt. Nr. 93. E. K.
- 195 Hoepfner, Kaufmann, Hamburg
Hauptmann d. R., Kriegsministerium.
- v. Hoernes, Hermann, k. u. k. Oberst d. R., Linz
Regt.-Kommandeur des 2. Landw.-Inf.-Regts. Trient.
- Hoffmann, S., Direktor, Ingenieur, Cassel
Oberleutnant der Pulverfabrik Blumenau, Niederösterreich.
- Hoffmann, U., Marinebaumeister, Berlin
Leutnant d. R., Luftschiffer-Batl. Stollwerk. E. K.
- Holle, Rud., Schiffbauingenieur, Mannheim
Unteroffizier d. L. im Inf.-Rgt. Nr. 169. V. K.
- 200 Holtzapfel, Walter, Korv.-Kap., Kiel. E. K.
- Hölzermann, Fr., Marine-Oberbaurat, Potsdam. E. K. w.
- Holzwarth, Hans, Dipl.-Ing., Mülheim
Leutnant d. L., Landw.-Fuß-Art.-Batl. Nr. 2. E. K.
- Hoppenberg, Ernst, Marine-Konstruktions-Sekretär, Kiel. E. K.
- Howaldt, Adolf, Obergeringenieur, Lübeck
Hauptmann u. Brigade-Adjutant, 175. Inf.-Brigade. E. K. I.
- 205 Howaldt, Georg, Ingenieur, Hamburg
Hauptmann d. R., Batterieführer Res.-Feld-Art.-Regt. 66. E. K. I.
- Hilgenstein, E., Ingenieur, Berlin
Betriebsdirektor b. d. Baudirekt. d. Etapp.-Inspekt. d. IV. Armee. E. K.
- Imle, Emil, Dipl.-Ing., Fabrikdirektor, Dresden
Marinestabsingenieur d. R., S. M. S. „Mecklenburg“. E. K.
- Immich, Werner, Marinebaumeister, Kiel
Leutnant d. R., II. Matr.-Art.-Regt. E. K.
- Jaborg, Georg, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- 210 Jahn, Joh., Dr.-Ing., Regierungsrat, Berlin
Hilfsmarinebaurat, Kais. Werft Wilhelmshaven. E. K. w.
- Jansson, H., Ingenieur, Kiel
Kapitänlt. d. S., S. M. S. „Barbarossa“.
- Judaschke, Franz, Schiffbauingenieur, Hamburg
Unteroffizier d. L., Landwehr-Inf.-Regt. Nr. 85.
- Junker, Franz, Fried., Masch.-Ingenieur, Neumühlen
Ers.-Res.-Inf.-Regt. Nr. 84.
- Just, Marinebaurat, Danzig. E. K.
- 215 Kagerbauer, Ernst, k. u. k. Schiffbau-Obergeringenieur
Maritim-technische Kontroll-Kommission in Pola.



- Kalbe, Otto, Dipl.-Ing., Altona
Oberleutnant d. R., Beauftr. d. R. M. A. b. Gen.-Komm. Altona. E. K.
- Kästner, Arthur, Ingenieur, Roßlau
Ersatz-Reservist, Res.-Inf.-Regt. Nr. 227.
- Katzschke, William, Marinebaumeister, Brügge
Technischer Betrieb der Kais. Werft. E. K.
- Kaye, Georg, Marinebaumeister, Wilhelmshaven. E. K. w.
- ²²⁰ Keil, Marinebaumeister, Kiel, Unterseebootsabnahmekommission. E. K.
- Kömonater, H., Dipl.-Ing., Stettin
Hauptmann d. L., Füs.-Regt. Nr. 31. E. K. I.
- Kempf, Günther, Dr.-Ing., Hamburg
Leutnant d. R. und Adjutant I. Matrosen-Division. E. K.
- Kenter, Max, Marineoberbaurat, Kiel. E. K. w.
- Keppler, Gustav, Dr., Prof. Milit.-Reg.-Baumeister a. W.
Etap.-Insp. I., Ing.-Kom., Art.-Prüf.-Kom. E. K.
- ²²⁵ Körtcher, Rudolf, Marinebaumeister, Kiel. E. K. w.
- Keßler, Ernst, Reedereidirektor, Mannheim
Hauptmann d. R. und Kompagnief. Landw.-Brig. Ers.-Batl. Nr. 55. E. K.
- Kiöp, Nicolaus, Dipl.-Ing., Kiel
Vizewachtmeister, Funker-Abt., Kavallerie-Kommando I der 9. Armee. E. K.
- Killat, Konstr.-Sekretär im R.-M.-A. Berlin. E. K. w.
- Kirberg, F., Geh. Konstr.-Skr. im R.-M.-A. Berlin. E. K. w.
- ²³⁰ Kirchberger, Georg, Marinestabsingenieur, Wilhelmshaven.
Leitender Ingenieur S. M. S. „Nautilus“. E. K. I.
- v. Kirchmayr, Georg, Vizeadmiral, Wien. E. K.
- Klagemann, Johannes, Marine-Oberbaurat, Berlin
Sonderkommando in der Türkei. E. K. w.
- Klamroth, Gerhard, Professor, Geh. Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Klatte, H., Dipl.-Ing., Hamburg
Leutnant d. R., Flieger-Abt. IV. E. K.
- ²³⁵ Klein, Marcel, Dr.-Ing., Wien
k. u. k. Oberleutnant d. R. k. u. k. Staffel 10/17. E. K.
- v. Klitzing, Philipp, Zivilingenieur, Hamburg
Leutnant und Kommandeur Art.-Mun.-Kol. 30, IX. Res.-A.-K. E. K.
- Klostermann, Georg, Abt.-Chef, Berlin
Leutnant d. R., Kais. Marinekorps, Arbeitsamt d. Gruppe Nord. E. K.
- Kluge, Otto, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Knispel, A., Korvetten-Kapitän, Kiel, Art.-Dir. d. Kais. Werft. E. K. I.



- 240 Knoop, Ulrich, Dipl.-Ing., Breslau
Leutnant d. R., Ers.-Batl. d. Fuß-Art.-Regt. Nr. 6. E. K.
- Knorr, Paul, Oberlehrer d. höh. Schiff- u. Maschinenbauschule, Kiel
Offizier-Stellv. Kriegsbekleidungsamt des IX. Armeekorps
- Koch, C., Direktor, Altona
Oberleutnant d. L. E. K.
- Koch, Hans, Marinebaumeister, Elbing. E. K. w.
- Köcher, Rob., Ingenieur, Charlottenburg
Unteroffizier d. L., Ers.-Batl. d. Res.-Reg. Nr. 59.
- 245 Köhnhorn, Max, Marinebaumeister, Kiel
Bauwerft Ostende. E. K. I.
- Koenitzer, Wilh., Fabrikant, Hamburg
Leutnant d. R., Inf.-Regt. Nr. 76. E. K.
- Köhler, Marinebaurat, Berlin. E. K.
- Köhn, Adolf, Marine-Stabsingenieur, Wilhelmshaven
Leitender Ingenieur i. V. S. M. S. „Derflinger“. E. K. I.
- Köhneke, Heinr., Zivilingenieur, Bremen
Major d. L., Bataillons-Kommandeur, E. K. I.
- 250 Köhnhorn, Erwin, Marine-Maschinen-Baumeister, Rostock, als
Marine-Maschinenbaumstr. der Bauwerft Ostende. E. K. I.
- Konow, K., Geheimer Oberbaurat im R. M. A., Berlin. E. K. w.
- Koob, A., Er., Direktor, Cassel
Leutnant d. L., Landsturm-Inf.-Regt. Nr. 115.
- Köppen, Marine-Stabs-Ing., Berlin
Leitender Ingenieur S. M. S. „Pillau“. E. K.
- Körting, Ernst, Direktor, Körtingsdorf b. Hannover
Freiwilliges Automobilkorps, O.-K. II. A. E. K.
- 255 Koschmider, Dipl.-Ing., Hamburg
Oberleutnant d. R., IV. Matr.-Art.-Abt., 2. Komp.
- Krause, Hans, Marinebaumeister, Danzig. E. K. w.
- Krebs, Hans, Marinebaumeister, Friedrichshafen. E. K. w.
- Krell, Hans, Marine-Oberbaurat, Berlin. E. K. w.
- Krey, Hans, Regierungs- u. Baurat, Berlin
Chef der Baudirektion der XV. Armee. E. K.
- 260 v. Kries, Carl, Direktor, Berlin
Rittmeister der Garde-Train-Abt. E. K. I.
- Kristanz, Herm., Ingenieur, Kölepant
Unteroffizier im II. Ers.-Batl. Inf.-Regt. Nr. 165.



- Krüger, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg
Oberleutnant z. S. d. R., S. M. S. „Ziethen“. E. K.
- Krüger, Hans, Marinebaumeister a. D., Osterholz-Scharmbeck
An Bord des Werkstättenschiffs „Winfried“.
- Krull, Hermann, Elektr.-Oberingenieur, Kiel
Masch.-Maat d. S. I. bei der I. Baudivision. 1. Komp.
- ²⁶⁵ Krumm, Alfred, Mitinhaber d. Fa. Krumm & Co., Remscheid
Leutnant d. L., Landw.-Inf.-Regt. 430. E. K.
- Krumreich, Emil, Rechnungsrat im R.-M.-A. Berlin. E. K. w.
- Kubierschky, M., Direktor, Berlin
Hauptmann d. L. E. K.
- Küchler, Paul, Marinebaumeister, Kaiserliche Werft, Brügge. E. K.
- Kuck, Franz, Marine-Oberbaurat, Kiel. E. K. w.
- ²⁷⁰ v. Kühlwetter, V., Kapitän z. S. z. D., Berlin-Lichterfelde
Generalmajor und Festungskommandant in der Türkei. E. K.
- Kühn, Dipl.-Ing., Stettin
Oberleutnant d. R. der Matr.-Art.
- Kühnke, Marinebaurat, Bremen. E. K. w.
- Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder, Stettin
Kommandant der Zweigstelle Stettin d. Motorbootkorps. E. K. w.
- Kunstmann, Walter, Reeder, Stettin
Unteroff. d. L. Landsturm-Inf.-Ers.-Batl. II/13. V. K.
- ²⁷⁵ Kurrer, O., Direktor, Eisleben
Leutnant d. L., Landw.-Inf.-Regt. 123. E. K.
- Laas, Walter, Professor, Berlin
Oberleutn. d. L. und Kompagnieführer. Res.-Inf.-Rgt. 203. E. K.
- Lafrenz, Carl, Ingenieur, Neumühlen bei Kiel
Unteroffizier, Etappen-Hilfskompagnie 2 der III. Armee.
- Lampo, Hermann, Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- Landsky, Schiffsinspektor d. H.-A.-L., Hamburg
Kapitänleutnant, Kommandiert zur S. B. K., Hamburg. E. K. I.
- ²⁸⁰ Lange, E., Dipl.-Ing., Geestemünde
Leutnant d. R., Militär-Kanal-Betriebs-Amt. E. K.
- Lange, J., Dipl.-Ing., Charlottenburg
Technischer Hilfsarbeiter im R.-M.-A. E. K. w.
- v. Langen, Arnold, Dr., Direktor, Deutz
Rittm. d. R., Führer der Etappen-Kraftw.-Kol. Nr. 27. E. K.
- v. Langen, Fritz, Kommerzienrat, Haus Tanneck b. Elsdorf
Rittm. d. L.-Kav., Komp.-Führer. E. K.



- Langen, O. H., Dipl.-Ing., Bremen
Kriegsfreiwilliger, Inf.-Regt. Nr. 59.
- ²⁸⁵ Langner, Max, Technischer Kaufmann, Berlin
Hauptmann d. R. im Inf.-Regt. Nr. 159. E. K.
- Lankow, E., Ingenieur, Elbing
Vertr. d. Fa. F. Schichau, b. d. Tpdfts.-Flottille, Flandern. E. K.
- Lans, Otto, Kapitän z. S., Essen
Abteilungschef im Marine-Kabinet, Berlin. E. K.
- v. Lans, Wilh., Exzellenz, Vizeadmiral und Chef d. I. Geschwaders. E. K. I.
- Lanz, Karl, Dr., Fabrikant, Mannheim
Rittmeister d. R., Ers.-Abt. der Train-Abt. 8. E. K.
- ²⁹⁰ Laudahn, Wilhelm, Marinebaurat, Berlin-Grunewald. E. K. w.
- Lehmann, M., Geheimer Marinebaurat, Düsseldorf. E. K. w.
- Lenders, Karl, Hauptmann, Berlin. E. K.
- Leucke, Otto Dr., Direktor, Hamburg
Leutnant d. R., Sächs. Res.-Eisenbahn-Bau-Komp. 8. E. K.
- Levin, Friedrich, Marinebaumeister, Berlin. E. K. w.
- ²⁹⁵ Lewerenz, Alfred, Kaufmann, Hamburg
Oberleutnant d. L., Mitglied d. Kaiserl. Motorbootkorps.
- Lichtensteiner, Ludwig, Obergeringieur, Mülheim-Ruhr
Oberleutnant, Österr. Inf.-Regt. Nr. 1.
- Lienau, Alfred, Ingenieur, Hamburg
Leutnant d. L. im Armee-Nachrichtenpark 4. E. K.
- Lienau, Otto, Professor, Danzig
Hauptm. d. R., Batt.-Führ. im Pomm. Feld-Art.-Regt. Nr. 2. E. K.
- Limbach, Wilhelm, Mar.-Stabsing., Asbach (Westerwald). E. K.
- ³⁰⁰ Linker, B. G., Zivilingenieur, Vertreter v. Krupp, Hamburg
Obermasch.-Maat d. R., Hilfsminensuchdivision, Stolpmünde.
- Loesdau, Kurt, Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Bergassessor, Essen
Hauptmann u. Kompagnieführer, Res.-Inf.-Regt. Nr. 220. E. K.
- Löflund, Walter, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Lorenz, Karl, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- ³⁰⁵ Lorenz, Max, Obergeringieur, Berlin
Oberleutnant d. R. im bayr. Fuß-Art.-Regt. Nr. 18. E. K. I.
- Lösche, Joh., Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- The Losen, Paul, Direktor der Bergisch-Märkischen Bank, Düsseldorf
Rittmeister u. Bataillonsführer, Res.-Inf.-Regt. Nr. 65. E. K.



- Lothes, P., Marine-Stabsingenieur a. D., Kiel
Leitender Ingenieur S. M. S. „Siegfried“. E. K.
- Lottmann, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- ³¹⁰ Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig
Leutnant d. L. im Res.-Inf.-Regt. Nr. 5. E. K.
- Lüderitz, Alwin, Beratender Ingenieur, Köln
Hauptmann d. R., H. d. K. einer Armeegruppe. E. K. I.
- Lueg, Ernst, Ingenieur, Teilhaber d. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf
Rittmeister d. R. u. Kommand. d. Mun.-Kol. Fuß-Art.-Regt. Nr. 18. E. K.
- Lühr, Eduard, Ingenieur, Berlin
Ober-Masch.-Gast, Marineflugstation, Seebrügge.
- Lüngen, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg
Leutnant d. R., Rekruten-Abt. Mürwick. E. K. w.
- ³¹⁵ Lüth, Ernst Erich, Ingenieur, Karlsruhe
Leutnant d. R. u. Flugzeugführer. E. K. I.
- Lutz, C. A., Dipl.-Ing., Stettin
Leutnant d. R., Gren.-Regt. Nr. 119. E. K.
- Lux, Fritz, Elektro-Ingenieur, Ludwigshafen a. Rh.
Bakteriologe im Militärlazarett in Landau.
- Macke, Theodor, Oberingenieur, Hamburg
Marine-Stabsingenieur z. D. E. K. I.
- Malisius, Paul, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft. E. K. w.
- ³²⁰ Marcard, Walter, Marinebaumeister, Deutsche Marine, Fiume. E. K.
- v. Mann, Ritter, Edler v. Tiechler, Vizeadmiral, Berlin. E. K. I.
- Markau, Karl, Dr., Berlin-Grünwald
Hauptmann d. R. u. Oberlandesrat b. Stabe d. Oberbefehls Ost. E. K. I.
- Marnitz, Rudolf, Dipl.-Ing., Hamburg
Leutnant d. R., Res.-Inf.-Regt. Nr. 86. E. K.
- Matthaei, Wilhelm O., Dr.-Ing., Charlottenburg
Kapitänleut. z. D., Assist. d. Marinekommissars f. d. Kais.-Wilh.-Kanal. E. K.
- ³²⁵ Matthiessen, Paul, Oberingenieur, Hamburg
Hauptmann d. R., Etappen-Inspektion I. E. K.
- Meisner, Erich, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Meissner, Conrad, Ingenieur, Hamburg
Obermasch.-Maat d. R., I. Werft-Division.
- Mendelsohn, A., Dr. jur., Geh. Ober-Reg.-Rat, Potsdam
Major d. L. beim Stabe der 119. Inf.-Div. E. K.
- Mendelsohn, Franz, Marinebaumeister, Kiel. E. K. w.
- ³³⁰ Menadier, Marinebaumeister, Wilhelmshaven
Mitglied der Unterseebootsabnahme-Kommission. E. K. w.



- Mennicken, Edmund, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Merten, Alfred, Ingenieur, Bremen
Unteroffizier d. R., Res.-Inf.-Regt. Nr. 36.
- Methling, Marineoberbaurat, Berlin. E. K. w.
- Mouss, Fr., Kapitän zur See, Berlin. E. K.
- ³³⁵ Meyer, Eugen, Hopfgarten (Tirol)
Rittmeister d. Landw.-Kav. I., Kommand. d. Fuhrp.-Kol. 602. E. K.
- Meyer, Franz Jos., Schiffbauing., Mitinhab. d. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg
Kapitänleutnant d. R. u. Komp.-Führer, I. Torpedo-Division, Kiel. E. K.
- Meyer, Georg, Dr. phil., Charlottenburg
Hauptm. d. R. u. Batt.-Führ., Bayr. Res.-Feld-Art.-Regt. Nr. 10. E. K. I.
- Meyer, H., Dipl.-Ing., Groß-Flottbeck
Leutnant d. L. bei der Flak. E. K.
- Meyer, P., Professor, Delft
Leutnant d. L., der Fliegertruppen, Flugzeugmeisterei Adlershof.
- ³⁴⁰ Michaeli, Erich, Marinebaumeister, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Miersch, A., Konstr.-Ing., Kaiserslautern
Landsturmmann, Bayr. Inf.-Regt. Nr. 4.
- Mierzinsky, Hermann, Dipl.-Ing., Dessau
Oberleutnant d. R., Marinekorps, Eisenb.-Betr.-Komp. E. K. I.
- Miothe, Adolf, Dr. phil., Geh. Reg.-Rat u. Professor, Berlin
Abteilungschef im Generalstabe d. Armee. E. K.
- Minnich, Fritz, Schiffbauingenieur, Danzig
Maschinisten-Maat d. S., S. M. S. „Undine“.
- ³⁴⁵ Mohr, Hans, Marinebaurat, Hamburg. E. K. w.
- Mohr, Otto, Fabrikant, Mannheim
Rittmeister d. R., Res.-Dragoner-Regt. Nr. 8. E. K.
- Moll, F., Dr.-Ing., Schiffbauingenieur, Berlin
Offizier-Stellvertreter u. Führ. d. Werkstättenabtl. d. Bahnen in Smyrna.
- Moll, Gustav, Ingenieur, Elbing
Oberleutnant d. R., Res.-Feld-Art.-Regt. Nr. 48. E. K. I.
- Möller, Rudolf, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- ³⁵⁰ Möllenberg, E., Dipl.-Ing., Rüstringen
Leutnant d. R., Pionier-Regt. Nr. 25. E. K.
- Molson, Jan, Ingenieur, Direktor d. Hafen-Dampfschiffahrt-A.-G., Hamburg
Marine-Stabsingenieur d. S. II., Schiffsbesichtigungs-Kommission. E. K.
- Morin, Silvius, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur I. Kl., Wien. E. K. w.
- Mugler, Julius, Marine-Oberbaurat, Kiel. E. K. w.



- Müller, August, Geheimer Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- ³⁵⁵ Müller, Richard, Geh. Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Müller, Rudolf, Kaufmann, Leipzig
Oberleutnant d. R. im Matr.-Art.-Regt. 3. E. K. I.
- Näg el, Adolph, Dr.-Ing., Professor, Dresden
Hauptmann d. R., Ers.-Abt., Feld-Art.-Regt. Nr. 71. E. K.
- Natalis, H., Direktor, Charlottenburg
Oberleutnant d. L., Div.-Brücken-Train Nr. 301. E. K.
- Neeson, Marinebaumeister, Warnemünde, Seeflugz.-Vers.-Komm. E. K.
- ³⁶⁰ Net tor, Ludwig, Regierungsbaumeister, Berlin
Rittmeister, Kommandeur der Bayr. Mag.-Fuhrp.-Kol. 2. E. K.
- Nettmann, Paul, H. R., Dr.-Ing., Berlin-Schöneberg
Leutnant d. R., Flugzeugmeisterei, Gruppe 3. E. K. I.
- Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel
Kapit.-Leutn. d. R. im 2. Matr.-Art.-Regt., Komdr. d. Batt. „Cecilie“. E. K. I.
- Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Groß-Flottbeck
Leutnant d. R., Kav.-Div., Brüssel. E. K.
- Neumann, Kurt, Dr.-Ing., Privatdozent, Dresden
Hauptmann d. R., 3. Kgl. Sächs. Feld-Art.-Regt. Nr. 32. E. K.
- ³⁶⁵ Neumann, Otto, Kaufmann, Berlin
Leutnant d. R., Res.-Inf.-Regt. Nr. 246.
- v. Nieber, Generalleutnant z. D., Exzellenz, Berlin
Etappen-Inspekteur der II. Etappen-Inspektion. E. K. I.
- Nippraschk, Bruno, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin
Torpedo-Mechaniker, I. Werft-Division.
- Nitsch, Alois, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Wien. E. K. w.
- Noack, Dipl.-Ing., Rüstringen
Betriebsdirigent der Kaiserl. Werft, Wilhelmshaven. E. K. w.
- ³⁷⁰ Nobiling, Heinr., Reeder, Berlin
Kapitänleutnant d. R. E. K. I.
- Nott, W., Wirklicher Geheimer Marinebaurat, Goßlar. E. K. w.
- Novotny, Th., k. u. k. Seearsenals-Schiffbaudirektor, Pola. E. K.
- v. Oochehaeuser, Wilhelm, Dr.-Ing., Generaldirektor, Dessau
Major d. L. u. Lagerkommandant, Döberitz. E. K.
- Oelkers, Otto, Werftbesitzer, Hamburg
Leutnant d. L. E. K. I.
- ³⁷⁵ Oloff, Ernst, Dipl.-Ing., Elbing
Leutnant d. S., Matr.-Art.-Regt., I. Batl. E. K.



- Oppenheimer, Emanuel, Marinebauführer, Hamburg
Leutnant d. R. d. Matr.-Art. E. K.
- Otto, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg
Marine-Oberingenieur d. S. II. E. K.
- Otto, Walther, Marinebaumstr., Kiel. E. K. w.
- Paasch, Lothar, Leutnant, Frankfurt a. O.
Komp.-Führer im Gren.-Res.-Rgt. Prinz Karl v. Preuß. E. K. I.
- 380 Pantke, Marine-Oberstabs-Ingenieur z. D., Kiel.
v. Pelken, Kurt, Kapitänleutnant, 2. Matr.-Art.-Regt. E. K. I.
- Penserot, Ludwig, Dipl.-Ing., Halensee
Oberleutnant d. R., Matr.-Art.-Regt. E. K.
- Petersen, Bernhard, Patentanwalt, Berlin
Hauptmann d. R., Feld-Art.-Regt. Nr. 54.
- Petersen, Fr. Alb., Masch.-Besichtiger d. Germ. Lloyd, Hamburg. E. K.
- 385 Petersen, Otto, Marine-Oberbaurat, Berlin. E. K. w.
- Pfeiffer, Adolf, Schiffbauingenieur, Brandenburg
Leutnant d. R., Landwehr-Inf.-Regt. Nr. 35. E. K.
- Pfleiderer, Carl, Dr.-Ing., Professor, Braunschweig
Oberleutnant d. R. u. Batt.-Führer, Res.-Fußart.-Regt. Nr. 17. E. K. I.
- Pilatus, Rich., Geh. Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Pingel, J., Marinebaumeister, Wilhelmshaven. E. K. w.
- 390 Pischon, Walter, Dipl.-Ing., Hamburg
Leutnant d. L. I., und Kompagnieführer im Res.-Inf.-Regt. 262. E. K. I.
- Plehn, Geheimer Marinebaurat, Danzig. E. K. w.
- v. Plettenberg-Mehrum, Freiherr, Gutsbesitzer
Rittmeister d. R., Mitglied der Zivilverwaltung der Prov. Antwerpen. E. K.
- Pohlmann, Walter, Dipl.-Ing., Frankfurt a. M.
Hauptmann d. R., Feld-Art.-Regt. Nr. 63. E. K. I.
- Pophanken, Dietrich, Marine-Oberbaurat, Kiel. E. K. w.
- 395 Praetorius, Paul, Dr.-Ing., Marinebaumeister a. D., Darmstadt
Hauptmann u. Batterieführer, Res.-Feld-Art.-Regt. 406. E. K. I.
- Preße, Paul, Marine-Oberbaurat, Berlin. E. K.
- Pröll, Dr.-Ing., Professor, Hannover
Oberl. u. Leit. d. Versuchsgruppe d. österr. Luftschiff.-Abteil., Aspern.
- Raabe, Gustav, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Rahn, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg
Hauptmann d. L., Landw.-Inf.-Regt. Nr. 84. E. K.



- 400 Rahtjen, J. Frank, Fabrikbesitzer, Berlin
Leutnant d. Garde-Ldw.-Kav., Führ. einer Maschgew.-Komp. V. Armee. E. K.
- Rath, Geh. Konstr.-Skr. im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Rau, Fritz, Schiffbauingenieur, Elbing
Leutnant d. R., Inspekt. d. Fliegertr., Flugzeug-Stammabteilung. E. K. I.
- Rauert, Otto, Dipl.-Ing., Altona-Ottensen
Unteroffizier d. L., Landw.-Inf.-Regt. Nr. 31.
- Ravené, Enno, Kaufmann, Berlin
Unteroffizier d. R. d. Funker-Komp., Ersatz-Abtlg. 10. E. K.
- 405 Ravené, Louis, Dr. phil., Geh. Kommerzienrat, Berlin
Major d. R. u. Kommandeur einer Munitionskolonne. E. K.
- Ravené, Peter, Prokurist, Berlin
Leutnant d. R., Kommand. d. Stabsquart. d. Kav.-Div. A. S. Armee. E. K. I.
- Redlin, Johannes, Gerichtsassessor a. D., Berlin
Hauptmann d. Landw.-Pioniere 1. E. K.
- Reichel, Maximilian, Branddirektor, Berlin
Major d. L. E. K. I.
- Roinbeck, Dr. jur., Richter und Vorsitzender des Seeamts, Bremerhaven
Kriegsfreiw. Kanonier, Landw.-Feld-Art.-Regt. 266. E. K.
- 410 Reinhardt, Philipp, Großkaufmann, Mannheim
Leutnant d. R., Etappen-Inspektion der 6. Armee. E. K.
- Reimers, H., Marineoberbaurat, Düsseldorf. E. K. w.
- Reitz, Th., Dr.-Ing., Geheimer Oberbaurat, Berlin. E. K. I.
- Richter, Adolf, Dipl.-Ing., Hamburg
Hauptmann d. R. Füs.-Regt. Nr. 80. E. K.
- Riecke, Marinebaumeister, Kiel. E. K. w.
- 415 Riemeyer, Marinebaurat, Konstantinopel
beim Stabe der Mittelmeerdivision. E. K.
- Roch, Eugen, Dr.-Ing., Dozent an der Luftfahrerschule, Kiel
Kriegsfreiwilliger, Marine-Luftschiffer-Abtl.
- Rodiek, Otto, Zivilingenieur, Kiel
Marine-Stabsingenieur d. R., Minenboots-Abn.-Komm. E. K.
- Roellig, Martin, Marinebaurat, Stettin. E. K. w.
- Roeser, Dipl.-Ing., Essen
Oberleutnant d. R., Techn. Betrieb, Gent. E. K.
- 420 Rogge, Vizeadmiral, Exz., Berlin
Direktor der Waffenabteilung im R.-M.-A. E. K. I.
- Rohlfss, Willy, Ingenieur, Hamburg
Marineingenieur d. R., S. M. S. „Mainz“.



- Rosenberg, M., aml. Schiffs- und Masch.-Besicht., Bremerhaven
Offizier im Freiwilligen Motorbootkorps. E. K.
- Rosenfeld, Hermann, Marine-Oberingenieur, Kiel
Leitender Ingenieur „U 51“. E. K. I.
- Roeser, Heinrich, Dipl.-Ing., Essen
Kapitänleutnant d. R., II. Matrosen-Art.-Reg. E. K.
- 425 Roßmann, W., Geh. Konstr.-Skr. im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Rücker, Wilhelm, Schiffbau-Dipl.-Ing., Elbing
Leutnant d. R., Pionier-Reg. Nr. 31. E. K. I.
- Rump, Ernst, Kaufmann, Hamburg
Hauptmann d. L., Batteriechef, Feld-Art.-Regt. Nr. 269. E. K. I.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor, Hamburg
Kapitänleutnant d. S., Schiffsbesichtigungs-Kommission. E. K.
- Sack, C. Helmuth, Feldafing
Leutnant d. R., Ulanen-Regt. Nr. 5. E. K. I.
- 430 Salfeld, Marine-Baurat, Kiel. E. K. w.
- Sarnow, Hans, Kaufmann, Hamburg
Leutnant d. R., Stab der 203. Inf.-Div. E. K. I.
- Sartori, August, Reeder, Kiel
Hauptmann d. L. u. Komp.-Führer, Landst.-Inf.-Batl., Kiel. E. K.
- Sartorius, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Saßmann, Fr., Schiffbauingenieur, Mannheim
Obermasch.-Maat d. S. II beim Stabe des Marinekorps.
- 435 Sattler, Bruno, Technischer Direktor, Kattowitz
Hauptmann u. Komp.-Führer, Ers.-Batl. d. Res.-Inf.-Regt. Nr. 23.
- Schäfer, Dietrich, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Schatzmann, Edwin, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Schechl, Georg, Oberingenieur, Hamburg
Oberleutnant d. R. u. Referent i. d. Wumba. E. K.
- Schoitzger, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- 440 Scherbarth, Franz, Dipl.-Ing., Stettin
Hauptmann d. R., Königin Elisabeth Garde-Grenadier-Regt. E. K.
- Schotelig, Claudio, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr
Leutnant d. L., Pionier-Batl. Nr. 16. E. K. I.
- Schimmelbusch, Julius, Oberingenieur, Darmstadt
Rittmeister d. R., Jäger-Regt. zu Pferde Nr. 13. E. K.
- Schimmelfeder, Heinz, Betriebsingenieur, Torgau
Unterroffizier d. R., Eisenbahnbau-Komp. Nr. 19.
- Schirmer, Geheimer Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.



- 445 Schlichting, Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
 Schmedding, Marinebaumeister, Berlin. E. K. w.
 Schmeißer, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
 Schmelzer, Hermann, Ingenieur u. Prokurist, Cassel
 Feldwebelleutnant, Führer d. Pionier-Heerespark-Komp. 6. E. K.
 Schmid, Ehrhardt, Vizeadmiral, Exz., Wilhelmshaven
 Chef des IV. Geschwaders. E. K. I.
- 450 Schmidt, Emil, Marine-Stabsingenieur
 Leitender Ingenieur S. M. S. „Graudenz“. E. K. I.
 Schmidt, Eugen, Marine-Oberbaurat, Danzig. E. K. w.
 Schmidt, Ferdinand, Havarie-Kommissar, Hamburg
 Vizewachtmeister d. L., 2. Landw.-Esk. d. 2. Leibhusaren-Regt.
 Schmidt, Harry, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
 Schmidt, Heinrich, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- 455 Schmidt, Max, Direktor, Hirschberg i. Schl.
 Leutnant d. L., Stab Pionier- u. Ingenieurkorps, Kowno. E. K.
 Schmidt, Rud., Torpeder-Kapitänleutnant, Wilhelmshaven
 U-Bootsamt d. Reichs-Marineamts. E. K.
 Schmidt, Wilhelm, Ingenieur, Wernigerode a. H.
 Leutnant d. L., Führer einer schwer. Kraftw.-Funken-Station.
 Schnappauf, Wilh., Professor, Rostock
 Kapitänleutnant d. S. II. d. Matr.-Art.-Regt. Sylt. E. K. w.
 Schneider, Friedrich, Marinebaurat, Konstantinopel
 beim Stabe der Mittelmeerdivision. E. K.
- 460 Schnoekel, Gustav, Zivilingenieur, Charlottenburg
 Leutnant d. R., Führer d. Kraftwagen-Kolonne d. 1. Landw.-Div. E. K.
 Schoeneich, Dr.-Ing. Betriebsleiter d. Kais. Werft, Kiel, Militärbeamter.
 Scholz, Wm., Dr., Dipl.-Ing., Direktor der Deutschen Werft A.-G., Hamburg
 als Techn. Leiter des U-Boots-Stützpunktes Emden. E. K. w.
 Schrader, Vizeadmiral, Exz., Berlin
 Direktor des Konstr.-Dep. im R.-M.-A., Berlin. E. K. I.
 Schroeder, Franz O., Direktor, Hamburg
 Kapitänleutnant d. R. u. Komp.-Führer I. Torp.-Div.
- 465 Schreiter, Marinebaurat, Kiel
 An Bord des Werkstätten Schiffes S. M. S. „Bosnia“. E. K.
 Schröffner, A., Dr., Rechtsanwalt, Berlin-Neutempelhof
 Hilfs-Marine-Intendantur-Assessor im R.-M.-A. E. K.
 Schubert, Hermann, Ingenieur, Radebeul-Dresden
 Hauptmann d. L. I.



- Schuldt, Georg, Dipl.-Ing., Stralsund
Leutnant d. L., Landw.-Inf.-Regt. Nr. 2. E. K.
- Schult, Hans, Ingenieur, Hamburg
Leutnant d. L. u. Batt.-Führer Feld.-Art.-Regt. Nr. 257. E. K.
- 470 Schulthes, Carl, Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- Schulz, Bruno, Marineoberbaurat, Berlin. E. K. w.
- Schulz, Christian, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Schulz, Richard, Dipl.-Ing., Berlin. E. K. w.
- Schumacher, Walter, Schiffsingenieur, Hamburg
An Bord des Dampfers „Kamerun“.
- 475 Schumann, Erich, Marinebaumeister, Kiel. E. K. w.
- Schümann, Carl, Fabrikant, Hamburg
Kommandiert zur Vermessungs-Abtlg. I. II. E. K.
- Schürer, Friedrich, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Schützler, Marine-Oberchefingenieur, Aachen
Flotteningenieur d. Hochseestreitkräfte. E. K. I.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- 480 v. Schwarze, Horst, Dipl.-Ing., Hochofen-Gießereichef, Osnabrück
Oberleutnant d. L., Landw.-Inf.-Regt. Nr. 77. E. K. I.
- v. Schwarzer, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg
Vizewachtmeister d. R., Feldart.-Regt.
- Schwerin, Otto, Geh. Konstruktions-Sekretär im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- v. Selve, Walter, Fabrikant, Altenau i. Westf.
Rittmeister d. Landw.-Kavallerie. E. K.
- Seydel, Leopold, Ingenieur, Berlin
Oberleutnant d. R. u. Führer der 3. Eisenbahnbau-Komp.
- 485 Siebert, Walter, Dipl.-Ing., Friedenau
Hauptmann beim Stabe des Generals der Fußart. E. K.
- Sieg, Georg, Marine-Baurat, Kiel. E. K. w.
- Sonnek, Max, Ingenieur, Hamburg
Marineing. d. R., Leit. Ing. S. M. Hilfskrigssch. „Prinz Adalbert“. E. K.
- Specht, Rudolf, Dipl.-Ing., Hamburg
Leutnant d. R., Res.-Inf.-Regt. Nr. 106. E. K.
- Spies, E., Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- 490 Stach, Erich, Marinebaurat, Danzig. E. K. w.
- Stachelhaus, Herm., Reeder, Mannheim
Leutnant d. S. d. Matr.-Art.
- Staeding, Hugo, Dipl.-Ing., Danzig
Hauptmann der Marine-Inf. d. R. u. Komp.-Führer, I. Matr.-Div.



- Stangen, Carl, Rittergutsbesitzer, Berlin
Leutnant d. R. beim Stabe einer Inf.-Brigade im Westen. E. K. I.
- Stangen, Ernst, Kommerzienrat, Berlin
Hauptmann d. L. b. Ers.-Batl. d. Kais.-Franz-Gren.-Regt. E. K.
- 495 Steegmann, Hauptmann d. Inspekt. d. Luftschiffertr., Charlottenburg. E. K.
- Steinbeck, Friedrich, Ingenieur, Rostock
Major u. Abt.-Kommand. d. Kraftw.-Fernsprech-Abt. I.
- Steinberg, Fritz, Schiffbauingenieur, Hamburg
Leutnant d. R., I. Landw.-Pionier-Komp. IX. A.-K. E. K. I.
- von den Steinen, Carl, Marinebaumeister, Kiel
Leutnant d. R. im 1. Garde-Fußart.-Regt. E. K.
- Steiner, F., Schiffbauingenieur, Breslau
Leutnant d. R., Res.-Inf.-Regt. Nr. 84. E. K.
- 500 Stontzler, Carl, Vertreter von Berg- und Hütten-Walzwerken, Berlin
Armierungssoldat im 55. Armier.-Batl.
- Stern, Manu, Direktor der Telephon-Fabrik A.-G., Hannover
Freiwill. Automobilk., Oberkommando der II. Armee. E. K.
- Sternberg, Adolf, Geh. Konstr.-Sekr. im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Stieghorst, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Stock, Paul, Geh. Konstr.-Sekr. im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- 505 Stöckmann, Otto, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Strache, A., Marineoberbaurat, Kiel. E. K. w.
- Stromeyer, Kontre-Admiral, Heidelberg
Direktor d. Luftschiffbau „Schütte-Lanz“. E. K.
- Süssenguth, H., Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Thämer, Carl, Geheimer Marinebaurat, Danzig. E. K. w.
- 510 Thole, Walter, Dr.-Ing., Hamburg
Marine-Oberingenieur d. R., S. M. S. „Eskimo“. E. K.
- Teubert, Wilhelm, Dr.-Ing., Marinebaumeister, Kiel. E. K.
- Thiele, Hans, Dipl.-Ing., Risa
Leutnant d. R., Pionier-Batl. Nr. 22. E. K.
- Trenkler, Albert, Marine-Stabsingenieur, Kiel
Leitender Ingenieur S. M. S. „Hannover“. E. K. I.
- Trommsdorff, Bibliothekar, Danzig
Hauptmann d. R., Etappen-Munitions- u. Geräteverw. E. K.
- 515 Uiffers, Otto, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Uthemann, Fr., Wirkl. Geheimer Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Veith, R., Dr.-Ing., Wirkl. Geh. Oberbaurat, Abteilgschef im R.-M.-A. E. K. I.



- Viereck, Walter, Dipl.-Ing., Kiel
Oberleutnant u. Kompagnieführer, Füs.-Regt. 86. E. K.
- Vogeler, Hermann, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- ⁵²⁰ Voges, Hans, Betriebsingenieur, Stettin
Marine-Oberingenieur d. R. E. K.
- Vollmer, Franz, Schiffbaubetriebsingenieur, Stettin
Leutnant d. L. im Pion.-Batt. Nr. 23. E. K.
- Voß, K., Ingenieur, Berlin-Pankow
Marine-Ingenieur d. S. I., Torpedbts.-Halbflott.-Ing. E. K.
- Vrede, Anton, Dipl.-Ing., Hamburg
Offizier-Stellvertr., Inf.-Regt. Nr. 13.
- Wach, Hans, Dr.-Ing., Oberingenieur, Kiel
Assistent bei der Art.-Prüf.-Komm. E. K. w.
- ⁵²⁵ Wahl, Herm., Marinebaurat, Ilmenau. E. K. w.
- Waldmann, E., Dr.-Ing. Hamburg
Leutnant d. R., Matr.-Art.-Regt. Nr. 3, Marinekorps. E. K. I.
- Weber, Horst, Hofrat, Leipzig
Hauptmann d. L., Etappen-Kommandantur Verviers. E. K.
- Weber, Marinebaumeister, komm. z. Techn. Abteil. b. Führer der U-Boote
im Mittelmeer, Pola. E. K.
- Wogener, Direktor, Düsseldorf
Major u. Bat.-Kommandeur im Füsilier-Regt. Nr. 39. E. K.
- ⁵³⁰ Wogener, Max, Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Weichardt, Marinebaurat, Bremen
Deutsches Mar.-Spez.-Kommando, Pola. E. K.
- Weiß, Leonhard, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur, Berlin. E. K.
- Wellmann, Max, Ingenieur, Altona
Marinestabsingenieur d. S. II., S. M. S. „Rheinland“. E. K.
- Welter, Otto, Regierungsrat, Wiesbaden
Rittmeister u. Oberlandesrat b. Stabe d. A.-Abt. VIII. E. K. I.
- ⁵³⁵ Wendler, H., Dipl.-Ing., Hamburg
Oberingenieur d. R., S. M. S. „Derfflinger“. E. K.
- Wendenburg, Marinebaurat b. Stabe d. Mittelm.-Div. S. M. S. „Göben“. E. K.
- Werner, Franz, Dr.-Ing., Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Werner, Siegfried G., Fabrikbesitzer, Düsseldorf
Leutnant d. L., Garde-Pionier-Batl. E. K.
- Werners, Paul, Dipl.-Ing., Oberingenieur, Kalk-Köln
Hauptmann d. R., Verkehrsoff. v. Platz, Antwerpen. E. K.



- 540 West, Fregattenkapitän, Wilhelmshaven
Kommandant S. M. S. „Albatros“. E. K. I.
- Werner, Paul, Zivilingenieur, Düsseldorf
Leutnant d. R. u. Kol.-Komdr. im Res.-Fußart.-Regt. Nr. 7. E. K. I.
- Wichmann, Fritz, Marinebaumeister, Kiel. E. K. w.
- Wiemann, Franz, Werftbesitzer, Brandenburg
Leutnant d. L. I., 91. Inf.-Div., Stab. E. K.
- Wiesinger, Geh. Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- 545 Wiesinger, W., Marinebaurat, Berlin. E. K. w.
- Wigand, Albert, Dipl.-Ing., Berlin-Schmargendorf.
Pionier im Ers.-Pion.-Batl. 28, Cüstrin.
- Wigankow, Franz, Fabrikant, Berlin
Rittmeister d. R., Jäger-Regt. zu Pferde Nr. 10. E. K.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Blankenese
Offizier b. Motorb.-Korps u. Führer d. Motorbootflott. d. 5. Kav.-Div. E. K.
- William, Curt, Geh. Marine-Baurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- 550 Windscheid, G., Kaufmann, Greifswald
Major d. R., Warschau. E. K.
- Winkler, Vizeadmiral, Exz., Saarow. E. K. w.
- Wittmaack, H., Dipl.-Ing. im R.-M.-A., Berlin. E. K. w.
- Wittmann, Wilhelm, Marinebaurat, Danzig. E. K. w.
- Wolf, Ernst, Marine-Oberstabsingenieur, Kiel
Leitender Ingenieur S. M. S. „Thüringen“. E. K. I.
- 555 Wolfenstetter, Maschinenbau-Oberingenieur, Bremen
Kanonier, II. Ers.-Abt. Kgl. Bayr. Art.-Regt. Nr. 4.
- Wolff, Friedrich, Schiffbauingenieur, Neumühlen
Kapitänleutnant d. R. u. Komp.-Führer, XIV. Matr.-Art.-Abt.
- Wölke, Herm., Ingenieur, Kiel
Techn. Sekretär d. U-Boot-Inspektion. E. K. w.
- Worch, Walter, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg
Gefreiter, Res.-Ers.-Regt. Nr. 4.
- Wrobbel, Gustav, Dipl.-Ing., Hamburg
Oberleutnant d. R., Führer d. I. Marine-Luftschiff-Trupps Nordholz. E. K.
- 560 Wurm, Erich, Marinebaurat, Wilhelmshaven. E. K. w.
- Wurmbach, Fregattenkapitän, Berlin
Hafenkapitän, Cuxhaven. E. K.
- Wustrau, H., Marinebaurat, Kiel. E. K. w.
- Zelle, Otto, Oberingenieur, Lehe
Oberingenieur der Milit.-Minen-Direkt. Aley, Libanon.



Zeyss, Georg, Edgar, Dipl.-Ing., Hamburg

Leutnant d. R., Gren.-Regt. Nr. 5. E. K.

⁵⁶⁵ Zickerow, Karl, Schiffbauingenieur, Geestemünde

Oberleutnant d. R., III. Matrosen-Art.-Abt.

Ziliax, Richard, Schiffbauingenieur, Vegesack

Oberleutnant, Res.-Feld-Art.-Regt. Nr. 22.

Zimmermann, Erich, Marinebaumeister, Wilhelmshaven

Oberleutnant d. R., I. Garde-Pionier-Komp. E. K.

Zimmermann, Heinrich, Oberingenieur, Berlin

Marine-Stabsingenieur, Stab d. türk. Flotte, Konstantinopel. E. K. I.

Zürn, W., Fabrikbesitzer, Geestemünde

Kapitänleutnant d. R., Führer der 8. Komp. 5. Matr.-Regt. E. K. I.





Im Heimatsdienst wurden ausgezeichnet:

E. K. w. = Eisernes Kreuz II. Klasse am weiß-schwarzen Bande
 V. K. = Verdienstkreuz für Kriegshilfe *)

- 1 A c k e r m a n n, Max, Ingenieur, Hamburg,
als Bürochef der Vulcan-Werke, Hamburg. V. K.
- d e A h n a, Felix, Ingenieur, Bremerhaven,
als techn. Mitgl. d. Schiffsbes.-Kommission. V. K.
- A m s i n e k, Arnold, Reeder, Hamburg,
als Vorsitz. d. Woermann-Linie u. d. Dtsch. Ost-Afr.-Linie. E. K. w.
- A m b r o n n, V., Dipl.-Ing., Bremen, als Obering. im U-Bootbau. V. K.
- 5 A n d e r s e n, Paul, Ingenieur, Bremen,
als Betriebsingenieur b. Bau von U-Booten. V. K.
- A r p p e, Johannes, Oberingenieur, Danzig,
als Prokurist der Firma F. Schichau. V. K.
- A x e l r a d, H. E., Dipl.-Ing., Charlottenburg,
als Geschäftsführer des Vereins deutscher Eisengießereien. V. K.
- B a a t h, Kurt, Dipl.-Ing., Bremen,
als Oberingenieur der Akt.-Ges. „Weser“. V. K.
- v. B a c h, Carl, Dr.-Ing., Staatsrat, Exz., Stuttgart,
als beratender Ingenieur d. württemb. Regierung. V. K.
- 10 B a h l, Johannes, Oberingenieur, Berlin,
i. d. Kriegs- u. Schiffbautechn. Abt. d. Siemens-Schuckert-Werke. V. K.
- B a l l i n, A., Dr.-Ing., Hamburg,
als Vorsitzender der Direktion der H. A. L. E. K. w.
- B a l t z e r, Friedrich, Oberingenieur, Berlin,
als Leiter d. Kugellagerwerke d. Deutsch. Waffen- u. Munitions-Fabr. V. K.
- B a r t e l s, Georg, Direktor, Köln-Nippes,
als Leiter der Land- u. Seekabel-Werke, A.-G. V. K.

*) Auch die Kriegsverdienstkreuze der Bundesstaaten sind unter V. K. zusammengefaßt.



- Bauer, G., Dr. phil., Dr.-Ing., h. c., Stettin,
als Direktor der Vulcan-Werke. E. K. w.
- 15 Baur, Georg, Geh. Baurat, Essen,
als Mitglied d. Direktoriums v. Fr. Krupp, A.-G. E. K. w.
- Becker, Julius, Fabrikdirektor, Kalk b. Köln,
als Fabrikant von Kriegsbedarf. E. K. w.
- Becker, Julius, Direktor, Essen,
als Abt.-Dir. u. Prokurist d. Gußstahlfabr. Friedr. Krupp A.-G. E. K. w.
- Beeck, Otto, Ingenieur, Stettin,
als Vorst. d. Büros f. Kriegsmasch.-Bau b. d. Vulkan-Werken, Stettin. V. K.
- Benetsch, Armin, Dr., Oberingenieur, Berlin,
als Bauleiter d. Reichs-Stickstoffwerke in Piesteritz. V. K.
- 20 Benkert, Hermann, Direktor, Harburg,
als Direktor d. Firma Georg Niemeyer, Hamburg-Harburg. V. K.
- Berendt, Hermann, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Oberingenieur b. Blohm & Voß. V. K.
- Beyer, Friedr., Dipl.-Ing., Bremen,
als Oberingenieur der A.-G. „Weser“. V. K.
- Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ingenieur, St. Johann a. S.
als Besichtiger des Germanischen Lloyd. V. K.
- Blohm, Ed., Ing., Hamburg,
als Prokurist bei Blohm & Voß. E. K. w.
- 25 Blohm, Hermann, Dr.-Ing., Werftbesitzer, Hamburg,
als Leiter der Schiffswerft von Blohm & Voß. E. K. w.
- Bockelmann, H., Direktor, Frauendorf bei Stettin,
als Vorstandsmitglied der Ostseewerft. V. K.
- Boekholt, Herm., Marinebaurat a. D., Bremen,
als Betriebs-Ober.-Ing. der A.-G. „Weser“. V. K.
- Boie, Harry, Ingenieur, Hamburg,
als Konstruktions-Ingenieur der Vulcan-Werke. V. K.
- Boyens, Fr., Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- 30 Borchers, A., Oberingenieur, Elbing,
als Oberingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Börnsen, Hein. Adolf, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel,
als Vertreter von Blohm & Voß in d. U-Boots-Abn.-Kommis. V. K.
- Böttcher, Max, Ingenieur, Danzig,
als Schiffbau-Ingenieur der Firma F. Schichau. V. K.



- Brandt, Paul, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven,
als Betriebs-Dirigent der K. W. Wilhelmshaven. E. K. w.
- Braumüller, Walter, Regierungsrat, Kiel,
als Betriebsdirigent der Kaiserl. Werft. E. K. w.
- ³⁵ Brennhausen, Curt, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Ing. im U-Bootmaschinenbau-Büro. V. K.
- Bresina, Rich., Direktor, Hamburg,
als Referent im Waffen- u. Munitionsbesch.-Amt. V. K.
- Brettschneider, Paul, Ingenieur, Bremen,
als stellv. Bürochef im Kriegsschiffmaschinenbau der A.-G. Weser. V. K.
- Breuer, Ing., Stettin,
als Chef d. Konstruktionsbüros für Handelsschiffs- und Kesselbau. V. K.
- Bröckelmann, Ernst, General-Direktor, Kiel,
als Leiter der Metall-Vereinigung, Berlin. V. K.
- ⁴⁰ Bröckmann, Fr., Ingenieur, Bremen,
als Ingenieur d. A.-G. „Weser“. V. K.
- Bruns, Heinr. Konsul u. Zivilingenieur, Kiel,
als Leiter d. techn. Abtlg. d. Fa. H. Diederichsen. V. K.
- Bufe, Christian, Oberingenieur, Elbing,
als Oberingenieur der Firma F. Schichau. V. K.
- Burgmann, Robert, Dr.-Ing., Dresden,
als Inhaber der Asbest- u. Packungswerke Feodor Burgmann. V. K.
- v. Burstin, Oberingenieur, Danzig,
als Betriebsleiter der Werft von I. W. Klawitter. V. K.
- ⁴⁵ Buschfeld, W., Direktor, Kiel,
als kaufm. Direktor d. Germaniawerft. V. K.
- Busley, Carl, Dr.-Ing., Geh. Reg.-Rat u. Prof., Berlin,
als Bevollm. d. Fa. F. Schichau. V. K.
- Büttgen, Dipl.-Ing., Kiel,
als Betriebsingenieur der Germania-Werft. V. K.
- Butz, Walter, Schiffbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf,
betätigt i. d. Kriegshilfe seiner Heimatgemeinde. V. K.
- Calmon, Generaldirektor, Hamburg,
als Leiter der Asbest- und Gummiwerke A.-G. E. K. w.
- ⁵⁰ Carlson, Carl, Inhaber der Schichau'schen Werke, Elbing,
als Direktor der Schichauwerft in Danzig. E. K. w.
- Claussen, Georg W., Dr.-Ing., Kgl. Baurat, Geestemünde,
als Direktor der Schiffswerft Joh. C. Tecklenborg A.-G. V. K.
- Cordes, H., Schiffbauingenieur, Elbing,
als Schiffbauingenieur bei F. Schichau. V. K.



- Dahl, Joh., Ingenieur, Hamburg,
als Vorstand der Maschinenfabriken von Blohm & Voß. **V. K.**
- Dannenbaum, Ad., Dipl.-Ing., Hamburg,
als Ingenieur im U-Bootmaschinenbau-Büro von Blohm & Voß. **V. K.**
- 53 Degn, Paul, Dipl.-Ing., Neumühlen-Dietrichsdorf,
als Direktor der Howaldtwerke. **V. K.**
- Deichmann, C., Ing., Hamburg,
als Ingenieur im Kriegsschiffmaschinenbau-Büro von Blohm & Voß. **V. K.**
- Deichsel, Adolf, Kommerzienrat, Mysłowitz,
als Vorsitzender des Vaterländischen Hilfsdienstes. **V. K.**
- Dentler, H., Oberingenieur, Hamburg,
als Oberingenieur der Reiherstieg Schiffswerft. **V. K.**
- Dieckhoff, Hans, Professor, Hamburg,
als Vorstandsmitglied der Woermann-Linie. **V. K.**
- 60 Diederichsen, Heinrich, Dr. phil., Kaufmann, Kiel,
als Präsident d. Ges. z. Förd. d. Inst. für Seeverkehr und Weltwirtschaft.
E. K. w.
- Dieterich, G., Direktor, Berlin. **E. K. w.**
- Doden, F., Dipl.-Ing., Bremen,
als Bürochef f. Kriegsschiffmaschinenbau der A.-G. „Weser“. **V. K.**
- Dörr, W. E., Dipl.-Ing., Berlin,
als Direktor der Zeppelinwerke. **E. K. w.**
- Dreyer, Carl, Oberingenieur, Elbing,
als Oberingenieur bei F. Schichau. **V. K.**
- 65 Eckolt, Wilh., Marine-Schiffbaumeister, Rostock,
als Baubeaufsicht. der U. J. **E. K. w.**
- Eggert, Wilhelm, Ingenieur, Geestemünde,
als Schiffbau-Oberingenieur d. Fa. Joh. C. Tecklenborg A.-G. **V. K.**
- Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin,
als Bürochef für Schiffbau d. Vulcanwerke. **V. K.**
- Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
als Betriebsingenieur b. Blohm & Voß. **V. K.**
- Emmerich, Ernst, Oberingenieur, Essen,
als Art.-Konstr. bei Friedr. Krupp A.-G. **V. K.**
- 70 Engehausen, W., Betriebsing., Bremen,
als Betriebsingenieur der A.-G. „Weser“. **V. K.**
- Erbach, R., Dipl.-Ing., Kiel,
als Obering. d. Germania-Werft, Schiffb.-Konstr.-Büro f. U-Bootbau. **V. K.**
- Evers, F., Direktor, Stettin,
als Schiffbau-Direktor der Nüske & Co.-Schiffswerft. **V. K.**



- Eyermann, Wilh., Ingenieur, Berlin,
als Hilfsarbeiter im Reichsmarineamt. E. K. w.
- Falbe, E. H., Direktor, Hamburg,
als Betriebsdirigent d. Kaiserl. Werft, Kiel. E. K. w.
- 75^c Fischer, Kurt, Kommerzienrat, Dresden,
als Direktor d. Sächs.-Böhm. Dampfschiffahrts-Ges. V. K.
- Fischer, W., Ingenieur, Hamburg,
als Obering. und Vorstand des Turbinenbau-Büros bei Blohm & Voß. V. K.
- Flohr, Justus, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Hamburg,
als Direktor der Vulcan-Werke. E. K. w.
- Forstmann, Hauptmann a. D., Prokurist b. Carl Zeiß, Jena,
als Vorstand d. Militär-Abtlg. E. K. w.
- Föttinger, Herm., Dr.-Ing., Professor, Danzig,
als Vorstand d. Probefahrtbüros d. Kais. Werft Kiel. E. K. w.
- 80 Frahm, Hermann, Direktor, Hamburg,
als Direktor von Blohm & Voß. E. K. w.
- Franke, Rudolf, Dr., Professor, Berlin,
als Hilfsdezentent im R.-M.-A. E. K. w.
- Fregin, Fritz, Dipl.-Ing., Stettin,
als Bürovorsteher im Kriegsschiffbau Vulcan-Werke. V. K.
- Freund, Walter, Direktor, Berlin-Wittenau,
als Leiter d. Flexilis-Werke A.-G. V. K.
- Freywald, Carl, Ingenieur, Magdeburg,
als Obering. d. Stahlwerk. d. Fa. Otto Gruson & Co. V. K.
- 85 Friedländer, Hans, Fabrikbesitzer, Berlin,
als Mitarbeiter d. Reichsverb. d. „Ostpreußen-Hilfe“. V. K.
- Früh, Karl, Dipl.-Ing., Kiel,
als Betriebsleiter der Kaiserl. Werft. E. K. w.
- Garweg, Arthur, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Abteilungschef von Blohm & Voß. V. K.
- Gebauer, Alex, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur von F. Schichau. V. K.
- Gerisch, Arthur, Betriebsing., Hamburg,
als Betriebsing. bei Blohm & Voß. V. K.
- 90 Gerloff, Friedrich, Prokurist, Geestemünde,
als Schiffbau-Oberingenieur der G. Seebeck-A.-G. V. K.
- Gierth, R., Oberingenieur, Dresden,
als Oberingenieur d. Vereinigt. Elbschiff.-Ges. A.-G. V. K.
- Goos, Emil, Oberingenieur, Hamburg,
als Chef des Maschinenwesens der Hamb.-Am.-Linie. V. K.



- Gör tz, Heinrich, Dr. jur., Rechtsanwalt und Notar, Lübeck,
als Vors. d. „Lübecker Hilfsausschusses f. Heydekrug“. V. K.
- Graemer, L., Prokurist, Stettin,
als Oberingenieur der Schiffswerft Nüscke & Co., A.-G. V. K.
- 95 Gr een, Rudolf, Werftdirektor, Dresden,
als Leiter der Schiffswerft Uebigau. V. K.
- G ehlhaar, Franz, Regierungsrat, Berlin-Lichterfelde,
als Mitglied des Schiffsvermessungsamts. V. K.
- Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
als Ingenieur der Vulcan-Werke. V. K.
- Günther, Fr., Ing., Bremen,
als Ing. der A.-G. „Weser“. V. K.
- Gütschow, Wilh., Dipl.-Ing., Danzig,
als Betriebsdirigent der Kais. Werft. E. K. w.
- 100 Hahn, Aug., Direktor, Berlin,
als Vertreter d. Maschb.-A.-G. vorm. Egestorff, Hannover. V. K.
- Hartwig, Rud., Dr.-Ing., Essen,
als Direktor d. Friedr. Krupp A.-G. E. K. w.
- Hechtel, H., Oberingenieur, Harburg,
als techn. Leiter d. Schloßwerft, Harburg, u. Norderwerft, Hamburg. V. K.
- Hedemann, Wilh., Dipl.-Ing., Bremen,
als stellv. Büroleiter für Turbinenbau d. A.-G. „Weser“. V. K.
- Hein, Paul, Ingenieur, Hamburg,
als Vorstand d. Konstr.-Büros f. U-Bootmasch. d. Vulcan-Werke A.-G. V. K.
- 105 Heineken, Phil., Generaldirektor, Bremen,
als Generaldirektor des Nordd. Lloyd. E. K. w.
- Heise, Wilhelm, Oberingenieur, Bremen,
als Oberleiter d. Masch.-Konstr.-Büros f. U-Bootbau d. A.-G. „Weser“. V. K.
- Heitmann, Ludwig, Ingenieur, Stettin,
als Betriebschef der Vulcan-Werke. V. K.
- Hempelmann, Aug., Dr.-Ing., Essen,
als Obering. der Friedr. Krupp A.-G., Art.-Konstr. V. K.
- Hennig, Franz, Dipl.-Ing.,
als Betriebsing. bei Blohm & Voß. V. K.
- 110 Hensolt, Joh., Dipl.-Ing.,
als Obering. eines Kriegsschiffbau-Büros. V. K.
- Hepner, Friedr., Dipl.-Ing., Prokurist, Gleiwitz,
als Oberingenieur der Oberschles. Eisenindustrie-A.-G. E. K. w.
- Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg,
als Leiter des Hüttenwerks Dillenburg. V. K.



- Hildenbrand, K., Obering., Bremen,
als Obering. der A.-G. „Weser“. V. K.
- Hillmann, B., Betriebs-Obering., Geestemünde,
als Betr.-Obering. der Joh. C. Tecklenborg A.-G. V. K.
- 115 Hoefs, Fritz, Direktor, Bremerhaven,
als Leiter im Maschinenbau d. Fa. G. Seebeck, A.-G., Geestemünde. V. K.
- Horn, Fritz, Dr.-Ing., Danzig,
als Betriebsdir. d. Konstrukt. f. U-Boote auf der Kaiserl. Werft. E. K. w.
- Hosemann, P., Dipl.-Ing., Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Howard, Gerh., Schiffb.-Ing., Rendsburg,
als Ing. der A.-G. „Weser“. V. K.
- Hülss, Friedrich, Prokurist, Berlin,
als Oberingenieur der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H. V. K.
- 120 Jacob, Carl, Dipl.-Ing., Kiel,
als Betriebsingenieur f. U-Bootbau der Germaniawerft. V. K.
- Jacob, Oskar, Ingenieur, Stettin,
als Betriebsingenieur im Kriegsschiffbau auf den Vulcan-Werken. V. K.
- Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg,
als Betriebsleiter der Reiherstieg-Schiffswerft. V. K.
- Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel,
als Oberingenieur d. Germaniawerft. V. K.
- Janssen, D., Betriebs-Obering., Geestemünde,
als Betriebs-Obering. bei Joh. C. Tecklenborg A.-G. V. K.
- 125 Jappe, Friedr., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
als Bürochef d. Kriegsschiffbau-Abtlg. d. Vulcanwerke A.-G. V. K.
- Joehimsen, Carl, Oberingenieur, Charlottenburg,
als Obering. d. Kriegs- u. Schiffbautechn. Abt. d. Siemens-Schuckert-W. V. K.
- Jochmann, E., Oberingenieur, Stettin,
als Chef der Abteilung Landturbinenbau der Vulcan-Werke. V. K.
- Josse, E., Geh. Regierungsrat u. Professor, Berlin,
als Leiter der Metallmobilmachungsstelle im Kriegsminist. E. K. w.
- Kalderach, J. F. A., Ingenieur, Hamburg,
als Beamter der Reiherstieg-Schiffswerfte A.-G. V. K.
- 130 Karstens, Paul, Ingenieur, Altona,
als Oberingenieur d. Fa. G. Ferd. Bögel, G. m. b. H. V. K.
- Kasten, Max, Ingenieur, Hamburg,
als Chef d. Kriegsschiffb. der Vulcanwerke A.-G. V. K.
- Kell, W., Ingenieur, Stettin,
als Chef des Konstr.-Büros f. Torpedoboote-Masch.-Bau, Vulcan-W. V. K.



- Kern, Willh., Ingenieur, Dietrichsdorf,
als Betriebsingenieur der Howaldtwerke. V. K.
- Keuffel, Aug., Ingenieur, Bremen,
als Direktor der A.-G. Weser. E. K. w.
- ¹³⁵ Kiel, Carl, Ingenieur, Hamburg,
als Konstr.-Ing. f. U-Boot-Maschinenbau, Vulcan-Werke. V. K.
- Kienappel, K., Oberingenieur, Elbing,
als Oberingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Kleön, J., Oberingenieur, Hamburg,
als Abteilungsleiter d. Reiherstieg-Schiffsw. V. K.
- Kleiber, Friedr., Redakteur, Berlin,
als Geschäftsleiter des „Schiffbau“. V. K.
- v. Klemperer, Herbert, Dr.-Ing., Berlin,
als Direktor der B. M. A.-G. vorm. L. Schwartzkopff. E. K. w.
- ¹⁴⁰ Kliemchen, Franz, Dipl.-Ing., Charlottenburg,
als Betriebsdirigent der Kaiserl. Werft Wilhelms ven. E. K. w.
- Knobloch, Emil, Geh. Kommissionsrat, Berlin-Grünwald,
als Vertrauensmann der Mannfelder Gewerkschaft. V. K.
- Koch, Johs., Direktor, Neumühlen-Dietrichsdorf,
als Leiter der Howaldtwerke. V. K.
- Köhler, Karl, Technischer Direktor, Breslau,
als Leiter der Werft von Caesar Wollheim. V. K.
- Kolkmann, J., Prokurist, Elbing,
als Oberingenieur von F. Schichau. V. K.
- ¹⁴⁵ Kölln, Friedr., Dipl.-Ing., Hamburg,
als Oberingenieur der Hamburg-Elbe-Schiffswerft A.-G. V. K.
- Kopp, Herm., Kiel,
als Schiffbaubetriebsdirektor. V. K.
- Körnör, Paul, Ingenieur, Danzig-Langfuhr,
als Ingenieur vom Kriegsschiffbau-Büro der Firma F. Schichau. V. K.
- Kortmann, Paul, Oberingenieur, Berlin,
als Prokurist der B. M. A.-G. vorm. L. Schwartzkopff. V. K.
- Krainer, P., Professor, Charlottenburg,
als Kommissar d. Reichsmarineamts. E. K. w.
- ¹⁵⁰ Kramer, L., Abtlgs.-Direktor, Kiel,
als Abtlgs.-Direktor der Friedr. Krupp A.-G., Kiel. E. K. w.
- Kroll, Otto, Professor, Berlin,
als Direktor der Siemens-Schuckertwerke. E. K. w.
- Kretschmer, Herbert, Schiffbau-Ingenieur, Kiel. V. K.



- Krieger, R., Dr.-Ing., Hüttendirektor, Düsseldorf,
als Vorstand des Stahlwerks Krieger A.-G. V. K.
- Krogmann, Richard, Reeder, Hamburg,
als Vorsitzender der Seeberufsgenossenschaft. E. K. w.
- ¹⁵⁵ Krüger, H., Ingenieur, Hamburg,
als Ingenieur im Kriegsschiffbau-Büro bei Blohm & Voß. V. K.
- Krüger, W., Dr.-Ing., Kommerzienrat, Chemnitz,
als Vors. d. Direkt. d. Sächs. Maschfbr. vorm. Rich. Hartmann A.-G. V. K.
- Kruth, P., Obering., Hamburg,
als Obering. der Reiherstieg-Schiffswerft. V. K.
- Küborn, Hüttendirektor, Düsseldorf,
als Vorstandsmitglied der A.-G. Oberbilker Stahlwerk. V. K.
- Kurgas, Erich, Dipl.-Ing., Bremen,
als Ing. der A.-G. „Weser“. V. K.
- ¹⁶⁰ Kuschel, W., Oberingenieur, Stettin,
als Schiffbau-Abteilungsvorstand der Vulcan-Werke. V. K.
- Kutzner, Konrad, Regierungsbaumeister, Wilhelmshaven,
als Betriebsdirigent der Kais. Werft. E. K. w.
- Laible, Friedr., Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Lange, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Betriebschef im Kriegsschiffs- u. U-Bootsbau bei Blohm & Voß. V. K.
- Lange, Claus, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf,
als Obering. der Howaldtswerke f. Torpedoboots-Maschinenbau. V. K.
- ¹⁶⁵ Lange, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Blankenese,
als Abtlgsvorstand bei Blohm & Voß, Hamburg. V. K.
- Lange, Karl, Dipl.-Ing., Bremen,
als Vorstand der Wumbalager in Bremen. V. K.
- Lankow, E., Oberingenieur, Elbing,
als Oberingenieur bei F. Schichau. E. K.
- Lauster, J., Dr.-Ing., Baurat, Augsburg,
als Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. E. K. w.
- Lechner, E., Marinebaumeister a. D., Köln-Bayenthal,
als Generaldirektor der Maschinenfabrik Köln-Bayenthal. V. K.
- ¹⁷⁰ Leisner, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Elbing,
als Betriebs-Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Leux, Carl, Direktor, Elbing,
als Schiffbau-Direktor von F. Schichau. E. K. w.
- Lindenaу, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur von F. Schichau, Elbing. V. K.



- Linder, Ernst, Direktor, Stettin. V. K.
- Lippart, G., Dr.-Ing., Baurat, Nürnberg,
als Direktor der Maschfbr. Augsb.-Nürnberg A.-G. E. K. w.
- 175 Lippold, Friedr., Oberingenieur, Blankenese,
als Schiffbau-Oberingenieur der Vulcan-Werke. V. K.
- Loeffler, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Schiffbau-Ingenieur der Vulcan-Werke. V. K.
- Lorenz, Dr. R., Dipl.-Ing., Essen,
als Oberingenieur bei Friedr. Krupp A.-G. i. d. Artill.-Konstr. E. K.
- Lorenzen, L., Ingenieur, Hamburg,
als Vertreter des Leiters des elektrotechn. Büros bei Blohm & Voß. V. K.
- Losehand, Fritz, Ingenieur, Kiel,
als Betriebsleiter der Kesselschm. d. Germaniawerft. V. K.
- 180 Ludwig, Friedrich, Ingenieur, Bremen,
als Bürochef im U-Boot-Masch.-Bau A.-G. „Weser“. V. K.
- Ludwig, Oberingenieur, Stettin,
als Chef der Maschinenbau-Abteilung der Vulcan-Werke. V. K.
- Lübbert, Staatlicher Fischereidirektor, Hamburg,
als Mitglied der Z.-E.-G. E. K. w.
- Maaß, Emil, Dr., Professor a. d. mil.-techn. Akademie, Berlin,
als wissenschaftl. Berater der Art.-Prüf.-Komm. E. K. w.
- Marx, Wilh., Ingenieur, Bremen,
als stellv. Bürochef im U-Boot-Maschb. d. A.-G. „Weser“. V. K.
- 185 ter Meer, G., Dr.-Ing., Hannover,
als Direktor d. Hannov. Maschinenb. A.-G. vorm. Georg Eggestorff. V. K.
- Meifort, J. H., Direktor, Roßlau,
als techn. Direktor der Gebr. Sachsenberg A.-G. Schiffswerft Roßlau. V. K.
- Meisemann, H., Dipl.-Ing.,
als Ing. der A.-G. „Weser“. V. K.
- Menke, Herm., Ingenieur, Hamburg,
als Chef d. Kriegsschiffmaschb. d. Vulcan-Werke. V. K.
- Mentz, Walter, Professor, Zoppot,
als Abteilungsvorstand der Kriegsamt-Stelle, Danzig. V. K.
- 190 Meyer, Bernh., Dipl.-Ing., Papenburg,
als Besitzer d. Werft von Jos. L. Meyer. V. K.
- Meyer, Carl, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Oberingenieur bei Blohm & Voß. V. K.
- Möller, W., Oberingenieur, Stettin,
als Oberingenieur im Reparaturbetrieb der Vulcan-Werke. V. K.



- Müller, A. C. Th., Oberingenieur, Elbing,
als Prokurist von F. Schichau. V. K.
- Müller, Ernst, Professor, Bremen,
als Techn. Hilfsarb. d. Kais. Werft Wilhelmshaven. E. K. w.
- 195 Müller, Gustav, Schiffbau-Ingenieur, Bremen,
als Gruppenleiter im U-Bootbau der A.-G. „Weser“. V. K.
- Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Wilhelmshaven,
als Ingenieur der Kaiserl. Werft. V. K.
- Neeff, Fritz, Dipl.-Ing., Bremen,
als Oberingenieur der A.-G. „Weser“. V. K.
- Noë, Maschineningenieur, Aschersleben,
als Direktor der Ascherslebener Maschinenbau-A.-G. V. K.
- Oeding, Gustav, Lloyd-Inspektor, Bremerhaven. V. K.
- 200 Oertz, Max, Dr.-Ing., Direktor, Hamburg,
als Leiter der Oertz-Werke. V. K.
- Oesten, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Kiel,
als stellvertr. Direktor der Fried. Krupp A.-G. Germania. V. K.
- Oestmann, H., Oberingenieur, Elbing,
als Oberingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Ofterdinger, Ernst, Ingenieur, Hamburg,
als Oberinspektor d. Deutschen Levante-Linie. E. K. w.
- Oloff, E., Dipl.-Ing., Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau und Leutnant d. L. E. K.
- 205 Ortlepp, M., Oberingenieur, Elbing,
als Prokurist von F. Schichau. V. K.
- Pagel, Carl, Professor, Berlin,
als techn. Direkt. d. Germ.-Lloyd. V. K.
- Pagenstecher, G., Kaufmann, Bremen,
als Vorsitzender im Aufsichtsrat der A.-G. „Weser“. E. K. w.
- Pahl, Gustav, Finanzrat, Berlin,
als Leiter d. Pahl'schen Gummi- u. Asbest-Ges. Düsseldorf. V. K.
- Paradies, Reinhard, Ingenieur, Hamburg,
als Vertr. d. Obering. techn. Büro f. Kriegs-Maschinenb. b. Blohm & Voß. V. K.
- 210 Paulsen, H., Ingenieur, Hamburg,
als Stellvertr. d. Vorst. d. U-Boots-Konstr.-Büros b. Blohm & Voß. V. K.
- Peltzer, F., Dipl.-Ing., Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Pero, Emil, Ingenieur, Bremen,
als Betriebs-Oberingenieur der A.-G. „Weser“. V. K.
- Prandtl, Ludw., Dr. phil., Professor, Göttingen,
als Direktor d. Modellvers.-Anst. f. Aërodynamik. E. K. w.



- Projahn, Heinrich, Oberingenieur, Gelsenkirchen,
als Oberingenieur der Gelsenkirchener Bergwerks A.-G. V. K.
- 215 Protz, A., Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Raps, August, Dr., Professor, Berlin,
als Direktor von Siemens & Halske. E. K. w.
- Rauschen, Herm., Ingenieur, Griesheim,
als Betriebsleiter d. Chem. Fabrik Griesheim-Elektron. V. K.
- Regenbogen, Conrad, Direktor, Kiel,
als Maschinenbau-Direktor der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft. E. K. w.
- Rehder, Max, Dr.-Ing.,
als Vertr. d. Leiters eines Kriegsschiffbau-Büros. V. K.
- 220 Renner, Felix, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Ingenieur der Schiffswerft Blohm & Voß. V. K.
- Richter, Otto, Oberingenieur, Bremen,
als Oberingenieur der A.-G. „Weser“. V. K.
- Riechers, Carl, Betriebsingenieur, Elbing,
als Oberingenieur der Schiffswerft F. Schichau. V. K.
- Riehn, W., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Hannover,
als Professor d. technischen Hochschule. V. K.
- Rindfleisch, Max, Werftdirektor, Lehe,
als techn. Leiter d. Schiffbau-Ges. „Unterweser“. V. K.
- 225 Rochrig, Hellmuth, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven,
als Betriebsdirigent der Kais. Werft. E. K. w.
- Rogge, A., Marine-Oberstabsingenieur a. D., Berlin-Charlottenburg,
als Oberingenieur der Siemens & Halske A.-G. V. K.
- Rohde, Paul, Fabrikbesitzer, Magdeburg,
als Inhaber der Firma Otto Mannsfeld & Co. V. K.
- v. Rolf, Freiherr W., Direktor, Düsseldorf,
als Ehrenvorsitzender des Marine-Vereins Düsseldorf. V. K.
- Romborg, Friedr., Professor, Geheimer Regierungsrat, Berlin,
als Chefingenieur des Kriegsamt's Wumba. E. K. w.
- 230 Romano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
als Konstruktions-Ingenieur b. Blohm & Voß. V. K.
- Rosenberg, C., Schiffsmaschinenbau-Ing., Geestemünde,
als Direktor bei Joh. Tecklenborg A.-G. V. K.
- Rosenstiel, Rud., Direktor, Hamburg,
als Direktor bei Blohm & Voß. E. K. w.
- Rücker, Wilhelm, Dipl.-Ing., Elbing,
als Dipl.-Ing. bei F. Schichau. V. K.



- Rudoloff, Max, Dr.-Ing., Prof., Geheimer Regierungsrat, Berlin-Lichterfelde,
als Direktor des Königl. Material-Prüfungsamtes. E. K. w.
- ²³⁵ Sachs, Berthold, Ingenieur, Berlin-Wittenau,
als technischer Direktor der Flexiliswerke A.-G. V. K.
- Saeftel, F., Direktor, Berlin-Charlottenburg.
als Vertreter der Dillinger-Hüttenwerke. V. K.
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva,
als Schiffbau-Ingenieur b. F. Schichau. V. K.
- Schätzle, Josef, Ingenieur, Hamburg,
als Vorstand des Rohrplanbau-Büros. V. K.
- Schaumann, Schiffbau-Oberingenieur, Kitzberg bei Kiel,
als Oberingenieur der Howaldtswerke. V. K.
- ²⁴⁰ Schauseil, M., Direktor der Seeberufs-Genossenschaft, Hamburg,
als Mitarbeiter des Reichsmarineamts. V. K.
- Scheel, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg,
als Betriebs-Ingenieur bei Blohm & Voß. V. K.
- Schiele, Ernst, Dr.-Ing., Hamburg,
als Inhaber der Firma Rudolf Otto Meyer. E. K. w.
- Schmidt, Rud., Dr.-Ing., Oberingenieur, Bremen,
als Oberingenieur der A.-G. „Weser“. V. K.
- Schmitt, Ludwig, Direktor, Niedersedlitz,
als Delegierter d. Roten Kreuzes. V. K.
- ²⁴⁵ Schmuckler, Hans, Direktor, Berlin,
als technischer Leiter von Breest & Co. V. K.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock,
als Kriegsbaurat und Beaufsicht. des R. M. A. E. K. w.
- Schneider, Dipl.-Ing., Stettin,
als Bürochef im Handelsschiffs-Maschinenbau der Vulcan-Werke. V. K.
- Schöneich, Hugo, Dr.-Ing., Kiel,
als Betriebs-Dirigent der Kais. Werft. E. K. w.
- Schönian, Hans, Dipl.-Ing., Hannover,
als Vorstand d. Kriegsabt. von Gebr. Körting A.-G. V. K.
- ²⁵⁰ Schröder, Karl, Prokurist, Gleiwitz,
als Oberingenieur der Oberschl. Eisenb.-Bed.-A.-G. V. K.
- Schroeder, Richard, Ingenieur, Danzig,
als Betriebsingenieur von F. Schichau. V. K.
- Schrüffer, Alexander, Dr., Rechtsanwalt, Berlin,
als Direktor der „Deutschen Versicherungsbank“. V. K.
- Schulte, F., Oberingenieur, Dortmund,
als Oberingenieur der Harpener Bergbau-A.-G. V. K.



- Schultz, Arnold, Dipl.-Ing., Kiel,
als Betriebsdirigent der Kais. Werft. E. K. w.
- 255 Schultz, A., Maschinenbau-Oberingenieur, Geestemünde,
als Maschinenbau-Oberingenieur bei Joh. C. Tecklenborg A.-G. V. K.
- Schultz, Heinr., Dipl.-Ing., Hamburg,
als Oberingenieur des U-Konstr.-Büros. V. K.
- Schulz, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
als Konstrukteur im U-Bootbau der Vulcan-Werke. V. K.
- Schulz, Karl, Oberingenieur, Elbing,
als Oberingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Schulze, Friedr. Franz, Direktor, Budapest,
als Werftdirektor d. I. priv. Donau-Dampfschiffs-Ges. V. K.
- 260 Schütte, Joh., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat und Professor, Zeesen,
als Leiter des Schütte-Lanzwerkes. E. K. I.
- Schwartz, L., Ingenieur, Stettin,
als Direktor der Schiffbau-Abteilung der Vulcan-Werke. E. K. w.
- v. Schwarze, F., Oberingenieur, Gleiwitz,
als Betriebschef d. Oberschles. Eisenbahnbedarfs-A.-G. V. K.
- Schwerdtfeger, Schiffbau-Oberingenieur, Danzig,
als Schiffbau-Direktor d. Schiffswerft J. W. Klawitter. V. K.
- Siebert, Georg, Direktor, Elbing,
als kaufmännischer Direktor von F. Schichau. V. K.
- 265 Sieg, Waldemar, Kommerzienrat, Danzig,
als geschäftsf. Vors. d. Verb. ostdeutsch. Industrieller. V. K.
- Sievers, Claus, Ingenieur, Hamburg,
als Oberingenieur und Leiter der Bordmontage. V. K.
- Simon, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg,
als Chef der Abt. f. Schiffs-Hilfsmaschinen Vulcan-Werke. V. K.
- Sodemann, Rud., Ingenieur, Hamburg,
als Betriebsleiter bei Blohm & Voß. V. K.
- Söder, W., Dr., Direktor, Bremen,
als Mitglied des Freiw. Motorboot-Korps. V. K.
- 270 Spannhake, W., Dipl.-Ing., Stettin,
als Chef der Abteilung Schiffsturbinebau der Vulcan-Werke. V. K.
- Spetzler, Carl, Dipl.-Ing., Essen,
als Oberingenieur d. Fried. Krupp A.-G. E. K.
- Spreckelsen, Willi, Ingenieur, Bremen,
als Ingenieur der A.-G. „Weser“. V. K.
- Stegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur, Elbing,
als Leiter des U-Boot-Schiffb.-Büros b. F. Schichau. V. K.



- Steiner, Schiffbau-Oberingenieur, Potsdam,
in der Inspektion d. U-Bootwesens, Kiel. V. K.
- 275 Stockhusen, C., Schiffbau-Oberingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf,
als Konstrukteur der Howaldtwerke. V. K.
- Stöckmann, E., Direktor, Annen,
als Vorstand d. Annener Gußstahlwerks A.-G. V. K.
- Steinmeyer, Marine-Stabsingenieur z. D., Stettin,
als Beauftragter des R.-M.-A. bei der Kriegsamtsstelle. V. K.
- Strasser, Oswald, Geheimer Regierungsrat, Berlin,
als Direktor im Kaiserl. Patentamt. V. K.
- v. Stauß, E. G., Berlin.
als Direktor d. Deutschen Bank. E. K. w.
- 280 Strehlow, Bernhard, Dipl.-Ing., Kiel,
als stellvertr. Vorstand d. Konstr.-Büros f. U-Bootbau, Germaniawerft. V. K.
- Streit, A., Schiffbauingenieur, Elbing,
als Schiffbauingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Ströh, Carl, Schiffbauingenieur, Hamburg. V. K.
- Süchting, Wilh., Dipl.-Ing., Hamburg,
als Oberingenieur von Blohm & Voß. V. K.
- Süssenguth, W., Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- 285 Täge, Ad., Oberingenieur, Stettin,
als Oberingenieur der Vulcan-Werke. V. K.
- Techel, H., Dr.-Ing., Kiel,
als Obering. u. Prokurist d. Germaniawerft. V. K.
- Terwiel, Joh., Direktor, Stettin,
als Schiffbau-Direktor der Stettiner Oderwerke. V. K.
- Tetens, Fritz, Dr. jur., Direktor,
als stellv. Vorsitzender des Vorstandes der A.-G. „Weser“. V. K.
- Tradt, M., Dipl.-Ing., Kiel,
als Oberingenieur d. Germaniawerft. V. K.
- 290 Trauboth, Walter, Oberingenieur, Berlin-Friedenau,
als Oberingenieur der A.-G. Mix & Genest. V. K.
- Trautwein, William, Oberingenieur, Köln,
als Leiter der Köln-Deutzer Schiffswerft v. Gebr. Sachsenberg A.-G. V. K.
- Truhlsen, Geheimer Baurat, Berlin,
als Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten. V. K.
- v. Viebahn, Dipl.-Ing., Prokurist, Berlin,
als Vorstand der Schiffsmotoren-Abtlg. der Daimler-Ges. V. K.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Oberingenieur, Hamburg,
als Schiffsmaschinen-Oberingenieur. V. K.



- 295 Wahl, Gustav, Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg,
als Abtlgs.-Vorsteher b. Blohm & Voß. V. K.
- Walloch, F., Ingenieur, Berlin,
als Direktor der C. Lorenz A.-G. V. K.
- Walter, M., Schiffbaudirektor, Bremen,
als Vorstandsmitglied des Nordd. Lloyd. V. K.
- Wandesleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr,
als Oberingenieur der Fried. Krupp A.-G. V. K.
- Wanner, Theodor, Kommerzienrat u. Konsul, Stuttgart,
als Delegierter d. Kais. Kommission f. freiw. Krankenpflege. V. K.
- 300 Weinlig, F. Otto, Dr.-Ing., Dillingen,
als Generaldirektor der Dillinger-Hüttenwerke. V. K.
- Wiebe, E., Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur bei F. Schichau. V. K.
- Wingen, H., Kaufmann, Berlin-Marienfelde,
als Direktor der Fritz Werner A.-G. V. K.
- Winter, M., Oberingenieur, Kl. Flotbeck b. Altona. E. K. w.
- Winter, Max, Oberingenieur, Hamburg,
als Prokurist bei Blohm & Voß. E. K. w.
- 305 Wippern, C., Inspektor, Bremen,
als Inspektor des Nordd. Lloyd. V. K.
- Witetzki, Albert, Ingenieur, Elbing,
als Ingenieur von F. Schichau. V. K.
- Witte, Gust., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
als Bürovorst. d. Werft von Heinr. Brandenburg. V. K.
- Wittmann, Rudolf, Ingenieur, Haspe,
als Inhaber u. techn. Leiter d. Gußstahlwerk Wittmann A.-G. V. K.
- Wolff, Jos., Fabrikdirektor, Frankfurt a./Main. V. K.
- 310 Wolfram, Siegfr., Dipl.-Ing., Bremen,
als Betriebsingenieur im U-Bootbau. V. K.
- Worsoe, Wilh., Ingenieur, Kiel,
als stellv. Vorsteher d. Motorenbaubüros d. Germaniawerft. V. K.
- Zapf, Direktor, Cöln-Mühlheim,
als Leiter d. Felten & Guilleaume Carlswerk, A.-G. E. K. w.
- Zeise, Alfred, Senator, Altona,
als Ingenieur u. Fabrikbesitzer der Firma Theodor Zeise. V. K.
- Zetzmann, E., Direktor, Kiel,
als Schiffbau-Direktor d. Germaniawerft. E. K. w.
- 315 Ziegler, E. T., Ingenieur, Sterkrade,
als Bürochef der Deckbau-Abtlg. V. K.
- Ziese, Carl, Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Elbing,
als Inhaber der Werke von F. Schichau. E. K. w.

II. Satzungen.

Gesellschafts - Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

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

Sitz.

II. Zweck der Gesellschaft.

§ 2.

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

Zweck.

§ 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes sind:

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

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes.

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

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

Gesellschaftsmitglieder.

§ 5.

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

Fachmitglieder.

§ 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 Vorstande nur solche Herren erwählt werden, welche sich um die Zwecke der Gesellschaft hervorragend verdient gemacht haben.

IV. Vorstand.

§ 8.

Vorstand.

Der Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

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

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

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

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

§ 9.

Ehrenvorsitzender.

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

§ 10.

Vorstandsmitglieder

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

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

§ 11.

Ergänzungswahlen des Vorstandes.

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

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

§ 12.

Ersatzwahl des Vorstandes.

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

§ 13.

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

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

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

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

V. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

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

§ 15.

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

§ 16.

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

§ 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. **Jahresbeitrag.**

§ 18.

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

§ 19.

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

§ 20.

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

§ 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. **Ausschluß.**

VI. Versammlungen.

§ 22.

Versammlungen. Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in:

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

§ 23.

**Haupt-
versammlung.**

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 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.

**Außerordent-
liche
Versammlungen**

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

§ 25.

**Berufung der
Versammlungen**

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

Über alle Versammlungen hat der Geschäftsführer eine Niederschrift aufzustellen, welche nach ihrer Genehmigung von dem jeweiligen Vorsitzenden der Versammlung unterzeichnet wird.

Niederschriften

§ 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.

Geschäftsordnung für die Versammlungen.

§ 1.

Tagesordnung. Die Tagesordnung der Versammlungen der Gesellschaft wird vom Vorstände festgesetzt.

§ 2.

Leitung Die Versammlungen werden vom Ehrenvorsitzenden oder dem Vorsitzenden der Gesellschaft geleitet. Ist keiner von beiden anwesend, so übernimmt der stellvertretende Vorsitzende oder der amtsälteste anwesende fachmännische Beisitzer die Leitung.

§ 3.

Abhaltung der Versammlung. Der Vorsitzende bringt die Gegenstände der Tagesordnung in der Reihenfolge, wie sie § 23 der Satzung festsetzt oder wie sie vorher den Gesellschaftsmitgliedern bekannt gegeben wurde, zur Verhandlung oder Beratung und Abstimmung.

§ 4.

Vorsitzender Der Vorsitzende hat zur geschäftlichen Leitung stets das Wort, außerdem zur Sache, wenn er sich in die Rednerliste eintragen läßt. Für die Dauer seiner Teilnahme an der Beratung übernimmt der Stellvertreter den Vorsitz.

§ 5.

Redefolge. Der Vorsitzende hat den Rednern in derjenigen Reihenfolge das Wort zu erteilen, in welcher sie sich dazu gemeldet hatten.

§ 6.

Rederecht. Antragsteller und Berichterstatter erhalten als erste und letzte das Wort. Zu einer tatsächlichen Berichtigung und zu einer Fragestellung muß das Wort sofort, zu persönlichen Bemerkungen am Schlusse der jeweiligen Beratung erteilt werden.

§ 7.

Redezeit. Den Vortragenden in den Hauptversammlungen wird eine Redezeit von $\frac{1}{2}$ Stunde bis längstens einer Stunde eingeräumt. Den in den Erörterungen sprechenden Herren wird in der Regel eine Redezeit von 10 Minuten gewährt, die in Ausnahmefällen bis höchstens $\frac{1}{2}$ Stunde verlängert werden darf. Das Ablesen umfangreicher Handschriften ist in den Erörterungen nicht gestattet.

§ 8.

Redeordnung. Spricht der Redner nicht zur Sache, so hat der Vorsitzende ihn aufzufordern, bei der Sache zu bleiben. Fährt ein Redner fort, nicht zur Sache zu sprechen, so hat ihm der Vorsitzende nach erfolgter Verwarnung für den zur Beratung stehenden Punkt das Wort zu entziehen. Verletzt ein Redner die parlamentarische Schicklichkeit, so hat der Vorsitzende dies zu rügen oder bei nicht erfolgter Zurücknahme den Ordnungsruf zu erteilen.

§ 9.

Verbesserungs-, Zusatz- und Gegenanträge zu den einzelnen Punkten der Tagesordnung sowie Anträge auf Schluß der Beratung bedürfen zu ihrer Einbringung keiner Unterstützung.

Anträge
zur Tagesordnun

§ 10.

Zu erledigten Anträgen erhält in den Versammlungen niemand mehr das Wort, wenn nicht zwei Drittel der anwesenden Stimmen dies verlangen.

Erledigte Anträge

§ 11.

Dringlichkeitsanträge sind solche, welche nicht auf der Tagesordnung stehen; sie müssen schriftlich eingebracht werden und können nur mit Unterstützung von zwei Dritteln der vertretenen Stimmen zur Beratung und Beschlußfassung gestellt werden.

Dringlichkeits-
anträge

§ 12.

Anträge, welche eine Abänderung der Satzung bezwecken, unterliegen den Bestimmungen des § 28 der Satzung.

Anträge auf Ände-
rung der Satzung

§ 13.

Anträge, welche auf zwei aufeinander folgenden Hauptversammlungen abgelehnt wurden, dürfen auf der nächsten Hauptversammlung nicht zur Beratung und Beschlußfassung gelangen, wenn nicht zwei Drittel der vertretenen Stimmen sich dafür entscheiden.

Abgelehnte
Anträge.

§ 14.

Über die Anträge auf Schluß der Beratung ist nach vorhergehender Verlesung der Rednerliste sofort abzustimmen. Ist der Antrag auf Schluß angenommen, so hat der Vorsitzende nur noch einem Redner für den zur Beratung stehenden Antrag und einem Redner dagegen das Wort zu erteilen, und zwar in der Reihenfolge, wie sie eingetragen sind, vorbehaltlich der Übertragung auf einen nachstehenden Redner, sofern der oder die Vorgänger ihm das Wort überlassen. Außerdem ist dem Antragsteller und dem Berichterstatter das Wort zu erteilen.

Schlussantrag.

§ 15.

Die Abstimmung erfolgt im Fortschreiten von weiteren zu engeren Anträgen; in zweifelhaften Fällen in der Reihenfolge, in welcher die Anträge einlaufen.

Reihenfolge der
Abstimmungen.

§ 16.

Wenn nicht von mindestens 40 Gesellschaftsmitgliedern namentliche Abstimmung verlangt wird, erfolgt die Abstimmung durch Erheben der Hand oder des Stimmzettels.

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

Art der
Abstimmungen.

§ 17.

Geschäftliche Anfragen müssen von dem Vorstand nach Erledigung der Tagesordnung beantwortet werden, falls sie von 40 Gesellschaftsmitgliedern unterstützt werden.

Geschäftliche
Anfragen.

Unterstützungs-Rücklage.

§ 1.

Rücklage. Die Unterstützungs-Rücklage ist aus den Gründungsbeiträgen und den Einzahlungen der lebenslänglichen Mitglieder gebildet worden. Sie beträgt 200000 Mark, welche im Preuß. Staats-Schuldbuche, mit $3\frac{1}{2}\%$ verzinsbar, eingetragen sind.

§ 2.

Verwendung. Die jährlichen Zinsen der Unterstützungs-Rücklage in Höhe von 7000 Mark sollen verwendet werden:

- a) Zur Sicherstellung des Geschäftsführers der Gesellschaft,
- b) zur Gewährung von Reise-Unterstützungen 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 der Unterstützungs-Rücklage bestritten werden, wenn dies vom Vorstande beschlossen wird.

§ 4.

Reise-unterstützungen. 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 eine einmalige Reiseunterstützung 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 der zu bewilligenden Reiseunterstützung. Gegen die Entscheidung des Vorstandes gibt es keine Berufung. Nach der Rückkehr von der Reise muß der Unterstützte in knappen Worten dem Vorstande eine schriftliche Mitteilung davon machen, welche Orte und Werke er besucht hat. Weitere Berichte dürfen nicht von ihm verlangt werden.

§ 5.

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

§ 6.

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

Anerkennungen

§ 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 der Unterstützungs-Rücklage 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.

Forschungs- und Versuchs-Rücklage.

§ 1.

Rücklage. Die Forschungs- und Versuchsrücklage ist aus den Ersparnissen der Gesellschaft gebildet worden. Sie beträgt 200 000 Mark, welche im Preuß. Staatsschuldbuche, mit 3½ % verzinsbar, eingetragen sind.

§ 2.

Verwendung. Die jährlichen Zinsen der Forschungs- und Versuchsrücklage sollen zur Ausführung von Forschungen und Versuchen auf den Gebieten des Schiffbaues oder Schiffsmaschinenbaues verwendet werden. Der Vorstand ist berechtigt, diese Forschungen oder Versuche selbständig oder in Verbindung mit der Regierung oder mit sonstigen beteiligten Körperschaften vorzunehmen.

§ 3.

Versuche. Alle Fachmitglieder können im März des laufenden Jahres einen Antrag zur Anstellung bestimmter Forschungen oder Versuche an den Vorstand richten, der ihnen bis zum 1. Mai mitteilt, ob die Forschungen oder Versuche ausgeführt werden sollen oder nicht. Gründe für die Annahme oder Ablehnung braucht der Vorstand nicht anzugeben. Er entscheidet auch von Fall zu Fall über die für die Forschungen oder Versuche zu bewilligenden Kosten. Gegen die Entscheidung des Vorstandes gibt es keine Berufung.

§ 4.

Überschüsse. Die in einem Jahr für Forschungen oder Versuche nicht verbrauchten Zinsen werden den Einnahmen des laufenden Geschäftsjahres zugeführt.

§ 5.

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

§ 6.

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

Veith-Stiftung.

§ 1.

Der Wirkliche Geheime Oberbaurat Dr.-Ing. Rudolf Veith, dem anlässlich seines 70. Geburtstages von einzelnen Herren und an der Schiffbau-Industrie beteiligten Firmen gewisse Beträge mit der Maßgabe zur Verfügung gestellt worden sind, daß ihm aus der Widmung dieser Summen an die Schiffbautechnische Gesellschaft eine Ehrung erwiesen werden sollte, hat bestimmt, daß die Einzelbeträge zu einem einheitlichen Kapital zusammenzuziehen sind, das unter der Bezeichnung Veith-Stiftung Eigentum der Schiffbautechnischen Gesellschaft ist, jedoch buch- und kassenmäßig von dem sonstigen Vermögen der Gesellschaft getrennt zu verwalten ist. Es ist in der Jahresrechnung der Gesellschaft besonders nachzuweisen, und in einem eigenen Abschnitt des Geschäftsberichtes der Gesellschaft ist seine Verwaltung klar zu legen.

Stiftung.

§ 2.

Aus den jährlichen Zinsen der Veith-Stiftung sollen Schiffbau- und Schiffsmaschinenbau-Studierende deutscher Technischer Hochschulen unterstützt werden, an denen diese Fächer gelesen werden.

Zweck.

§ 3.

Jeder Unterstützte erhält für die Dauer eines vierjährigen Studiums jährlich 1000 M., die in monatlichen Raten ausgezahlt werden.

Unterstützung.

§ 4.

Unter besonderen Verhältnissen kann der Unterstützte auch während der Dauer seines einjährig-freiwilligen Militärjahres die gleiche Unterstützung erhalten.

Militärjahr

§ 5.

Der Unterstützte ist verpflichtet, nach 4 Semestern das Vorexamen abzulegen. Besteht er es auch im Wiederholungsfalle spätestens nach 6 Semestern nicht, so wird ihm die Unterstützung entzogen.

Vorexamen

§ 6.

Jeder Unterstützte, der das Diplom-Examen ablegt, erhält dafür eine besondere Belohnung von 400 M.

Diplomexamen.

§ 7.

Unterstützungs-
berechtigte.

Zur Unterstützung berechtigt sind:
in erster Linie: die Söhne von Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft, die als Kriegsteilnehmer gefallen oder später gestorben sind,
sodann: die Söhne aller anderen Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft, die ein geringeres Einkommen besitzen,
endlich: die Söhne von Werkmeistern und Arbeitern deutscher Werften.

§ 8.

Unterstützungs-
gesuch.

Das Gesuch um Unterstützung muß alljährlich im September an den Vorsitzenden der Schiffbautechnischen Gesellschaft gerichtet werden. Es sind ihm ein Geburtsschein und das Abgangszeugnis einer zum Hochschulstudium berechtigenden deutschen Lehranstalt beizufügen.

§ 9.

Bei Fortfall der Bedürftigkeit oder bei Unwürdigkeit kann die Unterstützung mit Ende des der entsprechenden Mitteilung an den Betroffenen folgenden Monats entzogen werden. Ob der Fall der Entziehung gegeben ist, entscheidet der gesetzliche Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft völlig nach seinem Ermessen. Die Beschreitung des Rechtsweges gegen die Entscheidung ist ausgeschlossen.

§ 10.

Verwaltung der
Stiftung

Die Auswahl unter den Bewerbern treffen nach Maßgabe der vorhandenen Mittel die beiden gesetzlichen Vertreter der Schiffbautechnischen Gesellschaft. Sie verwalten die Veith-Stiftung und haben darüber alljährlich dem Vorstände der Schiffbautechnischen Gesellschaft Rechnung abzulegen.

§ 11.

Satzungsänderung
und Sicherstellung
der Stiftung.

Der jeweilige Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft hat das Recht bei einer Steigerung der allgemeinen Lebenshaltung die jährliche Unterstützung § 3 zu erhöhen, sowie bei Erlaß neuer Vorschriften für die militärische Dienstzeit oder für die Prüfungen der Studierenden an den deutschen Technischen Hochschulen die §§ 4, 5 und 6 entsprechend abzuändern.

Sollte sich die Schiffbautechnische Gesellschaft auflösen, so bestimmt der zuletzt amtierende Vorstand, welcher Körperschaft die Veith-Stiftung, die als solche unangetastet bestehen bleiben muß, angegliedert werden soll und welche Persönlichkeiten an die Stelle der gesetzlichen Vertreter der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu treten haben.

Berghoff-Stiftung.

§ 1.

Der Marinebaurat Otto Berghoff hat der Schiffbautechnischen Gesellschaft den Betrag von nominell M. 50 000 im Schuldbuch des Deutschen Reiches eingetragener 5 %iger deutscher Krieganleihe überwiesen. Dieser Betrag ist Eigentum der Schiffbautechnischen Gesellschaft und bildet den Grundstock einer Berghoff-Stiftung, die buch- und kassenmäßig von dem sonstigen Vermögen der Gesellschaft getrennt zu verwalten ist.

Stiftung.

§ 2.

Zweck der Stiftung ist die Förderung von Erfindungen und Forschungen auf den Gebieten, welche die Schiffbautechnische Gesellschaft bearbeitet, vorzugsweise aber auf denen der Kriegsmarine.

Zweck.

§ 3.

Die Verwaltung der Stiftung liegt in den Händen eines vom Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu bestellenden Verwaltungsausschusses, welcher aus mindestens 5 Mitgliedern besteht. Wenn möglich soll je ein Mitglied dem Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft, dem Reichs-Marineamt und dem Lehrkörper der Technischen Hochschule zu Charlottenburg angehören.

Verwaltung

§ 4.

Für besondere Aufgaben kann sich der Verwaltungsausschuß mit Zustimmung des Vorstandes der Schiffbautechnischen Gesellschaft weitere Mitglieder und besondere Sachverständige angliedern, welche nicht Angehörige der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu sein brauchen.

Sachverständige.

§ 5.

Bewerbungen um Beihilfe sind an die Schiffbautechnische Gesellschaft zu richten, worauf der Verwaltungsausschuß die notwendig erscheinenden Unterlagen einfordert.

Bewerbung.

§ 6.

Die Berghoff-Stiftung können alle deutschen Reichsangehörigen im Rahmen des § 2 in Anspruch nehmen.

Empfänger.

§ 7.

Erfinder und Forscher, welche durch Beihilfe der Berghoff-Stiftung geldliche Vorteile erzielen, mögen sich verpflichtet fühlen, auch ihrerseits zur Erhöhung der Stiftung beizutragen.

Beiträge.

§ 8.

Verfügung.

Der Verwaltungsausschuß verfügt über die Zinsen der Berghoff-Stiftung mit der Maßgabe, daß eine Verfügung über einen längeren Zeitraum als wie drei Jahre im voraus nicht zulässig ist. Nichtverbrauchte Zinsen sind dem Grundstock zuzuschlagen, können aber auch auf Beschluß des Verwaltungs-Ausschusses verwendet werden. Im Ausnahmefalle kann der Verwaltungsausschuß auch über Teile des Grundstockes verfügen, muß ihn jedoch immer auf der Höhe von mindestens 50 000 Mark erhalten.

§ 9.

Rechnungslegung.

Die Rechnungslegung erfolgt alljährlich durch den Verwaltungsausschuß an den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft und zwar bis spätestens den 1. April. Die Entlastungserteilung durch den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft an den Verwaltungsausschuß erfolgt schriftlich.

§ 10.

Bekanntmachungen.

Die von der Stiftung erzielten Ergebnisse werden in der Regel durch das Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft bekanntgegeben.

§ 11.

**Sicherstellung
der Stiftung.**

Bei Auflösung der Schiffbautechnischen Gesellschaft bestimmt der zuletzt amtierende Vorstand, welcher Körperschaft die Berghoff-Stiftung, die als solche unangetastet bestehen bleibt, angegliedert werden soll und welche Persönlichkeiten an die Stelle des Verwaltungsausschusses zu treten haben.

Silberne und goldene Denkmünze.

§ 1.

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

Stiftung.

§ 2.

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

Denkmünzen.

§ 3.

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

Silberne
Denkmünze.

§ 4.

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

Goldene
Denkmünze.

§ 5.

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

Allerhöchste
Genehmigung.

§ 6.

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

Vorstands-
mitglieder.

§ 7.

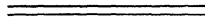
Urkunde.

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

§ 8.

Liste.

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



III. Bericht über das 20. Geschäftsjahr 1918.

Ehrentafel.

Die Meldungen zur Ehrentafel sind in diesem Jahre, wohl auf unsere vorjährige Mahnung hin, im großen Umfange eingelaufen. Wir vermissen nur noch viele Anmeldungen über die Auszeichnungen der im Heimatsdienst stehenden Mitglieder, um deren baldige Übermittlung wir ebenfalls ersuchen.

Veränderungen in der Mitgliederliste.

In diesem Jahre hat sich unsere Mitgliederzahl durch den Eintritt einer Reihe von Herren erfreulich vermehrt, während die Zahl der Austritte gering geblieben ist. Leider überschreiten aber die Verstorbenen den Durchschnitt der letzten Jahre. Wir zählen jetzt 2057 Mitglieder gegen 1973 im Vorjahre.

Seit dem 1. Dezember 1917 sind folgende Herren eingetreten:

a) als lebenslängliche Fachmitglieder:

1. Howaldt, Bernhard, Direktor, Antwerpen.
2. v. Roeszler, Ernst, Oberinspektor und Prokurist, Budapest.

b) als Fachmitglieder:

3. Ahsbahs, Otto, Marinebaurat, Hamburg.
4. Allard, Erik, Ingenieur, Stockholm.
5. Bausch, Fritz, Dipl.-Ing., Kiel.
6. Blohm, Walther, Dipl.-Ing., Hamburg.
7. Brandt, Paul, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
8. Bruckwilder, Dipl.-Ing., Rüstringen i. O.

9. B ü s c h e r , Hans, Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde.
10. C o s s u t t a , F., Ingenieur, Wien.
11. D a h l , Johannes, Ingenieur, Hamburg.
12. D ö r r , W. E., Dipl.-Ing., Direktor, Berlin.
13. D r e s s e l , Carl, Dipl.-Ing. d. Schiffbaufaches, Berlin.
14. E i d l i t z v o n F e l s ö s á g , Kornél, Prokurist, Fiume.
15. F a l k m a n , Ivar, Johan, Marineoberbaurat, Stockholm.
16. F e i l c k e , Fritz, Dipl.-Ing., Berlin.
17. F i c h t n e r , Rudolf, Dipl.-Ing., Kiel.
18. F i s c h e r , Rudolf, Ingenieur, k. u. k. Marineingenieur I. Kl., k. u. k. Seebezirkskommando.
19. F o c k , John, Betriebsingenieur, Hamburg.
20. G a e d e , Heinrich, Schiffbauingenieur, Kiel.
21. G e r i s c h , Arthur, Betriebsingenieur, Hamburg.
22. H a e n t j e n s , Peter, Dipl.-Ing., Oldenburg i. Gr.
23. H a i m a n n , G., Dr.-Ing., Dipl.-Ing., Kiel.
24. H e y , Erich, Marinebaurat, Kiel.
25. H i l g e n d o r f f , Schiffbauingenieur, Kiel.
26. H o e f e r , Kurt, Dr.-Ing., Kiel.
27. K e l l i n g , Erich, Dipl.-Ing., Warnemünde.
28. K l i e m c h e n , Franz, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
29. K n i e r e r , Clemens, Betriebsingenieur, Hamburg.
30. K n o o p , Ulrich, Dipl.-Ing., Breslau.
31. K n ö r l e i n , R., Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
32. K n ü p p e l , Wilhelm, Oberingenieur, Berlin.
33. K r e t s c h m e r , Herbert, Schiffbau-Ingenieur, Kiel.
34. K u h l m a n n , A., Ingenieur, Hamburg.
35. K u t z n e r , Regierungsbaumeister, Wilhelmshaven.
36. L e h m , Karl, Dipl.-Ing., Werftdirektor, Nordseewerke, Emden.
37. L e v i n , Friedrich, Wilhelm, Marinebaumeister, Berlin.
38. L i l i e , Arthur, Ingenieur, Danzig.
39. M u e l l e r , Ernst, Dr., Dipl.-Ing., Regierungsbaumeister, Brügge.
40. M ü l l e r , Paul, Maschineninspektor, Hamburg.
41. N e u m a n n , B., Schiffbauingenieur, Aumund-Vegesack.
42. P a e c h , Hermann, Marinebaurat, Hamburg.
43. P e t e r s e n , Fr., Alb., Ingenieur, Maschinenbesichtiger, Hamburg.
44. R i c h t e r , Ad., Dipl.-Ing., Hamburg.

45. R o e h r i g , Hellmuth, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
46. S c h i r m e r , Georg, Marinebaumeister, Wilhelmshaven.
47. S c h o e n e i c h , Hugo, Dr.-Ing., Betriebsleiter, Kiel.
48. S c h o t t e , Marineschiffbaumeister, Kiel.
49. S c h u l z , Christian, Marinebaurat, Kiel.
50. S t a m m e l , P., Ingenieur, Hamburg.
51. v o n d e n S t e i n e n , Carl, Marinebauführer, Hamburg.
52. S t e r n , Fritz, Schiffbauingenieur, Emden.
53. U l r i c h s , Carl, Dipl.-Ing., Bremen.
54. V o g e l e r , Hermann, Marinebaurat, Kiel.
55. V o g e s , Hans, Betriebsingenieur, Stettin.
56. V o g t , Paul, Oberingenieur, Bremen.
57. W e h b e r , Friedr., Zivilingenieur, Kiel.
58. W i s c h e r , Herbert, Marinebaumeister, Berlin.
59. W ö l k e , Hermann, Schiffsmaschinenbauingenieur, Kiel.

c) als lebenslängliche Mitglieder:

60. A r d e l t , Paul, Direktor, Eberswalde.
61. A r d e l t , Robert, Direktor, Eberswalde.
62. A r n d t , Alfred, Dipl.-Ing., Prokurist, Berlin.
63. B ü n d g e n s , Anton, Fabrikbesitzer, Kiel.
64. E h r h a r d t , Theodor, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Saarbrücken.
65. F r ö h l i c h , Theodor, Maschinenfabrikant, Berlin.
66. G e s s l e r , Otto, Dr., Oberbürgermeister, Nürnberg.
67. G r ü n t h a l , Ingenieur und Fabrikbesitzer, Düsseldorf.
68. J u c h o , Heinrich, Dr.-Ing., Fabrikbesitzer, Dortmund.
69. v. P a r s e v a l , August, Dr., Professor, Berlin.
70. R a v e n é , Enno, Mitbesitzer der Firma Jacob Ravené, Berlin.
71. S e i f f e d i n , Effendi, Prinz, Admiral der Türkischen Marine, Konstantinopel.
72. S o l m s s e n , Georg, Dr., Geschäftsinhaber der Disconto-Gesellschaft, Berlin.
73. S t a n g e n , Carl, Gutsbesitzer, Berlin.

d) als Mitglieder :

74. Auacker, Franz, Dr.-Ing., Berlin.
75. Andreae, Max, P., Dipl.-Ing., Hamburg.
76. Becker, Ludwig, Dipl.-Ing., Betriebsingenieur, Sterkrade.
77. Bengson, H. Arthur, N., Direktor, Stockholm.
78. Beyenburg, E., Dipl.-Ing., Betriebsleiter, Wilhelmshaven.
79. Borch, Hermann, Dr. phil., Ingenieur, Berlin.
80. von Brandis, Freiherr, Kapitän der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg.
81. Busse, Hugo, Dipl.-Ing., Direktor, Roßlau.
82. Canaris, Karl, Dr.-Ing., Hüttdirektor, Hattingen a. d. Ruhr.
83. Coppel, C. G., Fabrikant, Solingen.
84. Doehne, Konrad, Dr.-Ing., Berlin-Friedenau.
85. Döring, Ferdinand, Dipl.-Ing., Ingenieur a. D., Berlin.
86. Erb, Adolf, Ingenieur, Berlin.
87. Evers, Karl, Kaufmann, Stettin.
88. Felsing, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg.
89. Forstmann, Hauptmann, Jena.
90. Früh, Karl, Dipl.-Ing., Betriebsdirigent, Kiel.
91. Gess, F., Dr., Professor, Dresden.
92. Giese, Georg, Kaufmann, Hamburg.
93. Göricke, Erwin, Fabrikant und Ingenieur, Berlin.
94. Gürtler, Robert, Fabrikdirektor, Bonn a. Rh.
95. Herrmann, Max, Professor, Budapest.
96. Hesse, Julius, Dr., Fabrikant, Düsseldorf.
97. Hoepfner, Kaufmann, Hamburg.
98. Johannsen, Jens, Dipl.-Ing., Betriebsdirigent, Wilhelmshaven.
99. Kalbe, Otto, Dipl.-Ing., Altona.
100. Keppeler, G., Dr., Professor, Berlin.
101. Kirn, Georg Wilhelm, Regierungsbaumeister, Berlin.
102. Klein, Jacob, Kommerzienrat, Generaldirektor, Frauenthal.
103. Knispel, A., Korvettenkapitän, Kiel.
104. von Klot, Friedrich, Schiffbauingenieur, Reval.
105. Koenemann, Dr.-Ing., Beauftragter des Kriegsministeriums, Berlin.
106. Lenders, Karl, Hauptmann, Berlin.
107. Limbach, Wilhelm, Marinestabsingenieur, Kiel.

108. L ö s e r , Benno, Baumeister, Dresden.
109. L o n k e , Hermann, Direktor, Emden.
110. L ü d e r i t z , Alwin, Beratender Ingenieur, Köln a. Rh.
111. M a a ß , Carl, Werftdirektor, Stettin.
112. M a a ß , Emil, Dr., Professor, Berlin.
113. M a c k e , Theodor, Oberingenieur, Hamburg.
114. M a r k a u , Karl, Dr., Berlin.
115. v o n M a t e r n , John, A., Direktor, Stockholm.
116. M a y b a c h , Karl, Direktor, Friedrichshafen.
117. M ü l l e r , Rudolf, Kaufmann, Leipzig.
118. N o b i l i n g , Heinr., Reeder, Berlin.
119. N o r d s t r ö m , H. F., Dozent an der Technischen Hochschule, Stockholm.
120. P a a s c h , L., Leutnant im Felde.
121. P o d e u s , Paul, Kommerzienrat, Wismar.
122. P o h l i g , Julius, Direktor, Cöln.
123. R e i c h e , Hugo, Dr., Sanitätsrat, Berlin.
124. R o s e n f e l d , Hermann, Marineoberingenieur, Wilhelmshaven.
125. S a l a n d , Hans, Vertreter der Firma Basse & Selve, Berlin.
126. S c h a d t , Walter, Rechtsanwalt, Direktor, Berlin.
127. S c h l i c h t , Kapitän zur See, Danzig.
128. S c h m i d t , Emil, Marinestabsingenieur, Wilhelmshaven.
129. S c h m i d t , Rudolf, Torpedokapitänleutnant, Berlin.
130. S c h m u c k l e r , Hans, Direktor, Frohnau.
131. S c h n e i d e r , Arthur, Oberingenieur, Cöln.
132. S c h u b e r t , Hermann, Ingenieur, Radebeul-Dresden.
133. S c h u l t e , Eduard, Bergassessor, Düsseldorf.
134. S c h ü r c h , H., Dr.-Ing., Straßburg.
135. S c h w e r d , Professor, Hannover.
136. S c h ü t z l e r , Marineoberchefingenieur, Aachen.
137. S p e c k b ö t e l , Th., Beratender Ingenieur, Hamburg.
138. S t e e g m a n n , Hauptmann, Berlin.
139. S t e i n , Gustav, Dr., Verwaltungsdirektor, Duisburg.
140. S t r i e m e r , Ferdinand, Oberleutnant, Kiel.
141. S t r i s o w e r , Julius, Dipl.-Ing., Düsseldorf.
142. S t u r m , Fritz, Rentier, Berlin.
143. T h i e r r y , M., Dipl.-Ing., Kiel.

144. **Viereck**, K., Marine-Stabsingenieur, I. Torpedo-Abnahme-Kommission.
145. **Volhard**, Kapitän zur See, Detmold.
146. **Weidert**, Karl, Vorstandsmitglied der Eisenbeton-Schiffbau-A.-G., Berlin-Friedenau.
147. **Welter**, Otto, Regierungsrat, Wiesbaden.
148. **Wendt**, Karl, Dr.-Ing., Essen.
149. **Wever**, Paul, Zivilingenieur, Düsseldorf.
150. **Züblin**, Fritz, Ingenieur, Straßburg.

Nach Ablauf des Geschäftsjahres wünschen auszutreten:

1. **Ach**, N., Dr. Prof., Nürnberg.
2. **Beyenburg**, E., Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
3. **Böger**, M., Vorstandsmitglied der Deutsch-Australischen Dampfschiffs-Gesellschaft, Hamburg.
4. **Buchmann**, E., Dr. rer. pol., Berlin.
5. **Donner**, Alfred, Dr.-Ing., Berlin-Friedenau.
6. **Engelmayer**, Otto, Oberingenieur, Berlin.
7. **Eucken-Addenhausen**, Wirkl. Geh. Rat und Gesandter, Exzellenz, Berlin.
8. **Ferber**, Curt, Freg.-Kap., Berlin.
9. **v. Henkel-Gebhardt**, Admiral, Exc., Berlin.
10. **Jaeger**, Johs., Geheimer Oberbaurat, Halle.
11. **Johannsen**, Jens, Dipl.-Ing., Wilhelmshafen.
12. **Kindermann**, B., Geheimer Regierungsrat, Berlin.
13. **Klée**, W., Kaufmann, Hamburg.
14. **Maltitz**, Major a. D., Berlin-Wilmersdorf.
15. **Meissner**, Carl, Fabrikbesitzer, Hamburg.
16. **Michenfelder**, C., Dipl.-Ing., Friedberg i. H.
17. **Nöbis**, Korvettenkapitän a. D., Berlin.
18. **Quitmann**, Richard, Ingenieur, Charlottenburg.
19. **Reichwald**, Willy, Siegen.
20. **Reiser**, A., Generalkonsul, Mannheim.
21. **Säefkow**, Otto, Hamburg.
22. **v. Schuh**, Georg, Dr., Oberbürgermeister a. D., Starnberg.
23. **Trigo-Teixera**, F., Ingenieur, Elbing.

24. Walter, W., Ingenieur, Stettin-Grabow.
25. Weittenhiller, R., Direktor, Duisburg.
26. Wiltz, Aug., Direktor, Hattingen a. d. Ruhr.

Durch den Tod erlosch die Mitgliedschaft nachbenannter Herren:

1. Arppe, Johs., Oberingenieur und Prokurist d. Fa. F. Schichau, Danzig.
2. v. Bailer, Dr.-Ing., h. c., Generalmajor z. D., Berlin.
3. Ballin, Dr.-Ing., Vorstand des Direktoriums der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg.
4. Blackstady, E., Direktor, Stettin.
5. Bockelmann, H., Direktor, Frauendorf bei Stettin.
6. Böcking, R., Geheimer Kommerzienrat, Brebach.
7. v. Bodenhausen-Degener, Freiherr, Mitglied des Direktoriums der Friedr. Krupp A.-G., Essen-Ruhr.
8. Doertelmann, Friedr., Reeder, Duisburg.
9. Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Stettin.
10. Ellingen, W., Ingenieur, Direktor, Cöln.
11. de Fries, Wilhelm, Düseldorf.
12. Gottschalk, A., Dipl.-Ing., Hamburg.
13. Heckmann, C., Baurat und Fabrikbesitzer, Berlin.
14. Hertz, Hans, Dipl.-Ing., Bremen.
15. Hildenbrand, Carl, Oberingenieur, Bremen.
16. Janzon, Paul, Zivilingenieur, Berlin.
17. Krause, Max, Geheimer Baurat, Berlin.
18. Kretschmer, Otto, Geh. Marinebaurat, Professor, Kiel.
19. Kröhl, J., Kaufmann, Hamburg.
20. Libbertz, Otto, Generaldirektor, Hamburg.
21. The Losen, Paul, Direktor, Düsseldorf.
22. May, Hermann, Hüttendirektor, Breslau.
23. Mandt, Kontreadmiral a. D., Geh. Reg.-Rat, Berlin.
24. Meendsen-Bohlken, Geheimer Baurat, Brake.
25. Paschkes, E. M., Betriebsdirektor, Tegel.
26. Potyka, Ernst, Betriebsingenieur, Stettin.
27. Scheel, Wilhelm, Betriebs-Ingenieur, Hamburg.

28. Schnell, J., Oberingenieur, Bonn.
29. Schmitt, Ludwig, Direktor, Niedersedlitz.
30. Stammel, J., Ingenieur, Hamburg.
31. Thulin, C. H., Konsul, Stockholm.
32. Tonne, Carl, Gust., Kommerzienrat, Magdeburg.
33. Wichmann, Otto, Besitzer der Alster-Dampfboote, Hamburg.
34. Wiethaus, O., Geheimer Kommerzienrat u. Generaldirektor, Bonn.
35. Ziese, Carl, H., Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Elbing.
36. Zopke, Hans, Professor, Hamburg.

Auf dem Felde der Ehre sind gefallen:

1. Dammann, Kurt, Dipl.-Ing., Blankenese bei Hamburg.
2. Holtzapfel, Korvetten-Kapitän, Kiel.
3. Klätte, Heinrich, Dipl.-Ing., Fürstenwalde.
4. Lichtensteiner, Ludwig, Oberingenieur, Mülheim-Ruhr.
5. Lüth, Ernst Erich, Ingenieur, Karlsruhe-Gartenstadt.
6. Rahn, Dipl.-Ing., Hamburg.

Wirtschaftliche Lage.

Das Vermögen der Gesellschaft ist nach dem letzten Bankabschluß am 1. Juli 1918 auf 400 000 *M* gestiegen, die mit 3½ % verzinsbar im Preußischen Staatsschuldbuch eingetragen sind. Die bisher in unserem Bankdepot ruhenden 40 000 *M* 3½ proz. Preußische Konsols und 40 000 *M* 5 proz. Reichsanleihe sind in 100 000 *M* 3½ proz. Preußische Konsols unter Zuzahlung von 7144,40 *M* aus unserem Bankguthaben umgewandelt worden, die dann den bereits im Preußischen Staatsschuldbuch als Vermögen unserer Gesellschaft stehenden 300 000 *M* 3½ proz. Renten zugefügt wurden.

Während die ersten 200 000 *M* unseres Vermögens zu einer Unterstützungs-Rücklage verwendet werden, sind die anderen jetzt voll gewordenen 200 000 *M* zur Errichtung einer Forschungs- und Versuchs-Rücklage benutzt worden.

Die Abrechnung des Geschäftsjahres 1917 ist von den Rechnungsprüfern, wie nachstehend anerkannt und richtig befunden worden. Sie schließt auf beiden Seiten mit 59 729,13 *M* ab.

Einnahmen.	1917.	Ausgaben.	
1. Kassenbestand am 1. Januar 1917	66,72	1. Jahrbuch und Versand	21 752,68
2. Beiträge (1915: 2, 1916: 14, 1917: 1802, 1918: 46)	37 199,48	2. Gehälter	7 674,00
3. Eintrittsgelder (107)	2 140,00	3. Kanzleibedarf	3 741,96
4. Lebenslängliche Beiträge (7)	2 840,00	4. Post	960,00
5. Zuschuß vom Reichs-Marine-Amt	2 000,00	5. Bücherei	128,00
6. Jahrbuch-Ertrag	1 772,78	6. Hauptversammlung	3 834,66
7. Zinsen aus Wertpapieren und Bankguthaben	13 672,65	7. Drucksachen	254,20
8. Gewinn beim Umtausch von Kriegsanleihe	37,50	8. Spenden und Beiträge	2 566,10
		9. Verschiedenes	1 345,77
		10. Ankauf von 5 % Kriegsanleihe	9 675,00
		11. Bankbestand am 31. Dezember 1917	7 643,00
		12. Kassenbestand am 31. Dezember 1917	153,76
	59 729,13		59 729,13

Geprüft und richtig befunden.

Berlin, den 22. Februar 1918.

(gez.) Bl ü m c k e.

(gez.) P. K r a i n e r.

Kriegsspende.

Das Kapital der Kriegsspende ist von 77 000 *M* auf 81 000 *M* angewachsen, die in 5 proz. Kriegsanleihe angelegt sind. Der Zuwachs wurde dadurch erzielt, daß nur ein Unterstützungsfall vorlag und die überschießenden Zinsen erspart werden konnten. Es ist anzunehmen, daß sich nach beendetem Kriege die Unterstützungsgesuche mehren werden und deshalb ist die Vergrößerung des Kapitals der Kriegsspende besonders zu begrüßen.

Bücherei.

Unsere Bitte um Überlassung von Jahrgängen älterer technischer Zeitschriften haben verschiedene unserer Mitglieder erfüllt, denen wir hierfür unseren verbindlichsten Dank aussprechen.

Tätigkeit der Gesellschaft.

a) Der Deutsche Verband Technisch-Wissenschaftlicher Vereine.

Der Verband hat seine Tätigkeit weiter ausgedehnt, und es sind ihm seit der Gründung (vgl. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft für 1917) folgende Vereine beigetreten: Deutscher Verein von Gas- und Wasserfachmännern, Verein deutscher Straßen- und Kleinbahn-Verwaltungen, Verein der Zellstoff- und Papier-Chemiker, Wissenschaftliche Gesellschaft für Luftfahrt, Gesellschaft Deutscher Metallhütten- und Bergleute, Deutsche Bunsengesellschaft für angewandte physikalische Chemie, Deutsche Beleuchtungstechnische Gesellschaft, Verein zur Beförderung des Gewerbefleißes, Deutscher Markscheiderverein und das Deutsche Museum in München.

Die erste Jahresversammlung fand am 27. Oktober 1917 statt. Auf derselben hielt Professor Wiedenfeld nach einleitenden Worten des Vorsitzenden und nach Bekanntgabe des Geschäftsberichts einen Vortrag über die Bedeutung der deutschen Technik im Kriege und in der darauffolgenden Zeit. An die Versammlung schloß sich eine Sitzung des Vorstandsrates an.

Unterm 7. Februar 1918 wurde an den Minister des Innern, das Herren- und Abgeordnetenhaus in einem Gesuch die sehr eingehend begründete Bitte gerichtet, bei der Neugestaltung des Herrenhauses dem Verbandsvereine, dem damals 15 Vereine mit über 70 000 Mitgliedern angehörten, das Präsentationsrecht zu verleihen. Unter Hinweis auf die Bedeutung der wissenschaftlichen Technik wurde es als unbedingt erforderlich bezeichnet, daß die Vertreter derselben neben denen für Handel und Industrie Berücksichtigung fänden. Die Vorlage der Regierung erwähnt die Technik nur an einer Stelle, an der sie sagt, daß die letzten Jahrzehnte im Zeichen höchster technischer Errungenschaften ständen und womit sie die Vertretung der technischen Hochschulen begründet. Da aber die technischen Hochschulen nicht durch Techniker vertreten sein müssen und überhaupt offizielle Beziehungen zwischen den Hochschulen und den Technikern der Praxis nicht bestehen, könne auch die Vertretung der Hochschulen nicht als Vertretung der Techniker be-

trachtet werden. Außerdem wäre aber auch so die vorgesehene Vertretung der Techniker der Zahl nach nicht ausreichend. Weiter wird ausgeführt, daß auch von den in der Vorlage vorgesehenen 36 Leitern großer Unternehmungen der Industrie und des Handels und den 36 Mitgliedern von Handel und Industrie, die durch die Handelskammern präsentiert werden sollen, keine Vertretung der wissenschaftlichen Technik zu erwarten sei. Auch die Industrie würde sich zum großen Teil durch Kaufleute, Verwaltungsbeamte und Juristen vertreten lassen und die gewählten Techniker würden im Herrenhause wohl Vertreter der Industrie sein, aber nicht der wissenschaftlichen Techniker, deren Interessen keineswegs immer gleichgerichtet mit denen der Industrie wären. Eine letzte Möglichkeit für die Vertretung der Techniker im Herrenhause liege nun noch in der Berufung durch Allerhöchstes Vertrauen, und es wäre ja nicht ausgeschlossen, daß unter den derart zu berufenden Mitgliedern sich auch Techniker befinden würden. Aber eine Gewähr für Berufungen dieser Art sei nicht gegeben, und die bisherigen Berufungen zeigten auch, daß die Wahl vorzugsweise auf Männer fiele, die nicht mehr unmittelbar in der Industrie tätig sind und noch eine gewisse Fühlung mit der Praxis haben. Die Vorlage der Regierung biete somit keine Gewähr, daß im Herrenhause, das aus den bedeutsamsten Gruppen gebildet werden soll, die wissenschaftlichen Techniker, die man doch zweifellos zu diesen Gruppen wird zählen müssen, Vertreter haben werden. — Diese Eingabe ist ebensowenig von Erfolg begleitet gewesen wie ähnliche Bestrebungen anderer Berufsstände.

Gegen den Gedanken einer Verlegung des Patentamtes nach München hat auch der Verband in einer Eingabe an den Reichskanzler und das Reichsjustizamt entschieden Stellung genommen.

Besonders eingehend beschäftigte sich der Verband mit der Ingenieurtitelfrage. Der Reichskanzler (Reichswirtschaftamt) hatte auf eine Anfrage mitgeteilt, daß er einer gutachtlichen Äußerung des Verbandes zu dieser Angelegenheit gern entgegensehen würde und anheimgestellt, eine Abschrift derselben den Königl. Preuß. Ministerien für Handel und Gewerbe, der öffentlichen Arbeiten, der geistlichen und Unterrichtsangelegenheiten sowie den außerpreußischen Bundesregierungen zugehen zu lassen.

Der Vorstand des Verbandes lud deshalb einen Ausschuß von Vertretern sämtlicher angeschlossenen Vereine ein, diese Angelegenheit ge-

meinsam mit ihm zu beraten, und kam einhellig zu einem Gutachten, in dem nachstehendes ausgeführt wurde.

Die Frage des Schutzes der Bezeichnung „Ingenieur“ ist durch eine österreichische Verordnung vom 14. Mai 1917 ausgelöst worden, nach der die Standesbezeichnung „Ingenieur“ in Österreich nur den Personen vorbehalten bleibt, die an einer österreichischen Hochschule technischer Richtung studiert und dort die beiden Staatsprüfungen abgelegt oder das Doktorat erworben haben. Während es in Österreich für die Techniker mit abgeschlossener Hochschulbildung, abgesehen von den Doktoren, einen Titel bis dahin nicht gab, ist denselben in den deutschen Bundesstaaten schon um die Jahrhundertwende der Titel Dipl.-Ing. zugesprochen. Ein Bedürfnis, diesen Titel durch die allgemeine Bezeichnung Ingenieur zu ersetzen, kann um so weniger anerkannt werden, als dadurch in die bestehenden Verhältnisse eingegriffen und ein Gebrauchsrecht beeinträchtigt werden würde.

Dagegen liegt doch Anlaß vor, auf einen, wenn auch anders gearteten Schutz der Berufsbezeichnung Ingenieur auszugehen. Es läßt sich nicht leugnen, daß mit dieser bisher Mißbrauch getrieben worden ist, der auch in einzelnen Fällen zur gerichtlichen Aberkennung des Rechtes zur Führung des Titels geführt hat. Soll weiterem Mißbrauch vorgebeugt werden, so muß ein Weg gefunden werden, der der Eigenart des Ingenieurberufes entspricht, da dieser nicht ohne weiteres mit den geschlossenen akademischen Berufen in Vergleich gestellt werden kann.

Unter Hinweis darauf, daß die Behörden selbst den Titel Ingenieur bisher schon Personen zugesprochen haben, die keine akademische Bildung haben: so das Reichsmarineamt den Titel Marine-Ingenieur, das Reichswirtschaftsamt den Titel Schiffs-Ingenieur, das Ministerium der öffentlichen Angelegenheiten den Titel Eisenbahn-Ingenieur, daß sich ferner die Privatpraxis daran gewöhnt hat, in ganz umfassendem Maße die Bezeichnung Ingenieur auch Nichtakademikern zuzuerkennen, wenn deren Leistungen sie über die Stellung eines Technikers erheben und sich unter diesen Ingenieuren keineswegs selten Persönlichkeiten an hervorragender Stelle mit weitreichendem technischem und wirtschaftlichem Einfluß befinden: hält der Verband den Schutz der Berufsbezeichnung Ingenieur auf folgender Grundlage für erstrebenswert:

1. Der Titel Ingenieur steht ohne weiteres den Absolventen der Technischen Hochschulen zu, die die Prüfung als Diplom-Ingenieur bestanden haben.
2. Personen, die an einer Technischen Hochschule ohne Abschlußprüfung längere Zeit studiert oder gehört, oder die eine Königl. Preuß. Höhere Maschinenbauschule oder eine mittlere, gleich zu bewertende sonstige staatliche oder nichtstaatliche technische Schule besucht und mit Abgangszeugnis verlassen haben, steht der Ingenieurtitel zu, vorausgesetzt, daß sie nach mehrjähriger Betätigung in ihrem Berufe nachzuweisen vermögen, daß sie selbständige Ingenieurarbeit leisten.
3. Auch Personen mit unregelmäßiger technischer Ausbildung sollen in den Besitz des Ingenieurtitels gelangen können, wenn sie im Besitz ausreichender Allgemeinbildung sind und sich technisch nach längerer Berufstätigkeit durch besondere Leistungen als den Vorbezeichneten gleichwertig erwiesen haben.

Der erforderliche Nachweis sollte unter Mitwirkung von angesehenen Fachleuten stattfinden, also einer behördlichen Genehmigung unterliegen, und es wäre wohl zweckmäßig, daß der entscheidende Einfluß auf die Zuerkennung des Titels Ingenieur in die Hände eines Ausschusses oder Beirats gelegt wird, der aus Männern der Praxis und einem mit Vetorecht ausgestatteten Vertreter der Behörde zusammengesetzt ist.

Es ist hierzu zu bemerken, daß die im Verband vertretenen Architekten und Chemiker nicht den Wunsch haben, ihre eigene Berufsbezeichnung zugunsten eines gesetzlich geschützten Titels „Ingenieur“ aufzugeben. Sie haben also kein unmittelbares Interesse an einem Schutz des Titels, wohl aber ein mittelbares auf Grund ihrer eigenen beruflichen Beziehungen zum Ingenieurstand und schließen sich in diesem Sinne den vorstehenden Ausführungen der Ingenieurvertretungen an.

Dieses Gutachten ist den einschlägigen Reichsämtern und preussischen Ministerien sowie allen Bundesregierungen zugestellt worden. Eine Antwort ist hierauf noch nicht erfolgt.

b) Die Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission.

Auch im Jahre 1918 hat keine Sitzung dieser Kommission stattgefunden.

c) Der Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen.

Der Vorstand des Ausschusses wies in einem Rundschreiben vom 23. Februar 1918, das an eine große Anzahl technischer Vereine, Gesellschaften und Verbände gerichtet war, auf die Notwendigkeit hin, die durch den Krieg beeinträchtigten Arbeiten desselben in erhöhtem Maße wieder aufzunehmen und dem Ausschuß eine feste Form und einen größeren Umfang zu geben. Der Verlauf des Krieges zeige, daß für den Ausgang des nach dem Frieden zu erwartenden Wettbewerbs die Entwicklung des technischen Unterrichts- und Erziehungswesens eine ganz besondere Bedeutung gewinnen müsse. Hierbei wurde auf die großen Anstrengungen hingewiesen, die auch Frankreich, England und Amerika auf diesem Gebiete machen. Zu den Aufgaben, die den Ausschuß schon vor dem Kriege beschäftigten, seien neue hinzugekommen, wie Erleichterung des Studiums der aus dem Kriege zurückkehrenden Studierenden, und Einrichtungen zur Fortbildung junger Ingenieure mit Rücksicht auf die in der langen Kriegszeit rasch fortgeeilte Entwicklung vieler technischer Fächer. Auch für die technischen Mittelschulen würden sich neue Forderungen für eine gründliche planmäßige Ausbildung aus den Erfahrungen des Krieges ergeben. Es wäre zu prüfen, ob nicht Sonderschulen zum Ausbau unserer Industrie für einzelne ihrer Zweige erforderlich werden und ob sich diese an bestehende Schulgruppen anschließen lassen. Die Forderungen der technischen Chemie, der Textilindustrie, der Keramik usw. würden unter Hinzuziehung berufener Fachleute zu behandeln sein.

Es wird weiter darauf hingewiesen, daß besonders große Aufgaben auf dem Gebiet der Arbeiterausbildung bevorstehen, um die in die Reihen unserer Facharbeiter gerissenen Lücken in Verbindung mit Industrie-, Fortbildungs- und Werkschulen so schnell als möglich auszufüllen. In dieser Richtung bewegt sich auch eine Anregung des Herrn Ministers für Handel und Gewerbe an den Ausschuß zur tatkräftigen Mitarbeit auf diesem Gebiete.

Aber auch außerhalb der schulmäßigen Erziehung und der Werkstattsausbildung würde es sich darum handeln, planmäßig alle Wege auszubauen, die geeignet sind, Vorwärtstrebende, vor allem auch weite Arbeiterkreise der Industrie zu fördern durch Ausbau der Volksbüchereien, Nutzbarmachung technischer Literatur usw.

In einer Sitzung des Ausschusses am 4. Mai 1918 wurden die in Vorschlag gebrachten Satzungen beraten und genehmigt und die Mitglieder des erweiterten Vorstandes gewählt. Nach kurzen Berichten über die Arbeiten auf dem Gebiete des Lehrlings-, des Mittel- und Hochschulwesens wurde beschlossen, für die Hauptarbeitsgebiete vorläufig 3 Ausschüsse in Aussicht zu nehmen, und zwar für Hochschulwesen, Mittel- und Schulwesen und gewerbliches Schulwesen.

Gleichzeitig mit dem Rundschreiben vom 23. Februar 1918 hatte sich der Ausschuß auch an 480 Lehrer der technischen Hochschulen und Bergakademien gewandt mit der Bitte, Vertreter zu entsenden, um mit Männern der Praxis zu beraten, wie den im Felde stehenden jungen Studierenden zu helfen sei, ihr Studium nach ihrer Rückkehr wieder aufzunehmen und erfolgreich zu beenden. Dem Schreiben war eine Denkschrift des Geh. Regierungsrats Prof. Dr.-Ing. Reichel über den jetzigen Stand dieser Angelegenheit und die Wege, die zur Förderung derselben vorgeschlagen werden, beigelegt und eine Zusammenstellung einiger besonders wichtiger, grundsätzlicher Fragen, zu welchen um Stellungnahme gebeten wurde. Diese Fragebogen wurden auch an etwa 120 in der Praxis stehende Ingenieure und 110 Studierende der technischen Hochschulen übersandt. Die Bearbeitung des eingegangenen Materials wurde in dankenswerter Weise wieder von Herrn Reichel übernommen und das Ergebnis in einem Bericht desselben zur Vorlage gebracht. In dem Bericht wurde empfohlen, das Material über innere Fragen des Hochschulbetriebs zusammenzustellen, aber nicht weiter zu verfolgen, sondern den Hochschulen zu überweisen, die ja ebenfalls an der Lösung dieser Aufgaben arbeiten.

Zur Weiterberatung lud dann der Ausschuß seinen Hochschulausschuß zu einer Sitzung mit nachfolgendem Programm am 31. Mai 1918 ein.

1. Bericht von Herrn Geheimrat Reichel über die Ergebnisse eines die Übergangsmaßnahmen an technischen Hochschulen behandelnden Fragebogens.
2. Beratungen über die erforderlichen Maßnahmen.
 - a) Ist bei den staatlichen und kommunalen Behörden, in den Kreisen der Industrie und des Baugewerbes sowie bei den Zivilingenieuren das Bedürfnis vorhanden, nach dem Kriege akademisch gebildete Techniker in größerer Anzahl einzustellen

und besteht der Wunsch, daß zur Befriedigung dieser Bedürfnisse von den Hochschulen besondere Maßnahmen getroffen werden?

- b) Ist es zulässig, dafür während der nächsten Studienjahre die Anforderungen der Hochschulabsolventen 1. in den mathematisch-naturwissenschaftlichen Fächern oder 2. in den technischen Fächern, wie Zeichen- und Laboratoriumsunterricht einzuschränken?
- c) Zur Erreichung des erstrebten Zieles dürfte eine Erweiterung des Lehrkörpers ins Auge zu fassen sein. Was kann in dieser Beziehung erreicht werden und wie?
- d) Ist eine freiheitlichere Ausgestaltung des Prüfungswesens und eine Einschränkung der Vorbereitungszeit dafür erwünscht?
- e) Ist eine Kürzung der praktischen Arbeitszeit unbedenklich zuzulassen?
- f) Welche Maßnahmen zur finanziellen Unterstützung der Studierenden, zur Sicherung eines genügenden Nachwuchses erscheinen erforderlich?
- g) Was für weitere Maßnahmen zur beschleunigten Heranbildung eines den Anforderungen der Praxis genügenden technischen Nachwuchses an akademischen Technikern sind vorzuschlagen, um den aus dem Kriege heimkehrenden Studierenden die Vollendung ihrer Studien zu erleichtern.

An der Sitzung beteiligten sich zahlreiche Vertreter der Hochschulen, Abgesandte staatlicher Behörden und Herren aus der Industrie. Das Ergebnis der Verhandlungen war eine Eingabe an die Unterrichtsverwaltungen, die an die Ministerien der Bundesstaaten, welchen technische Hochschulen und Bergakademien unterstehen, sowie an Reichs- und Staatsbehörden und die Herren Rektoren der technischen Hochschulen und Bergakademien gesandt wurde.

In dieser Eingabe wurden die Ministerien nach eingehender Begründung gebeten,

1. den technischen Hochschulen und Bergakademien auf Antrag für eine Übergangszeit von vier Semestern nach dem Kriege die Erlaubnis zu erteilen, daß die bisher geltenden Bestimmungen zur Durchführung und zum Abschluß des Studiums freier gehandhabt

werden. Hierbei ist eine Anerkennung der Prüfungen im gleichen Ausmaß wie jetzt vorausgesetzt,

2. ausreichende Geldmittel für Unterrichtsmittel und die für die unbedingt notwendige Ausgestaltung des Unterrichts erforderlichen Lehrkräfte bereitzustellen,
3. alle Bestrebungen, die einer ausreichenden Zahl von hervorragend begabten aber wirtschaftlich schwachen Studierenden die Durchführung des Studiums ermöglichen, tatkräftig zu unterstützen,
4. bei Friedensschluß zum Zwecke der Wiederaufnahme des vollen Unterrichtsbetriebs für die baldige Zurückführung der Lehrkräfte und der Studierenden Sorge zu tragen.

Der Ausschuß wird ferner aus den Mitteln der Industrie im Benehmen mit dem Akademischen Hilfsbund und anderen geeigneten Organisationen Mittel zu gewinnen suchen, welche den durch den Krieg geschädigten würdigen und begabten Studierenden als Stipendien zur Vollendung ihrer Studien gewährt werden können.

d) Der Deutsche Schulschiff-Verein.

Der Deutsche Schulschiff-Verein, dem unsere Gesellschaft und dessen geschäftsführendem Ausschuß unser Vorsitzender, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr. Busley, als Mitglieder angehören, setzte auch im verflassenen Geschäftsjahre seine Tätigkeit in der seemännischen Ausbildung von jungen Leuten, die aus allen Teilen des Reiches stammen, ununterbrochen fort.

Die beiden in Dienst gehaltenen Schulschiffe „Prinzeß Eitel Friedrich“ und „Großherzog Friedrich August“ waren während des Jahres voll bemannt und führten nach der Winterliegezeit im Kieler Hafen, wo die Schiffsjungen ihre erste seemännische Ausbildung erhielten, auch in diesem Sommer wieder von Mitte Mai bis Ende September unter dem Schutze der Reichsmarine regelmäßige Kreuzfahrten in der westlichen Ostsee bis nach Darsser Ort hin aus. Diese Fahrten bei jedem Wind und Wetter in engen Gewässern und bei beschränktem, viel befahrenem Seeraum trugen nicht nur dazu bei, die jungen Leute zur Seegewöhnung zu erziehen, sondern dienten vornehmlich dem Zwecke, die Lücke, die sich infolge des Krieges durch den Ausfall längerer Reisen und mehrwöchiger, ununterbrochener Seetörns notwendig und erzwungen bilden mußte, nach Möglichkeit mit Anspannung aller verfügbaren Kräfte zu schließen und die Ausbildung zum

Nutzen unseres Vaterlandes so zu vervollkommen, daß der Kriegs- und Handelsmarine vollwertig ausgebildetes seemännisches Personal zur Verfügung gestellt werden kann.

Während das Schulschiff „Prinzeß Eitel Friedrich“, auf dem die künftigen Schiffsoffiziere der Handelsmarine ausgebildet werden, seine Fahrten nur unter Segeln ausführen kann und in dem beschränkten Seegebiete zur reichlichen Vornahme von Segelmanövern gezwungen wird, konnte das mit einem Hilfsmotor ausgerüstete Schulschiff „Großherzog Friedrich August“, auf dem der Ersatz für Dampferdeckmannschaften seine Ausbildung erhält, neben den Segelfahrten mit seinen häufigen Manövern auch die Erprobungen des von der Werft Joh. C. Tecklenborg A.-G. gelieferten Motors in hierzu günstigen Zeiten und auf geeigneten Fahrten fortsetzen. Diese Fahrten dienten gleichzeitig dazu, die Zöglinge im Steuern beim Fahren mit der Maschine auszubilden.

Ein besonders hervorzuhebender Dienstzweig an Bord der Schulschiffe ist die Ausbildung der Zöglinge in der Funkentelegraphie, die mit der gesetzlich vorgeschriebenen Prüfung der F. T. Schüler zu Bordtelegraphisten ihren halbjährlichen Abschluß findet. Es tritt zwar bei diesem Ausbildungszweig hervor, daß sich hierzu nicht alle Zöglinge nach ihrer Auffassung, Begabung und Vorbildung eignen, doch wurden auch darin Ergebnisse erzielt, die der Handelsmarine ein wichtiges und wertvolles Personal als Bordtelegraphisten zuführen.

Die erheblichen Schwierigkeiten, die sich in der Beschaffung der Ausrüstung für die beiden Schulschiffe mit Proviant und Bekleidung für die Besatzungen sowie mit den Mitteln, um den Betrieb zweckmäßig und sicher, auch in gesundheitlicher Hinsicht einwandfrei durchzuführen und aufrecht zu erhalten, ergaben, konnten überwunden werden, hatten aber natürlich wiederum eine Steigerung der Ausgaben und eine Vermehrung der Indiensthaltungskosten zur Folge.

Das Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“, das im Anfange des Krieges außer Dienst gestellt wurde, lag weiterhin in Stettin auf, wobei nur die notwendigen Arbeiten zur Erhaltung des Schiffes, seiner Einrichtungen, der Takelage und der Betriebsgeräte ausgeführt wurden.

Eine Vermehrung des Schiffsparkes vollzog der Deutsche Schulschiff-Verein durch den Kauf des in Antwerpen beschlagnahmten und als Prise erklärten früheren belgischen Schulschiffes „Comte de Smet de Naeyer“, eines Dreimast-Vollschiffes, das nunmehr dazu dienen soll, für die Auf-

gaben und Forderungen, die an den Deutschen Schulschiff-Verein nach dem Kriege durch den Wiederaufbau unserer Handelsflotte herantreten werden, gerüstet zu sein.

e) Die Illustrierten Technischen Wörterbücher
in sechs Sprachen.

Bis zum Ausbruch des Krieges waren in der Reihe der „Illustrierten Technischen Wörterbücher“ 11 Bände mit zusammen rund 56 000 Wortstellen in jeder der 6 Sprachen und über 21 000 Abbildungen zur Ausgabe gelangt. Der Krieg verursachte in den Arbeiten der Wörterbücher durch die Einberufung des Herausgebers (zurzeit Landesrat im Stabe des Generalquartiermeisters) wie fast aller in der Schriftleitung tätigen Mitarbeiter sowie durch den gänzlichen Abbruch der Verbindungen mit den zahlreichen Mitarbeitern im Auslande wohl eine große Stockung, vermochte sie aber keineswegs zum Stillstand zu bringen. Trotz aller Schwierigkeiten konnte Ende 1915 der 11 278 Wortstellen mit 2075 Abbildungen umfassende Band XII „Wassertechnik, Lufttechnik, Kältetechnik“ ausgegeben werden und nunmehr sind auch die Arbeiten an Band XIII, Baukonstruktionen (rund 6500 Wortstellen umfassend), so weit vorgeschritten, daß seine Ausgabe nahe bevorsteht.

Außerdem sind die deutschen Handschriften für die das Gebiet der Faserstofftechnik behandelnden Bände mit rund 26 000 Wortstellen und einer großen Anzahl von Zeichnungen fertiggestellt und durch Herrn Geheimen Regierungsrat Diplomingenieur Hugo Glafey vom Kaiserlichen Patentamt in Berlin geprüft. Auch die Übersetzung dieser Handschriften in die fremden Sprachen ist bereits in die Wege geleitet. — Schließlich ist auch für den Band Bergbau durch Schaffung des größten Teiles des deutschen Wortschatzes vorgearbeitet worden.

Unabhängig von diesen von der Schriftleitung während des Krieges geleisteten Arbeiten wurde in Schweden auf Anregung dortiger Ingenieure und Industrieller die Bearbeitung von schwedischen Ergänzungsbänden zu den „Illustrierten Technischen Wörterbüchern“ in Angriff genommen, wovon das Ergänzungsheft zu Band I vor längerer Zeit erschienen ist. Die Schriftleitung hat diese Bestrebungen, die darauf hindeuten, daß Schweden die kulturellen und industriellen Beziehungen mit Deutschland nach wie vor zu pflegen und zu erweitern bestrebt ist, tatkräftig unterstützt. Irgendwelche geldlichen Aufwendungen dafür sind dadurch nicht entstanden, da die Arbeiten in Schweden durchgeführt wurden.

Außerdem ist von verschiedenen Seiten aus Deutschland und den mit uns verbündeten Ländern an die Schriftleitung die Anregung auf Schaffung einer gekürzten deutsch-türkisch-bulgarischen Ausgabe der „I. T. W.“ ergangen; u. a. ist auch die Kaiserlich Osmanische Waffeninspektion (Präsident der Artillerie-Munitions-Kommission) in Konstantinopel an die Schriftleitung herangetreten. In Verbindung mit der Deutsch-Türkischen Vereinigung in Berlin hat die Schriftleitung diese Angelegenheit einer ernsten Prüfung unterzogen und sie dem Herrn Staatssekretär des Innern unterbreitet. Die hierauf bezüglichen Verhandlungen mit dem Reichsamt des Innern sind im Gange. Herr Dr. Friedrich Oldenbourg war mehrere Wochen in Konstantinopel zwecks grundlegender Besprechungen mit den in Betracht kommenden Behörden und Vertretern von Wissenschaft und Industrie.

Aus diesen Tatsachen ergibt sich am besten, daß ein dringendes Bedürfnis einer grundlegenden Bearbeitung von wissenschaftlich aufgebauten Fachwörterbüchern besteht, die den technisch-industriellen Sprachschatz möglichst lückenlos umfassen und sachlich einwandfrei bearbeitet sind. Dies wird noch mehr in die Erscheinung treten, wenn der Krieg zum Abschluß gekommen ist und die weltwirtschaftlichen Beziehungen wieder aufgenommen werden. Deutschland wird alles daransetzen müssen, seine früheren Beziehungen möglichst bald wieder herzustellen und die Beschlüsse der Pariser Wirtschaftskonferenz wirksam zu bekämpfen. Dabei werden die „I. T. W.“ berufen sein, eine bedeutende Rolle als Bindeglied zwischen Deutschland und dem Auslande zu spielen.

Wie alle Fragen der Friedenswirtschaft schon jetzt eine eingehende Vorbereitung erfahren müssen, so ist es aus den angeführten Gründen dringend notwendig, die Arbeiten an den „I. T. W.“ nach Möglichkeit zu fördern und die bisher noch nicht berücksichtigten Fachgebiete zu bearbeiten. In Erkenntnis dieser Forderung hat es sich der Ausschuß bisher angelegen sein lassen, die Wörterbucharbeiten auch jetzt im Kriege nach Tunlichkeit zu unterstützen und vor allem dem Unternehmen einen Stamm von alten Mitarbeitern zu erhalten, der dafür Gewähr bietet, daß die Arbeiten auch in Abwesenheit des im Felde stehenden Herausgebers ihren Fortgang nehmen.

f) Der Deutsche Seeschiffertag

ist im Jahre 1918 nicht abgehalten worden.

g) Der Normenausschuß der Deutschen Industrie.

Die durch den Krieg hervorgerufene Steigerung der Herstellungskosten technischer Erzeugnisse veranlaßte im Frühjahr 1917 eine Anzahl von Behörden und führenden Firmen des allgemeinen Maschinenbaues, der Elektrotechnik, der Feinmechanik und des Schiffbaues zu einem Normenausschuß für den deutschen Maschinenbau zusammenzutreten, um auf Mittel und Wege zu sinnen, wie diese Erhöhung der Kosten ausgeglichen und die Wettbewerbsfähigkeit der deutschen Industrie aufrechterhalten werden kann.

Ein wirksames Mittel wurde in erster Linie in der Vereinheitlichung, der Normung aller derjenigen Maschinenteile gefunden, die sich öfter wiederholen und ohne Nachteil in gleicher Form und in Massen hergestellt werden können. Da die Arbeiten und Bestrebungen des Ausschusses in der Industrie eine überaus günstige Aufnahme gefunden hatten, wurde durch Zuschriften von verschiedenen Seiten der Wunsch zum Ausdruck gebracht, in diese Arbeiten das gesamte Gebiet der deutschen Industrie einzuschließen, und der Ausschuß entschloß sich, diesem Wunsche zu entsprechen, vorausgesetzt, daß es gelang, dem Ausschuß eine Verfassung zu geben, welche eine Mitarbeit aller in Frage kommenden Kreise sichert. Zu diesem Zwecke erging an eine große Anzahl von Behörden und Verbänden, darunter das Reichs-Marine-Amt, der Handelsschiffnormalienausschuß und die Schiffbautechnische Gesellschaft, eine Einladung, Vertreter zu einer Versammlung am 22. Dezember 1917 zu entsenden, um gemeinsam die Grundzüge für eine Verfassung des „Normenausschusses der deutschen Industrie“ zu beraten und zu genehmigen.

Nach den genehmigten Grundzügen werden die Arbeiten des Ausschusses besorgt durch 1. den Hauptausschuß, den Vertretern der angeschlossenen Behörden und Verbände, 2. den Vorstand, dessen Mitglieder vom Hauptausschuß gewählt werden, 3. den Beirat, der die ihm vom Vorstand vorgelegten Entwürfe der Normen zu prüfen hat, und aus dem Vorstande, den Obmännern der Arbeitsausschüsse und einer Anzahl vom Vorstand zu seiner Beratung berufenen Personen besteht, 4. den Arbeitsausschüssen — für jede Aufgabe einen —, die vom Vorstand eingesetzt und durch ihre Obmänner geleitet werden, 5. den Rechnungsprüfern und 6. der Geschäftsstelle, die die Geschäfte des Ausschusses führt. Die Geschäftsstelle ist beim Verein Deutscher Ingenieure errichtet.

Die Ausgaben sollen aus freiwilligen Beiträgen der Industrie und der angeschlossenen Verbände sowie aus Staatszuschüssen bestritten werden. Der Vorstand veröffentlicht die Normen in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure und auf Normblättern zum Vertrieb.

Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung.

(Spezialisierung und Typisierung.)

Bei den Arbeiten des Normenausschusses hatte sich ergeben, daß die Normung in Wechselbeziehung und im Zusammenhange steht mit der Spezialisierung, d. h. der Beschränkung des Arbeitsplanes einer Fabrik auf die ausschließliche oder vorzugsweise Herstellung eines Erzeugnisses, wenn auch in verschiedenen Arten und Größen, und der Typisierung, d. h. der Herausbildung bestimmter, sich gleichbleibender Ausführungsformen (Typen) aus einer Vielheit von Ausführungsformen. Es gilt das auch für die Schaffung von Sondernormen, d. h. für Normen, die nicht allgemein, sondern nur für bestimmte Industriegebiete gelten. Es wurde deshalb schon vom Normenausschuß ein Arbeitsausschuß für Herstellungsfragen eingesetzt, der die Fragen der Spezialisierung und Typisierung bearbeiten sollte. Gleichzeitig nahmen sich aber auch Behörden, besonders das Reichswirtschaftsamt und das Kriegsamt, des Gedankens an und luden eine Anzahl von führenden Männern der Industrie und Vertretern von Verbänden zu einer Besprechung dieser Angelegenheit im Reichswirtschaftsamt am 23. Februar 1918 ein.

Das Ergebnis der Verhandlungen war ein Antrag an den Verein Deutscher Ingenieure, neben dem Normenausschuß einen Ausschuß zu begründen, der die Fragen der Spezialisierung und Typisierung bearbeiten solle, und daraufhin hat dieser Verein den „Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung“ ins Leben gerufen, dem im Sinne der Versammlung folgende Aufgaben zugewiesen sind:

1. Untersuchung der Grundlagen wirtschaftlicher Fertigung, insbesondere Wirkungsweise und Anwendbarkeit der Spezialisierung und Typisierung.
2. Aufklärung der Hersteller wie der Verbraucher von Erzeugnissen über die Ergebnisse der Untersuchungen.
3. Sammlung aller bei der praktischen Anwendung der Spezialisierung und Typisierung gemachten Erfahrungen und planmäßige

Zusammenstellung aller Bestrebungen und Arbeiten auf diesem Gebiete.

4. Austausch von Erfahrungen zwischen den beteiligten Stellen, Vermittlung von Zusammenarbeit und gegenseitiger Unterstützung.

Es ist geplant, für die verschiedenen Industriezweige Sonderausschüsse zu bilden, deren Obmänner mit der Geschäftsstelle zu einem Hauptausschuß zusammentreten. Die praktische Durchführung der Spezialisierung und Typisierung ist Aufgabe der Industrie. Von dem Vertreter des Reichswirtschaftsamtes wurde betont, daß von irgendwelchen behördlichen Zwangsmaßnahmen keine Rede sein könne.

Für die Leitung der Arbeiten, die Vertretung nach innen und außen und die Vermögensverwaltung ist ein Vorstand eingesetzt, dem ein Geschäftsführer und ein stellvertretender Geschäftsführer zur Seite stehen. Der Vorsitzende und der Geschäftsführer sind in gleicher Eigenschaft auch im Normenausschuß tätig, so daß zwischen diesem und dem Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung eine gewisse Personalunion besteht, die mit Rücksicht auf den bereits erwähnten Zusammenhang der Arbeiten für notwendig gehalten wurde.

Von den bisherigen Arbeiten des letztgenannten Ausschusses mögen hier die folgenden erwähnt sein: Auf seine Veranlassung fand unter Teilnahme des Reichskommissars für Fischversorgung, eines Vertreters des Reichswirtschaftsamtes und der Schiffbautechnischen Gesellschaft am 16. Mai 1918 eine Versammlung von Vertretern von Fischereifahrzeugwerften statt, in welcher darüber verhandelt wurde, durch welche technischen Maßnahmen eine Steigerung der Leistungsfähigkeit des Fischereifahrzeugbaues sowie eine Verbilligung der Herstellungskosten von Fischereifahrzeugen bewirkt werden könne. Es war dabei in erster Linie an die Typisierung und Normung gedacht. Die Aussprache führte zur Gründung eines Ausschusses im Anschluß an den Kriegsausschuß der deutschen Werften zwecks eingehender Untersuchung der Angelegenheit. Dieser Ausschuß, der am 20. August 1918 seine erste Sitzung abgehalten hat, hält die Normung verschiedener Teile und Einrichtungsgegenstände von Fischereifahrzeugen als das geeignete Mittel, um die Herstellung zu fördern und zu verbilligen und hat dementsprechend die Normung solcher Teile in Angriff genommen. Er arbeitet dabei Hand in Hand mit dem schon früher begründeten Handels-

schiff-Normenausschuß sowie mit dem Normenausschuß der deutschen Industrie.

In der erwähnten Versammlung am 16. Mai 1918 wurde seitens der Fischereifahrzeugwerften auch der Wunsch nach einem engeren Zusammenschluß zur Wahrung gemeinsamer wirtschaftlicher Interessen kundgegeben. Dieser Zusammenschluß dürfte auf der Grundlage des bereits beim Kriegsausschuß der deutschen Werften bestehenden Unterausschusses für Fischereifahrzeuge verwirklicht werden.

Am 13. Mai 1918 fand eine vom Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung veranstaltete Erörterung über Sondernormen unter Teilnahme von Vertretern verschiedener Industriezweige statt. Das Ergebnis der Besprechung war, daß die Vorteile der Sondernormen — Verbilligung der Herstellung, Austauschbarkeit und schnelle Lieferung — allgemein anerkannt wurden. Nicht völlige Übereinstimmung herrschte aber bezüglich der Vorteile zwischenbetrieblicher Sondernormen, über die Vorteile der Herstellung von Sondernormen in Spezialfabriken. Die Vertreter der großen Fabriken für landwirtschaftliche Maschinen befürchten, obgleich ihnen die Anfertigung von Sondernormen unbenommen bleibt, eine Schädigung ihres Ersatzteilgeschäftes und halten zwischenbetriebliche Sondernormen nur für mittlere und kleine Fabriken vorteilhaft, während von andern Industrien solche Befürchtungen nicht zum Ausdruck gebracht wurden.

Es schien aber, daß die großen Fabriken für landwirtschaftliche Maschinen ganz allgemein und nicht nur für ihr Gebiet allein befürchten, daß die Sondernormierung der nach dem Kriege frei werdenden Rüstungsindustrie eine willkommene Gelegenheit bieten könnte, sich, und womöglich weit über das Bedürfnis hinaus, auf diesem Gebiete zu betätigen und dies den alten Fabriken, die die Normen geschaffen haben, zum Schaden gereichen und auch von Nachteil für die Erzeugnisse sein würde. In diesem Sinne wurde auch von anderer Seite betont, daß die Übertragung der Herstellung genormter Teile an die Rüstungsindustrie von den alten Maschinenfabriken keineswegs befürwortet werden könne.

Die Frage: Wie kann die Rüstungsindustrie nutzbringend in die Friedensproduktion eingeschaltet werden, ohne die alten Fabriken zu schädigen? ist von der allergrößten Bedeutung, und sie wird sich wohl ebenfalls zu einer wichtigen Aufgabe des Fertigungs-Ausschusses gestalten.

Von dem Normenausschuß wurden bis zum August d. J. folgende Arbeitsausschüsse gebildet:

Für Bauwesen, Benennungen und Abkürzungen, Bedienungselemente, Feinmechanik, Geschäftspapierformate, Gewinde, Keile, Kugellager, Lagerbuchsen, Leichtbau, gezogene und gewalzte Metalle, Niete, Normaldurchmesser, Normaltemperatur, Normalzahlenreihe, Passungen, Paßstifte, Rohrleitungen, Transmissionen, Schrauben, Sinnfälligkeit der Bewegung bei Werkzeugmaschinen, Walzprofile, Werkstoffe, Werkzeuge, Zahnräder, Zeichnungen.

Bisher sind angenommen oder liegen im Entwurf folgende D. I.-Normen vor:

1. Kegelstifte, 2. Gewichte der Kegelstifte, 2. Normal-Durchmesser, 4. Zeichnungen, Normblatt, 5. Zeichnungen, Blattgröße, Maßstäbe, Farbe der Darstellung, 6. Zeichnungen, Anordnung der Ansichten und Schnitte, 7. Zylinderstifte, 8. Gewichte der Zylinderstifte, 9. Kegelreibahlen für Stiftlöcher, 10. Vierkante für Werkzeuge und für Bewegungsspindel, 11. Whitworth-Gewinde nach Original, 12. Whitworth-Gewinde, 13. Metrisches Einheitsgewinde, 14. Zeichnungen, Linienarten, 15. Zeichnungen, Schrift.

h) Der Studienausschuß für Eisenbetonschiffbau.

Die Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie hat einen Studienausschuß für Eisenbetonschiffbau gebildet, der am 6. Juli 1918 seine erste Sitzung abgehalten hat. Von der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehören die Herren Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley, Direktor Professor Pagel und Dipl.-Ing. Achenbach dem Studienausschuß an. Über die weitere Tätigkeit des Ausschusses wird später entsprechend berichtet werden.

i) Der Ausschuß für die Einleitung planmäßiger Versuche in der Schiffbau-Abteilung der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin.

Für die Beratung verschiedener Fragen zu den in der Versuchsanstalt geplanten Versuchen hat der Vorstand einen Ausschuß berufen, der noch im Laufe dieses Jahres zusammentreten wird. In diesen Ausschuß sind die folgenden Herren eingetreten:

1. Direktor Dr. Bauer, Hamburg,
2. Werftbesitzer Berninghaus, Duisburg,
3. Direktor Blümcke, Mannheim,

4. Ingenieur v o n D o r s t e n , Mannheim,
5. Direktor F r a h m , Hamburg,
6. Oberingenieur H e e s c h , Uebigau,
7. Direktor L e u x , Elbing,
8. Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. R e i t z , Berlin,
9. Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. R u d l o f f , Berlin,
10. Dr.-Ing. S c h a f f r a n , Berlin,
11. Direktor Marine-Baumeister a. D. W e n d e n b u r g , Bremen,
12. Direktor Z e t z m a n n , Kiel.

Veith-Stiftung.

Die landesherrliche Genehmigung für die Veith-Stiftung ist inzwischen erfolgt, worauf die Stempelsteuer entrichtet werden konnte. Der Stand der Veith-Stiftung am 1. Juli 1918 ist aus dem nachstehenden Bankabschluß zu ersehen. Von den hiernach zur Verfügung stehenden 9022,10 *M* sind für 5000 *M* 5 proz. IX. Reichsanleihe gekauft, da nach dem im vorigen Jahrbuch, Seite 83, veröffentlichten Plan vom 1. Oktober ab zunächst nur drei Studierende unterstützt werden können, wozu die übrig bleibenden Mittel bis zum Anfang des neuen Jahres ausreichen, wo wieder neue Zinsen fällig werden.

Einnahmen.		Ausgaben.	
Beiträge laut Jahrbuch		Reichsschuldbuch 300,000 M.	
1917/1918	287 000,00	5 % Reichs-Anleihe	289 650,00
Zinsen	21 097,45	Stempel-Steuer	5 025,00
		Honorar und Unkosten des Syndikus	4 400,35
		Bank-Bestand 5 000 M. 5 % VIII. Reichs-Anleihe	4 836,10
		Kassen-Bestand	4 186,00
	308 097,45		308 097,45

Berlin, den 1. Juli 1918.

Die gesetzlichen Vertreter:

(gez.) B u s l e y. (gez.) R e i t z.

Die Verwaltung der Veith-Stiftung ist bei dem Preußischen Kultusministerium vorstellig geworden, um für die aus der Stiftung unterstützten Studierenden der technischen Hochschulen in Berlin und Danzig Honorarfreiheit für die Vorträge zu erwirken. Eine Antwort hierauf ist noch nicht eingegangen.

In der durch die Satzung vorgeschriebenen Zeit, im September d. J., bewarben sich um Unterstützung aus der Veith-Stiftung 3 Herren, wovon 2 Schiffbau und einer Schiffsmaschinenbau studieren. Einer der Herren mußte noch im letzten Augenblick zurücktreten, weil er militärisch eingezogen wurde. Den beiden anderen Herren, die die technische Hochschule in Berlin besuchen und Schiffbau studieren, wurde die Unterstützung aus der Veith-Stiftung zugewandt.

Berghoff-Stiftung.

Der Stifter hat die 50 000 *M* in das Reichsschuldbuch als 5 % Kriegsanleihe eintragen lassen. Die staatliche Genehmigung für die Stiftung ist nachgesucht und erteilt. Es muß nun noch die Stempelsteuer entrichtet werden.

Der Vorstand hat nach § 3 der Satzung für die Stiftung einen Verwaltungsausschuß bestellt, der sich aus folgenden Herren zusammensetzt: Wirkl. Geheimer Oberbaurat, Prof. Dr.-Ing. Rudloff, Vorsitzender; Marinebaurat Berghoff; Geheimer Oberbaurat, Prof. Dr.-Ing. Hüllmann; Prof. Pagel und Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. Reitz. Der Ausschuß hat seine Tätigkeit begonnen und erstattet hierüber folgenden Bericht:

Drei Gesuche um Beratung über Erfindungen oder Vorschläge in dieser Richtung fanden ihre Erledigung. Von 2 Anträgen um Gewährung von Mitteln zur Prüfung oder Förderung von Erfindungen konnte einem entsprochen werden. Die Anweisung des bewilligten Betrages in Höhe von 950 *M* wird nach Eingang der ersten Stiftungszinsen erfolgen. Zu einem der Eingänge hat sich auch Herr Professor Laas in dankenswerter Weise gutachtlich geäußert.

Gedenktage.

Unser Vorstandsmitglied, der Wirkliche Geheime Oberbaurat Prof. Dr.-Ing. J. Rudloff feierte am 7. März seinen 70. Geburtstag, wozu ihm

der Vorstand die nachstehende Depesche mit einer Blumenspende übersandte:

Geheimrat Rudloff

Berlin, Olivaer Platz 10.

Zu ihrem 70. Geburtstage beehren wir uns, Ihnen unsere herzlichsten und aufrichtigsten Glückwünsche auszusprechen. Wir verknüpfen hiermit unseren wärmsten Dank für die Pflichttreue, mit der Sie als unser stellvertretender Vorsitzender vierzehn Jahre lang gewirkt und mit der Sie in dem Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen die Interessen des deutschen Schiffbaues kraftvoll vertreten haben.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Geheimrat Rudloff hat hierauf mit nachstehendem Dankschreiben geantwortet:

An den Vorsitzenden der Schiffbautechnischen Gesellschaft

Herrn Geh. Regierungsrat Prof. Dr.-Ing. C. Busley.

Für die freundlichen Glückwünsche des Vorstandes zu meinem 70. Geburtstage und die daran geknüpften anerkennenden Worte über meine Bemühungen im Interesse unserer Gesellschaft und des deutschen Schiffbaues sage ich meinen herzlichsten, tiefgefühlten Dank.

(gez.) Rudloff.

Am 1. Juni beging Herr Generaldirektor Dr.-Ing. K. Sorge die Feier seiner 25 jährigen Zugehörigkeit zur Firma Fried. Krupp. Der Vorstand übermittelte ihm hierzu das folgende Telegramm:

Generaldirektor Dr. Sorge

Magdeburg-Buckau.

Zu Ihrem fünfundzwanzigsten Dienstjubiläum bei der Firma Fried. Krupp senden wir Ihnen unsere herzlichsten Glückwünsche, in der Hoffnung, daß Sie Ihre segensreiche Tätigkeit, die Sie innerhalb Ihrer Dienstpflichten bisher stets entfaltet haben, noch viele lange Jahre in dauernder Gesundheit fortsetzen möchten.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Generaldirektor Sorge antwortete hierauf wie folgt:

Aus Anlaß meiner fünfundzwanzigjährigen Tätigkeit zur Firma Fried. Krupp sind mir aus meinem persönlichen Bekanntenkreis so viele herzliche Glückwünsche und aus weiten Kreisen von Industrie und Handel so viele, weit über mein Verdienst gehende anerkennende Worte zugegangen, daß es mir nicht möglich ist, alle diese Briefe und Telegramme in persönlich gehaltenen Schreiben zu beantworten.

Ich bitte daher, in dieser Form meinen aufrichtigsten Dank ausdrücken zu dürfen und überzeugt zu sein, daß die vielen Zeichen warmer Anteilnahme mir eine besondere Freude waren und den 1. Juni 1918 zu einem für mich unvergeßlichen Erinnerungstag machen.

Mit herzlichstem Dank

(gez.) Kurt Sorge.

An demselben Tage feierte Herr Baurat D. Meyer seine 25 jährige Tätigkeit im Verein „Deutscher Ingenieure“, wozu ihn der Vorstand durch nachstehende Depesche beglückwünschte:

Baurat Meyer

Berlin, Sommerstraße 4 a.

Zu Ihrem fünfundzwanzigjährigen Dienstjubiläum im Verein Deutscher Ingenieure senden wir Ihnen unsere aufrichtigen Glückwünsche, wobei wir hoffen, noch lange mit Ihnen in der bisherigen Eintracht weiter arbeiten zu können.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Baurat Meyer sandte hierauf folgendes Dankschreiben:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Berlin, Schumannstraße 2.

Für Ihre freundlichen Glückwünsche zum Tage meiner fünfundzwanzigjährigen Tätigkeit beim Verein Deutscher Ingenieure spreche ich Ihnen meinen herzlichsten Dank aus.

Ich möchte dabei zugleich der Hoffnung Ausdruck geben, daß es mir noch lange vergönnt sei, die freundschaftlichen Beziehungen, die Ihre Gesellschaft und unseren Verein miteinander verknüpfen, zu meinem Teil zu vertreten.

In ausgezeichnetener Hochachtung

ergebenst

(gez.) D. Meyer.

Am gleichen Tage feierte auch Herr Direktor C. Rosenberg den Tag, an dem er vor 25 Jahren bei der Werft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges. eingetreten war. Auf die an ihn seitens des Vorstandes abgesandte Glückwunschedepesche:

Direktor Rosenberg

Geestemünde.

Zu Ihrem heutigen Ehrentage, an dem Sie fünfundzwanzig Jahre der Werft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges. angehören, senden wir Ihnen unsere herzlichsten Glückwünsche. Wir knüpfen hieran die Hoffnung, daß Sie noch viele Jahre als unser bewährter Vertreter in der Dampfkessel-Normenkommission wirken möchten.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

antwortete Herr Rosenberg wie folgt:

Durch Übersendung des Glückwunschtelegramms anlässlich meiner fünfundzwanzigjährigen Tätigkeit bei der Firma Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges. haben Sie mich sehr erfreut und beehre ich mich, Ihnen meinen herzlichsten Dank auszusprechen.

Mit vorzüglicher Hochachtung

ergebenst

(gez.) C. Rosenberg.

Am 23. Juni beging Herr Werftbesitzer Dr.-Ing. Herm. Blohm seinen 70. Geburtstag. Der Vorstand hat ihn aus diesem Anlaß wegen seiner Verdienste als Vorsitzender des Vereins Deutscher Schiffswerften und seiner tatkräftigen Unterstützung der Bestrebungen unserer Gesellschaft seit ihrer Gründung zum Ehrenmitglied der Schiffbautechnischen Gesellschaft ernannt. Die hierüber ausgestellte Urkunde wurde ihm in

seiner Wohnung von einer Abordnung des Vorstandes, bestehend aus den Herren: Busley, Schultze und Amsinck mit einer Ansprache überreicht.

Herr Blohm hat hierauf folgendes Dankschreiben eingesandt:

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft hat mir zur Vollendung meines 70. Lebensjahres durch die Ernennung zum Ehrenmitgliede und die Überreichung des so hervorragend künstlerisch ausgeführten Diploms durch die Mitglieder des Vorstandes eine außerordentliche Ehrung und Anerkennung zuteil werden lassen.

Ich bitte, zu dieser ganz besonderen Auszeichnung, die mir herzliche Freude bereitet hat, meinen tiefempfundenen Dank aussprechen zu dürfen und bitte zugleich, auch den übrigen Herren des Vorstandes, in Sonderheit dem Ehrenvorsitzenden, Seiner Königlichen Hoheit, Dr.-Ing. Friedrich August, Großherzog von Oldenburg, meinen Dank zum Ausdruck bringen zu wollen.

Mit vorzüglicher Hochachtung

(gez.) Herm. Blohm.

Am 1. Juli beging Herr Geheimer Baurat Dr.-Ing. S. Bergmann die Feier des 25 jährigen Bestehens seiner Werke. Der Vorstand schickte ihm hierzu das nachstehende Telegramm:

Geheimrat Bergmann

Berlin.

Zu dem fünfundzwanzigjährigen Bestehen Ihrer Werke und der mit denselben erzielten Erfolge beglückwünschen wir Sie mit dem Wunsche, daß Sie noch viele Jahre an der Spitze Ihrer immer weiter aufblühenden Gesellschaft stehen möchten.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Geheimrat Bergmann sandte hierauf das nachstehende Dankschreiben ein:

Anlässlich des fünfundzwanzigjährigen Bestehens der Bergmann Elektrizitätswerke, Aktien-Gesellschaft, sind mir in so überaus zahlreicher und liebenswürdiger Weise von so vielen Seiten Glückwünsche entgegengebracht worden, die mich hoch erfreut haben, für die ich aber nicht imstande bin, jedem einzelnen so zu danken, wie es mir Herzensbedürfnis wäre.

Ich bitte deshalb, auf diesem Wege die Versicherung meines wärmsten Dankes entgegennehmen zu wollen.

Berlin, im Juli 1918.

(gez.) Dr.-Ing. Sigmund Bergmann,
Geheimer Baurat.

An demselben Tage beging Herr Prof. Raps die Feier seiner 25 jährigen Tätigkeit bei der A.-G. Siemens & Halske. Der Vorstand schickte ihm folgende Glückwunschdepesche:

Professor Raps

Siemensstadt.

Zu dem heutigen Tage, an dem Sie fünfundzwanzig Jahre im Dienste der Siemens & Halske-Aktien-Gesellschaft stehen, sprechen wir Ihnen unsere herzlichsten

Glückwünsche aus. Wir erinnern uns hierbei dankbar des vortrefflichen Vortrages, den Sie in unserer Gesellschaft gehalten haben.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Raps dankte mit nachstehendem Schreiben:

An die Schiffbautechnische Gesellschaft.

Für die freundlichen Glückwünsche zu meinem fünfundzwanzigjährigen Jubiläum sage ich den herzlichsten Dank.

Siemensstadt, den 1. Juli 1918.

(gez.) A. Raps.

Am 6. August feierte Herr Generaldirektor Dr.-Ing. Weinlig seine 25 jährige Zugehörigkeit zu den Dillinger Hüttenwerken. Der Vorstand übermittelte ihm seine Glückwünsche durch das nachstehende Telegramm:

Generaldirektor Weinlig

Dillingen.

Wir senden Ihnen unsere herzlichsten Glückwünsche zu der Vollendung Ihrer fünfundzwanzigjährigen Tätigkeit in den Dillinger Hüttenwerken, deren Aufblühen in hohem Maße Ihr Werk ist.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Generaldirektor Weinlig antwortete darauf wie folgt:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Hochgeehrte Herren!

Für die liebenswürdigen Glückwünsche, mit denen Sie mich an dem Tage zu erfreuen die Güte hatten, an dem ich auf eine fünfundzwanzigjährige Zugehörigkeit zu den Dillinger Hüttenwerken zurückblicken durfte, bitte ich den Ausdruck meines herzlichsten Dankes entgegenzunehmen.

Mit hochachtungsvoller Begrüßung

Ihr sehr ergebener

(gez.) Weinlig.

Am 23. Oktober war Herr Direktor Nawatzki 25 Jahre im Vorstande des Bremer Vulkan, nachdem er dieses Werk schon 5 Jahre lang unter der früheren Firma Johann Lange, Grohn, geleitet hatte. Auf das ihm am genannten Tage vom Vorstande übermittelte Telegramm:

Direktor Nawatzki

Vege sack.

Zu dem heutigen Tage, an dem Sie fast ein Menschenalter an der Spitze des von Ihnen mit ausgezeichnetem Erfolge geleiteten Werkes stehen, senden wir Ihnen unsere herzlichsten Glückwünsche.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

antwortete Herr Direktor Nawatzki mit einem längeren Dankschreiben.

Kundgebung des Allerhöchsten Schirmherrn.

Seine Majestät der Kaiser und König sandte an Seine Königliche Hoheit den Großherzog von Oldenburg, unseren Höchsten Ehrenvorsitzenden, anlässlich der Überreichung unseres letzten Jahrbuchs, am 27. Januar 1918, nachstehendes Danktelegramm:

Seiner Königlichen Hoheit Großherzog von Oldenburg

Oldenburg, Großherzogtum.

Herzlichen Dank für die treuen Wünsche und das Jahrbuch der Schiffbau-
technischen Gesellschaft.

(gez.) Wilhelm, I. R.

IV. Bericht über die zwanzigste ordentliche Hauptversammlung

am 20. und 21. März 1919.

Trotz der großen Reiseerschwernisse und der sonstigen unsicheren Verhältnisse in der Reichshauptstadt waren bei der Eröffnung der Hauptversammlung in der Aula der Technischen Hochschule über 400 Personen versammelt. Der Besuch erreichte etwa die Höhe einer unserer früheren mittleren Versammlungen.

Die geschäftliche Sitzung war wieder wie in Friedenszeiten auf den Morgen des zweiten Tages verlegt.

Am ersten Tag eröffnete der Vorsitzende Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. B u s l e y die Versammlung mit folgenden Worten:

„Meine Herren! Ich habe die Ehre, die 20. Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu eröffnen, die schon im November vorigen Jahres stattfinden sollte, infolge der revolutionären Unruhen aber bis heute verschoben werden mußte. Zwar ist von einer Seite auch noch gegen die heutige Sitzung Einspruch erhoben und eine weitere Vertagung verlangt worden, aber der Vorstand konnte die Hauptversammlung aus dem folgenden zwingenden Grunde nicht mehr länger hinausschieben. Der Satz für unsere Vorträge steht teilweise schon 5—6 Monate lang, und bei der heutigen Knappheit an Letternmetall und damit auch an Lettern selbst besteht die Druckerei auf den sofortigen Druck des Jahrbuches, um ihre Lettern anderweitig verwerten zu können. Wir müssen daher zur Herausgabe des Jahrbuches schreiten.

Durch die heutigen höchst mangelhaften Postverbindungen sind unsere Einladungen zur Hauptversammlung leider sehr spät in die Hände

unserer Mitglieder gelangt, und wir erfuhren ihre Wünsche um Zusendung der Vorträge erst in den letzten Tagen. Wegen des langen Zeitraums, den die Postsendungen erfordern, konnten wir die Vorträge nur an die in Berlin und in der Nähe wohnenden Mitglieder versenden. Die übrigen Herren müssen wir um Entschuldigung bitten, daß sie ihre Stücke erst hier an Ort und Stelle in Empfang nehmen konnten.

Am 23. Juni 1918 feierte Herr Dr.-Ing. Hermann Blohm seinen 70. Geburtstag. Der Vorstand hatte ihn an diesem Tage wegen seiner Verdienste, die er sich als langjähriger Vorsitzender des „Vereines Deutscher Schiffswerften“ um den deutschen Schiffbau erworben hat, zum Ehrenmitglied der Schiffbautechnischen Gesellschaft ernannt und ihm die betreffende Ehrenurkunde durch eine Abordnung des Vorstandes überreichen lassen. Herr Dr. Blohm äußerte seine Freude über die ihm zuteil gewordene Ehrung und bat, den Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft seinen Dank hierfür aussprechen zu wollen.“

Nach dieser Ansprache übernahm Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff den Vorsitz und gab das Wort an Herrn Geheimrat Busley zu seinem Vortrage: „Schiffe des Altertums“, der rauschenden Beifall erntete. In die Erörterung des Vortrages griffen Herr Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. Hüllmann und Herr Dr.-Ing. Moll ein.

Den zweiten Vortrag hielt Herr Dipl.-Ing. Fr. W. Achenbach, Berlin, über: „Grundlegende Betrachtungen zum Eisenbetonschiffbau“, der mit vielem Beifall aufgenommen wurde. Die Herren Professor Pagel, Ingenieur Dietze und Ingenieur Ilgenstein beteiligten sich an der Erörterung.

Nach den beiden Vorträgen trat die Frühstückspause ein, und dann kam Herr Professor M. Weber, Berlin, mit seinem Vortrage: „Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik“ zum Wort. Die tiefdurchdachten und glänzend geordneten Lehrsätze fanden eine überaus dankbare Zuhörerschaft, die den Vortrag mit lebhaftem Beifall lohnte. In der Erörterung sprachen Herr Marine-Baurat Schlichting und Herr Professor Dr.-Ing. Gümbel.

Den ersten Tag beschloß Herr Dr.-Ing. Rehder, Hamburg, mit seinem Vortrag: „Über die Tragfähigkeit und zweckmäßige Ausgestaltung von Schiffbauversteifungsprofilen“, der großen Beifall erntete, und zu dessen Erörterung sich Herr Oberingenieur Buchsbaum vom Germanischen Lloyd meldete.

Der schlechten Verpflegungsverhältnisse wegen mußte das sonst übliche Abendessen ausfallen.

Zweiter Tag.

Um 9 Uhr morgens eröffnete der Vorsitzende Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley die geschäftliche Sitzung, deren Verhandlungen sich glatt abwickelten. Um 10 Uhr sollte Herr Professor Herrmann von der technischen Hochschule in Budapest die Reihe der Vorträge eröffnen, mit seiner Arbeit über: „Die mechanischen Verhältnisse der Zwischenräder für Schiffsantrieb“. Da Herr Professor Herrmann wegen der schlechten Reiseverbindungen nicht nach Berlin kommen konnte, so übernahm Herr Dr. Hochstetter die Verlesung des Vortrages, der mit lebhaftem Beifall begrüßt wurde. In die Erörterung teilten sich Herr Marine-Oberbaurat Krell und Herr Marinebaumeister von Bohuszewicz.

Hierauf ergriff das Wort Herr Oberingenieur Sütterlin, Hamburg, zu seinem Vortrage „Die Normung, Staffelung und Aussonderung im Schiffbau und Schiffsmaschinenbau“. Die außerordentlich wertvollen Ausführungen des Redners erfreuten sich eines sehr lebhaften Beifalles. An der überaus regen Erörterung beteiligten sich nicht weniger als 6 Herren: Professor Pagel, Marine-Oberbaurat Krell, Professor Dr.-Ing. Bendemann, Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. Reitz, Marine-Baurat Schilchting und Direktor Helmig.

Nach der Frühstückspause hielt Herr Dipl.-Ing. Wittmaack seinen mit vielem Beifall aufgenommenen Vortrag: „Zur Berechnung des Wirkungsgrades und Schubes der alleinfahrenden Schiffsschraube“. An der Erörterung nahmen die Herren Ingenieur Stielau und Dr. phil Borck teil.

Der letzte Vortrag wurde von Herrn Dr.-Ing. Siegfried Werner, Düsseldorf, über: „Dünnwandigen Stahlguß“ gehalten. Starker Beifall lohnte dem Vortragenden für seine auf praktischen Erfahrungen fußenden wertvollen Äußerungen. Die Erörterung gestaltete sich trotz der späten Stunde noch sehr lebhaft. Es beteiligten sich an ihr die Herren: Marine-Oberbaurat Schulz, Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff, Professor Gümbel und Rechnungsrat Stieghorst.

Gegen 6 Uhr abends konnte der Vorsitzende endlich die Hauptversammlung schließen.

V. Niederschrift

über die geschäftliche Sitzung der XX. ordentlichen Hauptversammlung
am 21. März 1919, vormittags 9 Uhr.

Nach § 23 der Satzung sind auf die Tagesordnung folgende Punkte
gesetzt:

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des Vorstandes von
der Geschäftsführung des Jahres 1917.
3. Bekanntgabe der Veränderungen in der Mitgliederliste.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes. Es sind zu wählen: Der
stellvertretende Vorsitzende und 3 fachmännische Beisitzer.
5. Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahr 1918.
6. Wahl der beiden gesetzlichen Vertreter.
7. Anträge der Mitglieder.
8. Sonstiges.

Der Vorsitzende, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing.
C. Busley, eröffnet die Sitzung um 9 Uhr vormittags. Bei Beginn derselben
sind etwa 35 Gesellschaftsmitglieder anwesend, die sich bis zum Schluß
auf etwa 70 vermehren.

1. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung des mit den Vor-
trägen versandten Geschäftsberichtes 1918 und genehmigt ihn. Der Vor-
sitzende gedenkt hierbei der großen Zahl der im laufenden Jahre ver-
storbenen Mitglieder, unter denen er besonders die Herren Geheimer Kom-
merzienrat Dr.-Ing. Z i e s e und Geheimer Baurat Max K r a u s e hervorhebt.
Weiterhin führt der Vorsitzende aus, daß die Kriegsspende augenblicklich
mit 81 000 *M* zu Buch steht, daß aus der Veith-Stiftung zurzeit 4 Studierende

die Unterstützung erhalten, und daß die Berghoff-Stiftung inzwischen die landesherrliche Genehmigung erhalten hat, aber ihre Versteuerung noch schwebt.

2. Herr Geheimrat Hüllmann erstattet den Bericht über die Prüfung der Bücher, die Herr Direktor Blümcke und Herr Professor Krainer vorgenommen haben. Die Bücher sind in Ordnung befunden und ebenso die Kassenführung. Er beantragt die Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1917. Die Versammlung erteilt einstimmig die Entlastung.

3. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung der Namen der ein- und ausgetretenen Herren, weil sie bereits im Jahresbericht 1918 aufgeführt wurden, der den Mitgliedern mit den Vorträgen zugegangen ist.

4. Zur Neuwahl stehen der stellvertretende Vorsitzende und drei fachmännische Beisitzer. Im Auftrage des Vorstandes bringt Herr Geheimrat Busley die Wiederwahl des Herrn Wirklichen Geheimen Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff als stellvertretenden Vorsitzenden und als fachmännische Beisitzer die Herren Baurat Dr.-Ing. Georg Claussen, Direktor Professor Pagel und Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. Reitz in Vorschlag. Herr Baurat Schulthes bittet die Versammlung, die Wahl dieser Herren durch Zuruf vorzunehmen. Hiergegen erfolgt kein Widerspruch. Der Vorsitzende stellt die erfolgte Wahl der Herren Rudloff als stellvertretenden Vorsitzenden sowie Claussen, Pagel und Reitz als fachmännische Beisitzer fest.

5. Als Rechnungsprüfer für das Jahr 1918 werden die Herren Direktor Blümcke und Professor Krainer einstimmig wiedergewählt. Als Ersatzmann wird Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Hoßfeld bestimmt.

6. Auf Grund von § 8 werden als Vertreter der Gesellschaft im Sinne des § 26 des Bürgerlichen Gesetzbuches die Herren Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley und Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. Reitz, sowie als ihre Stellvertreter der stellvertretende Vorsitzende Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Professor Dr.-Ing. Rudloff und Direktor Professor Pagel bestätigt.

7. Anträge der Mitglieder liegen nicht vor.

8. Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg hat mitteilen lassen, daß er sich durch seinen Verzicht auf die Regierung im Großherzogtum Oldenburg leider genötigt sieht, seinen Ehrenvorsitz in der Schiffbautechnischen Gesellschaft aufzugeben. Der Vorstand ersucht die Versammlung einstimmig zu beschließen, daß der Großherzog durch den

Vorsitzenden gebeten werden soll, von diesem Entschluß Abstand zu nehmen und den Ehrenvorsitz wie bisher weiter zu führen. Die Versammlung nimmt den Antrag des Vorstandes einstimmig an.

Der Vorsitzende schließt die Sitzung um 9 Uhr 30 Minuten.

Charlottenburg, den 21. März 1919.

v. g. u.

Die gesetzlichen Vertreter:

Carl Busley. Theodor Reitz.

VI. Unsere Toten.

Unter den Verstorbenen des Jahres 1918 zählen 3 unserer hervorragendsten Mitglieder, die Herren **Albert Ballin**, Vorsitzender des Direktoriums der Hamburg-Amerika-Linie, Geheimer Kommerzienrat **Dr.-Ing. Ziese**, Elbing und Geheimer Baurat **Max Krause**, Berlin. Das Wirken der drei Herren und ihre Beziehung zu unserer Gesellschaft ist in den folgenden Nachrufen eingehend gewürdigt worden. Es sind verstorben die Herren:

Arpe, Johs., OBERINGENIEUR und Prokurist d. Fa. **F. Schichau**, Danzig.

v. Bailer, Julius, Dr.-Ing. h. c., Berlin.

Ballin, Albert, Dr.-Ing., Generaldirektor der Hamburg-Amerika-Linie,
Hamburg.

Blackstady, E., Direktor, Stettin.

Bockelmann, H., Direktor, Frauendorf bei Stettin.

v. Bodenhausen-Degener, Eberhard, Freiherr, Essen.

Böcking, R., Geh. Kommerzienrat, Brebach.

Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Stettin.

Gottschalk, Arthur, Dipl.-Ing., Hamburg.

Heckmann, C., Baurat und Fabrikbesitzer, Berlin.

Hertz, Hans, Dipl.-Ing., Bremen.

Janzon, Paul, Zivilingenieur, Berlin.

Krause, Max, Geheimer Baurat, Berlin.

Kretschmer, Otto, Geh. Marinebaurat, Professor, Kiel.

Kröhl, J., Kaufmann, Hamburg.

Libbertz, Otto, Generaldirektor, Hamburg.

The Losen, Paul, Direktor, Düsseldorf.

May, Hermann, Hüttendirektor, Breslau.

Meendsen-Bohlken, Heinr., Geheimer Baurat, Brake.

Paschkes, E. M., Betriebsdirektor, Tegel.

Potyka, Ernst, Betriebsingenieur, Stettin.
 Prusse, Gotthold, Ingenieur, Baltimore.
 Scheel, Wilhelm, Betriebsingenieur, Hamburg.
 Schmitt, Ludwig, Direktor, Niedersedlitz.
 Schnell, Julius, Oberingenieur, Bonn.
 Stammel, Joseph, Ingenieur, Hamburg.
 Tonne, Carl, Gust., Kommerzienrat, Magdeburg.
 Wichmann, Otto, Besitzer der Alster-Dampfboote, Hamburg.
 Wiethaus, O., Geheimer Kommerzienrat und Generaldirektor, Bonn.
 Ziese, Carl, H., Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Elbing.
 Zopke, Hans, Professor, Hamburg.

JOHANNES ARPPE

wurde am 17. November 1858 in Rostock geboren, wo sein Vater ein größeres Sattlergeschäft besaß. Nach Beendigung der Schulzeit arbeitete er von 1874—78 als Lehrling in der Maschinenfabrik und Eisengießerei von Haak & Sohn in Rostock und besuchte während dieser Zeit 2½ Jahre lang die Gewerbeschule seiner Vaterstadt, diente dann als Einjährig-Freiwilliger beim Großherzoglich Mecklenburgischen Füsilier-Regiment Nr. 90 und gelangte im Jahre 1880 beim Stettiner Vulcan in die Praxis. Bis 1883 war er hier im Büro für maschinelle Einrichtungen tätig, dann ein Jahr Betriebsingenieur in der gleichen Abteilung und von 1884—1891 Leiter des Büros selbst. Im Jahre 1891 trat er in die Dienste der Firma F. Schichau über, und zwar als Oberingenieur auf deren neu gegründeten Werft in Danzig.

Fast alle Einrichtungen dieser Werft sind nach seinen Entwürfen und unter seiner Leitung entstanden. Daneben verwaltete er das Büro für die maschinellen Einrichtungen der Schiffe.

Trotz seiner durch einen Schlaganfall sehr geschwächten Gesundheit erledigte Arppe jahrzehntelang mit bewundernswürdiger Energie und Ausdauer die vielen verschiedenartigen Arbeiten, die seine Doppelstellung als verantwortlicher Ingenieur für den fortschreitenden Ausbau der Werft und für die Hilfsmaschinen, Rohrleitungen, Apparate usw. der im Bau befindlichen Schiffe mit sich brachte. In Anerkennung seiner praktischen Tüchtigkeit und langjährigen treuen Dienste wurde er zum Prokuristen der Firma bestellt.

Der Krieg verursachte auch bei ihm infolge der Ernährungsschwierigkeiten eine Verschlimmerung seines körperlichen Leidens; eine Darmoperation brachte nicht die gewünschte Heilung und ein rascher Tod erlöste ihn am 28. September 1918.

JULIUS v. BAILER

ist am 8. Februar 1853 in Stuttgart als Sohn des Regierungsrats v. Bailer geboren. Er besuchte die Schulen in Ehingen, Wangen i. Allgäu und Heidenheim. 1871 trat er beim Pionier-Batl. 13 in Ulm ein, wurde 1873 Leutnant, 1878 Oberleutnant, 1885 Hauptmann und Kompagniechef. Im Jahre 1889 wurde er nach Preußen zur III. Ingenieur-Inspektion kommandiert und blieb dann ausschließlich im Festungsbau tätig. 1907 zwang ihn ein Leiden, den militärischen Dienst aufzugeben, weshalb er zur Industrie übertrat.

Beim Ausbruch des Krieges stellte er sich wieder zur Verfügung. Als Generalmajor des Ingenieur- und Pionierkorps hat er sich beim Generalgouvernement in Brüssel dem Kriegsfestungswesen gewidmet und wurde im Dezember 1915 vom Senat der Technischen Hochschule in Stuttgart zum Dr.-Ing. ernannt. Die damals schon beginnende schwere Krankheit zwang ihn, im Mai 1916 den Abschied einzureichen. Am 12. Mai 1918 erlag er seinen Leiden.

ALBERT BALLIN

wurde in Hamburg am 15. August 1857 geboren. Seine kaufmännische Vorbildung erhielt er in seiner Vaterstadt. Schon in jungen Jahren sehen wir ihn als bedeutenden Organisator namentlich des Zwischendeckgeschäfts der Carr-Linie, die damals der Hamburg-Amerika Linie kühn Konkurrenz zu machen wagte. Im Jahre 1886 trat Ballin zur Hamburg-Amerika Linie über, nachdem sich diese mit der Carr-Linie verständigt hatte, und leitete zunächst das Passagegeschäft. Bald wurde er Mitglied der Direktion, und man sagt wohl nicht zuviel, wenn man von diesem Augenblick an den stetigen großen Aufschwung der Gesellschaft rechnet. Mit zunehmenden Geschäften und der Ernennung mehrerer Direktoren wurde er zum Generaldirektor und später zum Vorsitzenden des Direktoriums der Hamburg-Amerika Linie ernannt.

Als die Hamburg-Amerika Linie Ballin, den noch nicht 29 jährigen, für sich gewann, war er bereits ein fertiger Mann. Aber welcher Energie, welcher Widerstandskraft, welchen Vertrauens in das Sieghafte seiner Ideen bedurfte es für ihn, um am Anfang durchzudringen. Es darf nicht vergessen werden, daß die Hamburg-Amerikanische Paketfahrt A. G., als Ballin in die Reihe ihrer Leiter trat, ebenso wie der Norddeutsche Lloyd von jenem aithamburgisch-patrizischen Kaufmannsgeiste geleitet wurde, der freilich stets mit den Erfordernissen der Zeit mitging, aber sich immer nur dann beteiligte, wenn die gediegene Sicherheit des Unternehmens nicht durch zu schnelles Vorwärtstürmen gefährdet wurde. In diese

Kreise trat Ballin mit seinem Feuergeist ein. Seine Aufgabe war es, die sich stets geltend machenden Bedenken zu besiegen, die Zögernden und Ängstlichen mitzureißen auf den neuen Bahnen, den hanseatischen Kaufleuten die Wege zu weisen zu einem modernen Hanseatentum.

Das waren sicher Ballins schwerste Zeiten, als es galt, diese ersten Siege zu erringen, das Doppelschraubensystem auf den neuen Schnelldampfern einzuführen, die Schwierigkeiten des beschränkten Schiffsraumes zu überwinden, aus den nüchternen Passagierschiffen der Vergangenheit schwimmende Paläste mit all den Bequemlichkeiten und dem Luxus des modernen Reisens zu schaffen, ja noch weitergehend, auf ihnen der Kunst und der Schönheit ein neues Heim zu zimmern und so auch dem heimischen Handwerk und dem Kunstgewerbe zu dienen. Überall ist Ballin bahnbrechend vorangegangen, und überall hat ihm in einer günstigen Schiffsfahrtsperiode ein freundliches Glück gelächelt.

Aber mit dem Bauen von Schiffen, der Eröffnung neuer Schiffslinien, der Einführung von die Welt umspannenden Touristenfahrten ist Ballins Wirken noch bei weitem nicht erschöpft. Die Leitung eines so gewaltigen Betriebes, der ja nicht immer nur von den Wellen des Glückes getragen wird, in dem es auch einmal schwarze Stunden und Trauerjahre gibt, erfordert auch eine kluge Schiffsfahrtspolitik. Da sind die Wirkungen von Pools und Trusts zu erfassen, ihnen entgegenzuarbeiten oder sich rechtzeitig an ihnen zu beteiligen, drohenden Konkurrenzen die Gefahren zu nehmen und mit weitem Blick die Wirkungen gesetzlicher Maßnahmen diesseits und jenseits des Ozeans zu berechnen. Und darin liegt eben Ballins wahre Größe, daß er über alle die tausend Kleinigkeiten seines Weltbetriebes diese gewaltige Aktion nie aus dem Auge verlor, daß er allzeit wachsam, klug kombinierte, überraschend schnell die Chancen berechnete und, stand sein Entschluß einmal fest, mit rastloser, alle in Erstaunen setzender Energie zugriff.

Es ist merkwürdig genug, daß Albert Ballin, der die Seele der neuen, uns heute bekannten Hamburg-Amerika Linie war, aus dem Lager der Carr-Linie kam und seine ersten Beziehungen zur Paketfahrt infolgedessen nichts weniger als freundlicher Art gewesen sind. Unter seiner zweiunddreißigjährigen Geschäftsleitung erstand die Paketfahrt „in ihrer alten Bedeutung unter den Postlinien des nordatlantischen Verkehrs“ wieder neu und erstand weiterhin eine neue Paketfahrt, die jene frühere so überragt, wie ein Lindenbaum einen Fliederbusch. Das Aktienkapital vergrößerte sich von 15 auf 125 Millionen Mark, die Flotte von 71 000 auf eine Million Tonnen; die Betriebsgewinne des Unternehmens steigerten

sich von 2,37 auf über 40 Millionen Mark. Das Liniennetz, das zuletzt ein so überwältigendes Zeugnis von deutscher Leistungsfähigkeit und Unternehmungslust gab, war nur in seinem Newyorker und seinem westindischen Teil überkommen; alle andern Routen einschließlich der Vergnügungsfahrten sind Eroberungen Ballins, und auch jene Ausnahmen sind in ihrer heutigen Gestalt und Rentabilität Werke der neuen Zeit. Mit einer durchgreifenden Reorganisation der Newyorker Schiffe und Verbindungen fing die neue Ära an; erst wurde der Passagierverkehr energisch in die Höhe gebracht, dann wurde dem nordamerikanischen Güterverkehr eine ebenbürtige Bedeutung gewonnen, und zuletzt richtete sich die Politik Ballins darauf, dem gesamten nordamerikanischen Geschäft neue Geschäftszweige in den verschiedensten Weltgegenden zur Seite zu stellen, so daß die Einnahmen der Gesellschaft nicht mehr aus einer, sondern aus den verschiedensten, von einander unabhängigen Quellen fließen. Die Folge dieser Bestrebungen ist eine im Schiffahrtsgewerbe seltene Stetigkeit der Entwicklung und Erträge gewesen.

Um den viel bewunderten Aufstieg der Hamburg-Amerika Linie in den letzten Jahrzehnten zu begreifen, muß man Ballin in seinen Schiffahrts- und wirtschaftspolitischen Taten und Plänen, in seinen persönlichen Eigenschaften und kaufmännischen Fähigkeiten kennen. Die allgemeinen politischen Zustände, die Handels- und Verkehrsverhältnisse dieser Periode, die Fortschritte des englischen und deutschen Schiffbaues sind die wichtigsten Bausteine, aus denen ein kluger und kühner Geist die Erfolge der Gesellschaft türmen konnte. Schiffbau, Schiffahrt, Handel und Verkehr haben einander nie inniger befruchtet als in dieser Zeit, wo die deutsche Schiffbaukunst ihre weltbekannten Meisterwerke schuf, der Warenhandel zwischen Hamburg und Übersee auf mehr als das Doppelte seines Wertes stieg, der Passagierverkehr den einst gefürchteten Seeweg zu einer Straße des Vergnügens umgewandelt sah und die Hamburg-Amerika Linie alle drei gleichermaßen anregte und für sich nutzbar machte. Dabei vergrößerte die Gesellschaft den Umfang ihrer Leistungen nicht einfach nach dem Verhältnis des wachsenden allgemeinen Güter- und Passagierverkehrs, sondern sie zog mit erstaunlicher Energie und mit ausgezeichnetem Glück einen immer größeren Prozentsatz dieser Güter- und Menschenbeförderung an sich.

Noch vor dreißig Jahren reichten außer der Direktion ein Dutzend kaufmännische Beamte im Hamburger Zentralkontor für die Erledigung der laufenden Reedereigeschäfte aus. Patriarchalische Zustände herrschten, in denen Antritts- und Abschiedsbier der Schiffskapitäne, der Besuch der Horner Rennen Gewohnheit und Recht der Angestellten erschien. Ballin war der erste, der ein eigenes Zimmer

als Privatkontor für sich in Anspruch nahm, und dann sorgte er für Arbeit. Naheliegende Aufgaben, die bisher von Schiffsmaklern und Agenten ausgeführt wurden, wandelten sich zu eigenen Aufgaben der Gesellschaft um. Der Newyorker Passagierverkehr, der Newyorker Frachtverkehr wurden in eigene Regie übernommen, ein eigenes Heuerbureau wurde begründet, Abteilung nach Abteilung, Betriebszweig nach Betriebszweig erstand um ihn, die einheitlicher, billiger, intensiver nach seinen persönlichen Wünschen für die Interessen der Gesellschaft in Einkauf und Verkauf sorgen konnten. Heute sitzen über 300 Beamte an Stelle jener 12. Ein Riesenfleiß zeichnet die führenden Männer vor allem aus; das tiefe Wort „Genie ist Fleiß“ paßt auf keinen mehr als auf Ballin selbst. Bis in die kleinsten Einzelheiten des Betriebes war die energische Hand dieses Mannes zu spüren.

Albert Ballin hat auch an den Bestrebungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft immer mit großem Eifer teilgenommen. Seinen Bemühungen allein ist es zu danken, daß die Hamburg-Amerika Linie zu dem Gründungskapital unserer Gesellschaft 7500 M. beisteuerte, und sein Entgegenkommen ermöglichte die Fahrt unserer Gesellschaft nach Glasgow im Jahre 1901, zu der die Hamburg-Amerika Linie den Schnelldampfer „Deutschland“ kostenlos zur Verfügung stellte. Am 1. Juni 1911, bei der Feier seines fünfundzwanzigjährigen Dienstjubiläums als Direktor der Hamburg-Amerika Linie, ernannte ihn die Schiffbautechnische Gesellschaft zu ihrem Ehrenmitgliede.

Alber Ballin ist am 8. November infolge eines älteren, sich plötzlich verschlimmernden Nierenleidens verschieden. Am 13. November wurden seine sterblichen Überreste in einer der Bedeutung dieses Mannes würdigen Weise von seinen Hamburger Mitbürgern auf dem Kirchhofe in Ohlsdorf zur ewigen Ruhe geleitet.

EMIL BLACKSTADY

geboren am 15. Januar 1851 zu Stettin, besuchte dortselbst die Friedrich-Wilhelm-Realschule bis zur Erlangung des Einjährig-Freiwilligen-Zeugnisses. Hierauf arbeitete er ein Jahr praktisch in der Bau- und Kunstschlosserei von August Schwarz, Stettin, besuchte alsdann die damalige Königliche Provinzial-Gewerbeschule zu Stettin und erhielt dort im Jahre 1871 das Zeugnis der Reife.

Von 1871 bis 1874 studierte er in Berlin an der Königlichen Gewerbe-Akademie Allgemeinen Maschinenbau. Hierauf trat er bei der Schiffswerft und Maschinenfabrik Aron & Gollnow, Grabow a. O. ein. Im Mai 1886 ging er nach Lübeck zur Schiffswerft von Henry Koch, die er 1887 wieder verließ, um einem Rufe nach

Danzig an die Schiffswerft von J. W. Klawitter zu folgen, wo ihm die Einrichtung der Maschinenfabrik übertragen wurde.

1889 trat er bei der Firma Möller & Holberg in Stettin ein, nachdem sich Möller & Holberg mit Aron & Gollnow zu einem Unternehmen vereinigt hatten. 1893 begab er sich mit einer deutschen Marinekommission im Auftrage der Firma nach England, um den Torpedobootbau bei Thornycroft kennen zu lernen.

Nach Übernahme der Firma Möller & Holberg durch die „Oderwerke, Maschinenfabrik und Schiffsbauwerft A.-G.“, Grabow a. Oder, wurde Blackstady zum stellvertretenden Direktor ernannt. Als sich diese Firma später auflöste, wurde er zum Liquidator bestellt und von der jetzigen Firma „Stettiner Oderwerke, Aktien-Gesellschaft für Schiff- und Maschinenbau“, Stettin, zum Direktor der Abteilung Maschinenbau berufen. Infolge seiner langjährigen Tätigkeit mit der Firma auf das innigste verbunden, betrachtete Blackstady es als seine Lebensaufgabe, die Leistungsfähigkeit der Maschinenbauabteilung der Werft nach jeder Richtung hin zu fördern und zu erhöhen. Nebenher verabsäumte er auch nicht, sich einen Stamm tüchtiger Mitarbeiter zu schaffen, denen er in der aufopfernden Hingabe an die Interessen des Unternehmens stets vorbildlich gewesen ist.

Am 6. April 1918 ist Blackstady während einer Geschäftsreise in Berlin nach kurzer Krankheit ganz plötzlich gestorben. Der schnelle Tod traf seine Angehörigen und Freunde schwer und ganz unerwartet, umsomehr, als er noch wenige Tage vorher in voller Frische und Gesundheit geschäftlich tätig gewesen war.

Am Emporblühen der Stettiner Oderwerke war Blackstady jedenfalls sehr stark beteiligt. Ehre seinem Andenken!

HEINRICH BOCKELMANN

wurde am 1. Mai 1882 als Sohn des Betriebsleiters Johann Bockelmann in Borgstedt, Kreis Eckernförde geboren. Im Jahre 1898 legte er auf dem Realgymnasium zu Papenburg a. Ems die Reifeprüfung ab. Seine praktische Ausbildung umfaßte eine mehrjährige Tätigkeit, und zwar vom März 1898 bis September 1904 als Eleve und Techniker auf der Werft von Johs. L. Meyer, Papenburg a. Ems; vom Oktober 1904 bis Oktober 1905 als Techniker für Büro und Betrieb der neu angelegten Werft von H. Paucksch A. G., Landsberg a. Warthe und vom November 1905 bis März 1906 als Techniker für Frachtdampfer und Baggerbau bei den Stettiner Oderwerken A. G. Seine Studien machte er vom April 1906 bis September 1908 an der Technischen Hochschule in Danzig, nach dem für die staatliche Laufbahn im Schiffbaufach vorgeschriebenen Studiengang.

Nach Vollendung seines Studiums betätigte er sich in folgenden Stellungen: Vom September 1908 bis Juli 1909 als Konstrukteur für Frachtdampferbau bei der Werft Joh. C. Tecklenborg, Geestemünde, vom Juli 1909 bis Juli 1917 als Betriebsingenieur bei den Stettiner Oderwerken A. G.

Hier erhielt er für seine Tätigkeit während der Kriegszeit das Verdienstkreuz für Kriegshilfe. Im März 1917 wurde er von der neuen Ostsee-Werft A. G. in Frauendorf bei Stettin zum Direktor und Vorstandsmitglied gewählt und vom Aufsichtsrat bestätigt. Am 1. Juli 1917 trat er diese Stellung an. Der Ausbau der umfangreichen Werftanlage wurde nach seinen Entwürfen und Einzelausarbeitungen durchgeführt. Die Vorarbeiten waren bis Anfang 1918 erledigt, als sein Austritt am 2. Januar dieses Jahres auf eigenen Wunsch erfolgte.

Vom 1. September 1918 war er technischer Beirat der Firma Wayss & Freitag, Berlin, für die neu gegründete Eisenbeton-Schiffbau A. G., Hamburg, nachdem er seit Monaten schon Zeichnungen und Pläne für diese Firma ausgearbeitet hatte.

Seinem Wirkungskreise, in dem er noch vielversprechend hätte wirken können, wurde er im Alter von nur 36 Jahren nach einem 10 tägigen Krankenlager infolge einer schweren Lungenentzündung am 10. Oktober durch den Tod entrissen.

EBERHARD FREIHERR v. BODENHAUSEN-DEGENER

wurde am 12. Juni 1868 zu Wiesbaden als Sohn des Majoratsbesitzers Hans Heinrich Freiherr von Bodenhausen-Degener geboren, besuchte die Klosterschule zu Roßleben, die er mit dem Reifezeugnis 1887 verließ, um in Bonn, Berlin und Leipzig Jurisprudenz zu studieren. Nach bestandenem Referendarexamen promovierte er zum Doktor juris, trat, dem Wunsche seines Vaters entsprechend, in den praktischen Vorbereitungsdienst für höhere Verwaltungsbeamte ein und bestand 1896 das Examen als königlich preußischer Regierungsassessor.

Obwohl ihm im Hinblick auf seine glänzenden Gaben große Aussichten auf schnelle Beförderung im Staatsdienst gemacht wurden, verzichtete er auf diese Laufbahn, da er keine besondere Neigung zu ihr verspürte, während es ihn zu freien Berufen im wirtschaftlichen Leben und in der Kunstgeschichte mächtig hinzog. Er vervollkommnete zunächst seine Sprachkenntnisse und brachte es in kürzester Frist dahin, daß er fließend englisch, französisch und italienisch schrieb und sprach. Die folgenden Jahre sind dann mit Versuchen auf mannigfachen Gebieten ausgefüllt, die ihn, den nach lohnender Tätigkeit Suchenden, zu den verschiedensten Stellungen führen. Bald finden wir ihn als Leiter und Organisator

eines Unternehmens zur Verwertung von chemisch-pharmazeutischen Erfindungen und Nährpräparaten, bald vertieft in philosophische und volkswirtschaftliche Studien. Dann wieder widmet er sich mit gleichem Feuereifer der Literatur und Kunstgeschichte. In verhältnismäßig kurzer Zeit, die er zu Arbeiten in den Museen von Madrid, London, Petersburg und in den flandrischen Städten verwendet, entstehen kunstgeschichtliche Schriften, unter denen das auch in Fachkreisen allseitig anerkannte vortreffliche Werk über den Brügger Maler Gerard David besonders hervorzuheben ist. In dem Wunsche, den festen Boden wirtschaftlichen Schaffens wieder unter den Füßen zu sehen, wandte er sich, nachdem er die ihm angetragene Landratsstelle seines Heimatkreises abgelehnt hatte, erneut industrieller und kaufmännischer Tätigkeit zu, indem er sich entschloß, in das Bankfach überzutreten und so das Rüstzeug zu ergänzen, das sich im Laufe der hinter ihm liegenden zehn Jahre in Gestalt geschärften Blickes, reichen Wissens und mannigfacher Erfahrung gesammelt hatte, und das ihn befähigte, nunmehr im Alter von 38 Jahren eine feste Lebensstellung anzustreben.

Um diese Zeit, es war Anfang 1906, führte ihn Herr Ludwig Delbrück dem damaligen Leiter des kaufmännischen Dezernats der Kruppschen Werke, Herrn Dr. Adolf Schmidt, zu. Schnell erkannte dieser die auffallende Befähigung seines jungen Mitarbeiters und machte ihn nach einiger Zeit gründlichster Einarbeitung zu seinem Stellvertreter. Anfang Juli 1910 wurde Herr von Bodenhausen sein Nachfolger, und mit diesem Zeitpunkt beginnt seine ungemein fruchtbringende Tätigkeit auf dem Gebiete der inneren Organisation der kaufmännischen Abteilungen für Friedensgerät, sowie der äußeren Vertretung der Firma auf diesem Gebiete gegenüber ihrer riesigen Kundschaft im In- und Auslande, gegenüber den Reichs- und Staatsbehörden, den befreundeten Werken und Verbänden. Besondere Verdienste erwarb er sich um das Verbandswesen. Der für die deutsche Wirtschaft so wichtige Roheisen-Verband verdankt seiner aufopfernden Arbeit und seiner vermittelnden Geschicklichkeit die Neugründung im Jahre 1911 und die Verlängerung über das Jahr 1917 hinaus. Auch an der Erneuerung des Stahlwerks-Verbandes und zahlreicher kleinerer, aber für die Gußstahlfabrik nicht minder wichtiger Gemeinschaften hat er entscheidend mitgewirkt. Durch Verträge mit einer Reihe von Händlerfirmen und Werken, die Kruppschen Stahl weiterverarbeiten und verkaufen, hat er dem Absatz dieser Erzeugnisse eine breite und sichere Grundlage gegeben, die nach menschlichem Ermessen dem Werke und seinen Arbeitern auch über Zeiten schwacher Nachfrage und eingeschränkter Beschäftigung hinwegzuhelfen vermag, wie sie ihm in der Zukunft ebensowenig wie in der Vergangenheit erspart bleiben werden.

Mit Beginn dieses Jahres trat Herr von Bodenhausen nach zwölfjähriger Wirksamkeit innerhalb der Firma Krupp aus deren Direktorium aus und wurde in den Aufsichtsrat berufen. Mit Worten höchster Anerkennung sprach Herr Krupp von Bohlen und Halbach auf der letzten Hauptversammlung von den großen Verdiensten, die sich Herr von Bodenhausen um die Firma erworben habe: Niemand ahnte damals, daß es sobald nachher Abschied für immer zu nehmen galt. Ein allzufrüher Tod hat ihn am 7. Mai, vor Vollendung seines 50. Lebensjahres seinem Wirkungskreise entrissen. Trauernd stehen wir am Grabe dieses bedeutenden und eigenartigen Mannes, der uns nach unerforschlichem Gesetz gleich so vielen unserer Besten in diesen Jahren des Todes verlassen mußte.

RUDOLF BÖCKING,

Chef und Gründer der Firma Rudolf Böcking & Co. zu Halbergerhütte, wurde am 18. April 1843 zu Asbacherhütte, wo sein Vater eine Eisenhütte besaß, geboren und verbrachte dort seine Jugendzeit bis zum 11. Lebensjahre.

Mit 11 Jahren kam er auf die technische Schule in Kaiserslautern, wo er 5 Jahre blieb. Während der nächsten 3 Jahre besuchte er das Polytechnikum in Karlsruhe, worauf er ein Jahr praktisch in der Asbacherhütte und später als Volontär bei der Gesellschaft John Cockerill in Seraing arbeitete. Dann besuchte er die Bergakademie in Leoben, wo der berühmte Peter Ritter von Tunner damals dozierte. Zu diesem trat er in nähere Beziehungen und wurde von ihm zu der damals ersten Bessemer Charge auf dem kaiserlichen Eisenwerk Neuberg mitgenommen, bei welcher Gelegenheit Böcking interessante Bekanntschaften hervorragender Industrieller Österreichs machte. Nach Beendigung seiner Studien in Leoben trat er als Einjährig-Freiwilliger in das 2. Garde-Ulanenregiment in Berlin ein und machte in diesem Regiment den Feldzug gegen Österreich 1866 mit.

Im Winter 1866/67 besuchte er die Universität Berlin und trat größere Reisen zwecks Besichtigung der bedeutenderen Eisenwerke Deutschlands und Englands an. Während des Feldzugs 1870/71 diente Böcking als Leutnant im 7. Ulanenregiment und erhielt das eiserne Kreuz 2. Klasse.

Da der Betrieb der Asbacherhütte auf Holzkohlen basierte und sich die Hütte infolgedessen als nicht weiter lebensfähig erwies, so wurde der Betrieb ebenso wie derjenige von Gräfenbacher- und Abentheuerhütte, welche drei Eisenwerke der Familie Böcking gehörten, 1866 nach Halbergerhütte verlegt, wo Böcking in Gemeinschaft mit seinem Vetter Eduard Böcking die Halbergerhütte gründete, die bis 1875 „Gebrüder Böcking“ firmierte. In diesem Jahre traten die beiden Brüder

seines Vaters Eduard und Gustav Böcking zu Gräfenbacher, bezw. Abentheuerhütte aus der Firma aus und an ihre Stelle trat Geheimer Kommerzienrat Freiherr von Stumm-Halberg als Kommanditist in die Firma ein, welche in Rudolf Böcking & Co. geändert wurde.

Die Halbergerhütte hat sich aus kleinen Anfängen — es waren anfangs nur 2 Hochöfen vorgesehen, während sie jetzt deren 5 besitzt — zu ihrer jetzigen Höhe entwickelt und zählt zu den bedeutendsten Gießereien Deutschlands; ihre Produkte haben im In- wie im Auslande allgemeine Anerkennung gefunden.

Geheimrat Böcking war Präsident des Verwaltungsrates der Dillinger Hüttenwerke, Vorsitzender des Vereins zur Wahrung der gemeinsamen wirtschaftlichen Interessen der Saarindustrie und der Südwestdeutschen Eisenberufsgenossenschaft, Mitglied der Handelskammer zu Saarbrücken, des Provinziallandtags in Düsseldorf usw.

Geheimrat Böcking starb am 15. Januar 1918, tief betrauert von seiner Familie und allen, die ihm im Leben näher gestanden hatten.

AUGUST DROSSEL

wurde am 1. Juli 1845 als Sohn des Schiffbaumeisters Heinrich Drossel in Zingst a. d. Ostsee geboren und von 1850 bis 1860 durch Privatlehrer in seiner Heimat unterrichtet. Er besuchte dann noch ein Jahr die dortige Navigationsvorschule.

Während seiner Lehrzeit, die er vom 1. April 1861 bis Mai 1864 beim Schiffbaumeister Friedrich Zillmer in Zingst zurücklegte, ergänzte er seine Schulbildung durch Privatunterricht, den er sich erteilen ließ. Am 18. Mai 1864 bestand er die Gesellenprüfung in Barth und bezog nach einem Jahre praktischer Tätigkeit bei seinem Vater die königliche Schiffbauschule in Grabow vom 6. Oktober 1865 bis zum 31. März 1867. Am 12. November 1868 legte er, nachdem er schon mit seinem Vater gemeinschaftlich tätig gewesen war, die Schiffbaumeisterprüfung ab, und übernahm bald darauf die väterliche Werft.

Der Niedergang des Holzschiffbaues machte später der beruflichen Selbständigkeit Drossels ein Ende. Am 15. Dezember 1881 nahm er deshalb eine Stelle als Betriebs-Ingenieur auf der Schiffswerft der A.-G. vormals Möller & Holberg zu Stettin-Grabow an. Am 17. September 1885 trat er als Leiter der Arbeiten auf dem Schnürboden beim Vulcan zu Stettin-Bredow ein, und wurde von diesem am 1. April 1889 in das neu eingerichtete Schiffbau-Kalkulationsbüro versetzt und zum Stellvertreter des damaligen Vorstehers dieses Büros ernannt. Nach dem Scheiden des Bürovorstehers aus dem Vulcan erhielt er dessen Stelle, die er bis

zu seiner Versetzung in den Ruhestand, 1. Dezember 1912, inne hatte, nachdem er inzwischen am 27. September 1910 das 25jährige Jubiläum seiner Tätigkeit im Vulcan feiern konnte.

Seit dem im Mai 1917 erfolgten Tode seiner Gattin war er leidend und zog sich im Dezember v. Js. eine Rippenfellentzündung zu, der ein Herzleiden folgte. Am 1. Februar machte ein sanfter Tod seinem schweren Leiden ein Ende.

Drossel war bei seinen Vorgesetzten, Kollegen und Untergebenen als Beamter hochgeschätzt und bei allen, die ihn kannten, als Persönlichkeit sehr beliebt.

ARTHUR GOTTSCHALK

wurde am 15. März 1884 als Sohn des Königl. Hegemeisters J. Gottschalk auf dem Forsthause Schweizut (Kreis Labiau, Ostpr.) geboren. Den ersten Unterricht erhielt er bis zum 13. Lebensjahre im elterlichen Hause. Von 1897 ab besuchte er das Gymnasium zu Tilsit, welches er 1904 mit dem Zeugnis der Reife verließ, um sich dem Studium des Schiffbaufachs zu widmen.

Vor Beginn des Studiums erledigte er eine einjährige praktische Ausbildung auf der Germaniawerft in Kiel und bezog 1905 die Technische Hochschule zu Danzig. Nach Ablegung der Diplom-Hauptprüfung im Jahre 1909 trat der Verstorbene Anfang 1910 in die Dienste der Vulcanwerke-Stettin und wurde zunächst als Konstruktions-Ingenieur in dem Konstruktions-Bureau für Kriegsschiffbau beschäftigt. Am 1. Oktober 1911 wurde Gottschalk zu dem Schwesterwerk der Vulcanwerke nach Hamburg versetzt und gehörte dort zunächst der Abteilung für ausländischen Kriegsschiffbau an. Als mit Beginn des Weltkrieges ein Zusammenfassen aller Kräfte im Dienste des Vaterlandes notwendig wurde, trat Herr Gottschalk Ende 1914 in die Abteilung für Unterseebootsbau (Schiffbau) über, welcher er bis zu seinem Ableben angehörte.

Herr Gottschalk hat während seiner Tätigkeit auf den Vulcanwerken seine Kraft voll und ganz den ihm übertragenen Aufgaben gewidmet, er ist bei Vorgesetzten und Kameraden wegen seines bescheidenen Wesens, seines gediegenen Wissens und seiner überaus zuverlässigen Arbeitsweise gleich beliebt gewesen. Seine Tätigkeit wurde im Jahre 1918 durch die Verleihung des Verdienstkreuzes für Kriegshilfe anerkannt.

Sein Heimgang erfolgte nach kurzer Krankheit (Lungenentzündung) unerwartet am 21. Oktober 1918.

GEORG HECKMANN

wurde am 26. November 1851 zu Berlin als Sohn des Geheimen Kommerzienrates August Heckmann geboren. Er besuchte die Friedrich Werdersche Oberrealschule, in der er 1869 als Primus omnium die Reifeprüfung ablegte. Zunächst widmete er sich ein Semester lang dem Studium des Maschinenbaues auf der damaligen Gewerbeakademie, späteren Technischen Hochschule in Berlin und studierte das nächste Semester an der dortigen Bergakademie. Zu Beginn des Jahres 1870 arbeitete er praktisch in den Werkstätten der Firma C. Heckmann in Berlin und trat dann 1871 in das II. Garde-Ulanen-Regiment als Einjährig-Freiwilliger ein. Im Herbst 1872 bezog er die Technische Hochschule in Karlsruhe, auf der er zwei Semester blieb, um sich darauf in München drei Semester besonders in Chemie und Hüttenfach auszubilden; er arbeitete dort auch praktisch in der Lokomotivbauanstalt von Kraus & Co.

Längere Studienreisen durch Belgien, Frankreich und England erweiterten sein Wissen, und nutzbringend wendete er die gemachten Erfahrungen auf die heimische Fabrikation an. 1875 trat er in das väterliche bzw. großväterliche Geschäft in Berlin ein, arbeitete zunächst unter dem bewährten Fabrikdirektor C. W. Meyer im Laboratorium, widmete sich dann aber in der Hauptsache dem technischen Betriebe des Kupfer- und Messingwalzwerkes. Sein stetes Augenmerk auf den Ausbau und die Erweiterung desselben richtend, förderte er im besonderen die Bestrebungen zur Erzielung besten Qualitätsmaterials und namentlich von solchen Erzeugnissen aus Spezialmetallen und Legierungen, die den höchsten Anforderungen des Lokomotiv- und Schiffbaues genügen sollten. Durch Einführung der Röhrenfabrikation nach dem System Chaudoir sicherte er dem Werk schon frühzeitig eine erste Stelle in der Erzeugung von Messingröhren für den Apparate- und Kondensatorenbau sowie für Lokomotiven.

Gegen Ende der 80er Jahre trat ein wichtiger Wendepunkt in dem Heckmannschen Werk ein, indem sich herausstellte, daß sich seiner Weiterentwicklung an dem Platze, an welchem es sich fast sechzig Jahre befunden — gegründet war es 1819 — große Schwierigkeiten entgegenstellten. In richtiger Erkenntnis der besseren Erweiterungsmöglichkeiten außerhalb Berlins, und ferner in der ersten Würdigung des inzwischen erfundenen Mannesmann-Schrägwalzverfahrens für die Herstellung von Kupfer- und Messingröhren, setzte sich Georg Heckmann dafür ein, daß das Werk nach Duisburg verlegt wurde, und die Firma die Mannesmann-Patente für die Verarbeitung von Kupfer und dessen Legierungen erwarb. In Duisburg entstanden nunmehr neben den umfangreichen Neuanlagen für die Herstellung der

bisherigen Fabrikate auch besondere große Einrichtungen für den neuen Fabrikationszweig der Mannesmannröhren.

Durch die von ihm später noch bewirkte Aufnahme der Preßrohrfabrikation sorgte Georg Heckmann dafür, daß sich die Röhrenwerke der Firma in größter Vielseitigkeit und zu höchster Leistungsfähigkeit entwickeln konnten. Durch rege Anteilnahme an der technischen Fortbildung der mannigfachen Arbeitsmethoden förderte er mit allen Kräften den Ausbau und die Erweiterung der Werke, so unter anderem auch durch den Neubau des Aschaffenburg Werkes. Der ganze Aufschwung der Werke, das Bestreben der heimischen Industrie, die Gewinnung der benötigten Rohmaterialien in eigene Regie zu nehmen, führten zur Erwerbung der Khan-Kupfergrube in Südwestafrika.

1909 wurden die Werke in die C. Heckmann Act. Ges. Duisburg mit Zweigniederlassung in Aschaffenburg umgewandelt, deren Aufsichtsrat Georg Heckmann als erster Vorsitzender bis zu seiner Erkrankung angehörte.

Für das Wohlergehen seiner Angestellten und Arbeiter in fürsorglicher Weise bedacht, förderte er die umfangreichen Bauten von Meister- und Arbeiterhäusern und die bedeutenden Wohlfahrtseinrichtungen seiner Firma, die bereits unter seinem Großvater Carl Justus Heckmann ins Leben gerufen waren.

Eine Reihe von Auszeichnungen war die Anerkennung seiner Verdienste für die Industrie und für seinen in großem Maßstabe betätigten Wohltätigkeitssinn.

Ein Mann von reichem Wissen und zugleich vielseitigen künstlerischen Talenten zeichnete sich der am 8. Juli nach längerem Leiden Verstorbene durch große persönliche Bescheidenheit, Güte und Liebenswürdigkeit aus.

HANS HERTZ

wurde am 13. September 1881 zu Berlin als Sohn des Verlagsbuchhändlers Hans Hertz geboren. Er besuchte die Königl. Gymnasien zu Groß-Lichterfelde und zu Ifeld am Harz. Auf letzterem erwarb er sich im Jahre 1900 das Zeugnis der Reife. Nach 1½ jähriger praktischer Tätigkeit im Maschinenbau studierte er zunächst an der Königl. Technischen Hochschule zu München, später in Charlottenburg und zuletzt in Dresden. Dort legte er im Jahre 1907 die Diplom-Hauptprüfung mit dem Prädikat „mit Auszeichnung bestanden“ ab.

Nach kurzer Tätigkeit als Assistent für Wasser- und Dampfturbinen an der Königl. Technischen Hochschule zu Dresden war er 2 Jahre in der Turbinenfabrik der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, in der Abteilung für Schiffsturbinen, teils im Berechnungsbüro, teils im Prüffeld mit der Untersuchung

von Schiffsturbinen tätig. Im Jahre 1910 übernahm er eine Stellung als 1. Assistent am Maschinen-Laboratorium der Königl. Technischen Hochschule zu Breslau, um im Jahre 1911 von dort einem Ruf an die Schiffswerft Actien-Gesellschaft „Weser“, Bremen, als erster Ingenieur für die Berechnung von Schiffsturbinen zu folgen. Hier hatte er Gelegenheit, sowohl im Büro bei der Berechnung als auch auf dem Versuchsstande bei der Leitung der Erprobung der Hauptturbinen seine hervorragenden theoretischen Kenntnisse und seine reichen praktischen Erfahrungen auf meßtechnischem Gebiete mit vollstem Erfolge zur Geltung und Anerkennung zu bringen.

Die während seiner Tätigkeit als 1. Assistent an der Königl. Technischen Hochschule zu Breslau gemachten Untersuchungen auf hydraulischem Gebiete hatte er in einer Doktordissertation, betitelt: „Beitrag zur Kenntnis des Ausflusses von Wasser aus Düsen unter besonderer Berücksichtigung ihrer Anwendung zur Wassermessung“, zusammenfassend niedergelegt und im November 1917 die Würde eines Dr.-Ing. an der Königl. Technischen Hochschule zu Breslau erworben.

Ihm selbst sollte es nicht mehr beschieden sein, seine Doktorarbeit in Druck zu geben. Ein tragisches Geschick hat ihn, den klar denkenden Menschen von selten reichem Innenleben, in das zu schauen bei seinem bescheidenen Wesen nur wenigen vergönnt war, allzufrüh aus seiner Tätigkeit gerissen. Sein feinfühliges Gemüt hatte unter der Schwere der Zeit zu stark gelitten. Am 21. Juni 1918 wurde er durch den Tod von seinen Leiden erlöst. Hans Hertz war seit 1911 verheiratet und hinterläßt seine Gattin und 4 unerwachsene Kinder.

Die Technik verliert in ihm einen auf seinem Spezialgebiet außerordentlich befähigten Mitarbeiter, seine Freunde betrauern in ihm einen Menschen von ungewöhnlich reichen Herzens- und Geistesgaben.

PAUL JANZON

wurde am 6. Juni 1865 zu Tilsit als der Sohn des Bauschlossermeisters Ludwig Janzon geboren und besuchte das Realgymnasium in Tilsit. Nach bestandnem Abiturienten-Examen studierte er acht Semester an der technischen Hochschule in Charlottenburg. Seine praktische Ausbildung erhielt er teils in der Schlosserei seines Vaters in Tilsit, teils in einer dortigen Maschinenfabrik. Nach Ablegung der Prüfung zum Bauführer gab er den Gedanken auf, in den Staatsdienst zu treten und ging am 1. Juli 1890 als Ingenieur zu der Berliner Werkzeugmaschinenfabrik A.G. vorm. L. Sentker. Vom 1. Oktober 1891—92 genügte er in seiner Heimatstadt seiner Einj.-Freiw. Dienstpflicht. 1894 wurde ihm die Leitung eines

Spezialbüros für Neukonstruktionen bei der vorgenannten Firma übertragen, am 1. Januar 1908 erteilte sie ihm Prokura und am 1. Dezember 1908 stellte sie ihn als Direktor an. Am 1. Dezember 1910 kam er um seine Entlassung ein.

Während seiner Tätigkeit in der Sentkerschen Fabrik war Janzon vielfach literarisch beschäftigt. So erschien von ihm unter anderen in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure im Jahre 1902 eine Abhandlung über „Neuere Hobel- und Stoßmaschinen der Firma L. Sentker“. Er war auch ein Mitarbeiter an dem „Handbuch des Eisenbahnmaschinenwesens“, das im Jahre 1908 von Professor L. R. v. Stockert bei Julius Springer in Berlin erschienen ist.

Von 1911 bis zum Tage seiner Erkrankung arbeitete er an verschiedenen Anwendungen seines patentierten „Janzon Räderwechselgetriebes“, das sich in großen Betrieben, wie in Spandau, bei den Siemens-Schuckert-Werken u. a. m. im forcierten Betriebe sehr bewährt hat.

Am 29. Juni d. J. mußte er sich einer Blinddarmoperation unterziehen, am 22. Juli machte sich eine zweite Operation wegen eines Abszeßes nötig, und dieser erlag er infolge von Herzschwäche am 25. Juli zum großen Schmerze seiner Lieben und seiner vielen treuen Freunde.

MAX KRAUSE.

Der Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure vom 31. August d. J., entnehmen wir den folgenden warmempfundenen, von unserem Mitgliede, dem Patentanwalt Dipl.-Ing. C. F e h l e r t geschriebenen Nachruf:

Nicht nur auf dem Schlachtfelde fordert der seit vier Jahren in unverminderter Stärke tobende Weltkrieg Opfer, ohne vor den Besten des Volkes halt zu machen, auch das in der Heimat unermüdlich wirkende Heer der Zurückgebliebenen, das den Kämpfern im Felde die Waffen schmiedet und den von England heimtückisch ersonnenen Aushungerungsplan unseres Volkes und unserer Industrie zunichte macht, hat empfindliche Verluste zu beklagen.

Auf diesem Heimschlachtfelde ist auch unser lieber Max Krause den Anstrengungen erlegen, denen er sich in den vergangenen Kriegsjahren in einem seine Kräfte weit übersteigenden Maße zum Nutzen der deutschen Industrie und zum Besten unserer Fachgenossen unterzogen hat. Das wurde ihm mit Worten tiefst empfundener Dankbarkeit am Grabe von berufener Stelle bekundet, und wer dem Wirken unseres verstorbenen Freundes nahe gestanden hat, wird diese Gefühle teilen und darum schmerzlich die Lücke empfinden, die der Tod von neuem in unsere Reihen gerissen hat.

Max Krause war am 21. Mai 1853 in Breslau geboren, verlebte im Kreise von Eltern und acht Geschwistern eine überaus glückliche, sonnige Kindheit und besuchte dann die Zwingerschule, die er noch nicht 16 jählig mit dem Zeugnis der Reife verließ. Innige, in treuer Anhänglichkeit gepflegte Freundschaft verband ihn mit dem Direktor Kletke bis zu dessen Tode. Neben dem Besuch der Schule nahm er noch Stunden im Griechischen und begeisterte sich derart für die klassische Zeit, daß er beim Abgang von der Schule eine Rede über das griechische Altertum hielt.

Ganz im Gegensatz zu diesen Bestrebungen stellte sich das praktische Leben ein, das ihn in die Maschinenfabrik von Janushek in Schweidnitz führte, wo dem bescheidenen jungen Manne durch rohe Behandlung seitens der Arbeiter manche trübe Stunde bereitet wurde. Es war somit verständlich, daß er bei Ausbruch des Krieges 1870 den Wunsch hatte, mit ins Feld zu ziehen. Da er aber wegen Schwächlichkeit zurückgewiesen wurde, entschloß er sich, im Herbst 1870 die Königliche Gewerbeakademie in Berlin zu besuchen.

Wie jetzt noch mehr, litt die Akademie damals unter der Last des Krieges. Das änderte sich aber mit einem Schlage, als im Herbst 1871 viele Studierende aus dem Felde heimkehrten. Neues aufstrebendes Leben blühte an der Akademie, besonders als Anfang November das 50 jährige Bestehen der von Beuth im Jahre 1821 als Schule gegründeten Akademie unter lebhafter Beteiligung der Studierenden gefeiert wurde. Max Krause, der schon 1870 Mitglied der „Hütte“ geworden war, hatte sich mit einem Kreise gleichgesinnter Freunde, wie Slaby, Oechelhaeuser, Leyde, Ziese u. a., eng an Professor Friedrich Eggers angeschlossen, der in der „Vereinigung für Literatur und Kunst“ der „Hütte“ seinen Schülern besonders persönlich nahe stand, sie für das Schöne und Gute zu begeistern wußte und von dem es treffend hieß: „Um ihn sammelten sich diejenigen, welche neben den praktischen Wissenschaften den Sinn für die schönen Künste in sich wach erhalten wollten“. Diesen Sinn hat unser Freund bis an sein Lebensende getreulich gepflegt und bei jeder Gelegenheit auch praktisch betätigt. Davon zeugen die vielen dichterischen Ergüsse, mit denen er bei jeder Gelegenheit die Feststimmung zu erhöhen pflegte. Über den Tod des leider viel zu früh im November 1872 verstorbenen geliebten Lehrers hinaus wurde dessen Andenken in der „Eggers-Stiftung“ von der Eggers-Gemeinde wach gehalten, deren geistiger Führer Max Krause bis an sein Lebensende geblieben ist.

Noch während der Studienzeit wurde unser Freund auf Veranlassung von Reuleaux dem Reichskommissar für die Wiener Weltausstellung 1873 zugeteilt,

in welcher Stellung er durch sein gewandtes liebenswürdiges Benehmen, durch seine praktischen Kenntnisse, vor allem aber auch durch seine organisatorischen Fähigkeiten sich hohe Verdienste erwarb.

Nach Beendigung seiner Studien trat Max Krause 1874 als Ingenieur in die Maschinenfabrik von Wedding in Berlin ein, wo er Gelegenheit fand, seine Kenntnisse bei dem Bau von Maschinen für Herstellung von Patronen, Einsetzen der Zündhütchen, Einfüllen des Pulvers usw. zu verwerten. Diese Maschinen erregten auf der Berliner Gewerbeausstellung 1879 großes Aufsehen und fanden die allgemeine Anerkennung der Fachgenossen. Auch beim Bau großer Pressen und Werkzeugmaschinen für die Betriebe des Heeres und der Marineverwaltung hat Max Krause sich erhebliche Verdienste erworben. Als dann die Maschinenfabrik von Wedding nach 25 jährigem Bestehen 1881 aufgelöst wurde, verband sich Max Krause mit dem ihm eng befreundeten Richard Schwartzkopff zur Ausbeutung verschiedener Patente für Sicherheitsvorrichtungen an Dampfkesseln.

Einen seinen Fähigkeiten mehr Rechnung tragenden größeren Wirkungskreis fand Krause, als er in die Direktion der von den Brüdern Max und Reinhard Mannesmann unter der Führung von Werner von Siemens und Eugen Langen 1889 gegründeten Deutsch-Österreichischen Mannesmannröhren-Werke berufen wurde. Es galt damals nicht nur, das neue Verfahren zum Walzen von Röhren auszubilden, sondern vor allem auch Absatzgebiete zu gewinnen. Bei der Lösung dieser Aufgaben kamen dem jungen Direktor seine großen Erfahrungen im Umgange mit Behörden und seine praktischen Kenntnisse zugute.

Bald nachdem im April 1894 die Brüder Arnold, Ernst und Conrad Borsig die Leitung der Borsigschen Unternehmungen, die nach des Vaters Tode 1878 für dessen minderjährige Erben durch ein Kuratorium verwaltet worden waren, selbständig übernommen hatten, wurde Max Krause zum Mitarbeiter gewonnen. Die Erweiterungen, die Arnold Borsig als Grundlage für die Fortentwicklung der Werke im Hüttenbetriebe der oberschlesischen Abteilung durchzuführen im Begriffe stand, ließen eine Steigerung der Erzeugung erwarten und zwangen daher, für eine Ausdehnung des Absatzes zu sorgen. Die neuen Absatzgebiete aufzusuchen und die Erzeugung vorausschauend in richtige Bahnen zu lenken, war Krauses besondere Aufgabe. Überraschend schnell gelang es ihm, die während des langen Stillstandes der Entwicklung ins Stocken geratenen Beziehungen der Firma A. Borsig zur Industrie wieder anzuknüpfen, in rastloser Arbeit den Anteil der Firma an der Neuausrüstung unserer Artillerie sicherzustellen und bald auch Maschinenfabriken und Schiffswerften als Verbraucher von Hüttenerzeugnissen zu

gewinnen; er verstand es ausgezeichnet, durch Ebnung der Wege den hervorragenden Erzeugnissen eines sorgfältig arbeitenden Hüttenbetriebes überall Eingang zu verschaffen. Mit Begeisterung setzte er unter anderm alle seine Kraft ein, als die Herstellung von nach besonderem Verfahren maschinell gewalzten schweren Schiffsankerketten vom Borsigwerk aufgenommen wurde, um die bis dahin in der ganzen Welt vorherrschende Hingley-Kette wenigstens in Deutschland aus dem Felde zu schlagen. Mehrere Jahre mußte er die größten Vorurteile bekämpfen, um der neuen Kette die Gleichberechtigung zu sichern und den schweren Wettbewerb mit den Engländern zu bestehen. Sein froher Mut, seine bejahende Natur halfen ihm aber, alle Schwierigkeiten zu überwinden, und häufig wurde er berufen, in Fragen ernstester Bedeutung vermittelnd einzugreifen.

Diese selbst während seiner langen Krankheit kaum unterbrochene geschäftliche Tätigkeit als Direktor von A. Borsig, Berg- und Hüttenverwaltung, war indessen kein Hindernis, daß er andere wichtige Aufgaben zu lösen übernahm. Als im Jahre 1910 in deutschen Gasfachkreisen die Notwendigkeit erkannt wurde, die Errungenschaften der Gasverwendung nachdrücklicher als bisher zu betonen und diese Aufgabe einer neu zu schaffenden Gesellschaft, der Zentrale für Gasverwertung e. V., zu überweisen, entsprach Max Krause, der schon seit Jahren als Mitglied des Aufsichtsrates der Deutschen Continental-Gasgesellschaft in Dessau dem Gasfach nahestand, bereitwillig einem Wunsche, den Vorsitz des geschäftsführenden Ausschusses der Zentrale zu übernehmen. In dieser Stellung hat er durch das Gewicht seiner tatkräftigen Persönlichkeit bei der Lösung vieler neuartigen Aufgaben entscheidend mitgewirkt und der Vereinigung bei allen großen Unternehmungen die Wege geebnet. So ist ihm in erster Linie zu danken gewesen, daß durch Zusammenwirken mit den deutschen Frauen die Ausstellung „Die Frau in Haus und Beruf“, Berlin 1912, und die Deutsche Ausstellung „Das Gas“, München 1914, so erfolgreich durchgeführt wurden. Seiner Tätigkeit mit ist es zu verdanken, daß die Bedeutung des Gases eine deutlich wahrnehmbare Mehrung erfuhr, was besonders in den Kriegsjahren sich bemerkbar machte, als zahlreiche Stellen der Behörden wie der Heeresverwaltung fortgesetzt bei der Ausnutzung des Gases für die verschiedensten Zwecke sowie bei der Beurteilung von Maßnahmen im Rahmen der deutschen Kriegswirtschaft die Mitarbeit der Zentrale für Gasverwertung und den Rat ihres Vorsitzenden in Anspruch nahmen.

Mit großem Erfolge war Max Krause aber auch bei Unternehmungen tätig, die das Gemeinwohl insbesondere der Fachwelt zu heben bestimmt sind. So hat er unermüdlich und selbstlos die Jubiläumstiftung der deutschen Industrie ge-

fördert, die bei der Hundertjahrfeier der Technischen Hochschule zu Berlin am 19. Oktober 1899 ein Kapital von 1 500 000 *M* zum Zweck einer dauernden Förderung der technischen Wissenschaften übergeben konnte.

Als im Jahre 1903 auf der Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in München das Deutsche Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik gegründet wurde, berief der Vorstand des Museums Max Krause in den Ausschuß, wo er sich von 1907 bis 1913 als Schriftführer und Mitglied des Vorstandsrates große Verdienste durch die bewußte Pflege freundschaftlicher Beziehungen zwischen den wissenschaftlich-technischen Kreisen Münchens und Berlins erworben und unter anderm auch die Stiftung des Modells der 1868 von A. Borsig errichteten ersten deutschen Siemens-Martin-Anlage sowie der getreuen Nachbildung der ersten Watt'schen Dampfmaschine mit Kondensation und Drehbewegung aus dem Jahre 1788 vermittelt hat.

Dem Verein deutscher Ingenieure und dessen Berliner Bezirksverein gehörte Max Krause seit 1882, dem Vorstände des Berliner Bezirksvereines von 1895 bis 1906 ununterbrochen an, und in den Jahren 1900 bis 1902 sowie im Jubeljahr 1906 führte er den Vorsitz; von 1897 bis 1910 vertrat er den Bezirksverein im Vorstandsrat. An zahlreichen Vereinsarbeiten hat er sich lebhaft beteiligt, so an den Bestrebungen für die Schulreform und Schaffung einer technischen Mittelschule in Berlin. Hervorragend war er tätig bei der Beratung der neuen Satzungen. Die Höhe seiner Vereinstätigkeit bildeten aber die Arbeiten zur Feier des 50 jährigen Bestehens des Vereines im Jahre 1906. Seiner nie ermüdenden Emsigkeit, seinem Geschick ist in erster Linie der harmonische Verlauf dieser Festlichkeit sowie der bald darauf folgenden Jubelfeier des Berliner Bezirksvereines zu verdanken. In Anerkennung seiner Verdienste um den Bezirksverein wurde er bei dieser Gelegenheit zu dessen Ehrenmitglied ernannt.

In den letzten Jahren widmete Krause, der inzwischen zum Geheimen Baurat ernannt war, seine Kräfte vornehmlich dem Verein für Gewerbleiß, dessen zweiter stellvertretender Vorsitzender er seit 1908 war und der ihn 1914 zu seinem ersten stellvertretenden Vorsitzenden wählte. Unvergeßlich werden jedem Teilnehmer der Stiftungsfeste die humorvollen, zu Herzen gehenden Ansprachen bleiben, die er bei diesen Gelegenheiten zum Besten der Armen hielt.

Gekrönt wurde schließlich seine Tätigkeit im Verein für Gewerbleiß durch die Beratungen von Kriegsmaßnahmen der deutschen Industrie, die wesentlich mit auf seine Anregung im Technischen Ausschuß stattfanden und ihm unvergeßlichen Dank der deutschen Kriegswirtschaft sichern. In Anerkennung dieser Ver-

dienste ernannte ihn der Verein für Gewerbleiß noch im März dieses Jahres zu seinem Ehrenmitgliede.

Vom Verein deutscher Ingenieure zum Mitglied des Kuratoriums der Hilfskasse für deutsche Ingenieure seit 1899 berufen, fand er reiche Gelegenheit, notleidenden Fachgenossen und deren Angehörigen mit Rat und Tat beizustehen. Unermüdlich war er besorgt, seiner außergewöhnlichen Herzensgüte folgend, notleidenden Mitgliedern zu helfen und auf Mittel und Wege zu sinnen, unverschuldetes Unglück zu bannen. Als sich infolge des Weltkrieges die Ansprüche an die Hilfskasse außerordentlich steigerten, wurde auf seine Anregung die Kriegshilfskasse gegründet, deren von der Industrie reichlich gespendete Hilfsmittel in erster Linie seinen persönlichen Bemühungen zu verdanken sind.

In der Schiffbautechnischen Gesellschaft, deren Mitglied Krause seit ihrer Gründung war, hat er in den geschäftlichen Sitzungen oftmals das Wort ergriffen. Er hat auch auf der Hauptversammlung im Jahre 1908 einen mit großem Beifall aufgenommenen Vortrag „Über Borsigketten und Kenterschäkel“ gehalten und uns beim frohen Mahle durch manchen launigen Trinkspruch erfreut.

Ein sonniges Heim, sinnig von ihm „Waldfrieden“ genannt, geschmückt mit ausgewählten Kunstgegenständen, verschönt durch eine liebevolle Gattin, bot unserm Freund Erholung von den Mühen des Tages, gab ihm Gelegenheit, im engen Kreise seine Freunde gastlich zu empfangen und die Bande der Jugendfreundschaft fester zu knüpfen.

Mit Geduld und frohem Mut, hoffnungsfreudig bis zum letzten Tage, ertrug er während sieben Monate das schwere Leiden, von dem ihn ein sanfter Tod am Morgen des 11. Juli 1918 erlöst hat.

So steht das Bild dieses lieben, gütigen, freundlichen Mannes vor uns, von dem man wohl behaupten darf, daß er keine Feinde hatte, und der durch seinen liebenswürdigen Humor, seinen schlagfertigen Witz, vor allem aber durch seine stetige Hilfsbereitschaft sich ein bleibendes Andenken in unsern Herzen gesichert hat.

OTTO KRETSCHMER

ist am 28. März 1849 in Frankfurt a. O. als Sohn des Uhrmachers Kretschmer geboren. Nach dem Besuch der Oberrealschule und Absolvierung der dortigen Gewerbeschule arbeitete er ein Jahr praktisch bei den Schiffbaumeistern Reuter & Ihms in Kiel. Im Jahre 1867 bezog er sechs Semester die Gewerbe-Akademie in Berlin bis zum Ausbruch des Krieges im Jahre 1870. Er genügte dann während

des Krieges seiner einjährigen Dienstpflicht bei der I. Werft-Division in Kiel und Danzig.

Nach dem Kriege war er bei der Norddeutschen Schiffbau-Aktiengesellschaft in Gaarden bei Kiel bis zum Jahre 1875 als Ingenieur tätig. Hierauf ging er zur Hamburg-Amerika-Linie, die ihn nach St. Thomas entsandte, wo er den Zusammenbau von Leichtern und kleinen Schleppern, die in Teilen dorthin gesandt waren, zu leiten hatte. Nach Beendigung dieser Arbeiten kam er im Jahre 1876 nach Berlin zurück und legte das inzwischen eingeführte Diplom-Examen ab. Er trat dann als Ingenieur-Aspirant bei der Marine ein und schied 1882 als Unteringenieur aus, um bei Friedr. Krupp in Essen als Konstrukteur zu wirken. Hier arbeitete er hauptsächlich unter der persönlichen Leitung des alten Herrn Krupp, um ein von diesem geplantes Projekt auszuarbeiten. Ende des Jahres trat er wieder in die Marine ein und legte nun bis zum Jahre 1906 die Baumeister-Laufbahn zurück, aus welcher er als Geheimer Marinebaurat des Reichs-Marineamts ausschied, um als Professor für praktischen Schiffbau an der Technischen Hochschule in Charlottenburg zu lehren. Im Jahre 1916 übernahm er während des Krieges wieder eine Betriebsdirektoren-Stelle auf der Reichswerft in Kiel, und in dieser Stellung ist er am 6. Dezember nach kurzem Krankenlager infolge eines Blutsturzes verschieden.

Kretschmer ist in umfangreicher Weise schriftstellerisch hervorgetreten. Er hat in der „Marine-Rundschau“ eine Reihe von Artikeln über die Bestimmung des militärischen Wertes der Kriegsschiffe veröffentlicht und in verschiedenen Zeitschriften über die von ihm eingeführte und gegen Angriffe aus der Praxis hartnäckig verteidigte Tetraeder-Schiffsform geschrieben. Seine hervorragendste Arbeit bildete das „Handbuch der Seemannschaft“, welches er zusammen mit dem Admiral Dick verfaßt hat, und das verschiedene Auflagen erlebte.

Seine Kollegen, die höheren Baubeamten der Kaiserlichen Werft in Kiel, widmeten ihm folgenden Nachruf:

„Wissenschaftlich und praktisch gleich bewährt, war er bis in die letzten Tage voll unermüdlicher Tätigkeit. In glühender Vaterlandsliebe hat er ungeachtet seines hohen Alters vor Jahresfrist seine reichen Erfahrungen nochmals in den Dienst seines geliebten Berufes gestellt. Auch er starb für das Vaterland.“

JOHANNES KRÖHL

ist am 28. Mai 1861 in Hamburg geboren, wo sein Vater Tischlermeister war. Er trat nach dem Besuch einer Privatschule als Lehrling in ein kaufmännisches Ge-

schäft. Da er vom Militärdienst befreit wurde, ging er bald nach seiner Ausbildung als Kaufmann ins Ausland und war seit dem Jahre 1883 in Westafrika für die Firma Woermann in Hamburg beschäftigt. Nachdem er diese Stelle eine Reihe von Jahren mit großem Geschick ausgefüllt hatte, wurde er als Vertreter der Deutschen Ost-Afrika-Linie nach Zanzibar gesandt. Auch hier hat er viele Jahre mit Erfolg und im Interesse des Deutschtums gewirkt. Die von ihm bewiesenen Fähigkeiten gaben Veranlassung, ihn zunächst als Prokurist und dann als Vorstandsmitglied in die Deutsche Ost-Afrika-Linie nach Hamburg zu berufen.

Als Vorstandsmitglied hat er dieser Gesellschaft bis zum Jahre 1916 angehört, um sich dann aus gesundheitlichen Rücksichten zurückzuziehen. Leider ist es ihm nicht lange vergönnt gewesen, im Ruhestand zu leben, denn schon am 18. August d. J. erlöste ihn ein sanfter Tod von seinem Leiden.

OTTO LIBBERTZ

ist am 28. Juni 1848 als Sohn des Mechanikers Libbertz in Hamburg geboren. Nach dem Besuch der Schule und längerer praktischer Arbeitszeit ging er zu seiner weiteren Ausbildung nach England. Von dort kehrte er Anfang der siebziger Jahre zurück, um als Ingenieur bei der Norddeutschen Werft in Kiel einzutreten.

1877 kam Libbertz als Oberingenieur zu der Dresdner Maschinenfabrik und Schiffswerft in Dresden, die der österreichischen Nordwest-Dampfschiffahrts-Gesellschaft gehörte. Nach wenigen Jahren wurde er Direktor und trat später in die Leitung der Gesellschaft ein, deren Generaldirektor er bis Ende der neunziger Jahre war. Um 1900 gründete er mit seinem Freunde Georg Howaldt das Stahl- und Walzwerk in Rendsburg. Ende 1906 zog er sich von den Geschäften zurück und lebte bei fortschreitender Erkrankung und schließlich völlig erblindet zurückgezogen in Hamburg, wo er nach längerem Leiden am 30. Oktober 1918 verstorben ist.

Er besaß den österr. Orden der Eisernen Krone, der ihm in den neunziger Jahren als Anerkennung seiner Verdienste um die Flußschiffahrt in Österreich verliehen worden war.

PAUL THE LOSEN

ist zu Eupen am 27. Mai 1877 geboren als Sohn des Fabrikbesitzers Hermann the Losen. Er besuchte zuerst das Gymnasium in Eupen und nach dem frühen Tode seines Vaters das in Köln, auf dem er die Reifeprüfung bestand.

Er widmete sich der kaufmännischen Laufbahn und verbrachte seine Lehrzeit bei der Société Commerciale Belge anciennement H. Albert de Bary & Cie., Antwerpen, diente dann als Einjährig-Freiwilliger bei dem Königs-Ulanen-Regiment (1. Hannoversches) Nr. 13 in Hannover, war später Prokurist des A. Schaaffhausen'schen Bankvereins A.-G. in Berlin, und von 1905 bis 1911 Direktor der Bergisch-Märkischen Bank in Düsseldorf. Nach seinem Austritt aus dieser Bank blieb er zu ihrer Rechtsnachfolgerin, der Deutschen Bank, als Mitglied des Ausschusses des Aufsichtsrates für die rheinisch-westfälischen Zweigniederlassungen in engen Beziehungen und widmete sich daneben der Verwaltung der kaufmännischen industriellen Unternehmungen, an denen seine Familie beteiligt war. So war er Mitglied des Grubenvorstandes der Gewerkschaft Constantin der Große, der Gewerkschaft Bruckdorf-Nietleben, Mitglied des Aufsichtsrates der Roddergrube, der Bergisch-Märkischen Industrie-Gesellschaft zu Barmen und vieler anderer industrieller Unternehmungen.

In seiner Eigenschaft als Rittmeister der Reserve seines Regiments nahm er am Kriege teil und erwarb sich anfangs 1915 als Bataillonsführer des Res.-Inf.-Regts. 65 in der Champagne-Schlacht das Eiserne Kreuz II. Klasse. Als im Sommer 1916 das X. Armeekorps zur Zeit der Brussilow-Offensive nach Wolhynien geschickt wurde, zog er sich eine heftige Lungenerkrankung zu. Dennoch blieb er bis anfangs 1917 im Felde und übernahm nach kurzer Erholungszeit die Leitung der Bergwerksverwaltung in Homécourt, Gouv. Metz, für das Kriegsministerium, Kriegsamt. Hier verschlimmerte sich durch den außerordentlich anstrengenden und aufreibenden Dienst sein Leiden derartig, daß er anfangs 1918 in der Schweiz (Arosa) Erholung suchen mußte. Wenn sich auch sein Befinden besserte, so mußte er doch seine Stellung in Homécourt zu dem aufrichtigen Bedauern seiner Vorgesetzten endgültig aufgeben, da sich herausgestellt hatte, daß seine Krankheit sehr ernster Natur war. Während er in den Sommermonaten auf dem Rigi weilte, trat eine solche Verschlimmerung ein, daß er am 24. August seinem Leiden erlag. Wir verlieren in ihm einen außerordentlich pflichttreuen und guten Patrioten.

HERMANN MAY

wurde am 8. Dezember 1842 in Zieserwitz geboren, welches seinem Vater, dem Rittergutsbesitzer August May, gehörte. Nachdem er die Schule verlassen hatte, erhielt er seine praktische Ausbildung in verschiedenen Werken Oberschlesiens. Beim Ausbruch des Krieges 1870 trat er in das Heer und wurde im Laufe des Feld-

zugés schwer verwundet. Er beendete später seine Dienstpflicht als Oberleutnant d. L.

Viele Jahre lang bekleidete der Verstorbene die Stelle eines Direktors der Katharina-Hütte und der Laura-Hütte in der Vereinigten Königs- und Laura-Hütte Aktiengesellschaft für Bergbau und Hüttenbetrieb. Nachdem er aus dem Vorstand dieser Gesellschaft ausgeschieden war, leitete er als Chef die Schlesische Blech-Industrie, aus welcher Tätigkeit er am 12. November 1917 durch den Tod abgerufen wurde. May ist nicht nur als Hüttdirektor rastlos und erfolgreich tätig gewesen, sondern hat sich auch in den Dienst des öffentlichen Wohles gestellt. So war er viele Jahre Mitglied des Kreis Ausschusses des Landkreises Kattowitz und der Stadtverwaltung von Laurahütte, die ihn als Dank für seine umfassende Tätigkeit zu ihrem Ehrenbürger ernannte. Auch der Staat hat seine Verdienste anerkannt und ihn durch die Verleihung des Roten Adler-Ordens III. Klasse ausgezeichnet. In allen von ihm übernommenen Ämtern und Ehrenstellungen hat May sein reiches Können, seine vielseitige Erfahrung und seine genaue Kenntnis der Bedürfnisse der Industrie zur Geltung gebracht. Auch für das Wohl seiner Untergebenen hat er stets in vorbildlicher Weise gesorgt. Seine schlesische Heimat wird ihm ein ehrendes und dankbares Andenken bewahren.

HEINRICH MEENDSEN-BOHLKEN

wurde am 23. Oktober 1854 zu Blexen i. Oldenburg geboren. Er besuchte die Realschule in Oldenburg i. Gr. und studierte auf den Technischen Hochschulen in Hannover und Karlsruhe. Als Bauführer war er auf der Reichswerft in Kiel tätig und dann als Baumeister im Bremer Staatsdienst, in dem er unter der Leitung von Oberbau-Direktor Franzius hervorragenden Anteil an der Weserkorrektur hatte. Im Jahre 1892 trat er in den Oldenburgischen Staatsdienst ein, in dem er bald die Stellung als Wege- und Wasser-Bauinspektor in Brake i. Oldenburg erhielt. Er entfaltete hier eine ebenso wichtige wie verdienstliche Tätigkeit. Sein Hauptwerk sind neben zahlreichen Sielanlagen die Hafengebäude in Brake i. Oldenburg. Als gründlicher Kenner der Wasserverhältnisse der Weser wurde Meendsen-Bohlken von den Behörden besonders geschätzt, die seine gutachtlichen Äußerungen bei Sielbauten, Wehranlagen usw. vielfach einholten.

Von seinen drei Söhnen diente einer als aktiver Seeoffizier auf einem Torpedoboot in Flandern, ein anderer auf einem U-Boot, und der jüngste fand als Leutnant auf den Schlachtfeldern des Westens den Heldentod.

Meendsen-Bohlken verschied am 13. März nach kurzer Krankheit an Lungenentzündung. Der hohe Grad der Wertschätzung und Verehrung, die dem Ver-

storbenen von allen Seiten entgegengebracht wurden, zeigte sich besonders bei seinem ungewöhnlich großen Leichenbegängnis.

ERNST PASCHKES

ist geboren am 31. Dezember 1869 in Hernalds, einer Vorstadt von Wien. Er besuchte eine dortige Volks- und Bürgerschule und ist dann in die Fachschule für Maschinenbau des K. und K. Technischen Gewerbemuseums, Sektion für Metallindustrie und Elektrotechnik, Wien, aufgenommen worden, welche Anstalt er in den Jahren 1884—87 besuchte. Dort erhielt er seine technisch-theoretische Vorbildung.

Nach Erlangung des Abgangszeugnisses hat er sich sofort der praktischen Tätigkeit im Maschinenbau zugewendet und arbeitete praktisch u. a. in der Waffenfabrik Steier, der Lokomotivfabrik Krauß in München und anderen bedeutenden österreichischen und deutschen Maschinenfabriken. Hierauf war er zwei Jahre im technischen Bureau eines Patentanwaltes in München tätig und kam von dort als Betriebstechniker zu der Firma Haniel & Lueg, Maschinenfabrik in Düsseldorf. Seine Tätigkeit dort bestand hauptsächlich im Entwerfen und Ausprobieren von Einrichtungen, Aufspannvorrichtungen, Herstellung von Spezialwerkzeugen usw., eine Tätigkeit, die nur von dem ausgeübt werden kann, der einen besonders praktischen Sinn und gutes Verständnis für das Bearbeitungswesen von Maschinenteilen verschiedenster Art besitzt. Diese Fähigkeit wurde auch sehr bald von dem damaligen Betriebsleiter des Hammerwerkes und der mechanischen Werkstätten, dem jetzigen Generaldirektor von Lauchhammer, Herrn Wiecke, erkannt, und er erwählte ihn bald zu seinem Assistenten. Nach dem Abgang des Herrn Wiecke von der Firma Haniel & Lueg als Direktor zum Oberbilker Stahlwerk in Düsseldorf berief er bald seinen Mitarbeiter Paschkes zu derselben Firma und übertrug ihm die Leitung der Schmiede und später der mechanischen Werkstätten dieses Werkes. Seine Abteilung befaßte sich vorzugsweise mit der Herstellung von Wagen- und Lokomotiv-Radsätzen, Bandagen, Preß- und Schmiedestücken für den Schiffbau.

Nach viereinhalbjährigem Wirken in dieser Stellung trat er zu der Firma Henschel & Sohn in Hattingen über, woselbst ihm die Neueinrichtung eines neuen großen Hammer- und Preßwerkes und der damit verbundenen mechanischen Werkstätten übertragen wurde. Nach eineinvierteljähriger Tätigkeit in diesem Werk trat er vor nunmehr 11 Jahren in die Dienste der Firma A. Borsig, Berlin-Tegel, als Oberingenieur und Leiter der Hammerschmiede.

Die Hammerschmiede der Firma Borsig hatte zwar damals schon einen sehr bedeutenden Umfang, befaßte sich aber hauptsächlich mit der Herstellung

von Stahl- und Schmiedestücken für den allgemeinen Maschinenbau und den Lokomotivbau. Er ging sehr bald daran, diese Werkstätten auf Grund seiner Erfahrungen auszubauen durch Angliederung einer Gesenkschmiede, durch Aufstellung von hydraulischen Pressen und Herstellung von Schiffs-Schmiedestücken, Rudern, Steven und Wellenleitungen, so daß die Firma Borsig sehr bald die meisten und größten Werften Deutschlands auch für diese Fabrikate zu ihren Kunden zählen konnte. Sein Wirkungskreis brachte ihn naturgemäß in dauernde unmittelbare Fühlung mit den mechanischen Werkstätten. Infolge seiner besonderen Materialkenntnis und der Kenntnis der rationellsten Bearbeitungsmethoden wurde er von diesen Werkstätten bei schwierigen Fragen stets zu Rate gezogen. Seine Anregungen und Vorschläge waren derart überzeugend, daß man sich entschloß, ihm sehr bald auch die mechanischen Werkstätten und später die Lokomotivmontage zu unterstellen. Er organisierte den Betrieb dadurch, daß er den Kleinmaschinenbau vom Großmaschinenbau vollkommen trennte und für den ersteren eine geradezu vorbildliche Reihenfertigung einführte.

Im Jahre 1911, also schon nach vierjähriger Tätigkeit bei der Firma A. Borsig, wurde er zum Betriebsdirektor ernannt, und es wurde ihm dadurch die Leitung der sämtlichen Betriebe, also auch der Kesselschmiede, der Eisen- und Metallgießerei einschließlich der Nebenbetriebe, des Neubaubureaus, der Magazine und des Rohmaterial-Bestellungswesens übertragen. Nur derjenige, der die Betriebe der Firma Borsig genau kennt, kann ermessen, welche Anforderungen an eine einheitliche Leitung der Werkstätten dieses Werkes gestellt werden müssen, weil es kaum noch ein zweites Werk im deutschen Reiche gibt, welches ein so vielseitiges Fabrikationsgebiet bearbeitet. Neben dem Bau von kleinsten Zentrifugalpumpen und Entstaubungsanlagen, auch dem Bau hochwertiger Hochdruckkompressoren, modernster Pumpen und Dampfmaschinen, von größten und modernsten Heißdampflokotiven, schwersten Schiffs-Steven und -Rudern sowie ganzen Schiffs-Wellensträngen, Turbinenscheiben und geschmiedeten Trommeln, hydraulischen Pressen der größten Art von einer Stelle aus im Betriebe zu leiten und zu großem Erfolge zu bringen, dazu gehört eine besondere Erfahrung und Kenntnis der Betriebsverhältnisse, der Bearbeitungsmethoden und gleichzeitig ein Organisations-talent.

Vorbildlich war seine Tätigkeit und sein Eifer bei Beginn und während der langen Dauer des Krieges. Als einer der Ersten war er auf dem Plane und richtete die für die Herstellung von Geschossen und Zündern notwendigen Werkstätten mit Hilfe der ihn besonders kennzeichnenden raschen Entschlußfähigkeit ein.

Er entzog sich niemals den seitens der Heeresverwaltung und der Reichsmarine an die Firma A. Borsig gestellten vielseitigen Anforderungen, welche, wie allgemein bekannt sein dürfte, sehr oft und leider in sehr kurzen Zeitspannen eine nicht unbedeutende Umwälzung und Umgruppierung der Einrichtungen und der Organisation in den Werkstätten notwendig machten und demgemäß oft mit ungeheuren Schwierigkeiten verbunden waren. Stets war er von dem Bewußtsein beseelt und predigte dies auch dauernd seinen Beamten und Arbeitern, daß es ebenso notwendig ist, für diejenigen, die hinter der Front geblieben sind, alles herzugeben, was das Vaterland von ihnen fordert. Die Firma A. Borsig hat unter seiner Mitwirkung während des Krieges zwei neue Stahlwerke, Martin-Öfen, Tiegelöfen, Elektro-Öfen und Walzwerke aufgestellt, eine Kanonenfabrik gebaut und einen großen Teil der hierzu notwendigen Einrichtungen und Maschinen selbst hergestellt, weil es immer schwieriger wurde, diese Einrichtungen in der notwendigen Zeit anderorts zu beziehen.

Je größer die Schwierigkeiten waren und je größer die Anforderungen, die an ihn gestellt wurden, desto größer war sein Mut. Neben beinahe allen Arten von Geschossen für Heer und Marine, beginnend mit vielen Millionen Kugel-Handgranaten, mit Geschossen von 7,7 bis 42 cm, mehreren Arten von Zündern, Torpedoausstoßrohren, beinahe 200 hydraulischen Pressen und Pumpen mit sämtlichen zugehörigen Nebenapparaten zur Herstellung von Geschossen und sonstigen Munitionsmaterial wurde ein großer Teil von Einrichtungen zur Herstellung von Salpeter und Pulver für die größten von der deutschen und der k. u. k. österreichischen Heeresverwaltung erbauten Anlagen unter seiner Leitung während des Krieges neu hergestellt und geliefert. So kam es, daß die Arbeiterzahl um das Doppelte stieg und damit auch, wie jedem Betriebsmann genügend bekannt ist, progressiv die Schwierigkeiten im Betriebe. Alles dies schreckte ihn nicht ab, und immer weiter trieb ihn seine Schaffensfreude und sein Pflichtbewußtsein der Firma und dem Vaterlande gegenüber. Aber auch auf die Zeit nach dem Kriege war er bedacht, und mit der gleichen Begeisterung und Freude bereitete er sich auf den Kampf vor, der der heimischen Industrie dann erwachsen wird, um ihr das wiederzugewinnen, was uns die Neider für alle Zeiten entreißen wollen, die Vorherrschaft des deutschen Maschinenbaues auf dem Weltmarkt.

Gestählt durch die harte Schule des Lebens und ermutigt durch die Erfolge, streng gegen sich selbst, streng und unermüdlich aber und gleichzeitig gerecht gegen seine Untergebenen, dabei aber voll Freude und Zuversicht, lebensfroh, immer rat- und hilfsbereit gegen jeden Beamten und Arbeiter, war er wahrlich einer der besten Heimarbeiter.

Gelegentlich der von der Firma A. Borsig im Werk Tegel veranstalteten sehr würdigen Trauerfeier wurde die Tätigkeit und das Wirken von Ernst Paschkes von drei verschiedenen Stellen anerkannt und gewürdigt, und zwar von seinem Chef, seinen Kollegen und seinen Arbeitern.

Herr Geheimrat Ernst v. Borsig charakterisierte den Verstorbenen mit folgenden Worten:

„Kein Mann des Wortes, ein Mann der Tat, hat er — fast möchte ich sagen, intuitiv — stets die richtigen Wege eingeschlagen, die zum Erfolge der Firma führen mußten. Mit unermüdlichem Fleiß und Energie hat er die Ziele verfolgt und fast immer erreicht, die er sich gesetzt hatte. Großes hat ihm die Firma Borsig zu verdanken.“

„Der Erfolg galt ihm alles, das Wort, die Phrase nichts, halbe Art haßte er, er kannte nur Ganzes. In jeder Zeit und in jedem Augenblick stand ihm die Sache über der Person. Große, oft unerhörte Anforderungen stellte er an die Leistungen seiner Mitarbeiter, rastlos vorwärts strebend auf hindernisreicher Bahn, alle Vorwärtstrebenden zusammenzuschließen, für seine Gedanken zu begeistern und damit schon den Erfolg zu sichern. Neben diesen Führeigenschaften standen, heller vielleicht noch, die des edlen Menschen, des treuen Kollegen, des gerechten, stets auf das beste Wohl aller seiner Untergebenen bedachten Vorgesetzten. Niemals ging ein Bedürftiger ohne wirklichen Rat, ohne helfende Tat von ihm.“

So schildert ihn sein langjähriger Mitarbeiter und jetziger Nachfolger.

Ein Vertreter der Arbeiterschaft ruft ihm nach:

„Ich habe noch niemals einen Vorgesetzten gehabt, der so wie der Verstorbene ein Herz nicht allein für jeden Beamten, sondern auch für jeden Arbeiter gehabt hat. So wird der Verstorbene stets in dem Andenken der Arbeiter weiterleben.“

ERNST POTYKA

wurde am 10. Mai 1866 als Sohn des Apothekenbesitzers Dr. Potyka in Gleiwitz geboren. Er legte nach Besuch des Gymnasiums im März 1886 das Abiturienten-Examen in Neustadt O.-Schles. ab. Nachdem er seiner Militär-Dienstpflicht bei dem Garde-Pionier-Bataillon in Berlin genügt und mit dem Qualifikationsattest zum Reserveoffizier entlassen war, arbeitete er praktisch bei der Stettiner Maschinenbau A. G. „Vulkan“. Er studierte dann 9 Semester an der Königlichen Technischen Hochschule in Berlin.

Seine erste Schiffbau-Ingenieurstelle bekleidete er 2½ Jahre lang beim Norddeutschen Lloyd in Bremen, worauf er in gleicher Eigenschaft bis Januar 1896 bei der Rickmers, Reismühlen, Reederei und Schiffbau A. G. in Bremerhaven tätig war. Sein Vorwärtstreben und der Wunsch, sich auf einem ersten deutschen Werke beschäftigen zu können, veranlaßten ihn, als Betriebsingenieur bei der Firma F. Schichan in Elbing einzutreten, woselbst er 4 Jahre verblieb. Während dieser Zeit leitete er hauptsächlich den Bau von Torpedobooten. Sechs Jahre war er weiterhin bei der Germania-Werft in Kiel tätig, wo er nicht nur den Bau von Torpedobooten, sondern auch den von Panzerschiffen, u. a. des Linienschiffes „Braunschweig“ leitete. In dieser Stellung war er an dem Bau eines — wohl des ersten — Unterseebootes für die deutsche Marine beteiligt. Er trat darauf zu den Howaldt-Werken in Dietrichsdorf bei Kiel über und erbaute dort die Linienschiffe „Helgoland“ und „Kaiserin“ sowie den kleinen Kreuzer „Rostock“.

Von Januar 1913 bis zu seinem Tode war er bei den Vulkanwerken in Stettin beschäftigt. Hier hat er außer S. M. Jacht „Hohenzollern“ Torpedoboote, Minen- und Personendampfer gebaut, und während des Krieges Reparaturen an Kriegsschiffen aller Art ausgeführt. Seine Pflicht, zur Verteidigung des Vaterlandes beizutragen, hat er damit in reichem Maße erfüllt, und seine Leistungen sind auch durch die Verleihung des Verdienstkreuzes anerkannt worden. Die Anstrengungen, die er hierbei auf sich nehmen mußte, haben dazu beigetragen, daß sich diese arbeitsreiche Natur früher erschöpft hat, als es sonst vielleicht eingetreten wäre. Potyka starb am 23. April im 52. Lebensjahre, tief betrauert von seinen zahlreichen Freunden und Bekannten.

GOTTHOLD PRUSSE

wurde am 6. August 1871 als Sohn eines Pastors in Groß-Peiskerau, Kreis Ohlau, geboren. Er erhielt seine Schulbildung auf dem Realgymnasium in Frankfurt a. O., das er mit dem Zeugnis der Reife im Frühjahr 1890 verließ.

Nachdem Prusse bis zum Oktober 1890 auf der Kaiserlichen Werft zu Kiel als Schiffbaueleve praktisch gearbeitet hatte, wandte er sich dem Studium des Schiffbaus an der Kgl. Technischen Hochschule in Charlottenburg zu. Nach Vollendung seiner Studien genügte er seiner militärischen Dienstpflicht und nahm unmittelbar darauf eine Stellung als Konstrukteur im Schiffbaubüro des Stettiner „Vulcan“ an. Nachdem er darauf einige Zeit auf der Germaniawerft tätig gewesen war, ging er als technischer Hilfsarbeiter zur Kaiserlichen Werft in Kiel, von der er nach zweijähriger Tätigkeit wieder in die Dienste der Germaniawerft zurückkehrte. Dieser gehörte er fast bis zu sein Lebensende an.

Als die Werft im Jahre 1902 den Unterseebootsbau aufnahm, wurde Prusse mit der Leitung der schiffbaulichen Arbeiten an dem ersten kleinen Versuchsboote und später an den ersten U-Booten für Rußland und für die Kaiserlich Deutsche Marine betraut. Als Bürochef der schiffbaulichen Abteilung des Unterseebootsbaues war Prusse an Entwurf und Bau aller auf der Germaniawerft konstruierten Unterseeboote hervorragend beteiligt, bis ihn im Jahre 1912 ein Nervenleiden zwang, diese Stellung aufzugeben.

Nach seiner Genesung nahm Prusse im Sommer 1914 seine Tätigkeit auf der Germaniawerft wieder auf. Mit Sonderaufgaben auf dem Gebiete des Unterseebootsbaues beschäftigt, leistete er der Werft bis zu seinem Ausscheiden am 1. Juli 1916 weiter wertvolle Dienste.

Mit der Fertigstellung des ersten Untersee-Frachtschiffes „Deutschland“ trat er in den Dienst der Deutschen Ozean-Reederei G. m. b. H., Bremen über, um in Amerika die sorgfältige Rechnungen erfordernde Leitung der Beladung der Handelsunterseeboote zu übernehmen. Seine Überfahrt führte er an Bord der „Deutschland“ aus, deren Beladung er zweimal leitete.

Zeitungsnachrichten zufolge, die durch einen späteren Privatbrief ihre Bestätigung fanden, verstarb er in Baltimore am 18. September v. J.

Prusse war ein außerordentlich begabter und sehr sicher rechnender Ingenieur, der theoretisches Wissen und praktischen Blick in glücklicher Weise vereinigte, Eigenschaften, die seiner Firma bei der Entwicklung des Unterseebootsbaues von großem Nutzen waren. Im Umgang stets liebenswürdig und verbindlich, war er bei Vorgesetzten und Untergebenen gleich beliebt. Alle, die ihn kannten, werden sein Andenken hoch in Ehren halten.

WILHELM SCHEEL

ist am 27. Mai 1874 in Hamburg als Sohn des Bankbeamten Johannes Scheel geboren. Er besuchte das Realgymnasium des Johanneums in Hamburg und erhielt die Berechtigung zum einjährig-freiwilligen Militärdienst. Nach seiner praktischen Lehrzeit auf der Reiherstieg-Schiffswerft fuhr er mehrere Jahre als Maschinist in der Hamburg-Amerika-Linie zur See. Er besuchte darauf das staatliche Technikum und die Schiffsmaschinenbauschule in Hamburg und erhielt von beiden das Reifezeugnis.

Inzwischen genügte er seiner Dienstpflicht in der Kaiserlichen Marine, in der er nach Ableistung der vorgeschriebenen Übungen zum Marine-Ingenieur d. R. ernannt und später noch zum Oberingenieur befördert wurde.

Nach dem Besuche der Schiffsmaschinenbauschule trat Scheel in die Dienste der Schiffswerft von Blohm & Voss, bei welcher ihm nach kurzer Tätigkeit im Bureau als Betriebsingenieur für Schiffsmaschinenbau die Bordmontage und die Verhandlungen mit der Kaiserl. Marine bei der Ablieferung der Kreuzer, Torpedoboote und U-Boote übertragen wurden. Mit diesen Verhandlungen war er während des Krieges dauernd in Kiel tätig, bis ihn am 24. Oktober d. J. eine schwere Lungenentzündung vorzeitig seinem geliebten Beruf entriß.

LUDWIG SCHMITT

wurde am 24. Dezember 1875 in Rüsselsheim geboren, wo sein Vater Kaufmann war. Er besuchte die Realschule in Mainz und diente sein Jahr als Einjährig-Freiwilliger beim Hessischen Train-Bataillon in Darmstadt ab. Zuerst war er im kaufmännischen Bureau der A.E.G. in Duisburg tätig und trat von hier im Jahre 1907 als Prokurist in das „Sachsenwerk“ in Niedersedlitz ein. Im November 1907 wurde er von diesem als kaufmännischer Direktor erwählt. Seit ungefähr zwei Jahren kränklich, verstarb er am 27. April 1918 plötzlich am Herzschlag.

JULIUS SCHNELL

wurde am 22. Dezember 1847 in Cassel geboren und besuchte dort auch die Schule. In den Jahren 1864—1866 bezog er das damalige kurfürstliche Polytechnikum in Cassel, welches wie die gleichartigen Anstalten in Karlsruhe und Berlin den Studierenden die Staatsbeamtenlaufbahn erschloß.

Vom Oktober 1867 bis Oktober 1868 diente Schnell als Einjährigfreiwilliger bei der 2. leichten Fußbatterie des Hessischen Feldartillerie-Regiments Nr. 11 in Cassel. Er machte den Krieg von 1870—1871 mit und nahm an verschiedenen Gefechten und Schlachten teil. Vom Dezember 1870 bis zum Juni 1871 war er zur Gouvernements-Intendantur in Metz und später zur Intendantur des 15. Armeekorps als Assistent kommandiert.

Nach dem Kriege kam er zur Maschinenfabrik von Henschel & Sohn in Cassel und dann zu den Reparaturwerkstätten des Norddeutschen Lloyd in Bremen und Bremerhaven, in denen er 2½ Jahre praktisch arbeitete. Nachdem er noch 2 Jahre im technischen Bureau des Norddeutschen Lloyd als Konstrukteur tätig war, leitete er 9 Jahre lang den Betrieb der Werkstätten und der Dockanlagen dieser Gesellschaft. Im Jahre 1881 trat er in die Dienste der Franz Haniel & Cie. G. m. b. H. in Duisburg-Ruhrort. Hier bekleidete er zuerst eine Stellung als Ingenieur, rückte dann zum Oberingenieur auf und erhielt schließlich die Pro-

kura. In der langen Zeit seiner erfolgreichen Tätigkeit bei der genannten Firma oblag ihm die selbständige Erledigung aller technischen Angelegenheiten der umfangreichen Reederei. In rastloser Tätigkeit ist es ihm gelungen, durch wirtschaftliche Betriebsverbesserungen sich in der ganzen Rheinschiffahrt eine maßgebende Stimme zu verschaffen.

Der Minister für Handel und Gewerbe berief Schnell in die Kommission zur Ausarbeitung einheitlicher Dienstvorschriften für Kessel- und Maschinenwärter im Land- und Schiffahrtsbetriebe. Auch in die Kommission zur Verminderung der Rauchplage der Rheindampfer wurde er gewählt und erwirkte als Vorsitzender des Ruhrorter Dampfkessel-Überwachungsvereins die Überlassung dessen Lehrheizers an die kleinen Reedereien.

Schnell gehörte außer unserer Gesellschaft auch dem Kolonialverein und dem Verein Deutscher Ingenieure als Mitglied an, in letzterer Eigenschaft war er Beisitzer in der Deutschen Dampfkessel-Normen-Kommission, und in der Westfälischen Binnenschiffahrts-Berufsgenossenschaft bekleidete er das Amt eines zweiten Vorsitzenden. Im Laufe der Jahre wurde er in verschiedene Schiffahrtskommissionen abgeordnet und war in Rheinschiffahrts-Angelegenheiten vielfach Gutachter der Gerichte, der Handelskammern und der Schiffahrtsgesellschaften. In allen vorgenannten Vereinen und Körperschaften hat sein Tod eine schmerzliche Lücke hinterlassen.

JOSEPH STAMMEL

wurde am 27. Mai 1842 als Sohn des Schiffkapitäns Paul Stammel zu Köln a. Rhein geboren, wo er vom 6. bis zum 14. Jahre die Schule von St. Martin besuchte. Von 1856 bis 1859 war er Lehrling in der Maschinenbauanstalt von A. Liesegang und bezog anschließend bis zum Jahre 1861 die Gewerbeschule seiner Vaterstadt. Nachdem er von 1861—62 auf dem technischen Büro der Maschinenfabrik Weber, Berlin, tätig war, trat er als Freiwilliger bei der Norddeutschen Marine ein und machte auf S. M. S. „Gazelle“ eine Reise um die Welt als Obermaschinistenmaat.

In den Jahren 1865 bis 68 war er in der Maschinenfabrik von Wätjen & Co. in Bremen, bei Dubs & Co. und bei den Locomotiv-Works in Glasgow, sowie bei Caird & Co., Greenock, als Maschinenbauer tätig. Im Jahre 1868 trat er bei der Hamburg-Amerika-Linie als Maschinistenassistent ein, diente während des Krieges 1870/71 freiwillig als Maschinist bei der Norddeutschen Marine und kehrte nach Friedensschluß zur Hamburg-Amerika-Linie zurück. Infolge seiner besonderen

Fähigkeiten und seines großen Fleißes avancierte er rasch und wurde bereits im Jahre 1873 zum ersten Ingenieur auf dem Postdampfer „Frisia“ befördert.

Nach vielen glücklichen und schnellen Reisen auf der Linie Hamburg-New York verließ er im Jahre 1881 die H.A.L., um beim Büro Veritas die Stelle als Maschineninspektor zu übernehmen, von der er erst im hohen Alter von 74 Jahren 1916 zurücktrat. Während dieser Zeit bot sich ihm Gelegenheit, seine Erfahrungen im Schiff- und Schiffsmaschinenbau zu verwerten und zu vermehren. Durch sein vornehmes und zurückhaltendes Wesen gewann er sich allseitiges Vertrauen, so daß sein Rat von Reedern und Fachkreisen oft und gern eingeholt wurde. Großes Interesse brachte er stets Neuigkeiten, besonders dem Ausbau der Dieselmotore für Seeschiffe, bis zu seinem am 3. Januar 1918 erfolgten Tode entgegen.

Der Verstorbene war u. a. beeidigter Sachverständiger der Handelskammer, Beisitzer beim Seeamt, und Mitglied der Prüfungskommission für Seemaschinisten zu Hamburg. Nach 25jähriger Tätigkeit bei der Prüfungskommission ehrte ihn das Hamburger Seeamt durch Verleihung eines Portugalesers. In Bekannten- und Fachkreisen wird ihm ein ehrendes Andenken bewahrt bleiben.

CARL TONNE

ist am 7. Mai 1842 als Sohn des Kaufmannes und Schiffseigners Gustav Tonne zu Magdeburg geboren. Nach Absolvierung der dortigen Handelsschule und einer dreijährigen Lehre trat er in das väterliche Geschäft ein, welches er später in Gemeinschaft mit seinem Vetter übernahm. Nach dem Tode des letzteren wurde die Firma „Gebrüder Tonne“ aufgelöst und der gesamte Schiffspark an die damalige Aktiengesellschaft „Vereinigter Elbe- und Saale-Schiffer“ verkauft, die später in die „Vereinigte Elbeschiffahrts-Gesellschaften A.-G. zu Dresden“ aufging.

Den Feldzug 1866 machte Tonne als Leutnant mit, während er 1870 in Magdeburg eine Gefangenen-Kompagnie unter sich hatte.

Seit der Gründung der Vereinigten Elbe-Schiffahrts-Gesellschaften ist Tonne, der inzwischen zum Kommerzienrat ernannt und Mitglied der Magdeburger Handelskammer sowie Aufsichtsrat verschiedener Aktiengesellschaften war, nur noch ehrenamtlich tätig gewesen. Besonders segensreich wirkte er als Vorsitzender des Vorstandes der Elbschiffahrts-Berufgenossenschaft, der er seit ihrem Bestehen vom Jahre 1886 ab bis zum Jahre 1915 als Vorsitzender und dann als Mitglied des Vorstandes angehört hat. Die Entwicklung der Elbschiffahrt hat diesem verdienstvollen Manne außerordentlich viel zu verdanken.

OTTO WICHMANN

wurde am 25. Juni 1839 als Sohn des Fabrikanten N. D. Wichmann, Inhaber der Firma Reese & Wichmann, Schokoladenfabrik, in Hamburg geboren, besuchte bis zum 15. Lebensjahre das dortige Gymnasium und war dann als Maschinenbauer-Lehrling in der Maschinenfabrik von Janßen & Schmilinsky auf Steinwärdener bei Hamburg tätig. Nach Beendigung seiner Lehrzeit fuhr er einige Jahre auf Dampfern der Hamburg-Amerika-Linie als Maschinist und trat darauf in das Geschäft seines Vaters ein.

Am 1. November 1880 kaufte er die Alster-Dampfschiffe, die er vom 15. Juli 1908 ab persönlich verwaltete, und in deren Besitz er bis zu seinem am 23. Juni 1918 erfolgten Tode verblieb. Vom 20. Januar 1866 bis zur Auflösung des Hamburger Bürger-Militärs diente er als Jäger in dem Jäger-Bataillon.

Otto Wichmann war allen die Alster befahrenden Hamburgern ein wohlbekannter Mann.

CARL WIETHAUS

ist in Limburg (jetzt Hohenlimburg) a. d. Lenne am 29. Juli 1842 als Sohn des dortigen Kreisrichters Carl Wiethaus geboren. Nach Absolvierung der Schule ging er 1859 zur Hochschule nach Karlsruhe, wo er bis 1862 Maschinenbau sowie Hüttenfach studierte. Dann war er ein Jahr Volontär in der Maschinenfabrik von Fétu-Deliège (jetzt Société anonyme Fétu Defize) in Lüttich und anschließend als Betriebsassistent bei John Cockerill in Seraing bei Lüttich.

Im Jahre 1867 trat er beim „Phönix“ in Ruhrort ein, war dort zunächst Assistent und wurde bald Fabrikations-Chef des Puddel- und Walzwerks. Beim „Phönix“ verblieb er bis 1872 und nahm dann die Stelle des Technischen Direktors beim Aachener Hütten- und Aktienverein „Rothe Erde“ an. Später kam er zu der Westfälischen Drahtindustrie (damals noch Westfälischer Drahtindustrie Verein, vorher Hobrecker, Witte und Herbers) und zwar ebenfalls als Technischer Direktor. Er leitete dieses Werk von 1894 ab als Generaldirektor bis zu seinem Ausscheiden im Jahre 1910, wo er in den Aufsichtsrat der Gesellschaft gewählt wurde, welches Amt er bis zu seinem Tode bekleidete.

Sein Interesse für das Aufblühen der Stadt und des Kreises Hamm bestätigte er dadurch, daß er sich längere Jahre zum Stadtverordneten und zum Kreisausschußmitglied wählen ließ. Er gehörte auch zum Vorstand des Vereins zur Schiffbarmachung der Lippe sowie zum Bezirks-Eisenbahnrat Hannover. Ferner führte er den Vorsitz in zwei Drahtseilverbänden und der Drahtkonvention.

Er gehörte endlich zum Vorstand der Nordwestlichen Gruppe des Vereins Deutscher Eisen- und Stahlindustrieller sowie zum Vorstand des Vereins zur Wahrung der gemeinsamen wirtschaftlichen Interessen in Rheinland und Westfalen.

Als begeisterter Bismarckverehrer war er lange Jahre Vorsitzender des Kreiswahlkomitees des Kreises Hamm-Soest der nationalliberalen Partei. Im Interesse der Stadt Hamm und im besonderen der Arbeiterschaft beteiligte er sich an der Begründung und dem Ausbau des Sol- und Thermalbades Anfang der 80er Jahre, deren Aufsichtsratsvorsitzender er lange Jahre war. Ferner wurde er 1910 in den Verwaltungsrat der Berliner Handelsgesellschaft gewählt, dem er auch bis zu seinem Tode angehörte.

Seit Juli 1910, nach seinem Ausscheiden aus der Westfälischen Drahtindustrie, verlegte er seinen Wohnsitz nach Bonn, wo er sich in allen Kreisen der höchsten Achtung erfreute.

CARL ZIESE.

Geheimer Kommerzienrat Dr.-Ing. Carl Ziese ist in seinem siebzigsten Lebensjahre am 15. Dezember 1917 nach kurzer Krankheit in Elbing sanft entschlafen. Mit ihm ist ein hochbegabter Konstrukteur, ein Großer der deutschen Schiffbauindustrie, dahingegangen.

Die Zieses gehören zu den alteingesessenen, Landwirtschaft betreibenden Familien des Bezirkes Angeln im Herzogtum Schleswig. Auch der Vater von Carl Ziese entstammte diesen Kreisen, er besaß eine Maschinenfabrik in Moskau. Dort wurde Carl Ziese am 2. Juli 1848 geboren. Schon als Kind von 10 Jahren verlor er seinen Vater durch die Folgen eines Betriebsunfalles in dessen Fabrik. Die Mutter veräußerte die Fabrik und kehrte mit ihren fünf Kindern nach Deutschland zurück, wo sie sich in Kiel niederließ. Hier besuchte Carl Ziese die Privatschule von Dr. Meyer, in welcher ein vorzüglicher Realunterricht erteilt wurde.

Damals kannte man das Elevenjahr noch nicht, und so trat Ziese auf drei Jahre als Lehrling in die Maschinenfabrik von Schwefel & Howaldt in Kiel ein. Hier ist er nacheinander in der Modelltischlerei und Gießerei, der Schmiede und Kesselschmiede, der Schlosserei und Dreherei und zuletzt in der Montage beschäftigt gewesen. Die Fabrik baute alle Maschinen, welche die Norddeutsche (jetzige Fr. Krupp-Germania-) Werft in Gaarden bei Kiel für ihre Schiffe nötig hatte. Diese strenge aber durchaus fruchtbringende Lehrzeit hat Ziese die in seinem späteren Leben immer wieder mit aller Energie verteidigte Ansicht beigebracht, daß ein tüchtiger Konstrukteur unbedingt eine längere praktische Tätigkeit durchmachen müsse.

Während seiner Lehrjahre nahm Ziese fleißig Privatunterricht, in erster Reihe betrieb er Englisch und Französisch, daneben vertiefte er sich in die Naturwissenschaften und Mathematik. Seine treusorgende Mutter hielt auch darauf, daß er sein künstlerisches Zeichentalent weiter ausbildete und ließ ihn Sonntags bei dem bekannten schleswig-holsteinischen Landschaftsmaler Wolperding unterrichten.

Nach beendeter Lehrzeit kam Ziese zu John Elder & Co. in Glasgow, einer der bedeutendsten Schiffswerften und Maschinenfabriken des für den englischen Schiffbau klassischen Clyde-Bezirktes, die noch heute unter dem Namen „Fairfield Shipbuilding Co.“ besteht. Unter John Elders persönlicher Leitung war sein technisches Büro in jener Zeit damit beschäftigt, die von ihm selbst eingeführte Compound-Schiffsmaschine konstruktiv in allen Einzelteilen auszugestalten. Hierauf arbeitete Ziese in dem damals sehr bekannten Patentbüro von Hunt in Glasgow und fand dort ein reiches Feld für seine fernere Ausbildung und eine ihm durchaus zusagende Tätigkeit, die er leider schon im Sommer 1870 aufgeben mußte, als mit dem Ausbruch des deutsch-französischen Krieges auch an ihn der Ruf zu den Waffen erging.

Er trat als Einjähriger bei der I. Werft-Division in Kiel ein und wurde nach kurzer infanteristischer Ausbildung als Obermaschinen-Applikant auf das Kanonenboot „Chamäleon“ kommandiert, mit dem er, so lange die französische Flotte in der Ostsee weilte, in der Kieler Förde auf Vorposten lag. Nach Beendigung des Krieges diente er noch den Rest seines Jahres ab.

Im Herbst 1871 bezog er mit seinem jüngeren Bruder Rudolf zusammen die Gewerbe-Akademie, die jetzige Technische Hochschule in Berlin. Hier traf er in dem akademischen Verein „Hütte“ einen Kreis von gleichgesinnten ernstern Kommilitonen, die fast sämtlich den Krieg, viele schon als Reserve-Offiziere, mitgemacht hatten und neben der Erwerbung gründlicher technischer Kenntnisse das Bedürfnis fühlten, sich auch schöngeistig weiter zu fördern. Den Mittelpunkt dieses Kreises bildete der von allen schwärmerisch verehrte, leider zu früh verstorbene Professor Friedrich Eggers. Wohl selten ist an einer deutschen Hochschule eine solche Schar aufstrebender junger Männer versammelt gewesen, die durch rege, das ganze spätere Leben andauernde Freundschaftsbande miteinander arbeiteten und in der bald mächtig emporblühenden deutschen Maschinenindustrie mehr oder minder ihre Spuren hinterließen. In diesem auch eine fröhliche Geselligkeit pflegenden Kreise genoß Ziese als der Hauptillustrator der Bierzeitung eine ganz besondere Verehrung, die so weit ging, daß man stürmisch von ihm verlangte, er möchte doch eine schon im Laufe des letzten Semesters

anzutretende Stellung bei F. Schichau in Elbing nicht annehmen, sondern bis zum Semesterschluß in Berlin mit den anderen Freunden zusammen bleiben. Hierauf konnte Ziese zu seinem Glück nicht eingehen, da er sich fest gebunden hatte.

Als er in die Maschinenfabrik, Schiffswerft und Lokomotivbauanstalt von F. Schichau in Elbing eintrat, waren dort etwa 600 Arbeiter beschäftigt und die gesamten Fabrikanlagen bedeckten 5 ha. Nach 45jähriger Tätigkeit war bei seinem Tode die Arbeiterzahl bis auf 16 000 gestiegen und die Schichau'schen Werke in Elbing, Danzig und Pillau umschlossen 130 ha. In jenen nackten Zahlen liegt lapidarisch die Lebensarbeit dieses hervorragenden Mannes.

Ziese fand bei dem alten Herrn Ferdinand Schichau weitgehendes Entgegenkommen, so daß er sich frei entwickeln konnte. Die Firma baute damals viele Flußdampfer für Rußland, von denen durchweg ein möglichst geringer Tiefgang wegen der unkorrigierten russischen Flüsse gefordert wurde. Es galt also, Schiffe von sehr geringem Eigengewicht zu konstruieren, und da dies aus Festigkeitsrücksichten nicht zu weit getrieben werden konnte, mußte an dem Maschinen-gewicht gespart werden. Hierdurch wurde Ziese dazu geführt, seine Compound-Maschinen bei größter Leistung so leicht als möglich herzustellen.

Im Jahre 1877 bestellte die deutsche Marine bei F. Schichau die beiden großen Kanonenboote „Habicht“ und „Möwe“, für welche Ziese die ersten dreizylindrigen Compound-Maschinen in dieser Marine konstruierte. Im Jahre 1878 wurden die ersten Torpedoboote für die Russische Marine geliefert, von denen Ziese 2 Stück selbst von Elbing über See nach St. Petersburg führte, eine für die damalige Zeit glänzende Leistung. Bei der Erprobung vor Kronstadt schlugen diese Boote überlegen die dort schon vorhandenen englischen Boote.

1883 eröffnete die deutsche Admiralität einen Wettbewerb für Torpedoboote, woran die Weserwerft in Bremen, die Vulkanwerft in Stettin und die Schichauwerft in Elbing beteiligt wurden. Das Ergebnis dieses Wettbewerbes war, daß die Schichauboote die größte Geschwindigkeit erzielten, besonders durch ihre leichten und kräftigen, von Ziese konstruierten Dreifach-Expansionsmaschinen. Das für ihre Lokomotivkessel benutzte Unterwindgebläse war Ziese patentiert.

Dieser erste große Erfolg blieb für die Schichauwerft ausschlaggebend, denn in den folgenden Jahren bestellte die deutsche Marine alle ihre Torpedoboote in Elbing, nahezu 100 Stück. Das Vertrauen in die solide gebauten und von Jahr zu Jahr in ihrer Geschwindigkeit gesteigerten Boote veranlaßten dann außer der russischen auch die österreichische Marine, ihre Torpedoboote von Schichau zu beziehen. Diesem Beispiele folgten bald Italien, die Türkei, China, Japan,

Brasilien und Norwegen, denen sich weiterhin die Vereinigten Staaten, Dänemark und Argentinien anschlossen. So haben denn die unter Zieses Leitung ausgeführten Torpedoboote, welche Geschwindigkeiten bis zu 37 Knoten erreichten, den Ruhm solider deutscher Arbeit um den ganzen Erdball verbreitet.

Unablässig arbeitete Ziese an der Verbesserung seiner Konstruktionen auf den Torpedobooten, die Lokomotivkessel wurden durch Wasserrohrkessel und die Dampfmaschinen durch Dampfturbinen ersetzt. Die Verdrängung der Boote stieg von anfänglich etwa 80 t bis auf 2500 t, wobei auch an die Stelle der Kohlenfeuerung die Ölfeuerung trat.

Ende der achtziger Jahre bezogen die Österreicher von Schichau mehrere größere Fahrzeuge vom Torpedoboottyp, die sie „Vedettenschiffe“ nannten, und bei denen sich erwarten ließ, daß ihre weitere Entwicklung wahrscheinlich zu noch größeren Schiffen dieser Art führen würde. Solchen zukünftigen Ansprüchen konnte die an dem Elbing-Flusse mit kaum 4 m Tiefe liegende Schichauwerft nicht entsprechen, und so beschloß Ziese, im Einvernehmen mit Ferdinand Schichau, der im Jahre 1876 sein Schwiegervater geworden war, die Gründung einer großen Werft an der Weichsel in Danzig, die 1891 ihre Tätigkeit mit der Erbauung des deutschen Kreuzers „Gefion“ begann. Diesem Kreuzer folgten bald die beiden Passagierdampfer „Prinzregent Luitpold“ und „Prinz Heinrich“ für die Ostasiatische Fahrt des Norddeutschen Lloyd und Frachtdampfer für verschiedene Reedereien.

1896 starb Ferdinand Schichau, nachdem kurz vorher der Bau des Schnell dampfers „Kaiser Friedrich“ begonnen hatte, der nach der Absicht von Ziese bei den denkbar geringsten Abmessungen zur Kapitalsersparnis für die Reederei dennoch die Geschwindigkeit der weit größeren Mitbewerber innehalten sollte. Nach dem Vertrage sollte der Dampfer auf drei Doppelreisen von Southampton nach New York in gutem und schlechtem Wetter eine mittlere Geschwindigkeit von 21 Knoten aufweisen, die er aber nicht ganz erreicht hat. Für die nicht innegehaltene Geschwindigkeit wollte der Norddeutsche Lloyd einen Abzug auf den Vertragspreis vornehmen, der Ziese zu hoch dünkte, weshalb er es vorzog, den Dampfer zu behalten. Es ist nie gehörig gewürdigt worden, welcher heroischer Entschluß hierbei auf Ziese's Seite lag, der hauptsächlich den Standpunkt des Fabrikanten gegenüber seinen Abnehmern vertrat.

Seit dieser Zeit hat die Schichauwerft in Danzig weitere große transatlantische Passagierdampfer für den Norddeutschen Lloyd geliefert und baut jetzt für ihn die beiden großen Schnell dampfer „Columbus“ und „Hindenburg“. Im Laufe der Jahre hat diese Werft noch unter Ziese's Oberleitung 8 der größten

Schlachtschiffe für die deutsche Marine und eine große Zahl von Spezialschiffen, wie Kabel- und Tankdampfer geliefert.

Niemals hat Ziese neben dem Bau von Torpedobooten und großen Kriegsschiffen die besonderen Fahrzeug-Typen vernachlässigt, die schon vorher sein Schwiegervater sorgsam gepflegt hatte. Hierher gehören außer den schon erwähnten flachgehenden Flußdampfern, Bagger aller Art, hauptsächlich Saugbagger Frühling'scher Konstruktion, deren Bau Ziese im Jahre 1902 aufgenommen hatte.

Auch den Lokomotivbau hat er energisch weiter betrieben, denn zur Zeit, als er nach Elbing kam, konnten die Schichauschen Werkstätten nur 40 Lokomotiven im Jahre liefern, während sie jetzt 130 fertigstellen.

Seitdem Ziese der alleinige Inhaber der Schichau-Werke geworden war, haben dieselben eine gewaltige Umgestaltung und Erweiterung erfahren, es sind große und geräumige Werkstätten, eine leistungsfähige elektrische Überlandzentrale, Hellinge, Uferbefestigungen und Transportverbesserungen geschaffen worden. Sein Stolz war die $\frac{1}{4}$ km lange Gießerei, die in einer großen Halle die Eisen- und Stahlgießerei sowie zuletzt noch ein Gußstahlwerk umschließt.

Ziese's langjähriger lebhafter Wunsch: „die Torpedoboote nicht mehr ohne Armierung, sondern in den eigenen Werken vollkommen bestückt zur Ablieferung zu bringen“, war der Erfüllung nahe, als er unerwartet dahingerafft wurde.

Einem so rastlosen Geist, wie ihn Ziese besaß, genügte die umfassende Tätigkeit in seinem großen Werke nicht, trotzdem in diesem unter ihm nicht weniger als 1000 Schiffe erbaut worden sind. Er hatte eine große Anzahl von Ehrenämtern übernommen, war lange Zeit Stadtverordneter in Elbing, Mitglied des Provinziallandtages von Westpreußen, Präsident der Elbinger Handelskammer und Vorsitzender der Nordöstlichen Eisen- und Stahl-Berufsgenossenschaft Sektion IV. Der Schiffbautechnischen Gesellschaft hat er seit ihrer Gründung als lebenslängliches Mitglied angehört, hat die Sommerversammlung im Jahre 1905 auf seinen Werften in Danzig und Elbing empfangen und durch seine Ingenieure Vorträge über deren Wirkungskreise und ihre hierin gesammelten Erfahrungen halten lassen.

Einem Manne wie Ziese hat es selbstverständlich nicht an äußeren Auszeichnungen gemangelt, außer einer großen Anzahl deutscher und fremder hoher Orden war er einer der sehr wenigen preußischen Industriellen, die den Stern zum Kronenorden II. Klasse besaßen. Wenn er auch Geheimer Kommerzienrat und Dr.-Ing. war, so nannte er sich selber stets mit einem gewissen Stolz „Ingenieur“. Auf seinen Werken hieß er auf seine Anordnung einfach „Herr Ziese“.

Viele haben Carl Ziese wohl verehrt, weil er ein aufrechter Mann war, andere das felsenfeste Vertrauen bewundert, das er in allen Lebenslagen zu sich selber hatte, aber die meisten schätzten an ihm sein freundliches und liebenswürdiges Wesen, das ihm von Kindesbeinen an bis in seine letzten Lebenstage zu eigen war. Dabei hat er sich niemals und vor niemand gescheut, seine Meinung frei und unverhohlen zum Ausdruck zu bringen.

Seinen Beamten und Arbeitern gegenüber war er gütig und gerecht, und deshalb auch trotz des immer mehr um sich greifenden Sozialismus namentlich bei den älteren sehr beliebt. Die Stadt Elbing verdankt ihm allein den Aufschwung, den sie in den letzten Jahren genommen hat, wie auch die ganze Provinz Westpreußen ihren einzigen Großindustriellen in ihm erblickte.

Ziese war kein Mann des Wortes, aber ein Mann der Tat, ein deutscher Ingenieur von Weltruf!

HANS ZOPKE

wurde am 11. Juli 1866 geboren und bestand das Abiturium auf dem Luisenstädtischen Realgymnasium in Berlin unter Freisprechung von der mündlichen Prüfung. Auf der Technischen Hochschule Berlin studierte er Maschineningenieurwesen und Elektrotechnik und erledigte seine einjährige praktische Tätigkeit in Königlichen Eisenbahnwerkstätten sowie in den Maschinenbauanstalten von Borsig und von Schwartzkopff. Die drei Staatsprüfungen für das Maschineningenieurwesen legte er mit dem Prädikat „mit Auszeichnung“ ab und erhielt den Staatspreis des Jahres 1890. Nach Ableistung der Militärdienstpflicht wurde er als Bauführer in der vorgeschriebenen Weise ausgebildet und war fast ein Jahr zu der Maschinenbau-Anstalt von C. Hoppe, Berlin, zu Konstruktionsarbeiten für die Schleusenmaschinen des Nord-Ostseekanals beurlaubt.

Außerdem war Zopke 2 Jahre bei Professor Reuleaux als Honorar-Assistent im Entwerfen von Maschinenelementen und später ein Jahr als ständiger erster Assistent für Maschinenelemente und Kinematik an der Technischen Hochschule in Berlin tätig. Im Jahre 1892 beteiligte er sich an der vom Verein Deutscher Maschinen-Ingenieure ausgeschriebenen Beuth-Konkurrenz und erhielt hierin den ersten Preis sowie die goldene Beuthmedaille.

Im Sommer 1894 unternahm er als Regierungsbaumeister durch ein Staatsstipendium unterstützt eine Studienreise nach den Vereinigten Staaten, welche er mit einem umfangreichen Bericht an das Eisenbahn-Ministerium über die elektrischen Bahnen in Amerika abschloß. Aus dem Staatsdienst beurlaubt, trat er dann in die Dienste des Pioniers der elektrischen Bahnen in Nord-Amerika,

Herrn E. H. Johnson in New York, und arbeitete an der Detaildurchbildung des Johnson-Lundell-Systems für Straßen- und Hauptbahnen. Hierauf wurde er Ende 1895 zum ordentlichen Professor und Leiter der Abteilung für Maschineningenieurwesen an die George Washington-Universität in Washington berufen. Außerdem wurde ihm die Auszeichnung zuteil, zum Nonresident Lecturer der Cornell-Universität in Ithaca N. Y. ernannt zu werden.

Nach seiner Rückkehr aus den Vereinigten Staaten erbat er seine Entlassung aus dem Preußischen Staatsdienst und war mehrere Jahre als Oberingenieur der Farbwerke vorm. Meister, Lucius & Brüning in Höchst a. M. tätig.

Von Höchst aus trat er in die Akt.-Ges. Mix & Genest, Telephon- & Telegraphen, Berlin, zunächst als Leiter der Bau-Abteilung und Prokurist ein. Nach kurzer Zeit wurde er Direktor der Gesellschaft.

In Berlin gehörte er dem Verein Berliner Kaufleute und Industrieller als stellvertretender Vorsitzender und dem Berliner Kaufmannsgericht als Beisitzer und Mitglied des Ausschusses an und erhielt vom Minister des Innern ein Ehrendiplom für hervorragende Leistungen auf der Internationalen Ausstellung für Feuermelde- und Feuerrettungswesen. Nach 6½ jähriger Tätigkeit in der Akt.-Ges. Mix & Genest trat er als Direktor in die Düsseldorfer Maschinenbau A. G. vorm. J. Losenhausen, Düsseldorf, ein, wo er bis zur Berufung nach Hamburg tätig war.

Sein außergewöhnliches Organisationstalent und sein großes Wissen auf den verschiedensten Gebieten der Technik befähigten ihn, in den von ihm als Direktor geleiteten staatlichen technischen Lehranstalten mustergültige Einrichtungen zu schaffen und den Anstalten durch Großzügigkeit seiner Pläne und Energie ihrer Ausarbeitung weite Entwicklungsmöglichkeiten zu geben. Mit großem Weitblick hat der Verstorbene die Bedeutung des technischen Vorlesungswesens, dessen Entstehung seiner Tatkraft zu verdanken ist, für Industrie, Handel und Gewerbe Hamburgs erkannt und trotz seines jahrelangen schweren Herz- und Nervenleidens es in unermüdlicher Tätigkeit zu heben und auszubauen gesucht. In ihm schied am 25. August ein rastloser Arbeiter und ein von edelsten Zielen erfüllter Mensch, dessen Name stets eng mit dem technischen Unterrichtswesen Hamburgs verknüpft sein wird.

Vorträge

der

XX. Hauptversammlung.

VII. Schiffe des Altertums.

Von C. Busley.

1. Ägypterschiff des alten Reiches.

IV. und V. Dynastie im vierunddreißigsten bis dreißigsten
Jahrhundert v. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Zu den ältesten Darstellungen von Schiffen, die auf uns gekommen sind, gehören zweifellos die in Abb. 1—3 in starker Verkleinerung wieder-

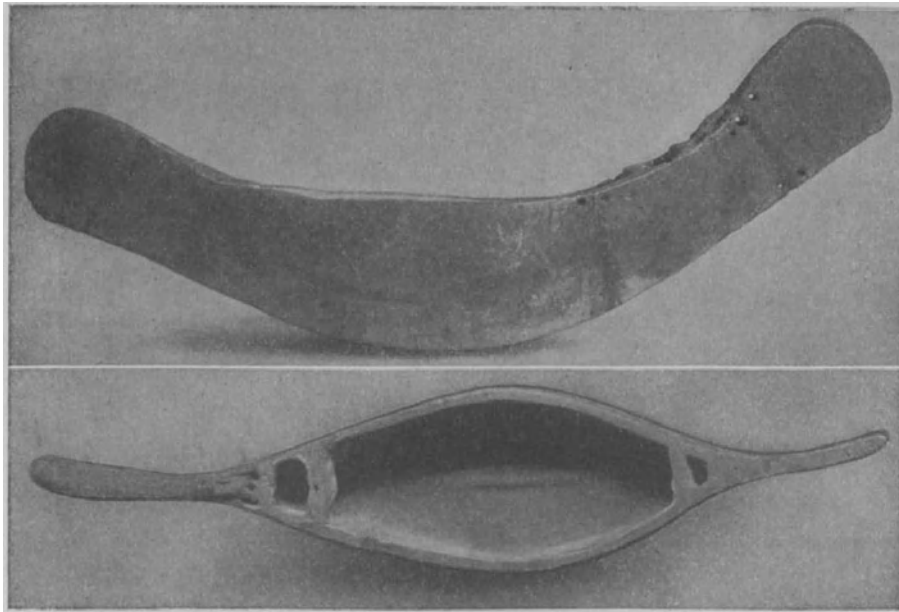


Abb. 1.

gegebenen drei Modelle von Flußfahrzeugen, die das königl. Museum in Berlin in seiner ägyptischen Abteilung besitzt. Diese aus rotem Ton gebrannten Schiffsnachbildungen wurden als Totenbeigaben in oberägyptischen Gräbern gefunden. Wie alt sie sind, ließ sich bis jetzt nicht genauer

feststellen, es ist nur nachgewiesen, daß die Gräber kurz vor oder kurz nach der endgültigen Einigung Ägyptens zu einem Königreich etwa 4200 v. Chr. angelegt wurden. Das Alter der Modelle ist daher rund auf

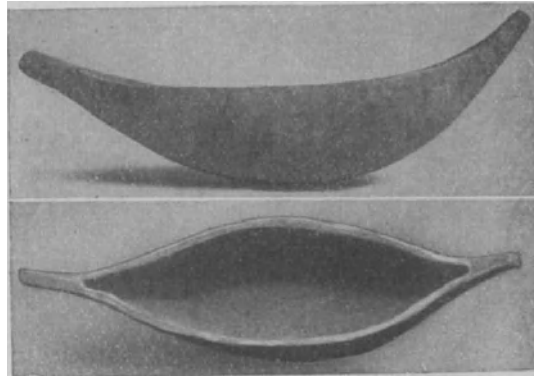


Abb. 2.

6000 Jahre zu schätzen. Abb. 1 zeigt in sehr roher und plumper Ausführung ein Schiff mit starken Überhängen vorn und hinten, wie es ähnlich zwei Jahrtausende später noch gebaut worden ist. Abb. 2 gibt ein

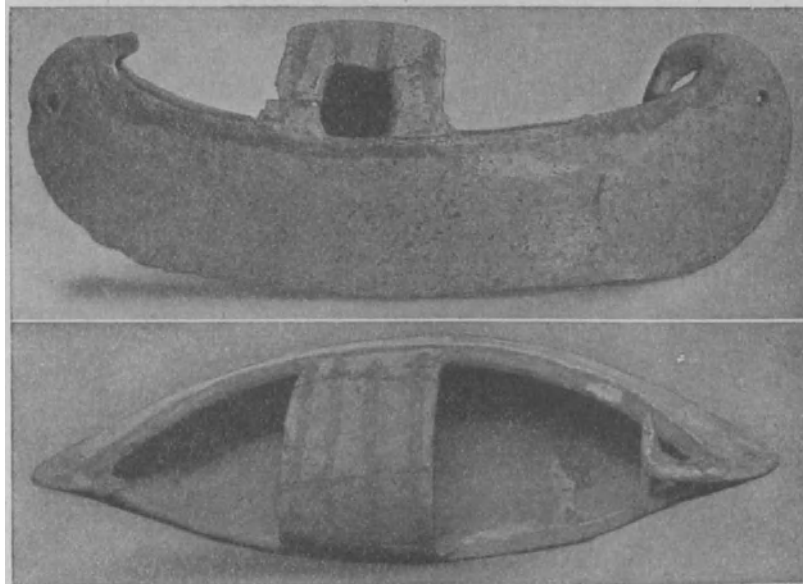


Abb. 3.

Modell, welches bedeutend zierlicher und feiner als das in Abb. 1 ausgeführt wurde, und Abb. 3 stellt ein Schiff dar, das schon einen eingedeckten Raum, also eine Art von Hütte oder Baldachin besessen haben muß, den die Nilschiffe der späteren Zeit in großer Zahl aufwiesen. Wie diese Schiffe

fortbewegt wurden, ob durch Ruder allein, oder ob auch durch Segel, läßt sich nicht erkennen, da die Einrichtungen hierfür nicht angegeben sind.

In dem Werke von Dümichen¹⁾ „Die Flotte einer ägyptischen Königin“

Schiffbau im vierten Jahrtausend v. Chr.

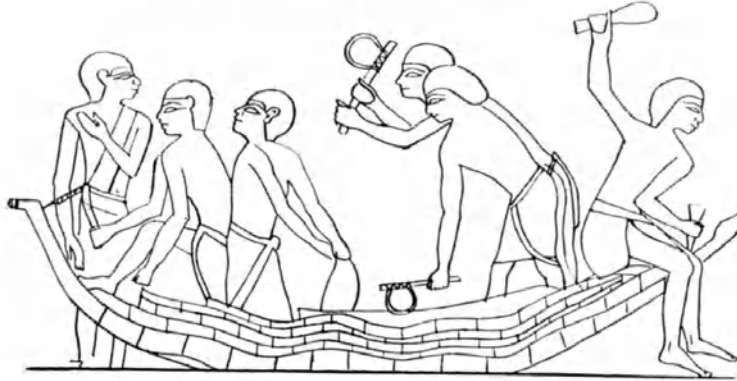


Abb. 4.

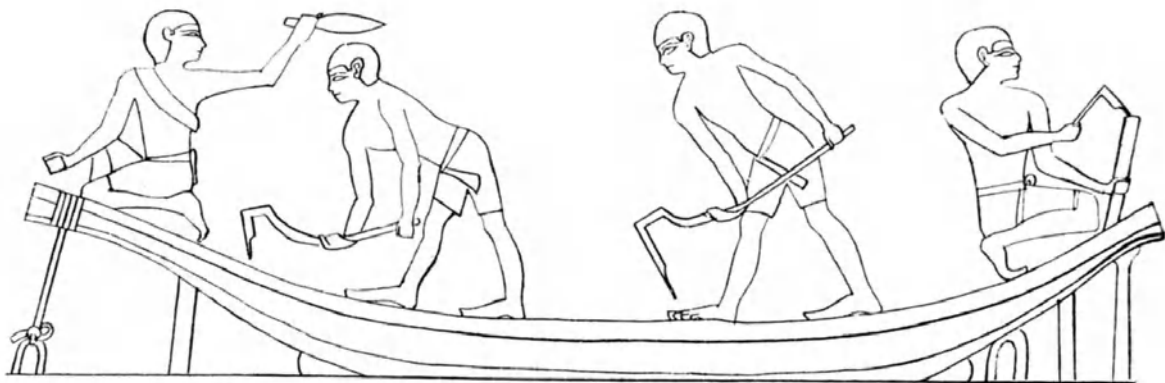


Abb. 5.



Abb. 6.

sind auf Tafel XXIX die Abb. 4—6 enthalten, die aus Sakkara stammen und den Bau eines ägyptischen Schiffes um rund 3200 v. Chr. wiedergeben. Abb. 4 läßt deutlich erkennen, daß die einzelnen Planken der Außenhaut

¹⁾ Leipzig 1868.

Auslaufende Schiffe.

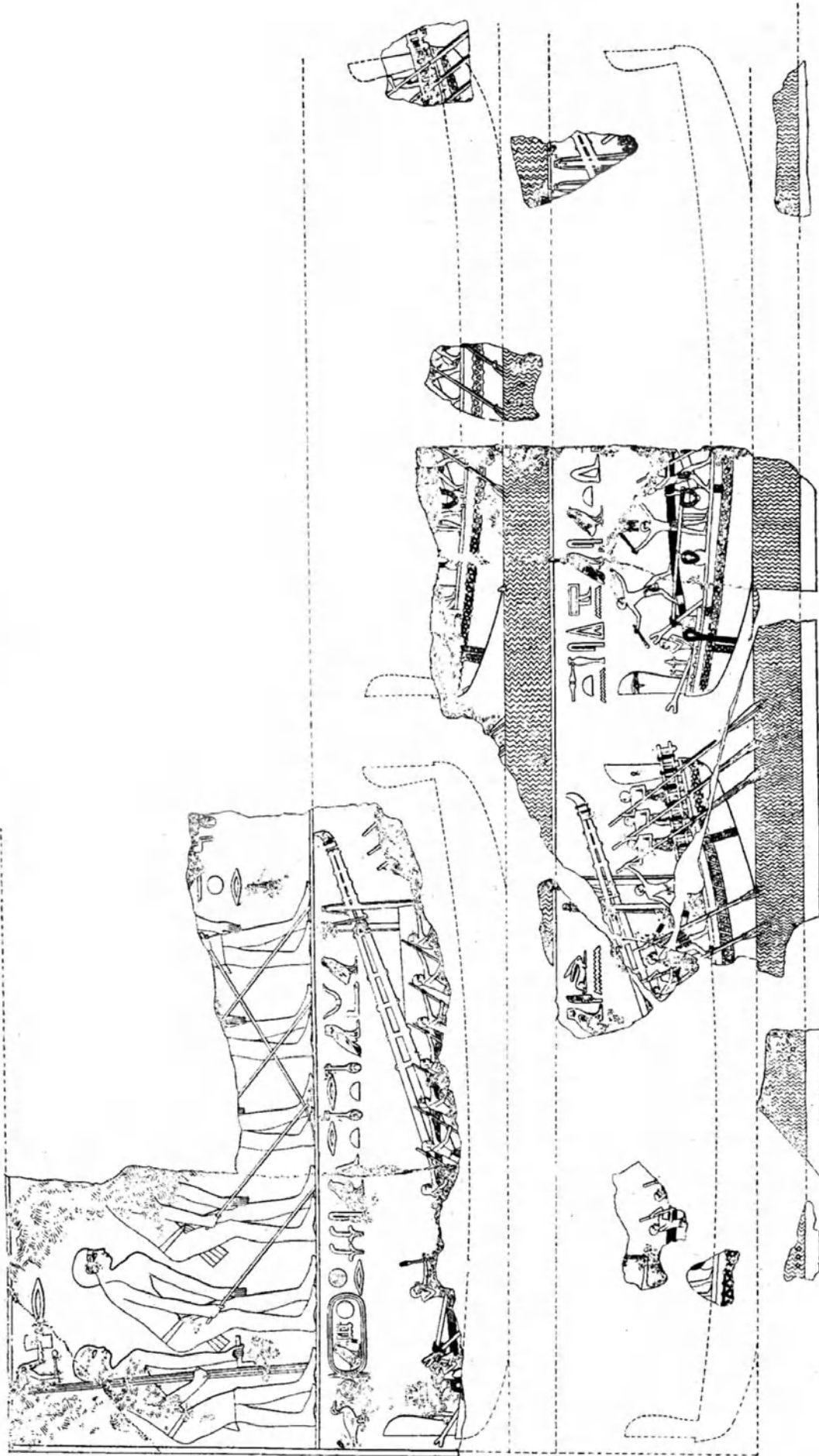


Abb. 7

Einlaufende Schiffe.

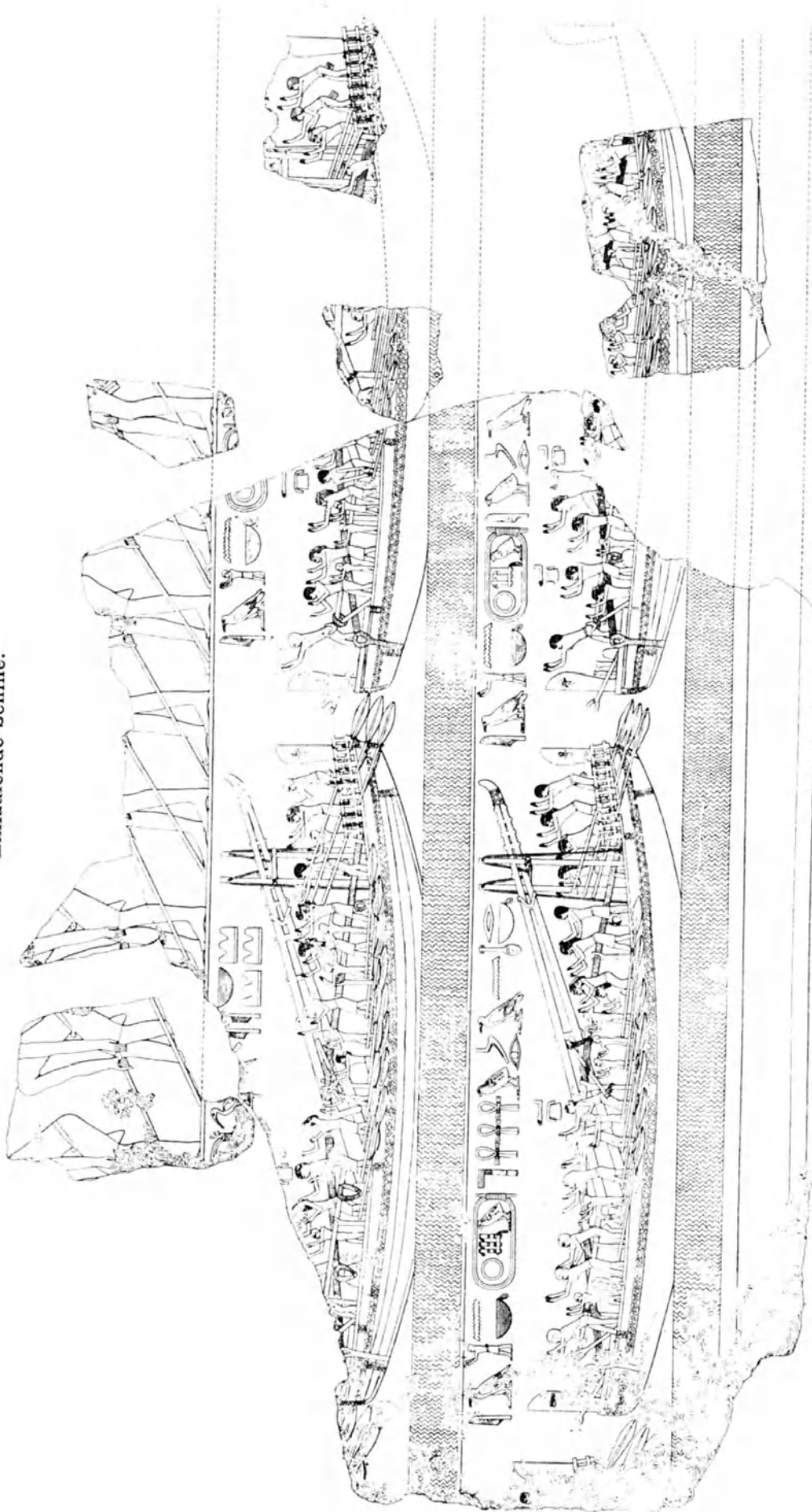


Abb. 8.

Schiff aus der Zeit des Königs Sahu-re.

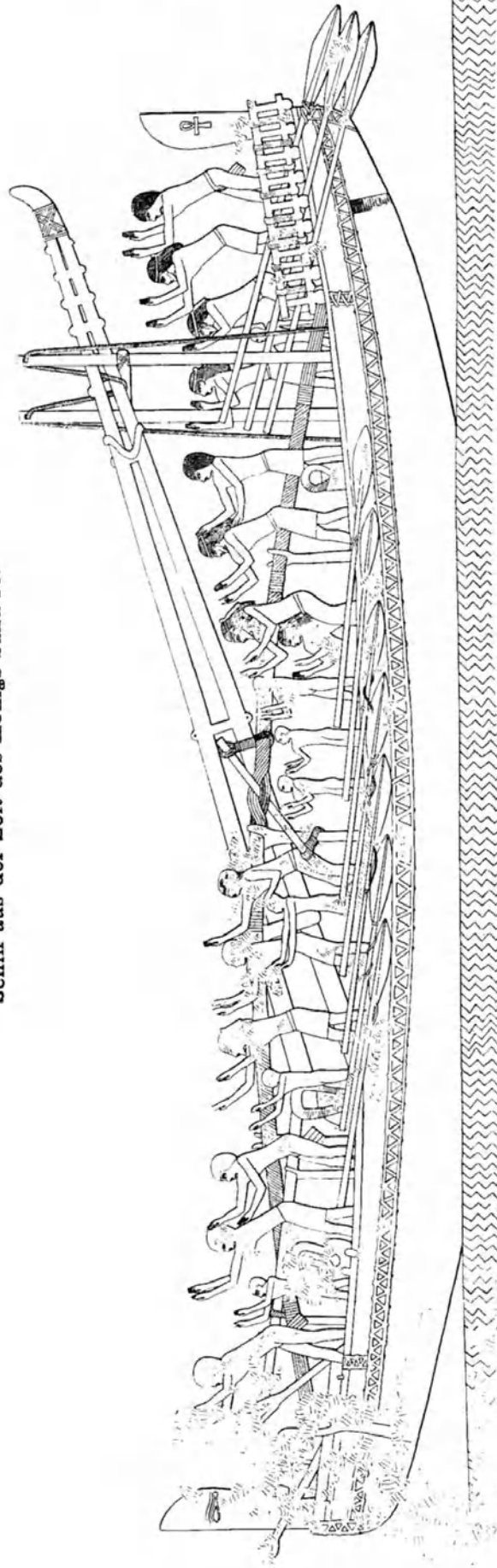


Abb. 9.

verhältnismäßig kurz sind, wie dies bei den ägyptischen Nilschiffen, die aus dem im Lande vorhandenen Akazienholz hergestellt wurden, auch in späterer Zeit noch der Fall war. Herodot¹⁾ gibt die Länge der Außenhautplanken nur auf 2 Ellen, also rund 1 Meter an, was aber übertrieben kurz erscheint.

Abb. 7 und 8 stellen zwei Flachreliefs dar, die aus dem Grabdenkmal des Königs S a h u - r e der fünften Dynastie etwa 3200 v. Chr. stammen. Das untere große Mittelstück von Abb. 7 ist im Museum für Völkerkunde in Hamburg, das linke große Stück von Abb. 8 in der ägyptischen Abteilung des königl. Museums in Berlin aufgestellt. Das bei Abussir gelegene S a h u - r e - Grabdenkmal wurde in den Jahren 1907—1908 durch die Deutsche Orient-Gesellschaft aufgedeckt, wobei sich an der Rückseite der Hinterwand des Säulenhofes im Querraume die beiden Reliefs, Abb. 7 mit auslaufenden und Abb. 8 mit einlaufenden Seeschiffen fanden. Es sei hier gleich bemerkt, daß diese Reliefs und das weiter hinten, Abb. 27, beschriebene, die einzigen Darstellungen von ägyptischen Seeschiffen bilden. Alle übrigen in Ägypten bis heute aufgefundenen Reliefs oder Wandmalereien stellen Flußschiffe dar. Die S a h u - r e - Reliefs hat Herr Geheimrat Dr. A s s m a n n²⁾ in dem „Grabdenkmal des Königs Sahu-re“ eingehend beschrieben. Abb. 9 zeigt das besterhaltene dieser Schiffe, und danach habe ich versucht eine Rekonstruktion vorzunehmen, nach der das in den Abb. 10—13 photographierte Modell angefertigt wurde, das wegen der geringen Zahl der vorhandenen Ruderer ein ausgesprochenes Segelschiff darstellen muß.

H a u p t a b m e s s u n g e n .

Zur Abschätzung derselben kam es darauf an, die ungefähre Größe der Schiffe aus den Reliefs abzuleiten. Das in Abb. 9 gezeichnete Schiff ist auf dem Relief genau 1,05 m lang, das sind 2 ägyptische Ellen, weil die ägyptische Elle 0,525 m maß. Eine solche Elle zerfiel in sieben Handbreiten, so daß auf jede Handbreite 75 mm kamen. Die Handbreite teilte sich dann in vier Fingerbreiten; eine Fingerbreite = 18,75 mm war schließlich noch in 16 Teile geteilt, so daß die kleinste Maßeinheit etwa = 1,17 mm war. Die ägyptische Elle hatte also 28 Fingerbreiten. Aus der bei allen in den Reliefs dargestellten Schiffen immer wiederkehrenden genauen Übereinstimmung der einzelnen Teile läßt sich annehmen, daß sie von den

¹⁾ Herodot II, 96.

²⁾ Band II. Abt. IV. Berlin 1913.

Künstlern maßstäblich ausgeführt worden sind. Als einfachster und den Abmessungen aller einzelnen Teile in der Wirklichkeit am meisten nahekommender Maßstab ergibt sich, daß eine Fingerbreite = einer Elle gesetzt

Seitenansicht. 1:200

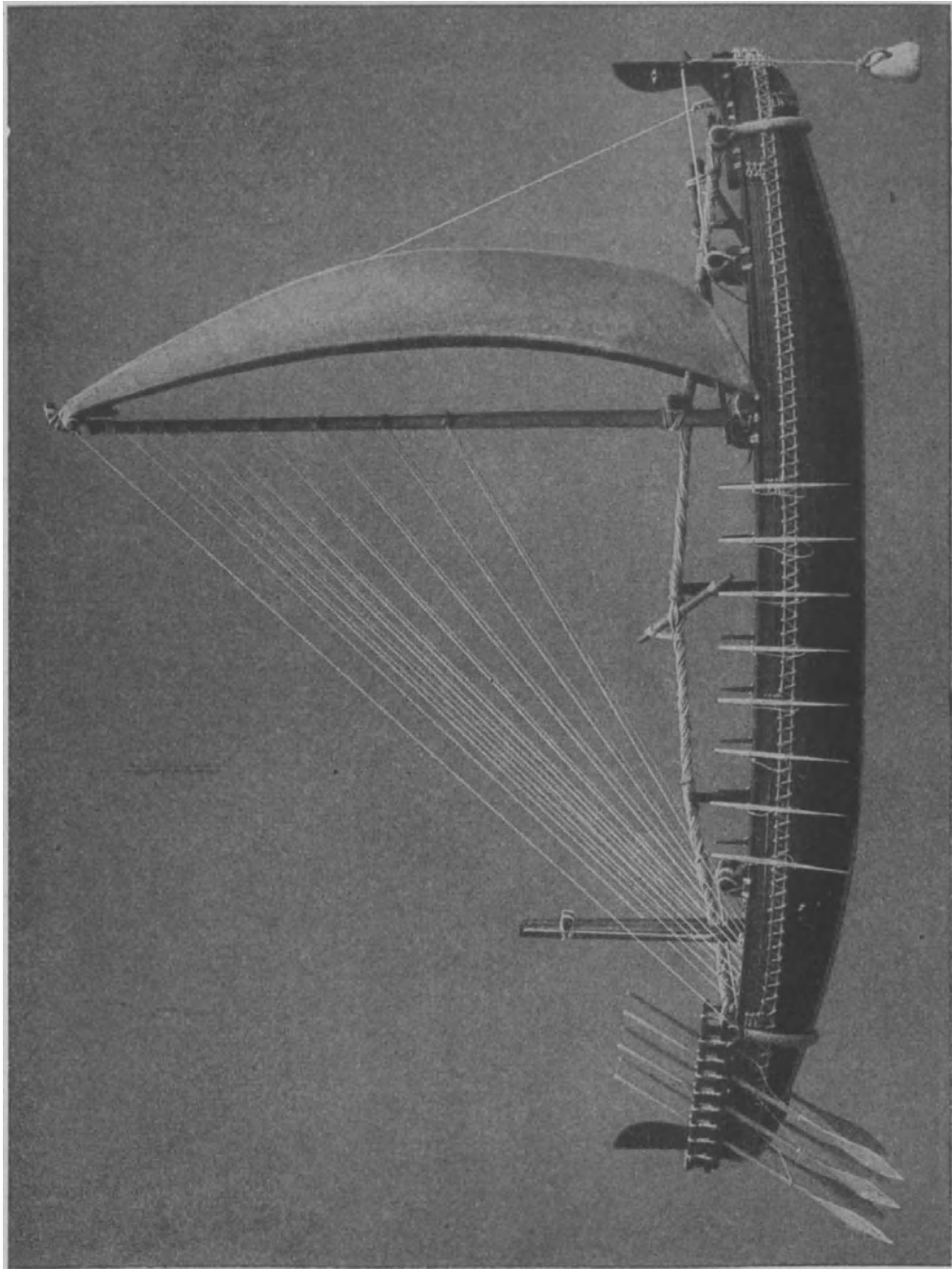


Abb. 10.

wurde, was einem Maßstabe von 1:28 entspricht. Für diese Annahme läßt sich auch anführen, daß das bekannte Relief einer Triere (Abb. 53) von der Akropolis in Athen nach Haack in dem Maßstabe von 1:16 ausgeführt worden ist, wobei bemerkt wird, daß eine athenische Elle in 16 Teile (Dak-

tylos) zerfiel. Außerdem ist bis in die neueste Zeit hinein $1'' = 1'$ ein vielgebrauchter Maßstab gewesen.

Deckansicht. 1 : 200.

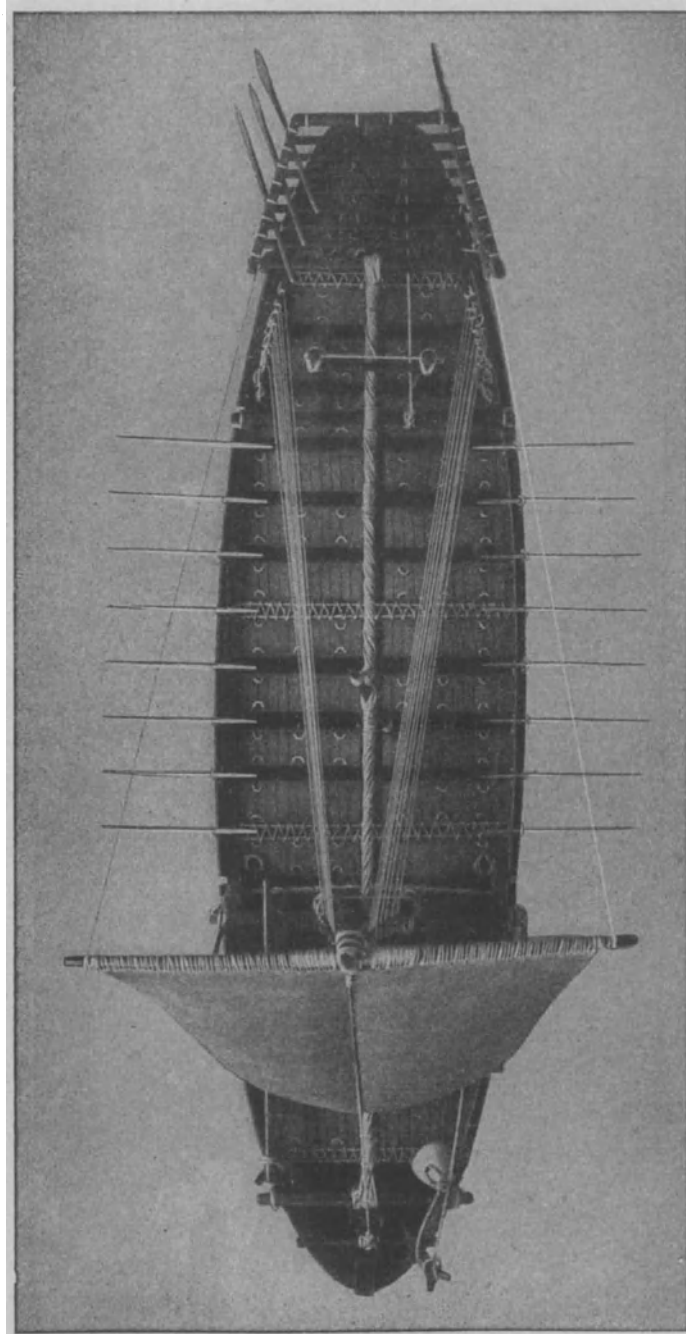


Abb. 11.

Wird nun der Maßstab 1 : 28 den ägyptischen Schiffen zugrunde gelegt, so ergibt sich ihre Länge über alles zu $2 \cdot 28 = 56$ Ellen, die noch als mäßig anzusprechen ist, da nach aufgefundenen Inschriften aus der gleichen

Zeit Schiffe bis zu 100 Ellen Länge gebaut worden sind. Im Grabe des P e h e - n u k a , der auch während der V. Dynastie lebte, ist das im königl. Museum in Berlin befindliche Flachrelief (Abb. 14) gefunden worden, welches schon 30 Ruderer und 5 Steuerer an einer Schiffsseite aufweist, also bedeutend länger (etwa 80 Ellen) gewesen sein muß, als das hier behandelte Schiff, dessen

Vorderansicht. 1:200.

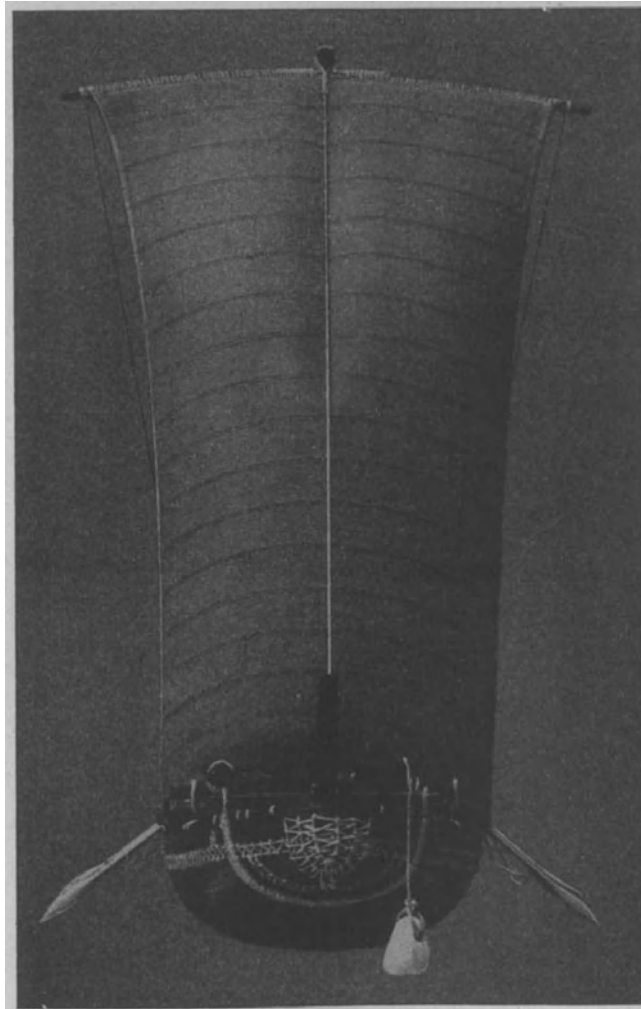


Abb. 12.

Länge über alles $56 \cdot 0,525 = 29,4$ m und dessen Länge in der Wasserlinie etwa 34 Ellen = 17,85 m mißt.

Wenn man die untere Linie des vorderen und die des hinteren Überhanges unter die Wasserlinie fortsetzt, und dabei festhält, daß die Schiffe einen flachen Boden besaßen, um beim Aufziehen auf Land nicht umzufallen, kommt man auf einen T i e f g a n g von etwa $2\frac{2}{7}$ Ellen = 1,2 m. Unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die Schiffe oft auf den Strand gezogen wurden, worauf

schon die Überhänge schließen lassen, kann der Tiefgang nicht sehr groß gewesen sein und war vielleicht noch geringer, als ich angenommen habe.

Die Breite der Schiffe läßt sich nur mutmaßen, sie ist von mir in der Wasserlinie auf 13 Ellen = 6,95 m und über Deck auf 15 Ellen = 7,88 m angenommen worden. Das gibt bei leichtbeladenem Schiff ein Verhältnis von

Hinteransicht. 1:200.

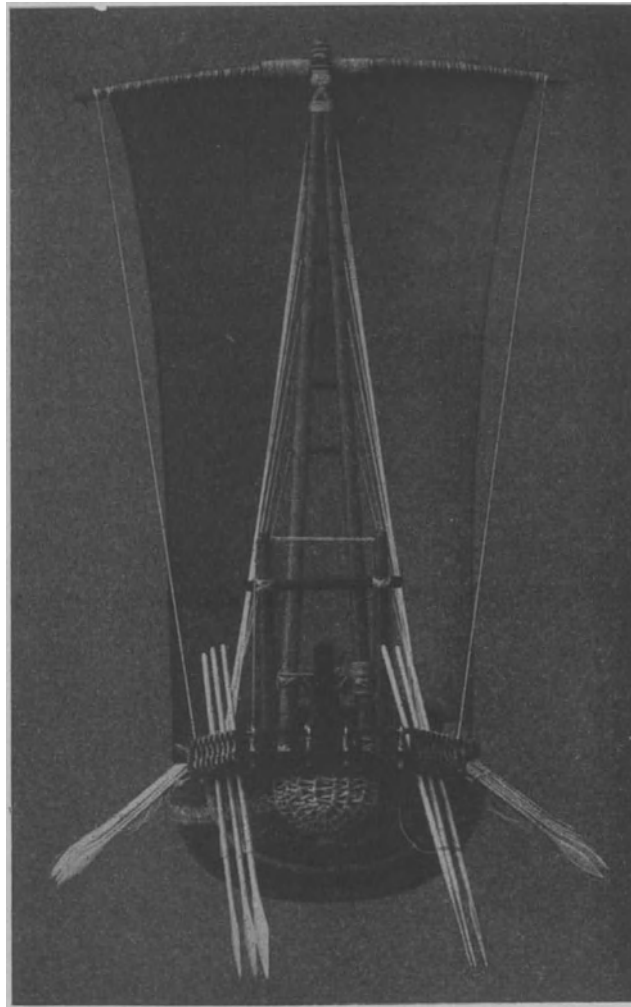


Abb. 13.

Breite i. W. zur Länge i. W. wie 1 : 2,61. Beim schwerbeladenen Schiff steigt dieses Verhältnis infolge der mit dem größeren Tiefgange zunehmenden Wasserlinienlänge auf 1 : 3 und darüber, wie es die meisten der noch erhaltenen Totenschiffe aus dieser Zeit aufweisen.

Aus den hiernach festgelegten Hauptmaßen errechnet sich die Verdrängung des Schiffes auf etwa 90 t. Diese Hauptabmessungen sind dem Liniensriß Abb. 15 zugrunde gelegt.

Schiff des Pehenuka.

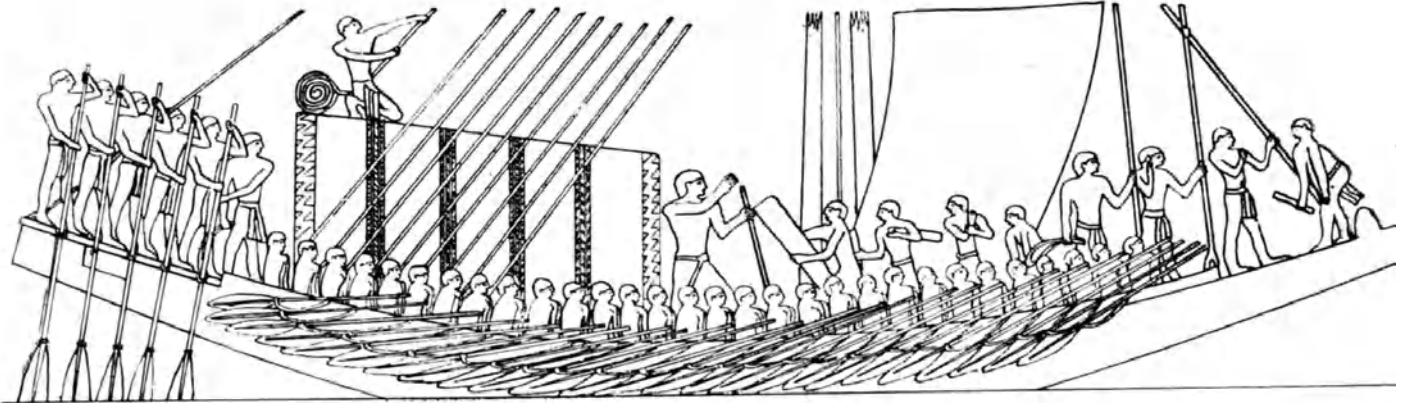


Abb. 14.

Bauart.

Wie Kiel und Steven in den alten nahezu flachbodigen ägyptischen Schiffen angebracht waren, ist nicht zu erkennen. Der Kiel lag jedenfalls ganz binnenbords. Das Vor- und Hinterschiff lief löffelförmig bis zum Deck hinauf und endete hier in einer spitzeren oder stumpferen Rundung. Wie schon gesagt und wie Abb. 4 erkennen läßt, waren die einzelnen Außenhautplanken sehr kurz, wenn sie aus Akazienholz bestanden. Daß man aber bei Seeschiffen, von denen hier die Rede ist, viel längere Planken wahrschein-

Linienriß des Schiffes aus dem alten Reich. 1:200.

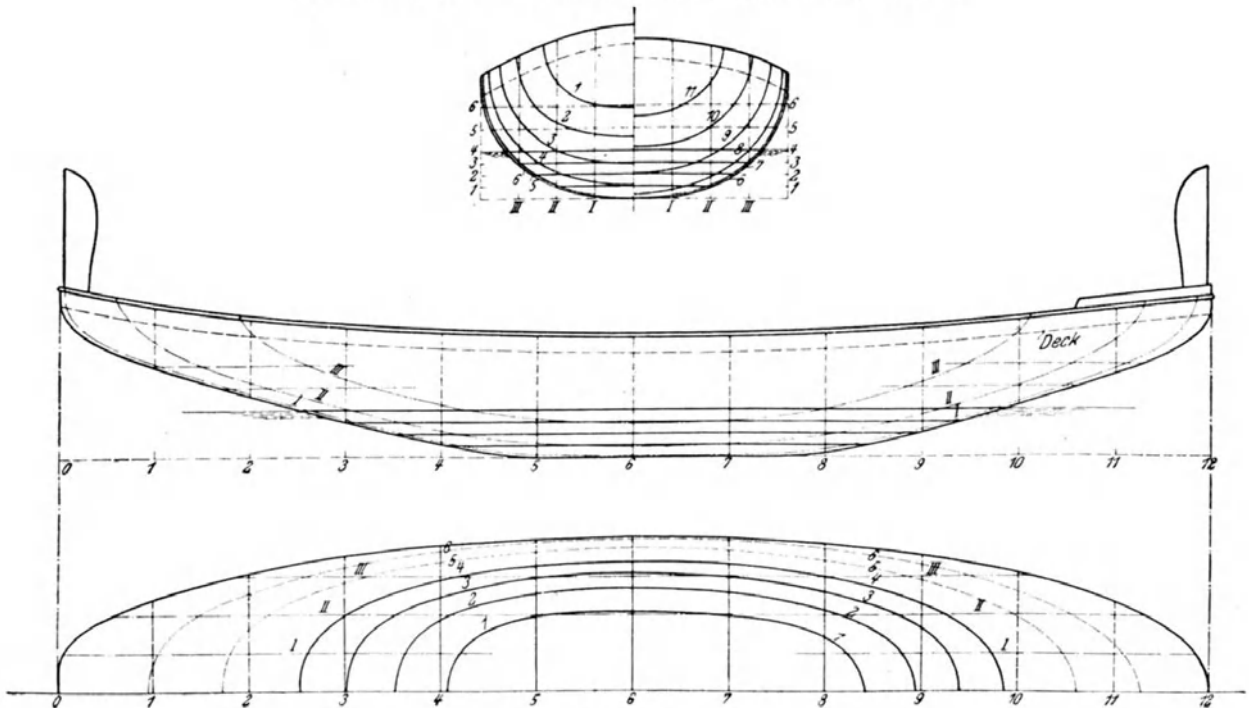


Abb. 15.

lich aus Zedern- oder Sykomorenholz verwendete, geht sehr deutlich aus den Abb. 16 und 17 hervor. Die Planken wurden wie beim Karwelbau stumpf aufeinander gelegt. Die Befestigung der verhältnismäßig sehr dicken Planken untereinander hat Herodot¹⁾ beschrieben. Sie ist etwa 3000 Jahre lang dieselbe geblieben, insofern als die attischen Trieren in den letzten Jahrhunderten v. Chr. noch in ähnlicher Weise hergestellt wurden. In die hohen Kanten jeder Planke (Abb. 18) wurden rechteckige Löcher eingestemmt, in die gegenseitig passenden Löcher des unteren und des darüberliegenden Plankenganges Dübel eingetrieben und nun, wie Abb. 16 und 17 zeigen, die Planken zusammengerammt. Es ist dieselbe Ausführung, wie sie bei ägyptischen Sargbrettern ganz allgemein vorkommt. Die beiden

Anpassen der Plankengänge.

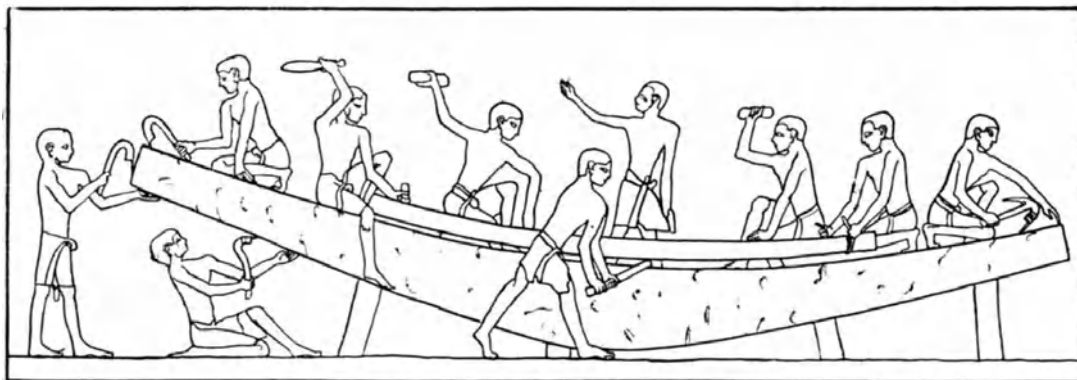


Abb. 16.

letzten Abbildungen stammen aus dem Grabe des Ti, der als hoher Beamter in der ersten Hälfte der V. Dynastie, also in der hier behandelten Zeit, gelebt hat, und die von Steindorf²⁾ wiedergegeben sind. Um die oberen

¹⁾ Herodot II, 96.

²⁾ Georg Steindorf. Veröffentlichungen der Ernst von Sieglin-Expedition in Ägypten. II. Bd. Das Grab des Ti, Tafel 120. Leipzig 1913.

Abb. 16 und 17 deutlicher zu machen, sind darunter noch einmal die Umrisszeichnungen gezeichnet.

Spanten hatten die alten Schiffe nicht, wie Herodot ausdrücklich anführt und wie dies nahezu drei Jahrtausende später bei den Trieren auch noch nicht der Fall war. Dagegen waren Deckbalken vorhanden, von denen aber nicht bekannt ist, wie sie im Schiffskörper befestigt wurden. In den kleinen Schiffsmodellen, welche in Gräbern als Totenbeigaben gefunden wurden, sind die Deckbalken einfach in die oberen Plankengänge eingelassen

Festrammen der Plankengänge.

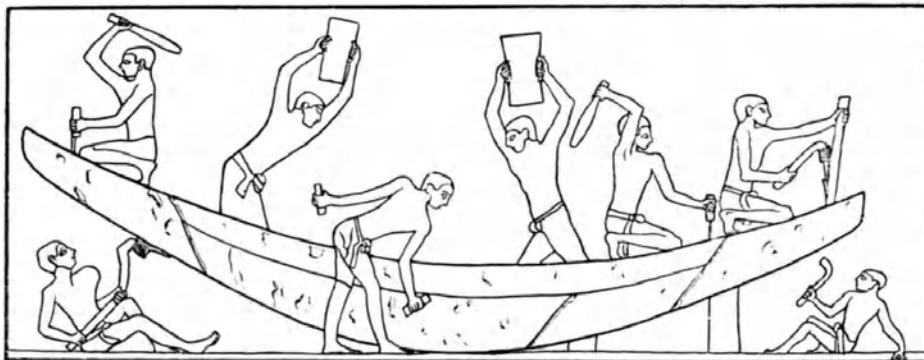


Abb. 17.

und in ihnen mittels Holzpflocken festgenagelt, was selbstverständlich in der wirklichen Ausführung der Schiffe kaum der Fall gewesen sein konnte. Wahrscheinlich wird wohl eine Art von Schandeckel vorhanden gewesen sein, an dem die Deckbalken in irgend einer Weise befestigt waren.

Zwischen den Deckbalken lagen in der Längsschiffriichtung nebeneinander gereiht kurze Deckplanken, die einzeln herausgenommen werden konnten und so den Zugang in den unteren Schiffs- oder Lade-

raum zuließen. Die Deckplanken mußten sich leicht entfernen lassen, weil die Ruderer (nicht Paddler) die Deckbalken vielfach als Sitze benutzten und ihre Beine in den Schiffsraum streckten, wo sie sich gegen die Ladung oder sonstwie stützten. Saßen doch noch in den attischen Trieren die Ruderer der mittleren Ruderreihe, die Zygiten, auf den Deckbalken. Für die Befestigung dieser kurzen Deckplanken gibt Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr. Borchardt nach dem Beispiel ausgeführter ägyptischer Kastendeckel die Möglichkeit der in Abb. 19 dargestellten Art an. Diesem Herrn, der die Ausgrabungen der Deutschen Orient-Gesellschaft in Ägypten geleitet hat und Direktor des kaiserl. deutschen Instituts für ägyptische Altertumskunde in Kairo ist, verdanke ich auch eine Reihe von Angaben über Einzelteile des Modells, welche aus dem Relief nicht ohne weiteres ersichtlich und auch in einem Werk von Reisner¹⁾ nicht beschrieben sind, das

Verbindung der Plankengänge.

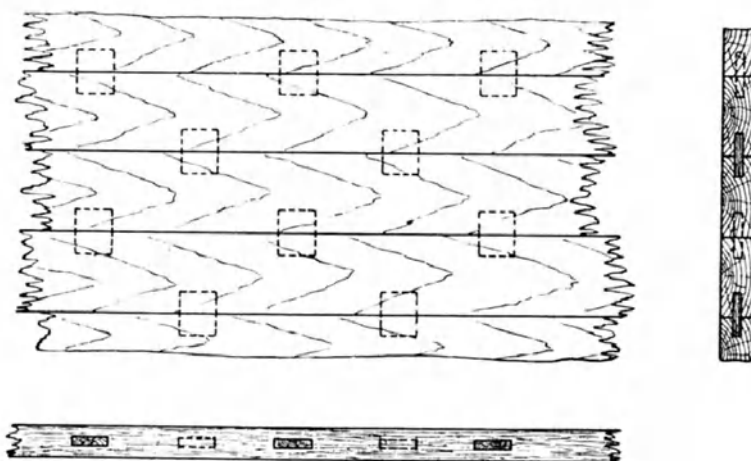


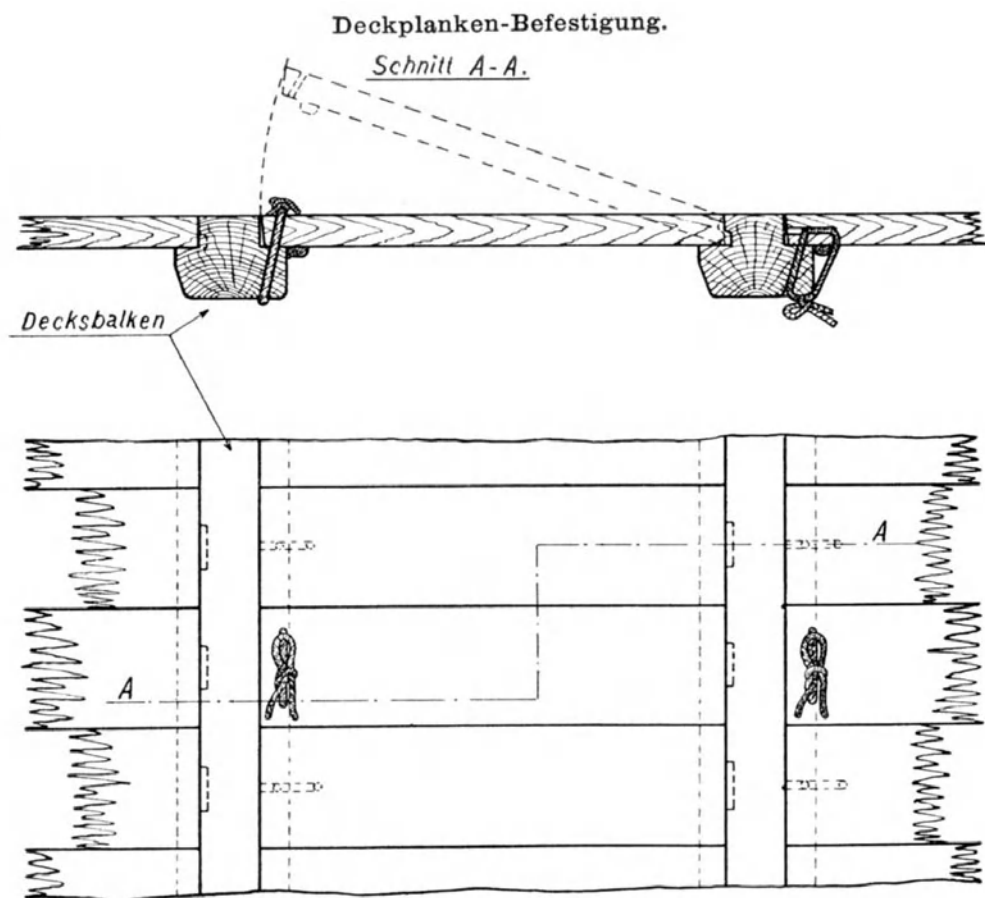
Abb. 18.

die Fundstücke im Museum von Kairo schildert. Ihre Kenntnis hat Herr Geheimrat Borchardt aus Totenschiffen und aus den noch heute auf ägyptischen Nilschiffen gebräuchlichen Einrichtungen geschöpft. Ohne seine freundliche Unterstützung würde es mir nicht möglich gewesen sein, das Modell bis in die kleinsten Einzelheiten zutreffend herzustellen.

Um dem Versacken der langen Überhänge vorzubeugen, sind um diese vorn und hinten kräftige Taue geschlungen, die in Deckhöhe in ein starkes

¹⁾ G. A. Reisner, Models of ships and boats. Catalogue général des antiquités égyptiennes du musée du Caire. Caire 1913.

über die Bordwand hinausreichendes Querholz greifen. Von der Mitte des vorderen bis zur Mitte des hinteren Querholzes ist ein Sprengtau gespannt, das über drei Stützen laufend, wie die Abb. 9 und 10 erkennen lassen, durch eine Spannvorrichtung steif gesetzt werden kann. Wir finden ein ähnliches Sprengwerk nach ungefähr 5000 Jahren z. B. auf den großen amerikanischen Flußdampfern im 19. Jahrhundert wieder, wo es unter der Bezeichnung „hogbeam“, wie Abb. 20 darstellt, vom vorderen zum hinteren Schiffsende reicht.



Der an sich nur schwächliche Bau des Schiffes erhielt, wie ich mir das Tauwerk (Abb. 7, 8 und 9) an der Schiffseite erkläre, dadurch eine größere Längsfestigkeit, daß um den ganzen Schiffskörper von vorn nach hinten zwei starke Gurttaue geschlungen, hinten in den Schiffskörper eingezogen, dort steif gesetzt und belegt wurden. Diese Gurttaue, welche die Griechen Hypozomen nannten, benutzten sie auch bei ihren Schiffen, wovon dort noch die

Amerikanischer Fluß-Raddampfer.

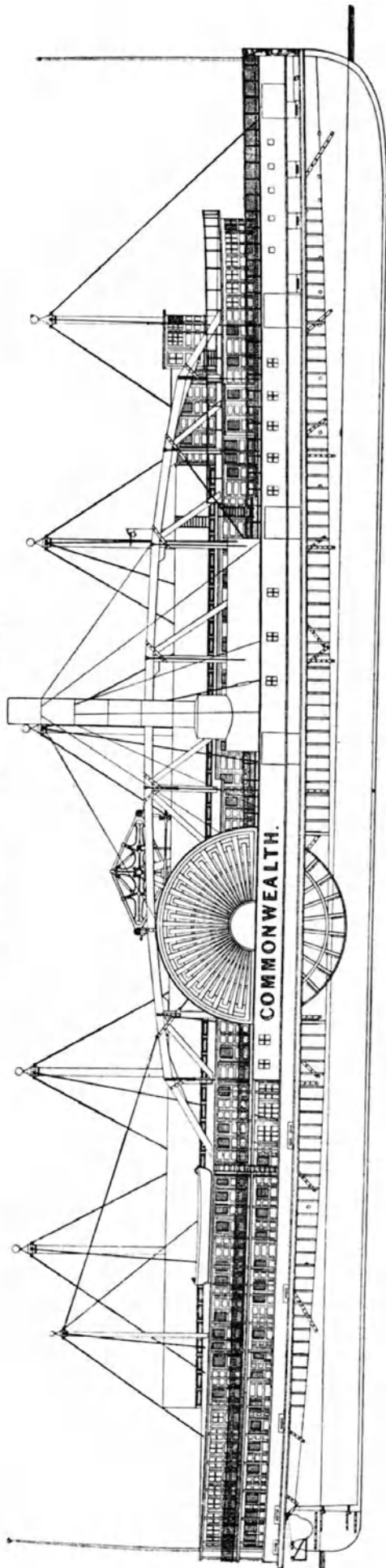


Abb. 20.

Rede sein wird. Die beiden um das Schiff herumlaufenden Gurttäue waren, um das Verrutschen zu vermeiden, wie Abb. 9 zeigt, durch ein wellenförmiges Quertau miteinander verbunden. Ein solches Verrutschen konnte beim Anziehen der Gurttäue eintreten, wenn das Schiff in der Höhe der Gurttäue seine größte Breite besaß und wie unter Wasser so auch nach Deck zu an Breite abnahm. Außerdem trug das Vor- und Hinterschiff noch ein Netzwerk, welches wohl das Schamfielen der Gurttäue beim Aufziehen der Schiffe aus dem Wasser verhindern sollte. Die Gurttäue wurden trocken um das Schiff herumgelegt und stramm angespannt. Sie umschlossen, wenn sie im Wasser naß wurden, infolge der hierdurch eintretenden Verkürzung den Schiffskörper mit einer starken Spannung.

Der am Bug und Heck aufragende Pfosten (Abb. 9 u. 22) ist wohl als das Ende des Vor- und Hinterstevens anzusehen. Der vordere trug als Ausschmückung auf jeder Seite ein Auge, der hintere eine schleifenförmige, das Leben darstellende Hieroglyphe. Auch die attischen Trieren hatten am Vorderteil ein Auge, dessen Zweck bei ihrer Beschreibung auseinandergesetzt ist. Der vordere Teil des Schiffes war vertieft und enthielt, wie noch heute bei den ägyptischen Nilschiffen, den Kochraum, worauf besonders die auf dem zweiten unteren Schiff in Abb. 7 und 8 aufgestellten Gefäße hindeuten.

Herrn Geheimrat B o r c h a r d t und mir ist es nicht gelungen, für die im Vorderteil des Schiffes angebrachten beiden Gabeln, wie sie aus Abb. 7,

Hintere Galerie sowie Befestigung des Sprengtaues und der Gurttäue.

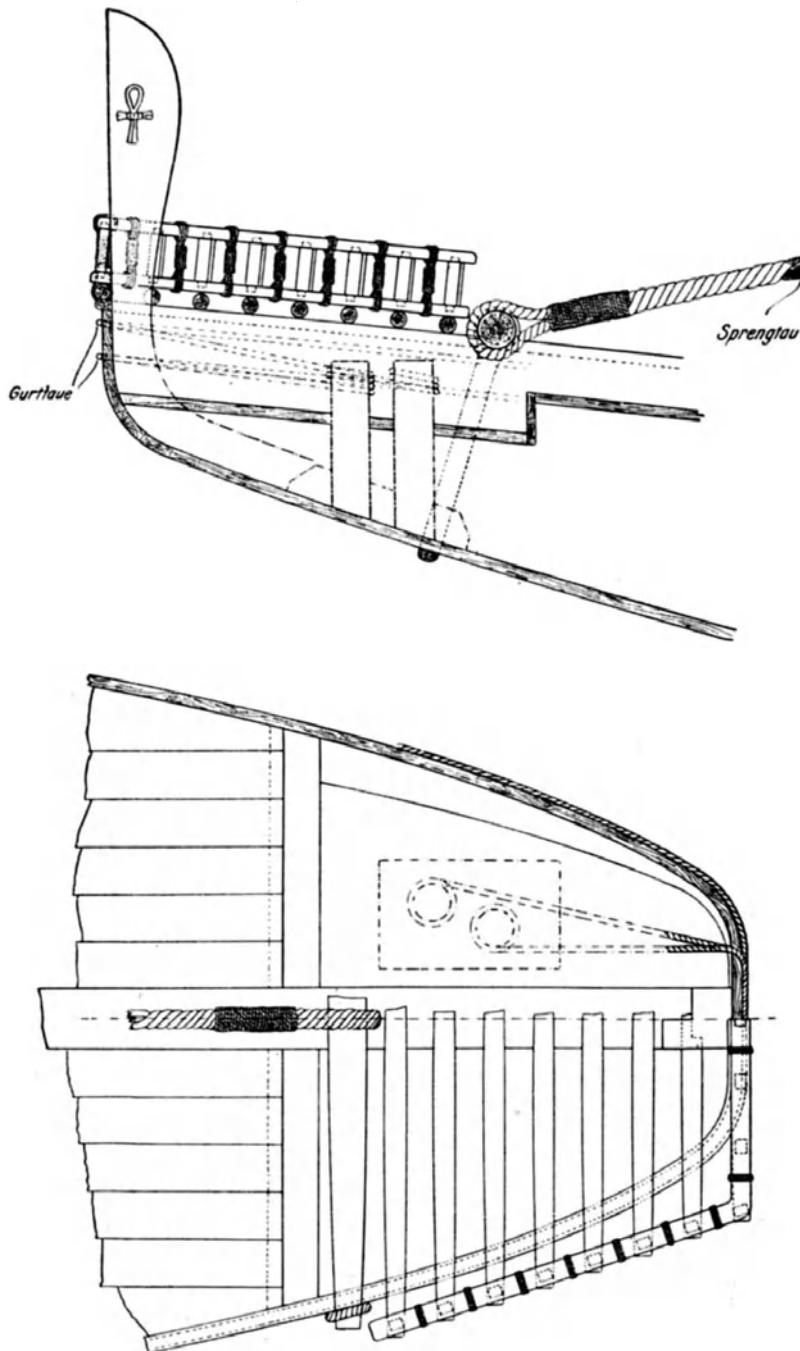


Abb. 21.

8 und 9 hervorgehen, eine stichhaltige Deutung zu finden. Möglich ist es, daß die Gabel an B. B. gewissermaßen als Kranbalken gedient hat, worüber der

auf den einzelnen Schiffen deutlich erkennbare Ankerstein an Bord gezogen wurde. Herodot erwähnt Ankersteine, die als Treibanker beim Stromabwärtsfahren auf den Nilschiffen benutzt wurden und nach seiner Angabe zwei attische Talente wogen, oder da ein attisches Talent = 26,196 kg ist, etwa 1 Zentner schwer waren. Eiserne Anker, wie wir sie heute haben, waren damals noch nicht bekannt. In dem Modelle ist die Gabel auf B. B. als Kranbalken ausgenützt. (Abb. 10 u. 12.) Die Gabel an St. B. mit dem daran gebundenen längeren Rundholz hat Herr Karl, der Verfertiger des Modells, als einen Hebebaum gedeutet, dessen Drehpunkt die Gabel ist, und hiernach ausgeführt.

Um das Heck des Schiffes lief eine Galerie zum Schutz der dort stehenden Steuerer. (Abb. 21.) Diese Galerie bestand aus zwei Längsleisten, die durch eingezapfte senkrechte Stäbe auseinander gehalten und durch zwischen diese Stäbe eingefügte, um die beiden Längsleisten geschlungene und zusammengeschnürte Seile miteinander verbunden waren. Die Verschnürung war nötig, weil eine Verkeilung der Stäbe in den Längsleisten in der trockenen ägyptischen Luft nicht gehalten hätte, vielmehr schon nach kurzer Zeit auseinandergefallen wäre. Die Galerie ruhte auf runden Planken, die quer über das Schiff gelegt waren und über die Bordseiten hervorstanden. In den hierdurch entstehenden Zwischenräumen der Planken an den Schiffsseiten ließen sich die Schäfte für die als Steuerruder dienenden Riemen durchführen. Auf den Planken selbst, vielleicht auch auf zwischen ihnen liegenden Brettern standen die Steuerer. Wie die Galerie auf den Planken und diese am Schiffskörper befestigt waren, läßt sich nicht angeben. Wahrscheinlich war der unter den Planken liegende Teil des Schiffskörpers vertieft und in ihm die Gurttäue belegt, wie es in Abb. 21 punktiert angedeutet ist. Rund um das Schiff lief ein niedriges Schanzkleid, das am Bug durch ein Setzbord erhöht wurde. Das Setzbord ist an das Schanzkleid mittels dünner Lederstreifen angebunden (Abb. 9 u. 10), eine Technik, die bei alten ägyptischen Holzarbeiten sehr gebräuchlich war.

B e m a s t u n g.

Der Mast mußte wegen des Sprengtaues als Bockmast ausgeführt werden. Die beiden Schenkel des Mastes waren oben miteinander verbunden und endigten in einer nach vorn gebogenen Spitze, die mit Kuhhaut überzogen war und um welche das Stropp gelegt wurde, das die Ra trug. Oberhalb

der Ra führte ein Stag nach vorn (Abb. 22). Unter sich waren die beiden Mastschenkel durch mehrere Querhölzer abgesteift (Abb. 13) und besaßen an ihren Seiten Augen, von denen die Pardunen nach hinten liefen. Die große Anzahl der Pardunen, in der Regel 6—8, erklärt sich daraus, daß die beiden Mastschenkel verhältnismäßig dünn waren und sich deshalb bei stärkerem Winddruck durchbiegen konnten. Die Masten bestanden nicht aus Akazien- oder Sykomorenholz, wie einzelne Schriftsteller behaupten, weil dieses in so großen Längen überhaupt nicht wuchs; es wird vielmehr Zedernholz gewesen

Segelriß. 1:200.

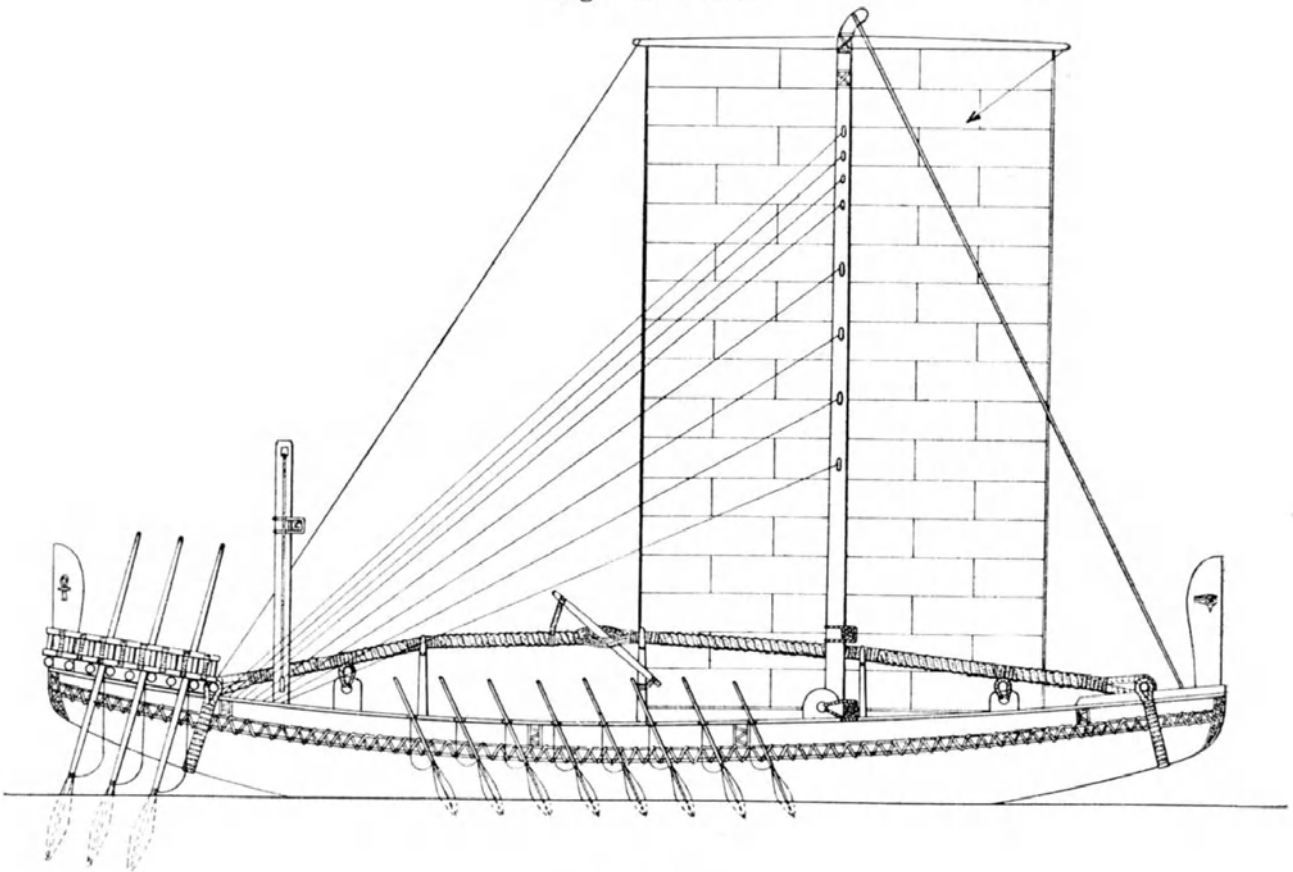


Abb. 22.

sein. Die Anordnung der Pardunen ist aus den Schiffsabbildungen 23 und 24 zu ersehen, die einer etwas früheren Zeit als die hier behandelten Schiffe angehören. Abb. 23 entstammt dem Grabe 45 bei Gise¹⁾, Abb. 24 einem Flachrelief, das sich in der ägyptischen Abteilung des königl. Museums in Berlin befindet.

Der Mast war zum Umlegen eingerichtet, weswegen das Deck vor dem

¹⁾ Lepsius, Denkmäler 2, 28.

Mast fehlte und eine Vertiefung in dem Schiffsraum angebracht war. Der umklappbare Mast ist von den Nilschiffen auf die Seeschiffe übernommen,

Schiff der IV. Dynastie.

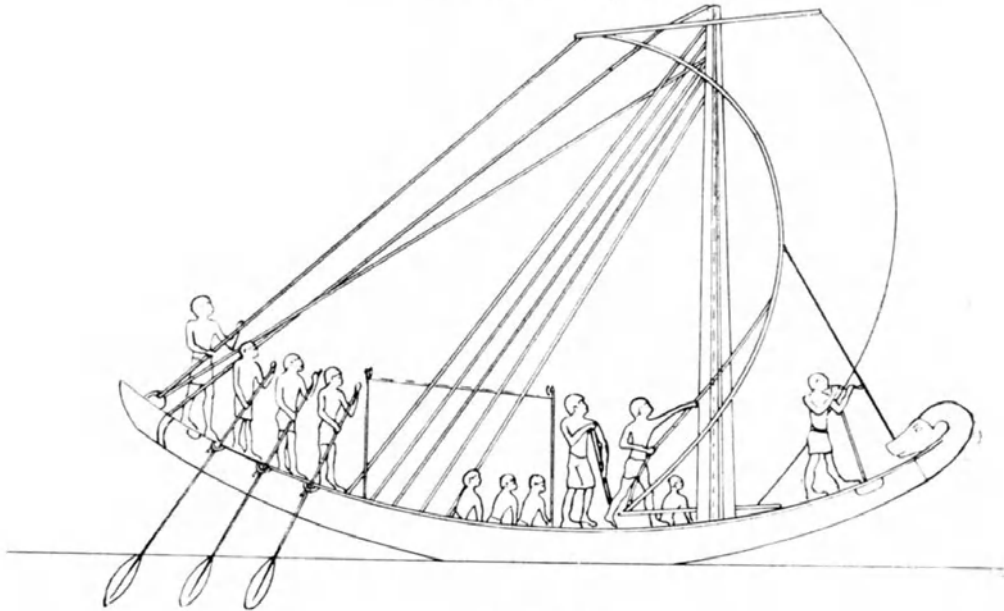


Abb. 23.

Schiff des Merib. (IV. Dynastie.)

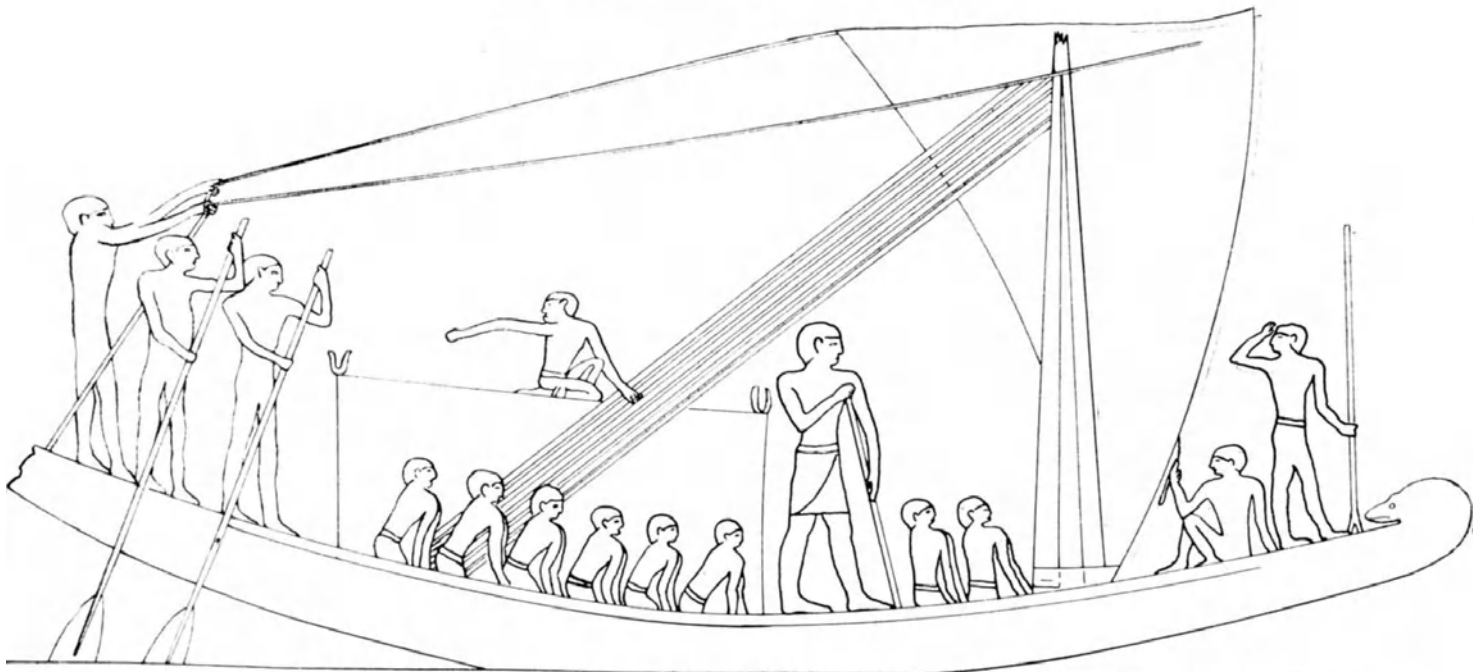


Abb. 24.

worden. Bei den ersteren erklärte er sich dadurch, daß die Schiffe mit den in Ägypten meistens wehenden nördlichen Winden den Nil aufwärts segelten,

und sich bei der Rückfahrt nilabwärts durch die Strömung treiben ließen, wobei der Mast niedergelegt wurde. Auf schnellen Reisen wurde in beiden

Befestigung des Mastes.

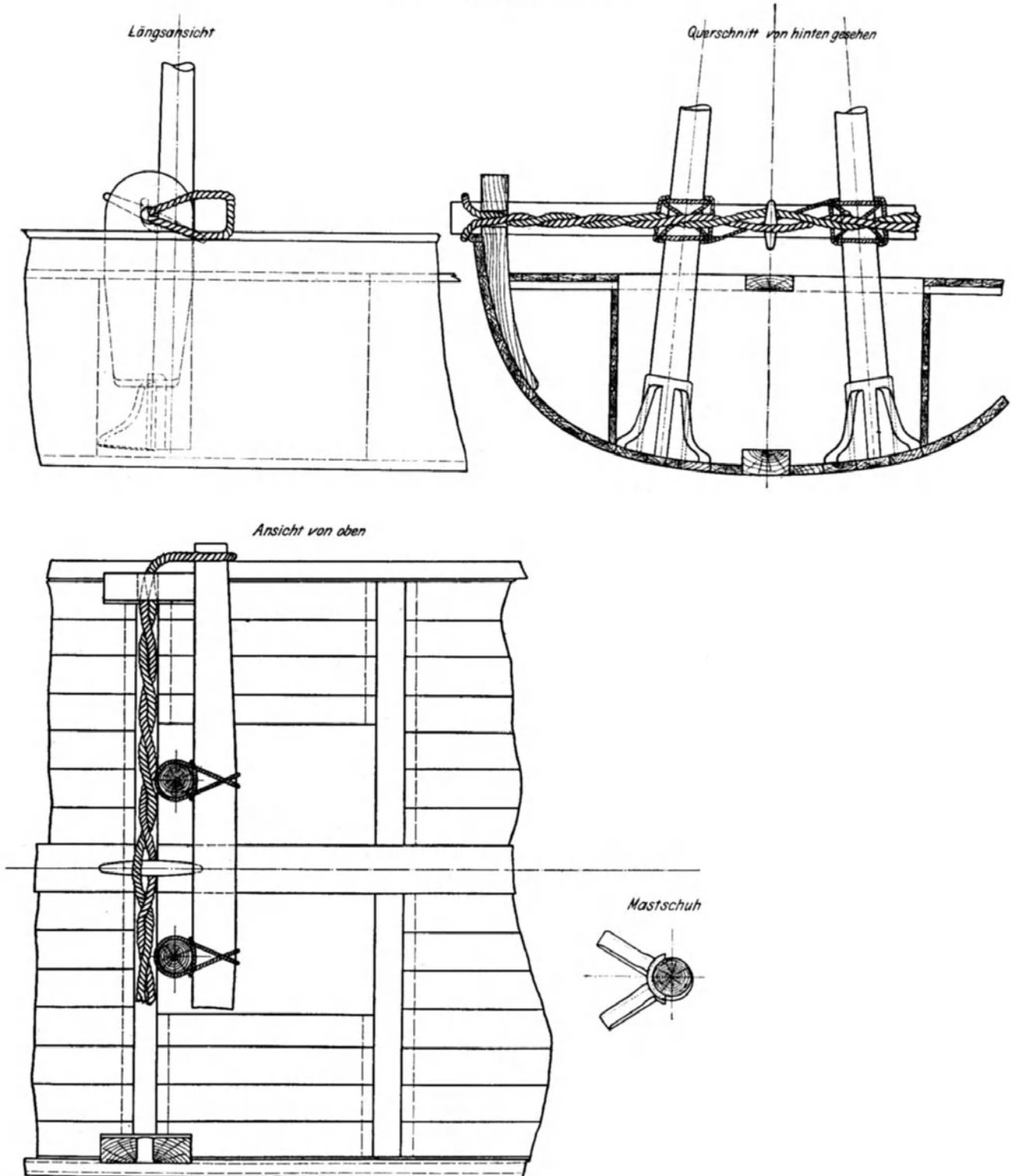


Abb. 25.

Fällen auch noch gerudert, weswegen eine mehr oder minder große Anzahl von Ruderern an Bord war. Für die Seeschiffe ist der umlegbare Mast wahrscheinlich beibehalten worden, weil die Ra oben an ihm fest war und nicht heruntergelassen werden konnte. Die beiden Mastenfüße standen in Spuren, deren Formen uns aus Totenschiffen bekannt geblieben sind. Vorn wurde der Bockmast durch ein starkes Querholz in seiner Lage festgehalten. Dieses Querholz war um zwei Böcke drehbar, die an den Bordseiten befestigt waren, und an ihnen mittels eines angespannten Seiles, wie aus Abb. 25 hervorgeht, festgehalten wurde. Legte man den Mast um, so ruhte er in einem Tau, welches zwischen 2 Pfosten gespannt war, die auf dem hinteren Deck des Schiffes ihren Platz hatten, was die Abb. 7, 8 u. 9 erkennen lassen.

Segelschiff aus dem Grabe des Ti.

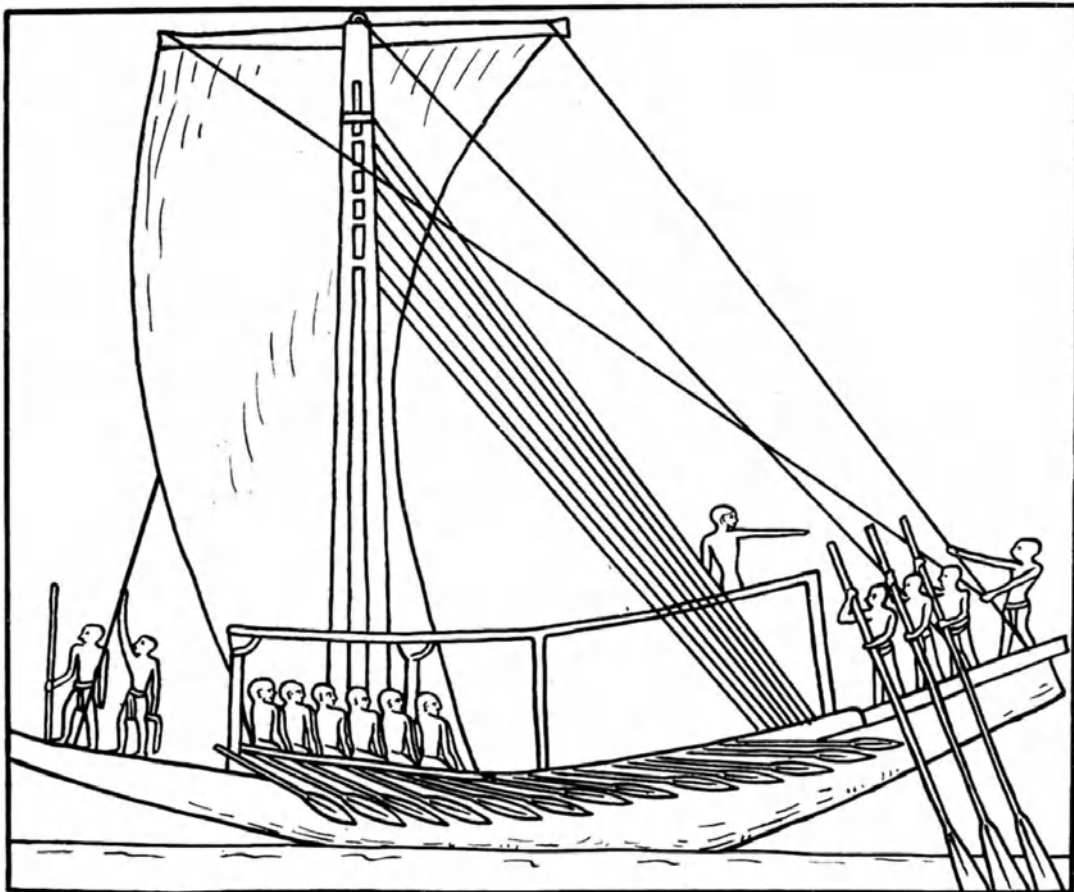


Abb. 26.

Besegelung.

Wie aus allen Abbildungen hervorgeht, war das Segel an einer geraden oder doch nur wenig gekrümmten Ra mittels Bändseln befestigt. Die Ra

besaß kein Fall, sondern wurde durch ein Stropp, wie schon gesagt ist, an der Mastspitze befestigt. Sie mußte also mit dem Mast aufgerichtet und niedergelegt werden. An den Ranocken (Abb. 23, 24 und 26) befanden sich Brassens, wie deutlich aus den alten Abbildungen (23 und 26) zu ersehen ist.

Das Segel bestand aus einem leinenen, indessen stärkeren Stoff, als ihn die Bewicklung der Mumien jener Zeit aufweist; es war verhältnismäßig hoch und schmal, wie am besten Abb. 26¹⁾ zeigt. Die einzelnen Kleider des Segels verliefen nicht senkrecht, wie es später der Fall war, sondern wagerecht. Dies läßt sich am deutlichsten an einem Prachtschiff des Königs S a h u - r e erkennen, von dem in seinem Grabdenkmal ein nicht besonders guterhaltenes Relief gefunden wurde. Am unteren Ende besaß das Segel auf jeder Seite eine Schot, die ebenso wie die Pardunen an den an der hinteren inneren Wand des Schanzkleides sitzenden Belegklampen festgemacht werden konnten. Derartige Belegklampen sind in dem schon erwähnten Buche von R e i s n e r abgebildet und in dem Modell zur Ausführung gelangt. Gordinge und Reffvorrichtungen besaß das Segel nicht.

Falls die Fahrzeuge nicht unter Segel waren, konnten sie auch durch Rudern bewegt werden. An jeder Seite der Schiffe sind auf den Reliefs deutlich 7 oder 8 Riemen erkennbar. Sie fahren an den Bordseiten durch ein Stropp, hatten Sorgleinen und wurden von den auf Deck stehenden oder sitzenden Mannschaften bewegt, wie in Abb. 7 und 14 zu sehen ist.

Auf dem hinteren Teil des Schiffes sind in Abb. 23 drei Steuerer sichtbar, auf dem Schiff des P e h e n u k a stehen sogar 5 Steuerer. Ob nun auf jeder Schiffsseite stets diese Anzahl von Steuerern in Tätigkeit war oder ob beim Segeln nur die in Lee stehenden allein steuerten, läßt sich nicht sagen.

Unter der Annahme von 16 Ruderern, 6 Steuerleuten, einem Befehlshaber und höchstwahrscheinlich noch einem Koch, kann die Mannschaft des Schiffes nicht unter 24 Personen betragen haben. Auf größeren Schiffen, wie das des P e h e n u k a (Abb. 14), war die Mannschaft natürlich sehr viel zahlreicher.

¹⁾ Steindorf, Grab des Ti. Tafel 81.

2. Ägypterschiff des neuen Reiches.

XVIII. und XIX. Dynastie im siebenzehnten bis vierzehnten
Jahrhundert v. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Dümichen bringt auf den drei ersten Tafeln seines Werkes „Die Flotte einer ägyptischen Königin“ Seeschiffe, die er von den Flachreliefs des Tempels in Der el bachri abgezeichnet hat, während die auf seinen Tafeln IV und V abgebildeten Schiffe Flußschiffe sind. Hiervon befindet sich das Original zu dem Schiff oben links auf seiner Tafel IV, in der ägyptischen Abteilung des königlichen Museums in Berlin.

Der Tempel in Der el bachri ist von Hat-schepsowet, einer Königin der XVIII. Dynastie im 15. Jahrhundert v. Chr. erbaut. Die auf den Tafeln I—III des Werkes von Dümichen dargestellten Seeschiffe sind Handelsschiffe, welche eine Reise nach Punt unternommen hatten. Die von Dümichen auf seinen Tafeln IV und V abgebildeten Schiffe sind dagegen Nilfahrzeuge, welche die beiden großen Obelisken, die Hat-schepsowet in Karnak errichten ließ, von Assuan den Nil hinunterschleppten, worauf später noch zurückgekommen wird.

Modelle von Schiffen dieser Zeit aus dem Grabe von Amenophis II, eines Königs der XVIII. Dynastie, besitzt das Museum ägyptischer Altertümer in Kairo, die von Daressy abgebildet und beschrieben sind¹⁾. Auch Reisner²⁾ bringt eine große Zahl von Abbildungen ägyptischer Totenschiffe und ihrer Einzelteile, die sind aber mit Vorsicht zu

¹⁾ G. Daressy. Fouilles de la vallée des rois, Caire 1902, Tafel XXVIII und XXIX. Catalogue général des antiquités égyptiennes du musée du Caire.

²⁾ G. A. Reisner. Models of ships and boats. Cairo 1913.

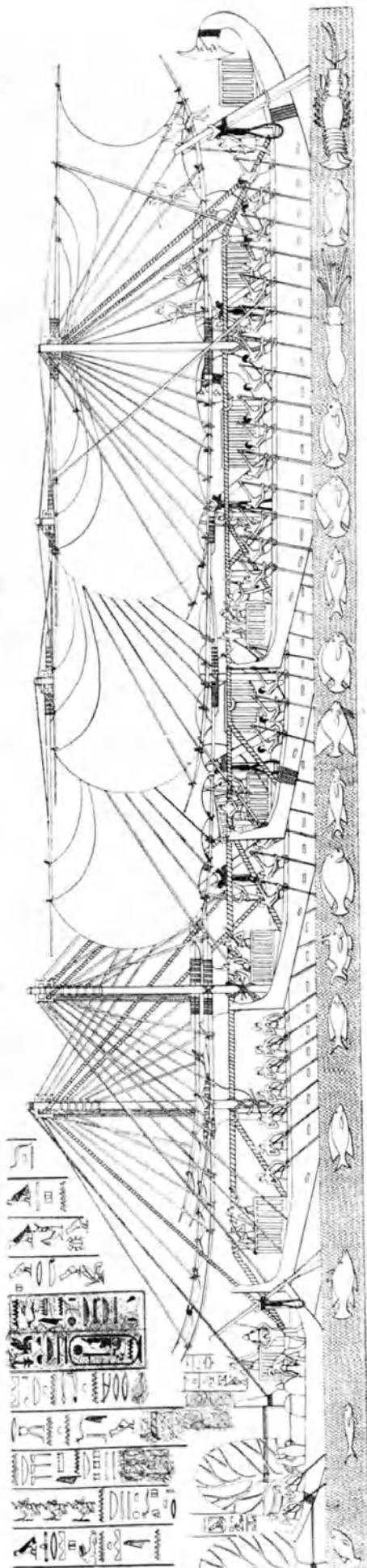


Abb. 27.

benutzen, weil manche Totenschiffe zerbrochen den Gräbern entnommen und dann von nicht ganz Sachverständigen wieder hergestellt wurden, wobei Fehler begangen sind. Das Modell habe ich nach den in Abb. 27 enthaltenen, auf Dümichens Tafel I gezeichneten Schiffen entworfen. Es stellt nicht mehr ein so ausgesprochenes Segelschiff vor, wie das des alten Reiches, vielmehr weist die größere Zahl der Ruderer und die schlankere Schiffsform darauf hin, daß die Seeschiffe des neuen Reiches wahrscheinlich häufiger gerudert wurden, als dies im alten Reiche der Fall war.

Hauptabmessungen.

Die längsten Schiffe der Flachreliefs in Der el bachri messen in der Länge etwa $4\frac{2}{7}$ ägyptische Ellen = 2,25 m. Nimmt man nun an, daß auch sie wahrscheinlich nach einem gewissen Maßstab ausgeführt wurden, und berücksichtigt die wirklichen Verhältnisse, so kommt man zu der Vermutung, daß in der Darstellung zwei Fingerbreiten eine Elle wiedergeben, d. h. daß die Schiffe in etwa $\frac{1}{14}$ n. G. gezeichnet sind. Die Länge über alles stellt sich dann auf $4\frac{2}{7} \cdot 14 = 60$ Ellen oder = 31,50 m und würde sich somit in einem durchaus glaubwürdigen Rahmen halten. Die Länge in

der Wasserlinie mißt unter dieser Annahme bei dem noch wenig beladenen Schiff (Abb. 28) 34 Ellen = 18 m.

Die ägyptischen Totenschiffe zeigen größtenteils ein Verhältnis der Breite zur Länge in der Wasserlinie von ungefähr 1:3; wird nun die Breite = 12 Ellen oder 6,30 m gesetzt, so wird das genannte Verhältnis erreicht, sobald das Schiff etwas mehr beladen ist und die Wasserlinie sich verlängert.

Der Tiefgang mußte aus denselben Gründen wie bei den Schiffen des alten Reiches ein verhältnismäßig geringer sein. Er ist durch Ver-

Ägypterschiff des neuen Reiches.

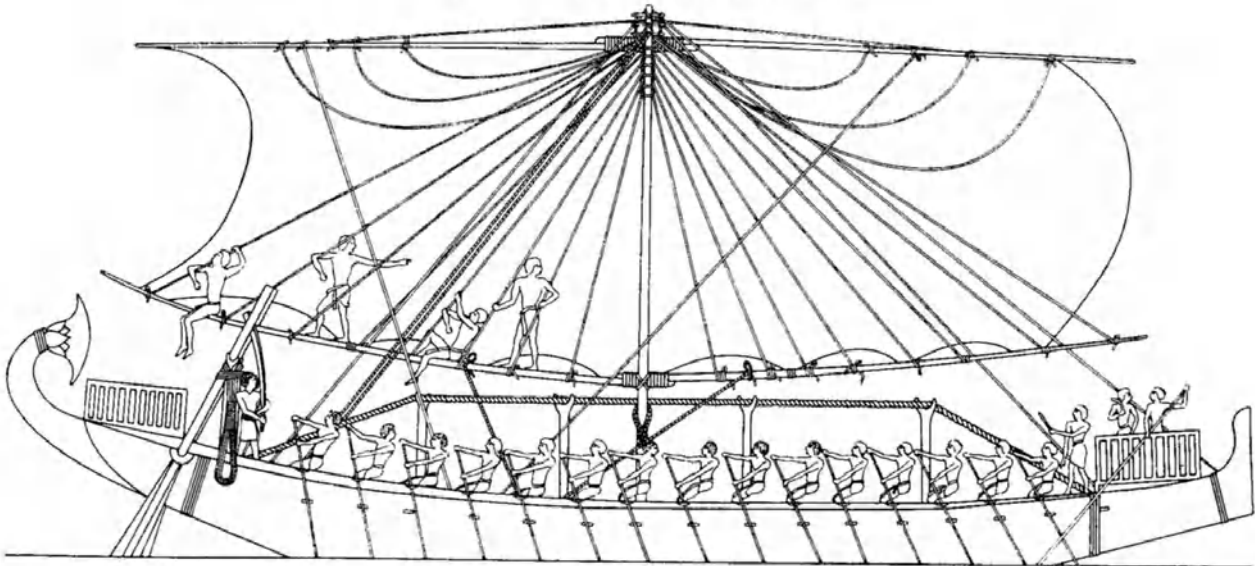


Abb. 28.

längerung der Überhangslinien nach unten unschwer zu ermitteln und kann unter Festhaltung eines flachen Bodens ungefähr nur $2\frac{2}{7}$ Ellen = 1,2 m betragen haben.

Die Verdrängung erreicht dann nach dem mit diesen Abmessungen entworfenen Linienriß (Abb. 29) rund 80 t.

Bauart.

Die Schiffe wurden noch, wie die des alten Reiches, meistens aus Akazien- und Sykomorenholz hergestellt, die im Lande zur Verfügung standen, aber auch Zedernholz, welches eingeführt wurde, benutzte man.

Ihre Bauart war die gleiche geblieben, wie sie schon fast zweitausend Jahre früher bestanden hatte und bei dem Schiff der V. Dynastie beschrieben ist. Die Überhänge sind etwas größer geworden, als sie bei den älteren Schiffen waren. Sie erhielten aber vorn und hinten statt der löffelartigen eine schärfer zulaufende Form, um sie bequemer rudern zu können. Der Vor- und Hintersteven ragten ein Stück über die Sponung hinaus, wie

Linienriß. 1:200.

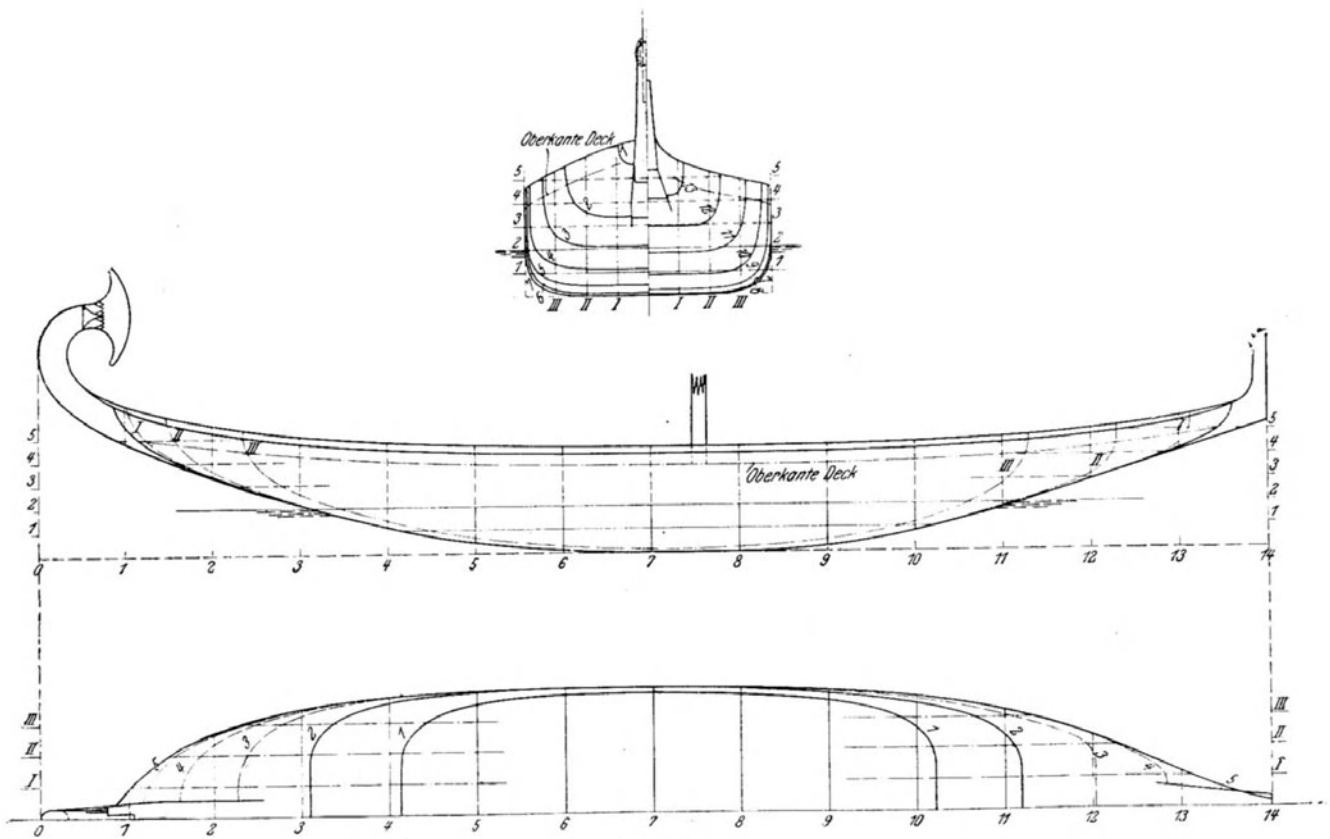


Abb. 29.

dies in den 2 bis 3 m langen Totenschiffen aus dem Grabe von Amenophis II. (Abb. 34) deutlich zu erkennen ist und auch in dem Modell zur Ausführung kam. Der Vordersteven endigt, wie Abb. 28 zeigt, in einem geraden senkrechten Pfosten von ungefähr derselben Form wie bei den älteren Schiffen, ohne indessen das dort vorkommende Auge zu besitzen. Die Fortführung des Hinterstevens ist nach vorn gebogen und läuft in eine Verzierung aus, die den Blütenschopf einer Papyrusstauden vorstellen soll.

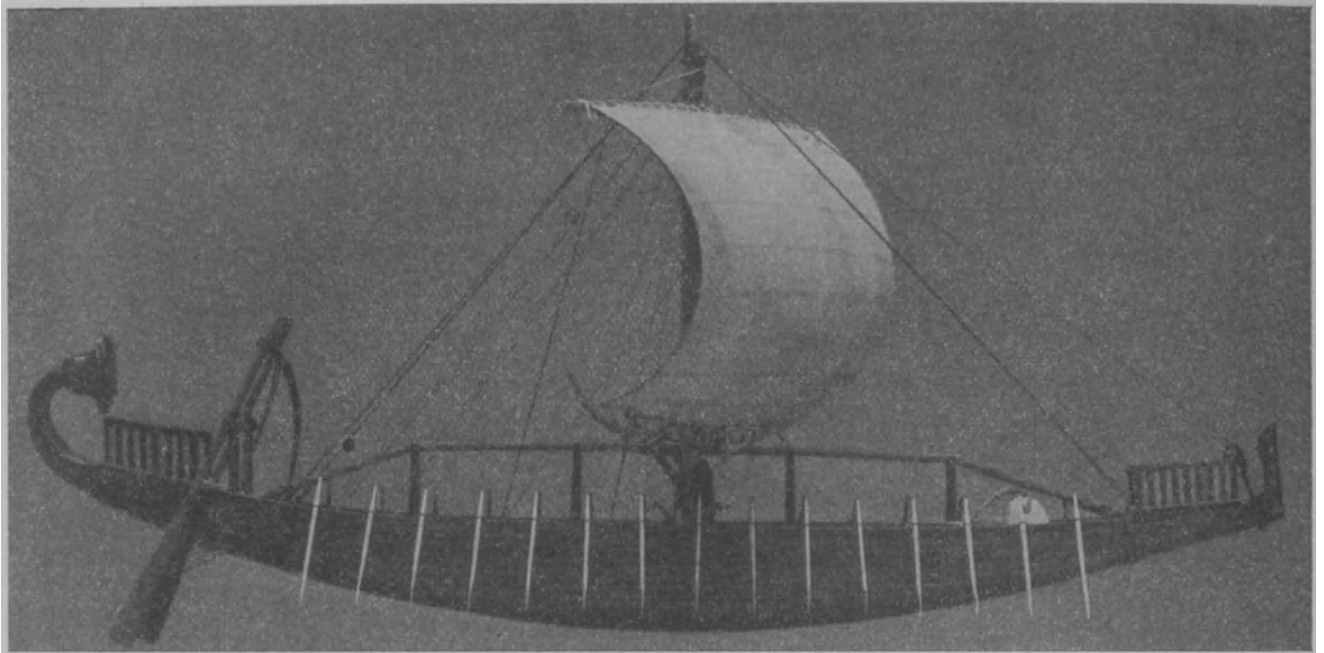


Abb. 30.

Deckansicht. 1:200.

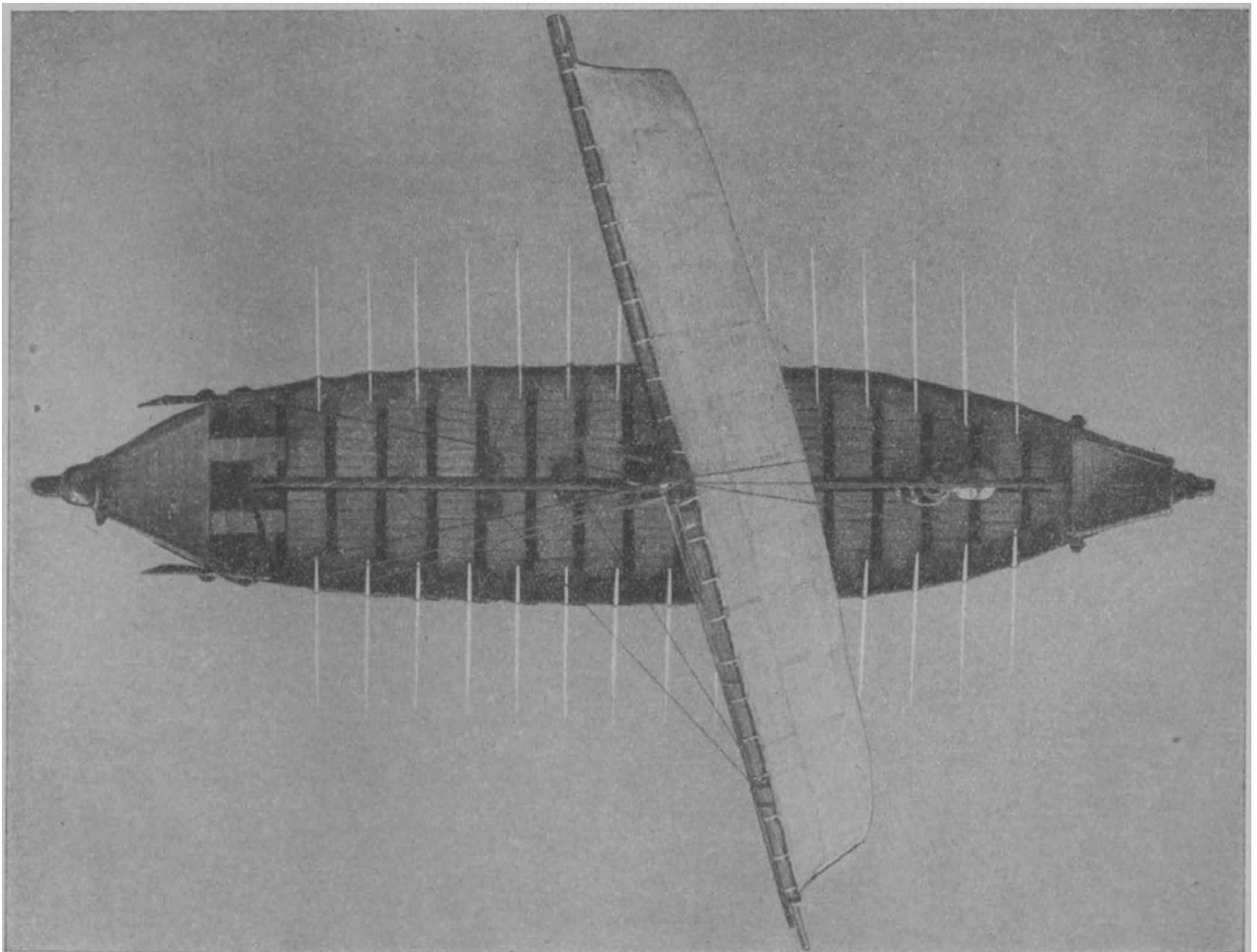


Abb. 31.

Die kleinen Rechtecke, die in den Reliefs sowie auch in den Totenschiffen (Abb. 35 u. 36) an den Schiffswänden unterhalb der Decks vorkommen, sind die Stirnflächen der Deckbalken, welche die Schiffshaut durchdringen und außen vorstehen. Die Deckbalken sind im Schiffsinne stärker, in der Außenhaut ein wenig schwalbenschwanzförmig und außen etwas abgesetzt. In Abb. 37 ist diese Ausführungsart besonders herausgezeichnet und außerdem tritt sie anschaulich an dem in Abb. 38 wiedergegebenen großen Lastschiff¹⁾ hervor, das die beiden schon erwähnten Obelisken der *Hat-schepsowet* nach Theben beförderte²⁾.

Das Relief dieses Schiffes weist 3 untereinander liegende Reihen der in Frage stehenden Rechtecke auf. Bei seiner verstärkten Bauart wird es 3 Reihen gegen den Schiffsboden und unter sich abgestützter Deckbalken besessen haben, um die Last der Obelisken tragen zu können. Unverständlich ist es, weswegen die Ägypter diese schwächliche Bauart gewählt haben, da ihnen die Technik der Knieverbindungen zu jener Zeit schon geläufig gewesen ist, wie der Kajütenaufbau in dem Totenschiffe (Abb. 36) zeigt, sie hätten also die Deckbalken mit Knieen an der inneren Seite der Außenhautplanken befestigen können. Vielleicht war es ihnen nicht mög-

¹⁾ In dem Tempel von Karnak sind Inschriften gefunden worden, die von *Jnemi**), einem sehr hohen Beamten der XVIII. Dynastie stammen und Angaben über ein Lastschiff enthalten, das die beiden Obelisken von 22,86 m Höhe beförderte, die *Thutmosis I.* in Karnak errichten ließ. Das Schiff war 120 Ellen = 63 m lang und 40 Ellen = 21 m breit. Nun waren die Obelisken der *Hat-schepsowet* 31,18 m hoch und wenn man die Schiffsmaße in dem Verhältnis vergrößert, wie sich die 22,86 m hohen Obelisken des *Thutmosis I.* zu den 31,18 m hohen der *Hat-schepsowet* verhalten, so kommt man für das hier vorliegende Lastschiff (Abb. 38) der letzteren auf eine Länge von 81,83 m und eine Breite von 27,27 m. Dieses große Schiff wurde von 3 Schleppzügen den Nil hinunter befördert, von denen sich jeder aus 10 Ruderschiffen zusammensetzte. Das vorderste Schiff jedes Schleppzuges war etwas größer als die übrigen und diente als Führerschiff. Jedes Ruderboot war mit 30 Ruderern besetzt. Außerdem begleiteten das Lastschiff 3 andere Ruderboote, die zu religiösen Zwecken gebraucht wurden, auch wohl die hohen Staatsbeamten an Bord hatten, welche den Zug von Assuan aus geleiteten. Endlich war noch ein kleineres Ruderboot dabei, das zur Befehlsübermittlung zwischen den einzelnen Führerschiffen usw. benutzt wurde. Diese Überführung der Obelisken mit mehr als 1000 Ruderern ist im Tempel von *Der el bachri* in Flachreliefs dargestellt, wo sie *Dümichen* abzeichnete und in seinen Tafeln IV und V veröffentlichte.

*) Edouard Naville. *The temple of Deir el Baheri.* London 1908. Part. VI.

²⁾ J. H. Breasted. *Ancient records of Egypt.* Vol. II. S. 43. Chicago 1906.

Vorderansicht. 1:200.

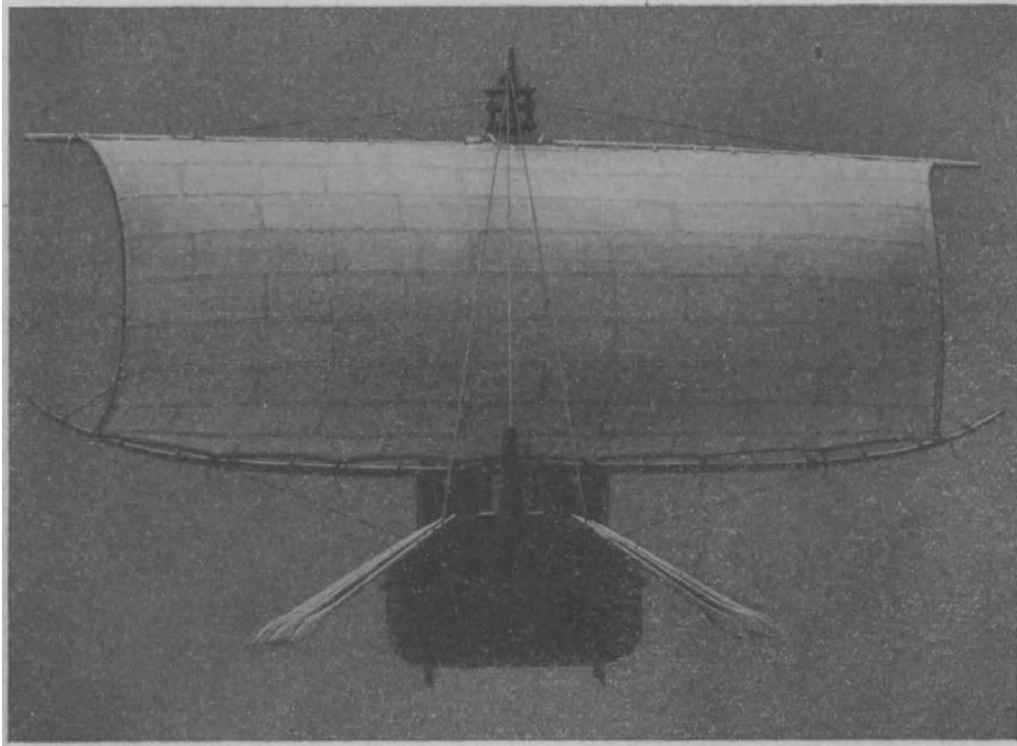


Abb. 32.

Hinteransicht. 1:200.

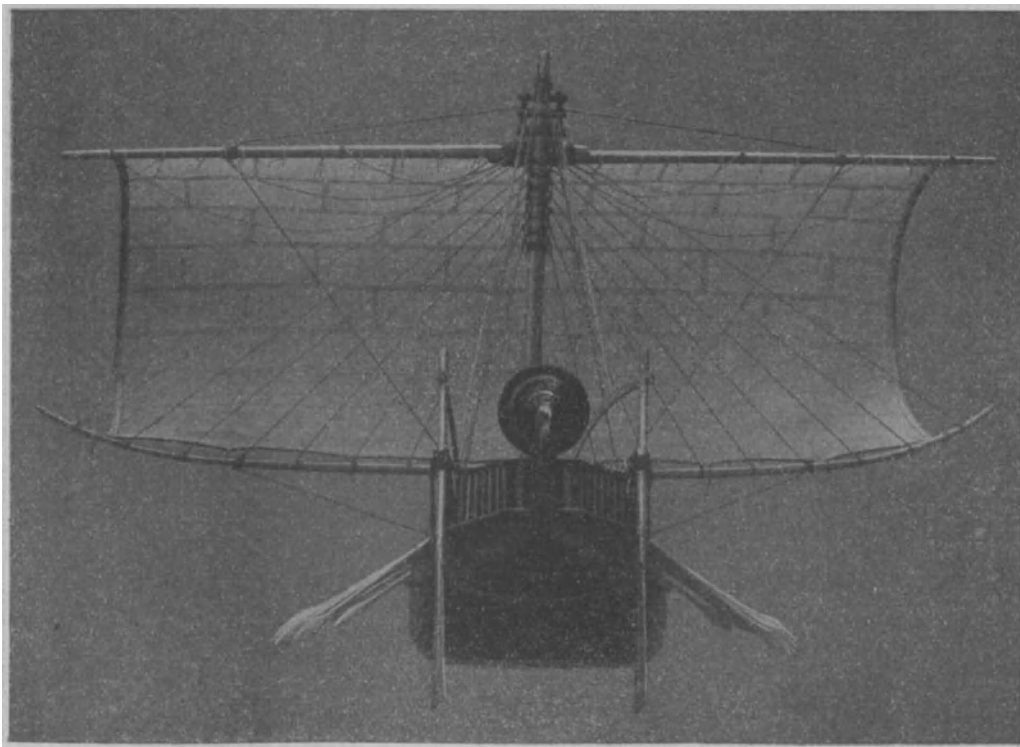


Abb. 33.

lich, gewachsene Kniee in der erforderlichen Stärke und Anzahl aus anderen Ländern einzuführen.

Die Deckplanken bestanden wie im alten Reich aus einzelnen zwischen die Deckbalken gelegten kurzen Stücken, wie dasselbe Totenschiff (Abb. 36) in seinem hinteren Teil ersehen läßt.

Hinterteil eines Schiffes aus dem Grabe von Amenophis II.

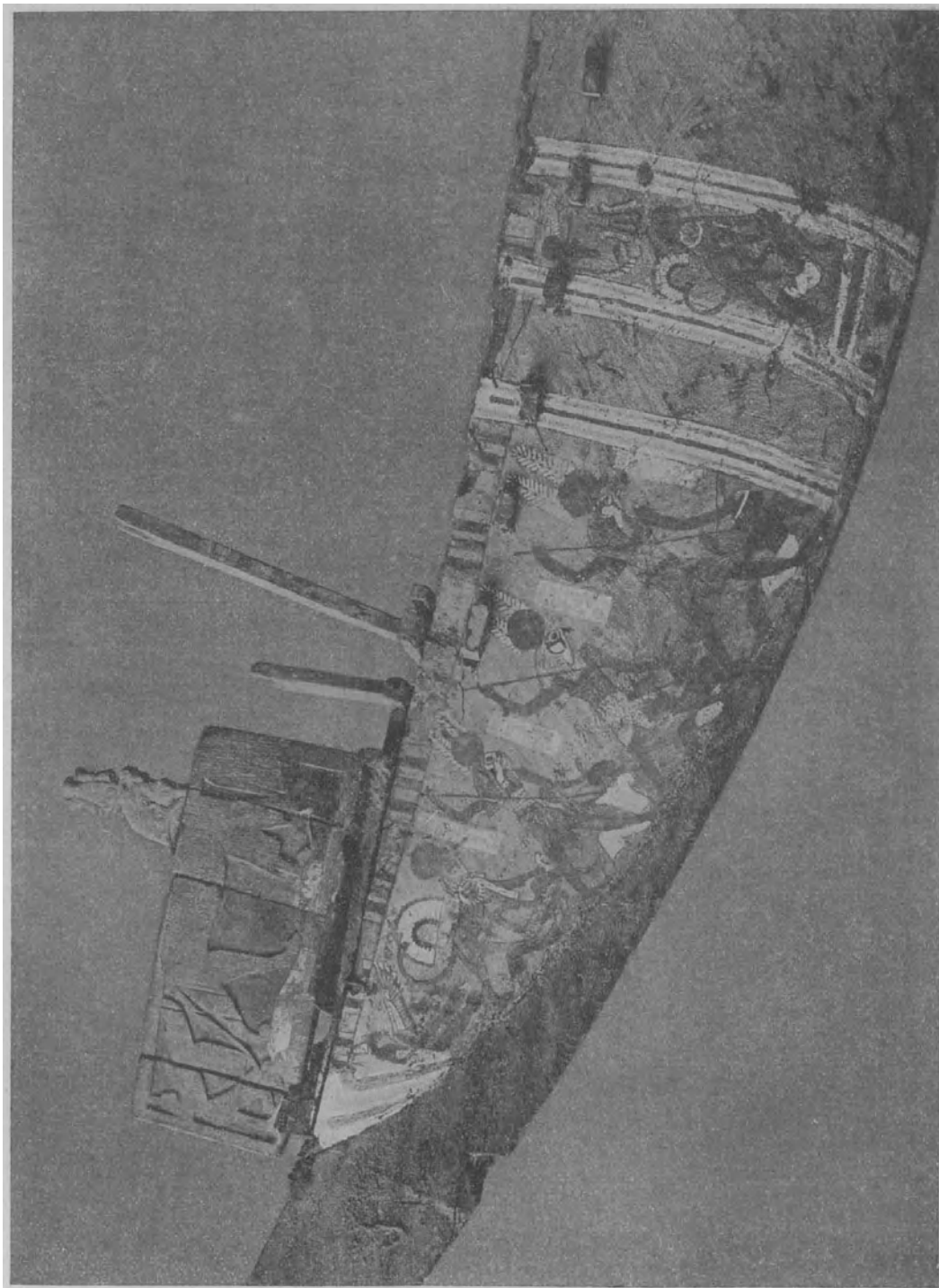


Abb. 34.

Totenschiff aus dem mittleren Reich.



Abb. 35.

Totenschiff aus dem mittleren Reich.

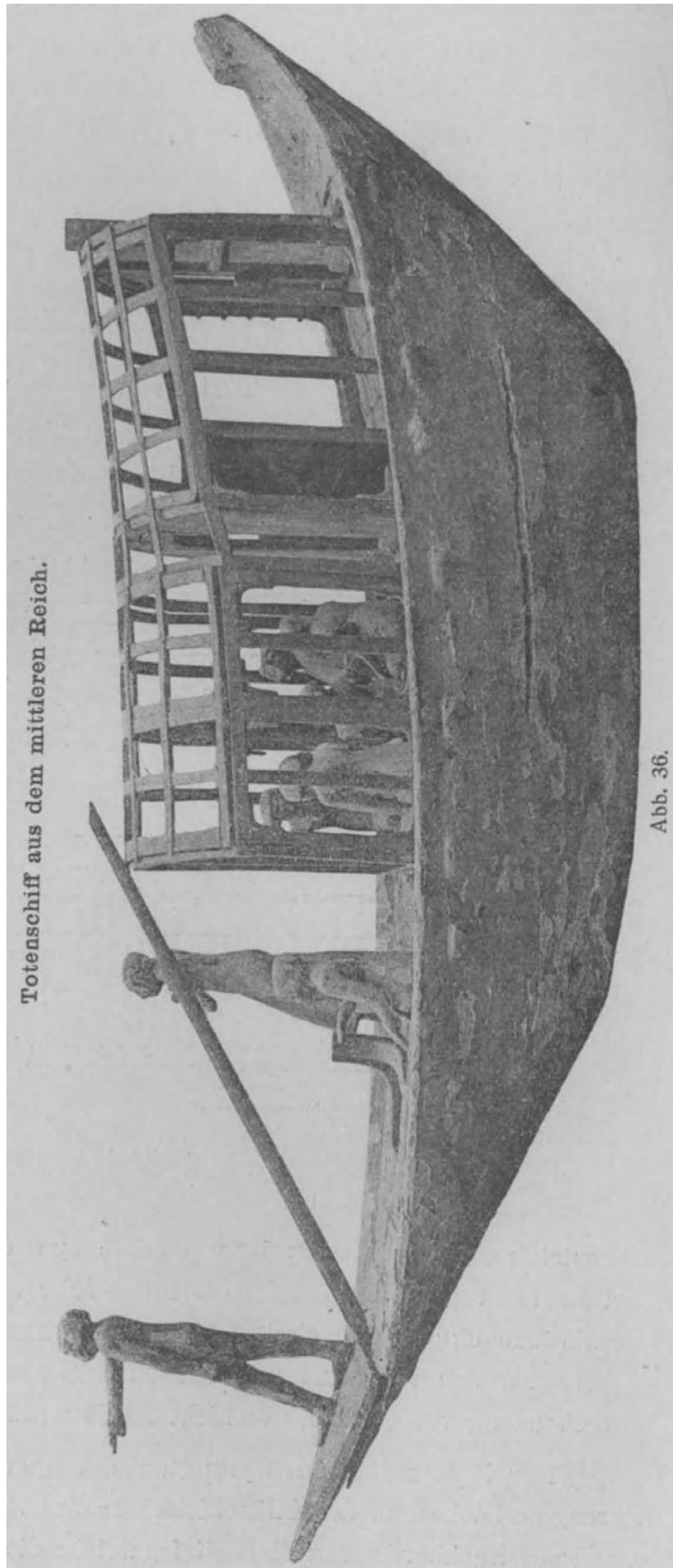


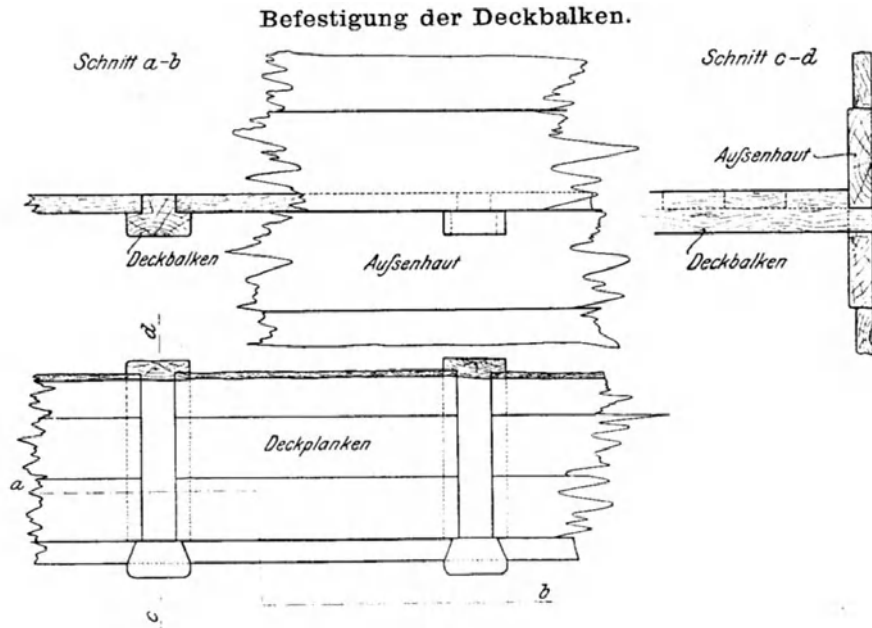
Abb. 36.

Jedes Schiff hatte an Deck 2 kleine durch eine Brüstung abgeschlossene Plätze (Abb. 28), deren vorderer wahrscheinlich für den Ausguckmann oder Lotsen und deren hinterer für den Kapitän bestimmt war.

Gurttaue haben die Schiffe der XVIII. Dynastie nicht besessen, wohl aber hatten sie noch ein Sprengtau, das, wie die Reliefs deutlich erkennen lassen, auf vier Stützen über Deck lief. Wie aus Abb. 34 hervorgeht, waren einzelne Schiffe teilweise sehr hübsch bemalt.

T a k e l u n g.

Wahrscheinlich haben die Ägypter während des mittleren Reiches mit den hohen schmalen Segeln und den deshalb durch viele Pardunen



abgesteiften hohen Masten ihrer Schiffe aus dem alten Reich schlechte Erfahrungen gemacht, insofern als bei sehr steifer Brise wohl häufiger Mastbrüche eingetreten sind. Sie waren deshalb im neuen Reich dahin gekommen, den Mast immer mehr zu verkürzen und das Segel dementsprechend zu verbreitern, um nicht an Segelfläche zu verlieren.

Der Mast mußte des Sprengtaues wegen um die halbe Mast- und Sprengtau-Dicke aus der Mittschiffsebene des Schiffes gerückt werden. Er stand auf Backbord, denn die Reliefs, welche die Backbordseite wiedergeben,

Lastschiff der Hatschepsowet.

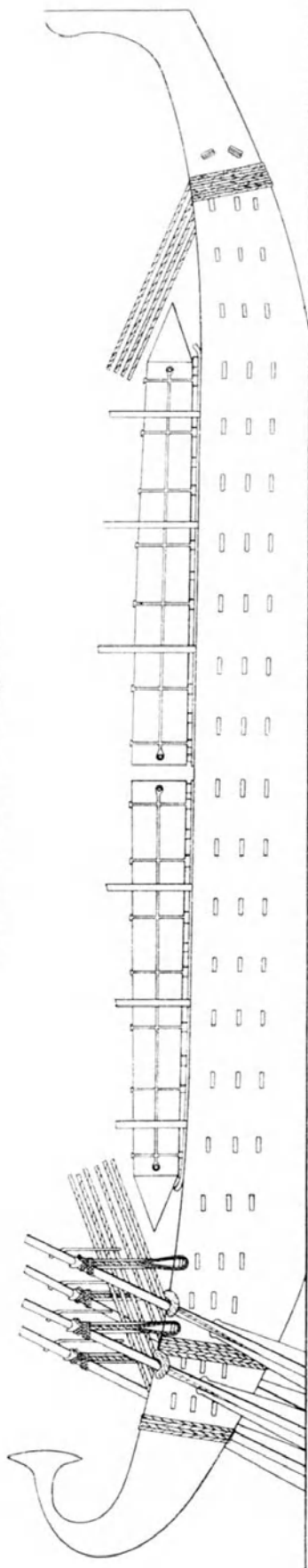


Abb. 38.

zeigen die Ansicht des Mastes und hinter ihm vorbeigehend das Sprengtau. Zum Umlegen scheint der Mast nicht eingerichtet gewesen zu sein, wenigstens fehlen die Ständer mit dem zwischen ihnen gespannten Tau auf dem Hinterteil des Schiffes, in das sich der umgeklappte Mast legte, wie es die älteren Schiffe besitzen. Da die Masten viel niedriger waren als die der älteren Schiffe, so weisen sie auch nicht mehr so viele Pardunen auf, als es bei diesen nötig war. Der Mast stand unten in einer Spur und wurde über Deck noch durch besondere Zurrings (Abb. 39) festgehalten.

Das Segel war aus dem gleichen Stoff wie auf den älteren Schiffen, ebenso hatte es noch die Querkleider. (Abb. 40.) Das Segel hing in zwei Raen, die untere Ra wurde erforderlich, um bei dem sehr breiten Segel die Schoten so anbringen zu können, daß das Segel zum Stehen kam. An Totenschiffen ist zu ersehen, wie das Segel an der unteren Ra angereiht war. Das sehr breite Segel ist wohl wegen seiner Unhandigkeit bald wieder außer Anwendung gekommen, denn die Phönizier und Griechen haben es nicht gefahren. Die beiden Raen sind in der Mitte gelaßt; die obere ist weniger stark gebogen, als die untere. War die obere Ra geheißt, so erschien sie konvex, während sie beim Einnehmen des Segels umgekantet wurde und sich dann mit dem Segel in die untere konkave Ra einfügte, was sich bei den vor Anker liegenden Schiffen (Abb. 27) erkennen läßt. Ein Rack hat die obere Ra nicht besessen.

Da die Ägypter die Rolle noch nicht kannten, so mußten sie sich zum Heissen der großen und schweren oberen Raa eine besondere

Vorrichtung ersinnen. Sie zurrten am Masttopp drei kurze Rundhölzer (Abb. 41) fest, führten um das untere Rundholz zwei die Ra in ihrer Mitte fassende Falle und um das mittlere zwei Toppnanten, um dünneres laufendes Gut

Befestigung des Mastes.

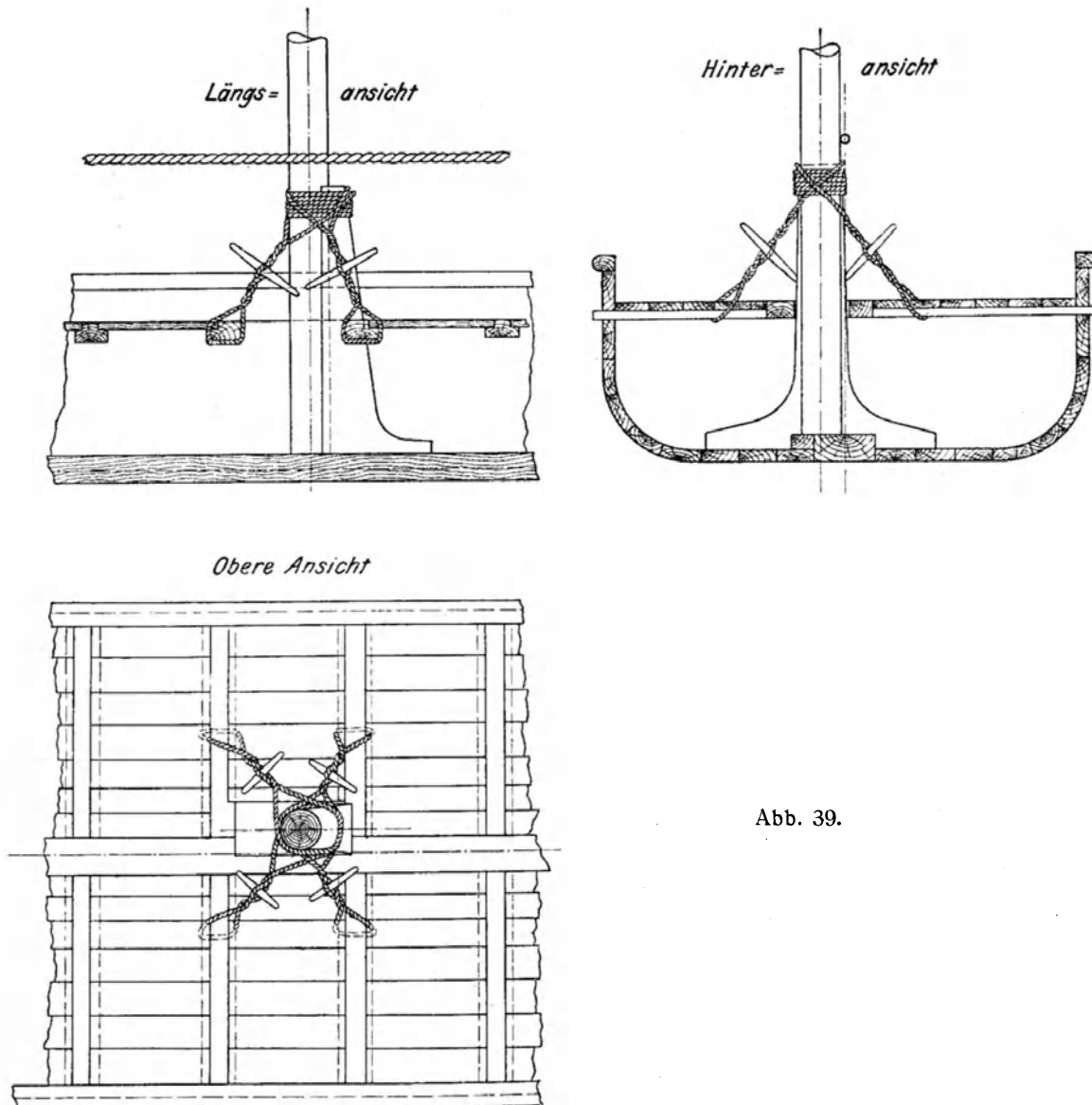


Abb. 39.

verwenden zu können. Möglicherweise sind die drei auf jeder Seite des Segels (Abb. 28) in Buchten herunterhängenden Enden Hilfsfalle, die zur Erleichterung des Heissens der oberen Ra in Tätigkeit traten. Man ließ sie lose durchhängen, wenn die Ra vorgeheißt war und die Falle sowie die Toppnanten

Segelriß. 1:200.

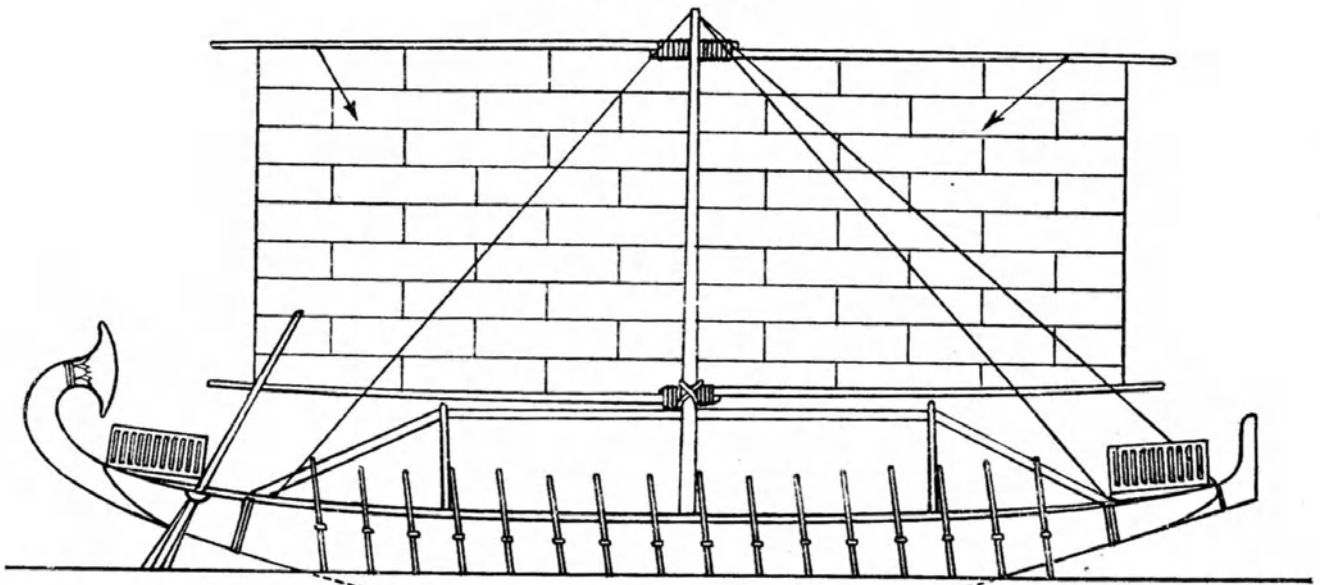


Abb. 40.

Heißvorrichtung der oberen Ra.

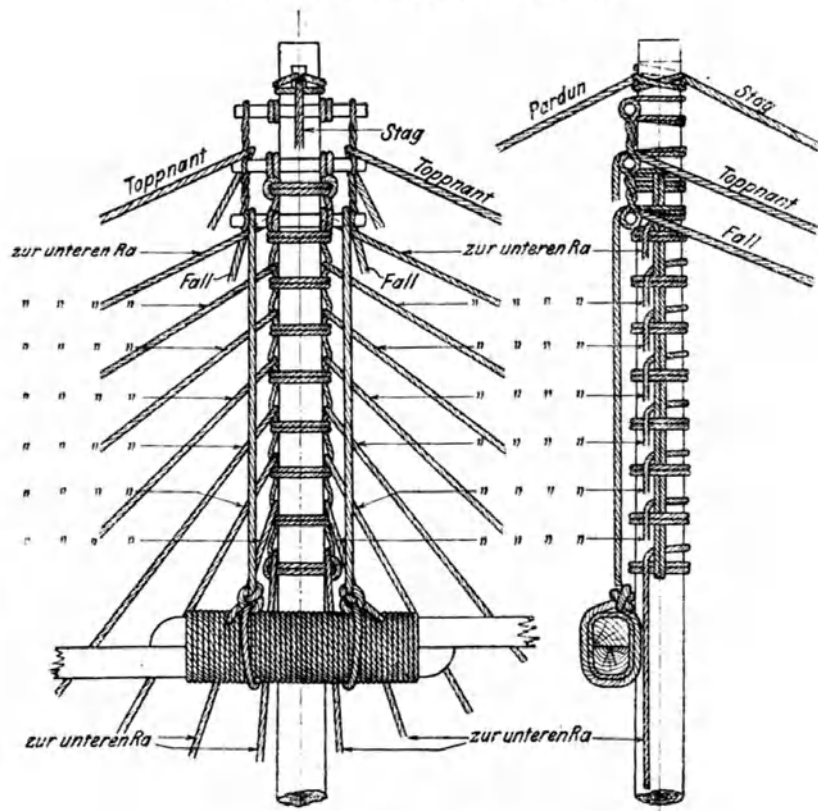


Abb. 41.

Befestigung des Ruders.

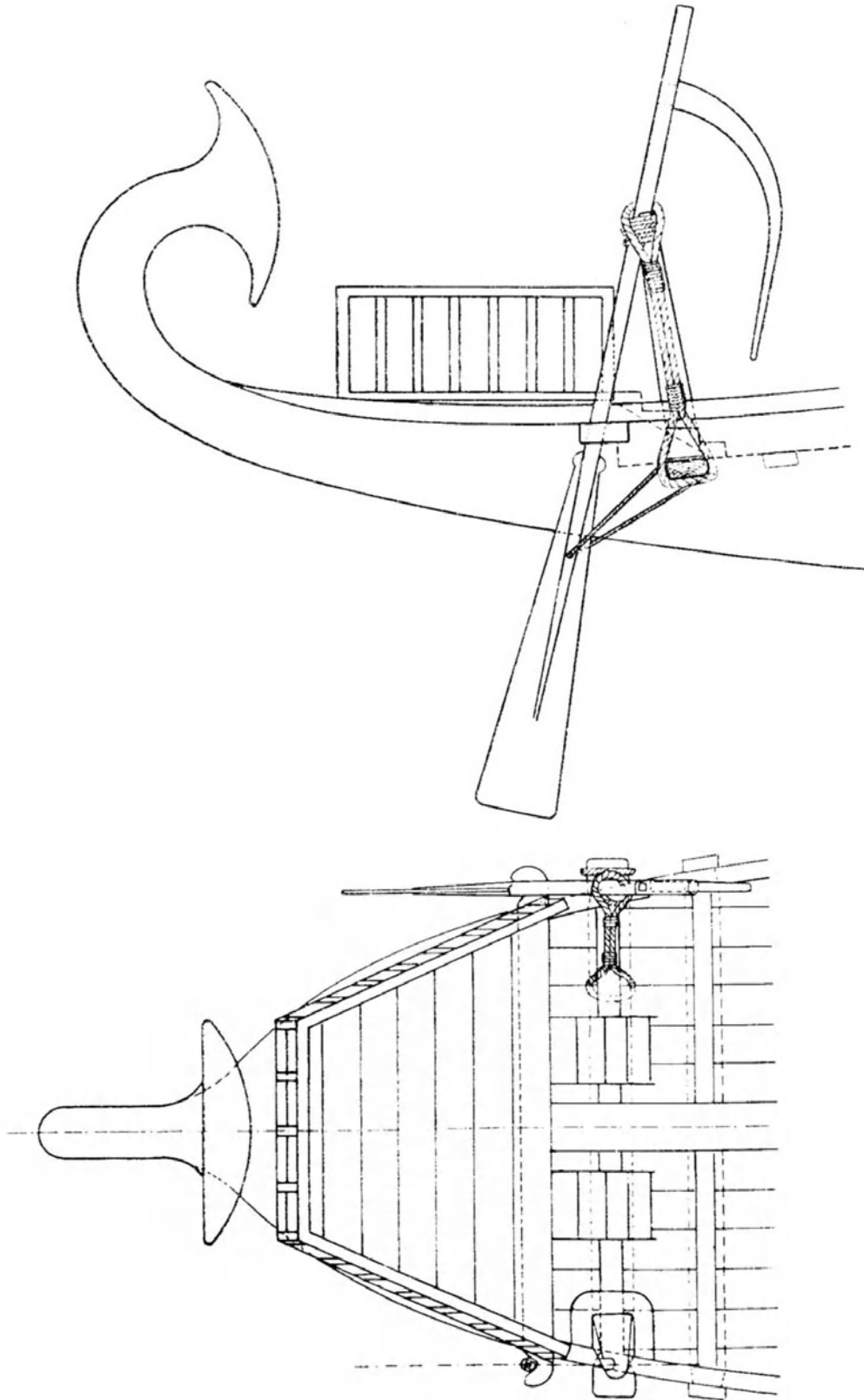
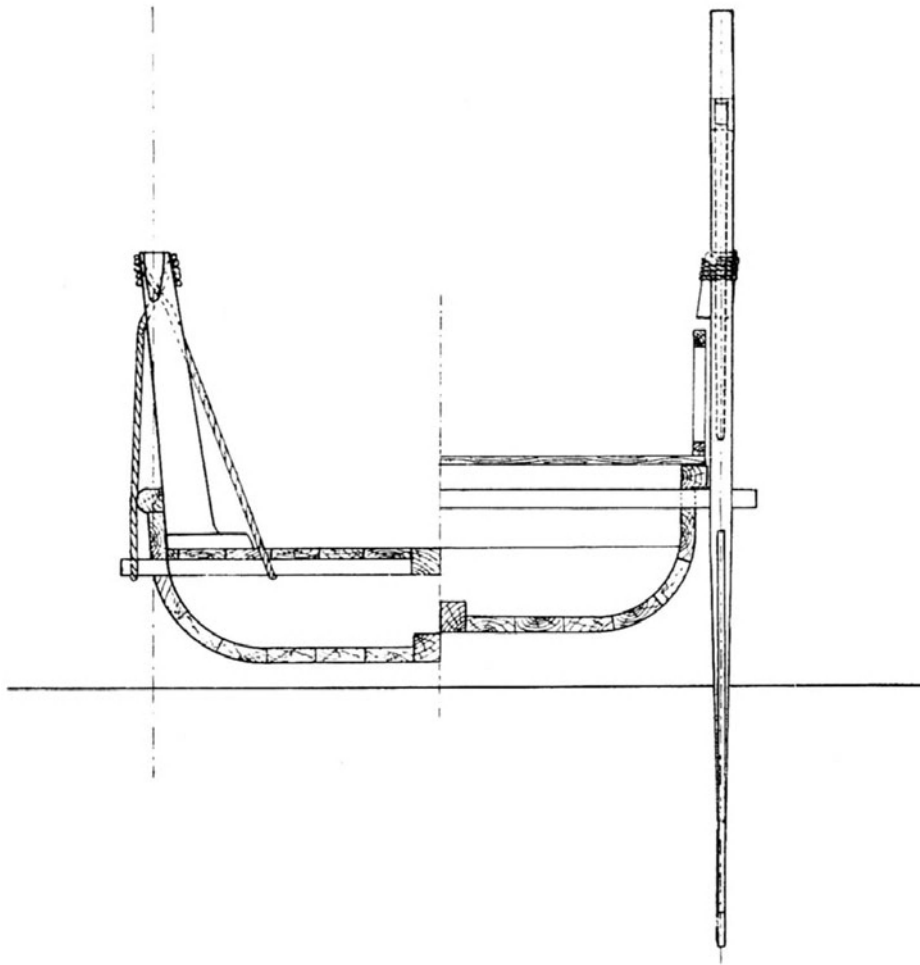


Abb. 42.

Zu Abb. 42.



belegt waren. Unter den Rundhölzern waren Ösen aus Tauwerk an dem oberen Teil des Mastes angebracht, in welchen die Enden befestigt wurden, die die untere Ra trugen und an dieser belegt waren (Abb. 28). Die untere Ra wurde durch eine besondere Zurring am Mast drehbar festgehalten. Falle, Brassen und Schoten fuhren nach Deck, wo sie an Klampen belegt wurden.

A u s r ü s t u n g.

Die Schiffe wurden nicht mehr durch Riemen oder Paddeln gesteuert, sondern besaßen auf jeder Seite ein festes Steuerruder, dessen Ausführung Abb. 42 zeigt.

Wie aus den Reliefs ersichtlich, sind die Schiffe gerudert worden, denn daß es sich hier um Ruderer und nicht um Paddler handelt, geht daraus hervor, daß die Leute an den Riemen dem Vorderteil den Rücken zu-

kehren und ihre Riemen sämtlich in Stroppen an der Reling ruhen. Sichtbar sind an der einen Schiffseite 15 Ruderer, so daß im ganzen 30 Ruderer an Bord gewesen sein müssen, für die an beiden Bordseiten Sitzgelegenheiten vorgesehen waren. Kommen zu den Ruderern noch Ausguckleute, Steuerer, Koch und Kapitän, so ist die Mindestzahl der Besatzung auf etwa 36 Köpfe zu schätzen.

Über die Ankervorrichtungen läßt sich nichts sagen, da aus den Reliefs nichts darüber hervorgeht. Wahrscheinlich wurden noch Ankersteine an Bord geführt.

3. Phönizierschiff

des elften bis achten Jahrhunderts v. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Von den Phöniziern sind nur verhältnismäßig wenig Schriften auf uns gekommen und auch diese nur in griechischer Übersetzung oder Überarbeitung. Über die phönizischen Schiffe enthalten sie nichts, so daß wir, um uns davon eine Vorstellung machen zu können, auf Mutmaßungen oder von den uns bekannten Schiffen der Ägypter und der Griechen ausgehend auf Rückschlüsse angewiesen sind. Die einzigen auf uns gekommenen bildlichen Darstellungen von höchstwahrscheinlich phönizischen Schiffen haben Botta und Flandin¹⁾ in den Jahren 1843—45 in den Ruinen des Palastes von Sargon II. in Khorsabad ausgegraben. Es sind Flachreliefs, welche eine Wand des Palastes schmückten und in Abb. 43 und 44 wiedergegeben sind. Die Darstellungen stammen aus den letzten Jahren des 8. Jahrhunderts v. Chr. Leider ist ihnen kein Text beigegeben. Assyrische Flußschiffe können es nicht sein, denn die Schiffe schleppen Baumstämme und haben auch Baumstämme geladen. Um dies kenntlich zu machen, hat der Künstler in seiner naiven Art die Baumstämme über dem Schiff angebracht, die entweder im Schiffsraume ruhten, dort aber nicht erkennbar waren, oder als Decklast gefahren wurden und dann die Darstellung der Paddler beeinträchtigt haben würden. Auf Flußschiffen hat man auch im Altertum keine Baumstämme befördert, sondern diese zu Flößen vereinigt, und den Fluß hinunter schwimmen lassen. Auch der auf dem Mast angebrachte Ausguck, der für Flußschiffe unnötig gewesen wäre, deutet darauf hin, daß wir es mit Seeschiffen zu tun haben.

Die Assyrer hatten zu jener Zeit die Phönizier unterjocht und so haben wir uns unter den dargestellten Fahrzeugen mit größter Wahrscheinlichkeit phönizische Seeschiffe vorzustellen, welche Zedern des Libanons

¹⁾ S. E. Botta et E. Flandin. *Monuments de Ninivé*. Paris 1849. Tome I.

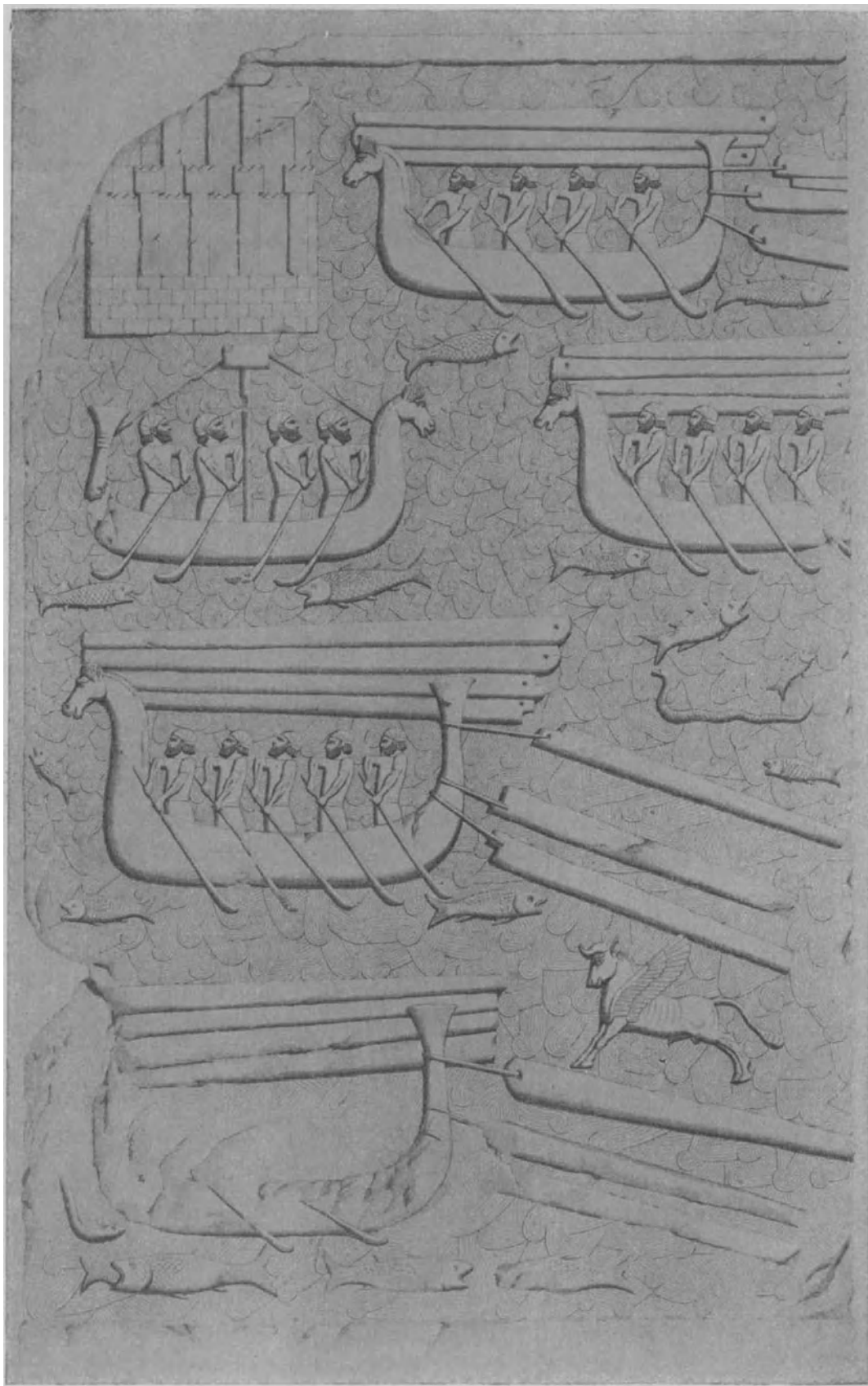
Flachrelief vom Palast in Khorsabad.

Abb. 43.

Flachrelief vom Palast in Khorsabad.

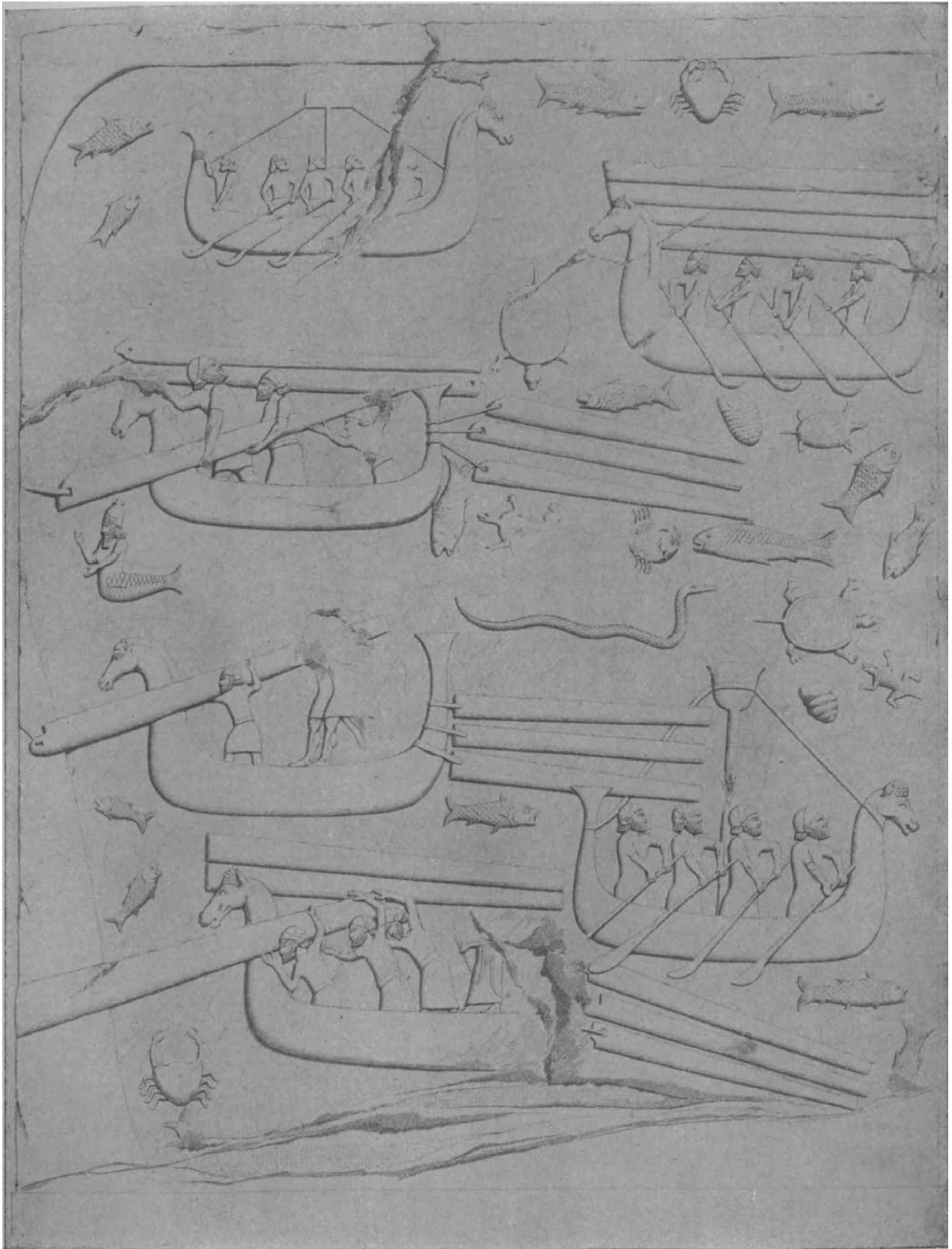


Abb. 44.

über See bringen und sie an einem Küstenplatze entladen. Dafür, daß sich die Bilder auf die See beziehen, geben die beiden französischen Forscher eine Reihe von Gründen an, die eingehender zu entwickeln, hier zu weit führen würde.

Andere Abbildungen assyrischer Schiffe gibt Layard in seinem Werk „Monuments of Nineveh“, London 1853, Tafel 25, 27 und 28 wieder.

Schiffe vom Tempel zu Kujunschik.

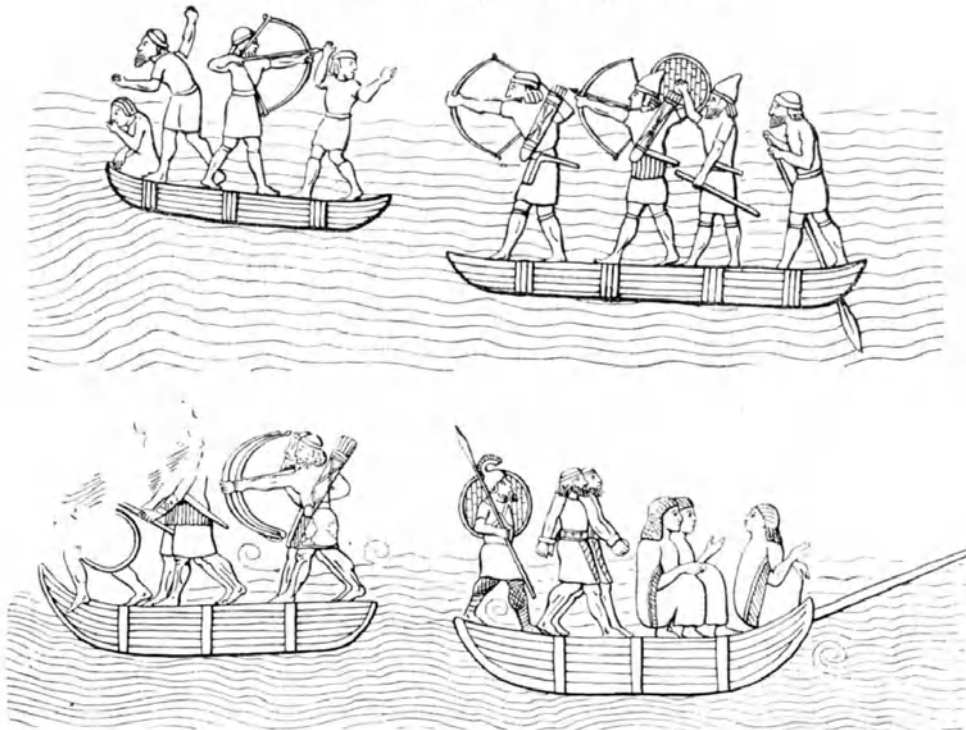


Abb. 45.

Die Abb. 45, die am Tempel zu Kujunschik gefunden sind, zeigen Flußboote, die Abb. 46, die vom Kaiserpalast in Nimrud ¹⁾ stammen, sollen Kriegsschiffe vorstellen. Alle diese Abbildungen sind so ohne jedes Verhältnis gezeichnet, daß daraus keine Schlüsse über das wirkliche Aussehen der Schiffe gezogen werden können. Es lohnt sich deshalb auch nicht, auf diese Darstellungen näher einzugehen.

Hauptabmessungen.

Soweit sich aus der betreffenden von Flandin im Maßstabe von 1:100 gezeichneten Fassade des Palastes in Khorsabad entnehmen läßt, müssen die

¹⁾ A. H. Layard. Monuments of Nineveh. Tafel 71. London 1899.

in Abb. 43 und 44 dargestellten Schiffe auf den Flachreliefs gut 1 m lang sein. Nun hatte der zu jener Zeit geltende assyrische Fuß bei einer Unterteilung in 16 Zoll eine Länge von 26,45 cm. Die Länge der einzelnen Schiffsbilder kann also von vier assyrischen Füßen nicht viel abgewichen sein, und so würde sich daraus unter Zugrundelegung eines Maßstabes von $\frac{1}{2}'' = 1'$ oder $\frac{1}{32}$ n. Gr. eine wirkliche Länge der Schiffe über alles von $4.32 = 128'$ oder rund 33 m ergeben. Ich stelle nicht in Abrede, daß diese Ableitung der Schiffslänge etwas weit hergeholt ist, aber in Ermangelung von irgendwelchen anderen Anhaltspunkten, als vielleicht die Länge der von den Schiffen geladenen Baumstämme, führt sie doch zu einem immerhin annehmbaren Ergebnis, das ich für das Modell benutzt habe. Die Länge des Schiffes in der Wasserlinie ergibt sich dann zu 30 m. — Ist es richtig,

Schiffe vom Palast in Nimrud.

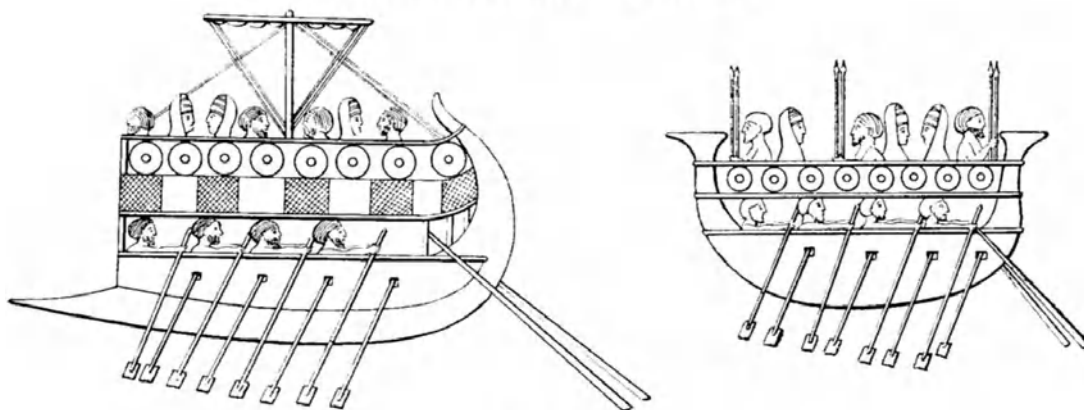


Abb. 46.

daß die Baumstämme Libanonzedern darstellen, deren Höhe zwischen 20 bis höchstens 30 m zu veranschlagen ist, dann würde die angenommene Schiffslänge sehr gut passen.

Der Tiefgang mußte bei den phönizischen Schiffen schon der größeren Seetüchtigkeit wegen den der ägyptischen beträchtlich übersteigen. So ist denn auch die Ansicht ausgesprochen worden, daß die Phönizier mit ihren großen Schiffen nicht mehr überall landen konnten und sich an flachen Küstenplätzen der Leichterboote bedienen mußten, um sie zu be- und entladen. Hiervon ausgehend habe ich einen Tiefgang von 2 m angenommen.

Die Breite der Schiffe ist dem zur damaligen Zeit allgemein gebräuchlichen Verhältnis von Breite zur Länge in der Wasserlinie entsprechend auf 1 : 3 und demnach auf 10 m festgehalten.

Die Verdrängung stellt sich dann auf rund 200 t, eine Größe, die nach Abzug des Eigengewichts des Schiffes eine Tragfähigkeit gewährleistet, mit der sich beispielsweise die weite Reise von Gades bis Tyrus lohnte. Man könnte gegen die angenommene Größe des Phönizierschiffes einwenden, daß die fast zweitausend Jahre jüngeren Wikinger-Schiffe und selbst noch die ältesten Hansa-Koggen kleiner waren, aber dagegen läßt sich sagen, daß die

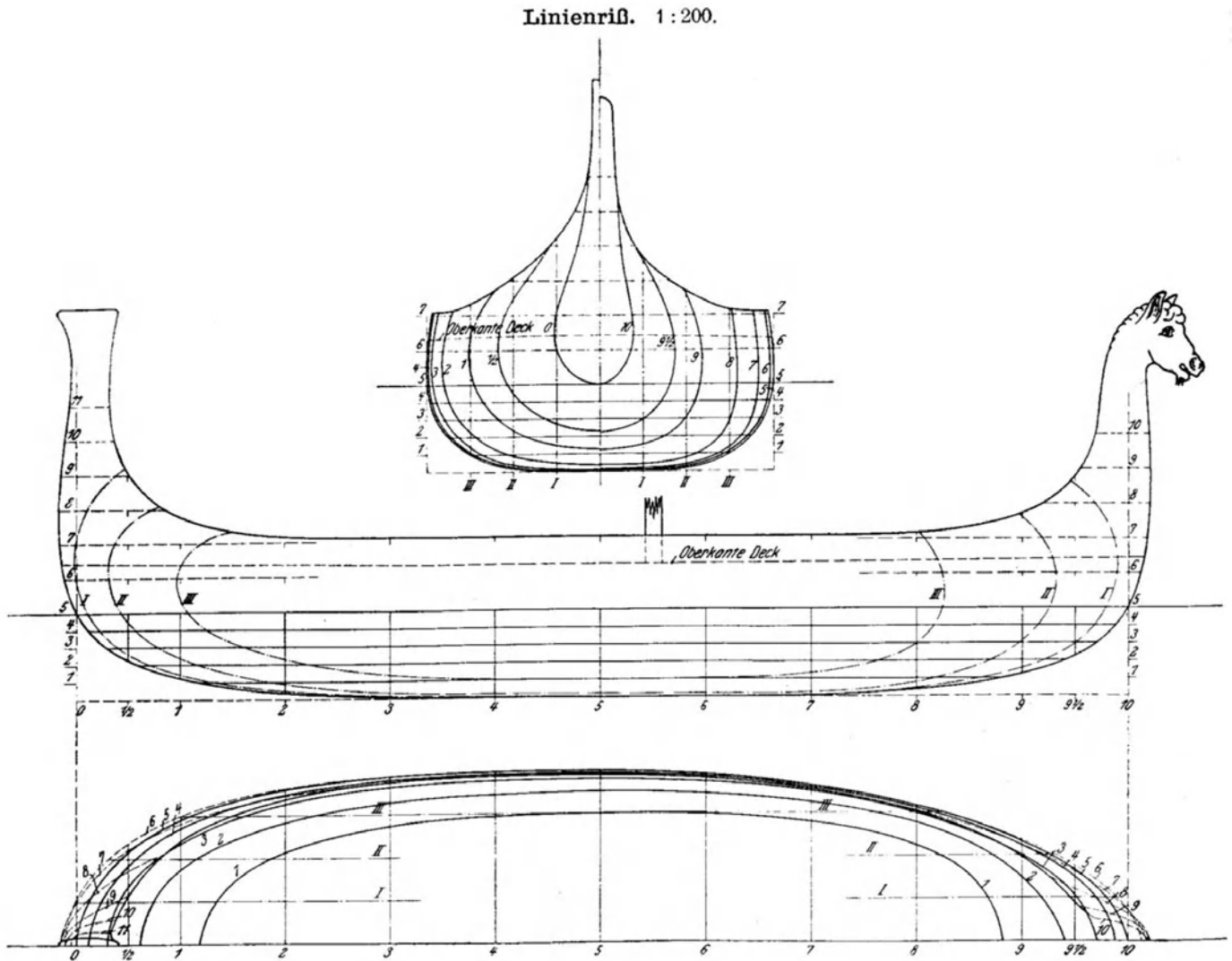


Abb. 47.

Wikinger ihre Schiffe nur zu Raub- und Plünderungszügen benutzten, sie also nicht als Handelsschiffe zum Güterverkehr gebrauchten, und die Hansa-Koggen nur in der Nord- und Ostsee segelten, mithin in beiden Fällen eine geringere Tragfähigkeit erforderlich war, als die Phönizier für ihre weiten Reisen nötig hatten.

Bekannt ist ferner, daß auch die Römer in den letzten Jahrhunderten v. Chr. Corbitae genannte große Getreideschiffe besaßen, die wegen ihrer Schwerfälligkeit und langsamen Fahrt berüchtigt waren und die sicherlich eine größere Verdrängung als 200 t hatten.

B a u a r t.

Nach diesen Hauptabmessungen ist der Liniensriß (Abb. 47) entworfen und hiernach das in den Abb. 48—51 dargestellte Modell angefertigt.

Wie die Abbildungen 43 und 44 deutlich zeigen, haben die phönizischen Schiffe Vor- und Hinter-Steven besessen und zwischen beiden wird ein innerer Kiel gelegen haben. Merkwürdig ist es, daß die Vorsteven einen Pferdekopf tragen, der etwa 1½ Jahrtausende später auf den Schiffen der „Wikinger“ durch einen Drachenkopf ersetzt ist, während bei beiden die Hintersteven in einem Fischeschwanz ähnlichen Gebilde endigen. Vielleicht haben die Gelehrten recht, welche behaupten, die Phönizier seien mit ihren Schiffen bis nach Skandinavien vorgedrungen, so daß sich dort ihre Schiffsverzierungen durch eine Jahrhunderte lange Überlieferung bis zur Wikingerzeit erhalten hätten. Möglicherweise ist aber eine andere Ansicht richtig, wie sie H a h n¹⁾ vertritt, wonach in vorgeschichtlicher Zeit Nord-europäer mit ihren Fahrzeugen bis in das östliche Mittelmeer vorgedrungen sind und die phönizische Schiffbauart auf uralte nordische Vorbilder zurückzuführen wäre.

Die Frage, ob die phönizischen Schiffe auch Spanten besaßen, läßt sich nicht bestimmt beantworten. H e r o d o t, der im 5. Jahrhundert v. Chr. lebte, muß Schiffe mit Spanten gekannt haben, trotzdem die zu seiner Zeit gebauten Trieren solche nicht hatten. In seiner Beschreibung des ägyptischen Schiffbaues sagt er. II, 96 wörtlich: *νομεῖσι δὲ οὐδὲν χρέονται*. „Schiffsrippen, d. h. Spanten, aber wenden sie dabei gar nicht an“, denn unter „Schiffsrippen“ können doch nur Spanten verstanden werden.

Die Griechen werden ihre ursprünglichen Schiffe wohl nach denen der Phönizier verbessert haben, die schon lange erfahrene Seefahrer waren, als die Griechen ihnen etwa von 1100 v. Chr. ab auf Kreta, Cypern, Rhodos usw. entgegentraten und sie von dort vertrieben. Es ist daher nicht unwahrscheinlich, daß die phönizischen Schiffe Spanten enthielten und sich dadurch viel seefester erbauen ließen, als die Schiffe der alten Ägypter, welche die Phö-

¹⁾ Eduard Hahn. Über Entstehung und Bau der ältesten Seeschiffe. Zeitschr. f. Ethnologie Berlin 1907. S. 54.

nizier gekannt haben müssen, weil sie ersteren während der XVIII. und XIX. Dynastie, d. h. ungefähr von 1700—1400 v. Chr. untertänig waren.

Längsansicht. 1 : 200.

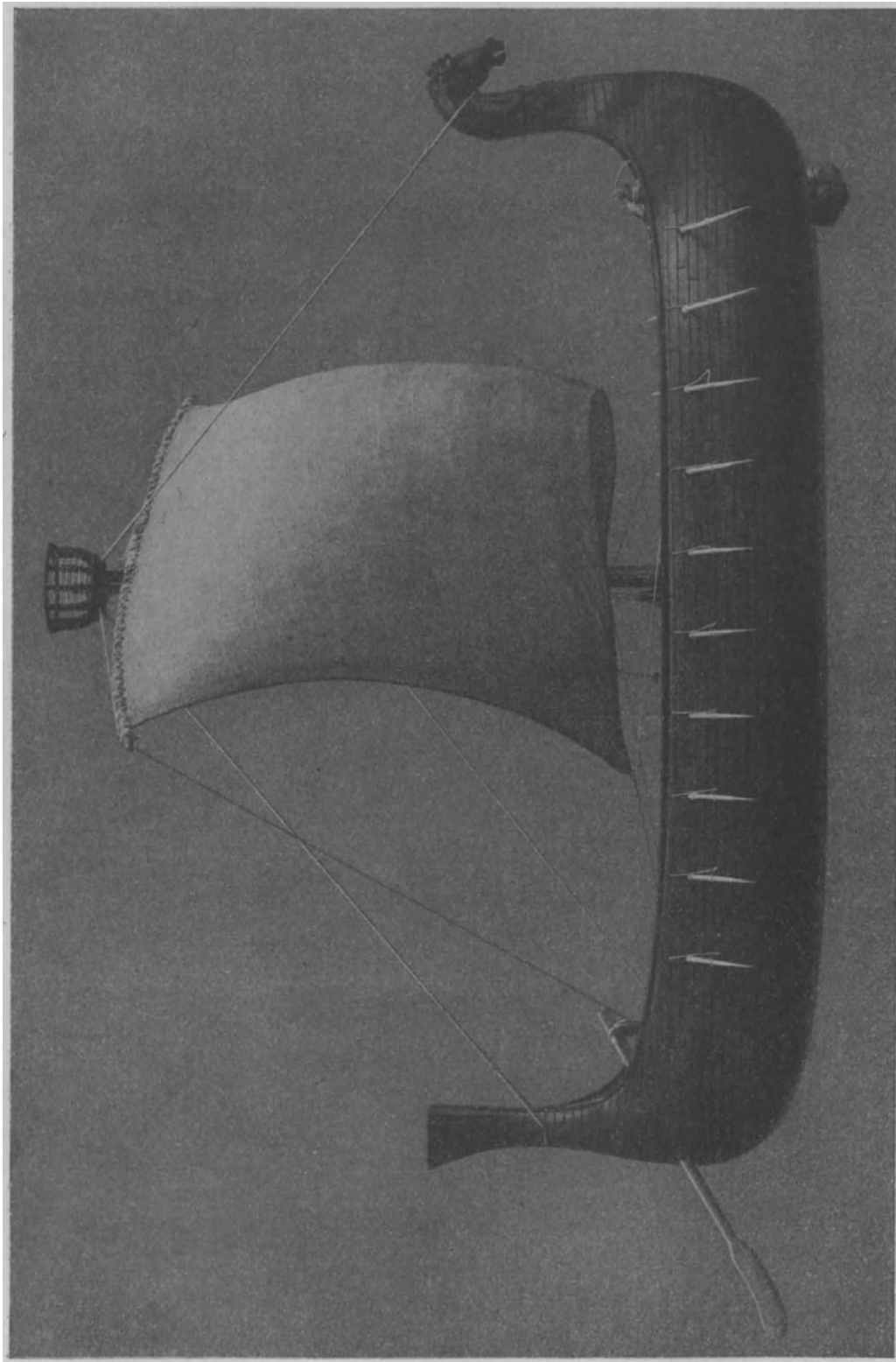


Abb. 48.

Sollte meine Vermutung betreffend der Spanten zutreffen, so ist es leicht erklärlich, daß sich die Phönizier mit ihren stärkeren Schiffen von etwa

Deckansicht. 1:200.

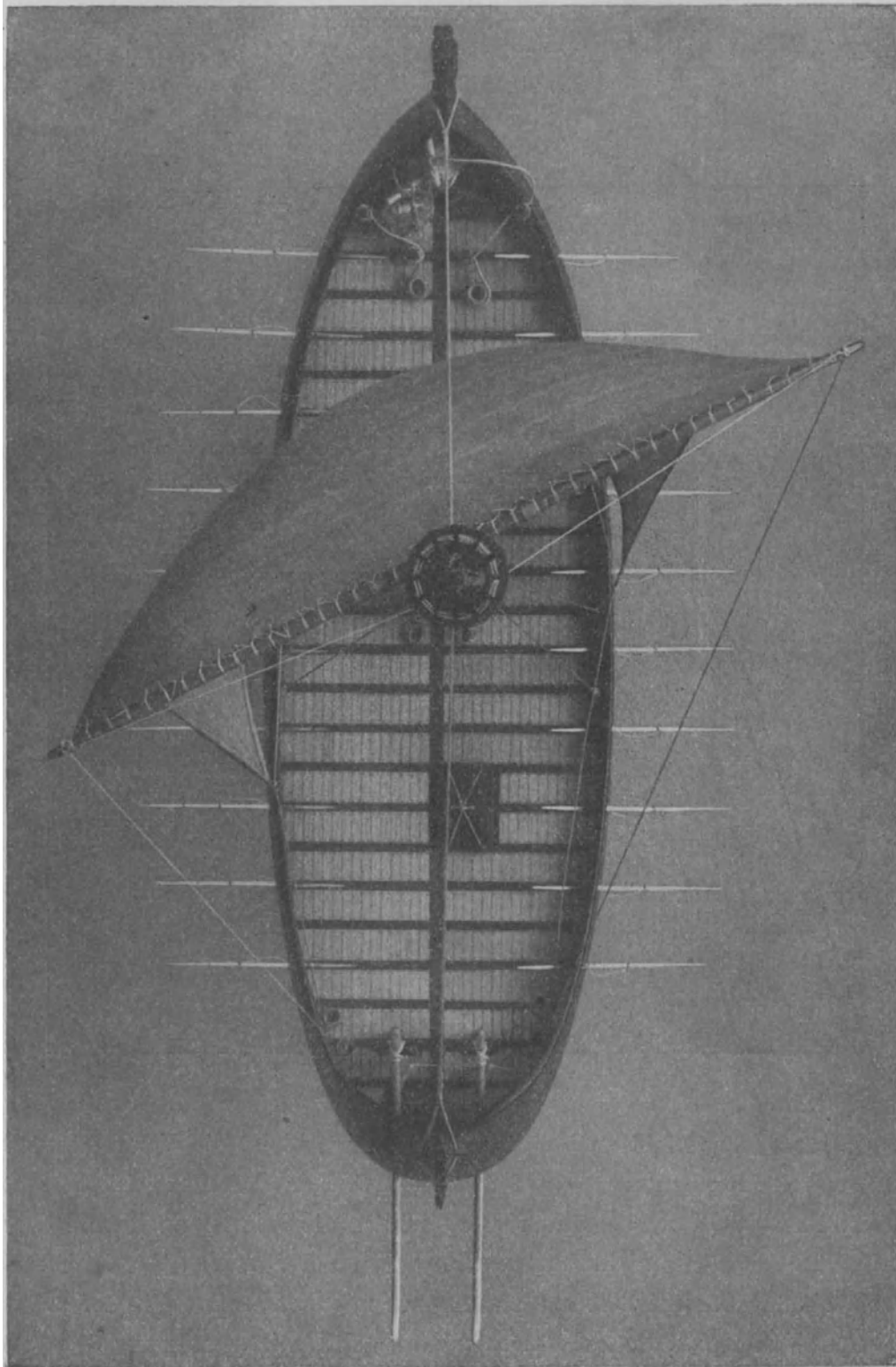


Abb. 49.

1200 v. Chr. ab weiter in das westliche Mittelmeer und bis über die Straße von Gibraltar hinaus wagen konnten. Sicher ist, daß sie von ihrer Kolonie Gades, dem heutigen Cadiz, bis nach England und weiter segelten. Vielfach wird sogar behauptet, daß ihnen der Vulkan von Teneriffa und auch die Kapverdischen Inseln bekannt waren, ja manche gehen so weit, ihnen die Umschiffung von ganz Afrika zuzuschreiben.

Vorderansicht. 1:200.

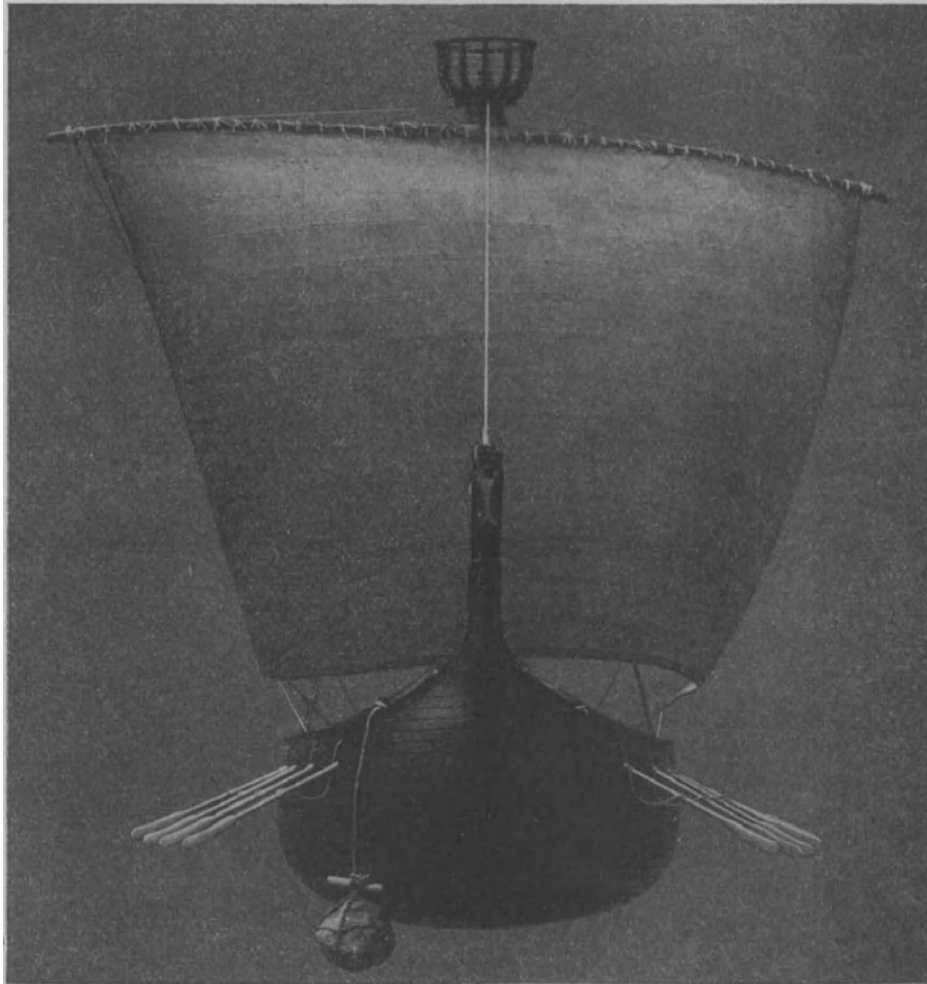


Abb. 50.

Eine andere nicht zu beantwortende Frage bleibt die Verwendung von Gurttauen — Hypozomen — auf den phönizischen Schiffen. Die Griechen nannten ihre langen und schmalen Kriegsschiffe, die Trieren, auch wohl „Langschiffe“ im Gegensatz zu ihren breiteren und auch kürzeren Handelsschiffen, die sie als „Rundschiffe“ bezeichneten und mit denen sie mehr segelten als ruderten. Während die griechischen Langschiffe immer gegürtet wurden,

scheint dies bei ihren Rundschiffen nur ausnahmsweise der Fall gewesen zu sein, denn es bestehen einzelne griechische Schriftstellen, in denen besonders darauf hingewiesen wird, daß bei einer bestimmten Gelegenheit auch Rundschiffe Gurttäue erhielten. Ich habe deswegen davon abgesehen, das Modell des phönizischen Schiffes mit Gurttäuen ausführen zu lassen.

Bei den von mir als vorhanden angenommenen Spanten müssen nun

Hinteransicht. 1:200.

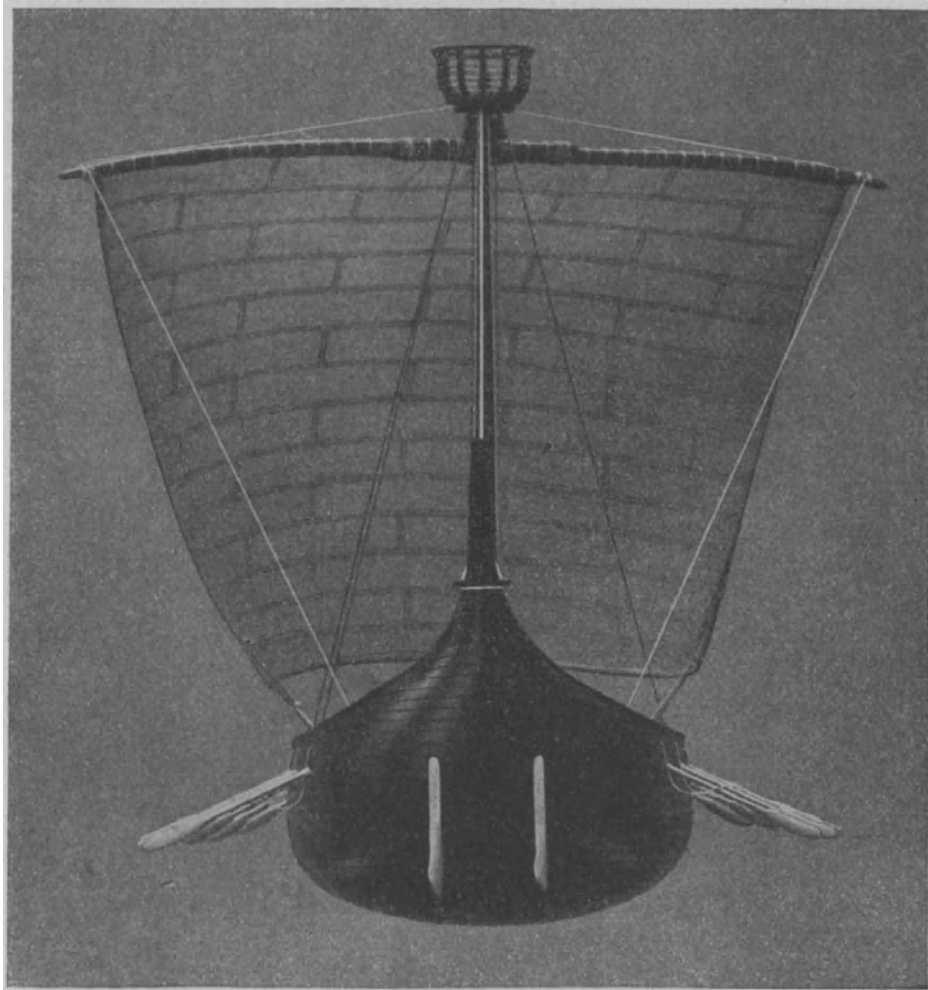


Abb. 51.

die Deckbalken mit diesen und dem Schandeckel durch Kniee verbunden gewesen sein; eine Technik, die ich schon bei dem jüngeren Ägypterschiff als bekannt erwähnte. Die zwischen den Deckbalken liegenden Deckplanken konnten bei den weiten Reisen der Phönizier nicht mehr so lose eingefügt und so leicht befestigt werden, wie auf den ägyptischen Schiffen, die sich im allgemeinen auf kurze Seereisen beschränkten, wie sie die Durchquerung

des Roten Meeres und der Besuch der phönizischen Küstenstädte nur erforderten. Um die Ladung im stürmischen Wetter, dem man durch Anlaufen von Land nicht immer aus dem Wege gehen konnte, vor Nässe zu bewahren, mußten die Deckplanken auf den phönizischen Schiffen dicht und fest eingebaut werden, wie das Modell zeigt.

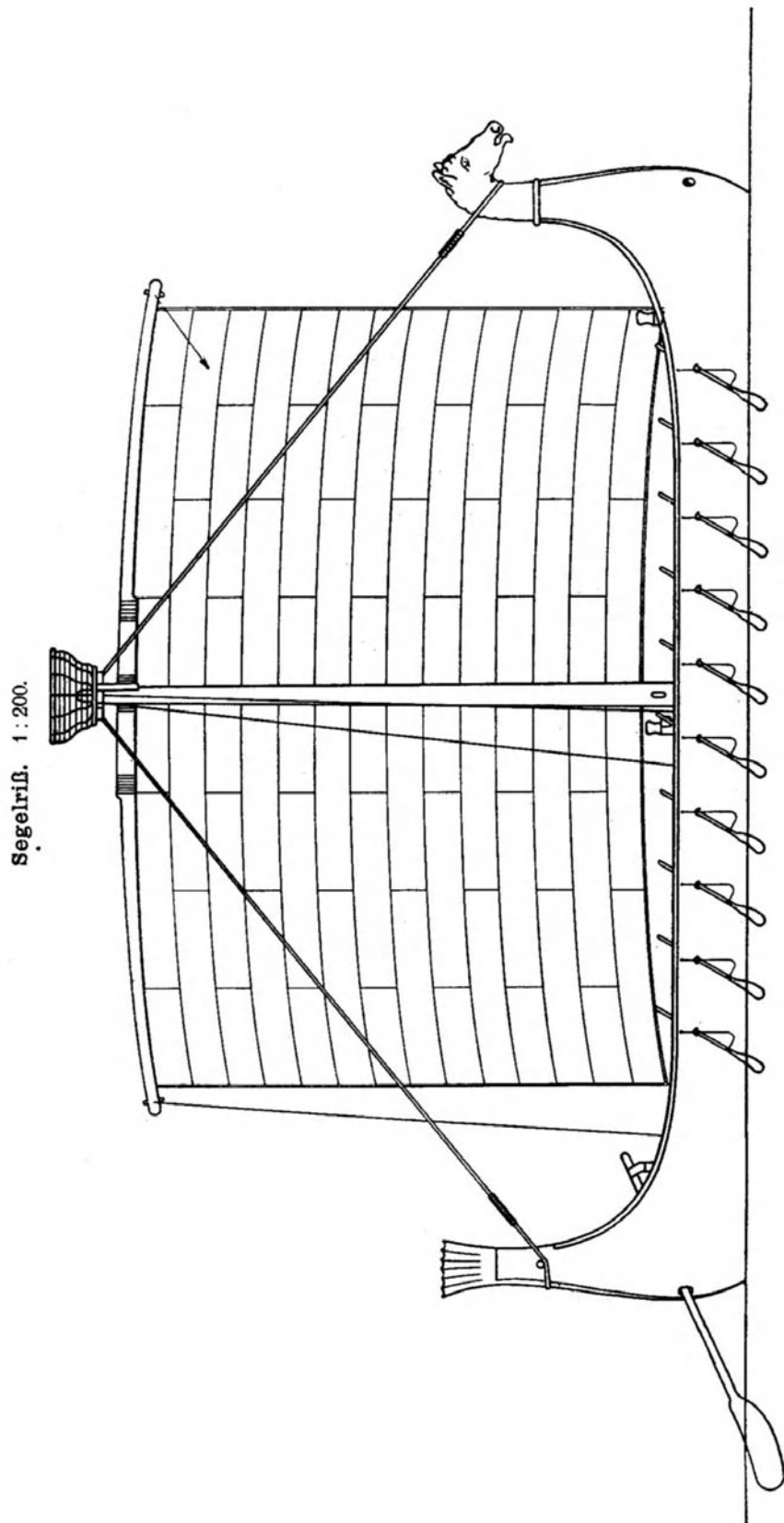
Entsprechend der in allen Teilen durchgeführten festeren Bauweise und der nicht mehr vorhandenen Überhänge, hatten die phönizischen Schiffe kein Sprengtau nötig, das auch bei den noch jüngeren griechischen Schiffen nicht angewendet wurde.

Ein um das ganze Schiff herumlaufendes mit Stützen versehenes Schanzkleid, wie es die Abb. 48—51 erkennen lassen, erhöhte die Seetüchtigkeit. Die hierin eingeschnittenen Öffnungen für die Riemen der Ruderer konnten gleichzeitig als Speigatten dienen. Nach der Stellung der Leute in den Abbildungen 43 und 44 mußten die Phönizier nicht gerudert, sondern wie vielfach auch die alten Ägypter gepaddelt haben. Flandin macht aber schon darauf aufmerksam, daß die Haltung der Arme seitens der Leute und die Form der Riemen anzuzeigen scheinen, daß man es mit Ruderern zu tun hat, die der Künstler irrtümlich nur verkehrt aufstellte.

Da die ägyptischen Schiffe des 15. Jahrhunderts v. Chr. schon ein festes Steuer auf jeder Schiffseite besaßen und die griechischen Schiffe des 5. Jahrhunderts v. Chr. ebenfalls, so kann kein Zweifel bestehen, daß die phönizischen Schiffe der Zwischenzeit auch ein festes Steuer an jeder Schiffseite trugen und nicht mehr mit Riemen oder Paddeln von mehreren Leuten gesteuert wurden.

T a k e l u n g.

Die phönizischen Schiffe führten einen Mast, der aller Wahrscheinlichkeit nach zum Umlegen eingerichtet war, wie es bei den älteren ägyptischen Schiffen und auch bei den jüngeren Trieren der Fall war. Bemerkenswert ist auch der Umstand, daß auf den Reliefs (Abb. 43 und 44) alle beladenen Schiffe nach rechts fahren und keinen Mast tragen, während nur die leeren Schiffe den Mast führen und nach links gerichtet sind, als wenn sie sich von ihrem früheren Ziele entfernen, nachdem sie entladen wurden. Man könnte daraus schließen, daß sie beladen gerudert wurden, vielleicht weil die Decklast das Hantieren mit dem Segel nicht zuließ, und erst nach deren Löschen der Mast wieder aufgerichtet und gesegelt werden konnte. Da uns über die Umlegevorrichtung des Mastes nichts überliefert ist, habe ich ihn



Segelriß. 1 : 200.

Abb. 52.

in dem Modell, um allen Irrtümern zu entgehen, fest eingesetzt. Der Mast wurde nach vorn durch ein Stag und nach hinten durch eine Pardun gehalten und endete oben in einem Ausguck — Krähenest —, wie wir heute sagen. Der Mast war verhältnismäßig niedrig, vielleicht weil man noch keine Wanten kannte und ihn deshalb seitlich nicht genügend abzusteißen vermochte.

An dem Mast war das Rasegel (Abb. 52) wohl in derselben Weise befestigt, wie dies bei den Trieren der Fall war und dort besprochen wird. Danach war die Ra mit einem Rack, mit Toppnanten und einem Fall versehen. Das Segel bestand aus demselben Stoff wie auf den ägyptischen Schiffen und war wahrscheinlich auch noch wie bei diesen aus Querkleidern zusammengesetzt. Für das laufende Gut, wie Brassen und Schoten, müssen hinten an den inneren Seiten des Schanzkleides Belegklampen vorhanden gewesen sein, wie sie schon die ägyptischen Schiffe aufweisen.

Um bei eintretenden Windstillen, besonders während schneller Reisen, noch ein Vorwärtskommen zu ermöglichen, besaßen die Schiffe die schon angeführten Rudereinrichtungen. Die Zahl der Ruderer wird aber wohl immer nur eine beschränkte gewesen sein, da kaum anzunehmen ist, daß die Phönizier mehr als höchstens 30 Mann an Bord gehabt haben. Für die Segelbedienung allein wären sie mit einer weit geringeren Zahl ausgekommen, wenn sie daher mehr Leute an Bord nahmen, so geschah dies wohl nur, um sich der Seeräuber oder der wilden Bewohner an fremden Küsten besser erwehren zu können. Wegen der Verpflegungsschwierigkeiten werden sie die eingeschifften Personen auf das knappste bemessen haben, um nicht ihren ohnehin schon beschränkten Laderaum durch die Mitnahme von Trinkwasser und Proviant für eine große Mannschaft zu schmälern.

Über das Ankergeschirr der Phönizier fehlen uns auch alle Angaben. Ob sie sich in ihrer ältesten Zeit, wie die Ägypter, noch der Ankersteine bedienten, und in ihrer jüngsten Zeit, wie die Griechen, schon eiserne Anker hatten, muß dahingestellt bleiben.

Auch über die Art ihrer Navigierung ist uns nur sehr wenig überliefert. Wenn sie nicht an den Küsten entlang segelten, sondern die See durchquerten, was von ihren Schiffen erwiesen ist, so haben sie sich nach dem Stand der Gestirne gerichtet, wie geschichtlich feststeht und auch von den auf einer weit niedrigeren Kulturstufe stehenden Polynesiern bekannt ist, die mit ihren Kanus über weite Strecken des Großen Ozeans fahren und mit bewunderswerter Sicherheit ihr Ziel erreichen.

4. Attische Triere

des fünften und vierten Jahrhunderts v. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Die auf uns gekommenen bekanntesten und für die Darstellung von Trieren wichtigsten Abbildungen bestehen aus einem im Jahre 1852 von Lenormant an den Stufen des Erechtheions auf der Athener Akropolis entdeckten Flachrelief einer Triere (Abb. 53) und dem im Louvre in Paris befindlichen, das Vorderteil einer Diere enthaltenden Nike-Standbild von Samothrake. (Abb. 54.) Dieses Siegesdenkmal, welches wahrscheinlich Demetrius Polyorketes als Erinnerung seines im Jahre 306 v. Chr. über Menelaos in Cypern errungenen Erfolges errichten ließ, kann, wenn es auch noch ungefähr aus der Zeit der attischen Trieren stammt, doch nicht als vollgültiges Zeugnis für deren Bau gelten, da es ein Schiff mit nur 2 Ruderreihen darstellt.

Das Flachrelief im Fortunatempel zu Präneste (Abb. 55), welches das Admiralschiff des Antonius — auch eine Diere oder lateinisch — Bireme — wiedergeben soll, mithin einige Jahrhunderte jünger ist als die hier besprochenen attischen Trieren, kann für die Beurteilung ihres Baues ebenfalls nur bedingungsweise herangezogen werden, insofern als es ein festes Schanzkleid und ein darüber gelegtes zweites festes Deck besitzt, also *kataphrakt* und *katastrom* gebaut ist, während die Trieren des 5. und 4. Jahrhunderts v. Chr. *aphrakte*, d. h. an den Seiten offene und nur mit einem Deck versehene Fahrzeuge waren. Es gibt noch eine Anzahl ungenaue oder wegen ihrer Kleinheit undeutliche Darstellungen, die wie einige griechische (Themistokles) und römische (Hadrian) Münzen (Abb. 56) die Trieren ihrer Zeit zeigen.

Zu diesen Abbildungen gesellen sich die im Jahre 1834 im Piräus ausgegrabenen marmornen Inschriftplatten, welche in den Überresten eines attischen Boothauses gefunden wurden und wertvolle Aufschlüsse über die Größe und die Ausrüstung der attischen Trieren ergaben. Diese Inschriftplatten hat August Boeckh übersetzt und in seinen „Urkunden über das Seewesen des attischen Staates“ 1840 in Berlin veröffentlicht.

Flachrelief von der Akropolis in Athen.

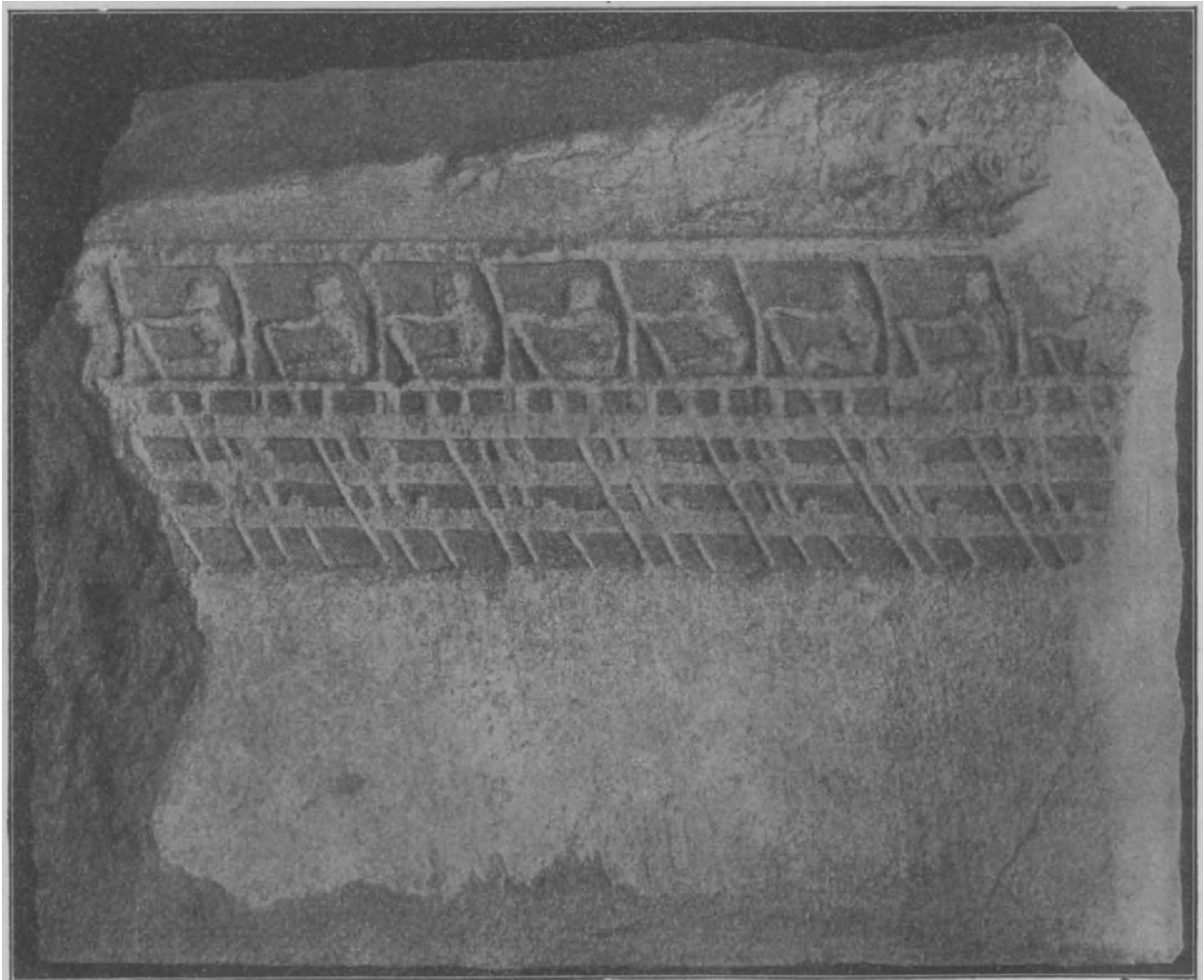


Abb. 53.

Als weitere tatsächliche Unterlagen kommen Beschreibungen klassischer Schriftsteller in Betracht, die aber leider größtenteils mit dem Seewesen nicht vertraute Laien waren. In den späteren Jahrhunderten sind ihre Aufzeichnungen durch die Scholiasten, die noch weniger davon verstanden, oft derartig umgestaltet worden, daß viele an sich schon unbestimmte Aus-

führungen ganz verschiedene Deutungen zulassen, woraus sich die auseinandergehenden Ansichten neuerer, besonders französischer — Cartault,

Nike-Standbild von Samothrake.

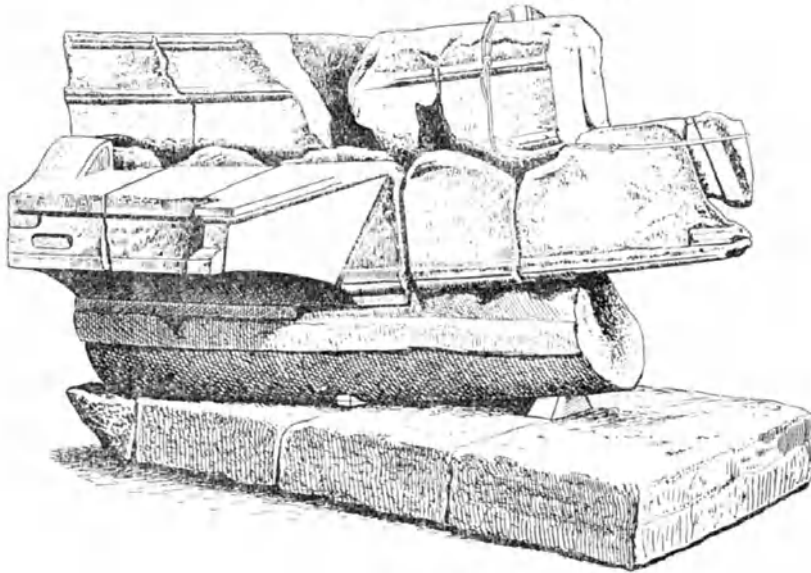


Abb. 54.

Römische Bireme aus dem Fortunatempel zu Präneste.

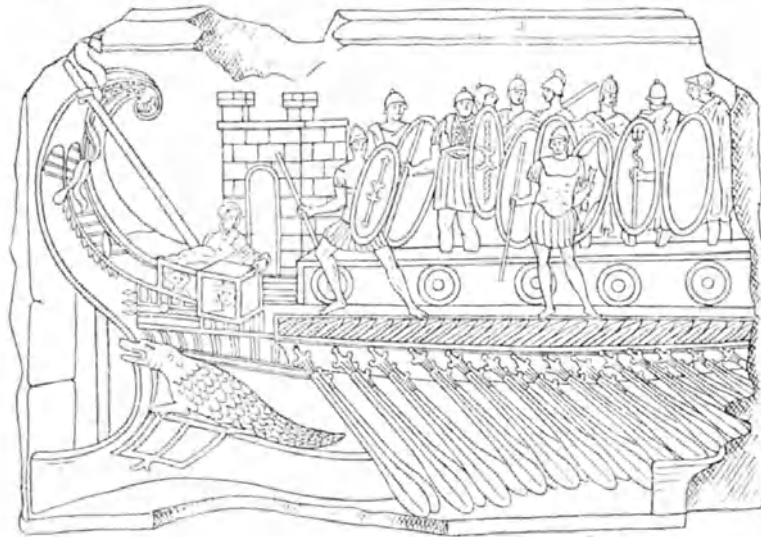


Abb. 55.

Jal, Jurien de la Gravière, Lemaitre, Serre — und deutscher Bearbeiter der Trierenfrage — Graser, Breusing, Kopecky, Haack, Tenne — usw. erklären.

Aus dem vorliegenden sehr umfangreichen Stoff habe ich nun das nach

meiner Überzeugung wahrscheinlich Richtige herausgeschält und hiernach das Modell (Abb. 57—60) anfertigen lassen.

Ich bemerke noch, daß die Meinungen über die Abmessungen, die Bauart, die Besegelung und die Ausrüstung der Trieren sich so ziemlich geklärt haben, daß sie aber über die Unterbringung der Ruderer und damit verbunden über die Riemenanordnung noch auseinandergehen.

Hauptabmessungen.

Die Hauptabmessungen der attischen Trieren lassen sich mit ziemlicher Bestimmtheit feststellen, weil eine Reihe von Anhaltspunkten hierfür vorliegen.

Hadrian-Münze mit einem nur das Vorsegel führenden Schiff.



Abb. 56.

Die Länge der Triere setzt sich zusammen aus dem Raume, welchen die Ruderer einnehmen — dem Enkopon — und dem hierüber hinausragenden Vorder- und Hinterteil des Schiffes — den Parexeiresiai. Die Länge des Enkopon ist durch die Anzahl der hintereinander sitzenden Ruderer der oberen Reihe einer Schiffseite gegeben. Nach B o e c k h beträgt die größte Anzahl derselben 31, wahrscheinlich war diese Zahl aber keine durchaus feststehende, wie auch die Anzahl der für sie aus den staatlichen Vorrathäusern gelieferten Riemen eine schwankende ist, worauf später noch zurückgekommen wird. Ich habe das Modell mit 31 oberen Ruderern entworfen. Der nötige Zwischenraum zwischen zwei Ruderern konnte auch im Altertum kein anderer sein, wie er es heute noch ist. Es mußte soviel Platz für jeden Ruderer vorhanden sein, daß er seinen Riemen zu sich frei durchziehen und dann selbst wieder vorschwingen konnte. Dieser Zwischenraum — das Interscalmium — betrug nach den Angaben von Vitruv 0,925 m, so daß die Länge des Enkopon auf etwa 28—29 m anzunehmen ist. Der davor und dahinter liegende Schiffsteil war je nach der stumpferen oder schärferen Bauart der Triere verschieden lang. Das Deck des Vorschiffes sowohl

wie das des Hinterschiffes diente als Standort für die Epibaten — die damaligen Seesoldaten — und das letztere mußte noch den Befehlshaber der Triere und die Steuerleute aufnehmen. Um diesen Zweck zu erfüllen, sind Vor- und Hinterschiff zusammen etwa 6—8 m lang gewesen und in einzelnen Fällen kann ihre Gesamtlänge bis auf 10 m gestiegen sein. Hiernach läßt sich annehmen, daß die geringste Länge einer Triere etwa 34 m und die größte Länge etwa 38 m betrug. Diese Maße waren veränderlich, je nach dem Geschmack des Schiffbaumeisters, von denen Boeckh eine ganze Reihe als Erbauer der einzelnen Trieren anführt.

Die attischen Trieren wurden, sobald sie außer Dienst gestellt waren, aufgeschleppt und in Boothäusern reihenweise nebeneinander untergebracht. Im Piräus sind, wie schon erwähnt, die Fundamente solcher Boothäuser (Abb. 61) im Oktober 1834 aufgedeckt worden. Ihre für die einzelnen Trieren bestimmten Stände hatten nach Dörpfeld eine Länge von 35—38 m, wodurch die vorstehend errechnete Länge der Triere bestätigt wird.

Die Breite der Triere läßt sich mit gleicher Sicherheit wie die Länge ebenfalls aus den aufgedeckten Resten der Boothäuser bestimmen. Die lichte Weite zwischen den das Dach tragenden Säulen der Boothäuser betrug nach den Aufmessungen von Dörpfeld an der Säulenbasis 5,92 m. Die Säulen verjüngten sich nach oben hin, wodurch der freie Zwischenraum zwischen ihnen auf 6 bis 6,25 m stieg. Die größte Breite der in den Boothäusern aufbewahrten Schiffe muß demnach unter 6 m betragen und wird sich aller Wahrscheinlichkeit nach in den Grenzen 5,5 bis 5,8 m gehalten haben. Das Deck der Triere ragte an beiden Seiten über die Schiffswände hinaus und trug hier einen etwa mannsbreiten, d. h. etwa 0,6 m breiten Umgang — Parodos. Die Breite in der Wasserlinie muß hiernach zwischen 4,3 bis 4,6 m gelegen haben.

Der Tiefgang der Triere ist nirgends bestimmt angegeben. Man kann ihn nur mutmaßen. Er muß gering gewesen sein, weil die Trieren während ihrer Fahrten häufig auf den flachen Strand gezogen wurden. Es liegen auch geschichtlich verbürgte Tatsachen vor, daß Reiter, ja selbst gewöhnliche Fußsoldaten bei verschiedenen Gelegenheiten die am Meeresstrande im flachen Wasser schwimmenden Trieren bekämpften und eroberten. Der Tiefgang kann daher höchstens 1 m betragen haben und ist auch wohl kaum unter 0,9 m gegangen.

Die Verdrängung der Triere läßt sich nun aus dem durch Länge, Breite und Tiefgang gebildeten Parallelepipedon unter Zugrundelegung eines

Seitenansicht. 1 : 200.

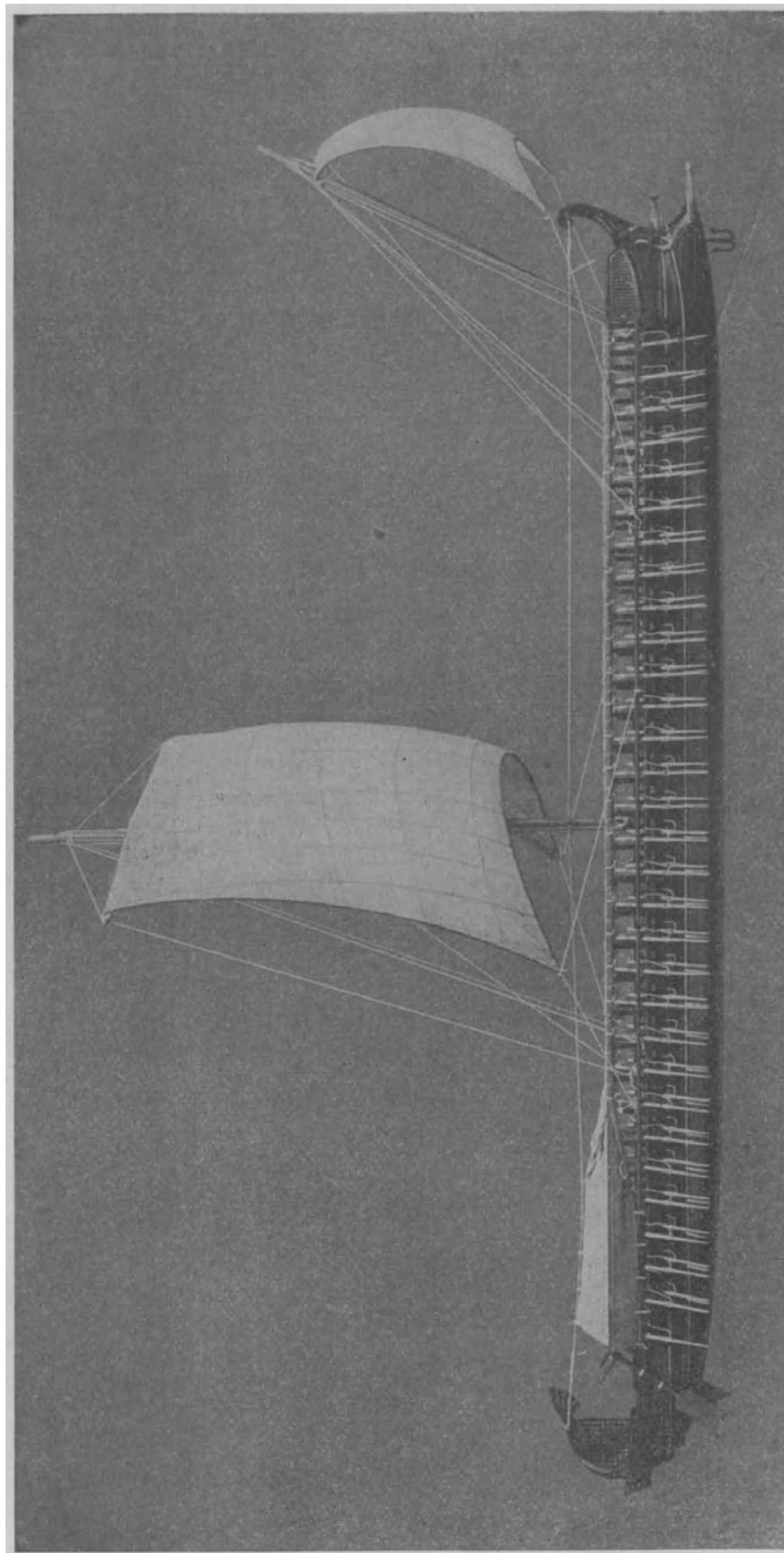


Abb. 57.

Deckansicht. 1:200.

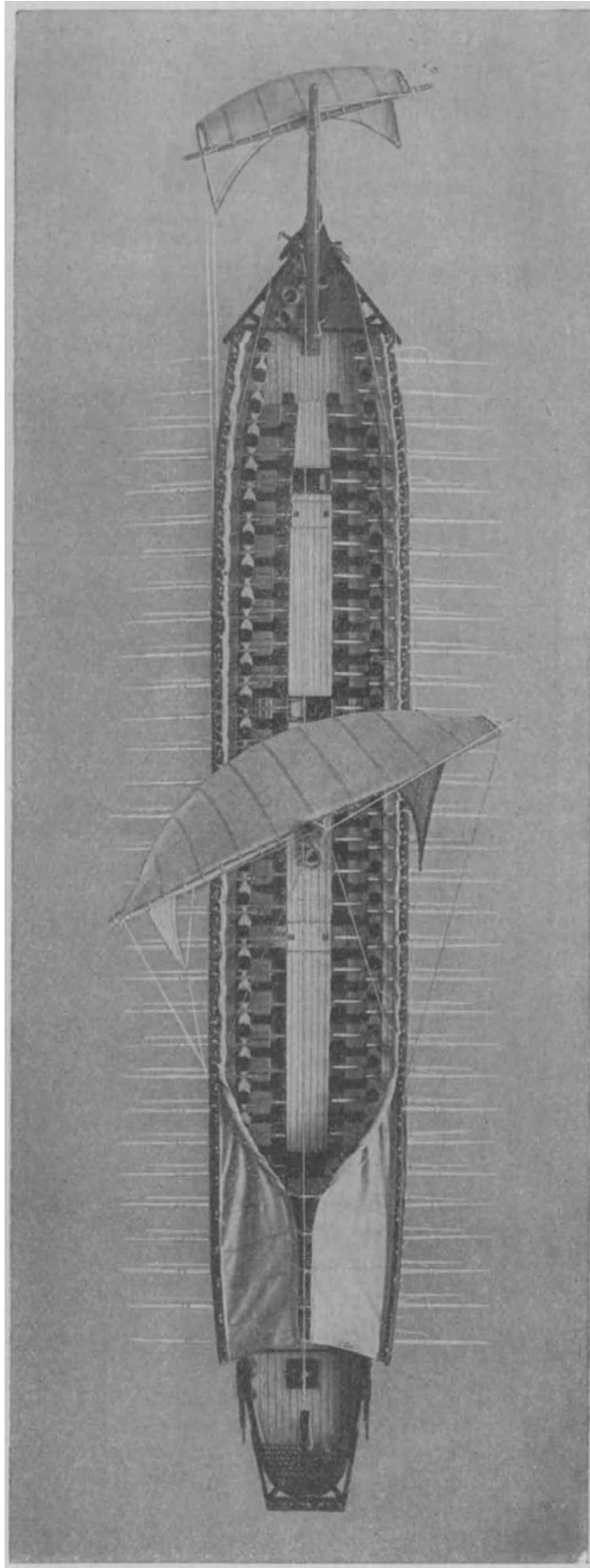


Abb. 58.

entsprechenden Völligkeitskoeffizienten berechnen. Der kleinste Völligkeitskoeffizient kann nicht unter 0,55 gewesen und dürfte höchstens bis auf 0,7 gestiegen sein. Es ergibt sich dann, daß die Verdrängung etwa zwischen 80 bis äußersten Falles 130 t betragen hat.

In der nachstehenden Tabelle sind die von den einzelnen Autoren angegebenen Hauptabmessungen zusammengefaßt, wobei sich herausstellt, daß sie, abgesehen von den Angaben Grasers, nicht sehr weit auseinander-

Vorderansicht. 1:200

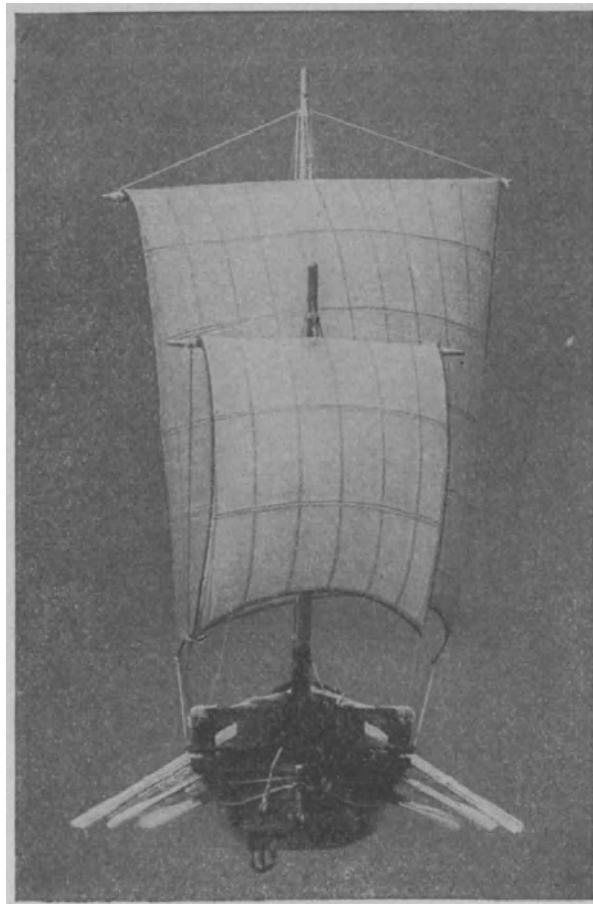


Abb. 59.

liegen. Hierbei ist zu bemerken, daß Graser sich zwar vielfach geirrt hat, aber doch durch seine Arbeit die Aufmerksamkeit der neueren Schriftsteller auf die Trieren lenkte, und die im königlichen Museum in Berlin aufgestellten Modelle von zwei Penteren, einer aphaekten und einer kataphaekten und gleichzeitig katastromen, anfertigen ließ. — Dupuy de Lôme hat die Triere (Abb. 70) konstruiert, die Kaiser Napoleon II. im Jahre 1860 zu

Studienzwecken für das von ihm geschriebene Werk „Geschichte Julius Caesars“ erbauen ließ und die Jal in seinem 1861 erschienenen Werk „La flotte de César“ näher beschreibt. Es war eine kataphrakte Triere römischer Bauart, die also zum Vergleich mit den mehrere Jahrhunderte älteren attischen Trieren nur mittelbar benutzt werden kann. — Belamy hat das im Marine-Museum des Louvre in Paris befindliche Trierenmodell berechnet und konstruiert, und zwar nach den Forschungen und Feststellungen von

Hinteransicht. 1:200.

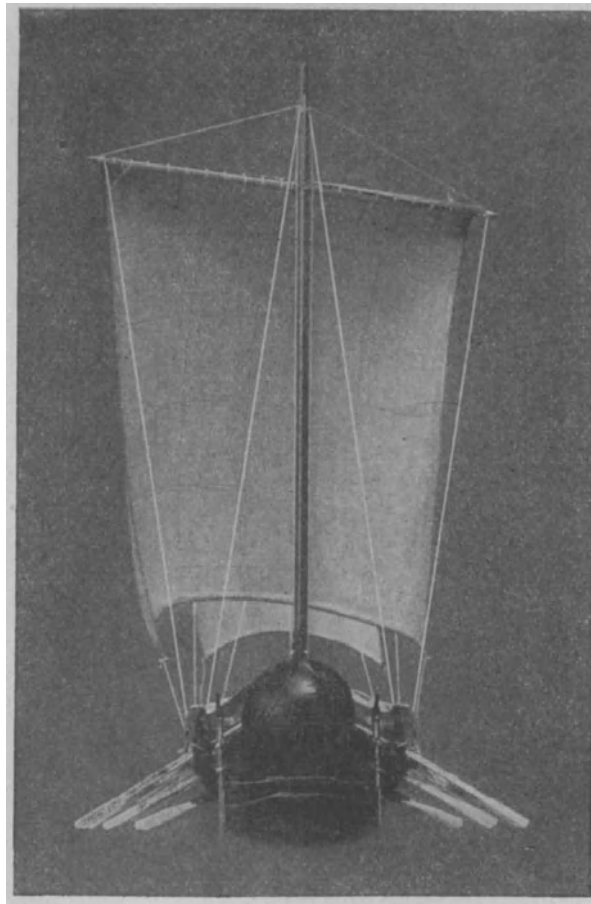


Abb. 60.

Admiral Serre. — Tenne gibt keine Angabe über den Völligkeitskoeffizienten. Ich habe ihn zu 0,6 angenommen und erhalte dann für seine Triere eine Verdrängung von 110 t. — Graser stellt für seine Hauptabmessungen die Verdrängung auf 232 t fest, woraus sich ein Völligkeitskoeffizient von 0,45 errechnet, also eine viel zu kleine und demnach unwahrscheinliche Größe.

	Haack ¹⁾	Alexander- son ²⁾	Kopecky ³⁾	Tenne ⁴⁾	Dupuy de Lôme ⁵⁾	Belamy ⁶⁾	Graser ⁷⁾
Länge über alles	36,50 m	36,00 m	38,00 m	36,00 m	39,25 m	40,00 m	50,00 m
Länge in der Wasserlinie . .	35,00 m	—	36,00 m	34,00 m	37,00 m	37,94 m	46,75 m
Größte Breite . .	5,50 m	5,80 m	6,50 m	5,80 m	5,50 m	5,66 m	6,60 m
Breite in der Wasserlinie . .	4,27 m	4,00 m	4,50 m	3,57 m	4,30 m	4,40 m	4,40 m
Tiefgang	0,93 m	1,00 m	0,90 m	1,50 m	1,00 m	1,10 m	2,50 m
Völligkeitskoeffi- zient	0,58	—	0,65	0,60	0,59	0,70	0,45
Verdrängung . .	82,00 t	96,00 t	100,00 t	110,00 t	121,50 t	129,00 t	232,00 t

Meinem Modell habe ich die von Haack entworfene Form des Schiffskörpers (Abb. 62) zugrunde gelegt, weil Haack ein überall anerkannter und wohlerfahrener Schiffbauer war und auch sein Plan mit den schlanken Linien einem ausgesprochenen Ruderschiff durchaus entspricht. Leider hat Haack die Takelung des Schiffes nur ganz kurz gestreift und eine Riemenanordnung angenommen, die kaum als richtig gelten kann. Die Einzelabmessungen seines Linienrisses hat er nach dem Flachrelief der Akropolis bestimmt, von dem er feststellte, daß es, wie schon bei dem älteren Ägypterschiff erwähnt, in $\frac{1}{16}$ natürlicher Größe ausgeführt worden ist, womit er wohl das richtige getroffen hat, insofern als der attische Fuß in 16 Teile — Daktylos — geteilt wurde. Der von Haack angenommene Maßstab würde also dem noch heute vielfach angewandten sehr einfachen Verhältnis „1 Zoll = 1 Fuß“ entsprechen. Er hat indessen nicht beachtet, daß das Relief die Triere nicht genau von der Seite darstellt, sondern etwas von vorn gesehen, was der Künstler nötig hatte, um die drei Reihen der Riemen deutlich zur Ansicht bringen zu

1) Haack: Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, Seite 165.

2) Alexanderson: Den Grekiska Trieren, Lund 1914, Seite 54.

3) Kopecky: Die attischen Trieren, Leipzig 1890, Seite 60.

4) Tenne: Kriegsschiffe zu den Zeiten der alten Griechen und Römer, Oldenburg 1915, Seite 60.

5) Paris: Le musée de marine du Louvre, Paris 1883, Seite 10.

6) Belamy: Catalogue raisonné du musée de marine, Paris 1909, Seite 216.

7) Graser: De Veterum re navali, Berlin 1864, Seite 41.

können. Durch die Vernachlässigung dieses Umstandes ist Haack auch zu den von ihm schiefgestellten Unterstützungsknieen des Parodos verleitet worden, wovon später noch die Rede sein wird.

Das Louvre Trieren-Modell und die beiden Penteren-Modelle im königlichen Museum zu Berlin sind meines Wissens die einzigen Modelle, welche es bisher von diesen alten Fahrzeugen gegeben hat, denn weder in den englischen Museen in Kensington, Whitehall (United service Institute) und Greenwich (Naval Academy), in den an alten Schiffsmodellen reichen Marinemuseen in Madrid und Lissabon, noch in dem holländischen Rijksmuseum in Amster-

Grundriß eines attischen Boothauses. 1:500.

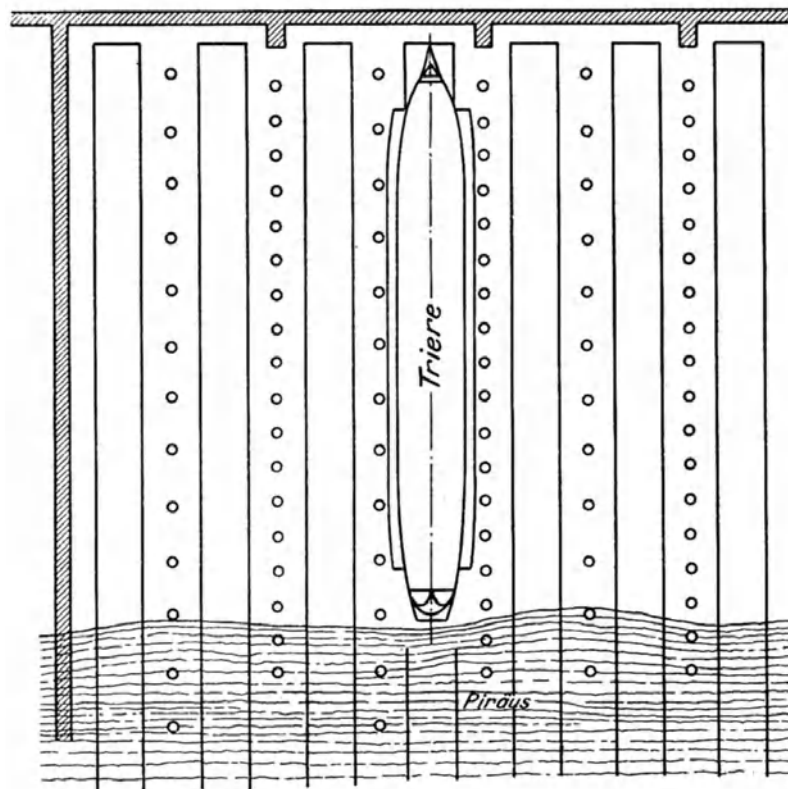


Abb. 61.

dam und in dem viele Galeerenmodelle aufweisenden Arsenalmuseum in Venedig habe ich ein Trierenmodell gesehen.

Bauart.

Die Trieren besaßen wie die alten Ägypterschiffe keine Spanten und wurden in der Art gebaut, wie jetzt noch Boote hergestellt werden, indem man eine Reihe von Mallen oder Leerspanten benutzte, in welche die wie beim

Linienriß der Triere. 1 : 200.

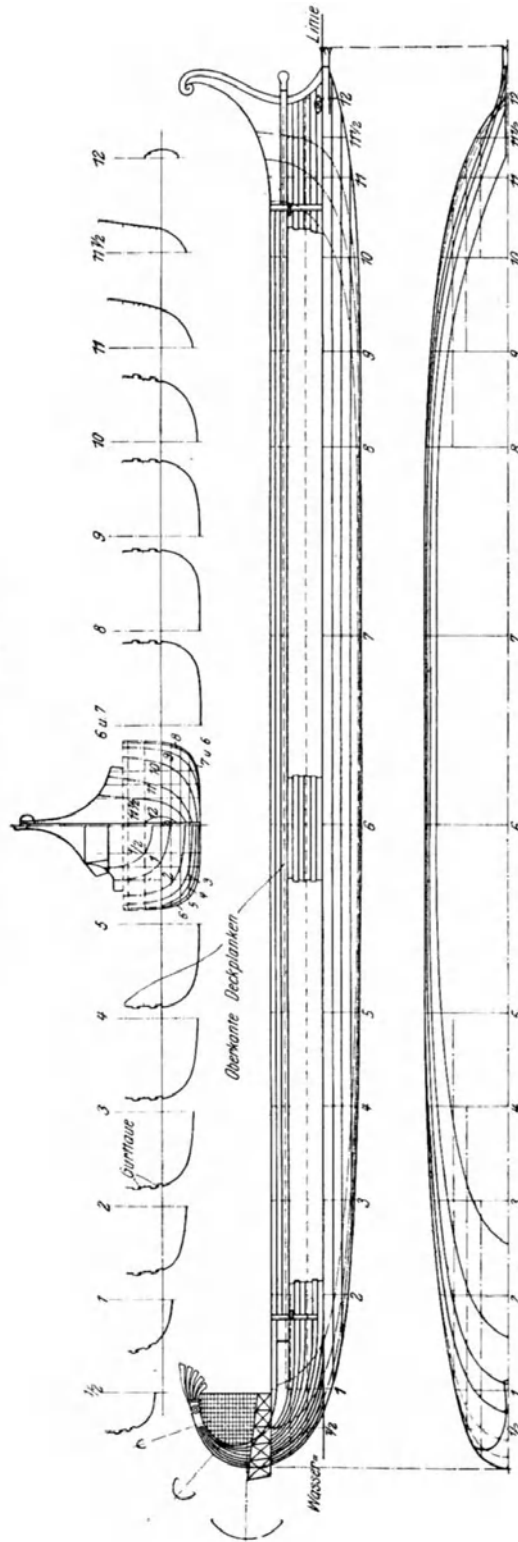


Abb. 62.

Karwelbau stumpf aufeinander stoßenden Schiffsplanken eingebogen und zunächst vorläufig an den Mallen angeheftet wurden. Das Biegen der Hölzer wurde über offenem Feuer vorgenommen. Die Befestigung der Planken untereinander geschah in derselben Weise, wie sie nach der Beschreibung von Herodot schon 2500 Jahre früher bei den alten ägyptischen Schiffen ausgeführt wurde und wie die dortige Abb. 18 zeigt, nur waren an Stelle der Dübel inzwischen Holznägel getreten, für welche zunächst in die hohen Kanten jeder Planke Löcher von etwa 25 mm Durchmesser gebohrt wurden. In die gegenseitig passenden Löcher des unteren und des darüber liegenden Plankenganges trieb man dann die Holznägel und verkeilte sie. (Abb. 63.) Die Verkeilung wurde hergestellt, indem man die Holznägel an ihren Enden aufspaltete. In diese Spalten steckte man Keile aus hartem Holz (Akazie, Schwarzdorn usw.) lose ein, welche sich später beim Zu-

Verbindung der Plankengänge.

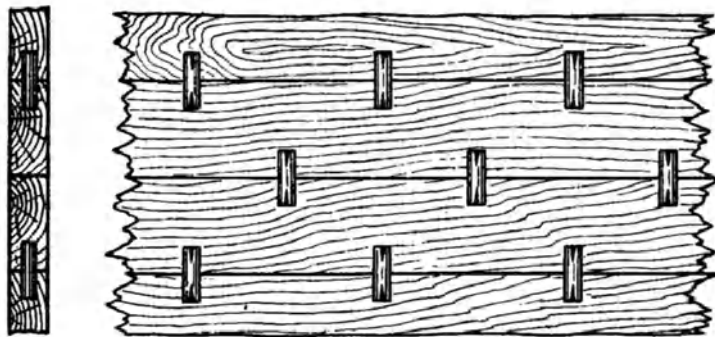


Abb. 63.

sammenpressen der Plankengänge auf den Boden der Bohrlöcher setzten und die Holznägel auftrieben. Damit die Keile die Planken selbst nicht auseinanderspalteten, wurden sie quer zur Längsfaser der letzteren eingesetzt.

Im unteren Teil des Fahrzeuges (Abb. 73) waren Bodenstücke und als Abschluß des Schiffsraumes nach oben Deckbalken — Zyga — eingebaut. Der zwischen dem hierauf gelegten Deck und den ebenfalls eingedeckten Bodenstücken entstehende Raum hieß — Thalamos —. Die Deckbalken reichten über den eigentlichen Schiffskörper nach beiden Seiten hinaus und trugen auf ihren überstehenden Enden einen etwa mannsbreiten Umgang — Parodos —, der nach außen hin durch eine niedrige Reling abgeschlossen wurde. Die Stützen der Reling — Pyrguchoi — besaßen als oberen Ab-

schluß eine breite Leiste — Pyrgidion —, woran nach außen Presenninge — Pararrymata — aus Haaren, also wohl wollene Stoffe, wie Tuch oder Filz, nach innen solche aus Leinwand befestigt waren. Nach B o e c k h lieferten die Staatsmagazine für jede Triere vier Pararrymata, für jede Schiffsseite ein wollenes und ein leinenes, die so lang waren, daß sie sich über den von den Ruderern besetzten Schiffsteil — dem Enkopon — erstreckten. Gewöhnlich wurden die Pararrymata an dem Pyrgidion aufgerollt gefahren, während eines Gefechtes ließ man die äußeren wollenen herunter, um die oberen Ruderer gegen feindliche Geschosse, wie Schleuderbleie, Pfeile usw., zu schützen. Die inneren leinenen Pararrymata dienten zum Schutze gegen die Sonne, Regen usw. Sie wurden nach innen ausgespannt und mit Leinen an einem durchlaufenden Strecktau befestigt. In späterer Zeit trat bei den Trieren an die Stelle der äußeren Pararrymata ein festes Schanzkleid, sie wurden — kataphrakt — gebaut, während die attischen Trieren des 5. und 4. Jahrhunderts v. Chr. sämtlich — aphrakt — d. h. an den Seiten offen ausgeführt wurden. Die inneren Pararrymata ersetzte man bei den kataphrakten Trieren durch ein festes Deck — Katastroma —, welches dann wohl der eigentliche Kampfplatz wurde, während er bei den aphrakten Trieren durch den Raum vor und hinter dem Enkopon gebildet wurde. H a a c k irrt sich, wenn er die von ihm gezeichnete Triere eine kataphrakte nennt, während sie tatsächlich eine aphrakte ist.

Wie die alten Ägypter verwandten auch noch die Griechen bei ihren Trieren Gurttäue — Hypozomen —, die sie bei jeder Indienststellung um den Schiffskörper von vorn nach hinten herumlegten. Die Staatsmagazine lieferten für jede Triere nach B o e c k h bei der Indienststellung bis zu 4 solcher Hypozomen. Die Hypozomen waren vorn im Schiffskörper befestigt, traten durch besondere Öffnungen aus dem Vorderteil heraus, wurden an den Schiffsseiten bis hinten herumgeführt, dort ebenfalls durch besondere Öffnungen in das Hinterteil gezogen, im Innern möglichst angespannt und dann belegt. Kam nun die Triere zu Wasser und durchfeuchteten sich die trockenen Gurttäue, so umschlossen sie durch die eintretende Verkürzung den Trierenkörper mit einer starken Spannung und erhöhten dadurch seine Festigkeit.

A u ß e r e r A u s b a u .

Das Vorschiff war so stark und widerstandsfähig gebaut, daß es Rammstöße aushalten konnte. Dieser ganze stärkere Teil des Vorschiffes hieß —

Steira. Aus ihm ragte (Abb. 62) unten ein Sporn — Embolon — hervor, der entweder mit Bronze oder Eisen beschlagen war. Vielfach hatte dieser Beschlag die Form eines wagerechten Dreizacks, von denen die eine Seitzacke nach oben, die andere nach unten gebogen war, um beim Rammen ein recht großes Loch in die feindliche Schiffswand zu reißen. Über dem Embolon befand sich ein zweiter Sporn — Proembolon —, welcher beim Vorbeisicheren einer Trieren an einer anderen deren Riemen zerstören sollte. Trotz dieser von allen alten Schriftstellern angegebenen Erklärung für das Vorhandensein des Proembolons scheint mir dessen Hauptzweck doch ein anderer gewesen zu sein. Ich glaube, daß das Proembolon eines rammenden Schiffes verhindern sollte, sein Embolon zu tief in das gerammte Fahrzeug eindringen zu lassen, damit es nachher ohne allzugroße Schwierigkeiten durch Rückwärtsrudern von seinem Gegner wieder freigemacht werden konnte. Auch das Proembolon war meistens mit einem bronzenen oder eisernen Beschlag versehen.

Zwischen beiden Sporen lag das Auge — Opthalmos —, ein durch die festen Hölzer des Vorschiffes gebohrtes Loch von etwa 10 cm Durchmesser. Durch dieses Loch wurde ein starkes Tau gezogen, welches mehrere Trieren miteinander verband und dazu diente, das Durchfahren der Schlachtlinie seitens feindlicher Schiffe zu verhindern. Auch wurden auf diese Weise Hafeneinfahrten blockiert. Der über das Proembolon nach oben weiter laufende Vorsteven hieß — Stolos. Er endete oben in dem — Akrostolion —, das verschiedenartig ausgeführt wurde und als Verzierung des Vorschiffes diente.

Das Hinterschiff wurde ohne den heutigen Hintersteven gebaut. Der Schiffskörper lief vom Boden löffelartig bis zum Schandeckel hinauf. Eine Verlängerung davon erhob sich über diesen hinaus und endigte in einer nach vorn gerichteten — Aphlaston — genannten Verzierung. An das Aphlaston schloß sich gewöhnlich eine leichte Bedachung, unter der sich der Trierarch aufhielt. Das Hinterteil des Schiffes trug eine galerieartige Reling, welche wohl als Schutz für das Aphlaston bei Zusammenstößen zu denken ist.

An jeder Seite des Hinterschiffes war ein Steuerruder — Pedalion — mit seinem Schaft derartig angebracht, daß es durch eine Ruderpinne gedreht werden konnte. Es ist möglich, daß die beiden Ruderpinnen durch eine Verbindung von einem Rudergänger gleichzeitig bewegt werden konnten, dies wird indessen vielfach angezweifelt, so daß zwei Rudergänger vorhanden sein mußten. Auf dem Hinterdeck war auch der Platz

Segelriß der Triere.
1 : 200.

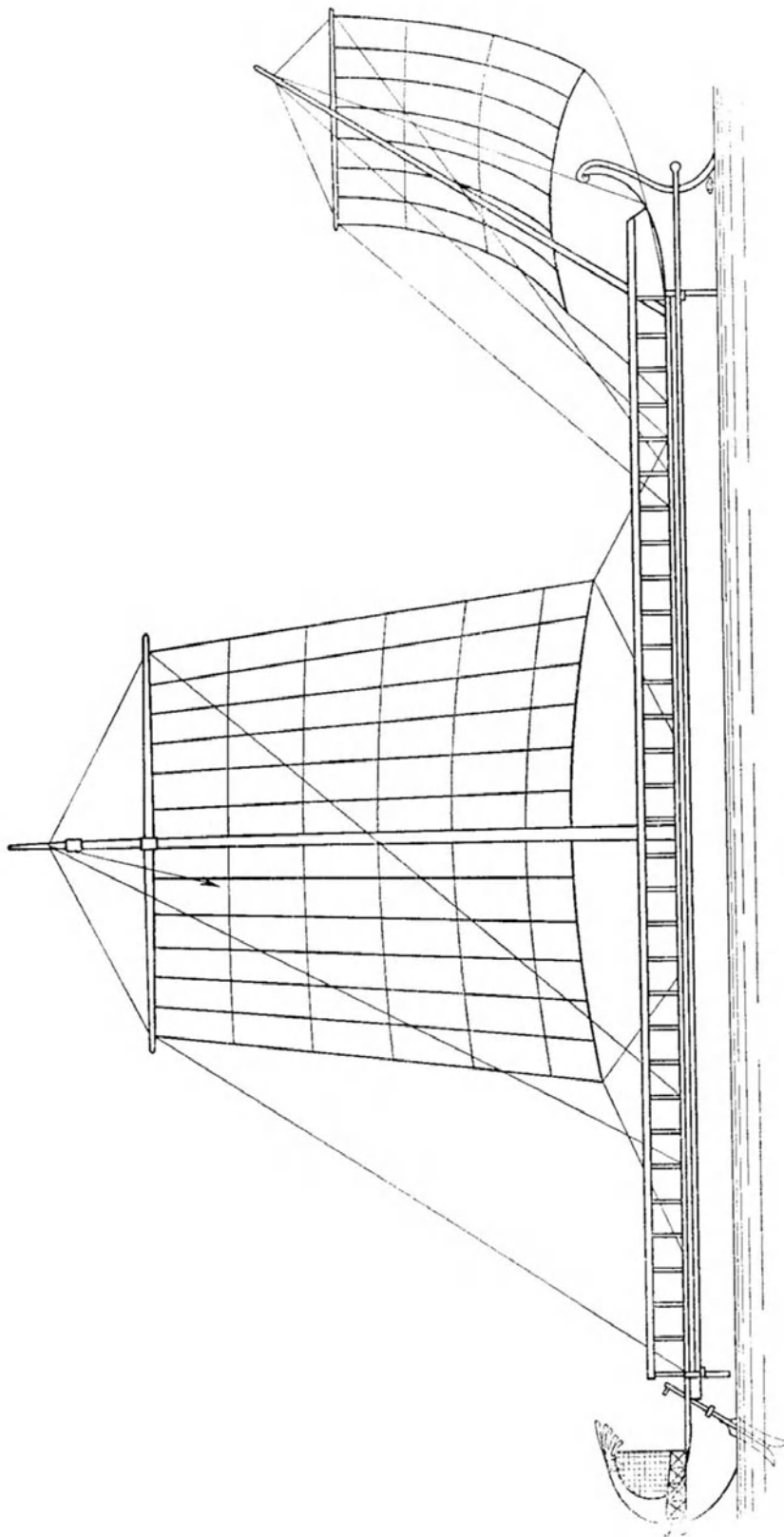


Abb. 64.

für den Befehlshaber der Triere — den Trierarchen. Er stand so hoch, daß er die Ruderer übersehen konnte und die Wasserfläche vor dem Schiff im Auge hatte.

T a k e l u n g.

Die Trieren hatten zwei Masten, einen Hauptmast — *Histos megas* —, der etwa in der Mitte der Triere stand, und einen kleineren Mast — *Histos akateios* —, der im Bug nach vorn geneigt, eingesetzt war. Es läßt sich annehmen, daß der Hauptmast ein größeres und schwereres Segel trug, während der Vormast ein ähnliches aber kleineres und leichteres Segel besaß, wie es heute noch der Fall ist, wo das Großsegel aus dichterem Stoff besteht als die Vorsegel. (Abb. 64.) Beide Segel wurden je an einer Ra gefahren. Über die Segel bestehen verschiedene Anschauungen, manche machen die vorstehende Annahme, der ich gefolgt bin, manche glauben, daß man für jeden Mast zwei Segel, ein größeres für schwereres, und ein leichteres für gutes Wetter, an Bord hatte. *Boeckh* übersetzt aus den Urkunden, daß jede Triere ein größeres und ein feineres Segel aus den Staatsmagazinen erhielt, daß aber das feinere nicht regelmäßig mitgeliefert wurde, so daß die Trieren dann nur ein Segel benutzen konnten, wenn nicht der Trierarch aus eigenen Mitteln das zweite Segel beschaffte.

Das Segeltuch stellten die Griechen aus Leinen her. Die Segel waren aus einzelnen, gegenüber den Ägypterschiffen aber schon senkrecht verlaufenden Kleidern gefertigt, und diese wagerecht aus mehreren Stücken zusammengenäht. Dadurch erscheinen die Segel auf den alten Abbildungen immer schachbrettartig gefeldert, wie Abb. 65 zeigt. Die Liecke der Segel waren mit Leder oder Häuten, am meisten Seehundsfell umnäht, auch die Stellen der Segel, die dem Schamfielen ausgesetzt waren, benähte man in ähnlicher Weise. Daß man aber alle Nähte der Segel mit Leder- oder Hautstreifen besetzt haben sollte, wie auch *Breusing* behauptet, halte ich nach den Ausführungen *Kopeckys* für unmöglich, weil ein solches naß gewordenes und nachher wieder getrocknetes Segel wegen der eintretenden Steifheit des Leders unhandlich sein würde. Viel wahrscheinlicher ist es, daß man die Kleider und ihre einzelnen Stücke mit übereinander liegenden Rändern, wie man heute sagt, „mit englischer Naht“ zusammengenäht hat.

Die Masten waren nach hinten durch Pardunen abgesteift. Die mittels eines Falles — *Chalimon* — an den Masten aufgeheißten Raen

— Keraiai — wurden durch ein sie umschlingendes aus zwei Tauen bestehendes Rack — Agkoina — an ihnen festgehalten. Die jetzt gebräuchlichen Holzkugeln soll dieses Rack auch schon besessen haben. Die Raen waren an ihren Nockenden mit Brassen — Yperai — versehen und hatten Toppnanten — Imantes —, wie B o e c k h aus den Urkunden folgert. An ihren oberen Enden trugen die Segel auf jeder Seite ein Nockrohr zum Befestigen an der Ra, an den unteren ein Schothorn zum Einbinden der Schoten. Reffvorrichtungen, wie wir sie heute haben, kannten die Griechen nicht, dagegen soll es Taue — eine Art von Gordingen — gegeben haben, mittels deren man das Segel von unten aus in Falten legen konnte, um seine Fläche zu verkleinern.

Aus der Sammlung Borghese.

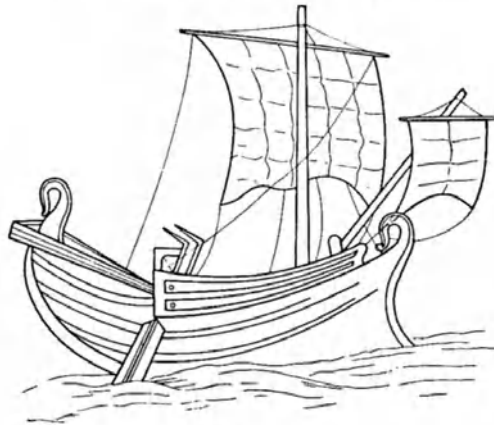


Abb. 65.

Für die Belegung des laufenden Gutes sollen nach B r e u s i n g schon an der Reling befestigte Nagelbänke mit den noch heute gebräuchlichen Kavielnägeln — Peronai — vorhanden gewesen sein. Sicher ist, daß es Belegklampen gab, wie sie schon die alten Ägypter benutzten, weshalb ich in dem Modelle die Brassen und Schoten zu solchen Klampen an der Reling führte, für die Falle und Toppnanten indessen an den Masten Belegklampen anordnete, weil anzunehmen ist, daß man die Ruderer durch Tauwerk nur so weit belästigt hat, als unumgänglich nötig war.

Der Großmast wurde meistens nicht an Bord genommen und mitunter vor der Schlacht als unnützer Ballast an Land gebracht. Er war zum Umlegen eingerichtet. Leider haben uns die alten Schriftsteller nicht genau mitgeteilt, wie dies ausgeführt war. Jedenfalls muß das Niederlegen und Aufrichten des Mastes, besonders auf See, Schwierigkeiten verursacht haben, wodurch

es sich erklärt, daß, wie die Abb. 56 zeigt, der vordere Mast mit dem kleinen Segel fast nur allein benutzt wurde, behinderte doch auch sein Tauwerk die Ruderer viel weniger als das des großen Mastes. Da die Umlegevorrichtung des großen Mastes nirgends genauer beschrieben ist, habe ich eine Rekonstruktion nicht versucht, sondern den Mast feststehend in das Modell eingesetzt. Weil die Masten, wie bei den Ägypter-Schiffen, keine Wanten besaßen, also auch keine seitlichen Beanspruchungen vertrugen, konnten die Trieren nur mit achterlichen Winden segeln.

B e s a t z u n g.

Die Besatzung einer Triere zählte rund 200 Köpfe und bestand aus dem Befehlshaber mit seinen Offizieren, den Kriegern und den Ruderern.

Der Befehlshaber oder Trierarch war ein wohlhabender, mit dem Seewesen wohl vertrauter Athener, welchem der Staat das Schiff und einen Teil der Ausrüstung übergab, und dem er auch den Sold und die Kosten der Verpflegung für die Mannschaft ersetzte. Alle übrigen Unkosten, wie für kleinere Ausrüstungsstücke usw. hatte der Trierarch aus seiner Tasche zu bezahlen. Boeckh führt an, daß es mangels solcher wohlhabenden Leute vorgekommen ist, daß die Athener dem Trierarchen einen oder zwei, ja sogar drei — Syntrierarchen — an die Seite stellten, die sich dann in die Kosten der Indiensthaltung teilten. Der eigentliche Befehlshaber war aber stets der erste Trierarch.

Die an Bord eingeschifften Krieger, schwer bewaffnetes Fußvolk — Epibaten — genannt, sind wohl unseren heutigen Seesoldaten vergleichbar. Ihre Zahl betrug entsprechend dem geringen vor und hinter dem Enkupon auf Vor- und Hinterschiff verbleibenden Raum für jede Triere nach Plutarch nur 18 Mann, worunter vier Bogenschützen waren. Sie bildeten in den Seeschlachten, bei Landungsunternehmungen usw. den Kern der Kämpfenden und wurden je nach Umständen durch einen Teil der Ruderer verstärkt.

An Ruderern befanden sich rund 170 an Bord. Die Zahl der wirklich Tätigen kann keine feststehende gewesen sein, weil schon damals wie heute Ausfälle durch Kranke, Bestrafte, Beurlaubte, Ausreißer usw. vorkamen. Die Ruderer selbst zerfielen nach dem Platz, auf welchem sich ihr Sitz befand, in drei Klassen: Thraniten, Zygiten und Thalamiten.

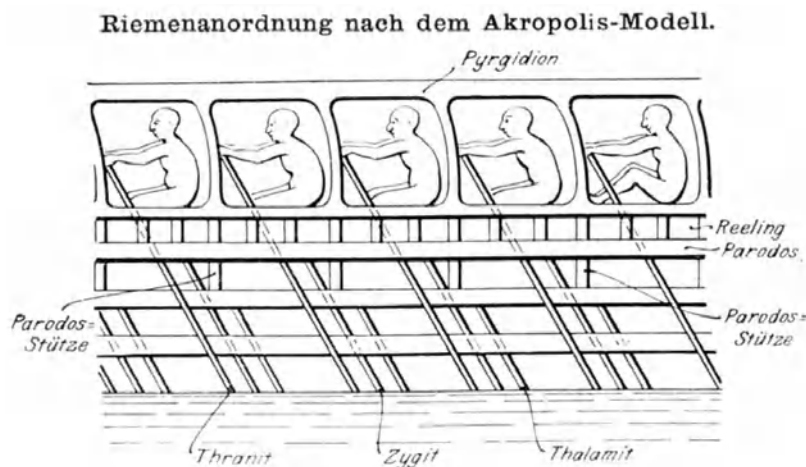
Die Thraniten saßen auf dem Deck der Triere auf einer Bank — Thranos — dicht neben dem seitlichen Umgang — Parodos —. Unter den Ruderern erhielten sie den höchsten Sold und mußten dafür mit den Kriegeren — den Epibaten — bei Landungsunternehmungen und den später anschließenden Landschlachten kämpfen. Sie bildeten den körperlich rüstigsten Teil der Rudermannschaft und genossen auch unter dieser eine bevorzugte Stellung. Breusing ist der Ansicht, daß die Thraniten die eigentlichen Seeleute der Triere gewesen sind. Geschichtlich steht hierüber nichts fest. Ich kann mich dieser Breusing'schen Ansicht nicht anschließen, weil die Thraniten mit in den Kampf zogen und die in Häfen oder auf Reeden liegenden Trieren dann aller Seeleute beraubt gewesen wären, so daß sie unter Umständen nicht auf das freie Meer oder in Aufnahmehäfen hätten gerettet werden können, wenn die Landungsmannschaft geschlagen und eine rechtzeitige Flucht der Flotte nötig wurde.

Die Zygiten hatten ihre Sitze auf Deck zwischen den einzelnen Deckbalken und haben hiervon ihren Namen; denn der Deckbalken hieß — Zygon —. Aus welchen Leuten sich die Zygiten zusammensetzten, ist nirgends gesagt, während dies von den Thraniten und Thalamiten bekannt ist. Im Widerspruch zu Breusing bin ich der Meinung, daß unter den Zygiten viel eher die Seeleute zu suchen sind als unter den Thraniten, die, als zur kämpfenden Truppe gehörend, wahrscheinlich zu vornehm waren, um die eigentlichen Schiffsarbeiten, wie Segelbedienung, Ankermanöver usw. auszuführen. Wenn die Not es erforderte, mußten übrigens auch die Zygiten mit in den Kampf ziehen.

Die Thalamiten waren in dem unter Deck liegenden Schiffsraum — Thalamos — untergebracht. Sie wurden am schlechtesten gelöhnt und bestanden aus Unfreien, die man in Lakedämon — Heloten — nannte. Es befanden sich unter ihnen auch nachweislich Kriegsgefangene, Sklaven usw., wie sie in späteren Jahrhunderten die Rudermannschaft der Galeeren bildeten. Es steht fest, daß die Thalamiten lediglich zum Rudern an Bord waren und auf diesen Umstand begründe ich deshalb meine Ansicht über die Verwendung der Zygiten als Seeleute.

Selbstverständlich mußten auf den Trieren bei einer Besatzung von 200 Mann, wovon 18 Soldaten und 170 Ruderer waren, außer dem Trierarchen noch Offiziere eingeschifft sein. Sie sind unter den 11 Leuten zu suchen, die nach Abzug der vorangeführten 189 Personen noch von den 200 Mann übrig bleiben.

Die Offiziere bestanden aus dem I. Offizier — Kybernetes —, der dieselbe Stelle inne hatte, wie sie jetzt noch von einem solchen bekleidet wird. außerdem hatte er aber auch die Obliegenheiten des heutigen Navigationsoffiziers zu erfüllen. Ihm folgte der auf dem Vordeck stehende II. Offizier — Proreus —, der die Segelbedienung, den Ausguck, das Loten usw. überwachte. Nun kamen drei Pentekontarchen, nach unseren Begriffen Zahl- oder Proviantmeister, die für die Verpflegung sorgen mußten. Hinzu trat noch der Keleustes, der durch ein kurzes Kommando oder durch einen Hammer-schlag das gleichzeitige Einsetzen der Riemen beim Beginn jedes Schlages zu veranlassen hatte. Die gesamte Mannschaft war ferner aus disziplinarischen Gründen in zwei Hälften geteilt, einer Steuer- und einer Backbordhälfte, die jede einem besonderen Offizier — Toicharchos¹⁾ — unterstand. Mit unserer heutigen Steuer- und Backbordwache hatte diese Einteilung aber nichts zu tun.



Anzunehmen ist, daß die aus altgedienten Mannschaften erwählten, das Steuern besorgenden Leute eine gehobene Stellung, etwa wie die heutigen Maaten, eingenommen haben. Endlich befand sich noch ein Koch an Bord, der aber ebenso wie der Flötenbläser — der Trieraules — zur Mannschaft gehörte. Der Flötenbläser mußte unablässig eine Melodie von ausgeprägtem Rhythmus spielen — das Trierikon —, dessen Klänge die Ruderarbeit taktmäßig begleiteten.

¹⁾ E. Luebeck, Das Seewesen der Griechen und Römer. Hamburg 1891, S. 26.

R i e m e n a n o r d n u n g.

Breusing¹⁾ vertritt die Ansicht, daß die Ruderschiffe der Alten, abgesehen von den Moneren, wohl die Einrichtung, also auch die Sitze der Ruderer, für die Unterbringung mehrerer übereinander liegender Reihen von Riemen besaßen, bei den Trieren deren drei, Penteren fünf usw., daß aber nur jeweils eine Reihe von Riemen benutzt wurde, und zwar bei glatter See die unteren, bei hochgehender See die oberen. Dagegen sprechen aber nicht bloß das Trierenrelief der Akropolis, das in einzelne Linien aufgelöst, etwa wie Abb. 66 aussehen würde, sondern auch eine Reihe von gewichtigen anderen Gründen, und die neueren von mir aufgeführten Arbeiten über die Trieren kommen alle darin überein, daß man ganz bestimmt bei Wettfahrten, Paraden und Besichtigungen, mit größter Wahrscheinlichkeit auch in den Seeschlachten, mit drei Riemenreihen gerudert hat, schon weil die Trieren, um zu rammen, die denkbar größte Geschwindigkeit entwickeln mußten. Nachweislich hatte man an Land besondere Einrichtungen — Rudergerüste —, in denen die Zusammenarbeit der Ruderer geübt wurde. Es geht ferner aus verschiedenen Stellen der alten Schriftsteller hervor, daß gutes und geschicktes Zusammenrudern der Trierenmannschaft eine Kunst war, die nur durch längere Übung erreicht werden konnte.

Man neigt heute zu der Ansicht, daß nur bei beschleunigten Seereisen mit zwei Riemenreihen gerudert worden ist, mithin zwei Drittel der Mannschaft Dienst hatte und ein Drittel ruhte. Bei gewöhnlichen Reisen war nur eine Riemenreihe in Betrieb, und es ist wohl anzunehmen, daß nur die Thalamiten allein gerudert haben, vielleicht abwechselnd mit den Zygiten, denn die Thraniten hat man sicherlich geschont, um sie möglichst kampftüchtig zu erhalten.

Ob die Thranitenbänke aus einzelnen kurzen Querbänken oder auf jeder Schiffsseite aus einer Längsbank bestanden, ist nicht bekannt. Ich glaube, daß es eine Längsbank gewesen ist, weil diese den Bau des Fahrzeuges viel einfacher gestaltet als die vielen einzelnen Querbänke. Um ein glattes Deck herzustellen, konnte man auch die Längsbänke, die aus einzelnen Stücken zusammengesetzt sein mußten, leichter entfernen, als viele kleine Querbänke. Tenne ist der Ansicht, daß die Thraniten ebenso wie die Zygiten direkt auf Deck gesessen haben. (Abb. 71.) Widerspricht dies schon dem Namen Thranos, worunter eine Bank verstanden wurde, so führt die Annahme auch

¹⁾ A. Breusing, Die Lösung des Trierenrätsels. Bremen 1889.

zu einem unwahrscheinlich schmalen, dafür aber zur Erzielung der nötigen Verdrängung viel zu tief gehenden Schiffskörper.

Die Zygiten hatten ihre Sitze auf den Deckbalken (Zyga). Wie diese Sitze beschaffen waren, wissen wir nicht. Bekannt ist nur, daß die Zygiten-sitze aus dem Schiff entfernt wurden, wenn es nach der Außerdienststellung aufgeschleppt und in das Boothaus gestellt wurde. Sie wurden in den Magazinen getrennt aufbewahrt und erst bei der Indienststellung wieder an Bord gebracht. Wahrscheinlich geschah dies, um durch die vielen Unterbrechungen im Deck, die durch die herausgenommenen Zygitensitze entstanden, möglichst viel Luft in das Schiffsinne gelangen zu lassen, was für die Erhaltung der Innenhölzer nötig war. *Thukydides* erzählt: Als der spartanische Heerführer Brasidas im peloponnesischen Kriege beschlossen hatte, athenische Trieren zu überfallen und zu erobern, befahl er seinen Leuten, ihre Zygitensitze mitzunehmen, für den Fall, daß die Athener die ihrigen noch im letzten Augenblick entfernt haben sollten. Wahrscheinlich bestanden die Zygitensitze aus leichten hölzernen Kästen, die sich zwischen den Deckbalken einhängen ließen.

Die Thalamiten waren auf Querbänken im Schiffsraume untergebracht. Dieser Raum war sehr niedrig und konnte von Oberkante Fußboden bis Unterkante Deck 1,20 m bis höchstens 1,50 m Höhe haben. Hiervon ging noch die Höhe der Deckbalken mit etwa 15—20 cm ab. Die Thalamiten saßen aber zwischen den Deckbalken, so daß sie über ihren Köpfen bei aufrechter Haltung etwa 30—40 cm Zwischenraum hatten. Die Thalamiten gelangten in den unteren Raum durch Niedergänge. Wie viele deren waren, wissen wir nicht. *Boeckh* führt in den Urkunden nur an, daß für jede Triere zwei hölzerne Leitern oder Treppen — *Klimaxides* — geliefert wurden, zweifellos wohl für die Niedergänge. Ich habe der ausgiebigeren Lüftung wegen vier Niedergänge angenommen, welche durch Kappen verschließbar sind. Nur durch die geöffneten Luken ließ sich das nötige Licht und vor allen Dingen die erforderliche Luft in den unteren Schiffsraum einführen. Um die Beleuchtung des Thalamos möglichst ausgiebig zu machen, konnte man in die Seitenwände der Zygiten-Sitzkästen, wie ich es angedeutet habe, auch noch Löcher einschneiden. Ein angenehmer Aufenthalt kann der Thalamos, in dem man gebückt gehen mußte, besonders bei den im Mittelmeer herrschenden Sommertemperaturen niemals gewesen sein.

Boeckh hat aus den Seeurkunden festgestellt, daß die Anzahl der dem Trierarchen bei der Indienststellung seiner Triere aus den Staats-

magazinen gelieferten Riemen eine schwankende gewesen ist, weil unter den auf Lager befindlichen Riemen immer eine Anzahl nicht „probehaltiger“ war. Als die regelmäßige Anzahl der Riemen nimmt B o e c k h 62 thranitische, 54 zygitische und 54 thalamitische an, das ergibt zusammen die schon vorherwähnten 170 Ruderer. In dem Modell habe ich 62 thranitische, 56 zygitische und 58 thalamitische Riemen untergebracht. Die zwei Zygiten und vier Thalamiten, die gegen B o e c k h s Angaben mehr vorhanden sind, habe ich nur deswegen angeordnet, um zu zeigen, daß sie sich noch bequem setzen lassen.

Außer den für den regelmäßigen Gebrauch bestimmten Riemen lieferte der Staat für jede Triere noch 30 — Perineo — Riemen, welche B o e c k h als Ersatzriemen ansieht. Nur von diesen ist aus den Urkunden bekannt, daß sie 9 und $9\frac{1}{2}$ attische Fuße lang waren, d. h. 4,123 bzw. 4,393 m. Von den anderen Riemen ist über die Länge nichts angegeben. Die einzelnen Schriftsteller nehmen sie deshalb je nach den Sitzen, die sie den Ruderern anweisen, verschieden lang an.

	Thraniten	Zygiten	Thalamiten
Graser	4,24 m (1:3)	3,30 m (1:3)	2,35 m (1:3)
Haack	4,39 m (1:3)	4,12 m (1:3)	2,55 m (1:3)
Modell	4,40 m (1:3)	4,40 m (1:3)	2,80 m (1:3)
Tenne	4,43 m (1:3)	4,43 m (1:3)	2,55 m (1:3)
Kopecky	6,00 m (1:3)	5,50 m (1:4)	4,00 m (1:4)
Dupuy de Lôme	7,00 m (1:4)	5,50 m (1:4)	4,20 m (1:4)
Breusing	7,31 m (1:4)	4,87 m (1:4)	2,43 m (1:4)

Zu der Tabelle sei bemerkt, daß im deutschen Ruderverband¹⁾ für Wanderruderboote, die sich, was die Höhe der Ruderrollen über der Wasserlinie anbelangt, mit den Thalamitenriemen vergleichen lassen, Riemen von 3,4 m bis 3,8 m Länge, mit einem Verhältnis des inneren Schaftes zur ganzen Riemenlänge von rund 1:3 im Gebrauch sind. Nach den Annahmen der Autoren ist dieses Verhältnis in der Tabelle den einzelnen Riemenlängen in Klammern zugefügt.

Aus welchen Holzarten die Riemen hergestellt wurden, ist nicht bekannt, ihre Form läßt sich aber aus den uns überlieferten Abbildungen ungefähr bestimmen.

¹⁾ Dr. Oscar Ruperti, Übungs- und Wanderboote, Berlin 1912, S. 64.

Die Dollen für die Thranitenriemen waren auf dem den Umlauf — Parodos — begrenzenden äußeren Balken angebracht. Die Dollen für die Zygitenriemen befanden sich auf dem Schandeckel und als Dollen für die Thalamitenriemen waren Öffnungen in die Schiffswand geschnitten. Da diese Öffnungen sich nur wenig über der Wasseroberfläche befanden, so mußten sie gegen das Eindringen von Wasser in das Schiffsinne besonders bei bewegter See geschützt werden. Dies geschah dadurch, daß vor ihnen an der äußeren Schiffswand kurze lederne Schläuche oder Stulpen — Askomen — angenagelt waren, welche den Schaft der Riemen umfaßten. Alle Riemen waren mit Bändseln versehen, welche einerseits an ihrem Schaft, andererseits

Weg des Riemenblattes im Wasser.

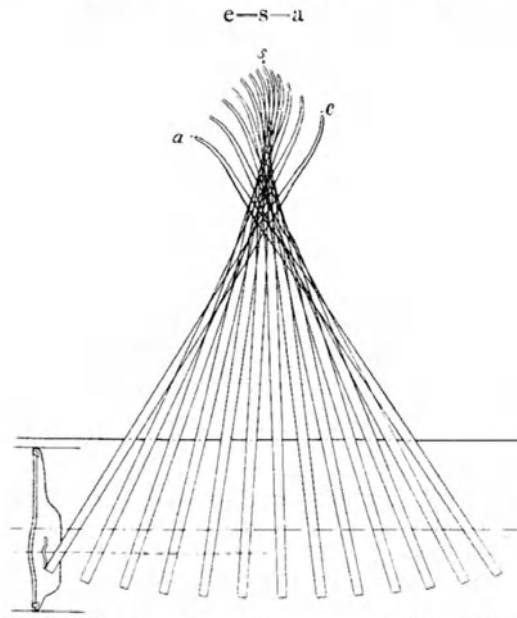


Abb. 67.

am Schiffskörper befestigt waren und es verhindern sollten, daß ein Riemen in das Wasser hinabgleiten konnte, falls er durch Zufall oder irgendeine Störung von dem Ruderer losgelassen wurde.

Ruderarbeit.

Für die Beurteilung der Arbeit der Ruderer ist zunächst daran festzuhalten, daß ein Riemen als einarmiger Hebel wirkt, der seinen Stützpunkt im Wasser hat. Er hat das Bestreben, um die Dolle als Mittelpunkt einen Kreisbogen zu beschreiben. Da dieser Mittelpunkt entsprechend der Geschwindigkeit des Bootes fortschreitet, müßte sich das Riemenblatt auf einer Ellipse be-

wegen, wenn sich nicht der Widerstand des Wassers und die Geschwindigkeit des Bootes in jedem Augenblick des Riemen-Durchzuges änderten. Abb. 67 stellt den Weg des Riemenblattes in einem Doppelgigvierer mit festen Sitzen dar, das als Wanderruderboot benutzt wird und auf den sich auch die Bemerkung unter der Tabelle über die Riemenlängen bezieht. Beim Eintritt *e* wird das Riemenblatt gegen das Wasser gepreßt und erteilt ihm eine bestimmte Bewegung. Dann geht das Blatt bis zu dem Punkte *s*, in dem es rechtwinklig zur Längsachse des Bootes steht, durch ruhendes Wasser. Von diesem Scheitelpunkte ab kehrt es in bereits bewegtes Wasser zurück, bis es im Punkte *a* ausgehoben wird. Die gradlinige Entfernung *e—s* stellt den Weg dar, den das Blatt nutzlos durch das Wasser gleitet, den Schlip.

Nach dieser allgemeinen Darstellung läßt sich beurteilen, ob es möglich ist, mit den auf drei Reihen verteilten und gleichzeitig benutzten verschieden langen Riemen Schlag zu halten. Dies ist zu bejahen, wenn bei allen Riemen das gleiche Verhältnis der inneren Schaftlänge zu der ganzen Riemenlänge vorhanden ist, wenn alle Riemen bei jedem Schlage gleichzeitig eingesetzt und mit ein und derselben Geschwindigkeit durchgezogen werden. Da nun die Ruderer mit den längsten inneren Riemenenden um die Dollen den größten Weg beschreiben und die mit den kürzesten den kleinsten, so folgt daraus, daß die letzteren gezwungen waren, wenn sie ihren Schlag ausgezogen hatten, eine Pause einzuhalten, um mit den anderen Ruderern wieder in Takt zu kommen. Wenn also die Thraniten und Thalamiten (die Zygiten sollen zunächst beiseite gelassen werden) ihren Schlag begannen, gleichzeitig einsetzten und mit gleicher Geschwindigkeit durchzogen, so mußten die Thalamiten am Ende ihres Schlages ihre Riemen aus dem Wasser heben und auf ihrem Platze still sitzen. Die Thraniten führten ihren Schlag zu Ende und fingen nun an, bei ausgehobenen Riemen mit ihrem Oberkörper nach vorn zu schwingen, d. h. von ihrem Körper aus gedacht, im Schiff schwingen sie tatsächlich nach hinten. Wenn hierbei ihre Riemen mit denen der ruhenden Thalamiten in eine Richtung kamen, mußten die Thalamiten auch anfangen nach vorn zu schwingen und zwar so lange, bis sie ihre äußerste Auslage erreicht hatten, darauf mußten sie nochmals still sitzen, bis die Thraniten ebenfalls ganz ausgeschwungen hatten. Dann setzten beide Ruderreihen wieder gleichzeitig zum neuen Schlage ein. Nur auf diese Weise konnte der unbedingt nötige Rhythmus erzielt werden.

Hatten nun die Zygitenriemen eine Länge, welche zwischen der des Thraniten- und Thalamiten-Riemens lag, so mußten auch diese, wie die Thala-

Trieren-Querschnitte
1:60

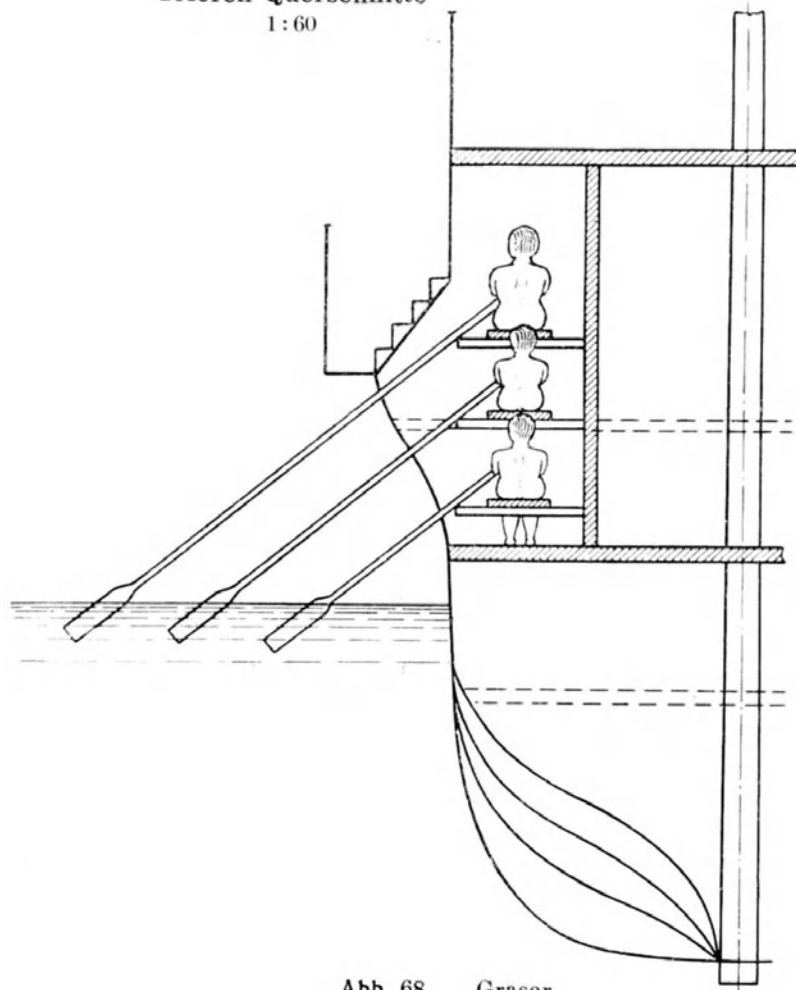


Abb. 68. Graser.

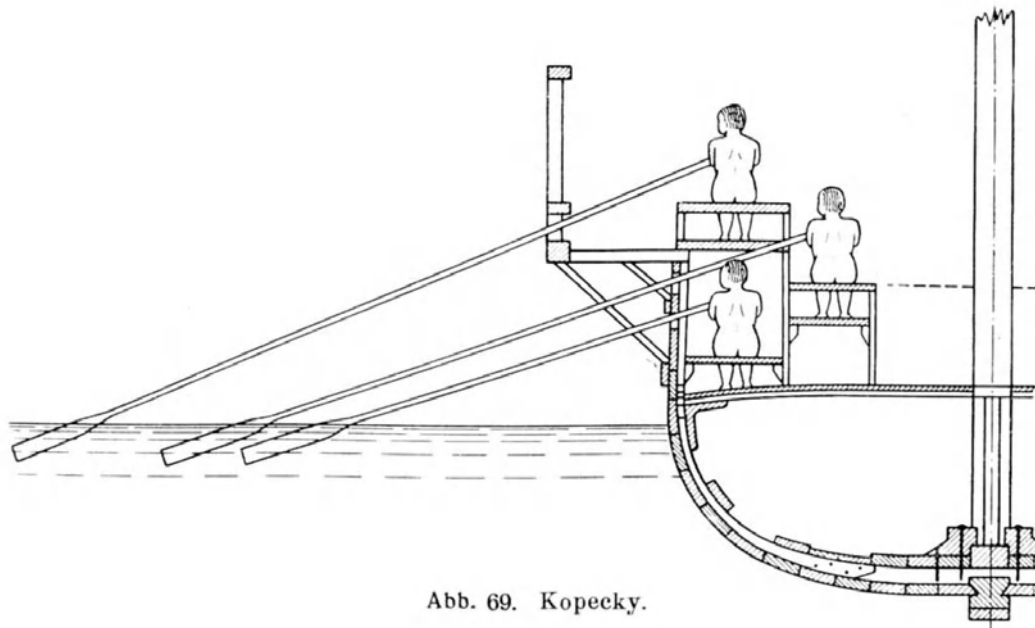


Abb. 69. Kopecky.

Quer- und Längsschnitte. 1 : 60.

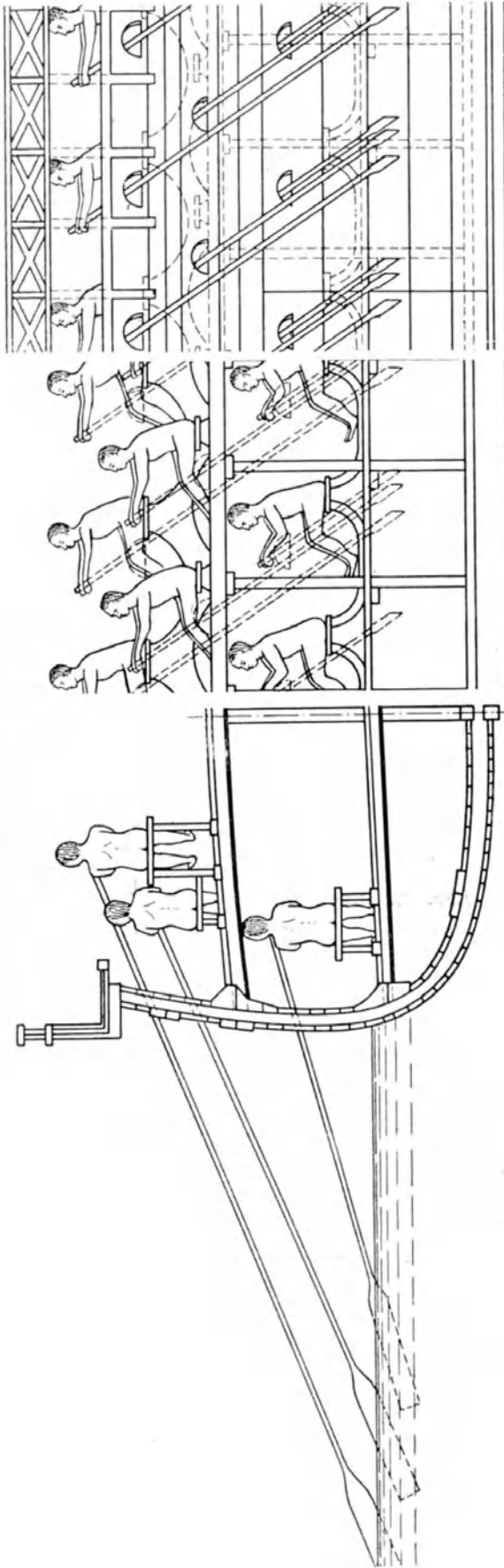


Abb. 70. Dupuy de Lôme.

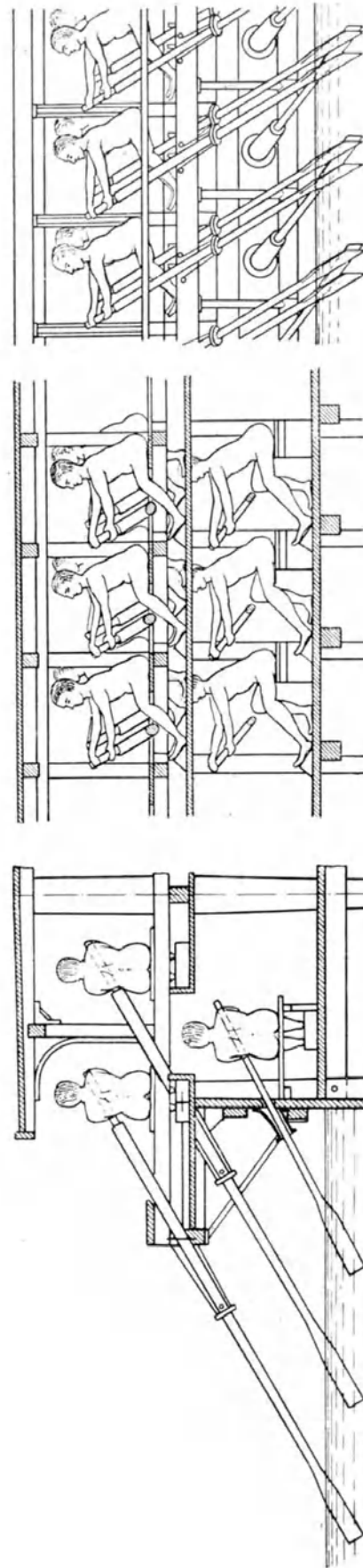


Abb. 71. Tenne.

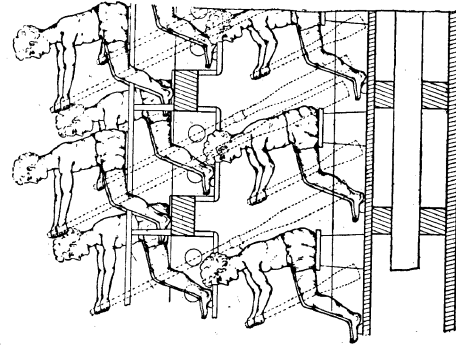
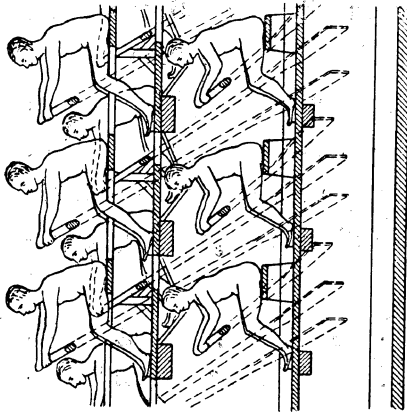
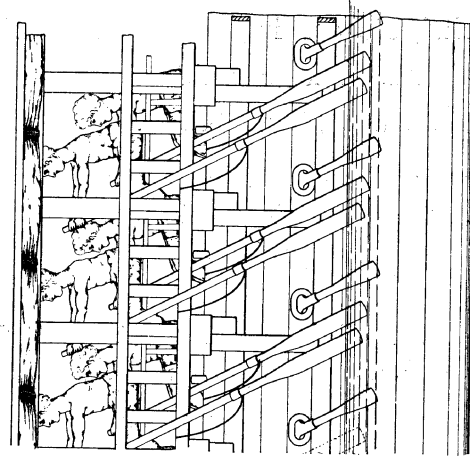
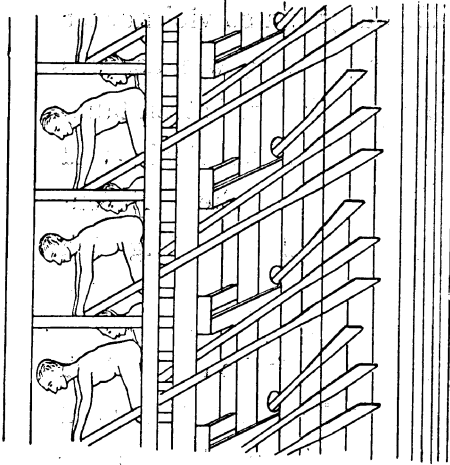
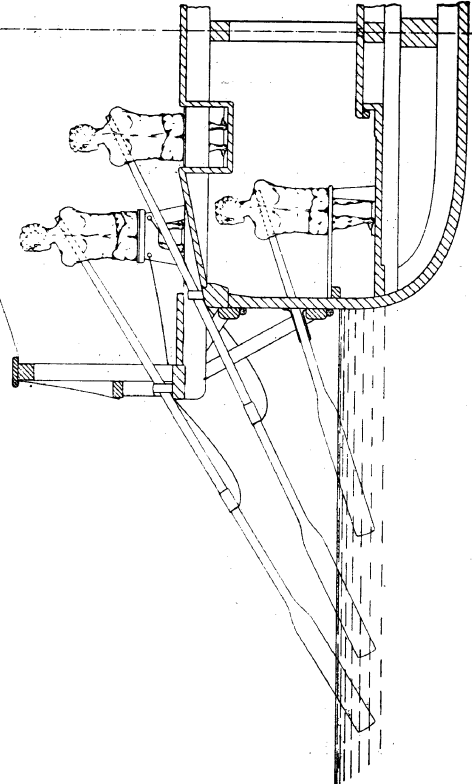
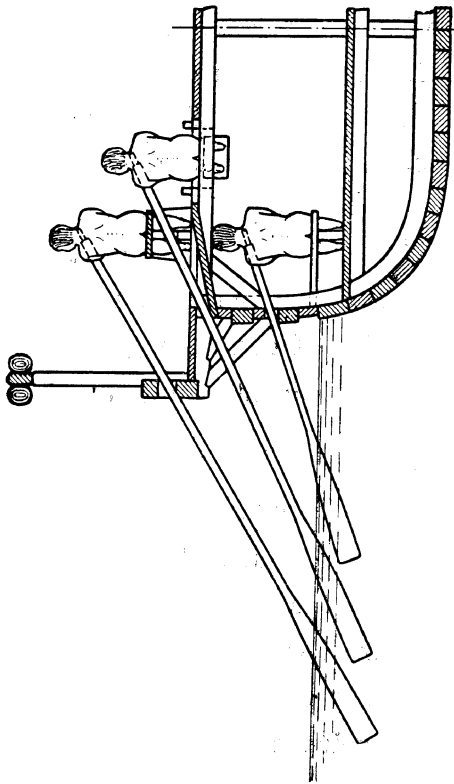


Abb. 72. Haack.

Abb. 73. Modell.



miten, bei jedem Schlage eine Zeit still sitzen, die allerdings um so viel kürzer ausfiel, als der innere Schaft des Zygiten-Riemens länger war, wie der des Thalamiten-Riemens. Diese verschiedene Riemenlänge machte selbstverständlich die unbedingt nötige Zusammenarbeit der Ruderer sehr schwierig, und es bedurfte ganz bestimmt einer langen Übung, ehe eine solche Trieremannschaft so sicher eingerudert war, daß sie in der Seeschlacht erfolgreich Rammstöße ausführen konnte.

Wie die ganze Bauart der Triere zeigt, waren die Griechen praktisch wohlerfahrene und sehr überlegte Schiffbaumeister. Es ist nun nicht recht einzusehen, daß sie sich bei den 170 vorschriftsmäßigen Riemen, die zu jeder Triere gehörten und bei den oft mehr als 300 Trieren, die der attische Staat besaß, also bei weit über 50 000 in den Magazinen befindlichen Riemen andere als die unbedingt nötigen verschiedenen Riemenlängen geschaffen haben sollten. Da wir die richtige Länge der Thraniten- und Zygiten-Riemen nicht kennen, so läßt sich vermuten, daß beide gleich lang gewesen sind, so daß sie im Notfalle gegenseitig vertauschbar waren. Gegen diese von mir angenommene gleiche Riemenlänge (Abb. 73) spricht auch nicht der Umstand, daß es nach den Seeurkunden besondere Thraniten- und Zygiten-Riemen gegeben hat. Wahrscheinlich führten die Thraniten, die körperlich rüstigsten Ruderer, stärkere Riemen, d. h. solche mit breiteren Blättern, als die Zygiten. Wenn nun die Thraniten und die Zygiten, also die beiden oberen Ruderreihen mit gleich langen Riemen versehen waren, deren innere Längen von den Dollen an gerechnet, ebenfalls die gleichen waren, so konnten die Thraniten und Zygiten, wie mir von Autoritäten auf dem Gebiete der Ruderei versichert worden ist, unter allen Umständen miteinander Schlag halten. Bedenkt man nun, daß die Thalamiten, die lediglich als Ruder knechte benutzt wurden, jahraus jahrein auf ihrer Ruderbank saßen, so kann man sich vorstellen, daß es nicht so schwer gehalten haben kann, sie auf den Schlag der Thraniten und Zygiten einzuüben, und mit Hilfe des Keleustes und des Trieraules den nötigen Rhythmus zu erzielen.

Ganz die gleiche Ansicht von der übereinstimmenden Länge der Riemen in den beiden oberen Reihen vertritt auch T e n n e (Abb. 71), wenn er auch, wie ich schon ausführte, die Thraniten auf das Deck setzte. Als das Vorstehende schon abgesetzt war, wurde ich darauf aufmerksam gemacht, daß bereits 1863, wie das Buch von Jal über Caesars Flotte erschienen war, eine von Abb. 70 sehr stark abweichende Anordnung

der Ruderer von Heller¹⁾ angegeben worden ist, bei der die Thraniten- und Zygiten-Riemen ebenfalls als gleich lang vorausgesetzt worden sind. Heller geht dabei so weit, daß er behauptet, Boeckh müßte sich hierin geirrt haben. Da es vollkommen ausgeschlossen ist, daß die Ruderer bei der Hellerschen Unterbringung Schlag halten können, so erübrigt sich wohl ein weiteres Eingehen auf seine Ausführungen.

Daß die Haack'sche Anordnung der Zygiten (Abb. 72) nicht richtig sein kann, geht schon daraus hervor, daß er selbst die Annahme machen muß, die Kniee, die den Parodos stützen, seien nicht rechtwinklig, sondern schiefwinklig zur Mittelachse des Schiffes angebracht gewesen; (etwa um 30° nach hinten gerichtet), weil sonst die Zygiten mit ihren Riemen nicht genügend ausholen konnten und an die Kniee gestoßen hätten. Er stützt diese Annahme auf das Akropolis-Relief, wovon schon bei den Bemerkungen unter der Tabelle der allgemeinen Abmessungen der Triere gesagt wurde, daß es keine genaue Seitenansicht wiedergibt, sondern etwas von vorn gesehen ist, weswegen auch die Unterstützungskniee des Parodosträgers schiefstehend erscheinen. Es läßt sich schwer vorstellen, daß die aus dem Schiffskörper hervorragenden Enden der Deckbalken nicht durch senkrecht unter ihnen stehende Kniee abgestützt gewesen wären und der Riemenanordnung zu Liebe von dieser natürlichen Bauart abgewichen worden sei, da sich die Riemen durch eine andere Verteilung der Sitze für die Ruderer bequem unterbringen ließen.

Die Anordnung der Riemen, wie sie sich Kopecky (Abb. 69) denkt, ist ganz sicher falsch, denn seine Triere ist mit 6,50 m Breite so groß, daß sie nicht in die Boothäuser hineingegangen wäre. Auch die Schiffskonstruktion konnte nicht in der von ihm gedachten Art ausgeführt sein, weil kein oberes Deck mit durchlaufenden Balken vorhanden ist, wodurch das ganze Ober-schiff einen festen Verband entbehrt. Ferner ist der Raum für die Unterbringung der Thalamiten viel zu knapp und endlich ist das Verhältnis des inneren Riemenschaftes zur ganzen Riemenlänge bei den Thraniten kleiner wie bei den Zygiten und Thalamiten, sie hätten also miteinander nicht Schlag halten können.

Endlich sei noch der Vollständigkeit wegen die einer viel späteren Zeit angehörige, völlig gedeckte Triere (Abb. 68) von Graser erwähnt. So zweifelhaft, wie die von ihm angenommene Anordnung der Ruder-

¹⁾ Philologus. Göttingen 1863. Tafel II,

sitze, ist auch die ganze Bauart dieser Triere, weswegen sich ein näheres Eingehen darauf erübrigt.

G e s c h w i n d i g k e i t.

Nach H a a c k errechnet sich die mit der ganzen Rudermannschaft zu erreichende Geschwindigkeit annähernd, wenn man die Leistung eines Menschen am Hebel bei achtstündiger Arbeitszeit nach dem Taschenbuch der Hütte zu $E = P v = 5,5$ mkg in der Sekunde, also gleich $\frac{5,5}{75}$ PS annimmt. Demnach sind zur Leistung von 1 PS 13,63 Mann erforderlich, und es beträgt die Kraft, welche eine Triere fortbewegte $\frac{170}{13,63} = 12,47$ oder rund 12,5 PS; wenn davon 10 % als Schlip der Riemen abgezogen werden, verbleiben 11,25 PSe für die Überwindung des Schiffswiderstandes. Die Nutzkraft einer Schiffsmaschine beträgt nach F r o u d e 0,37 der PSi; demnach würde eine Triere einer Dampfmaschine von $\frac{11,25}{0,37} = 30$ PSi bedürfen, um mit derselben Geschwindigkeit fortbewegt zu werden, wie das die 170 Ruderer bewirken konnten. Nach der bekannten französischen Formel $v = C \sqrt[3]{\frac{PS}{\mathfrak{A}}}$ in welche H a a c k $C = 2,7$ und mit $\mathfrak{A} = 3,5$ qm die eingetauchte Fläche des Hauptspantes einsetzt, ist $v = 2,7 \sqrt[3]{\frac{30}{3,5}} = 5,5$ Sm. Dies soll die durchschnittliche Geschwindigkeit sein, die mit einer Triere während 8 Stunden zu erzielen war, wenn alle Ruderer arbeiteten. H a a c k gibt an, daß bei außergewöhnlicher Anstrengung gutgeübter Ruderer die Geschwindigkeit wohl noch gesteigert werden konnte, dies aber selbstverständlich nur für kurze Zeitdauer erreichbar war. Bei dem schnellen Anwachsen des Wasserwiderstandes kann die Geschwindigkeit nach seiner Ansicht höchstens auf 6,5 Knoten gebracht worden sein, weil hierzu schon fast doppelt soviel Kraft erforderlich wurde, wie für die um nur 1 Knoten geringere durchschnittliche Geschwindigkeit.

K o p e c k y rechnet ganz in derselben Weise wie H a a c k. Er nimmt 174 Ruderer an, von denen jeder in der Sekunde 6 mkg Arbeit leisten soll. Die zur Fortbewegung der Triere aufgewandte Arbeit stellt sich darauf auf $\frac{174,6}{75} = 14$ PS. Nach der französischen Formel $v = C \sqrt[3]{\frac{PS}{\mathfrak{A}}}$ berechnet sich nun bei $C = 3,8$ und $\mathfrak{A} = 3,8$ qm die Geschwindigkeit

$v = 3,8 \sqrt[3]{\frac{14}{3,8}} = 6,2 \text{ Sm.}$ K o p e c k y glaubt, daß in außerordentlichen Fällen die Arbeitsleistung eines Ruderers bedeutend gesteigert werden konnte, die Schnelligkeit sich also erhöhte. Bei einer Arbeit der Ruderer von 10 smkg und gleichzeitiger Verwendung von Perineoriemen sollte sich die Geschwindigkeit auf 8 sm bringen lassen.

Geschwindigkeiten, wie sie H a a c k errechnet, sind noch denkbar, wie sie K o p e c k y angibt, indessen nicht. Die von ihm mit 6 smkg angenommene Arbeitsleistung des Ruderers ist zu hoch, ebenso der auf 3,8 festgestellte Koeffizient C, den der erfahrene Konstrukteur H a a c k nur mit 2,7 bewertet, und hierzu kommt noch die gänzliche Vernachlässigung des Schlips, so daß das Ergebnis der Rechnung die erreichbare Wirklichkeit weit hinter sich läßt, abgesehen davon, daß für die Unterbringung von Mannschaften mit Perineoriemen überhaupt kein Platz an Bord vorhanden war.

T e n n e ermittelte die Geschwindigkeit, mit der ein Ruderer den Riemengriff bewegt, zu 0,87 m in der Sekunde, er wählte das Verhältnis der inneren zur äußeren Riemenlänge nach dem Akropolis-Relief wie 1 : 2 und nimmt einen Schlip von 10 v. H. an. Der Weg der Triere in der Sekunde betrug deshalb nach seiner Rechnung $0,9 \cdot 0,87 \cdot 2 = 1,56 \text{ m}$ oder in der Stunde $5,62 \text{ km} = 3,06 \text{ sm}$. T e n n e sagt ferner: Obgleich hierdurch nachgewiesen ist, daß die Trieren, wenn sie allein mit Riemen fortbewegt wurden, nur 3 Knoten liefen, so steht doch geschichtlich fest, daß sie mehr Fahrt machen konnten, wenn sie günstigen Wind zum Segeln hatten, wofür er selbst zwei Beispiele anführt.

Um die vorstehenden Geschwindigkeiten der Trieren nachzuprüfen, habe ich folgende Betrachtung angestellt: Beim Rudern kommt es darauf an, das Riemenblatt mit so großer Schnelligkeit gegen das Wasser zu pressen, daß der Schlip so klein wie möglich wird. Der Durchzug muß demnach mit größtem Kraftaufwande geführt werden, und da dieser von der Leistungsfähigkeit des Herzens und der Lunge der Ruderer abhängig ist, so ergibt sich die Notwendigkeit einer längeren Ruhepause zwischen den einzelnen Durchzügen. Im deutschen Ruderverband¹⁾ hält man ein Verhältnis von 1 : 2 — Durchzug zur Pause — für zweckmäßig. Nun rudert man im Wander-

¹⁾ R. Räuscher und M. Schroeder, Winke für den praktischen Ruderunterricht Berlin 1911.

ruderboot gewöhnlich mit 25 Schlägen in der Minute, so daß auf den Schlag eine Gesamtzeit von 2,4 Sekunden, auf den Durchzug 0,8 Sekunden und auf die Pause 1,6 Sekunden entfallen. In der Triere konnte man die Schlagzahl von 25 in der Minute nicht einhalten, man wird mit dem schweren Schiffskörper kaum mehr als 20 Schläge in der Minute gerudert haben, so daß jeder Schlag 3 Sekunden dauerte. Auch die Pause mußte man länger machen, um stunden- und tagelanges Rudern zu ermöglichen. Es läßt sich annehmen, daß man das Verhältnis von Durchzug zur Pause größer wie 1 : 2 genommen hat, also nicht ganz 1 Sekunde durchzog und dann über 2 Sekunden pausierte. Unsere Rennruderboote laufen bei jedem Schlag etwa 8,4 bis 8,8 m, wenn mit 34 bis 36 Schlag in der Minute gerudert wird. Da der Schlip mit dem langsameren Durchzug beträchtlich zunimmt, so kann der mit jedem Schlag zurückgelegte Weg bei der Triere nur etwa 6—7 m betragen haben. Die bei Dauerfahrten erreichbare Geschwindigkeit läßt sich demnach nur auf $\frac{6 \cdot 20 \cdot 60}{1852} = 3,9$ sm bis $\frac{7 \cdot 20 \cdot 60}{1852} = 4,5$ sm, im Durchschnitt 4,2 sm, annehmen.

Als Ergebnis der auf verschiedene Weise abgeleiteten Geschwindigkeit der Trieren erscheint daher eine mittlere nur durch Rudern erreichte Fahrt von 4 Knoten durchaus möglich. Unter Zuhilfenahme der Segel konnte auch bei günstigem, d. h. achterlichem Winde und nicht zu hoher See eine Durchschnittsfahrt von 5 Knoten innegehalten werden, was aber schon als eine besonders günstige Reisegeschwindigkeit galt. Als klassisches Beispiel hierfür läßt sich die Fahrt der Triere anführen, die 405 v. Chr. nach der den peloponnesischen Krieg entscheidenden Seeschlacht von Aegos-Potamos die Nachricht von der Niederlage nach Athen brachte. Diese Reise wird als hervorragend schnell bezeichnet, die Triere hat dabei etwa 5 Knoten gelaufen. Mehr wie höchstens 6 Knoten können nur für ganz kurze Zeit unter äußerster Anspannung der Kräfte aller Ruderer erreicht worden sein, z. B. bei Ausführung eines Rammanöwers während der Seeschlacht.

Zum Schlusse will ich noch bemerken, daß ich die von mir an den einzelnen Stellen geäußerten Ansichten durchaus nicht als die einzig richtigen hingestellt haben möchte. Ich sehe die ganze Arbeit nur als einen Versuch an, die Schiffe der Alten nach Maßgabe der darüber vorliegenden recht spärlichen Quellen möglichst getreu nachzubilden. Vielleicht gelingt es den weiteren Forschungen der Aegyptio-, Assyrio- und Philologen noch

mehr Licht in die oft dunkeln Schriftstellen zu bringen und eindeutige Lesarten zu erzielen. Es würde mich deshalb auch freuen, wenn Fachgenossen mit Berichtigungen oder Verbesserungen versehene neue Modelle anfertigen und hierdurch zu einer einwandfreien Lösung der noch ungeklärten Fragen beitragen wollten.

Bei den zeichnerischen Arbeiten für die Modelle sind mir Herr Schiffbauingenieur Th. Hein, Geheimer Rechnungsrat im Reichs-Marineamt, sowie die Herren Wollenhaupt und Strube aus demselben Amt zur Hand gegangen. Die Modelle hat Herr Paul Karl, technischer Museumsinspektor am Kunstgewerbemuseum in Berlin, mit eingehendem Verständnis, peinlicher Genauigkeit und großem künstlerischem Geschick ausgeführt.

Erörterung.

Herr Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Hüllmann :

Meine sehr geehrten Herren! In dieser fürchterlichen Zeit, in der Unlust, Faulheit und Begehrlichkeit uns aus allen Fugen entgegenquillt, hat Herr Geheimrat Busley uns ein Bild aus alter Zeit vorgeführt, ein Bild, das zu schaffen sehr viel mehr Arbeit kostet, als der Laie, der in solchen Fragen nicht bewandert ist, anzunehmen geneigt ist. Wenn auch, seitdem Haack vor nunmehr mehr als 25 Jahren als ganz alter Mann sein Studium an den Trieren mit dem Studium der griechischen Sprache beginnen mußte, unsere Kenntnisse von den alten Fahrzeugen wesentlich erweitert sind, so haben wir doch nirgends ein so geschlossenes Bild, wie es uns hier heute in übersichtlicher knapper Form vorgeführt worden ist. Mögen manche Einzelheiten, auf unrichtiger Annahme aufgebaut, noch unzutreffend sein, so ist doch der Weg klar, den die Entwicklung gegangen ist; und das ist doch bei weitem das Wichtigste. Deshalb haben wir alle Ursache, Herrn Geheimrat Busley für seine mühevollen Arbeit unseren herzlichsten Dank auszusprechen. (Beifall.)

Rein sachlich möchte ich nur die Bemerkung hinzufügen, daß die auffallende Form der ägyptischen Fahrzeuge von den Papyrusbooten her stammt, wie sie aus den Stengeln der Papyrusstaude heute noch im südlichen Ägypten gebaut und zum Fischfang benutzt werden. Diese Boote sind, wie ich von Herrn Geheimrat Borchardt erfahren habe, bis 4 Meter lang, weil diese Stauden nur 4 Meter lang werden. Der Übergang von diesen aus losen Stengeln zusammengebundenen floßartigen Gebäuden, die nicht durch Tierfelle oder dergleichen abgedichtet waren, zu den aus unglaublich kleinen Holzstückchen zusammengebauten Holzschiffen mag in dem holzarmen Ägypten nicht schwer gewesen sein. Aber man kann sich doch nicht oder nur schwer vorstellen, daß diese Holzgefäße, die durch Bekleistern mit Papier oder Leinwand abgedichtet wurden, auf dem Wasser schwimmend, dauernd dicht gehalten haben oder gar in bewegtem Wasser nicht in allen Fugen leck gesprungen sind. Es kann sich also hier nicht um Seeschiffe in unserem Sinne handeln, sondern nur um Küstenfahrer, die gutes Wetter abwarteten, und die abends auf das Land gezogen werden mußten. Dieses Auf-das-Land-ziehen gilt auch noch für die attischen

Trieren. Deshalb vermute ich, daß alle diese Fahrzeuge, ähnlich wie die Watterer bei uns, einen ganz flachen Boden und nicht diese elegante Form hatten, die Haack gezeichnet hat.

Wenn man Seeschiffe bauen wollte, so mußte man entweder die Klinker-Bauart, wie sie die Wikinger hatten, oder die Karwel-Bauart mit kräftigen Innenhölzern wählen, denn die Dübel, die durch die schlanken Keile, die wir heute noch zum Befestigen der Holznägel im Schiffbau verwenden, die „Aale“, können nicht imstande gewesen sein, den Druck, der beim Kalfatern der Nähte seitlich auftrat, auszuhalten oder die bei Verbiegungen oder Verdrehungen des Schiffskörpers in See auftretenden Schubspannungen aufzunehmen.

Der Herr Vortragende hat auch die Frage berührt, ob die Wikinger, die Nordleute, früher die See befahren haben oder die Mittelmeervölker. Wir haben, irregeführt durch die Griechen, übertriebene Begriffe von den Leistungen der Phönizier in uns aufgenommen. Die Griechen haben, wie auch der Herr Vortragende erwähnt hat, den Schiffbau von den Phöniziern kennen gelernt, und die phönizischen Schiffe sind noch zu Beginn der Perserkriege den griechischen an Handlichkeit überlegen gewesen. In Wirklichkeit wurden phönizische Schiffe etwa um das Jahr 1400 zuerst erwähnt; und die Blütezeit der Phönizier hat nur 300 Jahre, von 1100 bis 800, gedauert. Die Phönizier haben anscheinend ihren Schiffbau von den Ägyptern gelernt und an die Griechen weitergegeben. Die Griechen haben ihren Lehrmeistern alles, was auf nautischem Gebiete an Leistung ihnen bekannt geworden war, den Phöniziern zugeschrieben in Unkenntnis der viel älteren Vorgänge am Nil und im Norden. Es ist ja bekannt, daß ebenso viele Jahrtausende, wie die ganze phönizische Herrlichkeit gedauert hat, vorher schon diese Seefahrt dort in hoher Blüte gestanden hat, daß die Nordleute auch damals schon den Ozean befahren haben. Und wenn die Phönizier innerhalb des Mittelmeeres die ganze Küste abstreiften, auch das Mittelmeer durchkreuzten, so ist doch sehr die Frage, ob sie so viel nautische Kenntnisse besaßen, daß sie auch außerhalb des Mittelmeeres den Ozean befahren konnten, während umgekehrt die auf dem offenen Meere groß gewordenen Nordleute ohne jegliche Gefahr in dem geschlossenen Mittelmeerbecken kreuzen konnten.

Also für diese Frage, ob die Nordleute die Vorläufer oder die Mittelmeervölker die früheren gewesen sind, sind bestimmte Beweise noch nicht erbracht, und sie müssen deshalb offen bleiben.

Ich möchte nur einen Punkt hier kurz berühren. Das ist die Größe der Fahrzeuge, nach der häufig der Grad der Entwicklung im Schiffbau bemessen wird. Ob die phönizischen Lastschiffe wirklich 200 t groß gewesen sind oder nicht, lasse ich ganz dahingestellt. Auf alle Fälle werden sie um ein Vielfaches größer gewesen sein als die mehrere Tausend Jahre jüngeren Wikingerschiffe, die technisch viel höher entwickelt waren und nur etwa 50 t groß waren. Aus dieser Tatsache, daß die Wikingerschiffe nur 50 t groß waren, darf man aber nicht schließen, daß die Wikinger oder ihre Altersgenossen überhaupt keine größeren Schiffe bauen konnten oder gebaut haben. Im Gegenteil, man weiß, daß sie größere Schiffe gebaut haben. Aber die brauchbarsten Boote für die Wikinger waren in ihrer Größe diejenigen, die auf offenem Meere, also vor allem auf der unruhigen Nordsee, noch sicher gesteuert werden konnten. Es lag an dem Steuer und an dem mangelhaften Steuerungsgeschirr, wodurch die Entwicklung der Größe der Schiffe stark beeinflusst wurde.

Die Wikinger konnten mit ihren Schiffen nachts nicht an den Strand gehen, den schützenden Strand aufsuchen wie die Phönizier. Und dieses Aufsuchen des schützenden Strandes hat, wie ich hier erwähnen möchte, noch einen entscheidenden Einfluß auf die Anlage der menschlichen Siedelungen gehabt, der im allgemeinen wenig beachtet wird. Solange die Fahrzeuge klein und infolgedessen auch flach waren, brauchte man, um sie

vor den Unbilden des Meeres zu schützen, einen flachen Strand, auf den man sie leicht hinaufziehen konnte. An diesem flachen Strande siedelten sich dann natürlich auch die Menschen an. Mit dem Wachsen der Fahrzeuge und mit dem Größerwerden des Tiefganges und mit dem vorstehenden Kiel wurde dieses An-den-Strand-Ziehen immer beschwerlicher, und die Folge davon war, daß man tiefes Wasser haben mußte, das bis dicht an die Küste reichte, daß man Flußmündungen und tiefe Buchten aufsuchte zum Anlegen, und daß infolgedessen die Siedelungen am flachen Strande verschwanden.

Ich möchte zum Schluß hier noch eine Lanze dafür einlegen, daß die Bezeichnung „Steuer“ und „Ruder“ nur in dem Sinne gebraucht wird, wie er wirklich in den Worten liegt. Unter „rudern“ versteht man von altersher eine ganz bestimmte Bewegung, die zum Fortschaffen des Fahrzeuges dient. Dieses Rudern hat mit „steuern“ nichts zu tun. Nur wenn man mit einem Ruder das Boot wirklich steuert, darf dieses Gerät „Steuerruder“ genannt werden. Daß das nach meinem Gefühl häßliche Wort „Riemen“, das verhochdeutsch aus „Remen“ entstanden ist, ein eingeschmuggeltes ist, geht schon daraus hervor, daß wir ein Tätigkeitswort dieses Stammes nicht haben. Deshalb möchte ich immer wieder empfehlen, daß wir, wenn wir von Fortbewegung des Fahrzeuges sprechen, das rudern nennen; und wenn es sich um lenken handelt, heißt es steuern.

Herr Dr.-Ing. Moll:

Meine Herren, gestatten Sie mir ein paar Worte zu diesem Vortrage. Der eben gehörte Vortrag ist für jeden, der sich mit der Geschichte unseres Berufes und unserer Technik beschäftigt, außerordentlich wertvoll, da es seit langer Zeit das erste Mal ist, daß sich wieder ein erfahrener Schiffbau-Ingenieur mit der Geschichte beschäftigt hat. Der größte Teil der Fehler in den Deutungen der alten Schriften liegt darin begründet, daß die Herren, die diese Sachen bearbeitet haben, zwar ausgezeichnete Philologen gewesen sind, aber die Technik gewöhnlich nicht beherrschten.

Zu dem Hauptinhalt des Vortrages möchte ich umso weniger Stellung nehmen, als die Probleme, die Herr Geheimrat Busley berührt hat, außerordentlich schwierig sind, und die Deutungen, wie ich aus eigener Erfahrung weiß, ungemene Schwierigkeiten mit sich bringen. Ich möchte nur zu dem phönizischen Modell ein paar Worte sagen.

Herr Geheimrat Busley hat es mit dem Wikingerschiff verglichen und dazu bemerkt, daß die Wikinger ihre Schiffe nur zu Raub- und Plünderungsfahrten benutzten. Ich habe mich seit längerer Zeit mit der Vorgeschichte des deutschen oder besser nordischen Schiffbaues beschäftigt und habe den größten Teil der dafür in Betracht kommenden Schriften durchstudiert. Die Wikingerzeit liegt ungefähr in den Jahren von 600 bis 1100 nach Christi; und es läßt sich aus allen Schriften, besonders den norwegischen und isländischen „Sagas“ erkennen, daß die nordischen Völker damals einen außerordentlich hochentwickelten Schiffbau besaßen. Sie hatten unter anderem einen regelmäßigen Fracht- und Personenverkehr zwischen Norwegen, Island und Grönland. Z. B. habe ich in einer Schrift gefunden, daß ein Deutscher aus Bremen im Sachsenland, namens Tyrke (heute würde er etwa Diercks heißen), eine große Ladung grönländischen Holzes auf den Markt brachte. Ebenso ist bekannt, daß der König Olaf der Heilige einem anderen Islandfahrer eine ganze Ladung Holz zum Kirchenbau in Island schenkte, und daß dieser sich dazu ein Frachtschiff, wie besonders betont wird, erbaute.

Dann zu der Ähnlichkeit der phönizischen Schiffe mit den Wikingerschiffen, die auf den Pferdeköpfen usw. beruht. Diese Ähnlichkeit ist ja in der Tat ganz ungewöhnlich auffällig. Aber ich möchte trotzdem gegenseitige Abhängigkeit bezweifeln. Die phönizische Handelsfahrt nach Norden ist uns nur ganz nebenbei und aus zweiter Hand durch

einen griechischen Schriftsteller überliefert. In der ganzen nordischen Literatur, die sonst außergewöhnlich treu ist (der Name „Sagas“ darf uns nicht dazu verleiten, an Sagen zu denken; es sind Berichte), hat sie nicht die mindeste Erinnerung hinterlassen. Sie fand zudem zu außerordentlich weit zurückliegender Zeit statt, zu einer Zeit, in welcher im Norden das Schiffsgefäß noch vollständig unentwickelt war. Selbst die mehrere hundert Jahre später niedergeschriebenen Berichte Cäsars, Suetons und anderer Schriftsteller enthalten, trotz genauer Beschreibungen, nicht die mindeste Hindeutung auf Fahrzeuge, welche diesen Beschreibungen des phönizischen Schiffes entsprechen. Diese Bauweise taucht vielmehr ganz unvermittelt erst etwa im Jahre 600 nach Christo auf. Es ist zwar bekannt, daß auch Germanen auf dem Mittelmeer Seefahrt trieben. Aber die Berichte lassen auch erkennen, daß sie nach Italien herunterkamen als vollständiges Binnenvolk, und daß die Vandalen z. B. ihre Seefahrt erst von den Römern lernten und sich ihre Schiffe von Römern erbauen ließen. Später kamen zwar auch Germanen, wie die Ros, nach denen Rußland seinen Namen bekommen hat, und Söhne nordischer Fürsten, wie z. B. die Verwandten des Königs Olaf des Heiligen, die in großer Zahl in der Leibgarde der Wareger am Hofe zu Mittelgard, gleich Konstantinopel, dienten, auf eigenen Schiffen herunter. Diese zeigen eine Bauweise, die allerdings mit der phönizischen manche Ähnlichkeit aufweist. Aber es ist zu beachten, daß sie diese Bauweise aus ihrer nordischen Heimat mitbrachten, wo sie schon lange Jahrhunderte üblich war. Ich möchte glauben, daß es sich hier wie in vielen anderen Fällen um eine durch ähnliche religiöse oder kulturelle Anschauungen und wirtschaftliche Verhältnisse bedingte gleiche Entwicklung im Schiffbau und dessen künstlerischer Ausgestaltung gehandelt hat.

Ich möchte vor allen Dingen aber noch diese Gelegenheit benutzen, dieser hohen Versammlung sowie Herrn Geheimrat Busley im besonderen den Wunsch auszudrücken, uns doch auch recht bald zu einer ebenso eingehenden und gründlichen Darstellung unseres eigenen heimischen Schiffbaues und seiner Vorgeschichte zu verhelfen, wie sie jetzt der Darstellung des alten Schiffbaues der südlichen Völker gewidmet worden ist. (Bravo!)

Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley (Schlußwort):

Meine Herren, ich habe mich gefreut, daß die beiden Herren Redner an meinen Darlegungen weniger eine Kritik geübt als gewissermaßen nur eine Ergänzung zu ihnen gebracht haben.

Den Ausführungen des Herrn Geheimrat Hüllmann stimme ich vollständig zu. Ich möchte ihm erwidern, daß ich mich in meinem Vortrage an die Ausdrucksweise gehalten habe, wie sie in unserer Marine bisher gang und gäbe war. Deswegen habe ich auch niemals von „Remen“ gesprochen, wie es die meisten Schriftsteller tun, sondern habe stets das in der Marine gebräuchliche Wort „Riemen“ gewählt.

Herrn Dr. Moll möchte ich antworten, daß ich nur von den uns bekannten Wikinger-Booten gesprochen habe, und zwar lediglich von denen, deren Ueberreste die Universität in Christiania besitzt. Das waren allerdings keine Kauffahrer in unserem heutigen Sinne, sondern lediglich Raub- und Kriegsschiffe, mit einer Verdrängung von etwa 28 t. Man konnte mit diesen Fahrzeugen natürlich keine Kauffahrt ausführen, und deswegen bin ich auch nicht weiter darauf eingegangen.

Was Herr Dr. Moll über die Parallelität ausführte, wonach sich bei den nordischen Völkern ähnliche Schiffsverzierungen herausgebildet hätten wie bei den Phöniziern, muß ich zugestehen, daß dies gewiß möglich ist. Ich habe aber auch in meinem Vortrage betont, daß noch eine nähere Forschung ergeben muß, welche archäologische Anschauung die richtige ist.

Der stellvertretende Vorsitzende Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff :

Meine Herren, ich spreche sicher in Ihrem Sinne, wenn ich Herrn Busley nochmals bestens danke. Herr Hüllmann hat ja die Vorzüge des Vortrages schon hervorgehoben, da habe ich nichts mehr hinzuzufügen. Aber ich habe Herrn Busley noch besonders zu danken. Er hat sich in den 4 Jahren des Krieges, als unser Geschäftsführer einberufen war, so um unsere Gesellschaft verdient gemacht, daß wir ihm dafür gar nicht dankbar genug sein können. (Bravo!)

Aber da fällt mir doch noch etwas ein. Meine Herren, als vor beinahe einem halben Jahrhundert der Gedanke aufkam, die alten Akademien, die Bauakademie und die Gewerbeakademie, zu einer großen technischen Hochschule zu vereinigen, da fand derselbe nicht an allen Stellen Beifall. Insbesondere war ein Großindustrieller, der alte Herr v. Stumm, ein starker Gegner dieses Gedankens. Er fürchtete die Gymnasialbildung und wollte eine ganz besondere Vorbereitung für die jungen Leute, die Technik studieren. Er glaubte, in die Hochschule würde ein Philologengeist kommen, und die Ansprüche der Ingenieure würden wachsen wer weiß wie sehr. Der Abgeordnete Wehrenpfennig, der spätere Dezernent im Kultusministerium, vertrat die Hochschule sehr energisch und führte aus, daß es keineswegs die Absicht sei, hier das Studium der Trieren des Aristoteles zum Gegenstand des Unterrichts der Schiffbauer zu machen; sie wünschten sich aber doch eine bessere Vorbildung, als sie bisher vielfach noch für zulässig gehalten wurde. Nun, die Entwicklung hat ihm recht gegeben. Meine Herren, daß die Gründung der Hochschule das Richtige war, wissen wir ja alle; die Hochschule hat unsere Technik außerordentlich gefördert. Es hat sich auch erwiesen, was freilich schon vorher bekannt war, daß die Gymnasialbildung kein Hinderungsgrund ist, ein tüchtiger Ingenieur zu werden. Das Beispiel von Herrn Busley hat aber auch gezeigt, daß auch ein Ingenieur an sich — ich weiß nicht, ob Herr Busley Humanist ist, aber jedenfalls ist er ein Ingenieur — dazu beitragen kann, die Kenntnis des Altertums zu fördern und dem Verständnis näher zu bringen. Ich sage nochmals Herrn Busley unseren besten Dank. (Beifall.)

VIII. Grundlegende Betrachtungen zum Eisenbetonschiffbau.

Vorgetragen von Dipl.-Ing. Fr. W. Achenbach, Berlin.

Inhaltsübersicht.

Einleitung: Der Eisenbetonschiffbau ist im Begriff, unter der sachkundigen Förderung einer hochentwickelten Eisenbetonindustrie bleibende Bedeutung zu erlangen.

1. Förderung und Hemmnis in der Geschichte des Eisenbetonschiffbaus.
2. Bisherige Verwendung von Zement und Beton im Eisenschiffbau; Wertschätzung bestimmter Eigenschaften.
3. Die Betonmischung; physikalische und chemische Vorgänge bei der Erhärtung.
4. Das Eisen; Wirkungsweise, Menge und Form desselben.
5. Die Bewehrung; Aufnahme der Kräfte und Anordnung der Einlagen in der Praxis.
6. Abmessung der Eisenbetonschiffe; allgemeine Betrachtung über Auswahl der Typen und Einschränkungen hierzu.
7. Formgebung der Eisenbetonschiffe.
8. Bauausführung.
9. Gesichtspunkte für die Rentabilität.

Schluß: Die Bemühungen der am Eisenbetonschiffbau interessierten Kreise müssen zusammenwirken, um den Erfolg auf diesem neuen Gebiet sicherzustellen.

Als ich vor drei Jahren an dieser Stelle über das Wesen der Schiffshavarien zu sprechen die Ehre hatte, wies ich auf die zunehmende Bedeutung des eisenbewehrten Betons als Schiffbaumaterial hin und glaubte die Zeit nicht mehr fern, daß Schiffe aus diesem Baustoff die Meere befahren würden. Diese Voraussage ist schnell zur Wirklichkeit geworden. Aus kleinen Anfängen heraus, die bis in die Mitte des vorigen Jahrhunderts zurückgehen, hat sich unter dem Druck der Kriegsnot die Eisenbetonbauweise von dem engen Gebiet des Ponton- und Leichterbaues dem weiten Feld seegehender Schifffahrt zugewendet und hier — vorerst nur im Auslande — seine ersten Erzeugnisse in Fahrt gesetzt.

Mit diesem Schritt ist im Betonschiffbau eine Entwicklung angebrochen, die in ihrer Tragweite sowohl für den Schiffbau als auch für das Schifffahrtsgewerbe, schließlich für die Volkswirtschaft der Seefahrt treibenden Völker,

nicht abzusehen ist. Sieht man den Mangel an verfügbarem Frachtraum und den Hochstand der Frachtraten als die Ursachen für die enorme Bautätigkeit in den feindlichen und besonders auch in den neutralen Ländern an, so ist der Mangel an verfügbarem Schiffbaustahl der Grund dafür, nach einem möglichst vollkommenen Ersatzbaustoff zu suchen. Das Naheliegendste war, auf Holz als Hauptbaumaterial zurückzugreifen. In den Vereinigten Staaten von Nordamerika ist dieser Versuch in großzügiger Weise unternommen worden. Man erkannte jedoch bald, daß selbst bei einfachsten Schiffsformen und beschränkten Abmessungen keine nennenswerten Ergebnisse, die eine Rückwirkung auf den Umfang der Welttonnage hätten haben können, zu erzielen waren. Das außerordentlich hohe Eigengewicht solcher Schiffe, die benötigte große Zahl von gelernten Zimmerleuten, vielleicht auch der Mangel an gutgelagertem, lufttrockenem Bauholz, waren die Ursachen, daß dieser Versuch von vornherein zum Scheitern bestimmt war. Selbst in solchen Ländern, wie Schweden und Norwegen, die über einen großen Holzreichtum verfügen, ging man nicht zu einer Belebung des dort heimischen Holzschiffbaus über, sondern wandte ebenso wie in Amerika das größere Interesse der aufkommenden Eisenbetonbauweise zu. Der Grund hierfür ist vor allem darin zu suchen, daß die Herstellung eines Eisenbetonschiffes keine speziellen handwerksmäßigen Fertigkeiten beim Bau voraussetzt, und daß es nicht notwendig ist, den Schiffskörper aus einer Unzahl komplizierter oder schwer zu bearbeitender Einzelteile zusammenzusetzen und hierbei kostspielige Einrichtungen und Arbeitsmethoden heranzuziehen. Es handelt sich im Eisenbetonschiffbau um die Errichtung eines schwimmenden Bauwerks, das in allen seinen Teilen lediglich nach erprobten Methoden des Landbaus hergestellt wird, wobei die Arbeiter die im Landbau erworbenen wertvollen Fähigkeiten ohne weiteres anwenden können. Für manche Arbeiten können an Stelle von Facharbeitern auch ungelernte Leute verwendet werden.

Als treibende Kraft für die Einführung der Eisenbetonbauweise bei uns in Deutschland sind weniger die Frachtraumnot und der Eisenmangel anzusehen als vielmehr das Bestreben einer hochentwickelten heimischen Zement- und Eisenbetonindustrie, dem zu erwartenden Bedarf an Schiffsraum aller Art durch Herstellung der für die neue Bauweise geeigneten Fahrzeuge gerecht zu werden. Hierdurch kann eine Entlastung der Eisenschiffswerften im Sinne des beschleunigten Ausbaus unserer Flotte schneller Fracht- und Passagierschiffe herbeigeführt werden und durch Handinhandarbeiten der Betonwerften mit den Eisenschiffswerften, indem erstere den Schiffskörper,

letztere die Maschinenanlage und die Ausrüstungs- und Zubehörteile liefern, könnte im Verlauf weniger Jahre der Frachtraum auf das für den Weltverkehr nötige Maß zurückgebracht werden.

Das Ausland hat Deutschland gegenüber einen Vorsprung in bezug auf wirklich fertiggestellte und in Fahrt befindliche Betonschiffe. Dies bedeutet für uns in keiner Weise einen Nachteil. Wir haben dadurch den Vorteil, aus den Erfahrungen und Fehlern anderer lernen zu können; aber wir tun auch gut daran, bei aller Vorsicht unsere eigenen Wege zu gehen, denn gerade deutsche Forscher haben im Eisenbetonbau grundlegend gewirkt, und unsere Eisenbetonindustrie hat in Jahrzehnte langer glänzender Praxis einen solchen Grundstock von Erfahrungen sammeln können, daß auch den im Schiffbau sich neu darbietenden Aufgaben die erfolgreiche Lösung nicht mangeln wird.

Der deutsche Eisenbetonschiffbau ist im vergangenen Jahr dadurch ein gutes Stück weiter gekommen, daß ihm die Behörden Aufmerksamkeit und Förderung haben zuteil werden lassen. Eine kleine Ausstellung, die ich im vergangenen Herbst zusammen mit der Firma Wayss & Freytag A.-G. veranstaltete, hat die Anregung gegeben, daß das Reichsmarineamt die Mittel für einen seegehenden Kohlenprahm von 300 t Tragkraft bewilligte. Bei der Ausschreibung erhielt die Firma Ed. Züblin & Co. in Straßburg den Zuschlag. Diese Firma hatte schon im Jahre 1913 ein Eisenbetonmotorschiff von 100 bis 120 t Tragfähigkeit ausgeführt, welches seit dieser Zeit ständig in Benutzung ist und sich während der ganzen Dauer durchaus bewährt hat. Ferner hat die Schiffsabteilung beim Chef des Feldeisenbahnwesens dem Eisenbetonschiffbau von Anfang an reges Interesse entgegengebracht. Durch obenerwähnte Ausstellung wurde die Schiffsabteilung auf die Arbeiten der Wayss & Freytag A.-G. aufmerksam und veranlaßte diese Firma ebenso wie die Firma Dyckerhoff & Widmann A.-G., um einen unabhängigen Vergleich für die Beurteilung des Eisenbetons als Schiffbaumaterial zu bekommen, zum Bau je eines Donauschlepps von 650 t Tragfähigkeit; diese gehen jetzt ihrer Vollendung entgegen. Von Privatfirmen hat die A.-G. „Weser“, Bremen, durch Vergebung einer Dockhälfte zur praktischen Betätigung auf einem dem Schiffbau verwandten und zukunftsreichen Gebiet beigetragen. Insbesondere aber hat sich der Germanische Lloyd im Rahmen seiner Verantwortlichkeit mit den neuen Problemen befaßt und stellt für die von ihm geprüften Eisenbetonschiffe Zeugnisse aus, die der Seeberufsgenossenschaft die Unterlage für eine Fahrterlaubnis abgeben.

Von wissenschaftlichen Fachvereinen hat der Deutsche Betonverein einen Ausschuß mit der Erörterung der den Schiffbau betreffenden Fragen beauftragt und in gleicher Weise hat die Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie einen Studienausschuß gebildet, der mit dem zuerst genannten Ausschuß Hand in Hand arbeitet.

Die Aufgaben, die zur Erörterung stehen, sind nicht nur Materialfragen. Der neue Baustoff ist von den bisher im Schiffbau verwendeten, Holz, Eisen und Stahl, grundverschieden sowohl in bezug auf sein spezifisches Gewicht als auch seine Festigkeits- und Materialeigenschaften und schließlich die Art seiner Verarbeitung. Wie stets bei der gegenseitigen Verschmelzung zweier Zweige der Technik zu einer neuen Industrie, werden auch im Eisenbetonbau alle Fragen von grundlegender Bedeutung wie Materialeigenschaften, Mischungsverhältnisse, Bewehrung, Wahl der Materialabmessungen durch die Anwendung auf den Schiffbau zu vertiefter und spezialisierter Kenntnis führen, und auch auf schiffbautechnischem Gebiet sind viele Gebiete neu zu bearbeiten; hierher gehören die Annahmen für die Festigkeitsberechnungen, die Stabilitäts- und Schwimmfähigkeitsuntersuchungen, ferner die Widerstandsverhältnisse der Betonschiffe bei ihrer Fortbewegung, die Formgebung zum Zweck günstigster Bauausführung; schließlich bliebe die wirtschaftliche Seite des Problems zu durchleuchten, eine bei der Mannigfaltigkeit der Schiffstypen und der im gegenwärtigen Zeitlauf begründeten Ungewißheit aller Unterlagen umfangreiche und schwierige Aufgabe.

Ich habe die Beobachtung gemacht, daß sich bei auftauchenden technischen Schwierigkeiten im Betonschiffbau stets eine Fülle von möglichen Lösungen darbietet und glaube daher, daß, wenn ihm freie Bahn bleibt, er eine rasche und erfolgreiche Entwicklung nehmen wird. Die beste Förderung ist aber in der Feuerprobe praktischer Betätigung zu sehen; es ist daher notwendig, den deutschen Betonschiffbau durch Zuweisung von Aufträgen zu unterstützen. Alsdann wird der Beweis seiner Leistungsfähigkeit bald erbracht sein.

1. Geschichtliches aus der Entwicklung des Eisenbetonschiffbaus.

Während als das Erfindungsjahr des Eisenbetons das Jahr 1867 bezeichnet wird, in welchem der Pariser Gärtner *Monier* sein erstes Patent erhielt, ist aus dem Jahre 1854 bereits ein von dem Grafen *Lambot* gefertigter

Kahn aus Beton mit Eiseneinlagen bekannt, der noch 1902 in Paris in Benutzung war. Ein ungünstiges Urteil der französischen Marineverwaltung über die neue Bauart unterband die Entwicklung der genialen Idee. Erst erheblich später fand der Bau von Betonschiffen fachmännische Ausführung, indem Carlo Gabelini im Jahre 1896 in Rom seine ersten Schiffe erbaute. Die große Ausdehnung, die sein Unternehmen gewonnen hat, und das später auch in Frankreich arbeitete, war begründet in dem Mangel an anderem Schiffbaumaterial in Italien, basierte ferner auf dem Vorhandensein eines guten natürlichen Zements, der sich in der Nähe von Rom fand, und wurde begünstigt durch die Jahrhunderte lang vererbten Kenntnisse und Fähigkeiten der italienischen Arbeiter im Terrazzo- und Zementbau.

In den anderen Ländern blieb es bei gelegentlichen Versuchen, die bei mangelndem Interesse nicht durchdringen konnten. Im besonderen fehlte es an einer innigen Zusammenarbeit zwischen Schiffbau und Betonbau. Zudem war der Betonbau in starkem Aufstieg begriffen und mit lohnenden Landbauten reichlich versehen. Der Eisenschiffbau war auf seine Methoden und Einrichtungen festgelegt.

Der Krieg gibt den Anstoß zu allgemein auflebendem Interesse. Zunächst gehen die neutralen, eisenarmen Länder Norwegen und Holland voran. Dann folgt mit großen Mitteln Amerika. Die Erfolge Amerikas sind nicht zufälliger Art, sondern wohl begründet, indem es seit dem Jahre 1907 die Verwendung von Gußbeton einführt und dieses Verfahren durch Vervollkommnung der maschinellen Einrichtungen immer mehr entwickelt. Es ist daher anzunehmen, daß die amerikanischen Eisenbetonschiffbauten in bezug auf betontechnische Ausführung einwandfrei sind, um so mehr, als die ersten dortigen Versuche im Betonschiffbau bis in das Jahr 1892 zurückgehen. In neuester Zeit sind Schiffe bis über 5000 t Tragfähigkeit fertiggestellt worden.

In Frankreich und England hat man sich eingehend mit der neuen Bauweise befaßt. Jedoch ist trotz vieler Veröffentlichungen wenig über die praktische Erprobung ausgeführter, insbesondere seegehender Schiffe bekannt geworden. Es scheint das Fehlen von Schalungsholz und freien Arbeitskräften zu sein, welches die Angelegenheit in England, dem Lande des Portlandzementes, nicht recht gedeihen läßt. Am 24. September 1918 brachte Reuter die Meldung von dem Stapellauf eines 1000-t-Schiffes in Barrow, wo weitere sechs Dampfer und sechs Segler im Bau seien; wenn sich diese Nachricht bewahrheitet, hätte hiermit England die Führung im Eisenbetonschiffbau übernommen.

In Deutschland betätigte sich im Jahre 1909 Ingenieur B. Nast zu Frankfurt a. M. auf dem Gebiet des Eisenbetonschiffbaus. Ferner hat der Stadtbaurat Perrey zu Mannheim im gleichen Jahre die Schwimmkörper zu einer Badeanstalt im Rhein durch die Firma Heinrich Eisen ausführen lassen und hierbei mit vollem Erfolg sehr dünne Wände (45 mm) hergestellt. Erwähnt seien noch die Firmen Grasdorf in Hannover und Ellmer & Co. in Stettin, die einige Schwimmkörper und Boote aus Beton gebaut haben. Seit dem Jahre 1912 betätigt sich Ingenieur M. Rüdiger zu Hamburg auf dem neuen Gebiet. Die von ihm mitbegründete Eisenbetonschiffbau-G. m. b. H. ist seit Mitte dieses Jahres in eine Aktiengesellschaft umgewandelt, bei der die Firma Wayß & Freytag A.-G. maßgebend beteiligt ist und die Gewähr dafür bietet, daß ihre Errungenschaften im Landbau auch auf dem neuen Gebiet erfolgreiche Anwendung finden. Rüdiger ist für die Verwendung eines besonders leichten Betons an Stelle des allgemein gebräuchlichen Steinschlag- oder Kiesbetons eingetreten. Ob die Wege, die er in bezug auf die Zusammensetzung seines Betons gegangen ist, die richtigen waren, ist zweifelhaft und sein Patent (Nr. 292104, Klasse 80 b Gr. 4) scheint nach manchen Richtungen hin anfechtbar und bedenklich. Jedenfalls haben eingehende und hiervon unabhängige Versuche auf dem Gebiet des Leichtbetons bewiesen, daß bei annehmbaren Zug- und Druckfestigkeiten das spezifische Gewicht des für den Schiffbau verwendbaren Betons um 35—40 % heruntergedrückt werden kann und somit alle diejenigen Nachteile auf ein Minimum zurückgeführt werden können, die aus einem zu großen Eigengewicht des Schiffskörpers folgen.

2. Bisherige Verwendung von Zement und Beton im Eisenschiffbau.

Zement und Beton sind im Eisenschiffbau längst bekannte und vielfach verwendete Materialien, und es sei daher an diejenigen Eigenschaften erinnert, die den Eisenschiffbauer zur Verwendung veranlaßt haben. Die Notwendigkeit, das Innere des Eisenschiffes besonders an schwer zugänglichen Stellen vor Verrostung zu schützen, hat seit langem und in umfangreichem Maße zur Verwendung von Zement in der Form von Anstrichen, Belägen und Ausfüllungen geführt. Der Rostschutz, der auf diese einfache und billige Art dem Eisen verliehen wird, ist bedingt durch das innige Anhaften des Zements am Eisen und durch die Dichtigkeit des Belages, so daß weder der Sauerstoff der Luft noch die Jauche der Bilge auf das Eisen einwirken können.

Nach Losschlagen mit dem Hammer oder bei Havarien läßt sich stets beobachten, daß das Eisen unter dem Zement vollkommen rostfrei blieb. Durch Versuche von A. Lang ist nachgewiesen, daß Portlandzementmörtel und Portlandzementbeton in nassem Zustand luftundurchlässig sind. Diese Eigenschaft genügt zur Erklärung des vorzüglichen Rostschutzes. Die landläufige Erklärung für die Rostfreiheit und das Entrosten des Eisens im Beton ist die, daß der Zement auf das Eisen desoxydierend wirkt. Bestätigungen in dieser Richtung liegen im Landbau in Fülle vor. Mörsch weist auf die große Anzahl von Wasserbehältern und Entwässerungsröhren nach dem Moniersystem hin, die selbst nach Jahrzehnte langer Benutzung keine Spur von Rost an den Eiseneinlagen erkennen ließen. Eine wertvolle Erweiterung in dieser Beziehung bilden die Untersuchungen von Dr.-Ing. Probst über die Wirkung rostbildender Substanzen auf die Eisenbewehrung beim Auftreten von Rissen. Er kommt hierbei zu dem Schluß, daß selbst Risse im Beton keine Gefahr für ein Rosten der Armierung bilden, solange nach Überwindung der Streckgrenze des Eisens keine klaffenden Spalte entstanden sind. Probst wandte zur augenfälligen Erzielung einer Rostbildung konzentrierte Mischungen von reiner Kohlensäure, reinem Sauerstoff und Wasserdampf an, wie sie im Schiffsbetrieb niemals vorkommen werden, ebensowenig wie es bei sachgemäßer Konstruktion und normaler Abnutzung zur Rißbildung kommen wird. Im allgemeinen ist die Rostbildung des Eisens im Seewasser erheblich — nach Wedding etwa 8 mal — stärker als in Flußwasser. Nun hat aber Gary bei seinen Versuchen¹⁾ gefunden, daß in Portlandzementmörtel eingebettete Eisenstäbe in Seewasser gelagert auffallenderweise weniger als in Süßwasser der Verrostung unterliegen. Er führt dies darauf zurück, daß durch die Umsetzung des Kalkes im Mörtel mit der Magnesia des Seewassers ein Porenschluß zustande kommt, so daß das Seewasser nicht auf das Eisen einwirken kann. Alle diese Beobachtungen sprechen für einen guten Schutz der Eiseneinlagen und lassen eine lange Betriebsdauer der Eisenbetonschiffe erwarten. Beweise liegen bereits vor, daß die im Schiffsbetrieb auftretenden eigenartigen Verhältnisse keine Benachteiligung der Rostbeständigkeit im Gefolge haben.

Eine andere wertvolle Eigenschaft von Beton- und betonartigen Stoffen wurde im Eisenschiffbau besonders bei hochwertigen Passagierdampfern ausgenutzt — ihr geringes Wärmeleitvermögen. Wenn auch das Eisen an und

¹⁾ D. A. für E. B. Heft 22.

für sich unverbrennlich ist, so liegt doch in seinem guten Wärmeleitvermögen eine Gefahrquelle begründet, indem Teile der Ladung oder der Einrichtung in den Zustand erhöhter Entflammbarkeit versetzt werden können. Feuer-schutzschotten aus Beton sollen diese Gefahr beseitigen und gleichzeitig bewohnte Räume vor der Einwirkung der Kesselraumwärme schützen. Diese Eigenschaft des Betons, die noch nicht lange an Bord der Passagierschiffe ausgenutzt wird, und die früher nur hie und da als Schutz der Doppelboden-tankdecke gegen die direkte Einwirkung der Kesselhitze oder bei der Isolierung eines Schottes Beachtung fand, bedeutet für das Eisenbetonschiff einen wesentlichen Vorteil gegenüber einem eisernen Schiff. Bei Fischereifahrzeugen und Nahrungsmitteltransportschiffen wird die Übertragung der Kesselraumwärme eine Quelle des Verderbens der Ladung sein und Vorbeugungsmaßnahmen hiergegen notwendig machen. In bezug auf Wohnlichkeit ist das Eisenbetonschiff das günstigere, da der Temperatenausgleich zwischen Schiffsraum und Außenluft auf einem solchen erheblich milder vor sich geht. Die nachstehende Tabelle gibt einen Überblick über die zum Vergleich stehenden wichtigsten Materialien, geordnet nach ihrer Dichte t/m^3 :

Tabelle Nr. 1.

Folge	Material	Dichte t/m^3	Wärmeleit- Vermögen λ
1.	Eisen	7,85	40/50
2.	Gewöhl. Beton 1:2:2	2,18	0,65
3.	Portland-Zement (allein)	2,00	0,78
4.	Ziegelmauerwerk	1,45	0,35
5.	Hochofenschlacken-Beton 1:3, 4	0,55	0,19
6.	Hochofenschaumschlacke (allein)	0,36	0,095
7.	Kiefernholz quer zur Faser	0,31/0,76	{ 0,03 { 0,10
	Kiefernholz längs zur Faser		
8.	Rheinischer Bims-Kies, Grobe Stücke	0,301	{ 0,20 { 0,079
	Rheinischer Bims-Kies, Kleine Stücke		

Die Tabelle beweist die Tatsache, daß, je dichter ein Material, um so besser sein Wärmeleitvermögen. Im wesentlichen bedingen nur Porenbildung und die darin stagnierende Luft den Unterschied bei den steinartigen Baustoffen, da ihre Bestandteile so ziemlich die gleichen sind. Vorgreifend sei hier darauf hingewiesen, daß die Verschiedenheit der spezifischen Gewichte der Betonsorten lediglich auf der Größe der Hohlräume der Zuschlagsstoffe beruht.

Da die Wärmeleitzahl λ sich auf eine Wandstärke von 1 m bezieht, so muß die Verschiedenheit der Wandstärken berücksichtigt werden, um ein klares Bild zu erhalten. Ferner ist der Wärmeübergang von der Innenluft an die Wandung und nach Durchgang durch die Wandung der Übergang von der Wand an die Außenluft zu berücksichtigen, um das Wärmedurchlaßvermögen der einzelnen Baustoffe zu kennzeichnen. Ist $\alpha_1 = 5$ kal./St. m_2 die Wärmeübergangszahl für die Innenluft; $\alpha_2 = 10$ kal./St. m_1 diejenige für die Außenluft, ferner δ die Dicke der Wand, so berechnet sich die Wärmedurchgangszahl k aus der bekannten Beziehung:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Hierüber gibt nachstehende Tabelle unter Zugrundelegung einer Wandstärke von 10 mm für das Eisen Aufschluß.

Als Abdichtungsmaterial ist der Beton besonders bei Schiffshavarien benutzt worden, aber auch im regulären Schiffbau konnte er an den schwer abzustemmenden Stellen von Winkelkröpfungen und Durchdringungen als Abdichtung dienen. Als fester Ballast ist der Beton im Segelschiffbau ein geschätzter Baustoff und ersetzt in neuerer Zeit sogar die Bleikiele von Segelyachten.

Tabelle Nr. 2.

Folge	Material	Wandstärke mm	K = Wärmedurchlaß- vermögen	Wertung Holz = 1
1.	Eisen	10	3,33	12,12
2.	Gewöhl. Beton 1:2:2 .	60	2,55	9,28
3.	Leichtbeton	80	1,385	5,04
4.	Holz wand	100	0,275	1,00

3. Die Betonmischung.

Wenn auch die bisherige Verwendung im Eisenschiffbau manche der Eigenschaften des Beton hervorgekehrt hat, so ist die Verwendung als ausschließliches Schiffbaumaterial doch so einschneidend, daß es nötig ist, auf das Zusammenwirken der Bestandteile einer Betonmischung näher einzugehen, weil ohne Kenntnis dieser Einzelheiten ein Verständnis des ganzen Bauwerks nicht möglich ist.

Beton ist ein mechanisches Gemenge eines hydraulischen, d. h. unter Gegenwart von Wasser erhärtenden Bindemittels — Zement — mit Zu-

schlagstoffen, die dem Gemenge gewünschte Eigenschaften verleihen sollen. Die im Schiffbau zu fordernden Eigenschaften sind neben hinreichender Festigkeit vor allem nicht zu großes spezifisches Gewicht und möglichst vollständige Dichtigkeit, damit Wasser, Öl, Petroleum usw. weder eindringen noch durchsickern können, sodann Beständigkeit gegen Angriffe des Seewassers, von Treiböl und gegen Witterungseinflüsse. Diese Eigenschaften lassen sich in einer Betonmischung nur in Form eines Kompromisses vereinigen, und es stellt diesbezüglich der Schiffbau weitgehendere Anforderungen an die Güte einer Betonmischung als es bisher im Landbau, abgesehen von Sonderfällen, nötig gewesen ist.

Der Zementbrei und die feinkörnigen Zuschlagstoffe, der Sand, bilden den Mörtel. Dieser umhüllt allseitig die gröberen Zuschlagstoffe, füllt alle Höhlungen aus und kittet, indem die chemischen Verbindungen, die später näher besprochen werden, Steinhärte erlangen, alle Bestandteile der Mischung zu einer festen, dem Naturgestein an Widerstandsfähigkeit und Unveränderlichkeit ähnlichen Masse zusammen. Die Bindekraft des Mörtels tritt um so mehr hervor, je reichlicher der Zement in der Mischung vorhanden ist, je besser die Zuschlagstoffe eingebettet sind. Das Volumen des Zements zu dem der Zuschlagstoffe, das Mischungsverhältnis, hat daher betreffs der Güte einer Betonmischung eine ausschlaggebende Bedeutung. Insofern jedoch die Zuschlagstoffe keine geringere Materialfestigkeit besitzen als der Mörtel nach seiner Erhärtung, wird die Festigkeit des Betons durch die Magerung nicht wesentlich beeinträchtigt, immer vorausgesetzt, daß noch genügend Mörtel für allseitige Verkittung der Zuschlagstoffe und Füllung aller Hohlräume angewendet ist. Durch reichlichere Zumessung der Zuschlagstoffe hat man es in der Hand, haushälterisch zu arbeiten, da der Kubikmeter Zement etwa zehnmal so teuer ist als ein Kubikmeter Zuschlagsstoff. Es sei jedoch bemerkt, daß der Gesichtspunkt der Ökonomie an Zement im Betonschiffbau keine ausschlaggebende Rolle spielt, da es sich bei Herstellung eines Schiffskörpers um verhältnismäßig geringe Betonmengen handelt, daß vielmehr die geringe Dicke der Wandungen eine Qualitätsarbeit bedingt, die in weit höherem Maß die Gesteungskosten beeinflußt als einige Kubikmeter Zement mehr oder weniger. Der Grund, warum man Zuschlagstoffe dem Zementmörtel zusetzt, ist hauptsächlich der, einen in bezug auf das ganze Bauwerk wirtschaftlichen Beton zu erhalten, d. h. einen leichten Schiffskörper. Sehr hohe Druckfestigkeit eines besten, sehr fetten Betons läßt sich mit Rücksicht auf dessen immerhin geringe Zugfestigkeit im Schiffbau nicht voll ausnützen. Dieser

geringen Zugfestigkeit Rechnung tragend und aus praktischen Gründen ist man genötigt, dickere Wandstärken, größere Materialabmessungen zu wählen, als sich rechnerisch unter alleiniger Berücksichtigung der durch den Beton aufzunehmenden Druckspannungen ergeben würde. Man begnügt sich also mit einer geringeren Druckfestigkeit, wählt etwas stärkere Dimensionen und mischt dafür den Beton durch Zusatz von leichten Zuschlagsstoffen so, daß sein spezifisches Gewicht einen Vorteil mit Rücksicht auf das gesamte Schiffseigengewicht übrig läßt. Hierbei ist allerdings Voraussetzung, daß die schließliche Zugfestigkeit des Betons hinreichend ist.

Ein weiterer Gesichtspunkt für die Magerung durch Beischläge, der sich praktisch ergeben hat, ist der, der Bildung von Schwindrissen, jenen haarfeinen Zerteilungen der Oberfläche, vorzubeugen. Bei einem durch indifferente Stoffe hinreichend gemagerten Zement sind die beim Austrocknen auftretenden Zugspannungen an und für sich geringer als bei einem fast aus reinem Zement bestehenden Mörtel. Sodann wirken die Zuschlagsstoffe verteilend auf die Schwindspannungen, indem die am meisten ausgetrocknete Oberschicht durch die in die noch feuchte Unterschicht hineinragenden Zuschlagsstücke gestützt und entlastet wird.

Die Festigkeit einer Betonmischung ist hauptsächlich von drei Faktoren abhängig:

1. von der Festigkeit und dem Erhärungsgrad des Mörtels,
2. von der Materialfestigkeit des Zuschlags,
3. von der Haftfestigkeit zwischen Mörtel und Zuschlag.

Die Festigkeit des Mörtels ist natürlich durch die Güte des Zements bedingt. Zwischen den verschiedenen Fabrikaten bestehen in bezug hierauf große Unterschiede, und es braucht nicht erst gesagt zu werden, daß die Verwendung der besten Marken für den Schiffbau Voraussetzung ist. Seit einigen Jahren werden im Landbau neben dem bewährten Portlandzement auch aus basischer Hochofenschlacke hergestellte Zementsorten verwendet. Da sie im Meereswasser besonders beständig sein sollen und ihnen eine hohe Zugfestigkeit nachgerühmt wird, so dürften sie im Betonschiffbau Anwendung finden. Die Fortentwicklung der Zementtechnik wird sicher dem Schiffbau noch Zemente liefern, die in noch erheblich höherem Maße, als dies schon jetzt möglich ist, den speziellen Anforderungen gerecht werden. Die Festigkeit des Mörtels nimmt mit fortschreitender Erhärtung zu — je älter ein Beton, desto fester ist er. Es ist also notwendig, den neu gegossenen Schiffkörper längere Zeit — mindestens einen Monat — nach erfolgtem Guß auf

der Helling stehen zu lassen und auch bei Ausbesserungsarbeiten hierauf Rücksicht zu nehmen oder aber in besonderen Fällen einen schnell bindenden Zement oder ein fetteres Mischungsverhältnis zu verwenden. In den Abbildungen 1 und 2 ist die Zunahme an Druckfestigkeit in Abhängigkeit von dem Alter dargestellt.

Abb. 1 veranschaulicht die Erhärtung einiger Betonsorten an der Luft. Das Mischungsverhältnis bei allen 3 Sorten ist 1 : 3. Jedoch hat der Beton I ein spezifisches Gewicht von etwa 2,4 gegenüber 1,9 und 1,4 der Beton-

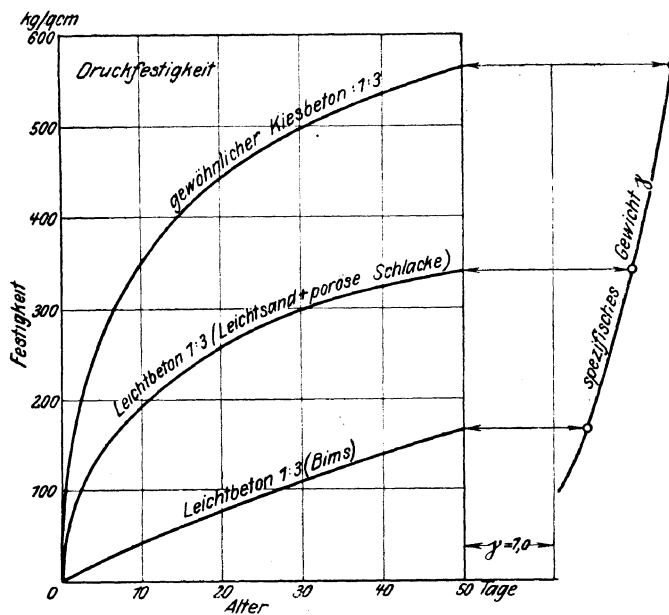


Abb. 1.

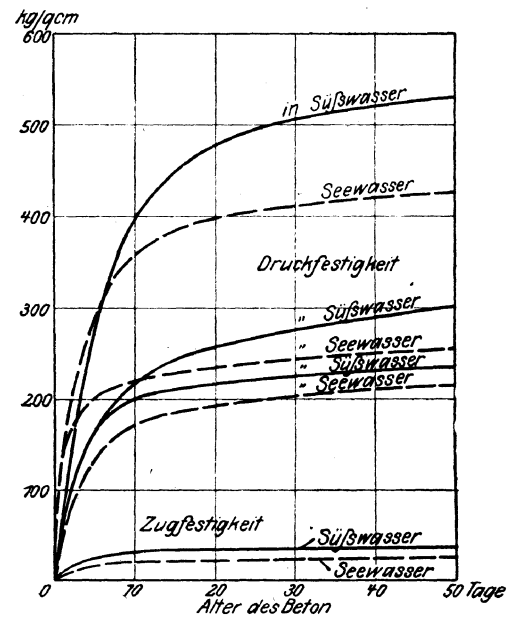


Abb. 2.

sorten II und III. Auf dem Diagramm ist die Zunahme des spezifischen Gewichts mit zunehmender Festigkeit durch die seitlich des Diagramms aufgetragene Kurve gekennzeichnet. Für den Schiffbau in Frage kommen dürfte eine mittlere Betonmischung ähnlich der Sorte II, da I infolge zu hohen Gewichtes, III aber wegen zu geringer Festigkeit ausscheidet.

Abb. 2 gibt den Erhärtungsvorgang von Betonmischungen in Süß- und Seewasser wieder.¹⁾ Es ergibt sich die bemerkenswerte Tatsache, daß bei Erhärtung in Seewasser nicht so große Festigkeit erreicht wird als in Frischwasser. Die Erhärtung im Wasser scheint sich, nach dem Charakter der Kurven, gegenüber Abb. 1, zu urteilen, rascher zu vollziehen als an der Luft, was sich aus der Natur der chemischen Umsetzungen und des nachfolgenden

¹⁾ Aufgetragen nach Untersuchungen von Dr. Strebel (Hemmoor) Fachschrift „Cement“ Nr. 24, 1916.

Kristallisationsprozesses erklären läßt. Es ist übrigens hier zu bemerken, daß andere Forscher einen wesentlichen Unterschied in der Erhärtung in See- oder Süßwasser nicht festgestellt haben. Für die Dauerhaftigkeit des Schiffskörpers wäre ein solcher übrigens ziemlich belanglos, da der Erhärtungsprozeß beim Stapellauf im wesentlichen abgeschlossen ist, und die Benetzung mit Seewasser nur an der äußeren Oberfläche der Außenhaut stattfindet. Das Diagramm soll beweisen, daß nach etwa einem Monat der Haupterhärtungsvorgang abgeschlossen ist und daß sich in bezug hierauf die Zementsorten trotz unterschiedlicher Fabrikation gleichartig verhalten. In Abb. 2 sind außer den Druckfestigkeiten auch die erzielten Zugfestigkeiten eingetragen und hieraus ist zu ersehen, wie sehr dieselben hinter den ersteren zurückbleiben.

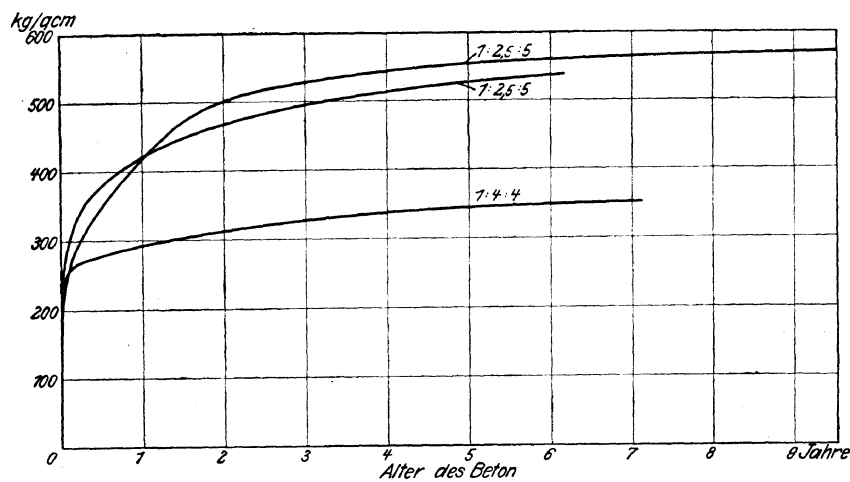


Abb. 3.

Abb. 3 zeigt die an die erste Periode des energisch fortschreitenden Erhärtungsprozesses sich anschließende Zeit der langsamen Festigkeitszunahme. Die Härte nimmt im Lauf der Jahre nicht unwesentlich zu, so daß bei einem Betonschiff im Gegensatz zu einem eisernen oder hölzernen Schiff nicht ohne weiteres in dem Älterwerden des Baumaterials ein Grund zur Altersschwäche gegeben ist. Die Druckfestigkeit, der sich ein Beton asymptotisch nähert, ist von C. von Bach mit 786 kg/qcm angegeben worden. Im Vergleich zur Festigkeit der natürlichen Gesteine ist diese Zahl als Grenzwert niedrig zu nennen. Granit weist eine Höchstfestigkeit von 2000—2200 kg/qcm, Basalt sogar zwischen 3000 und 4000 kg/qcm bei 4 cm Kantenlänge der gedrückten Würfel auf. Es läßt sich hiernach vermuten, daß man auch mit Betonmischungen noch höhere Festigkeiten als seither erzielen könne.

Hinsichtlich der Materialfestigkeit lassen sich die Zuschlagstoffe in zwei Gruppen einteilen. Die erste Gruppe umfaßt solche Mineralien, die bei dichtem Gefüge eine hohe Materialfestigkeit haben; sie gelangen vorwiegend beim Festbeton zur Verwendung. Hierher gehören 1. Fluß und Grubensand, 2. Kies, 3. Steinschlag in der Form von Grus, Splitt und Schotter. Während Sand und Kies meist im Naturzustand verwendet werden, wird der Steinschlag durch Zerkleinern größerer Stücke hergestellt. Durch das Brechen wird das Gefüge des Gesteins erschüttert, so daß die Festigkeit des Steinschlags etwas niedriger ist, als die des unberührten Gesteins. Immerhin ist die Materialfestigkeit dieser Zuschlagstoffe höher, zum mindesten nicht niedriger als die Mörtelfestigkeit. Die Festigkeit des Kieses ist derjenigen des Steinschlags überlegen. Da jedoch der Kies — besonders der vielverwendete Flußkies — eine glatte, der Steinschlag aber eine rauhe, zur Erzeugung einer hohen Haftfestigkeit geeignete Oberfläche hat, so wird die mit Kiesbeton erreichbare Festigkeit durch die Mörtel- und Haftfestigkeit begrenzt. Die Zugfestigkeit des Steinschlagbetons, besonders des Granitbetons, ist wesentlich besser als die des Kiesbetons, was ohne weiteres durch den besseren Halt der rauhen Bruchsteinstücke im Mörtel zu erklären ist.

Die zweite Gruppe der Zuschlagstoffe umfaßt die porösen Schlacken, welche beim Leichtbeton als Zuschlag dienen. Sie sind teils vulkanischen, teils hüttentechnischen Ursprungs:

1. die Spielarten des Bimssteins,
2. die vulkanischen Tuffe und Sandarten,
3. die granulierten Hochofenschlacken.

Die Materialfestigkeit der porösen Schlacken ist niedriger — zum Teil erheblich — als die Mörtelfestigkeit. Während die Druckfestigkeit von Granit und Syenit mit 800—1600 kg/qcm im Mittel angegeben wird, ist diejenige der Tuffe nur mit höchstens 150—200 kg/qcm in Ansatz zu bringen. Demgemäß werden auch die Betonfestigkeiten beeinflusst: Steinschlag vermehrt, Schlacke vermindert die Festigkeit. Die feinen Wandungen, Säulchen, Verästelungen im Innern eines Bimssteins, einer schäumigen Schlacke brechen leicht unter der Einwirkung einer Belastung zusammen, so daß die Festigkeit eines mit einem derartigen gebrechlichen Zuschlagstoff durchsetzten Betongemisches hiervon nicht unbeeinflusst bleiben kann. Abb. 4 zeigt die Bruchfläche eines Kiesbetons; die einzelnen Kiesel sind im wesentlichen unzerstört und sie sind



Abb. 4.



Abb. 5.

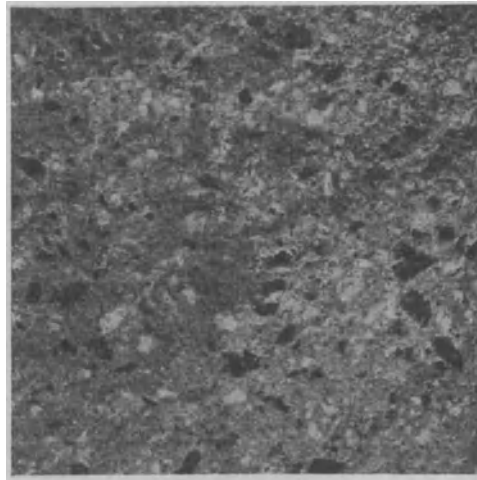


Abb. 6.

Stück für Stück aus dem Mörtelbett losgelöst. Anders Abb. 5¹⁾, welche die Bruchfläche eines Steinschlagbetons darstellt. Hier ist der größte Teil der Steinschlagstücke mitten durchgebrochen. An der zerklüfteten Bruchfläche ist zu erkennen, daß der Steinschlag der Zertrümmerung des Betons erheblichen Widerstand entgegengesetzt hat. Die Abb. 6 zeigt die Bruchfläche eines Würfels aus Leichtbeton mit Bimsstein als Beischlag. Das glatte und feinkörnige Aussehen der Bruchfläche ist darauf zurückzuführen, daß die einzelnen Zuschlagsstücke, ohne der Zerstörung erheblichen Widerstand entgegenzusetzen, alle durchgebrochen sind. Die Aufgabe, einen wirklich ein-

¹⁾ Vom Materialprüfungsamt der Kgl. Techn. Hochschule Stuttgart freundlichst überlassen.

wandfreien und verwendbaren Leichtbeton zu schaffen ist schwierig aber nicht unlösbar. Mir ist bekannt, daß es sich die Eisenbetonindustrie viel Mühe hat kosten lassen, die richtigen Stoffe und Mischungsverhältnisse herauszufinden und daß auch gegenwärtig noch ein umfangreiches Programm von Versuchen in der Durchführung begriffen ist.

Die Haftfestigkeit zwischen Mörtel und Zuschlagstoff wird in erster Linie durch die physikalische Beschaffenheit der Oberfläche der letzteren beeinflusst. Wir sehen, daß der glatte Kiesel sich leichter aus der Mischung löst als der zerklüftete Bruchstein. Auch das chemische Verhalten der Zuschlagstoffe kann die Haftfestigkeit fördern. Die meisten der Schlackenarten enthalten aufgeschlossene Kieselsäure, so daß sie — ähnlich wie der Zement selbst — bei Gegenwart von Kalkhydrat an der Oberfläche hydraulische Bindungen eingehen, die für die Festigkeit förderlich sind. Dies ist natürlich nur ein kleiner Vorteil der porösen Schlacken gegenüber den festen Gesteinzuschlägen, und es ist gut, die schlackenartigen Stoffe um so feinkörniger zu verwenden, je geringer ihre Materialfestigkeit ist, da in diesem Falle die Struktur infolge der geringeren Knicklängen weniger leicht zu Bruch geht und dann die chemische Bindung um so mehr zur Geltung kommen kann.

Befürchtungen bei der Anwendung poröser Zuschlagstoffe hat man darin gesehen, daß sie sich — falls die Oberfläche des Betons nicht besonders geschützt sei —, im Wasser vollsaugen und infolgedessen der erstrebte Zweck besonderer Leichtigkeit illusorisch werden könnte. Wir werden später noch sehen, daß die Beständigkeit des Betons im Seewasser an seine Dichtigkeit gebunden ist, und daß in gleicher Weise auch die Eiseneinlage nur in einem dichten Beton genügend Schutz gegen Verrosten findet. Nun haben aber Versuche mit Leichtbeton und Beobachtungen am ausgeführten Schiff ergeben, daß die Wassereinsaugung nur in der ersten Zeit seiner Wasserbenetzung von Erheblichkeit ist. Nach einigen Tagen Feuchthaltung setzt in der Betonmasse die Schwellung des Mörtels ein, so daß die der Benetzung abgewandte Seite der Betonwandung allmählich zu trocknen beginnt als Folge der inneren Abdichtung durch Schwellung. Indes ist man nicht genötigt, sich auf den Vorgang der Schwellung zu verlassen, da absolute Dichtigkeit durch geeignete Oberflächenbehandlung erreicht werden kann.

Abgesehen von der Fettheit der Mischung ist die Dichtigkeit eines Betons von der Art der Körnung der Zuschlagstoffe abhängig. Die Zwischenräume zwischen den gröbereren Stücken müssen durch kleinere Teile ausgefüllt

werden, und diese wiederum durch den feinen Mörtel- und Zementschlamm völlig eingehüllt sein, wenn eine hinreichende Dichtigkeit erzielt werden soll. Es ist also Bedingung, daß die Zuschlagstoffe verschiedenen Korn haben oder zumindest aus groben und feinen Teilen bestehen, und daß der Mörtel sich in solch flüssigem Zustand befindet, daß er ohne besonderes Zutun in die engen Höhlungen zwischen den Sand- und Kieskörnern gelangen kann. Große Schotterstücke geben selbst bei Einstampfen des Betons Anlaß zur Undichtigkeit und Hohlraumbildung, da die Stampfarbeit nicht bis zur untersten Stelle der Stampfschicht durchdringen kann. Bei Stampfbeton schließt sich abwechselnd die hartgestampfte Oberschicht an die erheblich weniger durchgearbeitete Unterfläche der darüberliegenden Schicht. Durch diese Fugenbildung wird die Dichtigkeit sehr beeinträchtigt, so daß im Schiffbau nur mit Teig- oder Gußbeton gearbeitet werden kann. Auch die Art des Bauwerks — größtenteils senkrecht verlaufende dünne Wandungen mit zahlreichen anschließenden Versteifungsrippen — läßt nur die Verwendung von Teig- oder Gußbeton zu, da ein Verschieben der Eiseneinlagen beim Einbringen des Betons unter allen Umständen vermieden werden muß. Die Gefahr einer Entmischung des Betons, d. h. der Absonderung der schweren Zuschlagstoffe von dem Mörtel, weiß man durch geeignete Maßnahmen beim Eingießen zu verhüten. Jedenfalls sollten auch aus diesem Grunde in den Betongemischen für Schiffbau grobe Zuschlagteile nicht verwendet werden. Die Bildung von Steinestern sowie von Verstopfungen zwischen den Verschalungen und Eiseneinlagen ist dann nicht zu befürchten.

Das Problem eines völlig dichten Betons ist nicht erst mit dem Aufkommen des modernen Eisenbetonschiffbaus brennend geworden. Schon seit langem stellt der Bau von Wasserbehältern, Talsperren, Schleusen, Ölreservoirs, Kammern und Behältern für die chemische Industrie die gleichen Aufgaben. Die bis jetzt hierin erzielten Erfolge lassen mit Bestimmtheit erwarten, daß auch die Anforderungen des Schiffbaus erfüllt werden.

Dichtigkeit der Betonoberfläche läßt sich erzielen durch eine Reihe von Anstrich- und Tränkungsmitteln, die vor allem bituminöse Stoffe enthalten, ferner durch Glasurverfahren, welche auf kleinen Flächen recht gute Ergebnisse liefern, jedoch für die große Oberfläche des lebenden Werkes noch nicht völlig erprobt sind. Schlämmung und Verputz der Oberfläche in geringen Dicken ist die aussichtsvollste Vorkehr. Bei dem letzteren kommt es besonders auf die Qualität der letzten Politur an, indem eine gut durchgearbeitete Zementschicht von der Dicke von Bruchteilen eines Millimeters vollkommene

Dichtigkeit verbürgt. Ferner sind zu erwähnen die Mittel, die dem Zement beigemischt werden, um ihn wasserabweisend und dicht zu machen. Hierher gehören unter anderem die aus bituminösem Schiefergestein hergestellten Stoffe, die mit den normalen Zementklinkern in bestimmtem Verhältnis vermahlen werden. Leider geht die Beimischung mancher dieser Stoffe, soviel mir bekannt, mit einer Herabminderung der Festigkeit Hand in Hand, ein Umstand, der durch die unbeabsichtigte Magerung des Zementes zu erklären wäre.

Die Güte einer Betonmischung wird außer von den soeben erörterten physikalischen Bedingungen, vor allem durch die Bindekraft des Zementes, welche auf chemischen Vorgängen beim Abbinden und nachfolgendem Erhärten beruht, gewährleistet, und es verlohnt sich hierbei, als zum Verständnis der Wirkungsweise des Betons unerlässlich, etwas zu verweilen. Es muß allerdings hier bemerkt werden, daß sich die Zementfachleute noch nicht darüber einig sind, wie die chemische Umsetzung vor sich geht, und welches die schließlichen Ergebnisse derselben sind. Obwohl mir diese Sachlage bekannt ist, hielt ich es nicht für richtig, die chemischen Vorgänge unberührt zu lassen. In Tabelle Nr. 3 ist die chemische Zusammensetzung einiger

Tabelle Nr. 3.

Analysen der Zemente auf geglühte Substanz berechnet ¹⁾ :			
	Portland-Zement	Eisenportland-Zement	Hochofen-Zement
Unlösliches	0,31 %	0,83 %	1,55 %
SiO ₂ Kieselsäureanhydrid	21,66 „	26,00 „	26,61 „
Al ₂ O ₃ Ton	6,76 „	7,47 „	10,45 „
Fe ₂ O ₃ Eisenoxyd	4,04 „	3,04 „	1,19 „
CaO Kalk	64,38 „	57,46 „	53,61 „
MgO Magnesia	1,34 „	2,73 „	3,89 „
SO ₃ Schwefelsäureanhydrid . . .	1,52 „	1,65 „	1,24 „
Sulfidschwefel	0,05 „	1,11 „	1,30 „

wichtiger Zementarten zusammengestellt. Die wirksamen Grundstoffe sind Kieselsäure, Kalk und Ton. Ihre Wirkung ist die folgende: Das Kieselsäureanhydrid SiO₂ und der gebrannte Kalk CaO befinden sich infolge Glühens bei der Fabrikation des Zementes in diesem in aufgeschlossenem, d. h. wasserlöslichem Zustand. Beim Anmachen mit Wasser nehmen beide Bestandteile Konstitutionswasser auf unter Bildung von H₂SiO₃ und Ca(OH)₂. Diesen Vorgang nennt man das Abbinden des Zementes und unterscheidet schnell und

¹⁾ Nach Dr. Strebel (Hemmoor) Zeitschrift „Cement“ 1916.

langsam bindende Zementarten, wobei die Sorten erster Art spätestens nach 15 Minuten, die der zweiten Art nicht früher als ein bis zwei Stunden nach dem Zusetzen des Anmachwassers zu erhärten beginnen.

Die Tonerde, welche in ausgeglühtem Zustand in Wasser unlöslich ist, nimmt an dem Vorgang des Abbindens nicht teil, jedoch um so energischer an dem weiteren Verlauf der chemischen Umsetzung, der Bildung der Salze, dem ersten Teil der Erhärtung. Sie verhält sich gegenüber dem gelöschten Kalk wie eine Säure und vereinigt sich mit ihm zu Kalkaluminaten, die Steinhärte annehmen. Mit der Kieselsäure, die wahrscheinlich auch in der Form von Polykieselsäure vorhanden ist, verbindet sich der Kalk zu unlöslichen Verbindungen, den Kalziumsilikaten, die die wichtigsten Bestandteile der erhärtenden Betonmischung darstellen. Schließlich finden zwischen der Kieselsäure und der Tonerde Umsetzungen statt, indem sich Tonerdesilikate bilden.

Die übrigen Bestandteile des Zements sind von geringer Bedeutung für seine hydraulischen Eigenschaften. Das Eisenoxyd begünstigt das Sintern der Zementziegel bei der Fabrikation. Für den Erhärtungsprozeß spielt es eine ähnliche Rolle wie die Tonerde. Die Magnesia bildet Silikat und Hydrat, Verbindungen, die langsamer als die übrigen erhärten. Die Folge ist, daß die mit den bei einem Erhärtungsprozeß stets einhergehenden Volumenänderungen in den bereits gefestigten Bestandteilen des Mörtels Gefügezerstörungen hervorrufen können, die eine Herabsetzung der Festigkeit zur Folge haben. Bei einem guten Zement sollen daher nur ganz geringe Mengen von Magnesia vorhanden sein.

Das Erhärten vollzieht sich in der ersten Zeit nach dem Abbinden des Zements energischer, späterhin langsamer, ohne jemals vollständig zum Stillstand zu kommen. Den rein chemischen Vorgängen parallel geht die Bildung der Kristalle. Kristallinische Struktur ist bei allen Betonmischungen nachweisbar und bei gelegentlicher Hohlraumbildung mit bloßem Auge zu erkennen. Je intensiver sich der Kristallisationsprozeß vollzieht, um so höher wird die Festigkeit des Betons.

Bei ungeeigneter Mischung und bei Auswahl eines untauglichen Zements wird Beton im Seewasser zerstört. Aber ebenso wie auch das Eisen im Meerwasser einer stärkeren Verrostung unterliegt und dennoch als Schiffbaumaterial geeignet befunden wird, so ist auch der Beton keineswegs aus diesen Gründen als Schiffbaumaterial ungeeignet, zumal seine Widerstandsfähigkeit gegen die Einwirkung des Meerwassers erheblich gesteigert werden kann.

Eine Mischung von chemisch aufeinander einwirkenden Stoffen ist in ihrem schließlichen Ergebnis um so beständiger, je weniger Bestandteile im Überschuß vorhanden sind. Ist bei einem Zement Kalk im Überschuß vorhanden, so schließt sich bei Erhärtung an der Luft eine Bildung von kohlen-saurem Kalk an, die die Güte und Festigkeit des Betons verbessert. Anders bei Erhärtung unter Wasser. Hier bleibt die Zufuhr von Kohlensäure auf einen sehr geringen Betrag beschränkt und mithin kann die Erhärtung des überschüssigen Kalkhydrats zum Schaden des Betons nicht vor sich gehen. Bei Erhärtung in Seewasser ist dies nicht ohne Bedenken, da der freie Kalk mit den Salzen des Seewassers in Wechselwirkung tritt. Betrachten wir daher die Zusammensetzung des Seewassers etwas näher. In 1000 Teilen Seewasser sind enthalten:¹⁾

Tabelle Nr. 5.

	Stiller Ozean	Atlant. Ozean	Nordsee	Rotes Meer
Chlornatrium NaCl	25,88	27,56	25,51	30,30
Chlormagnesium MgCl ₂	4,34	3,26	4,64	4,04
Chlorkalium KCl	—	—	—	2,88
Bromnatrium NaBr	0,40	0,33	0,37	0,64
Schwefelsaures Kalium K ₂ SO ₄ . . .	1,36	1,71	1,53	2,95
Schwefelsaurer Kalk CaSO ₄	1,62	2,05	1,62	1,79
Schwefelsaure Magnesia MgSO ₄ . .	1,10	0,61	0,70	2,74
Summa	34,71	35,52	34,37	45,34
	T e i l e			

Der geringe Gehalt des Meerwassers an schädlichen Sulfaten und Chloriden darf nicht zu der naheliegenden Annahme einer Ungefährlichkeit derartiger schwacher Lösungen verleiten. Ist der Beton undicht, so bedingt die ständige Bepflügelung und gierige Aufsaugung der Salze eine Aufspeicherung derselben im Mörtel, die einer stärkeren Konzentration gleichzusetzen ist. Der überschüssige Kalk des Zementes geht mit den Sulfaten des Seewassers Verbindungen ein; es bildet sich Gips (CaSO₄). Der in Wasser lösliche Gips wirkt auf die Kalk und Tonerde enthaltenden Salze des Mörtels ein, indem sich Kalziumsulfoaluminat bildet. Dieses Salz nimmt nach Dr. Michaelis erhebliche Mengen Wasser auf und übt durch die Volumenvermehrung eine treibende, also zerstörende Wirkung auf das Gefüge des

¹⁾ Nach Anselmino „Das Wasser“. Teubner.

Mörtels aus. Durch Auswaschen der wasserlöslichen Verbindungen bilden sich an der Oberfläche Hohlräume, die nun der Ausgangspunkt für weitere Zerstörungen werden.

Von den Chloriden ist nur das Chlormagnesium schädlich, da Kochsalz (NaCl) bei der Anlage von Eisenbetonbehältern in Salzbergwerken niemals eine nachteilige Wirkung auf den Beton ausgeübt hat.

Ein englischer Fachmann vertritt die Ansicht, daß die Magnesiumsalze des Seewassers einen zerstörenden Einfluß auf Beton ausüben, wenn das Seewasser in den Beton eindringen kann. So weit darf und braucht es nicht zu kommen; ich möchte hier nochmals auf die durch lange Versuchserfahrung gestützte Ansicht verweisen, wonach durch Austausch zwischen den Magnesiumsalzen des Meerwassers und den Kalksalzen des Mörtels schon an der Oberfläche ein Porenschluß zustande kommt, der die weitere Zerstörung des Zements verhindert. So schädlich die Magnesia im Innern eines Betongemisches werden kann, so nützlich erweist sie sich an der Oberfläche desselben. Von Einfluß auf die Verwitterung des Betons dürfte die mechanische Einwirkung des Wassers auf die Oberfläche sein. Wellenschlag, Eisgang, ebenso Frost und Hitze befördern die Tendenz zur Auslaugung des Zements durch Zermürbung der Oberfläche. Die Mittel gegen diese Angriffe sind gegeben: erstens, durch möglichst dichte Herstellung des Betongefüges, zum mindesten der Oberfläche desselben; zweitens durch Wahl eines gegen die Einwirkung des Seewassers möglichst unempfindlichen Zements und drittens durch Bindung des etwa überschüssigen Kalkhydrates mittels aufgeschlossener Kieselsäure. Der erste Punkt, möglichste Abdichtung der Oberfläche, ist vielleicht das wichtigste und wirksamste Mittel. Bei Auswahl des Zements sind dem Gehalt an Kalk und besonders an Tonerde Beachtung zu schenken; es darf darauf hingewiesen werden, daß der teilweise Ersatz des Tons durch Eisenoxyd zur Fabrikation eines sehr seewasserbeständigen Zements, des Erzzements, geführt hat. Das dritte Mittel, die Bindung des überschüssigen Kalks, kann durch Zusatz von Traß durchgeführt werden. Versuche mit Traßzementmörteln haben erwiesen, daß durch Zusatz von Traß der Mörtel für die Benutzung im Seewasser geeigneter wird. Bei Traßzusatz folgt erhöhte Dichtigkeit und größere Elastizität des Betons, da Traß ein geringeres spezifisches Gewicht als Zement besitzt und langsamer erhärtet, ohne die schließlich erreichbare Endfestigkeit herabzusetzen. Es darf aber im Schiffbau der Traß nur als Zuschlagstoff — nicht als Bindemittel —

verwendet werden, damit eine nicht beabsichtigte Magerung des Zements über das als richtig erkannte Mischungsverhältnis hinaus vermieden wird.

4. Das Eisen.

Der Bau von Betonschiffen ist nur möglich unter Anwendung eines vollkommen durchgebildeten, in den Beton eingebetteten Eisengerippes, der Bewehrung. Der Gedanke, Betonschiffe unter Ausschluß einer Eiseneinlage herzustellen, ist praktisch völlig bedeutungslos, da die geringen Schub- und Zugfestigkeiten des Betons eine derartige Bauweise wirtschaftlich unmöglich machen. Erst dadurch, daß der eisernen Bewehrung

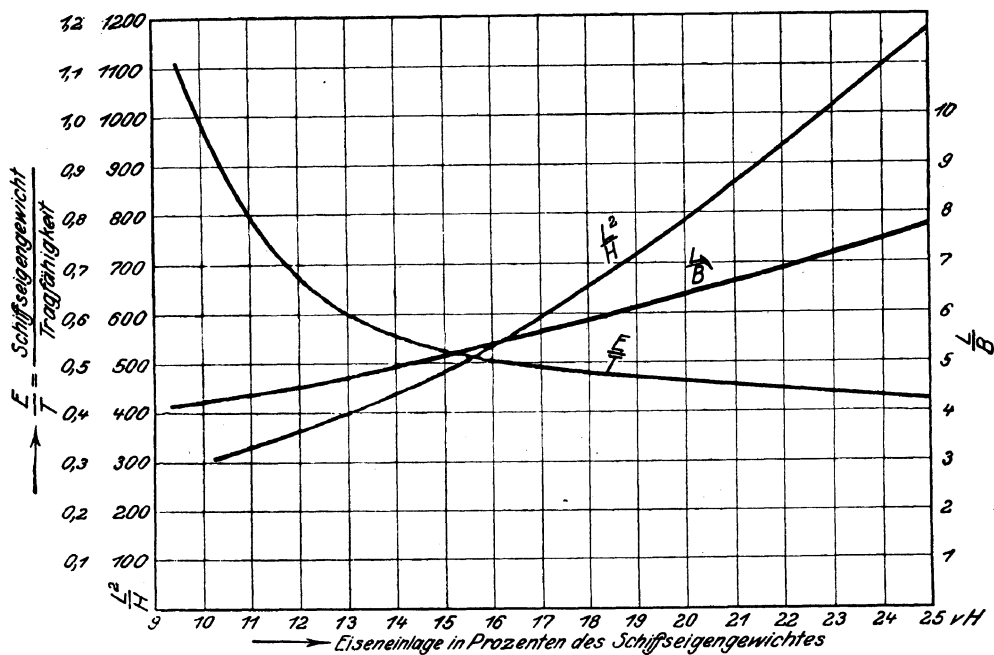


Abb. 7.

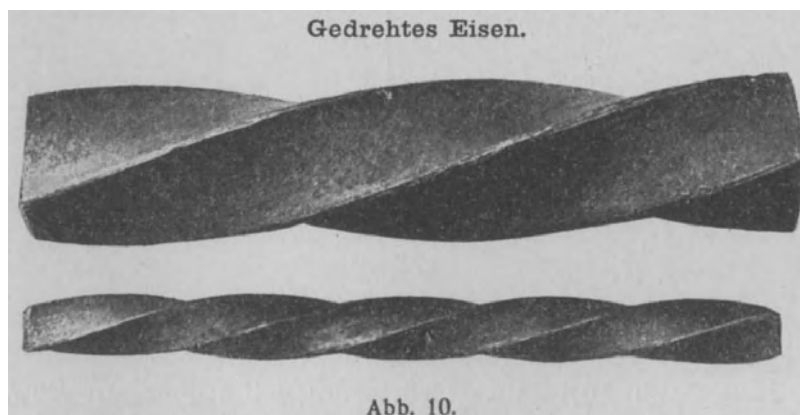
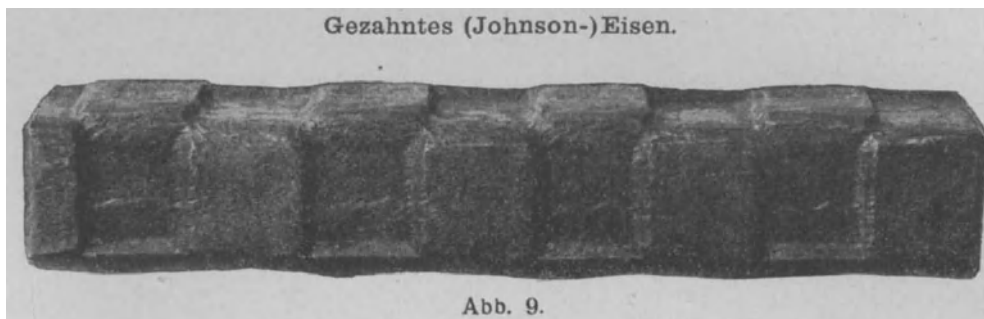
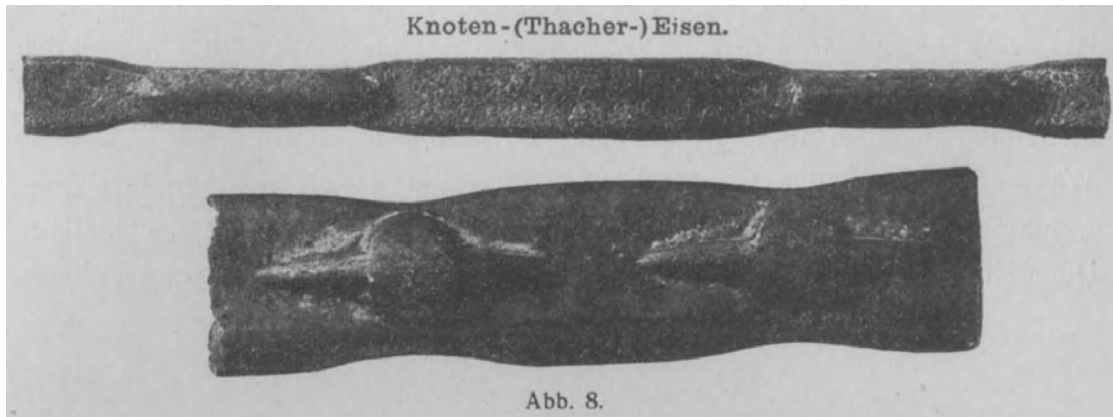
die Aufnahme der Zug- und Schubspannungen, dem Beton die Übertragung der Druckspannungen zugewiesen wird, — Monier hatte dieses Prinzip noch nicht erkannt —, ist es erreichbar, die Vorteile beider Baustoffe zur Herstellung konkurrenzfähiger Schiffskörper auszunutzen.

Einem Deutschen, Mathias Koenen, gebührt der Ruhm, das Prinzip der richtigen Spannungszuweisung und die statische Berechnung in die Erfindung Moniers hineingebracht zu haben, während G. A. Wayss als erster das Moniersystem in der richtigen Form in Deutschland zur Einführung und Anerkennung brachte. Den wissenschaftlichen Ausbau in Theorie und Praxis verdanken wir neben Koenen in der Hauptsache E. Mörsch.

Je mehr Eisen ein Betonschiff enthält, um so ähnlicher wird es einem Eisenschiff. A. A. Boon weist darauf hin, daß zur Aufnahme der Konstruktions- und der Schwindspannungen eine reichliche Menge Eisen unerläßlich ist. Sieht man die Ersparnis an Eisen als eine der Haupttriebfedern zum Bau von Eisenbetonschiffen an Stelle reiner Eisenschiffe an, so ist in den soeben angedeuteten Anforderungen eine Grenze gezogen, die, ohne den wirtschaftlichen Erfolg in Frage zu stellen, nicht überschritten werden darf. Diagramm Nr. 7 gibt auf Grund bekanntgewordener Entwürfe und Ausführungen einen zahlenmäßigen Zusammenhang zwischen dem aufgewendeten Prozentsatz an Eisen in bezug auf das Eigengewicht der Betonschiffe und dem Verhältnis der letzteren zur Tragfähigkeit, wobei diese auf ein Verhältnis von $\frac{H}{Tg} = 1.3$ bezogen wurde. Das Diagramm kann nur als vorläufiger Anhalt gelten und bedarf der Kontrolle und Ergänzung durch weitere Ausführungsbeispiele. Die Tatsache dürfte jedoch durch dasselbe erwiesen sein, daß der wirtschaftliche Nutzeffekt mit der Vermehrung der Eiseneinlage zunimmt.

Das im Eisenbetonbau fast durchweg in der Form von Rundeisenstangen verwendete Material ist gewöhnliches Handelsflußeisen von 3800 bis 4200 kg/qcm Festigkeit bei 25—30% Bruchdehnung. Der Durchmesser für die Tragstäbe, welche die Haupt-Zug- und Druckkräfte aufnehmen, schwankt von 7—30 mm, während für die Verteilungsstäbe und Bügel zur Sicherung gegen Ausknicken und zur festen Lagerung der Tragstäbe Rundeisen und Drähte unter 8 mm Durchmesser genommen werden. Flach- und Profileisen, ferner Drahtnetz und Streckmetall kommt im Schiffbau in so geringer Menge zur Verwendung, daß hierdurch das vorteilhafte Bild einer erheblichen Vereinfachung im Bezug und in der Fabrikation des benötigten Eisenmaterials nicht beeinträchtigt wird. Es ist kaum zu erwarten, daß gegenüber dem Landbau im Betonschiffbau anderes als Rundeisen eine Verwendung finden wird. Die Absicht, mit abgefastem und gewundenem Rundeisen Versuche zu machen, besteht und hat besonders in Amerika bei Schiffbauten zur Anwendung geführt. Ebenso ist der Vorschlag gemacht worden, an Stelle des Flußeisens hochwertige Eisen- und Stahlsorten zu verwenden. Alles dies hat nur dann einen Zweck, wenn sich die besseren Eigenschaften einer solchen Bewehrung mit Rücksicht auf das Zusammenarbeiten mit dem Beton ausnutzen lassen. Hierfür sind zwei Punkte maßgebend: 1. die Haftfestigkeit zwischen Eisen und Betonmasse, 2. die Formänderung des Eisens gegenüber dem Beton.

Je besser der Verbund zwischen Beton und Eisen ist, um so inniger findet eine Übertragung der guten Eigenschaften des einen Materials auf das andere statt. Bei glatter Armierung ist es hauptsächlich die Rauheit der



Oberfläche, die dem sich beim Erhärten zusammenziehenden Beton die Möglichkeit eines festen Anhaftens bietet. Da der kreisrunde Querschnitt im Verhältnis zu seinem Flächeninhalt den kleinsten Umfang hat, so ließe sich vermuten, daß das Rundeisen einen geringeren Verbundkoeffizienten habe als Quadrat- oder Flußeisen. In der Tat ist aber das Rundeisen hierin anderen Querschnittsformen überlegen, da sich der Beton gleichmäßiger und fester um

das runde Eisen legt als um ein solches mit eckigem Querschnitt. Anders verhalten sich diejenigen Eisenstäbe, bei denen nicht der Querschnitt, sondern die Oberfläche gegenüber dem glatten Rundeisenstab geändert ist: die gezahnten Eisen, die Thacher- und Knoteneisen (Abb. 8 u. 9). Bei diesen Spezialeisen ist der Verbundkoeffizient dank des besseren mechanischen Haltes tatsächlich höher als beim Rundeisen. Die sprengende Wirkung, welche die Wulste auf den Beton ausüben, und die besonders im Betonschiffbau mit seinen dünnen Wandungen gefährlich werden können, ermutigt jedoch nicht zu ihrer Anwendung. Auch sind solche Eisen unwirtschaftlich, weil nur der kleinere Querschnitt voll für die Übertragung der Spannungen ausgenutzt werden kann.

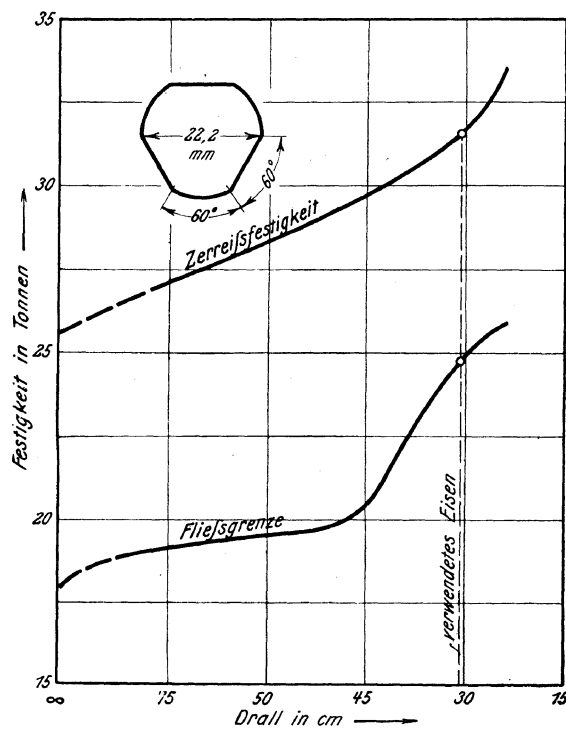


Abb. 11.

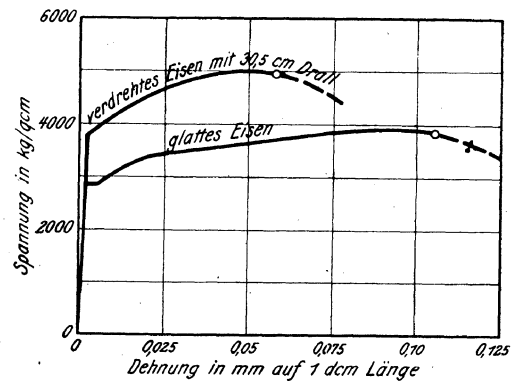


Abb. 12.

Einen Kompromiß zwischen den glatten und den Knoteneisen bilden die gedrehten Eisen (Abb. 10). Ihre Erörterung leitet über zur Bewertung der Formänderung der Eisenbewehrung. Die Wirkungsweise der gedrehten Eisen soll nicht nur auf der besseren mechanischen Haftung der Oberfläche, sondern vor allem auf der Veränderung der elastischen Eigenschaften des Eisens infolge der Reckung beim Verdrehen beruhen. Durch das Verdrehen, welches eine bleibende Formänderung des Eisens bedingt, wird sein Gefüge geändert; das Eisen wird spröder, die Fließgrenze daher höher gerückt, d. h. die Formänderung ist im Zustand der Verdrehung um einen von dem Grad des Dralles

abhängigen Betrag geringer als im unveränderten Zustand. Dies gilt jedoch, wie das der englischen Zeitschrift „Engineering“ vom 29. März 1918 entnommene Diagramm (Abb. 11) zeigt, nur für den Zustand sehr hoher Spannung. In dem Spannungszustand, der normalen Beanspruchungen des Betonschiffbaus entspricht, sind die Dehnungen der gedrehten Eisen genau die gleichen wie bei den einfachen Rundeisen, und es können daher die gedrehten Eisen in dem beabsichtigten Sinne einer Entlastung des Betons nicht ausgenutzt werden (Abb. 12).

Das verwendete Eisen muß schmiedbar und möglichst auch in kaltem Zustande biegsam sein, weil die Rundeisenstangen gebogen werden, teils um durch Endhaken einen besseren Anschluß von Stange zu Stange zu bekommen, teils um dem Kräfteverlauf der Schubspannungen gerecht zu werden. Ebenso wie im Eisenschiffbau ist auch im Betonschiffbau auf den guten Verschluß besonderer Wert zu legen. Im Landbetonbau können die Spannungen durch den in genügender Stärke vorhandenen anhaftenden Beton übertragen werden, indem die Eisenstangen auf eine Länge gleich dem dreißigfachen Durchmesser gegeneinander verschießen. Im Schiffbau, wo die Materialstärken auf das geringste zulässige Maß herabgedrückt sind und die Eisen enger zusammenliegen, verdient dieser Punkt besondere Beachtung. Ein englischer Betonfachmann, T. J. Gueritte, weist auf die Bedeutung dieses Problems hin, indem er sich auf einen mit einem französischen Flußkahn von 400 t Nutzlast unternommenen Versuch bezieht, wobei das Betonschiff absichtlich bis zum Bruch belastet wurde¹⁾. Hierbei zeigte sich, daß der Bruch infolge Schlüpfens der Tragstäbe in den Überlappungen eingetreten war. Allerdings waren die Überlappungen in diesem besonderen Fall, wie Gueritte hervorhebt, ungenügend lang; dennoch wird der Vorgang nicht unbeachtet gelassen, indem sowohl der Germanische Lloyd als auch das Norske Veritas die Länge der Stahlüberlappungen gleich dem 40 fachen Eisendurchmesser festlegen. Hierdurch ist leider ein ziemlicher Mehrbedarf an Eisen bedingt. Es verdienen daher auch die Methoden Beachtung, die die Verbindung zwischen den Eisenstäben nicht nur durch die Haftfestigkeit zwischen Beton und Eisen bewerkstelligen. Hierzu gehört die einfache Verhakung sowie die kurze Überlappung mit umgebogenen Haken. Es genügt hierbei schon eine Überlappungslänge vom 10- bis 20-fachen Durchmesser; allerdings muß die Betondicke genügend Raum für die Unterbringung der Haken bieten, weshalb die Haken am besten

¹⁾ Le Génie Civil Heft 1, 1918.

unter einem Bodenträger oder querab von einem Spant angeordnet werden. Aneinanderschweißen der Stangenenden ist die sparsamste Art in bezug auf den Eisenverbrauch; jedoch setzt sie sorgfältige autogene oder elektrische Schweißung voraus, da ein Zusammenschweißen vor dem Einbau die langen Rundeisenstangen zu unhandlich und ein Verbiegen kaum vermeidbar macht. Verschraubung mittels Muffe kommt wegen der hohen Kosten nur in Sonderfällen zur Anwendung und wird durch Anstauchen der Enden und Verbindung derselben durch Drahtwicklung ersetzt.

Der Anschluß der Trageisen aneinander bildet eine Analogie zur Vernietung der Eisenschiffe. Die Festigkeit einer Nietverbindung hängt hauptsächlich ab von der Scherfestigkeit der Niete und von dem Reibungswiderstand zwischen den sich berührenden Oberflächen der zu verbindenden Teile, hervorgerufen durch den von den Nietköpfen ausgeübten Druck. Das Güteverhältnis einer Nietverbindung, d. h. das Verhältnis der Zerreißfestigkeit der Verbindung zu dem der ungeschwächten Platte, ist infolge der Anforderung an die Wasserdichtigkeit im Schiffbau nicht über 80 %. Diesen Höchstwert erreichen die meisten Nietverbindungen jedoch nicht, sondern der Gütegrad schwankt von 57 bis 75 %, wobei immer noch vorausgesetzt ist, daß die Anordnung der Niete genau im Verhältnis zur Plattenstärke und zur Festigkeit des Niet- und Plattenmaterials erfolgte. Abweichungen in dieser Beziehung lassen sich aber im praktischen Schiffbau nicht vermeiden, so daß von einer einheitlichen Ausnutzung des eingebauten Plattenmaterials nicht die Rede sein kann. Hierzu kommt noch, daß die Eckverbindungen der Flächenfelder und die Knotenpunkte des Traggerippes nicht als starr angesehen werden können, sondern an und für sich geringfügige Formänderungen infolge der Vernietung ausführen, die aber in ihrer Gesamtwirkung dem Schiffskörper eine ziemliche Nachgiebigkeit unter Einwirkung der Belastung verleihen. Die Nachgiebigkeit der Eisenschiffe wird von manchen Fachleuten als ein Vorteil ausgelegt, indem hierdurch angeblich die oft sehr erheblichen Beanspruchungen in schwerer See besser verarbeitet werden könnten. Diese Ansicht kann als irrtümlich bezeichnet werden. Nur ein Bauwerk, bei dem ein vollkommenes statisches Zusammenwirken aller Konstruktionsglieder gewährleistet ist, wird allen ihm zugemuteten Anstrengungen dauernd und ohne Schädigung des Verbandes Widerstand entgegensetzen und diesen Erfolg mit dem geringsten Aufwand an Material erzielen.

Anders wie im Eisenschiffbau liegen die Verhältnisse im Betonschiffbau. Der Gütegrad der Verbindung der Eiseneinlagen durch Übergreifen

ohne Endhaken ist bei einer Länge gleich dem 40 fachen Durchmesser zu 96 bis über 100 % auf Grund einwandfreier Versuche¹⁾ ermittelt worden. Der Gütegrad von Eiseneinlagen mit Endhaken ist fast durchweg über 100 %, desgleichen die Verbindung durch Drahtbewicklung an den Enden. Diese Ergebnisse treffen sowohl zu für die Belastung bei Eintritt des ersten Risses als auch für die Bruchbelastung. Hierdurch ist eine einheitliche Gleichmäßigkeit der Kraftübertragung gewährleistet, wie sie im Eisenschiffbau aus Gründen des Konstruktionsprinzips nicht zu erreichen ist. Hinzu kommt im Eisenbetonschiffbau noch weiter, daß alle Eckverbindungen als starr anzusehen sind und dementsprechend auch konstruiert werden. Es ist daher durchaus berechtigt, ein Betonschiff als „monolithisch“ zu bezeichnen. Die aus der Natur der ganzen Konstruktion folgende Starrheit wird vielfach mit „Sprödigkeit“ verwechselt und als Nachteil gewertet; nichts ist unrichtiger wie dieses. Die Starrheit der Eisenbetonschiffe ist einer ihrer größten Vorzüge. Sie gewährt den Vorteil, daß Maschinen und Kessel, die Wellenleitung, die Rohrleitungen weniger mitgenommen werden als bei eisernen und stählernen Schiffen, daß ferner die Vibrationen, welche von den Maschinen oder Schrauben auf das Schiff übertragen werden, sich auf diesem viel weniger störend bemerklich machen, und bedingt, da sich die einzelnen Verbandsteile nicht lockern können, eine große Lebensdauer des Eisenbetonschiffes.

5. Bewehrung der Eisenbetonschiffe.

Um die Eisenbewehrung in einem Schiffskörper richtig anzuordnen, ist es notwendig, sich über den Verlauf der Spannungen Rechenschaft zu geben. Die Eiseneinlage soll die Schub- und Zugspannungen des Körpers aufnehmen, da dem Beton nur geringe Zug- und Schubfestigkeit eigen ist. Über den allgemeinen Charakter und die Richtung der auftretenden Spannungen schafft man sich am besten Klarheit durch Verzeichnung der Spannungstrajektorien. Ebenso wie im magnetischen Feld die Kraftlinien über den Verlauf und die Stärke der Kraftwirkungen Aufschluß geben, in gleicher Weise kennzeichnen die Trajektorien das elastische Feld des in einen Spannungszustand versetzten Körpers. Je dichter die Trajektorien zusammenliegen, um so intensiver ist die elastische Reaktion auf Zug, Druck oder Abscheren des beeinflussten Bauteils. Bruhn zeichnete solche Trajektorien allerdings nur schematisch für ein Schiff auf (Transact. of the inst. of nor. arch. 1899 S. 57) (Abb. 13). Die Größe der Hauptspannungen σ'_{\min}^{\max} ergibt sich aus der Gleichung:

¹⁾ D. A. f. EB. Heft 14.

$$\sigma'_{\min} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2},$$

wobei sich die Richtung φ dieser Spannung berechnet aus:

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \pm \frac{2\tau}{\sigma}.$$

Hierbei bedeutet σ die Normal-, τ die Tangentialspannung. Die Formel für σ besagt, daß die Schubspannungen die reinen Zug- oder Druckspannungen vergrößern. Legt man die Eisen, unter dem jeweiligen Winkel φ geneigt, in das betreffende Betonelement ein, so werden die Schubspannungen in der Form von Zug- oder Druckspannungen übertragen. Wäre es praktisch möglich, die Eiseneinlage nach Abb. 13 genau dem Verlauf der Spannungslinien anzupassen, so würde die Eiseneinlage am vollkommensten ausgenutzt, wie es Koenen in seiner eingespannten Voutenplatte anstrebte. Da jedoch der richtige Verlauf der Spannungslinien nicht genau bekannt ist, zudem die Spannungen nach Richtung und Größe wechseln, und es aus wirtschaftlichen Gründen wünschenswert ist, nicht stark gebogene Einlagen zu verwenden, vielmehr die Eisenstangen möglichst in ihrer angelieferten geraden Form einzubauen, so verwendet man zur Aufnahme des Hauptbiegemomentes nur gerade

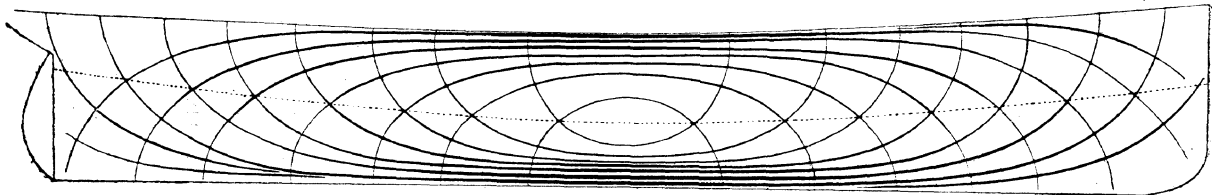


Abb. 13.

Eiseneinlagen, deren Gesamtquerschnitt sich ohne weiteres bestimmen läßt, und begnügt sich damit, die schief gerichteten Hauptspannungen sowie die Schub- und Scherspannungen der Bordwände durch ein kreuzweise diagonal angeordnetes Bewehrungssystem aufzunehmen. Dieses diagonale Bewehrungssystem wird so dicht in den Beton eingelegt, daß die Schubspannungen mit einem großen Überschuß an Sicherheit aufgenommen werden (Abb. 14).

Eine andere Art, die Schubspannungen in den Wandungen aufzunehmen, ist die mittels kreuzweise zwischen den Querspannten angeordneter Streben. Bei langen hölzernen Flußschiffen, wie sie zu Hunderten auf den russischen Flüssen schwimmen, ist die Anwendung der Diagonalspannten durch die Notwendigkeit einer Entlastung der Außenhaut bedingt. Die zahlreich

vorhandenen Stöße, der geringe Verband der Planken untereinander der Höhe nach und die ausschließliche Verwendung von Holzpflocken an Stelle von eisernen Nägeln und Bolzen bedingen die Aufnahme der Scherkräfte durch Diagonalspanten. Auf diese Weise wird trotz primitivster Bauart der Bau

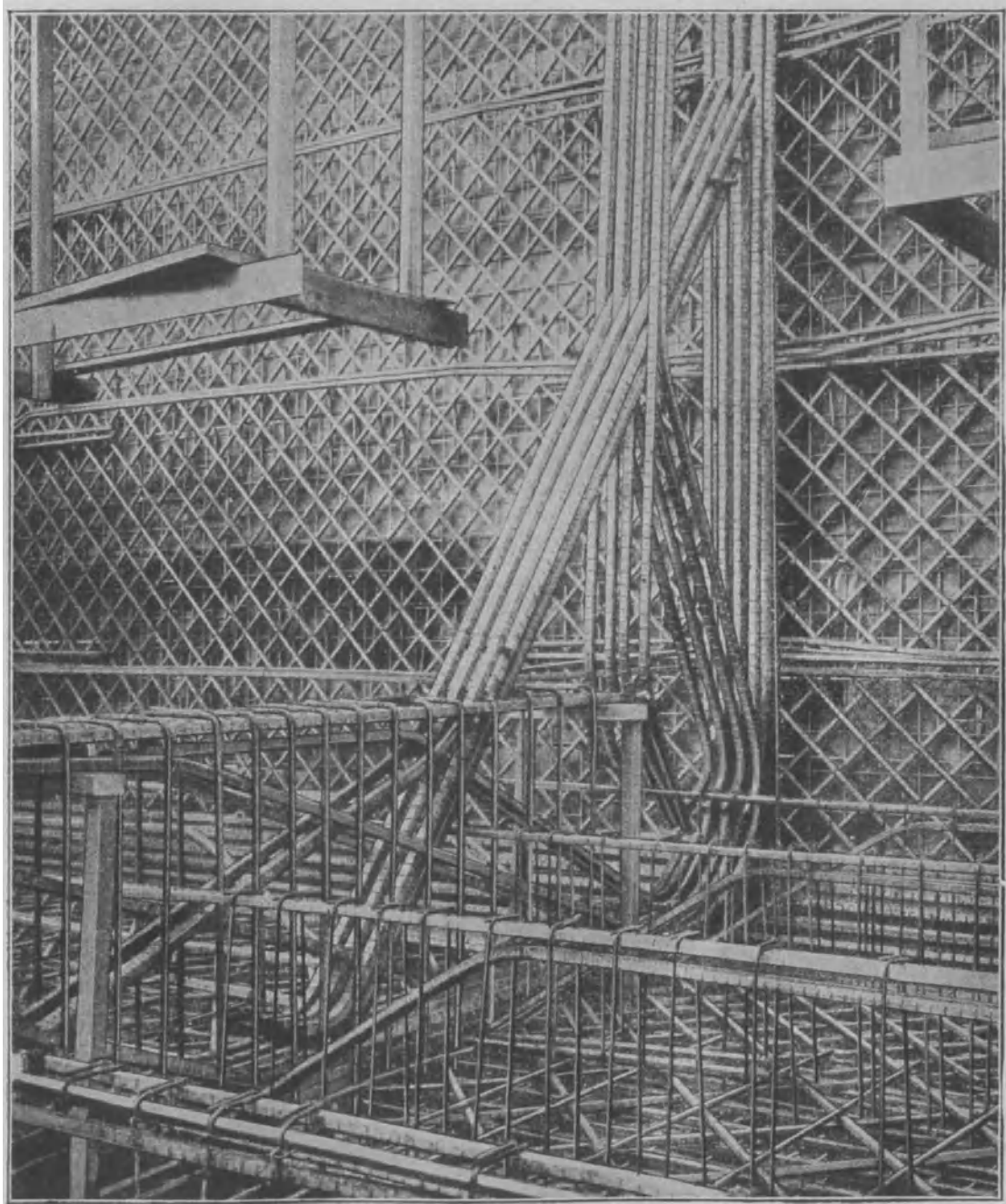
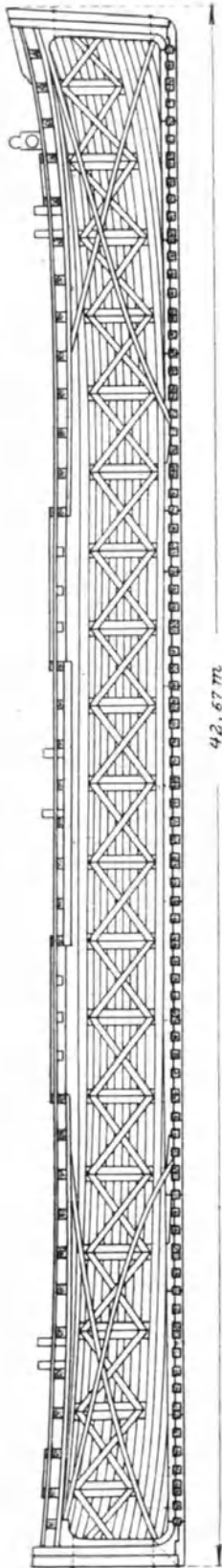
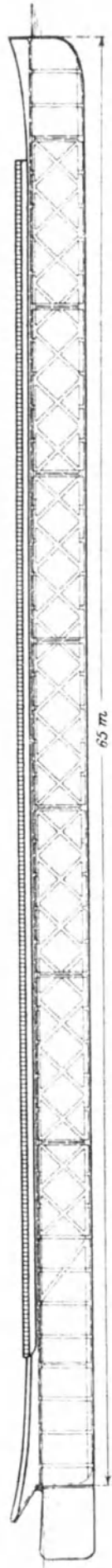


Abb. 14.



42,67 m

Abb. 15.



63 m

Abb. 16.

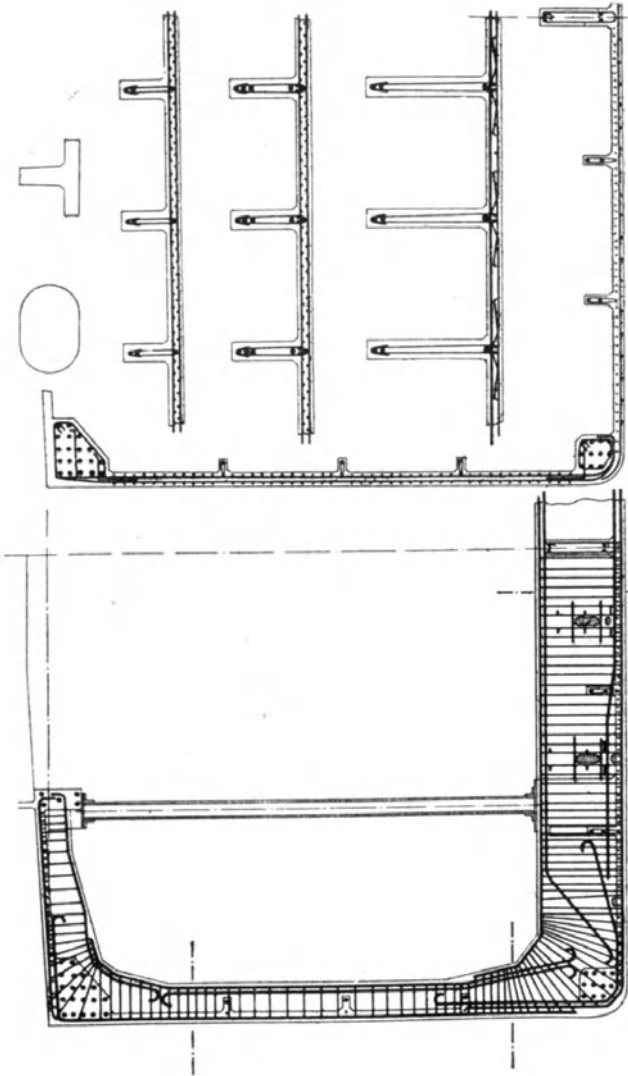


Abb. 17.

langer und leistungsfähiger Flußschiffe ermöglicht. In gleicher Weise läßt sich auch beim Bau von leichten Eisenbetonflußschiffen eine gute Abstützung der Außenhaut erzielen. In den Abbildungen 15 u. 16 ist der übliche russische Flußkahn einem mit Kreuzspanten ausgestatteten Betonkahn gegenübergestellt.

Zur Übertragung des Längsbiegemomentes werden die kräftigsten Rundeisen verwendet, und natürlich in den äußeren Fasern des Querschnitts, also in dem oberen Deck und dem Boden angeordnet. Um die übrige Be-

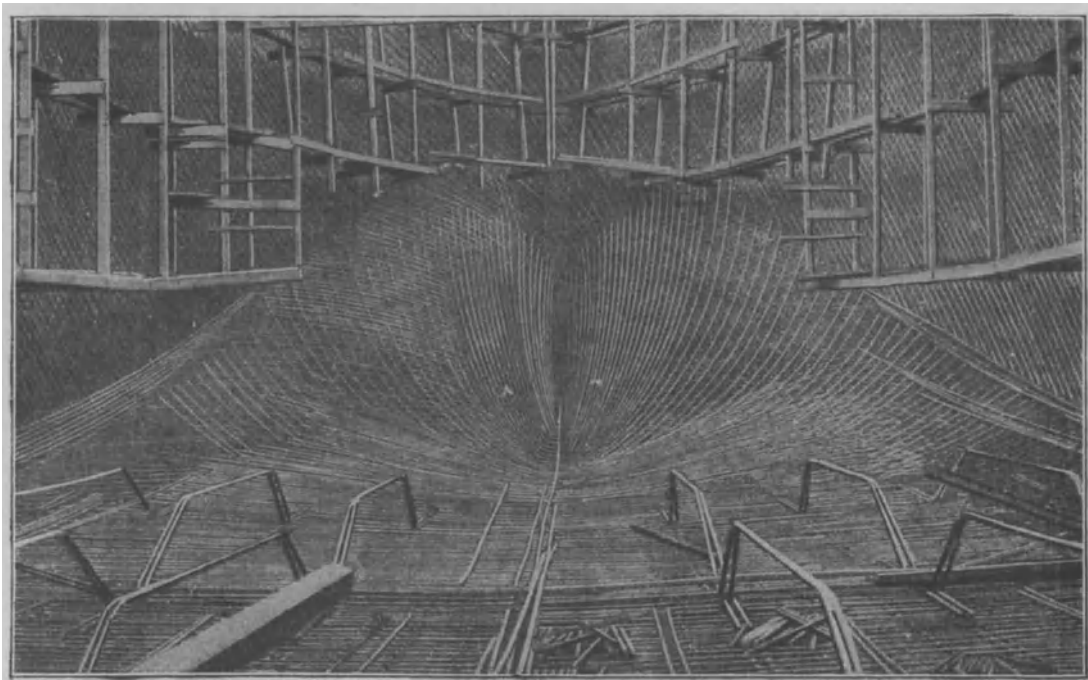
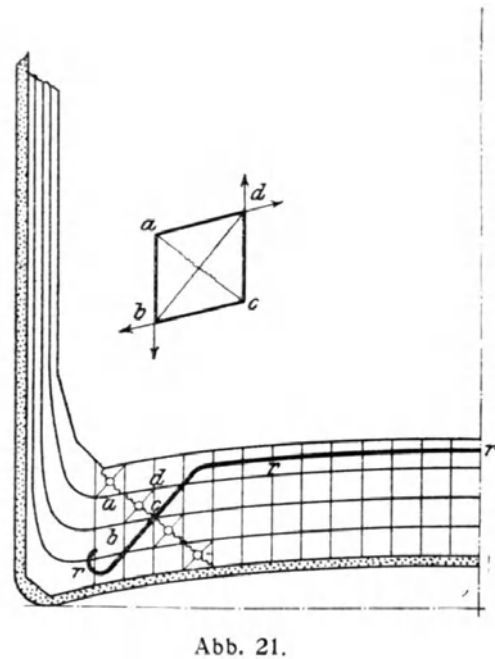
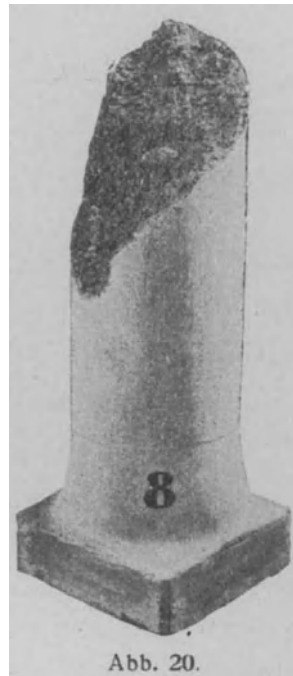
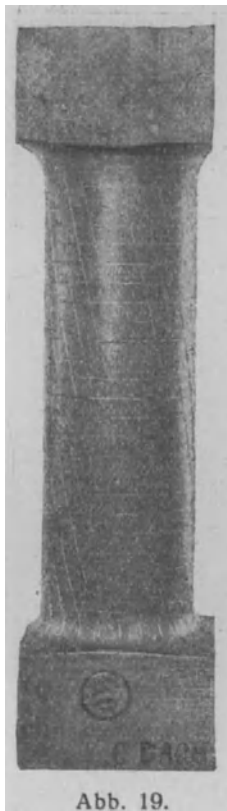


Abb. 18.

wehrung nicht zu komplizieren und um die verhältnismäßig dünnen Wandungen des Bodens und des Decks durch die dicken Eisen nicht zu schwächen, sind dieselben gemäß Abb. 17 in besonderen Betonpolstern der Klimm sowie seitlich am Deck gelagert. In gleicher Weise sind auch in dem Längsträger des Luksüills eine Anzahl von Trageisen zur Aufnahme des Hauptbiegemomentes untergebracht.

Von der soeben besprochenen Bewehrung unterscheidet sich eine Bewehrung aus dünneren Eisenstangen im Boden und Deck des Schiffes, welche zur Aufnahme des Wasserdruckes und der Deckbelastung dienen. Um gleichmäßige Spannungen in der Quer- und Längsschiffsrichtung der bean-

spruchten Plattenfelder zu erhalten, wählt man im Betonschiffbau den Spantabstand gleich dem Abstand der Längsträger, erhält also quadratische Felder, und kann dies um so eher tun, als der Spantabstand hier gewöhnlich erheblich größer als im Eisenschiffbau ist. Das rein praktische Bedürfnis, die Außenhaut nicht unter 4—5 cm dick zu machen, gestattet, in Abhängigkeit vom Tiefgang, den kleinsten Spantabstand von etwa 1,0 m. Die Bewehrung der Plattenfelder wird kreuzweise in zwei Schichten angeordnet, wobei die Eisen entweder in der Diagonalen oder parallel den Plattenseiten gelegt werden (Abb. 18).



Die vierte Kategorie der Bewehrungseisen umfaßt diejenigen, welche die Querfestigkeit des Schiffes sichern sollen. Sie sind in die Decksbalken, vertikalen Spanten und Bodenträger eingelegt und durch die Abbiegungen ihrer Enden kenntlich. Diese Abbiegungen dienen der Aufnahme der unter etwa 45° geneigten Spannungen. Zum richtigen Verständnis der Wirkungsweise der Abbiegungen mache ich mir in Abb. 19 einen Versuch von C. von Bach mit dessen Erlaubnis zunutze. Der dort dargestellte Körper wird durch Verdrehung reinen Schubspannungen unterworfen. Nach er-

folgter Verdrehung haben sich die auf der Oberfläche eingeritzten Quadrate in Rhomben verwandelt, so daß die eine Diagonale des Quadrats gereckt, die andere gestaucht wird. Da bei Beton die Zugfestigkeit nur etwa den 10. Teil der Druckfestigkeit ausmacht, so wird die gezogene Diagonale eher zerstört als die Druckdiagonale. Dies bedingt, daß der Bruch in einer unter etwa 45° ansteigenden Linie erfolgt. Die nebenstehende Abb. 20 bestätigt diese Voraussage. Sie stellt einen von Mörsch geprüften Betonzylinder dar. Genau so, wie in diesem Falle sich die Schubspannungen in Zug- und Druckspannungen umsetzen, so setzen sich die an der Auflagerung eines Trägers überwiegender Schubspannungen in Spannungen um, die unter etwa 45° gegen die Horizontale geneigt sind. Um Rißbildung zu verhindern, muß senkrecht zum Verlauf möglicher Risse verankerndes Eisen in den Beton eingelagert oder es muß, wie es jetzt allgemein üblich ist, ein Teil der in der Zugzone des Trägers liegenden Eisen unter 45° abgebogen werden.

In Abb. 21 ist diese Überlegung an einem Spant erläutert: Die Diagonale bd unterliegt der Gefahr des Reißens; der Riß kann in Richtung ac erfolgen. Das abgebogene Rundeisen r wirkt dieser Möglichkeit entgegen.

Auf diese Weise werden jedoch nur die in unmittelbarer Nähe des Auflagers wirksamen Schubkräfte aufgenommen. Ist der Träger beispielsweise mit Einzellasten belastet, so treten auch gegen die Mitte des Trägers zu Schubkräfte auf. Um diese aufzunehmen, ist eine fünfte Art von Bewehrungseisen notwendig, die Bügel. Sie werden über den ganzen Träger verteilt, eng aneinandergereiht angeordnet und haben gleichzeitig den Zweck, die Haupteisen zusammenzuhalten und die obere Gurtung mit der unteren zu verbinden. Je enger die Bügel angeordnet werden, um so mehr nimmt die Elastizität und die Biegezugfestigkeit des Betonbalkens zu (Abb. 22).

Die reichliche Einlagerung von Eisen in den Beton könnte auf den ersten Blick als eine unökonomische Maßnahme erscheinen. In der Tat erweist sie sich als der sicherste Weg, um leichte und damit wirtschaftlich ausnutzbare Schiffskörper zu erhalten. Je mehr Eisen im Querschnitt verwendet wird, umso gleichmäßiger wird der Beton zur Kraftübertragung herangezogen und desto sicherer wird eine Überbeanspruchung einzelner Bereiche des Bauwerks vermieden.

Die Bewehrung der im Innern des Schiffskörpers vorhandenen Plattformen, Schotten, Schächte wird mit der des übrigen Schiffskörpers verflochten und als ein Ganzes ausgegossen. Alle diese Wandungen sind von Haus aus wasserdicht. Der Anschluß an die Bordwände ist wesentlich solider als

die Vernietung eines Eisenschottes mit der Außenhaut, dem schwachen Punkt der Schottkonstruktion. Die Vernietung eines gewöhnlichen Spantes mit der Außenhaut bedingt bei 9-facher Teilung einen Festigkeitsverlust von 12,5 %; die Vernietung eines wasserdichten Schottes würde einen Ausfall von 25 % bei 4½-facher Teilung ausmachen. Um den Unterschied auszugleichen, ist eine Reihe von kostspieligen konstruktiven Maßnahmen nötig. Im Gegensatz hierzu wirkt das Betonschott nicht nur als Hilfsmittel der wasserdichten

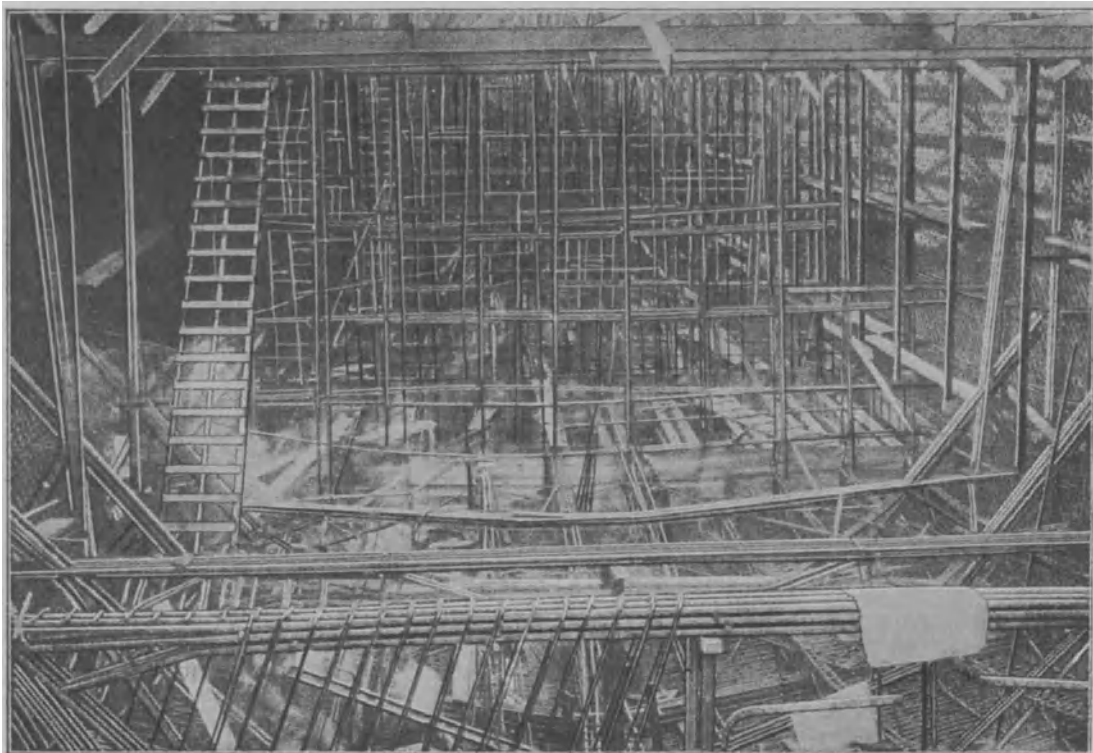


Abb. 22.

Unterteilung, sondern erfüllt in weit höherem Maße als das biegsame und ungenügend angeschlossene Eisenschott die Aufgabe eines vollwertigen Querverbandsteils, der durch Beeinflussung der Steifigkeit des Rumpfes auf die Längsfestigkeit von günstigstem Einfluß ist. Die Berechnung der Schotten erfolgt für eine Wassersäule der nämlichen Höhe wie für Eisenschiffe. Die Absteifungen sind einseitig anzuordnen, da sie in diesem Falle die doppelte Wirksamkeit als bei beiderseitiger Anordnung haben, wobei beiderseitiger Wasserdruck für die Bewehrung der Stützen berücksichtigt wird.

Die beim Betonschiff nötigen Schmiedestücke, wie Vor- und Hinter-

steven, Schraubensteven, ferner Ankerklüsen, Poller und Klampen werden vor dem Guß mit der Bewehrung verbunden. Die Holzschalung erleichtert das genaue Anpassen dieser Teile. Es versteht sich von selbst, daß sie für das Betonschiff in bezug auf ihre Befestigung aufs eingehendste durchgearbeitet werden und dadurch oft ein von dem Herkömmlichen völlig verschiedenes Aussehen erhalten.

In der Konstruktion von Maschinenfundamenten hat die Eisenbeton-Industrie ganz besondere Erfahrungen aufzuweisen, und sie ist auf Grund

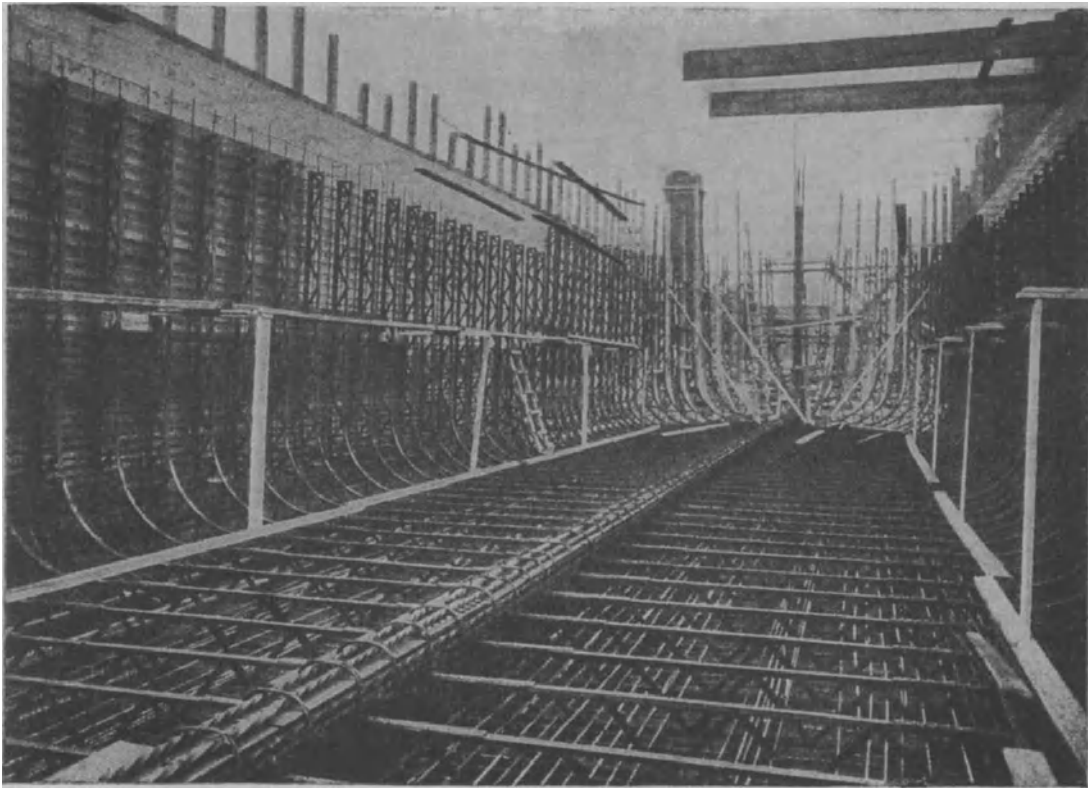


Abb. 23.

derselben seit langem dazu übergegangen, die Materialabmessungen hierfür zu berechnen. Bei den Ausführungen im Landbau waren oft Garantien für die Haltbarkeit der Fundamente zu übernehmen, die in bezug auf die Höhe der Garantiesumme in keinem Verhältnis zum Verkaufspreis standen, und in vielen Fällen sind die Eisenfundamente durch solche aus Eisenbetonkonstruktion ersetzt worden. Der Einbau haltbarer Fundamente in einen Schiffsrumpf aus Beton bietet somit keine Besonderheiten und es steht zu erwarten, daß die Mängel, die sich oft bei den Maschinenträgern der Eisen-

schiffe gezeigt haben, bei Betonschiffen nicht auftreten werden, denn diese waren meistens auf schwache Nietverbindungen zurückzuführen.

In Amerika sind Betonschiffe zur Ausführung gekommen, bei denen an Stelle der Rundeisenbewehrung eine solche aus Eisenkonstruktion angewendet ist. Auf diese Weise ist ein Komposit-System entstanden, das weder die Vorteile des Eisenschiffes noch diejenigen des Betonschiffes besitzt. Obwohl die Herstellung eines vollkommenen Spantgerippes aus Winkelstahl und gebauten Trägern während des Baues dazu beiträgt, die Herstellung der Ver-

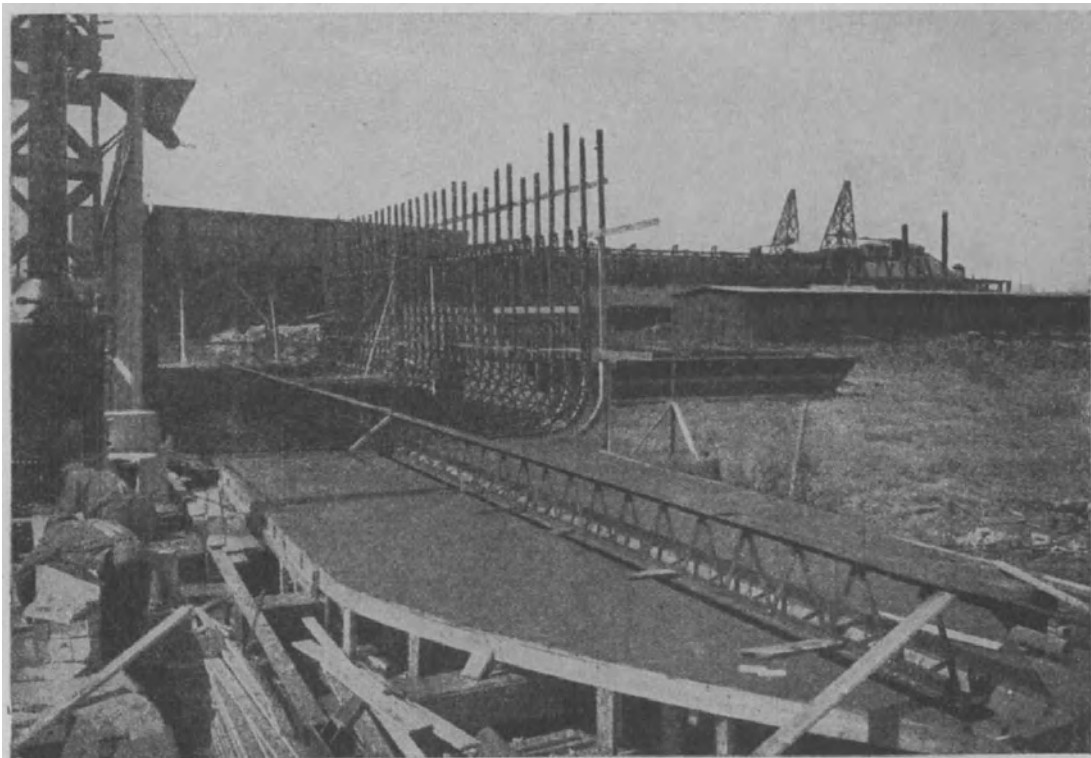


Abb. 24.

schalung zu erleichtern, so kann dieser geringfügige Vorteil keineswegs die für die Eisenbauteile aufzuwendenden höheren Kosten ausgleichen. Ein großer Nachteil ist darin zu sehen, daß die Wirkung dieser Art von Bewehrung geringer ist als die bewährte Rundeisenarmierung. Die Schwierigkeit besteht darin, die beiden Materialien, Beton und Eisen, zum gemeinsamen statischen Zusammenarbeiten zu bringen und Rißbildung auszuschließen. Die Gewähr hierfür vermag nur eine Armierung zu bieten, die den Beton in möglichst enger Teilung durchzieht und an allen Stellen den zu erwartenden Spannungen gerecht wird. Die Abbildungen 23 und 24 stellen ein Komposit-

schiff von 38,1 m Länge, 6,7 m Breite und 4 m Rauntiefe im Bau dar; es soll mit Einschraubenantrieb 8 Knoten Geschwindigkeit erreichen. Ein Vergleich mit den Abbildungen 17 und 18 läßt die bessere Verteilung des Eisens der Rundeisenarmierung gegenüber der kompakten Anordnung bei Eisenkonstruktionsgliedern erkennen.

Es mag hier darauf hingewiesen werden, daß die amerikanische Eisenbeton-Industrie in Überschätzung der rein praktischen Seite des Eisenbetonbaus und unter Vernachlässigung seiner wissenschaftlichen Durchdringung manche Irrwege beschritten hat. So ist dort die Wirkung der Schubspannungen lange verkannt worden; man suchte ihnen durch die in der Abbildung dargestellte knotige Auswalzung der Trageisen zu begegnen, eine Maßnahme, die nur den Gleitwiderstand der Eisen beeinflußt, nicht aber die im Beton wirkenden Schubspannungen erfassen kann. Bei amerikanischen Hafen- und Seebauten sind völlig ungeeignete Zement- und Betonarten verwendet worden, die baldige umfangreiche Zerstörungen zur Folge hatten. Der Zusammenbruch von Talsperren und Stauanlagen hat den Verlust von Gut und Leben in überreichem Maße nach sich gezogen. Fehlschläge im amerikanischen Eisenbetonschiffbau sind zwar bis jetzt nicht bekannt geworden; doch wird unsere heimische Eisenbeton-Industrie den Weg zum großen seegehenden Betonfrachtschiff auf Grund ihres eigenen praktischen und wissenschaftlichen Erfahrungsmaterials zurücklegen und in stufenweiser Entwicklung die Bauart anwenden, welche den Erfolg sicherstellt.

Die soeben besprochenen sieben Teile des Bewehrungssystems eines Schiffes, nämlich:

1. die Bewehrung zur Aufnahme des Haupt-Längsbiegemomentes,
2. die Bewehrung zur Aufnahme der Schub- und Scherspannungen der Bordwände,
3. die Bewehrung der Deck- und Bodenfelder,
4. die Bewehrung zur Sicherung der Querfestigkeit des Rumpfes,
5. die Bewehrung durch Bügel,
6. die Bewehrung der Schotten,
7. das Einflechten der Steven, Klüsen, Poller und sonstiger Ausrüstungsteile, sowie örtliche Verstärkungen für Takelage, Maschinen, Kessel usw.

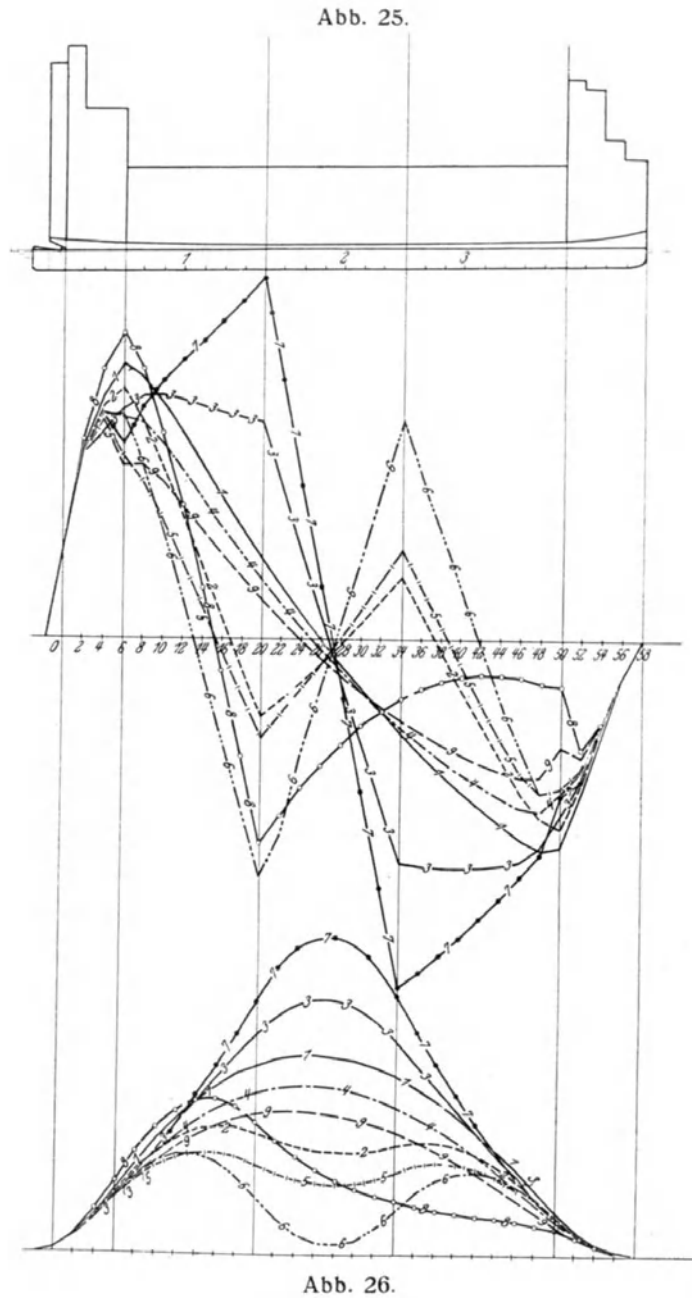
sind teils durch das Spiel der Kräfte in dem ganzen Bauwerk teils durch die auf die einzelnen Teile entfallenden Belastungen bedingt. Die Voraussetzungen hierfür sind für ein Betonschiff genau die gleichen wie für ein Eisen- oder

Holzschiff. Da jedoch auch in bezug auf diese beiden Kategorien genau präzierte Angaben nicht gemacht werden können, so wählte der Germanische Lloyd den Umweg über das von ihm bevorschriftete Eisenschiff, um die Materialstärken für ein Betonschiff gleicher Form und Größe zu ermitteln. Unter Zugrundelegung einer Normalspannung von 1000 kg/qcm für das Eisenschiff soll das Eisenbetonschiff in allen seinen Teilen befähigt sein, die gleichen Momente und Scherkräfte aufzunehmen wie ein Eisenschiff. Durch diese allgemeine Bestimmung ist zunächst eine Basis geschaffen, auf Grund deren der Germanische Lloyd ein Zeugnis über das unter seiner Aufsicht zu erbauende Schiff abgeben kann. Sie bedingt für jeden Entwurf ein erhebliches Mehr an rechnerischer Arbeit und hat den Nachteil, daß den Vorteilen der Eisenbetonkonstruktion, wie Fortfall der Abrostung, Fortfall der Vernietung, Starrheit der Rahmen, bessere statische Voraussetzung für Dimensionierung der Beplattung usw. nicht Rechnung getragen werden kann. Die Folge hiervon ist, daß Eisenbetonschiffe eine höhere Festigkeit erhalten als Eisenschiffe.

Die unmittelbare Berechnung der Materialstärken auf der Grundlage bestimmter Belastungsvoraussetzungen ist daher von dem dänischen Ausschuß für Betonschiffe angenommen worden und in gleichem Sinne bearbeitet, so viel bis jetzt bekannt, Lloyds Register of Shipping, British Corporation und Bureau Veritas ihre Bauregeln. Einen Mittelweg hat das Norske Veritas gewählt, indem es die Momente und Querkräfte nach klassifizierten Eisenschiffen ermittelt und für Eisenbetonschiffe in dem Sinne abgeändert hat, daß ihre Benachteiligung in bezug auf überschüssige Festigkeit gegenüber eisernen Schiffen ausgeglichen ist.

Im Flußschiffbau liegen die Verhältnisse noch unklarer. Die Klassifikationsvorschriften des Germanischen Lloyd für eiserne Flußschiffe fordern solch starke Materialdicken, daß nur ein Teil der Schiffe nach ihnen gebaut wird. Während bei Seeschiffen die Haupt-Biegebeanspruchungen durch den Seegang hervorgerufen werden, ist es im Flußschiffbau vor allem die ungleichmäßige Ladung, welche die Anstrengung des Materials bedingt. Zwar ist der Eigner nach den Versicherungsbedingungen gehalten, beim Löschen und Laden die nötige Vorsicht walten zu lassen, jedoch bestehen keine genauen Vorschriften darüber, in welcher Weise die Be- und Entladung vorzunehmen ist. Es muß also beim Entwurf mit einer unvorsichtigen Behandlung des Schiffes gerechnet werden, und hiernach ist das aufzunehmende Längsbiegemoment zu bestimmen. Einen guten Ein-

blick in die Abhängigkeit des Biegemomentes und der Querkräfte von der Art der Beladung geben die Abbildungen 25 und 26. In Abb. 25 sind die Querkräfte, in Abb. 26 die Biegemomente für die in der Tabelle angegebenen Be-

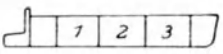
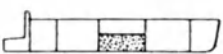
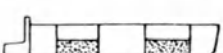
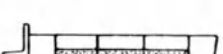







lastungsfälle angegeben. Ein Vergleich der Belastungsfälle 4 und 9, bei denen die Ladung gleichmäßig in dem Raum verteilt ist, mit den übrigen beweist, daß die Verteilung der Last für die Beanspruchung wesentlich erheblicher ist als die absolute Größe der Last selbst. Wird an Stelle des maximalen

Biegemomentes ein solches mittlerer Größe zugrunde gelegt, so kann dies nur unter folgenden Voraussetzungen geschehen: entweder sind Bestimmungen über die Art der Beladung und des Löschens der Schiffe zu treffen, damit eine übermäßige Anstrengung nicht vorkommen kann, oder aber eine gelegentliche Überlastung muß im Bereich der Sicherheitsgrenze der Konstruktion aufgenommen werden. Klassifikationsvorschriften auf diesen Erwägungen aufgebaut, werden auch im Flußschiffbau Härten zu ungunsten der neuen Bauweise vermeidbar machen.

Tabelle Nr. 6.

Querkräfte und Längsbiegemomente für ein Flußschiff bei verschiedenartiger Belastung.
Schiffslänge 58,0 m; Schiffseigengewicht 360 t; größte Zuladung 540 t.

Nr.	Belastungsfall	Belastungsschema	Verdrängung t	Größte Querkraft	Größtes Moment
1	Eigengewicht des leeren Schiffes = E		0	1	1
2	E plus $\frac{1}{2}$ Ladung in Raum 2		90	0,91	0,66
3	E plus $\frac{1}{2}$ Ladung in den Räumen 1 und 3		180	0,89	1,29
4	E plus $\frac{1}{2}$ Ladung gleichmäßig in den Räumen 1, 2 und 3 verteilt		270	0,82	0,85
5	E plus volle Ladung in Raum 2 und $\frac{1}{2}$ Ladung in den Räumen 1 u. 3		360	0,80	0,52
6	E plus volle Ladung in Raum 2		180	0,87	0,51
7	E plus volle Ladung in den Räumen 1 und 3		360	1,31	1,60
8	E plus volle Ladung in den Räumen 2 und 3		360	1,11	0,79
9	E plus volle Ladung		540	0,82	0,72

6. Abmessungen der Eisenbetonschiffe.

Die geringe Zugfestigkeit des Betons und die hiermit im Zusammenhang stehende niedrige Beanspruchung der Trageisen sind die Veranlassung, zur Erzielung eines leichten Schiffskörpers den Ausgleich in der geeigneten Auswahl der Hauptabmessungen des Rumpfes zu suchen. Auch im Landbau ist es als Nachteil der Eisenbetonbauweise bekannt, daß sie bei gleichem Biege-

moment eine größere Konstruktionshöhe als Eisen erfordert. Mit dieser Eigenart hat man sich indes abgefunden; sie ist der schnellen Einführung des Eisenbetons nicht weiter hinderlich gewesen. Im Schiffbau ist eine übermäßige Bauhöhe mit dem Nachteil schlechter Raumausnutzung und geringer Stabilität verbunden. Es sei daher überschlägig untersucht, in welcher Weise die Beanspruchung der Verbände durch die Hauptabmessungen beeinflusst wird. Es ist gesetzt:

$$1. \text{ Biegemoment } M_b = \frac{D \cdot L}{k_1}.$$

$$2. \text{ Widerstandsmoment des Querschnitts } W = \frac{B \cdot H^2}{k_2}.$$

$$3. \text{ Es ist ferner: } D = L \cdot B \cdot H \cdot k_3$$

somit
$$\sigma = \frac{k_2 \cdot k_3}{k_1} \cdot \frac{L^2 \cdot B \cdot H}{B \cdot H^2} = k \cdot \frac{L^2}{H}.$$

Soll also bei Schiffen mit angenähert gleichen Kennwerten k_1 , k_2 und k_3 die Biegespannung σ in engen Grenzen gehalten werden, so ist in erster Linie die Schiffslänge zu verringern unter Beibehaltung des zulässigen Höchstwertes der Seitenhöhe. Dies bedingt aber gedrungene Schiffsformen. Es folgt weiter hieraus, daß auch die mit Eisenbetonschiffen erreichbare von der Länge abhängige Fahrtgeschwindigkeit nicht über ein gewisses Maß gesteigert werden kann und mithin von den Schiffen mit Eigenantrieb das langsame, gedrungene Frachtschiff der für die Eisenbetonbauweise aussichtsvolle Schiffstyp ist. Gedrungene Schiffskörper lassen sich ohne Risiko bis zu den größten Abmessungen ausführen, weit eher als Flußschiffe, die bei großer Länge und geringer Seitenhöhe recht schwere Bedingungen stellen. Wenn trotzdem besonders in Deutschland gerade Flußschiffe als Versuchsobjekte gewählt und gebaut wurden, also die Aufgabe von der schwierigsten Seite zuerst angefaßt wurde, so lag dies lediglich daran, daß zur damaligen Zeit geeignetere Objekte nicht hereinzubekommen waren.

Das höhere Schiffseigengewicht der Eisenbetonschiffe bedingt gegenüber den Eisenschiffen eine Vergrößerung der linearen Hauptabmessungen und der hiervon abhängigen Einzelgewichte. Die Aufgabe wird oft so gestellt sein, zu einem vorliegenden Eisenschiff unter Beibehaltung gleicher nutzbarer Zuladung das Wechselbild in Eisenbeton zu entwerfen, um an Hand der beiden Entwürfe den wirtschaftlich vorteilhafteren auswählen zu können. Zur schnellen angenäherten Bestimmung der Hauptabmessungen eines Eisenbetonentwurfes und zu einigen allgemeinen Überlegungen bietet Normands Methode der Ähnlichkeit Vorteile. In folgender Tabelle ist die Ge-

wichtigsgleichung eines Schiffes zur Berechnung des Vergrößerungsfaktors M aufgestellt: Wird der Gewichtszuwachs ΔG einer der Positionen 1—8 mit dem Faktor M multipliziert, so erhält man den Gesamtzuwachs des Displacements und kann die Abmessungen des neuen Entwurfes bestimmen. Der Faktor M ist mathematisch abgeleitet und läßt sich für jedes Schiff von vornherein berechnen. Es besteht die Beziehung:

$$M = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \sum \frac{x \cdot G}{D}} = \frac{1}{1 - [p_1 + p_2 + p_7 + \frac{2}{3} (p_3 + p_4 + p_5 + p_6)]}$$

Tabelle Nr. 7.

Pos.		Absolutes Gewicht G	$p = \frac{G}{D} =$ prozentuales Gewicht	$x^1)$	$\frac{x \cdot G}{D}$
1.	Schiffskörper	G_1	p_1	3	$3 p_1$
2.	Ausrüstung	G_2	p_2	3	$3 p_2$
3.	Maschinenanlage . . .	G_3	p_3	2	$2 p_3$
4.	Kohlen, Treiböl . . .	G_4	p_4	2	$2 p_4$
5.	Kesselspeisewasser	G_5	p_5	2	$2 p_5$
6.	Takelage	G_6	p_6	2	$2 p_6$
7.	Fester Ballast	G_7	p_7	3	$3 p_7$
8.	Ladung	G_8	p_8	0	—
		$\Sigma = D$	$\Sigma = 1$		

ver-
änderlich

konstant

Bleiben alle anfänglichen Konstruktionsbedingungen unverändert und vergrößert sich nur das Gewicht des Schiffskörpers um ΔG_1 , so ist der Zuwachs des Displacements $\Delta D = M \cdot \Delta G_1$.

Ist das Verhältnis der linearen Abmessungen des alten zu denen des neuen Schiffes λ , so besteht die Beziehung: $D + \Delta D = D \cdot \lambda^3$, woraus folgt:

$$\lambda = \left(1 + \frac{\Delta D}{D}\right)^{1/3} = 1 + \frac{1}{3} \frac{\Delta D}{D}$$

Obigen Wert für ΔD eingesetzt, ergibt:

$$\lambda = 1 + \frac{M \cdot \Delta G_1}{3 D}$$

aus welcher Beziehung sich ohne weiteres die neuen Abmessungen des vergrößerten Schiffes berechnen lassen.

¹⁾ x = Potenz der Abhängigkeit des Einzelgewichtes von den linearen Abmessungen des Schiffes.

Um den Einfluß des größeren Schiffseigengewichtes vom absoluten Standpunkt zu übersehn, sei als Beispiel ein kleiner Frachtdampfer durchgerechnet:

Tabelle Nr. 8.

	Eisenschiff		Betonschiff	
	G	p	ΔG	$G' = G + \Delta G$
Schiffskörper	320 t	0,257	128	448
Ausrüstung	40 „	0,032		
Maschinenanlage	82 „	0,066	30	112
Kohlen	70 „	0,056		
Kesselspeisewasser	30 „	0,024	11	41
Ladung	700 „	0,565	0	700
D = 1 242; $\epsilon = 1,000$			210; D' = 1 452	

$$M = \frac{1}{1 - 0,289 - \frac{2}{3} \cdot 0,146} = 1,63.$$

Der Schiffskörper des Betonschiffs sei um 40 % = 128 t schwerer als der des Eisenschiffes; der Displacementzuwachs wird alsdann $\Delta D = 1,63 \times 128 = 210$ t und der Ähnlichkeitsfaktor λ :

$$\lambda = 1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{210}{1242} = 1,056,$$

d. h. vergrößert sich im vorliegenden Fall das Schiffseigengewicht um 40 %, so wächst das Displacement bei gleicher Tragfähigkeit, Geschwindigkeit und Fahrtstrecke um 16,8 %, und die linearen Abmessungen des Schiffskörpers nehmen um 5,6 % zu.

Da alle diejenigen Schiffstypen mit wirtschaftlichem Erfolg in Eisenbetonkonstruktion ausgeführt werden können, bei denen der Faktor M möglichst niedrig ist, so müssen wir bei seiner kritischen Betrachtung etwas verweilen.

M wird um so kleiner, je weniger die veränderlichen Einzelgewichte gegenüber der konstanten Nutzlast überwiegen. Dies kann auf zweierlei Weise geschehen:

1. Es kann ein Teil der veränderlichen Einzelgewichte nicht vorhanden sein. Hier kämen vor allem in Betracht die Positionen G_3 , G_4 , G_5 , G_6 und G_7 , d. h. es sind die Schiffe ohne eigenen Antrieb im Vorteil gegen-

über denen mit Antrieb, die Leichter also gegenüber den Dampf-, Motor- und Segelschiffen.

2. Die Summe der veränderlichen Einzelgewichte kann möglichst niedrig gehalten werden. Dies ließe sich erreichen dadurch, daß eine kleine Maschinenanlage eingebaut würde, oder daß man dem Segelantrieb den Vorzug gäbe gegenüber einem Antrieb mit Dampfmaschine oder Motor. Die langsamen Schiffe sind also den schnelleren gegenüber wirtschaftlich im Vorteil.

Aus den soeben angeführten Gründen wird die Eisenbetonbauweise nicht für vollwertige Kriegsschiffe in Anwendung kommen. Für ein Linienschiff berechnet sich M zu 2,9—3,0, für ein Torpedoboot zu etwa 4,0, so daß sich bei derartigen Schiffen infolge der größeren Zahl variabler Elemente und des Zurücktretens einer nutzbaren Last (Bewaffnung) eine Vergrößerung des Schiffseigengewichts viel empfindlicher bemerkbar macht als bei Handelsschiffen. Der soeben nach dem Ähnlichkeitsprinzip eingenommene absolute Standpunkt hinsichtlich der Vergrößerung der Schiffsabmessungen als Folge des größeren Schiffseigengewichts wird durch Änderung der Voraussetzungen eingeschränkt. Sobald beispielsweise dem Betonschiff eine andere Form, etwa eine solche mit größerer Völligkeit, gegeben wird, tritt das Anwachsen der Abmessungen in beschränkterem Maße hervor. Ferner braucht, wie wir später sehen werden, eine Vergrößerung der Maschinenanlage und im Zusammenhang hiermit ein Mehrgewicht an Kohlen und Kessel Speisewasser bei den meisten der für die Ausführung in Eisenbeton in Frage kommenden Schiffstypen nicht in Betracht gezogen zu werden, so daß es in vielen Fällen bei dem alleinigen Mehrgewicht des Schiffskörpers sein Bewenden hat.

Die Schiffsbreite wird im Betonschiffbau durch die tiefere Lage des Schwerpunktes des leeren Schiffskörpers und durch die angestrebte größere Bauhöhe beeinflußt und ist unter dem Gesichtspunkt zu bestimmen, daß nach Möglichkeit das Betonschiff die gleichen Seeigenschaften besitzt wie ein gleichgroßes Eisenschiff. Die tiefere Lage des Systemschwerpunktes erklärt sich daraus, daß die Längs- und Querträger des Bodens erheblich massiger und schwerer sind als im Eisenschiffbau, und daß man bis jetzt darauf verzichtet hat, die Bodenträger mit Erleichterungen zu versehen. Nach oben nimmt die Dicke der Außenhaut ab und auch die Armierung und Dicke der Decks ist geringer als im Boden, so daß eine tiefere Lagerung des Schwerpunktes die Folge ist.

Inwieweit die größere Seitenhöhe diesen Umstand wett macht, bleibt Sache der Berechnung des gerade vorliegenden Falles. Im Bau von Leichtern und Dampfern kann stets ein Ausgleich getroffen werden. Anders liegen die Verhältnisse bei Segelschiffen. Das größere Displacement ermöglicht, da die metazentrische Höhe nicht beliebig verringert werden kann, ein größeres Segelmoment, folglich ein größeres Segelareal. Dieser Umstand dürfte für den Bau von Segelschiffen in Eisenbeton sprechen, da in der Segelschiffahrt wegen der Ballastverhältnisse mit dem Eigengewicht des Schiffes nicht so scharf gerechnet zu werden pflegt, wie in der Dampfschiffahrt, und ein etwas größeres Segelareal eine bessere Ausnutzung des Schiffes verbürgt.

7. Formgebung der Eisenbetonschiffe.

Erwägungen praktischer Art, sowie den neuen Verhältnissen Rechnung tragende theoretische Gesichtspunkte bedingen die Formgebung der Betonschiffe. In der ersten Zeit der Entwicklung, als der Betonfachmann sich noch wenig um den Schiffbauer kümmerte, und der Verwendungszweck des Schiffes als Ponton oder Leichter keine großen Anforderungen an dessen schiffbautechnische Vollkommenheit stellte, mochte eine primitive Linienführung keine wesentlichen Nachteile — zum mindesten keinen vollkommenen Fehlschlag — bedingen. Anders in der jetzt angebrochenen Periode des seegehenden Betonfrachtschiffes und des konkurrenzfähigen Flußleichters. In der Tat kann die Rückkehr zu guten Schiffformen, wenngleich abgeändert mit Rücksicht auf Baumaterial und Arbeitsvorgang, bei dem Herangehen an größere Aufgaben beobachtet werden.

Der erste praktische Gesichtspunkt, der die Formgebung eines Betonschiffes beeinflußt, ist der, bei gegebenen Hauptabmessungen ein möglichst großes Displacement zu verwirklichen, um den Gewichtsüberschuß des Schiffskörpers schon durch diesen Auftriebsgewinn teilweise auszugleichen. Man ist also genötigt, für die Völligkeit δ die jetzt üblichen Höchstwerte zu wählen und wird diese nach Prüfung der Sachlage gelegentlich überschreiten. Da der Formwiderstand möglichst ungeändert bleiben soll, so läßt sich ein größeres δ nur durch Ausdehnung und Ausbildung des Mittelschiffs erreichen. In vielen Fällen kann sowohl die Völligkeit β des Hauptspantes als auch die Länge des parallelen Mittelschiffs vergrößert werden. Da es sich meist um langsame Schiffe handelt, bei denen der Wert $\frac{V \cdot kn}{\sqrt{D}} = 2,3$ im dauernden Betrieb nicht überschritten wird, so kann die hierdurch bedingte völlige Form unbe-

denklich hingenommen werden, denn der Formwiderstand ist in diesem Falle, selbst wenn er eine geringe Vergrößerung erfährt, gegenüber dem für den Gesamtwiderstand ausschlaggebenden Reibungswiderstand, von nebensächlicher Bedeutung. Man wird dieser Erwägung entgegenhalten, daß sie in gleicher Weise für Eisen- oder Holzschiffe Geltung habe und, falls sie beim Betonschiff Vorteil verspreche, ohne weiteres auch bei jenen angewendet werden könne. Hierauf ist zu erwidern, daß die wissenschaftlichen Grundlagen für die richtige Formgebung der Handelsschiffe noch nicht so gründlich entwickelt sind, daß für jeden vorliegenden Fall der zweckmäßigste Typ von vornherein festgelegt werden könnte. Wenn der Bau von Betonschiffen dazu anregt, die Kenntnis in der Formgebung zu vertiefen, so wird ihnen in erster Linie die nützliche Anwendung derselben zugute kommen, und sie wird zusammen mit den übrigen anerkannten Vorzügen des Betonschiffbaues dazu beitragen, etwa noch obwaltende Bedenken zu beheben. Es erwächst also der Betonschiffbauindustrie, wenn sie sich gegenüber dem Eisenschiffbau behaupten will, die Aufgabe, diejenigen Abmessungen und die Schiffsform aufzufinden, bei denen das Betonschiff dem gleichartigen Eisenschiff wirtschaftlich gewachsen ist. Hierbei ist die Zuhilfenahme von Schleppversuchen förderlich. Ein Eisenbetonflußkahn von etwa 650 t Tragfähigkeit war dem Eisenkahn in bezug auf die Tragfähigkeit um 150 t unterlegen; in gleicher Weise war infolge der größeren Abmessungen der Betonkahn auch in bezug auf die Widerstandsverhältnisse unterlegen. Die Auswertung der Schleppversuche ergab, daß der Eisenbetonkahn auf eine höhere Tragfähigkeit gebracht, bei entsprechender Wahl der Hauptabmessungen dem Eisenkahn von derselben Tragfähigkeit ebenbürtig sein würde.

Noch leichter als in diesem Falle läßt sich Gleichheit wirtschaftlicher Ausnutzung erzielen, wenn es sich um Schiffe handelt, die von Haus aus feine Linien und einen geringen Völligkeitsgrad δ haben. Da der Formwiderstand nicht von δ , sondern von $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$, dem Zylinderkoeffizienten, abhängt, so läßt sich durch gleichzeitige Vergrößerung von δ und β , d. h. durch eine Vermehrung des Displacements unter Vergrößerung der Hauptspantfläche, ein Wert von φ ermitteln, der trotz größeren Displacements gleichen oder geringeren Formwiderstand ergibt. Oft genügt die Heranziehung der Taylor'schen Widerstandskurven, um den Vorteil eines derartigen Kompromisses festzustellen. Zu den Schiffen mit scharfer Linienführung gehören beispielsweise die Fischdampfer. Bei der Ausführung in Eisenbeton können sie, unbeschadet der Seefähigkeit und Geschwindigkeit, völliger und somit bei nur

unwesentlich vergrößerten Abmessungen konkurrenzfähig im Wettbewerb mit Eisenschiffen ausgeführt werden.

Die beiden angeführten Beispiele zeigen, daß die Auswahl konkurrenzfähiger Schiffstypen in Eisenbeton an ganz bestimmte Größenverhältnisse gebunden ist. Auch beim Bau von seegehenden Handelsschiffen ist es zur Sicherung eines wirtschaftlichen Erfolges notwendig, die geeigneten Typen sorgfältig auszuwählen. Jedoch erleichtert wesentlich das vorteilhafte Verhalten der benetzten Oberfläche eines Betonschiffes im Seewasser gegenüber derjenigen eines eisernen Schiffes diese Bestrebungen. Die Oberfläche des Betonschiffes bewächst bei weitem nicht in dem Maße wie die eiserne Außenhaut; auch behält sie, wenn sie von vornherein glatt und dicht hergestellt war, diese Glätte unverändert bei, während das Eisenschiff anrostet und in kurzen

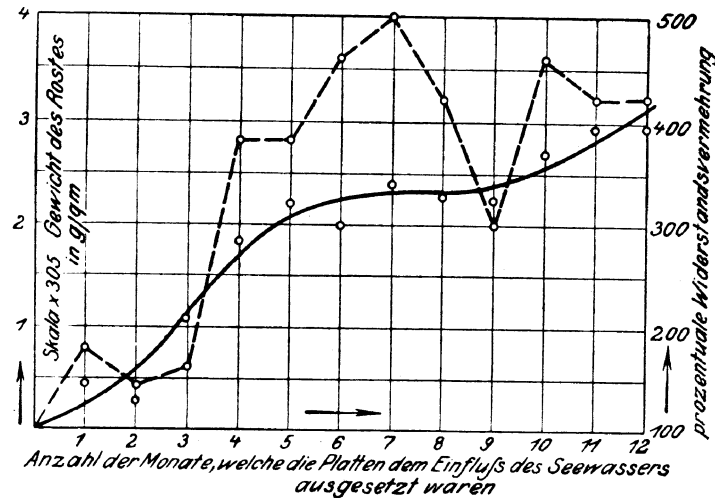


Abb. 27.

Zwischenräumen gestrichen werden muß. Durch Versuche von D. W. Taylor und W. Mc. Entee ist festgestellt, daß eine Eisenplatte, wenn sie dem Seewasser 6 Monate ausgesetzt war, um etwa 300 %, nach 12monatiger Berostung über 400 % an Reibungswiderstand zunimmt (Abb. 27). Hieraus ist zu ersehen, wie wenig maßgebend für die Wirtschaftlichkeit eines seegehenden Handelsschiffes die bei der Probefahrt — also bei glattem Unterwasserschiff — erzielte Geschwindigkeit und der hierbei gemessene Kohlenverbrauch sind. Beim Vergleich zwischen Eisen- und Betonschiffen erfordert die Gerechtigkeit, als Grundlage nicht die Messungen bei der Indienstellung, sondern diejenigen nach längerer, beispielsweise halbjährlicher Betriebszeit, zu wählen. Es wird sich alsdann ergeben, daß das völligere und in seinen Abmessungen

größere Betonschiff keine höhere Maschinenkraft, infolgedessen keinen höheren Brennstoffverbrauch, bedingt als das in bezug auf die anfänglichen Widerstandsverhältnisse vorteilhaftere Eisenschiff. Der Betondampfer „Faith“ benötigt für eine Geschwindigkeit von 10 Knoten eine indizierte Maschinenleistung von 1750 PS. Ein Eisenschiff von der nämlichen Tragfähigkeit (5000 t) würde für die gleiche Geschwindigkeit nur 1500 PS gebrauchen. Rechnet man nach halbjährigem Betrieb einen Reibungszuwachs von 150 %, was mit der Wirklichkeit unter Berücksichtigung des geringeren Bewachsens bei Fahrt gut übereinstimmen dürfte, so würde das Eisenschiff einen Knoten an Fahrt einbüßen. Hätte man der „Faith“ von vornherein eine Maschinenanlage von nur 1500 PS wie dem Eisenschiff gegeben, so würde das Schiff dauernd anstatt 10 nur $9\frac{1}{2}$ Knoten laufen, aber dem Eisenschiff bereits nach halbjährigem Betrieb um $\frac{1}{2}$ Knoten überlegen sein.

Die dauernde Glätte einer sorgfältig hergestellten Oberfläche ist so nach von direktem Einfluß auf die Bemessung der Betonschiffe, und es darf festgestellt werden, daß bis jetzt alle Autoren diesen Vorzug hervorheben. Er ist tatsächlich von hervorragender Bedeutung für die wirtschaftliche Eignung der Betonschiffe im Wettbewerb mit eisernen Schiffen, und es wäre nur zu wünschen, daß über diesen Punkt noch weiteres Material gesammelt würde. Versuche mit Eisen- und mit Betonplatten sind bei der Eisenbetonschiffbau A.-G. Hamburg in der Ausführung begriffen.

Um die Bordseiten gegen Scheuern und Zerkratzen zu schützen, war man seit Einführung des Betons als Schiffbaumaterial darauf bedacht, das Deck über die nach unten eingezogene Bordwand vorstehen zu lassen und die Schutzkante mit kräftigen Fendern und Reibhölzern zu versehen. Abb. 28 zeigt einen im Jahre 1913 entstandenen Prahm, der im Extrem nach diesem Gesichtspunkt ausgebildet ist. Das Mißtrauen gegenüber dem Verhalten des Eisenbetonschiffes bei Stoßverletzungen spiegelt sich in dieser Bauart wieder. Zwar hatten die Eisenbetonfachleute reichliche und dafür ermutigende Erfahrungen im Bau von Fundamenten, Brücken, bombensicheren Unterständen usw., jedoch wollte man auf dem neuen Gebiet des Schiffbaus mit seinen dünnen Wandungen besonders sicher gehen, so daß Schiffsformen entstanden, die von den herkömmlichen erheblich abwichen und nun ihrerseits dazu beitrugen, die Einführung des neuen Baumaterials zu erschweren. Die hier obwaltende Vorsicht war verständlich, sie darf aber durch inzwischen im Schiffsbetrieb gesammelte Erfahrungen, welche jene des Landbaus bestätigen, auf das richtige Maß zurückgestellt werden. Ich will es unterlassen, auf die

bekanntesten italienischen Rammversuche mit Betonpontons, auf die bekannt gewordenen kleinen und großen Havarien mit Leichtern und Schwimmkörpern aus Eisenbeton, ferner auf die Strandung des Eisenbeton-Motorschiffes „Namsenfjord“ im vergangenen Jahre nochmals einzugehen. In allen diesen Fällen hat sich der Eisenbeton als stoßfestes Baumaterial erwiesen, und wenn ein Betonschiff mit einem Eisenschiff kollidierte, hat meistens das letztere den schwereren Schaden gehabt.

Bei Havarien von Schiffen spielt die praktische Sachlage gegenüber den allgemeinen Vorbedingungen, die der Erörterung über den wahrscheinlichen Verlauf des Unfalls zugänglich sind, eine ausschlaggebende Rolle, und der in der Praxis stehende Schiffseigner wird sich weniger durch theoretische Erwägungen als durch den praktischen Beweis belehren lassen. Ich beschränke mich daher auf dieses: Erfolgt gegen eine Eisenbetonwand ein heftiger Stoß, so wird der Beton an der getroffenen Stelle gedrückt, die Eiseneinlage wird gezogen. Zerstörung tritt zunächst am Beton auf, da die Eiseneinlage gegen direkte Berührung mit dem stoßenden Körper geschützt ist. Da nun die Betonwand, ebenso die sie stützenden Spanten, Stringer und anschließenden Decks erheblich dicker und massiger sind als bei einem Eisenschiff die eiserne Außenhaut, so kann sich der Stoßdruck schneller auf einen weiteren Bereich erstrecken, als bei dem dünnwandigen Eisenschiff, und folglich wird bei dem ersteren der Stoß besser aufgefangen und weniger örtliche Zerstörung im Gefolge haben als bei dem letzteren. Dem Eisenbeton kommt hierbei zugute, daß die Knickfestigkeit seiner Konstruktionsglieder infolge des größeren Trägheitsmomentes des Querschnitts größer ist als bei einer Eisenkonstruktion, und daß die Einheitlichkeit des Betongusses keine schwachen und leicht zerstörbaren Stellen aufweist, wie sie dem Eisenschiff in seinen Nietverbindungen eigen sind.

Bei schweren Schiffshavarien treten an der betroffenen Stelle solche gewaltigen Stoßdrücke auf, daß keine Konstruktion, ob aus Eisen oder Beton, der lokalen Zerstörung gewachsen ist. Man wird billigerweise an das neue Baumaterial nicht schärfere Anforderungen stellen können, als sie dem Eisenschiff seither zugemutet worden sind, und folglich sind Formgebungen des Schiffskörpers, die in übertriebener Weise denselben gegen Stoßverletzungen schützen sollen, nicht erforderlich. Maßvoll angewendet, ohne die Schiffsbreite wesentlich zu vergrößern, wird die nach oben ausfallende Bordwand nützlich sein und dürfte nicht allzu viel Widerspruch bei dem Eigner finden (Abb. 29).

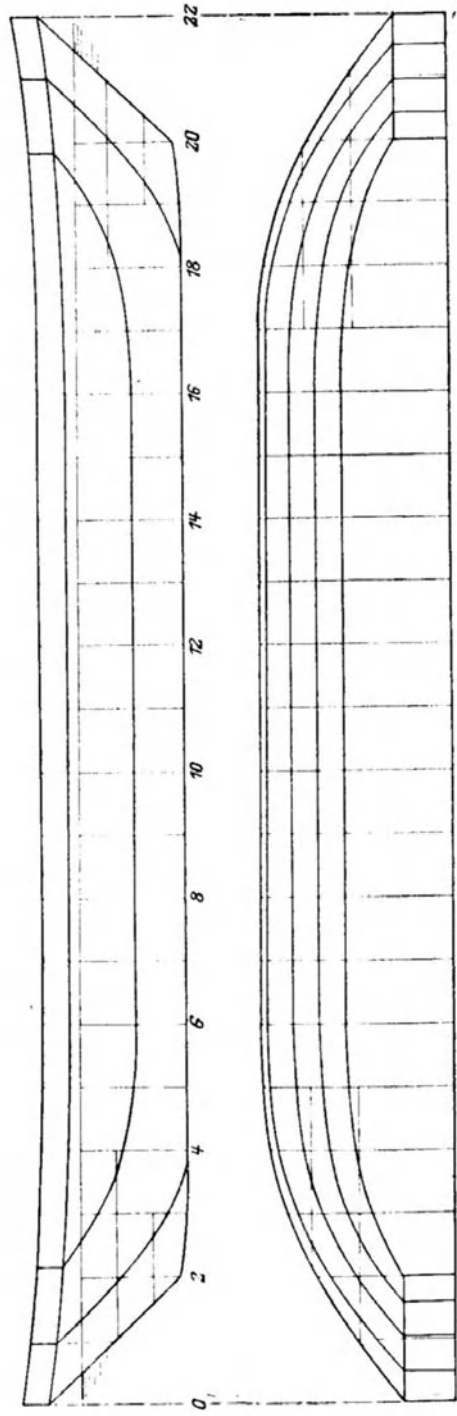


Abb. 28.

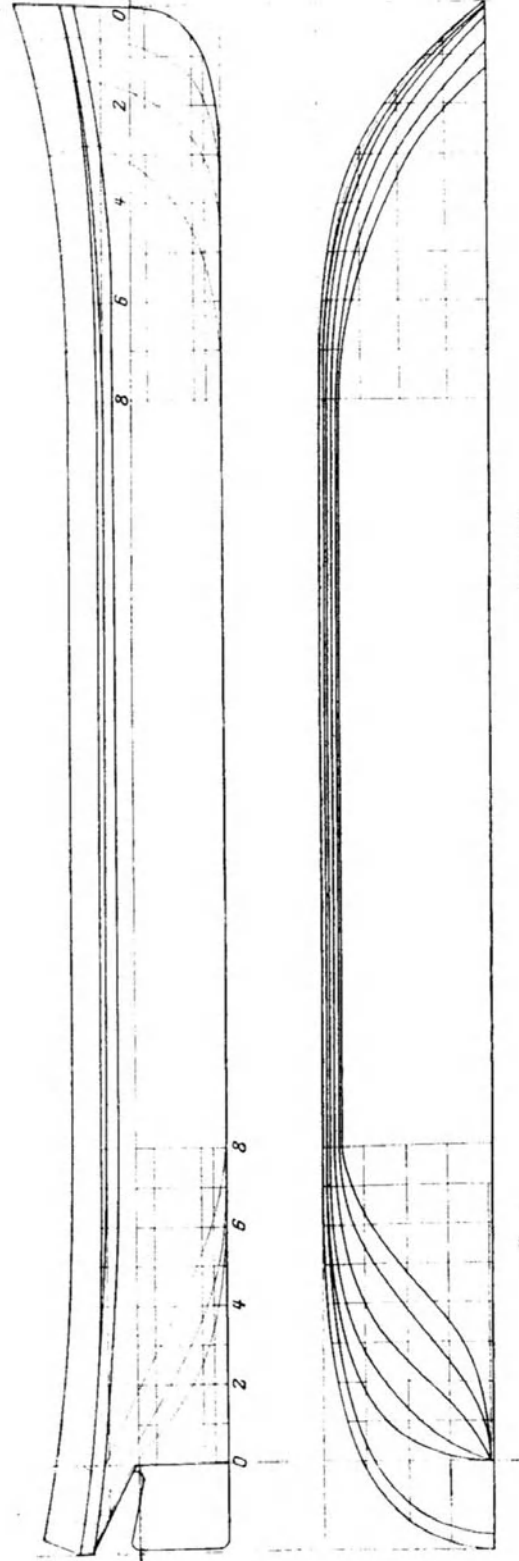
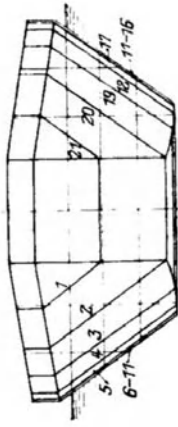
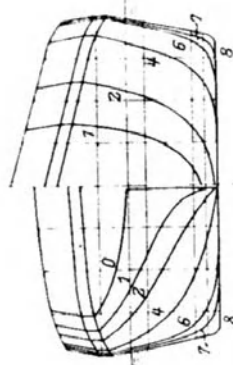


Abb. 29.



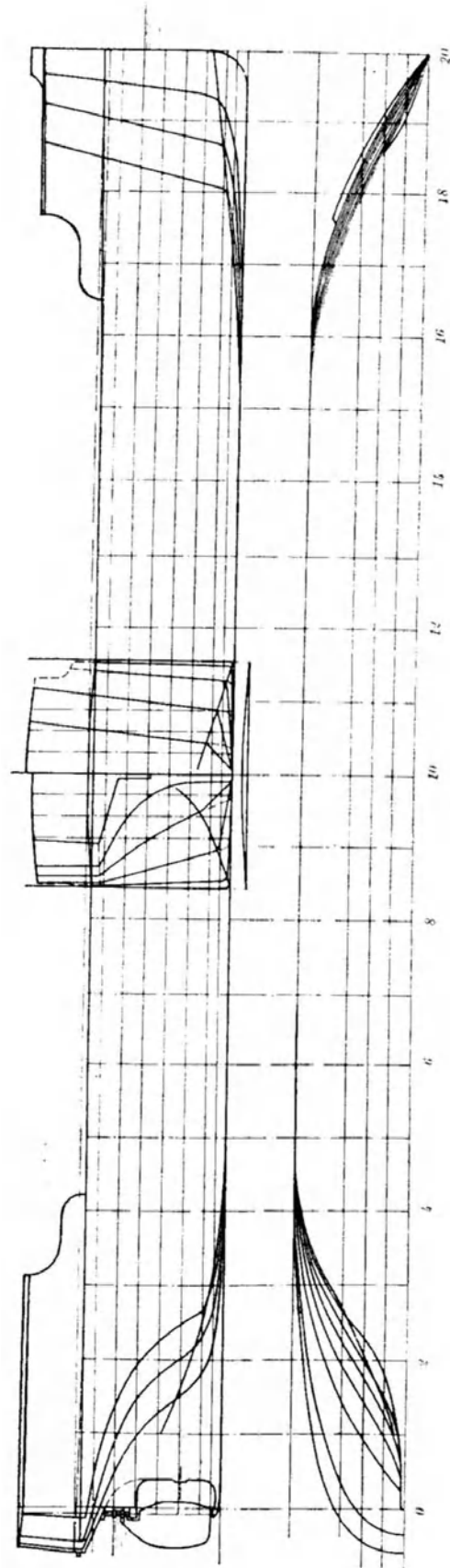


Abb. 30

Die Notwendigkeit, Eisenbetonschiffe, sobald sie verantwortliche Konstruktionen darstellen, zwischen doppelwandiger Verschalung gießen zu müssen, ist von Einfluß auf die Form der Schiffe, trotz der großen Bildsamkeit des Betons an sich. Wollte man die üblichen Schiffsförmungen zugrunde legen, so würde die Einschalung viel Zeit und Geld erfordern. Auch würde der Verschnitt an Schalungsbrettern sehr erheblich, ihre mehrfache Verwendung erschwert oder unmöglich sein. Es ist also auch aus diesen Gründen zweckmäßig, ein langes paralleles Mittelschiff der Form zugrunde zu legen und im Vor- und Hinterschiff möglichst gradlinige Spantformen zu verwenden.

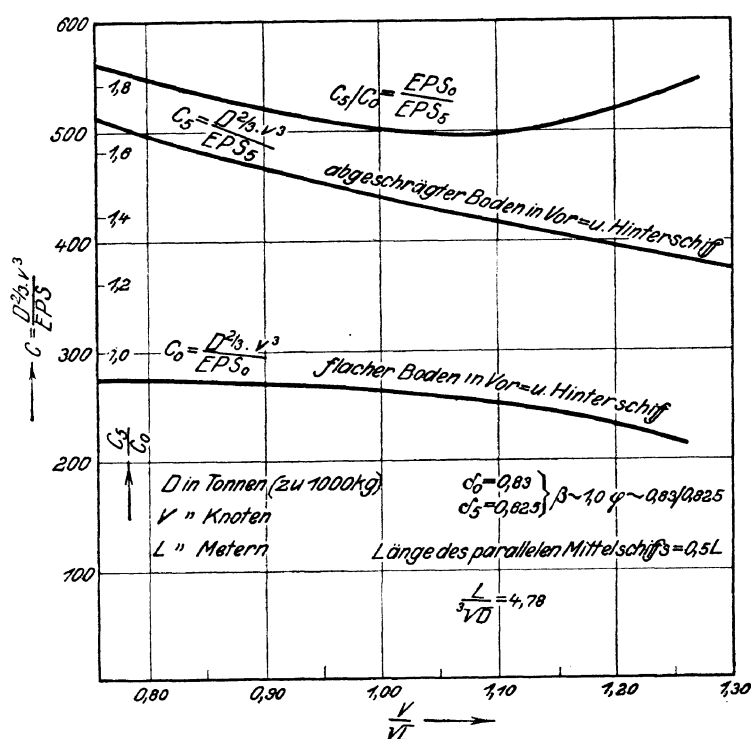


Abb. 31.

Der Linienschnitt (Abb. 30) eines englischen im Bau befindlichen Schiffes ist aus den Erwägungen entstanden, eine leicht herzustellende Schalung ohne Vergrößerung des Schiffswiderstandes zu erzielen. Die Besonderheit der Konstruktion besteht darin, daß bei einem parallelen Mittelschiff von 50% der Schiffslänge die Spanten fast vollkommen gradlinig gehalten sind mit geringfügiger Abrundung der Kimm und der Hinterschiffsspanten. Zur Verminderung des Formwiderstandes ist sowohl vorn als auch achtern der Boden in scharfer Aufkimmung an die senkrechten Spantlinien angeschlossen. Die Wasserlinien sind von normalem Verlauf.

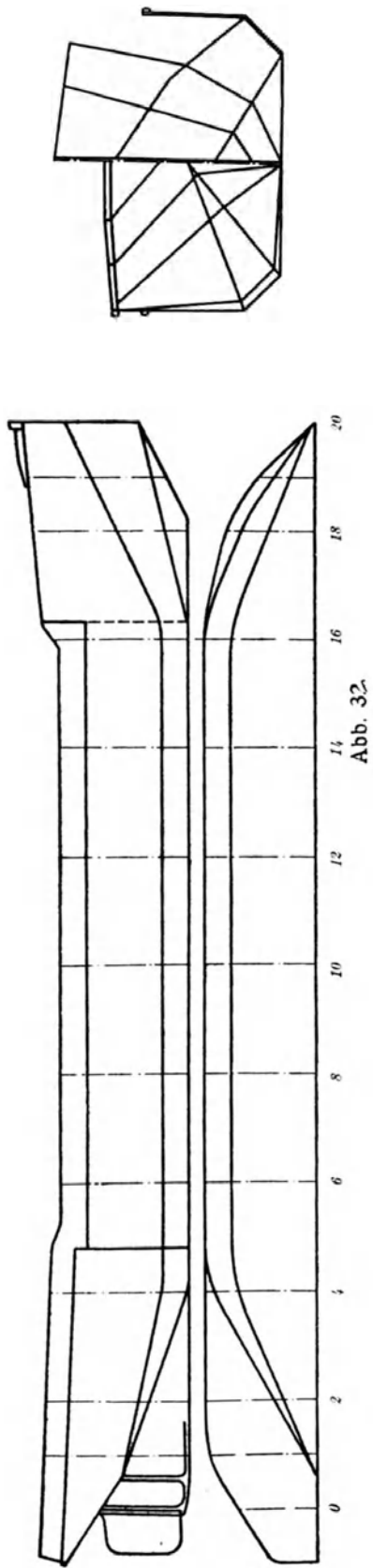
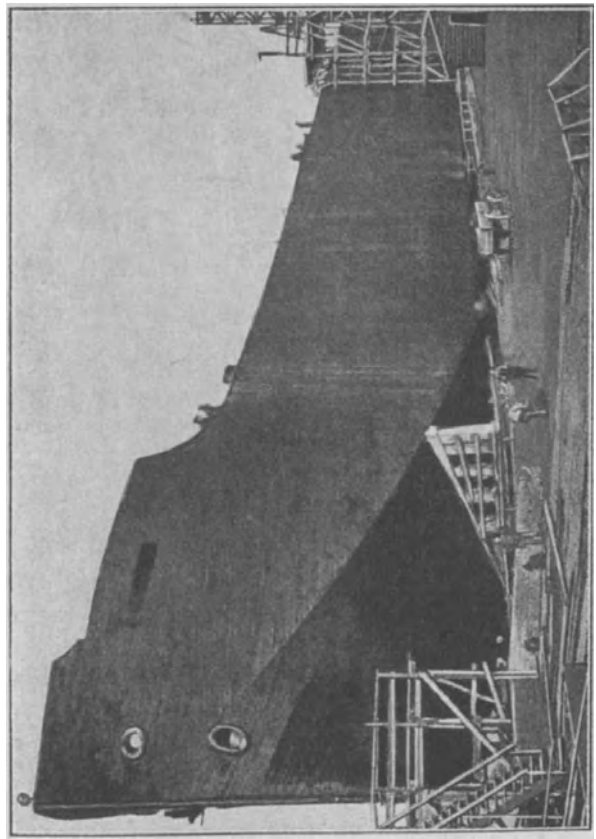
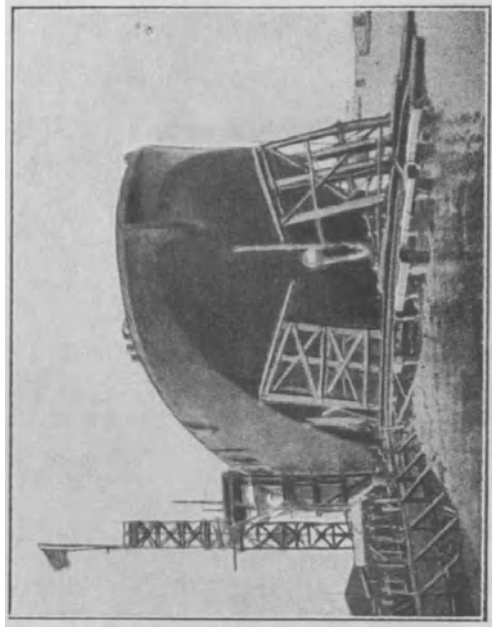


Abb. 32.



Schleppversuche im Versuchstank haben ergeben, daß durch das scharfe Hochziehen des Bodens im Vor- und Hinterschiff der Formwiderstand wesentlich verringert werden konnte. Es wird dies daràuf zurückgeführt, daß diejenigen Wasserfäden, welche im Vor- und Hinterschiff quer zur Fahrtrichtung fließen, infolge Schrägstellen des Bodens leichter um die Kimmecke passieren können. In Abb. 31 sind die Versuchsergebnisse dargestellt, und es ist hieraus zu entnehmen, daß das flachbodige Schiff mindestens 70 % mehr Widerstand hat als das abgeänderte Modell. Abb. 32 zeigt den Linienschnitt eines anderen englischen Betonschiffes mit übertriebener Vereinfachung der Form. Es handelt sich um ein Motorschiff für die Küstenfahrt von 38,1 m Länge zw. Perp., 7,62 m Breite und 3,58 gemalte Tiefe, angetrieben von einem Motor von 120 abgebremsten PS. Das parallele Mittelschiff umfaßt $\frac{2}{3}$ der ganzen Länge. Alle Umgrenzungen des Rumpfes, sogar der Deckssprung, sind gradlinig zusammengesetzt und nur durch kurze Abrundungen ineinander übergeführt. Wie der Konstrukteur des Schiffes angibt, ist diese Schiffsform mit Rücksicht darauf gewählt worden, weil bei ebenen Flächen die Bewehrungseisen genauer fixiert werden können als bei Flächen räumlicher Krümmung, eine Auffassung, die von anderen Fachleuten nicht geteilt wird. Obwohl die richtige Lage der Rundeisen Voraussetzung ihrer guten Wirkung ist, so dürfte die soeben besprochene Schiffsform dennoch als ein Extrem zu betrachten sein, das nur in stark gemilderter Form Nachahmung verdient.

Die Abbildungen 33 und 34 zeigen Vor- und Hinterschiff des großen amerikanischen Betonfrachtschiffes „Faith“. Das Schiff hat ein Displacement von 7900 t mit einem Ladevermögen von 5000 t deadweight. Es ist 102,4 m lang, 13,72 m breit und vom Oberdeck ab 9,44 m tief. Der Ladetiefgang beträgt 7,32 m. Das Schiff soll mit 1750 indizierten Pferdestärken eine Geschwindigkeit von 10 Knoten erreichen. Die Schiffsform ist von der üblichen stark abweichend. Die Kimm ist im Vorschiff eckig zum Vorsteven herangeführt, während im Hinterschiff der Boden bei gradliniger Spantform bis fast zur Höhe des Decks hinaufgezogen ist. Die Bordwände sind ebenso wie der Boden in den Spanten ganz gradlinig, und nur die Konstruktions-Wasserslinie hat einen angenähert normalen Verlauf. Die gewählte Schiffsform dürfte bei dem mäßigen Geschwindigkeitsgrad $\frac{V_{kn}}{\sqrt{D}} = 2,35$ gegenüber einer normalen Linienführung keinen wesentlichen Mehrwiderstand ergeben.

Schon bevor man an den Bau großer Betonschiffe dachte, hatte man

sich vielfach mit dem Gedanken einer Vereinfachung der Schiffslinien beschäftigt. Der leitende Gesichtspunkt war hierbei, die Seeschiffe für den

Abb. 35a.

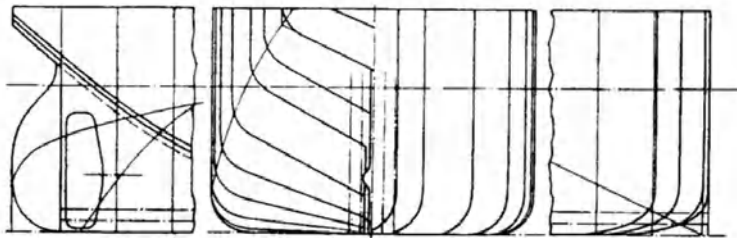
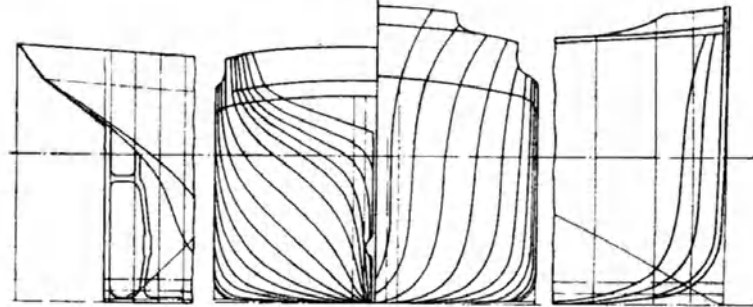


Abb. 35 b.

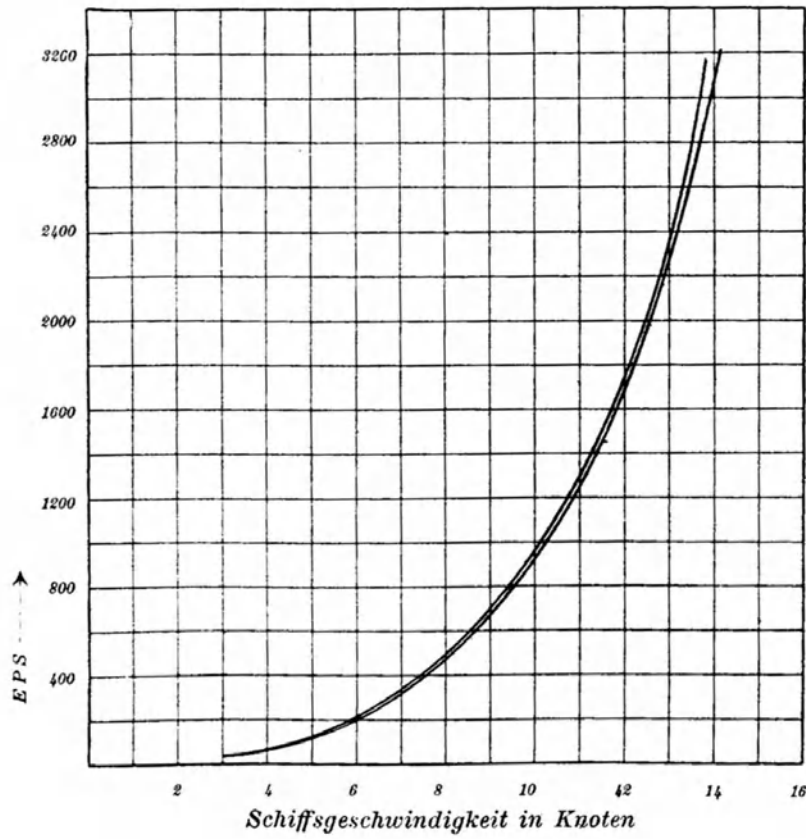


Abb. 36.

Serienbau geeigneter zu machen. Dies führte, ähnlich wie im Betonschiffbau, zum Ersatz der gewölbten Flächen durch Ebenen oder Flächen einfacher Krümmung sowie an den Übergangsstellen, wo Kurven unumgänglich sind, zur alleinigen Anwendung des Kreises und zur Vermeidung von Kurven doppelter Krümmung. Der Einfluß solcher Vereinfachungen auf den Schiffswiderstand ist von William McEntee (Int. Mar. Egg., Januar 1918) untersucht worden. Abb. 35 a zeigt den gewöhnlichen Linienschnitt eines Frachtdampfers von 122 m Länge, 13 137 t Displacement und $10\frac{1}{2}$ Knoten Fahrt im Vergleich mit der vereinfachten Form (Abb. 35 b). Abb. 36 gibt den Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit und der hierzu nötigen effektiven Maschinenleistung, und zwar gehört die untere, etwas günstigere Kurve zu

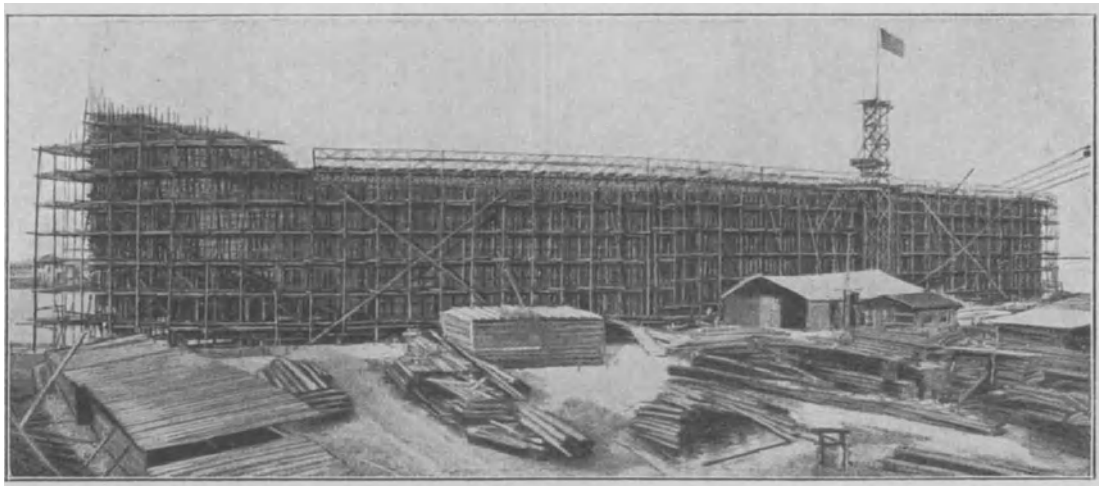


Abb. 37.

der normalen Schiffsförm. Bei $10\frac{1}{2}$ Knoten kommt diese mit einer um nicht ganz 2 % geringeren Leistung aus als das vereinfachte Schiff. Da es sich bei der vorliegenden normalen Schiffsförm um einen Typ handelt, der anerkannt gute Ergebnisse aufzuweisen hat, so dürfte der Unterschied von noch nicht 2 % bei Höchstgeschwindigkeit kaum zuungunsten der vereinfachten Form sprechen, da bei weniger schöner, aber normaler Liniensführung schon erheblichere Abweichungen möglich sind.

8. Bauausführung.

Die Eisenbetonindustrie ist als Baugewerbe genötigt, ihren Betrieb bei Landbauten am Ort der Baustelle einzurichten und nach beendigter Arbeit wieder fortzuverlegen. Bleibende Baueinrichtungen, wie sie im

Eisenschiffbau üblich sind, kannte man im Eisenbetonbau bislang nicht, es sei denn, daß die Fabrikation von Röhren, Ramppfählen, Masten und ähnliches hierher gerechnet würde. Die Aufnahme des Schiffbaus hat hierin Wandel geschaffen, indem die Betonfirmen daran gegangen sind, sich geeignete Stapelplätze für ihren Schiffbaubetrieb einzurichten. Die hierzu nötigen Vorrichtungen sind allerdings im Verhältnis zum Eisenschiffbau überraschend einfach (Abb. 37), da die vorbereitenden Arbeiten für den Einbau des Eisens entweder ganz entfallen oder nur einfacher Art sind. An die Stelle der Eisenbearbeitungswerkstätten tritt der Biegeplatz, wo das Längen und Biegen der Rundeisenstangen vorgenommen wird. Auf einfachen mit Pflöcken versehenen Tischen werden sie mit der Hand oder mit Hebelmaschinen auf die in den Armierungszeichnungen gewünschte Form gebracht. Bei dicken Stangen wird ein Schmiedefeuer zum Anwärmen der Biegestelle zu Hilfe genommen. Eine weitere Bearbeitung der Eisen kommt nicht in Frage.

An Gebäuden sind vorhanden: ein Werkbureau mit daran anschließendem Schnürboden, das Inventarien- und Werkzeuglager, schließlich einige Schuppen zur Lagerung des Zementes und der Eisenstangen. Etwas abseits — mit Rücksicht auf Feuersgefahr — liegt ein Holzstapelplatz für das Schalungs- und Rüstholz, und ebenso wie dieser mit Gleisanschluß versehen, findet sich hier der Lagerplatz für die Zuschlagstoffe, wo sie — falls nötig — gesiebt und aufbereitet werden.

Die Betriebseinrichtungen sind sehr einfach; im wesentlichen gehören hierzu eine oder mehrere Betonmischmaschinen, eine Steinzerkleinerungsmaschine, einige Holzbearbeitungsmaschinen, ein Materialenaufzug für jede Helling mit dem dazugehörigen Fahrgerüst zum Fördern und Heranschaffen des Betons von der Mischmaschine zur Arbeitsstelle. Dies geschieht unter Verwendung kleiner auf einem Doppelgleise laufender Kippwagen. Im Falle direkter Zuführung des Betons bedient man sich des hoch hinauf geführten Materialenaufzugs als Verteilungsturm. Auf diesem ist in erheblicher Höhe ein Trichter angebracht, von welchem aus vermittels eines Rinnensystems der flüssige Beton den Verwendungsstellen zugeführt wird. Zu nennen ist noch die Wasserleitungsanlage, die sowohl zum Anmachen des Betons als auch zur Feuchterhaltung des erhärtenden Betons notwendig ist. Das Wasser soll schlammfrei und nicht mit organischen Stoffen verunreinigt sein; es darf nur geringe Mengen von Kohlensäure und Schwefelverbindungen enthalten.

Die Hellinganlage mit den Ablaufeinrichtungen ist wohl stets für den Querablauf berechnet, weniger um dem Schiffskörper beim Zuwasserlassen große Biegeanstrengungen zu ersparen, als vielmehr um die durch die winkelige Aufstellung des Schiffskörpers bedingte Vereinfachung im Bau auszunutzen. Eine geneigte Lage des Schiffes, wie sie die Längshelling bedingt, würde die Aufstellung der Einschalung und auch das Gießen, besonders der wagerechten Decken und Böden, erschweren.

Die Zusammensetzung des Arbeiterstammes, der unter der Leitung eines Werkmeisters den Bau erstehen läßt, ist bei weitem nicht so vielseitig wie auf einer Eisenschiffswerft. Es sind folgende Kategorien beschäftigt:

1. Die Zementeuere, alte gelernte Zementfacharbeiter, die mit allen Arbeiten vertraut sind, und die in der Herstellung des letzten Putzes besondere Fertigkeit haben.
2. Die Betonarbeiter, welche das Mischen des Betons, den Transport und das Einbringen in die Schalung ausführen.
3. Die Einschaler, die besonders in den vorkommenden Holzarbeiten bewandert sind und das Gerüst und die Verschalung aufbauen; sie nehmen auch die Ausschalung des fertigen Baues vor.
4. Die Flechter, die das Biegen und Verlegen der Eiseneinlage zu besorgen haben.
5. Ungelernte Bauarbeiter zur Hilfeleistung, die sich allmählich in die vorgenannten Stufen einarbeiten.

Es liegt auf der Hand, daß sich die letzte Kategorie im Betonschiffbau in größerem Umfang verwenden läßt als im Eisen- oder Holzschiffbau. Hierzu kämen noch einige Schiffbaufacharbeiter, die schon zum Zweck der Anweisung in rein schiffbaulichen Dingen nicht zu entbehren sind.

Bei der Herstellung des Schiffskörpers lassen sich drei Methoden unterscheiden: bei der ersten wird überhaupt keine Schalung verwendet, die zweite begnügt sich mit der inneren Schalung und die dritte Bauart entspricht vollkommen der für ortsfeste Bauten üblichen Methode unter Verwendung doppelter Schalung.

Die schalungslose Bauweise bedarf zunächst eines aus Rundeisen hergestellten Gerüstes, das die Schiffsförm genau wiedergibt; das Gerüst wird mit einem dichten Drahtnetz überzogen, das von beiden Seiten mit Mörtel bedeckt wird. Die Mörtelschicht wird so lange verstärkt, bis die gewünschte

Dicke erreicht ist und alle Eiseneinlagen genügend eingebettet sind. An Stelle des Eisengerippes werden bei einer von Gabelini angewendeten Methode die

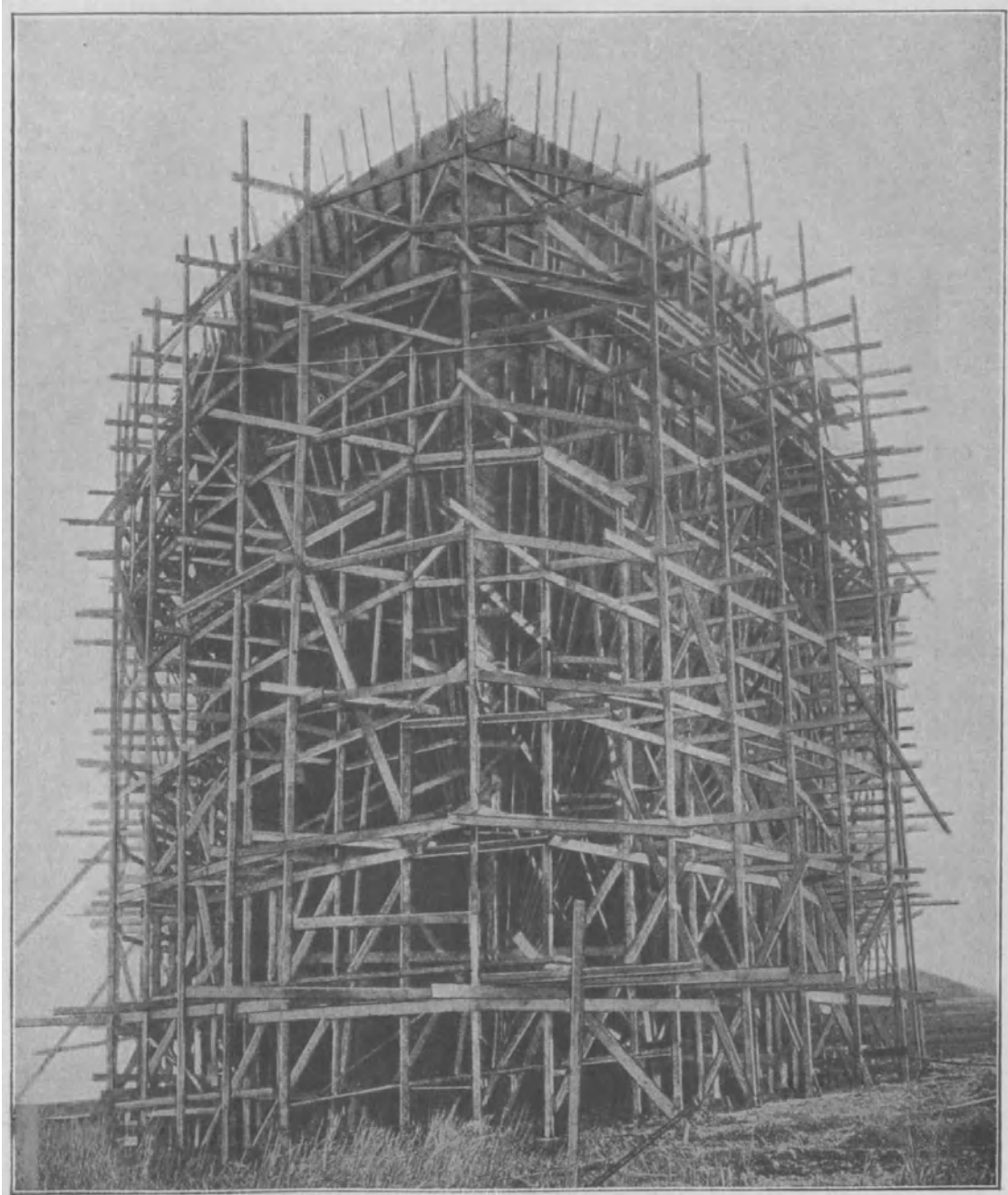


Abb. 38.

Spanten, Decksbalken und Bodenträger für sich als besondere Konstruktionsteile hergestellt und nach dem Erhärten zu einem Traggerippe für das Draht-

netz zusammengefügt, so daß die Außenhaut, wenn auch mit den Spanten und Balken fest verbunden, nicht ein monolithisches Ganze mit diesen Teilen bildet. Hierin liegt ein Nachteil der Methode, die auch große Geschicklichkeit beim Betonieren voraussetzt und den Erfolg von der Handfertigkeit und Gewissenhaftigkeit des Arbeiters allzu sehr abhängig macht. Um die Handarbeit einzuschränken, bedient man sich in Amerika nach der ersten Abdichtung des Netzes einer pneumatischen Zementspritze, der Cement-gun, die bei einiger Geschicklichkeit ein gleichmäßiges Aufbringen des Betonbelages ermöglicht. Die Beton-

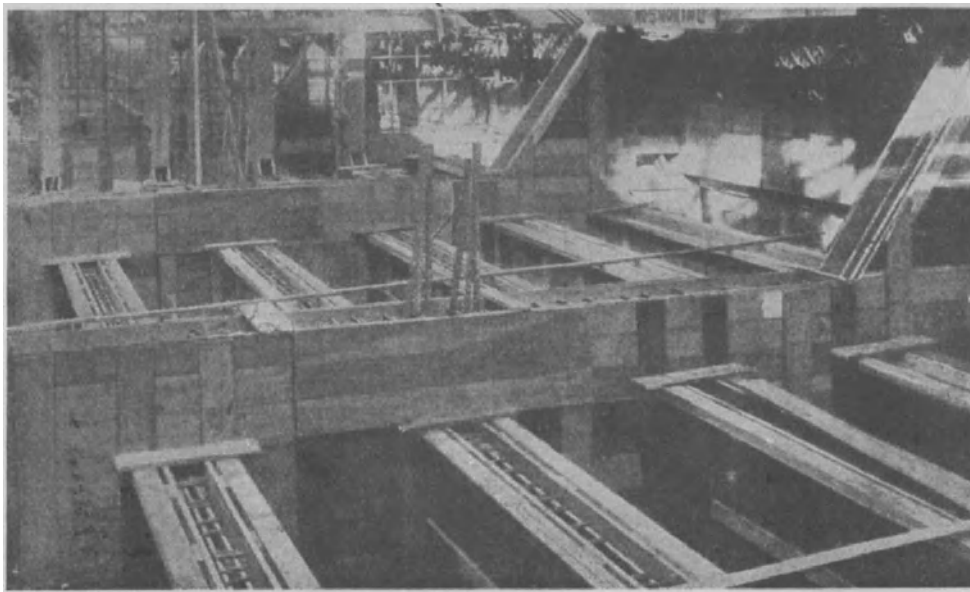


Abb. 39.

kanone bietet vor allem den Vorteil, daß die Masse mit einem gewissen Druck aufgebracht wird und daß bei der feinen Verteilung der Stoffe in dem Betonstrahl eine absolut dichte Wandung hergestellt werden kann.

Die Bauart mit einseitiger Schalung macht das feinmaschige Drahtnetz entbehrlich, erleichtert das Zurichten der Eiseneinlage und gestattet eine zuverlässigere Aufbringung des Betons bei Handbetrieb. Diese von Harald Alfsen entwickelte Methode hat zur Voraussetzung, daß das Schiff kieloben gebaut wird. Der Stapellauf mit der sich hieran anschließenden Umwendung des Schiffes ist eine unerwünschte Komplikation und läßt den Bau großer Schiffe nach dieser Bauart nicht zu. Es ist natürlich, daß ein so neues und interessantes Gebiet wie der Eisenbetonschiffbau viele neue und originelle

Ideen entstehen läßt; die rauhe Wirklichkeit setzt vielen ein schnelles Ziel und entwickelt meist nur solche, die nicht allzu sehr von dem Herkömmlichen abweichen. Zu dem Herkömmlichen im Eisenbetonbau gehört es aber, horizontale Wandungen offen zu stampfen, senkrechte Wände dagegen zwischen zwei festen Schalungen zu gießen. Die Anwendung dieser bewährten Methode scheidet von vornherein alle jene mißlichen Zwischenfälle aus, die an und für sich mit der Anwendung des Eisenbetons im Schiffbau nichts zu tun haben. Ohne die weitere Ausbildung zu behindern, ermöglicht sie die Übertragung aller Erfahrungen des Landbaus auf das neue Gebiet. Selbst der größere Verbrauch an Schalungsholz spielt diesem Vorteil gegenüber keine ausschlaggebende Rolle. Abb. 38 zeigt das Baugerüst und die Außenschalung des großen amerikanischen Betondampfers „Faith“, welche mit Rücksicht auf den an der Küste herrschenden erheblichen Winddruck recht massiv ausgeführt werden mußten.

Die äußere Schalung gibt die eigentliche Schiffsform, die innere Schalung gibt die Wandstärke und die an der Wandung sitzenden Versteifungsrippen. Während die äußere Schalung nur im Bereich der gekrümmten Schiffslinien im Vor- und Hinterschiff einige Schwierigkeiten verursacht, ist die innere Schalung oft recht kompliziert. Sie wird losnehmbar aus vielen Einzelfeldern zusammengesetzt und erst nach genauem Verlegen der Runden eisen endgültig befestigt. Der Boden erhält in seinem angenähert horizontalen Verlauf keine innere Schalung. Die Bodenwrangen und Längsspannten werden zwischen zwei Wandungen gleichzeitig mit der Betonierung des Bodens gegossen (Abb. 39). Hieran schließt sich der Guß der Wandungen, nach deren Fertigstellung das Deck mit allen seinen Konstruktionsgliedern zum Guß gelangt. Das stufenweise Fortschreiten der Betonierung bietet die Gewähr, daß jedem Teil das höchste Maß an Sorgfalt zugewendet werden kann.

Um an Rippenschalung zu sparen, ist bei dem System „Well“ auf jede Absteifung des Bodens und der Bordwände in Form von Bodenwrangen und Spannten verzichtet. Dies ist bei kleinen Fahrzeugen durchführbar, die vermöge ihrer Querschnittform und Wandstärke genügend Seitensteifigkeit besitzen. In Abb. 40 ist das Hauptspant eines Leichters dieses Systems dargestellt, der sowohl in bezug auf Einfachheit der Herstellung als auch Leichtigkeit des Rumpfes kaum zu übertreffen sein dürfte.

Die zuerst von Gabelini angewendete Methode, einzelne Teile der Struktur zuerst fertig herzustellen und so in das Schiff einzubauen, ist weiter

entwickelt worden, indem auch flache Wandungen, wie Schotten, Tankdecke, Plattformen in vorher fertiggestelltem Zustand zum Einbau gelangen, wobei sie mit der Außenhaut und den übrigen Bauteilen durch Zusammenflechten der Einlage und Ausgießen der Verbindungsstellen vereinigt werden. Man geht dabei von dem Gedanken aus, daß die größten Beanspruchungen durch den Schiffsboden, die Bordwände und das oberste Deck aufgenommen werden und mithin die im Schiffsinnern liegenden Bauteile im allgemeinen geringer beansprucht werden, so daß der Nachteil beeinträchtigter Monolithität in Kauf genommen werden kann gegenüber dem Vorteil einer Vereinfachung der Bauart.

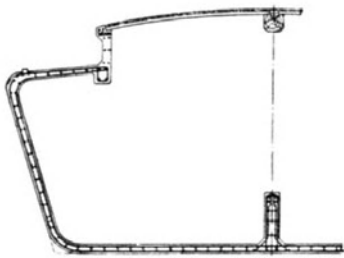


Abb. 40.

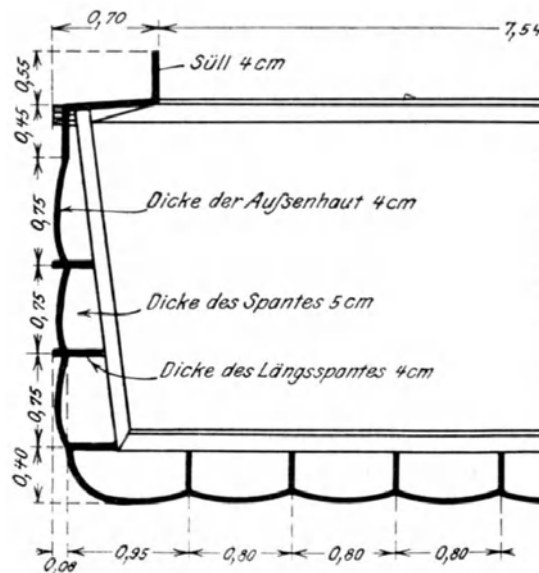


Abb. 41.

Die im Eisenschiffbau durch Erleichterungslöcher in den Stegblechen erzielte Gewichtsersparnis kann im Betonschiffbau wegen der Eiseneinlagen nicht im gleichen Umfang verwirklicht werden; auch würde die Einschalung zum Zweck der Aussparung der Durchbrechungen noch teurer und komplizierter werden. Der gleiche Zweck ist zu erreichen, indem an Stellen geringer Beanspruchung Leichtkörper — etwa Hohlsteine — eingebaut werden, die von dem Beton mit eingeschlossen sind.

In Frankreich ist eine Bauweise von dem Ingenieur M. Lorton-Paris ausgebildet worden, die außerordentlich leichte Schiffe für die Binnenschiffahrt ergeben hat. Lorton stellt die rechteckigen oder quadratischen Plattenfelder der Außenhaut unabhängig von dem eigentlichen Traggerippe her und

verbindet sie später mit dem an Ort und Stelle gegossenen Spantsystem. Er geht also umgekehrt vor wie Gabelini, der zuerst die Spanten unabhängig von der Außenhaut anfertigt und dann dieselben mit einer nach der Rabitzmethode hergestellten Hülle versieht. Bei den Lortonschen Außenhautplatten (Abb. 41 u. 42), die zum Zweck größerer Druckfestigkeit eine leichte Wölbung besitzen, ragt die Eisenbewehrung am Rande über die Betonmasse vor, so daß die Platten in die Bewehrung der Struktur eingeflochten werden können. Bei diesem System wird die Quer- und Längsfestigkeit ausschließlich durch die Trageisen der Struktur gewährleistet, so daß es nur für Flußkähne in Anwendung kommt; hier allerdings ist der Erfolg, wenn den Mitteilungen aus „Le Génie Civil“

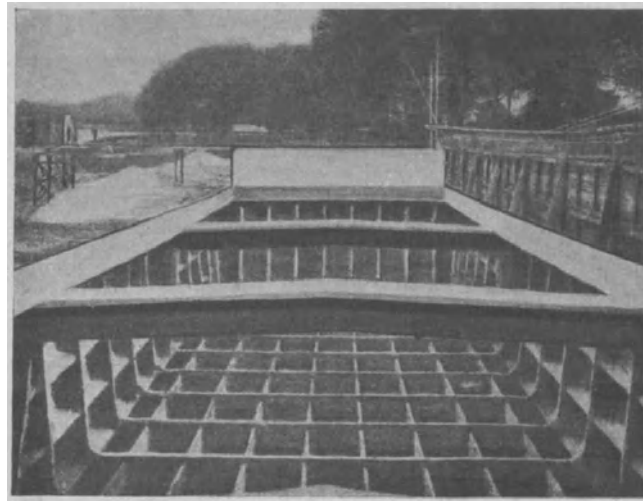


Abb. 42.

(1908 Nr. 1) Glauben beigemessen werden darf, überraschend, indem das Eigengewicht der Betonkähne bei außerordentlich sparsamem Eisenverbrauch sich recht niedrig stellt. Ein Flußleichter von 675 t Tragfähigkeit beanspruchte bei einem Eigengewicht von 170 t nur 12 t Eisen. Diese Baumethode beweist jedenfalls, wie ausbildungsfähig hinsichtlich Gewichts- und Eisenersparnis der Eisenbetonschiffbau ist, und sie läßt auch betreffs des Seeschiffbaus noch viele Entwicklungsmöglichkeiten offen.

9. Gesichtspunkte für die Rentabilität.

Um zu einer Abschätzung der Rentabilität von Eisenbetonschiffen gegenüber reinen Eisenschiffen zu gelangen, sind die Unterschiede der einmaligen, der periodisch wiederkehrenden und der laufenden Ausgaben zu vergleichen. Es stehen folgende Positionen zur Erörterung:

- | | |
|---|---|
| <p>1. Anschaffungspreis</p> <p>a) für den Schiffskörper</p> <p>b) „ die Maschinenanlage</p> <p>c) „ „ Ausrüstung</p> <p>2. Wertsicherung</p> <p>a) durch Abschreibung</p> <p>b) „ Versicherung</p> <p>c) „ Unterhaltung</p> | <p>3. Betriebsverbrauch</p> <p>a) an Brennstoff</p> <p>b) „ Schmiermitteln und
Maschinenmaterial</p> <p>c) „ Hafengebühren, Steuern</p> <p>d) „ Provision und Gebühren</p> <p>e) „ Verwaltung</p> <p>f) „ Löhnen und Gehältern.</p> |
|---|---|

Die Position 1 b sowie die ganze Gruppe 3, außer Position 3 c, können außer acht gelassen werden, da sie aus den vorher erörterten Gründen keine wesentliche Änderung erfahren.

Der Anschaffungspreis für den Betonschiffkörper wird allgemein niedriger angegeben wie für ein Eisenschiff gleicher Tragfähigkeit. Die Ersparnis ist begründet in dem geringeren Verbrauch an Eisen, der einfacheren Baueinrichtung und der leichteren Durchführung des Baues. Die relative Größe der Ersparnis wird von den einzelnen Autoren sehr verschieden eingeschätzt. Die Basis ihres Vergleiches ist meist nicht bekannt oder unsicher. Gabelini schätzt seine Schiffe um die Hälfte billiger als Eisenschiffe. Gueritte kommt mit 50—53 % Ersparnis dieser Angabe fast gleich. Allan Hoar findet eine Ersparnis von 54 % heraus. Ein Wettbewerb um Baggerprähme in Stettin ergab im Jahre 1917 einen Unterschied zugunsten des Angebots in Eisenbeton der Firma Christiani & Nielsen, Kopenhagen, von 27,5 % gegenüber dem billigsten Angebot in Eisen. Perrey (Stadtbaurat in Mannheim) gibt eine Ersparnis von nur 10 % an; ebenso vorsichtig ist A. Boon, der bei seinen Eisenbetonschuten nicht mehr als 10—20 % Unterschied gegenüber der Ausführung in Eisen zugestehen kann.

Werfen wir, um klarer zu sehen, einen Blick auf das dem Schiffbau verwandte Gebiet des Brückenbaues. Hier zeigt sich, daß Eisenbetonbrücken fast stets billiger sind als eiserne Brücken¹⁾. Bei geringen Spannweiten ist der Unterschied größer und macht je nach der Bauart im Mittel 11—19 %, im günstigsten Falle bis 37 % aus. Bei Vergrößerung der Spannweite nimmt die Ersparnis ab; Kostengleichheit tritt ein in Abhängigkeit von der Bauart bei 80—90 m Spannweite. Auf den Schiffbau übertragen, ist hieraus zu folgern, daß gedrungene Schiffskörper (große Höhe bei beschränkter Länge)

¹⁾ Gesteschi, Der wirtschaftliche Wettbewerb vom Eisen und Eisenbeton im Brückenbau. Berlin 1918. Ernst & Sohn.

preiswerter geliefert werden können als schlanke Schiffe (beschränkte Höhe bei großer Länge) und daß bei einem bestimmten Verhältnis $\frac{H}{L}$ Kostengleichheit eintritt. Da die Seitenhöhe H für jeden Schiffstyp nur in beschränktem Maße vergrößert werden kann, so hat jeder Typ eine Grenzlänge, bis zu welcher er mit dem Eisenschiff wirtschaftlich konkurrieren kann.

Da der Eisenbetonschiffbau zu einer Zeit völliger Umwertung aller Preisangaben seine Entwicklung begonnen hat, so ist ein heut einigermaßen gültiger Vergleich mit eisernen oder hölzernen Schiffen kaum noch möglich, und ein solcher muß sich auf Angaben aus der Friedenszeit beschränken. Der Preis für den Beton setzt sich zusammen aus dem Preis des Zements und dem der Zuschlagsstoffe. Die letzteren bedingen mit Rücksicht auf ihre besondere Auswahl einen erheblich höheren Preis als bei Verwendung von an Ort und Stelle erhältlichen Sand, Kies oder Schotter. Auch die fettere Mischung bedingt einen höheren Einheitspreis für den cbm Beton als eine der im Landbau üblichen mageren Mischungen. Der Arbeitslohn für Herstellen und Einbringen der Betonmischung ist im Schiffbau höher als im Landbau, da es sich um relativ geringe Betonmengen handelt, die aber einer sorgfältigen Behandlung zu unterziehen sind.

Die Preise für das verwendete Rundeisen sind um etwa 40 % niedriger als die für Schiffbaustahl, die Arbeitslöhne für Zuschneiden, Biegen und Verlegen nicht höher als für andere Eisenbetonbauten.

Erhebliche Kosten verursacht das Einschalen des Baues sowohl an Holz als auch an Arbeitslohn. Es ist zu unterscheiden zwischen der einfachen Wand- und Deckenschalung und der kostspieligeren Rippenschalung. Handelt es sich um gleichartige oder gar Serienbauten, so kann die Schalung mehrfach benutzt werden, so daß für den einzelnen Bau nur ein Prozentsatz für Abnutzung einzusetzen ist. Leider hat es damit im Betonschiffbau mangels gleichartiger Aufträge noch gute Weile, so daß fast der volle Betrag an Einschalung berechnet werden muß.

Über die für die Wertsicherung des Objektes nötigen Beträge liegen so gut wie keine Erfahrungen vor und die persönliche Meinung beherrscht das Feld. Betreffs der Abschreibungen wird allgemein wohl mit Recht angenommen, daß ein Betonschiff bei guter Konstruktion und richtiger Betonmischung auch unter schwierigen Betriebsverhältnissen, wie sie in der Seefahrt vorliegen, eine größere Lebensdauer besitzt wie ein Eisenschiff. Hoar nimmt die Lebensdauer des Eisenschiffes zu 25, die des Betonschiffes zu

35 Jahren an, so daß das letztere 1,5 % weniger Abschreibungen pro Jahr erfordert.

Die Seeversicherung war über die Betonschiffe lange geteilter Meinung. Eigene Erfahrungen konnten die Experten nicht sammeln, und die landläufigen Vorstellungen über die Bedeutung der neuen Bauweise genügten nicht zur Bildung eines einigermaßen zutreffenden Urteils. Diese Unsicherheit fand in einer hohen Prämienforderung für Betonschiffe ihren Ausdruck. Allgemein wurde 2—3fache Prämie verlangt; heute begnügen sich einige Versicherungen bereits mit den normalen Sätzen. Da sich die Klassifikation eifrig des Eisenbetonschiffbaus annimmt, so ist zu erwarten, daß alle Versicherungsunternehmen ihre Bedenken aufgeben werden, sobald sie ihr Urteil auf praktische Bewährung der Betonschiffe stützen können.

Die Kosten für Unterhaltung der Eisenbetonschiffe sind nach allen jetzt vorliegenden Erfahrungen geringer als bei Eisenschiffen. Die Notwendigkeit des Dockens ist eher durch Wellenziehen und Besichtigung von Ruder und Schraube gegeben als durch die Verfassung des Schiffskörpers. Reparaturen am Schiffskörper lassen sich in jedem Umfang und zu jeder Jahreszeit ausführen. Bei Notreparaturen ist Geschicklichkeit der Besatzung bei weitem nicht so notwendig als beim Eisenschiff.

Von den Ausgaben im Betrieb dürfte lediglich die Aufwendung für Hafengebühren höher sein als beim Eisenschiff, da die Nettovermessung im Verhältnis des Displacementzuwachses größer ausfällt.

Aus dieser Übersicht der Ausgaben geht hervor, daß eine Verdopplung oder gar Verdreifachung der Versicherungsprämie durch die Abschreibung und die Ersparnis an jährlicher Unterhaltung nicht aufgewogen werden kann, zumal da mit einer höheren Hafengebühr gerechnet werden muß. Das Bestreben der am Eisenbetonschiffbau interessierten Kreise muß also darauf gerichtet sein, die Versicherung davon zu überzeugen, daß das Risiko bei einem Betonschiff weder für das Schiff noch für die Ladung größer ist als bei einem Eisen- oder Holzschiff. Erst wenn die Versicherungsprämie die nämliche ist wie beim Eisenschiff, kann der Vorteil des geringeren Anschaffungspreises des Betonschiffes voll zur Geltung kommen. Hierzu ist aber nötig, daß wirklich vollwertige seegehende Eisenbetonschiffe in Deutschland gebaut werden, denn nur auf der sicheren Basis der praktischen Bewährung wird die Versicherung ihr Urteil aufbauen wollen.

Um ohne vorgefaßte Meinung einen Überblick über die Kosten und die Rentabilität von Eisenbetonschiffen zu geben, habe ich für drei Fracht-

dampfer von 1750, 8200 und 17 700 t Ladung (einschl. Kohlen und Wasser) die notwendigen technischen Unterlagen bestimmt und hieraus den Preis der Schiffskörper berechnet. Für Material und Arbeit wurden normale Friedenspreise zugrunde gelegt. Für Betriebsunkosten, Regie und Unvorhergesehenes wurden insgesamt 35 % den Gestehungskosten zugeschlagen, der Verdienst wurde mit 15 % angesetzt. Die Rechnung beruht auf der Voraussetzung, daß, der Eigenart der Eisenbetonbauweise entsprechend, kurze und dabei hohe Schiffskörper mit den normalen Eisenschiffskörpern zu vergleichen sind. Die Ergebnisse sind in der Tabelle Nr. 10 zusammengestellt. Das Rumpfgewicht, das Eisengewicht und der Preis für den Schiffskörper sind auf die Tonne Ladung umgerechnet. Während die erste Vergleichszahl $\frac{R}{L}$ vor allem technisches Interesse hat, ist der zweiten $\frac{F}{L}$ vor allem volkswirtschaftliche, der dritten $\frac{K}{L}$ kaufmännische Bedeutung beizumessen. Bei allem guten Willen, unsere Handelsflotte möglichst schnell wieder herzustellen, kann es nicht gleichgültig sein, in welcher Weise dies geschieht. Falls es möglich ist, durch den Bau von Eisenbetonschiffen erhebliche Mengen Eisen zu sparen, so können diese anderen Industrien zugute kommen. Dadurch wird sich unser Export schneller beleben und so indirekt unserer Seeschifffahrt mehr genützt werden, als wenn die Reederei auf dem Bau reiner Eisenschiffe bestehen würde. Die schon von anderer Seite aufgestellte Behauptung, daß aus der für ein Eisenschiff nötigen Eisenmenge mehrere Eisenbetonschiffe hergestellt werden können, wird durch die angestellte Berechnung erhärtet. Bei dem kleineren Frachtschiff lassen sich fast vier, bei den großen gut zwei Betonschiffe aus dem für die betreffenden Eisenschiffe nötigen Eisenquantum herstellen.

Der Anschaffungspreis der Betonschiffsrümpfe ergibt sich — bei sachgemäßer Bauart — durchweg wesentlich billiger als beim Eisenschiff. Bei hoher Versicherungsprämie — gleich der dreifachen normalen — ergibt sich ein nicht unwesentliches Plus zuungunsten des Betonschiffes. Bei normaler Prämie dagegen, wie sie der Stellungnahme führender Versicherungsgesellschaften der letzten Zeit entspricht, verbleibt eine erhebliche Betriebsersparnis, die sich als Vergrößerung der Dividende bemerklich macht, so daß im letzten Stadium der Entwicklung, das bereits erreicht ist, das Eisenbetonschiff sowohl in der Anschaffung billiger als auch im Betrieb rentabler wie das Eisenschiff gleicher Ladefähigkeit ist.

Tabelle Nr. 10.

I. Vergleich zwischen Eisenschiff und Betonschiff.

	Eisen- schiff	Beton- schiff	Eisen- schiff	Beton- schiff	Eisen- schiff	Beton- schiff
Länge m	68,30	54,30	125,00	101,50	161,00	145,30
Breite „	10,18	10,65	15,75	16,10	20,25	19,00
Seitenhöhe „	4,76	6,15	10,20	13,25	14,05	17,94
R = Rumpfgewicht t . .	761	939	3 270	4 720	7 140	9 958
F = Eisengewicht „ . .	535	152	2 360	1 006	5 250	2 528
L = Ladung „	1 744	1 744	8 225	8 225	17 720	17 720
K = Preis des Rumpfes \mathcal{M}	233 000	120 000	850 000	607 000	2 055 000	1 280 000
R:L	0,437	0,539	0,397	0,574	0,403	0,562
F:L	0,307	0,087	0,287	0,122	0,297	0,143
K:L	133,5	68,8	103,5	73,8	116,0	72,3
Betonschiff schwerer %		23,4		44,5		39,5
„ hatwenigerEisen %		71,5		57,4		51,8
„ billiger %		48,5		28,6		37,7

II. Unterschied der Ausgaben.

	\mathcal{M}	\mathcal{M}	\mathcal{M}
1. Rumpf des Betonschiffs kostet weniger	— 113 000	— 243 000	— 775 000
2. Wertsicherung			
a) Abschreibung weniger	— 5 910	— 16 650	— 45 700
b) Versicherung mehr			
10 % (3fache Prämie)	+ 12 000	+ 60 700	+ 128 000
c) Unterhaltung weniger			
1/2 %	— 600	— 3 035	— 6 400
3. Hafengebühren pp. mehr	+ 5 400	+ 3 300	+ 7 500
Aufrechnung	+ 10 890	+ 44 315	+ 83 400
„ in % von 1	— 9,65	— 18,25	— 10,75
Aufrechnung bei normaler Versicherungs-			
Prämie	— 1 110	— 16 385	— 44 600
„ in % von 1	+ 1,0	+ 6,75	+ 5,75

S c h l u ß.

Die soeben gegebene Darstellung über grundlegende Fragen im Eisenbetonschiffbau hat gezeigt, welche Möglichkeiten sich dem deutschen Schiffahrtsgewerbe auftun; aber sie ließ auch erkennen, welche Hindernisse einem vollen Erfolg noch entgegenstehen. Soweit die letzteren auf rein technischem Gebiet liegen, wird eine Lösung nicht lange auf sich warten lassen; anders steht es mit den Schwierigkeiten auf wirtschaftlichem Gebiete. Es ist zwar meine Meinung, daß die zwingende Notwendigkeit auch für den neuen Industriezweig die Wege ebnen wird; jedoch wäre es zu bedauern, wenn durch mangelndes Entgegenkommen eine Entwicklung hinausgezögert würde, die unserer Schiffahrt und damit unserem Volke zum rascheren Aufblühen verhelfen könnte.

Wenn die Gefahr besteht, daß noch jahrelang nach Friedensschluß empfindliche Eisenknappheit und Eisenteuerung bleibt, sei es, daß die binnenländische Industrie zu große Mengen absorbiert, sei es, daß uns die früheren Eisenerfelder nicht mehr in vollem Umfang zur Ausbeute zur Verfügung stehen, wenn ferner die Wirtschaft- und Arbeitsverhältnisse zu Methoden größter Sparsamkeit drängen, dann ist es Pflicht, schon jetzt an einen Ausgleich zu denken. Der Bau von Eisenbetonschiffen an Stelle reiner Eisenschiffe bietet hierzu einen Weg, der um so eher beschritten werden kann, als seine Grundlagen im ortsfesten Baubetrieb seit Jahrzehnten ausprobiert sind und seine Technik mit steigendem Erfolg in allen Ländern zur tagtäglichen Anwendung kommt. Der moderne Schiffbau ist eine Industrie, die in ihrer Entwicklung zu allen Zeiten aufs tiefste von den Errungenschaften der Industrien des Binnenlandes beeinflusst worden ist. Ein solcher Vorgang ist die Anwendung des Eisenbetons. In gleicher Weise wie die Prinzipien des Brückenbaus, die Errungenschaften des Maschinenbaus, der Elektrotechnik im Schiffbau ihre Anwendung und Spezialisierung gefunden haben, ebenso wird die Eisenbetonbauweise ihren Weg im Schiffbau nehmen. Es bedarf keiner Schönfärberei, um vorausszusagen, daß sie in vielgestaltiger Anwendung eine solche Vervollkommnung erfahren wird, daß der neue Baustoff auch unter veränderten wirtschaftlichen Verhältnissen nicht mehr als vollwertiges Schiffbaumaterial auszuscheiden braucht. Je schneller wir diesen Weg zurücklegen, je eher über alle noch strittigen Punkte Klarheit geschaffen wird, um so mehr dienen wir den Interessen der Schiffahrt und damit unseren eigenen Interessen.

Erörterung.

Herr Professor P a g e l :

Meine Herren, ich möchte mich darauf beschränken, zu dem, was der Herr Vortragende über die Stellung des Germanischen Lloyd zu dem Eisenbetonschiff gesagt hat, einige Ergänzungen und Aufklärungen zu geben.

Es gehört zu den Aufgaben der Klassifikationsgesellschaften, Neuerungen im Schiffbau, soweit sie einen Fortschritt in Aussicht stellen, zu fördern, andererseits aber etwaige Gefahren, die mit der Einführung solcher Neuerungen verbunden sind, nach Möglichkeit zu bekämpfen. Aus dieser doppelten Pflicht ergibt sich ohne weiteres die Stellung des Germanischen Lloyd zum Eisenbeton-Schiffbau. Wir haben seine Entwicklung von Anfang an aufmerksam verfolgt und sind andauernd bemüht gewesen, über die Vorgänge im Auslande auf dem Laufenden zu bleiben. Wir haben auch sehr bald mit den deutschen Sachverständigen für Eisenbeton Fühlung genommen. Der Deutsche Betonverein hat einen Ausschuß für Schiffbau eingesetzt, der sich uns in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellt und dadurch in den Stand gesetzt hat, Bauvorschriften für Eisenbetonschiffe aufzustellen. Der Entwurf zu diesen Vorschriften ist bereits im vorigen Sommer so weit fertiggestellt worden, daß er den beteiligten Werften in die Hand gegeben und daß danach gebaut werden konnte. Bis jetzt sind 6 Eisenbetonschiffe unter der Aufsicht des Germanischen Lloyd gebaut worden oder noch im Bau. Wir haben die Vorschriften bisher nicht drucken können, da einige der bedeutsamsten Fragen noch nicht endgültig geregelt sind, z. B. die der zulässigen Zugbeanspruchung des Betons. Auch hat die Revolution mit ihren unerfreulichen Begleiterscheinungen unsere Arbeiten empfindlich gestört. Es ist aber zu hoffen, daß in kürzester Zeit alle Fragen so weit geklärt sein werden, daß wir die Bauvorschriften drucken und veröffentlichen können.

Meine Herren, damit ist aber das Problem noch nicht gelöst. Es bleibt eine gewisse Unsicherheit in bezug auf das Verhalten des Materials bei Seeschiffen bestehen. Diese Unsicherheit ist darauf zurückzuführen, daß erstens bei Schiffen, insbesondere bei Seeschiffen, neuartige Anforderungen an das Material gestellt werden, und daß zweitens zum Bau von Schiffen auch neuartige Betonmischungen verwendet werden. Es entsteht die Frage, wie sich das Material verhalten wird gegenüber dem im Seeschiff dauernd auftretenden Wechsel der Beanspruchungen vom höchsten positiven zum höchsten negativen Wert, ebenso gegenüber den Schlagwirkungen der See, ferner wie es mit der Wasserdichtigkeit des Materials ist, und schließlich, wie es sich zu den chemischen Einwirkungen des Seewassers verhält. Auch die Betonsachverständigen stehen hier vor neuen Aufgaben oder jedenfalls vor Aufgaben, die noch nicht endgültig gelöst sind. Die ausführenden Firmen und die Studienausschüsse, die von Verbänden und Behörden eingesetzt sind, sind bemüht, diese Fragen durch Laboratoriumsversuche, soweit es möglich ist, zu klären. Die letzten Bedenken werden durch diese Versuche nicht beseitigt werden können. Es wird erforderlich sein, die Versuche am fertigen Schiff fortzusetzen, denn wir können nun einmal im Schiffbau die Erfahrungen nicht entbehren.

Angesichts dieser noch bestehenden Unsicherheit wird man zweckmäßigerweise zunächst kleinere Versuchsschiffe bauen. Man wird auch in der Verwendung von Leichtbeton eine gewisse Vorsicht walten lassen müssen. Man wird ferner die Schiffe auf den ersten Reisen nicht voll belasten. Vor allem aber wird man sie dauernd beobachten müssen und insbesondere ein Schiff, das eine stürmische Reise gehabt hat, im Dock sorgfältig auf Rißbildung prüfen, denn die Rißbildung bleibt die besondere Gefahr der Eisen-

betonschiffe auch da, wo die erforderliche Festigkeit der Bewehrung zweifellos vorhanden ist.

Auch in der Klassenerteilung wird der Germanische Lloyd, wie es auch die anderen Klassifikationsgesellschaften tun, diesem Umstande Rechnung tragen. Es ist vorgesehen, daß eine allmähliche Steigerung stattfinden soll von der Erklärung der Seefähigkeit über die Versuchsklasse hinweg zur vollen uneingeschränkten Klasse.

Meine Herren, es wäre falsch, in diesen Vorsichtsmaßnahmen, die in der ersten Zeit erforderlich sind, nur lästige Hemmnisse zu erblicken. In Wirklichkeit dienen sie gerade dazu, dem Eisenbeton-Schiffbau die Bahn frei zu machen; denn nichts würde seiner Einführung schädlicher sein, als wenn gerade die ersten Schiffe zu einem Mißerfolg führten.

Im einzelnen möchte ich dann noch darauf eingehen, was der Herr Vortragende in dem gedruckten Vortrag über das Rechnungsverfahren, das der Germanische Lloyd anwendet, gesagt hat. Die Ermittlungen der Biegemomente und Scherkräfte durch eine Vergleichsrechnung aus den bewährten Verbandsabmessungen eines gleich großen eisernen Schiffes — dieses Verfahren wenden wir nicht auf alle Schiffe an, sondern nur auf Seeschiffe. Für Seeschiffe ist es bekanntlich zurzeit noch nicht möglich, rein rechnerisch die Biegemomente und Scherkräfte zu bestimmen, wegen der zusätzlichen dynamischen Beanspruchungen. Hier ist es erforderlich, die Erfahrungen, die in den Klassifikationsvorschriften vorliegen, auszunützen. Wir sind uns dabei wohl bewußt, daß das Eisenbetonschiff hinsichtlich des Abrostens und hinsichtlich der Verbindungen der einzelnen Teile im Vergleich mit dem Eisenschiff im Vorteil ist. Diesem Vorteil stehen aber auch Nachteile gegenüber, die in der bezeichneten Unsicherheit bestehen und darin, daß wir hinsichtlich der Arbeitsausführung ganz und gar auf die Sorgfalt der Arbeiter angewiesen sind. Eine Kontrolle wie im Eisenschiffbau ist hier kaum durchführbar.

Unser Verfahren der Berechnung ist ein Anfang, und zwar ein brauchbarer, denn er liefert uns eine gute und tragfähige Grundlage, auf der wir weiterarbeiten können. Es kann nichts Abgeschlossenes sein, was schon daraus hervorgeht, daß man nicht für alle Schiffsgrößen dieselbe Spannung zugrunde legen darf. Der Germanische Lloyd trägt diesem Umstande auch Rechnung, indem er für kleine Schiffe geringere Biegemomente zuläßt, als die Vergleichsrechnung ergibt. Wie weit man mit solchen Zugeständnissen gehen darf, muß erst die Erfahrung lehren. Vorsicht ist jedenfalls geboten, um Mißerfolge zu verhindern.

Wenn nun in dem gedruckten Vortrag darauf hingewiesen ist, daß andere Klassifikationsgesellschaften für die Biegemomente und Scherkräfte feste Werte geben, so halte ich eben unser Verfahren für das bessere, weil es der Wirklichkeit näher kommt, und weil es uns eine größere Bewegungsfreiheit gewährt. Bei den Flußschiffen liegen die Verhältnisse anders. Der Herr Vortragende nimmt an, daß wir diese Vergleichsrechnung auch auf die Flußschiffe anwenden. Und da nach seiner Meinung die vom Germanischen Lloyd vorgeschriebenen Materialabmessungen zu groß sind — tatsächlich werden sehr viele Flußschiffe nach unseren Vorschriften gebaut, wenn auch nicht klassifiziert — so folgert er, daß die Behandlung, die der Germanische Lloyd den Flußschiffen angedeihen läßt, eine besonders ungünstige sei. In Wirklichkeit haben wir für Flußschiffe von Anfang an die Biegemomente und Scherkräfte mit Hilfe der üblichen statischen Berechnung unter der Annahme von Belastungen, wie sie bei der im Verkehr üblichen Sorgfalt vorkommen, berechnet. Wir behandeln also diese Schiffe ganz genau nach dem Verfahren, das der Herr Vortragende im weiteren Verlauf seiner Ausführungen so warm empfiehlt.

So ist also der Germanische Lloyd bemüht, dem Eisenbeton-Schiffbau den Weg zu ebnen, der nach seiner Meinung zum Ziele führt. (Lebhafter Beifall.)

Herr Ingenieur Dietze (Gast):

Meine Herren, Herr Dipl.-Ing. Achenbach hatte die Freundlichkeit, auch auf den Antiaqua-Zement hinzuweisen. Ich möchte mir noch erlauben, darauf hinzuweisen, daß der Antiaqua-Zement im Mischungsverhältnis von 1 : 3 dem Betonschiff seine gute Wasserdichte gibt, und daß vor allen Dingen durch den dichtenden Zusatz die Festigkeit des Betons nicht herabgesetzt wird, sondern im Gegenteil, wie die Zeugnisse des Materialprüfungsamtes ausweisen, der mit Zement hergestellte Beton eine höhere Festigkeit zeigt, und zwar besonders eine höhere Zugfestigkeit als der gleiche Beton, der mit demselben Portlandzement hergestellt wurde. Durch den dichtenden Zusatz wird auch die Binfähigkeit des Zements erhöht, denn dieser dichtende Zusatz hält das Wasser bedeutend länger, und infolgedessen hat der Zement genügend Zeit zur Entwicklung der Binfähigkeit. Es können sich daher keine Nester bilden, und die ganzen Zementmassen bzw. die ganze Betonmasse kann in aller Ausführlichkeit ihre Binfähigkeit entwickeln. Es genügt schon, daß man bei einem Schiff eine Haut von ca. 2½—3 cm herstellt, um das Schiff gegen die Einwirkung und das Eindringen des Wassers zu schützen. Weiterhin muß beachtet werden, daß weniger starke Häute oder geringere Überzüge leicht beschädigt werden können. Es wird sich empfehlen, dem Schiff eine Haut zu geben, welche in dem gleichen Material hergestellt ist wie das Schiff selbst, also eine Mörtelhaut bzw. eine Betonhaut.

Schließlich möchte ich noch auf die leichte Ausbesserungsfähigkeit hinweisen, welche bei Anwendung dieses Spezialzements erzielt werden kann. Es genügt da schon, die verletzten Stellen mit Draht zu beziehen und nachher wieder überzuputzen, um einen dichten Schiffskörper zu bekommen. Es wird der Eisenbeton-Schiffbauindustrie selbst nützlich sein, wenn sie mit dem wasserdichten Zement weitere Versuche anstellen würde.

Herr Schiffbauingenieur Ilgenstein:

Meine Herren, ein Punkt ist vielleicht doch noch nicht genügend im Vortrage betont gewesen. Das ist die Frage der Wirtschaftlichkeit bei den Eisenbeton-Schiffen. Gerade diese Frage hat auch auf den Wasserstraßen des westlichen Kriegsschauplatzes eine gewisse Rolle gespielt. Wir haben dort auch vor der Frage gestanden, ob wir Eisenbeton-Kähne einführen sollen oder nicht. Nun ist eine größere Anzahl von Wasserstraßen ja abhängig von den Schleusenabmessungen der Wasserstraßen, und man ist bemüht, aus Gründen der Wirtschaftlichkeit die ganzen Flußkähne, die dort verkehren, eng an das Schleusenmaß anzulehnen. Wenn jetzt der Eisenbeton-Kahn in Wettbewerb tritt mit dem Eisen- oder Holzkahn, dann stellt sich heraus, da er in Länge, in Breite und im Tiefgang eng begrenzt ist, daß er in seiner Nutzlast tatsächlich nicht wirtschaftlich ist gegenüber dem Eisen- und Holzkahn.

Die Wirtschaftlichkeit kommt auch noch auf anderer Seite in Frage. Es hat sich nämlich ferner herausgestellt, daß die Eisenbetonkähne in der Herstellung kostspieliger sind als der Eisenkahn und der Holzkahn; und zwar geht das so weit, daß selbst die nicht gerade sehr wirtschaftlich arbeitenden Kriegswerften des besetzt gewesenen Gebietes imstande waren, Eisenkähne und Holzkähne wesentlich billiger herzustellen, als die Angebote lauteten, die wir von den ersten Eisenbetonfirmen für diese Flußfahrzeuge erhalten haben.

Was der Herr Vortragende über die leichte Reparaturfähigkeit von Eisenbetonkähnen erwähnte, ist durchaus zutreffend. Wir haben einen Eisenbeton-Kahn in Betrieb gehabt zur Probe und können nur sagen, daß er bei einem unfreiwilligen Rammmanöver ein ziemliches Loch im Vorschiff davontrug, was sich bequem und schnell in

Ordnung bringen ließ. Die Hauptsache war, daß diese Schäden sich nicht auf eine größere Entfernung bemerkbar machten, sondern örtlicher Natur blieben.

Einen Punkt möchte ich noch erwähnen, auf den man ja durch den reichlich kühlen Frühlingsanfang draußen hingewiesen wird. Das ist die Frostgefahr bei Eisenbeton-Kähnen. Sowohl bei der Herstellung der Kähne spielt der Frost eine ernste und behindernde Rolle wie auch später, wenn in dem Eisenbeton-Kahn Risse eintreten. Wenn solche Risse vorhanden sind und in diese Wasser eintritt, das unter der Einwirkung des Frostes zu Eis wird, dann wird jeder Fachmann ohne weiteres wissen, was die Folgen sind.

Das sind die Schwierigkeiten, die, glaube ich, in allererster Linie überwunden werden müssen, bevor der Eisenbeton-Kahn sich weiter Bahn brechen wird. Daß er für gewisse Zwecke brauchbar und dauerhaft ist, meine Herren, das hat sich erwiesen. Wir haben einen in Holland erbauten 40 Jahre alten Eisenbeton-Kahn, einen kleinen Frachtkahn, gefunden, der war noch durchaus betriebsfähig. Er hatte allerdings mehr als 30 v. H. schlechtere Tragfähigkeit gegenüber gleichgroßen Holz- und Eisenkähnen. (Beifall.)

Herr Dipl.-Ing. Achenbach (Schlußwort):

Meine Herren, ich danke Herrn Professor Pagel für die interessanten Erläuterungen, die er gegeben hat. Ich glaube aber, daß man auch den Eisenbetonfirmen Vertrauen entgegenbringen darf in Bezug auf die Mitarbeit an den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften und ihnen auch eine gewisse Selbständigkeit zumuten kann, denn sie sind von jeher daran gewöhnt, alle Teile ihrer Bauten genau durchzurechnen und ihre Berechnungen nicht nur auf Theorien, sondern auf Versuche zu stützen.

Herrn Dietze möchte ich erwidern, daß es selbstverständlich notwendig ist, nicht nur den Antiaqua-Zement zu prüfen, sondern auch alle anderen Mittel, die dazu dienen, die Wasserdichtigkeit sicherzustellen, denn die Wasserdichtigkeit eines Schiffes ist nun einmal von Hause aus eine elementare Anforderung.

Herr Ilgenstein stützt sich auf einige Erfahrungen, die er in Belgien gemacht hat. Aber ich glaube, es handelt sich doch wohl nur um wenige Schiffe, die dort ausgeführt worden sind. Dabei war die Methode noch nicht entwickelt. Der ganze moderne Eisenbeton-Schiffbau überhaupt steht doch erst am Beginn einer aussichtsvollen Entwicklung. Er ist sozusagen während des Krieges großgezogen worden und soll jetzt weiter angewendet und vervollkommen werden. Da sind natürlich einige erste Versuche nicht zu verallgemeinern. Es wäre aber jedenfalls sehr wertvoll, über die Erfahrungen, die Herr Ilgenstein gemacht hat, noch nähere Angaben zu bekommen.

Zum Schluß möchte ich meinen besonderen Dank Herrn Geheimrat Busley aussprechen für die Liebenswürdigkeit, mit der er die Anfertigung der Abbildungen und der Diapositive unterstützt hat, und auch der Firma Wayss & Freytag, A.-G., im besonderen Herrn Direktor Weidert, meinen Dank bezeugen; die Firma hat mich in freigebiger Weise mit Material versehen. Schließlich möchte ich Herrn Professor Mörsch und Herrn Baudirektor Dr.-Ing. h. c. Koenen für die Liebenswürdigkeit danken, daß sie meinen Vortrag durchgesehen haben. (Bravo!)

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

Meine Herren, Herr Dipl.-Ing. Achenbach hat uns über den Eisenbeton-Schiffbau ein klares und verständliches Bild gegeben, sodaß wir, die sich weniger damit befaßt haben, nun doch einigermaßen darüber unterrichtet sind, in welcher Weise er sich vollzieht.

Ob sich allerdings die Hoffnungen, die man an den Eisenbeton-Schiffbau knüpft, in vollem Umfange erfüllen werden, wird erst nach einigen Jahren die Erfahrung lehren: Sollten diese Hoffnungen sich erfüllen, so haben wir jedenfalls ein vorzügliches Mittel an der Hand, um die Bauzeit der Schiffe beträchtlich abzukürzen, und das scheint mir auch ein wesentlicher Vorteil zu sein.

Herr Dipl.-Ing. Achenbach hat uns schon vor 3 Jahren einen mit großem Beifall aufgenommenen Vortrag über das Wesen der Schiffhavarien gehalten. Ich möchte ihm dafür, daß er sich jetzt durch einen Vortrag wieder um unsere Gesellschaft bemüht hat, unseren wärmsten Dank aussprechen. (Lebhafter Beifall.)

IX. Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik und ihre Verwertung bei Modellversuchen.

Vorgetragen von Professor M. Weber, Charlottenburg.

Inhaltsübersicht.

I. Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik.

1. Aufgabestellung.
2. Verwendungszweck der Ähnlichkeitsmechanik. Bedeutung der Modellgesetze.
3. Entsprechende Größen. Kinematische Ähnlichkeit.
4. Abhängigkeit des Zeitmaßstabs vom Längenmaßstab bei dynamischen Modellvorgängen.
5. Der Begriff „mechanische Ähnlichkeit“.
6. Geschichtliche Entwicklung der Ähnlichkeitsmechanik.
7. Die Bertrandsche Bedingungsgleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben der dynamischen Grundgleichung.
8. Erfüllung der Anfangs- und Grenzbedingungen.
9. Einheitlichkeit des Kräftemaßstabs bei mechanisch ähnlichen Vorgängen.
10. Widersprechende Bedingungen und Grenzen der Anwendbarkeit der Ähnlichkeitsmechanik.
11. Sonderstellung der Normal- und Tangentialkräfte starrer Körper, der Druckkräfte unzusammendrückbarer Körper und der reinen Dämpfungswiderstände. Der Begriff „physikalische Kräfte“.
12. Ausschließliche Verwendung des technischen Maßsystems. Die drei technischen Grundmaßstäbe λ , τ , κ der Ähnlichkeitsmechanik.
13. Abgeleitete Übertragungsmaßstäbe. Die Maßstabregel.
14. Die erweiterte Maßstabregel.
15. Das allgemeine Ähnlichkeitsgesetz Newtons als Folge der Trägheit der beschleunigten Massen.
16. Gültigkeit des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes für alle entsprechenden Kräfte an Massenteilchen.
17. Gültigkeit des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes für Gesamtwiderstände und andere Mittelkräfte.
18. Andere Formen des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes.
19. Das natürliche Verfahren zur Aufsuchung des jeweils geltenden Modellgesetzes.
20. Andere Wege zur Aufsuchung der Modellgesetze.
21. „Unvollständige“ und „angenäherte“ mechanische Ähnlichkeit.

II. Die Modellgesetze.

22. Das Froudesche Modellgesetz für Bewegungen unter der Wirkung der Schwerkraft.
23. Andere Ableitungen des Froudeschen Modellgesetzes.
24. Dimensionslose Darstellung der Modellergebnisse bei Gültigkeit des Froudeschen Modellgesetzes.
25. Das Thomsonsche Modellgesetz für Bewegungen unter der Wirkung der allgemeinen Schwere.
26. Das Reynoldssche Modellgesetz für Bewegungen unter der Wirkung der Flüssigkeitsreibung.

27. Dimensionslose Darstellung der Modellergebnisse bei Gültigkeit des Reynoldsschen Modellgesetzes.
28. Das Cauchysche Modellgesetz für Bewegungsvorgänge unter der Wirkung elastischer Kräfte.
29. Das Modellgesetz für Wellenbewegungen unter der Wirkung von Kapillarkräften.
30. Überblick über die Modellgesetze.
31. Die Modellgesetze für Bewegungen unter der gleichzeitigen Wirkung zweier Kräftearten.
32. Der Fall allgemeiner mechanischer Ähnlichkeit ohne Bestehen eines besonderen Modellgesetzes.

III. Anwendungen der Ähnlichkeitsmechanik.

33. Die Widerstände quergestellter, ganz oder teilweise eingetauchter Platten in unbegrenztem Wasser (Anwendung 1).
34. Ähnlichkeitsbeziehungen bei Pendeln (Anwendung 2).
35. Mechanische Ähnlichkeit der freien Gerstnerschen Trochoidenwellen (Anwendung 3).
36. Der Helmholtzsche Fall mechanischer Ähnlichkeit von Wasser- und Luftwogen (Anwendung 4).
37. Stehende Schwingungen in Behältern. Seiches (Anwendung 5).
38. Ermittlung des Schiffswiderstandes nach dem Froudeschen Modellverfahren (Anwendung 6).
39. Modellversuche zum Studium der Rollschwingungen von Schiffen ohne und mit Dämpfungsvorrichtungen (Anwendung 7).
40. Modellversuche mit Schaufelrädern (Anwendung 8).
41. Mechanische Ähnlichkeit des Systems „Schiff und Schraube“ (Anwendung 9).
42. Combessche Ähnlichkeit bei Reihenmaschinen verschiedener Größe unter Schwerkraftwirkung (Anwendung 10).
43. Mechanische Ähnlichkeit in der Dynamik der Flugzeuge (Anwendung 11).
44. Ähnlichkeitsschlüsse in der Mechanik der Himmelskörper (Anwendung 12).
45. Ähnlichkeitsbeziehungen für den Fall der Oberflächenreibung an dünnen Platten (Anwendung 13).
46. Ähnlichkeitsbeziehungen betreffend den Druckverlust in zylindrischen Rohren (Anwendung 14).
47. Modellversuche zur Ermittlung des Fahrtwiderstandes der Luftschiffe und Unterseeboote. (Anwendung 15).
48. Ähnlichkeitsbeziehungen bei formgleichen Dampfturbinenrädern (Anwendung 16).
49. Normandsche Ähnlichkeit bei Reihen-Dampfmaschinen verschiedener Größe unter Voraussetzung gleicher Festigkeit (Anwendung 17).
50. Strenge mechanische Ähnlichkeit bei gleichzeitigem Wirken zweier Kräfte, erläutert an dem Beispiel eines über eine Brücke fahrenden Zuges (Anwendung 18).
51. Mechanische Ähnlichkeit im Strömungsfelde reibungsfreier Flüssigkeiten (Anwendung 19).
52. Das Newtonsche allgemeine Ähnlichkeitsgesetz bei formgleichen Antriebsschrauben und flügelartig gekrümmten Flächen (Anwendung 20).

IV. Fälle unvollständiger mechanischer Ähnlichkeit.

53. Erklärung der „unvollständigen“ mechanischen Ähnlichkeit.
 54. Ähnlichkeitsfolgerungen für die Querschwingungen gespannter Saiten (Anwendung 21).
 55. Ermittlung der kritischen Drehzahlen bei Verdrehungsschwingungen von Wellen aus Modellversuchen (Anwendung 22).
 56. Ähnlichkeitsfolgerungen für die Biegungsschwingungen von Schiffen, Treibstangen und anderen Körpern (Anwendung 23).
 57. Unvollständige mechanische Ähnlichkeit bei dem Modell einer von einer Lokomotive befahrenen Brücke (Anwendung 24).
 58. Ähnlichkeitsbeziehungen bei formähnlichen Dampfturbinenrädern (Anwendung 25).
 59. Das allgemeine Ähnlichkeitsgesetz bei formähnlichen Antriebsschrauben verschiedener Steigung (Anwendung 26).
-

I. Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik.

1. **Aufgabestellung.** Die Hilfsmittel der Ähnlichkeitsmechanik werden zur Lösung wichtiger dynamischer Aufgaben in denjenigen Fällen herangezogen, in denen der übliche mathematisch-deduktive Weg nicht zum Ziele führt, für die aber die Praxis eine Voraussage der zu erwartenden zahlenmäßigen Ergebnisse fordert. So können zum Beispiel die Widerstände der Schiffe, die an den Antriebsschrauben wirkenden Kräfte und Drehmomente, die Druckverluste in Rohrleitungen, ferner zahlreiche Wellen- und Schwingungserscheinungen der verschiedensten Art sowie andere technische oder physikalische Vorgänge mit Hilfe der Ähnlichkeitsmechanik oft in überaus befriedigender Weise zahlenmäßig festgestellt werden.

Während der Geltungsbereich der allgemeinen Mechanik, soweit es sich um rein dynamische Erscheinungen handelt, praktisch unbeschränkt ist, sind der Anwendungsmöglichkeit der Ähnlichkeitsmechanik Grenzen gesetzt. Nicht alle Bewegungsvorgänge lassen sich mittels eines Modells nachahmen, und daher können auch nicht alle dynamischen Aufgaben, welche die Praxis stellt, durch die Hilfsmittel der Ähnlichkeitsmechanik einer Lösung zugeführt werden. Hierbei ist noch zu unterscheiden, ob der betreffende Bewegungsvorgang sich streng den Forderungen der Ähnlichkeitsmechanik unterordnen läßt, oder ob er ihnen von Natur widerstrebt und sich dann nur näherungsweise den Ähnlichkeitsgesetzen — je nach Art des Falles mehr oder weniger befriedigend — fügt.

Die Gesetze der Ähnlichkeitsmechanik werden von dem Ingenieur, vornehmlich von dem des Schiffbaus und des Luftfahrzeugbaus, mangels anderer Lösungsmittel oft benutzt, und es ist daher sehr erwünscht, daß er über die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik genügende Kenntnis besitzt, um bei der Anwendung und Handhabung dieses wichtigen Hilfsmittels der Technik seine Folgerungen mit Sicherheit ziehen zu können.

Volle Vertrautheit mit den grundlegenden Fragen der Ähnlichkeitsmechanik ist häufig bei den Mathematikern oder Physikern zu finden, seltener bei den Ingenieuren, die doch gerade wegen der Möglichkeit vielseitiger technischer Anwendungen vornehmlich berufen sein sollten, dieses wichtige Sondergebiet der Mechanik zu pflegen. Dies ist im wesentlichen darin begründet, daß die Ähnlichkeitsmechanik nur selten Vortragsgegenstand an den Technischen Hochschulen ist. Der Ingenieur ist im Bedarfsfalle auf die verstreuten Abhandlungen über dieses Gebiet angewiesen oder

er stellt mangels Kenntnis derselben eigene Überlegungen an, ohne sich den schon vorliegenden Wissensstoff nutzbar zu machen. Erschwerend wirkt hierbei der Umstand, daß es — nach meiner Kenntnis — keine den Bedürfnissen der Technik angepaßte einheitliche und übersichtliche Darstellung der Ähnlichkeitsmechanik gibt. Wenn es für den praktischen Ingenieur zunächst auch nicht auf die Herleitung der Beweise dieses Wissenszweiges ankommt, sondern in erster Linie auf das Endergebnis, das ist das für den betreffenden Fall geltende „Modellgesetz“, so wird er sich doch über die Eigenart und über die vorteilhafte Verwendung von Modellversuchen nur dann vollkommene Klarheit verschaffen und die Ähnlichkeitsmechanik richtig anwenden können, wenn er mit den Grundvorstellungen dieses Wissensgebietes völlig vertraut ist.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist, diese Grundvorstellungen der Ähnlichkeitsmechanik in einem einheitlichen Bilde und in einer der Auffassung des Ingenieurs und dem technischen Maßsystem angepaßten Form darzubieten, sowie zugleich einen Überblick über den Anwendungsbereich und die Grenzen dieses Zweiges der Mechanik zu entwerfen. Zugleich möchte ich durch diese Untersuchungen erreichen, daß die Mechanik der Modelle, welche gerade dem Schiffbau, in den vielen noch ungelösten hydrodynamischen Fragen so reichlichen Nutzen durch zahlenmäßige Aufklärung bringt, Gemeingut aller derjenigen Männer werde, welche als Ingenieure den deutschen Schiffbau betreuen. Und so habe ich in den folgenden Betrachtungen vor allem Wert darauf gelegt, daß die in der Technik heute oft schematisch angewandten Modellgesetze auf ihre wahre Bedeutung hinsichtlich der Nachahmung mechanischer Bewegungsvorgänge untersucht werden.

2. Verwendungszweck der Ähnlichkeitsmechanik. Bedeutung der Modellgesetze. Um einen Überblick über das Wesen und die Bedeutung der Ähnlichkeitsmechanik zu gewinnen, sollen die grundlegenden Vorstellungen an einem Beispiel erläutert werden: Eine große ebene rechteckige Platte wird in ruhendem Wasser, das nach den Seiten und nach der Tiefe hin praktisch als unendlich ausgedehnt zu betrachten ist, rechtwinklig zu ihrer Ebene mit vorgeschriebener Geschwindigkeit gleichförmig bewegt. Die Platte soll dabei bis zu solcher Tiefe untergetaucht sein, daß ihre Oberkante sich um die Plattenhöhe unter dem Wasserspiegel befindet.

Beim Vorwärtsbewegen der Platte wird sich der ursprünglich ebene

Wasserspiegel verändern. Vorn staut sich ein Wellenberg auf, hinten senkt sich ein Tal ab, an welches sich dann weitere immer niedrigere Wellen anschließen. Auch die Umkehrung des Vorganges wäre zulässig, indem die Platte in lotrechter Stellung fest verankert wäre und das Wasser gegen sie gleichmäßig und ohne Durchwirbelung, also geschichtet, anströme; doch soll dieser zweite Fall der jetzigen Betrachtung nicht zu Grunde gelegt werden. Gefragt ist nach dem Widerstand der Platte, also nach dem Gesamtdruck, den das Wasser auf die Vorder- und Rückseite ausübt.

Die strenge mathematische Behandlung dieses Vorgangs nach den hydrodynamischen Grundsätzen führt auf Differentialgleichungen, deren Integration den Mathematikern bisher nicht gelungen ist. Auch die Bemühungen, die Aufgabe mit Hilfe vereinfachender Voraussetzungen wenigstens näherungsweise auf deduktivem Wege zu lösen, sind insofern gescheitert, als sie Rechnungsergebnisse lieferten, die mit wirklich durchgeführten Messungen keine für praktische Anwendungen genügende Übereinstimmung zeigten. Der natürliche Weg, den Wasserwiderstand großer Platten oder anderer ausgedehnter Körper, z. B. von Schiffen, zu messen, ist wegen deren Größe entweder überhaupt nicht gangbar oder kann nur mit ganz außerordentlichem Aufwand an Versuchsgerät und Meßarbeit durchgeführt werden.

Hier kommt eben die Ähnlichkeitsmechanik zu Hilfe und führt auf Grund eines Versuchs an einem der Kostenersparnis wegen verkleinerten Modell zu einer Lösung der der Analysis unzugänglichen Aufgabe in allen den Fällen, in denen es gelingt, an einer geometrisch ähnlichen, verkleinerten Ausführung die Bewegungsvorgänge „mechanisch ähnlich“ denen der meist großen Hauptausführung nachzuahmen und die Messung an dem Modellvorgang statt an der großen Anordnung vorzunehmen. Der an dem Modell gemessene Wert, wie z. B. der Wasserwiderstand oder die Leistung desselben oder der Druck auf die Flächeneinheit an einer Stelle der Platte, läßt sich alsdann mittels bestimmter Übertragungsmaßstäbe auf die große Ausführung umrechnen.

Grundbedingung für die Anwendbarkeit des Verfahrens ist stets, daß die Bewegungsvorgänge an den beiden geometrisch ähnlichen Ausführungen auch mechanisch ähnlich verlaufen. Diese Forderung führt im Falle ihrer Erfüllung auf eine von der Art der wirkenden Kräfte abhängige Beziehung zwischen den linearen und zeitlichen Größen der beiden Vergleichsvorgänge. Diese Beziehung ist bei Anstellung des Modellversuchs

genau einzuhalten und wird das „Modellgesetz“ des betreffenden Falles genannt. Die Aufsuchung der für verschiedene Fälle verschiedenen Modellgesetze, durch welche der zeitliche Verlauf der Modellbewegung in Abhängigkeit von den linearen Abmessungen festgelegt wird, bildet die Hauptaufgabe der Ähnlichkeitsmechanik.

Die Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik auf die vollständige zahlenmäßige Lösung einer praktischen Aufgabe erfordert die Ausführung folgender 6 Schritte:

1. Eine auf Grund der Mechanik anzustellende Voruntersuchung zur Prüfung der Frage: Kann die vorgelegte Aufgabe überhaupt nach dem Ähnlichkeitsverfahren behandelt werden?
2. Die Aufsuchung des für den betreffenden Fall einzuhaltenden Modellgesetzes.
3. Durchführung des Modellversuchs unter Beachtung des gefundenen Modellgesetzes.
4. Die Umrechnung des am Modell gemessenen Wertes auf die Hauptausführung unter Benutzung eines besonders zu bestimmenden Übertragungsmaßstabes.
5. Die Anstellung eines Versuches an der großen Ausführung zur unmittelbaren Messung der in Rede stehenden Größe.
6. Der Vergleich der nach dem Modellverfahren und nach der unmittelbaren Messung gefundenen Werte für die große Ausführung und Abschätzung des Genauigkeitsgrads des Modellverfahrens

In der Regel beschränkt sich die technische Praxis in gewohnheitsmäßiger Übung auf die Ausführung der Schritte 3 und 4. Es ist aber dringend zu fordern, daß sowohl die grundlegende Seite der Aufgabe — soweit sie die Anwendbarkeit der benutzten Ähnlichkeitszusammenhänge betrifft — als auch der sorgfältige Vergleich zwischen dem Ergebnis der Modelluntersuchungen und der Messungen an der großen Ausführung, ein Vergleich, der doch allein über den praktischen Wert des betreffenden Modellverfahrens entscheidet, größere Würdigung findet wie bisher. Denn nur bei scharfer kritischer Durchdringung des Einzelfalles werden Mittel und Wege zur Verbesserung des jeweiligen Verfahrens und zur Vervollkommnung der untersuchten Konstruktionen erschlossen.

Für das herangezogene Beispiel der im Wasser bewegten Platte ergibt die besondere Voruntersuchung, daß der Modellvorgang dem Hauptvorgang mechanisch ähnlich nachgebildet werden kann, und daß die an der

Wellenbildung beteiligte Schwerkraft den maßgebenden Einfluß auf das hier einzuhaltende Modellgesetz ausübt, dem bei vierfacher linearer Verkleinerung des Modells dadurch Rechnung getragen wird, daß die Geschwindigkeit der Modellplatte nur halb so groß wie die der großen Platte bemessen wird. Bei der Durchführung des Modellversuchs möge ein Widerstand der kleinen Platte $w = 28,01$ kg gemessen werden. Da der Übertragungsmaßstab für die Kräfte unter Berücksichtigung der verschiedenen Einheitsgewichte der beiden Flüssigkeiten zu 65,6 bestimmt wird, so ergibt die Umrechnung auf die Hauptausführung einen Widerstand von $W = w \cdot 65,6 = 1837,5$ kg auf die große Platte.

Wegen weiterer Einzelheiten dieses Beispiels sei auf die Anwendungen im Teil III (Abschnitt 33) hingewiesen. Hier kam es weniger auf das Zahlenmäßige des Falles an als vielmehr auf die Art der Handhabung des Modellverfahrens bei praktischen Anwendungen.

3. Entsprechende Größen. Kinematische Ähnlichkeit. Die Forderung ähnlicher Bewegungsvorgänge für Hauptausführung und Modell ist in dem Beispiel der Wechselwirkung zwischen Platte und Wasser in folgender Weise zu erfüllen: Erstens ist eine geometrisch ähnlich verkleinerte Platte herzustellen, so daß die Abmessungen der großen Ausführung das λ -fache der entsprechenden kleinen Platte sind. Ferner soll bei dem Vorgang im Großen auch die Bahn jedes Einzelteilchens sowohl der Platte als der Flüssigkeit geometrisch ähnlich der Bahn der entsprechenden Teilchen des Modells und zwar ebenfalls λ mal so groß wie diese werden.

Weiter ist dafür zu sorgen, daß ein beliebiger Zeitabschnitt bei der Bewegung eines Teilchens des Hauptvorgangs das τ -fache, des zugehörigen Zeitabschnitts der Modellbewegung wird, wobei τ eine in dem betreffenden Fall feste Zahl für alle Teilchen und für alle entsprechenden Zeiten ist.

Durch die so vorgeschriebene Zuordnung sind die Begriffe „entsprechende Längen“ und „entsprechende Zeiten“ festgelegt. Handelt es sich bei Ähnlichkeitsvorgängen nur um die Zuordnung der linearen und der zeitlichen Größen ohne Rücksicht auf die Massen und die bewegenden Kräfte, so spricht man von kinematischer Ähnlichkeit.

Betreffs unseres Beispiels ist ersichtlich, daß mit der Erfüllung der Ähnlichkeit aller linearen und zeitlichen Größen für Modell und Hauptausführung auch die Wellen an der Oberfläche des Wassers und die gesamten inneren Strömungslinien in beiden Arten ähnlich verlaufen müssen.

Weiter sollen bei beiden Ausführungen entsprechende Raumteilchen dadurch einander paarweise zugeordnet werden, daß der Raum der Hauptausführung und des Modells je durch drei Scharen beliebiger Flächen geometrisch ähnlich in unendlich kleine Teile zerlegt wird.

4. Abhängigkeit des Zeitmaßstabes vom Längenmaßstab bei dynamischen Modellvorgängen. Als notwendige, aber nicht hinreichende Bedingung dafür, daß zwei Vorgänge mechanisch ähnlich verlaufen, gilt das Bestehen kinematischer Ähnlichkeit zwischen den beiden Vorgängen: es wird also gefordert, daß jeder linearen Abmessung des Modellvorgangs eine λ mal so große lineare Abmessung des Hauptvorgangs und jedem Zeitabschnitt des Modellvorgangs ein τ mal so großer Zeitabschnitt des Hauptvorgangs entsprechen muß. λ und τ welche für alle entsprechenden Längen und Zeiten der beiden mechanisch ähnlichen Vorgänge unveränderliche Zahlen sind, sollen kurz als „Längenmaßstab“ und „Zeitmaßstab“ bezeichnet werden.

Im allgemeinen wird erklärlicherweise der Längenmaßstab größer als 1 und zwar beliebig frei z. B. $\lambda = 4$ gewählt. Dann darf über den Zeitmaßstab τ nicht mehr frei verfügt werden, da andernfalls die Vorgänge nicht mechanisch ähnlich verlaufen würden. Z. B. würden im Fall der Vorwärtsbewegung der Modellplatte bei einem beliebig angenommenen τ — oder gleichbedeutend damit bei beliebig gewählter Fortschrittsgeschwindigkeit der Platte — die Wellen an der Oberfläche und die gesamte innere Strömung nicht ähnlich der großen Ausführung nachgeahmt. Der Zeitmaßstab τ ist, wie aus den späteren Untersuchungen hervorgeht, bei dynamischen Vorgängen abhängig von λ und von den Eigenschaften der beschleunigten Stoffe, das sind in unserm Beispiel die beiden beschleunigten Flüssigkeiten. Der Zahlenwert von τ wird durch das jeweils geltende, noch zu bestimmende „Modellgesetz“ festgelegt. Je nach der Art der wirkenden Kräfte wird τ größer oder kleiner als 1 ausfallen. Ist in dem gewählten Beispiel der Längenmaßstab $\lambda = 4$, so finden wir später aus dem in diesem Fall geltenden Modellgesetz, daß zur Erfüllung mechanischer Ähnlichkeit $\tau = 2$ als Zeitmaßstab eingehalten werden muß. Wenn also bei dem Modellvorgang unseres Beispiels alle Längen auf das 4 fache verkleinert werden, so sind sämtliche Zeiten auf die Hälfte zu kürzen, andernfalls ist ein ähnlicher Strömungsverlauf nicht zu erzielen.

5. Der Begriff „mechanische Ähnlichkeit“. Man könnte sich vorstellen, daß die eben genannte Abhängigkeit zwischen den linearen

und den zeitlichen Größen durch zwei kinematische Vorrichtungen, eine große und eine kleine — vielleicht nach Art der in der Physik zur Veranschaulichung benutzten Wellenapparate — verwirklicht werden, so daß jeder einzelne Punkt zwangsläufig die vorgeschriebene Bahn durchläufe. Man würde es dann nur mit „kinematischer“ Ähnlichkeit zu tun haben.

Wenn dagegen zwei Vorgänge „mechanisch ähnlich“ verlaufen sollen, so wird damit gefordert: Die einzelnen Punkte sollen sich nicht unter kinematischem Zwang bewegen, sondern alle Massenteilchen sollen ihre Bewegungen frei unter der Wirkung der natürlichen Kräfte ausführen.

Die beiden ähnlichen Bewegungen der Hauptausführung und des Modells sollen also in allen Teilen selbsttätig nach dem dynamischen Grundgesetz: „Beschleunigungskraft ist gleich Masse mal Beschleunigung“ vor sich gehen, und es sind daher zwei entsprechende Beschleunigungskräfte der Hauptausführung und des Modells nicht nur verhältnismäßig den entsprechenden Beschleunigungen der beiden Massenteilchen, also durch Längen- und Zeitgrößen bestimmt, sondern auch verhältnismäßig den Massen und damit den Dichten der beschleunigten Massen. So fallen z. B. alle Kräfte in dem oben behandelten Fall einer in der Flüssigkeit bewegten Platte um so kleiner aus, je kleiner die Dichte der zu beschleunigenden Flüssigkeit ist.

Aus diesen Betrachtungen ist ersichtlich, daß sowohl die physikalische Art der die Beschleunigung hervorrufenden Kräfte wie auch die Eigenschaften der beschleunigten Massen einen bestimmenden Einfluß auf die Ähnlichkeitsbeziehungen der beiden Vorgänge haben.

Da die dynamische Grundgleichung die beiden mechanisch ähnlichen Bewegungen beherrscht, so müßten die Vorgänge treffender „dynamisch ähnlich“ genannt werden. Jedoch soll die einmal eingebürgerte Bezeichnung „mechanisch ähnlich“ beibehalten werden.

In dem Beispiel der bewegten Platte wird der Modellvorgang ähnlich nachgeahmt durch Einhalten der richtig bemessenen Fortschrittsgeschwindigkeit der Modellplatte, also dadurch, daß der Modellversuch unter sorgfältiger Einhaltung eines Modellgesetzes durchgeführt wird. Es gibt aber viele Fälle, in welchen der Modellvorgang vollständig selbsttätig verläuft und in welchen sich das Modellgesetz ohne äußeres Zutun allein durch das Wirken der Kräfte vollzieht. Als Beispiel sei das physische Pendel genannt: hier wird ein Modell nach Ablenkung aus der Gleichgewichtslage selbsttätig seine

Bewegungen mechanisch ähnlich denen der großen Pendelanordnung ausführen (vgl. Abschnitt 34).

6. *Geschichtliche Entwicklung der Ähnlichkeitsmechanik.* Schon Aristoteles*) hat Untersuchungen über das statische Verhalten geometrisch ähnlicher Holzstäbe gegen Biegung angestellt. Galilei**) beschäftigte sich mit Betrachtungen statischer Art über Ähnlichkeit von Maschinen und fand, daß der Festigkeitswiderstand eines Konstruktionsgliedes nicht im Verhältnis seiner linearen Abmessungen wächst.

Jedoch erst Isaac Newton***) hat in seinen 1687 veröffentlichten „Principien“ den Begriff der „mechanischen Ähnlichkeit“ klar ausgesprochen, indem er die Frage aufwirft, unter welchen Bedingungen verlaufen zwei geometrisch ähnliche Vorgänge auch mechanisch ähnlich? Er fordert für zwei mechanisch ähnliche Vorgänge, daß die Längen, Zeiten, Kräfte und Massen je ein unveränderliches Verhältnis zu den entsprechenden Elementen des andern Vorgangs haben und stellt die notwendigen und hinreichenden Bedingungen für das Bestehen mechanischer Ähnlichkeit, sowie ferner ein allgemeines Ähnlichkeitsgesetz für alle dynamischen Fälle auf. Dieses letztere verwertet er mit Vorteil bei der Behandlung von Aufgaben über die Bewegung von Körpern in widerstehenden Mitteln. Von Newton stammt jedoch nicht das häufig mit seinem Namen belegte Gesetz der entsprechenden Geschwindigkeiten, welches z. B. bei Modellversuchen zur Ermittlung des Schiffswiderstandes angewandt wird. Auch hat er die für die praktischen Anwendungen entscheidende Frage, ob und unter welchen Umständen das von ihm aufgestellte allgemeine Ähnlichkeitsgesetz verwirklicht werden kann, nicht aufgeworfen.

Cauchy hat 1829 in einer der Pariser Akademie der Wissenschaften vorgelegten Abhandlung eine Verallgemeinerung eines von Savart†) experimentell gefundenen Satzes über die Schwingungen ähnlicher elastischer Gefäße gegeben††): Er beweist dort, daß die Differentialgleichungen der Bewegung eines großen elastischen Körpers in vollkommene Übereinstimmung mit denen eines geometrisch ähnlichen Modells gebracht werden können und zeigt ferner, daß — als Folge des Wirkens elastischer Kräfte — die

*) Aristoteles, *Mechanica problemata*.

**) Galilei, *Discorsi* 1638, deutsch Ostwalds Klassiker Heft 11 S. 106—109.

***) Newton, *Principia* 1687, liber II sectio VII propositio 32.

†) Savart, *Annales de Chimie*, Paris. 1825, Bd. 29.

††) Cauchys Beweisgang ist in der *Dynamik* von Routh, deutsch von Schepp, Leipzig, 1898, Bd. 1, S. 331, im Auszug wiedergegeben.

Schwingungszeiten verhältnismäßig mit den linearen Abmessungen der Ausführung wachsen müssen.

Bertrand*) hat dann im Jahre 1847 in Anlehnung an die Cauchysche Beweisführung die Gesetze der mechanischen Ähnlichkeit in voller Strenge ausgesprochen und das Newtonsche allgemeine Ähnlichkeitsgesetz in die Form einer Bedingungsgleichung gekleidet, der die vier Vergleichsmaßstäbe der Längen, Zeiten, Kräfte und Massen genügen müssen. Weiter hat er die Wichtigkeit der Ähnlichkeitsbeziehungen für praktische Zwecke betont und in den Anwendungen einige besondere Modellgesetze entwickelt. So ist unter seinen Beispielen auch eins, in welchem die Schwerkraft die Bewegungsvorgänge beeinflusst, und er findet als Modellgesetz dieses Falles, daß entsprechende Zeiten des Haupt- und des Modellvorgangs in geradem Verhältnis der Wurzeln aus entsprechenden Längen und in umgekehrtem Verhältnis der Wurzeln aus den beiden Erdbeschleunigungen stehen müssen. Der ganzen Herleitung nach haben wir in diesen 1847 veröffentlichten Erkenntnissen den Keim des beim Wirken der Schwere gültigen „Modellgesetzes der entsprechenden Geschwindigkeiten“ zu erblicken.

In der Technik hat William Froude**) 1869 der Ähnlichkeitsmechanik Heimatrecht verschafft, indem er der englischen Admiralität vorschlug, den Schiffswiderstand nach einem Verfahren zu bestimmen, bei welchem ein Schiffsmodell mit solcher Geschwindigkeit geschleppt wird, daß die von ihm erzeugten Wellen — an Bug und Heck und an den Seitenwänden — denen des großen Schiffes mechanisch ähnlich werden und so die Beziehungen mechanischer Ähnlichkeit für die beiden Vorgänge Geltung erhalten. Dieses von Froude benutzte Modellgesetz ist nur anwendbar in dem Fall, daß allein die Schwerkraft auf die Beschleunigungsvorgänge bestimmend einwirkt.

Weiter hat H. v. Helmholtz***) die Ähnlichkeitsmechanik in mehreren fruchtbringenden Untersuchungen gefördert.

*) Bertrand, Comptes Rendus (25) 1847, S. 163 und Journal de l'école polyt. 1848, cahier 32 S. 189.

**) William Froude, Transactions of the Inst. of Nav. Arch. XI, 1870, S. 80—93, und Report of the British Association 1872, sowie Verh. d. Vereins z. Bef. d. Gewerbfließes. 1876, S. 333.

***) Helmholtz, Über ein Theorem, geometrisch ähnliche Bewegungen flüssiger Körper betreffend, nebst Anwendung auf das Problem, Luftballons zu lenken, Monatsberichte der Akad. d. Wiss., Berlin 1873 S. 501 und Zur Theorie von Wind und Wellen, Sitzungsberichte der Akad. d. Wiss. Berlin 1889 Bd. 2 S. 761, ferner Verh. d. phys. Ges. Berlin 1889 S. 61.

Für Bewegungsvorgänge in Flüssigkeiten, bei denen die Zähigkeit maßgebenden Einfluß besitzt, hat O. Reynolds*) dem in solchen Fällen geltenden Modellgesetz eine besonders geschickte Form gegeben.**)

7. Die Bertrandsche Bedingungs-gleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben der dynamischen Grundgleichung. Bertrand erkannte, daß im Falle mechanischer Ähnlichkeit die dynamischen Grundgleichungen der Bewegung für zwei entsprechende Vorgänge zu vollkommener Übereinstimmung zu bringen sind. Zur Durchführung dieses Vergleichs benutzte er den Satz von den virtuellen Arbeiten in der Gestalt der Lagrangeschen Grundgleichung. Wir wählen einen anderen, dem Ingenieur geläufigeren Weg und gehen von den gewöhnlichen Differentialgleichungen der Bewegung aus. Sie mögen für eine beliebig gewählte Richtung die Form haben:

$$\text{Für die Hauptausführung} \dots M \frac{d^2 X}{d T^2} = K \dots (1)$$

$$\text{Für das Modell} \dots m \frac{d^2 x}{d t^2} = k, \dots (2)$$

wobei die großen und weiter unten auch die eingeklammerten Formelzeichen stets für den Hauptvorgang, die kleinen für den Modellvorgang gelten sollen. Es bedeuten in den beiden mechanisch ähnlichen Vorgängen:

X und x entsprechende Längen oder Koordinaten,

T „ t „ Zeiten,

K „ k „ Kräfte,

M „ m „ Massenteilchen.

Es bezeichne ferner:

λ den Längenmaßstab, also das Verhältnis $\frac{X}{x}$

τ den Zeitmaßstab, also das Verhältnis $\dots \frac{T}{t}$

κ den Kräftemaßstab, also das Verhältnis $\dots \frac{K}{k}$

μ den Massenmaßstab, also das Verhältnis $\frac{M}{m}$,

*) Reynolds, Phil. Transactions of the Royal Soc. of London Bd. 174, 1883 S. 935 u. 973.

**) Weitere geschichtliche Quellen, vor allem der Gegenwart, sind bei der späteren ausführlichen Behandlung des Gegenstandes in Teil II und III zu finden.

für letzteres kann geschrieben werden:

$$\frac{M}{m} = \frac{(\varrho) \text{Vol}}{\varrho \text{vol}} = \frac{\frac{(\gamma)}{(\text{g})} \text{Vol}}{\frac{\gamma}{\text{g}} \text{vol}},$$

worin $(\varrho) = \frac{(\gamma)}{(\text{g})}$ und $\varrho = \frac{\gamma}{\text{g}}$ die Dichten der beiden bewegten Stoffe, Vol und vol entsprechende Rauminhalte sind.

Es bestehen also die Gleichungen:

$$X = x \lambda \quad T = t \tau \quad K = k \varkappa \quad M = m \mu \dots \dots \dots (3)$$

Im Abschnitt 13 wird gezeigt, daß für zwei entsprechende Geschwindigkeiten der Hauptausführung und des Modells $V_x = \frac{dX}{dT}$ und $v_x = \frac{dx}{dt}$ die Ähnlichkeitsbeziehung $V_x = v_x \frac{\lambda}{\tau}$ und für zwei entsprechende Beschleunigungen

$$B_x = \frac{dV_x}{dT} = \frac{d^2X}{dT^2} \quad \text{und} \quad b_x = \frac{dv_x}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$$

die Ähnlichkeitsbeziehung $B_x = b_x \frac{\lambda}{\tau^2}$ gilt.

Wird dies in Gl. 1 eingesetzt, so geht sie über in:

$$m \mu \frac{d^2x}{dt^2} \frac{\lambda}{\tau^2} = k \varkappa \dots \dots \dots (1a)$$

Soll diese den Hauptvorgang beschreibende Differentialgleichung vollkommen übereinstimmen mit der den Modellvorgang betreffenden Gl. 2, so muß die Gleichung

$$\mu \frac{\lambda}{\tau^2} = \varkappa, \dots \dots \dots (4)$$

die „Bertrandsche Bedingungsgleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben $\lambda, \tau, \varkappa, \mu$ “, erfüllt sein. Dies Ergebnis läßt sich so zusammenfassen: Sollen zwei Bewegungsvorgänge mechanisch ähnlich verlaufen, so ist eine notwendige Bedingung, daß die für den ersten Vorgang geltenden Bewegungsgleichungen vollständig mit den für den ähnlichen Vorgang geltenden zur Übereinstimmung gebracht werden können. Diese Bedingung ist erfüllt, wenn zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben $\lambda, \tau, \varkappa, \mu$ die Bedingungsgleichung 4 — also $\varkappa = \mu \frac{\lambda}{\tau^2}$ — besteht.

Aus dieser Gleichung ist weiter zu ersehen, daß erstens der Kräftemaßstab \varkappa abhängt von dem Massenmaßstab μ , also auch von den Eigen-

schaften der beschleunigten Stoffe, und daß zweitens in jedem Einzelfall bei unveränderlichem λ und τ nur dann μ eine feste Zahl sein kann, wenn \varkappa eine solche ist.

Dabei ist folgendes als wesentlich zu beachten: Die Verwirklichung der Nachahmung eines Hauptvorgangs durch einen Modellvorgang ist, wie weiter unten noch näher erörtert wird, praktisch nur dann erreichbar, wenn der Kräftemaßstab \varkappa für alle Paare entsprechender Kräfte des behandelten Falls denselben unveränderlichen Wert besitzt. Mit der Unveränderlichkeit von \varkappa ist sofort die Unveränderlichkeit von μ verbunden. Da die Masse eines Teilchens gleich dem Produkt aus Dichte und Rauminhalt ist, so folgt aus dem unveränderlichen Verhältnis der Massen auch ein unveränderliches Verhältnis der Dichten (ρ) und ρ aller entsprechenden Massenteilchen.

8. Erfüllung der Anfangs- und Grenzbedingungen. Soll die Integration der Differentialgleichungen der Bewegung auf mechanisch ähnliche endliche Bewegungsvorgänge führen, so müssen in beiden Ausführungen schon anfangs die Koordinaten entsprechender Teilchen einander geometrisch ähnlich sein, die Dichten entsprechender Teilchen in einem festen Verhältnis stehen und die entsprechenden Massen sich in parallelen Richtungen und im richtigen Zeitverhältnis ähnlich bewegen. Sind diese Anfangsbedingungen auf Grund fester Maßstäbe λ , τ und μ erfüllt, so werden beide Massengruppen fortfahren, sich ähnlich zu bewegen, wenn sie unter der Wirkung solcher Kräfte stehen, die sich einem einheitlichen Kräftemaßstab \varkappa unterordnen. Dieser muß dann die Bertrandsche Bedingungsgleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben $\varkappa = \mu \frac{\lambda}{\tau^2}$ erfüllen.

Besondere Aufmerksamkeit ist ferner darauf zu richten, daß die Ähnlichkeit auch an den äußeren Grenzen der bewegten Körper wirklich gewahrt wird. So muß in dem hier zur Erläuterung herangezogenen Beispiel der in einer Flüssigkeit bewegten Platte bei dem Modellversuch sorgfältig darauf geachtet werden, daß die Modellflüssigkeit nach den Seiten und nach der Tiefe entsprechend den für die große Ausführung gestellten Bedingungen praktisch als unbegrenzt angesehen werden kann, damit die Begrenzungswände auf die Ähnlichkeit der Nachahmung des Strömungsvorgangs keinen merkbar störenden Einfluß ausüben können. Ganz allgemein muß die geometrische Ähnlichkeit für alle Teile der Hauptausführung und des Modells gewahrt sein.

Gegen diese Bedingungen wird in den praktischen Anwendungen recht häufig verstoßen.

9. Einheitlichkeit des Kräftemaßstabs bei mechanisch ähnlichen Vorgängen. Der Wert des Kräftemaßstabs $\alpha = \mu \frac{\lambda}{v^2}$ stellt nach den Ausführungen des Abschnitts 7 zugleich

das Verhältnis $\alpha = \frac{K}{k} = \frac{M \frac{d^2 X}{d T^2}}{m \frac{d^2 x}{d t^2}}$, das ist das Verhältnis der resultierenden Massenbeschleunigungskräfte zweier entsprechender Massenteilchen, dar.

Die resultierende Beschleunigungskraft setzt sich im allgemeinen aus verschiedenartigen Kräften zusammen. Für letztere können in Frage kommen: Irdische Schwerkräfte, die allgemeine Schwere, die Flüssigkeitsreibung, elastische Kräfte, Kapillarkräfte, Normal- und Tangentialkräfte starrer Körper, Druckkräfte in Flüssigkeiten, Dämpfungswiderstände und andere mehr. Jede einzelne dieser Kräftearten muß, wenn sie an dem betreffenden Fall überhaupt beteiligt ist, an den Massen der beiden mechanisch ähnlichen Vorgänge derart wirksam sein, daß je einer Einzelkraft des Modells eine α mal so große Einzelkraft der Hauptausführung entspricht.

Werden für eine bestimmte Richtung, die als x -Richtung bezeichnet wird, die einzelnen Kräftearten des Hauptvorgangs mit K_1, K_2, K_3 usw., die des Modellvorgangs mit k_1, k_2, k_3 usw. bezeichnet, in dem Sinne, daß in den Gln. 1 und 2 für K und k gesetzt werden kann:

$$K = K_1 + K_2 + K_3 + \dots$$

$$k = k_1 + k_2 + k_3 + \dots,$$

so lauten Gln. 1 und 2 jetzt:

$$M \frac{d^2 X}{d T^2} = K_1 + K_2 + K_3 + \dots \quad (5)$$

$$m \frac{d^2 x}{d t^2} = k_1 + k_2 + k_3 + \dots \quad (6)$$

Bertrand hat klar erkannt, daß die beiden Vorgänge nur dann mechanisch ähnlich verlaufen können, wenn die entsprechenden Paare K_1, k_1 und K_2, k_2 usw. der verschiedenen Kräftearten, welche an den betreffenden Vorgängen mitwirken, den gleichen Kräftemaßstab α wie die Beschleunigungskräfte aufweisen. Der Vergleich der letzteren hat auf die Bedingungsgleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben $\alpha = \mu \frac{\lambda}{v^2}$ geführt; der

Vergleich der Glieder der rechten Seiten liefert für jede einzelne der an dem Bewegungsvorgang beteiligten Kräftearten eine neue Gleichung für κ , entsprechend den Verhältnissen

$$\kappa = \frac{K_1}{k_1}, \quad \kappa = \frac{K_2}{k_1} \text{ usw.}$$

10. Widersprechende Bedingungen und Grenzen der Anwendbarkeit der Ähnlichkeitsmechanik. Bei der Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik auf einen praktischen Fall wird der Längenmaßstab λ beliebig passend gewählt. Außerdem ist μ , das Verhältnis entsprechender Massen durch die Dichten $(\gamma)/(g)$ und γ/g der beiden beschleunigten Stoffe der Hauptausführung und des Modells und durch das Verhältnis entsprechender Rauminhalte, also durch λ^3 , gegeben. So sind in der Bertrandschen Bedingungsgleichung der vier Ähnlichkeitsmaßstäbe $\kappa = \mu \frac{\lambda}{\tau^2}$ nur κ und τ noch Unbekannte.

Sofern zu dieser Gleichung noch eine weitere Beziehung hinzutritt, die κ aus λ und τ zu berechnen gestattet, werden alle vier Maßstäbe λ , τ , κ und μ und damit auch das für den Fall in Frage kommende Modellgesetz bekannt. Eine solche zweite Beziehung ist durch die obige Gleichung $\kappa = \frac{K_1}{k_1}$ gegeben. Aus dieser Betrachtung ist daher der folgende wichtige Schluß zu ziehen: Die an sich noch unbekanntenen Werte des Zeitmaßstabs τ und des Kräftemaßstabs κ werden durch zwei unabhängige Beziehungen eindeutig bestimmt, nämlich durch den Vergleich der entsprechenden Massenbeschleunigungskräfte MB und mb , der auf die Bertrandsche Bedingungsgleichung der vier Ähnlichkeitsmaßstäbe führt, und zweitens durch den Vergleich zweier entsprechender Kräfte, die die physikalische Ursache der Massenbeschleunigung sind, wie z. B. die Schwerkraft.

Eine dritte Gleichung $\kappa = K_2/k_2$, welche einer zweiten beteiligten Kräfteart entspringt, führt bei dieser Aufgabestellung, wie wir später sehen werden, zu Widersprüchen für den Fall, daß sie eine weitere unabhängige Beziehung liefert. Wie die Anwendungen zeigen, stellen sich einem Ausweg aus dem Widerstreit der Beziehungen in der Regel unüberwindliche Schwierigkeiten entgegen. Das Anwendungsgebiet der Ähnlichkeitsmechanik ist demnach beschränkt: Mechanisch ähnliche Vorgänge lassen sich im allgemeinen nur in denjenigen Fällen erzeugen, bei denen entweder nur eine Kräfteart, wie z. B. nur die Schwerkraft oder nur elastische Kräfte oder nur innere Reibungskräfte usw., maßgebenden Einfluß haben,

oder bei denen es gelingt, verschiedene Kräftearten zu gemeinsamer Wirkung mit sich nicht widersprechenden Beziehungen zu bringen.

11. Sonderstellung der Normal- und Tangentialkräfte starrer Körper, der Druckkräfte unzusammendrückbarer Körper und der reinen Dämpfungswiderstände. Der Begriff „physikalische Kräfte“. Die an der Oberfläche und im Innern starrer Körper wirkenden Normalkräfte, ferner die im Innern starrer Körper angreifenden Tangentialkräfte, sowie die im Innern oder an den äußeren Begrenzungswänden auftretenden Normalkräfte unzusammendrückbarer Flüssigkeiten nehmen in der Ähnlichkeitsmechanik eine Sonderstellung unter den Kräften ein. Während die übrigen Kräfte durch physikalische Beiwerte, zum Beispiel die Schwerkraft eines Körpers durch den Beiwert des Einheitsgewichtes oder die Flüssigkeitsreibung durch den Beiwert der Zähigkeit usw., erklärt werden, ist dies bei der eben genannten Gruppe von Kräften nicht möglich. Die letzteren liefern aus diesem Grunde auch keine Beziehungen zwischen α und den anderen Maßstäben. Hieran ändert natürlich nichts, wenn man sie in der Form schreibt: Kraft gleich Spannung mal zugehörige Fläche, wobei die Spannung als Kraft durch zugehörige Fläche erklärt wird.

Zu dieser Sondergruppe gehören auch die reinen Dämpfungswiderstände, die, sofern sie lediglich eine Folge der Massenbeschleunigung von Flüssigkeitsteilchen sind, in der reinen Form $W = \alpha (\rho) F V^2$ mit α als Zahlenbeiwert auftreten.

Bei den einzelnen Anwendungen der Ähnlichkeitsmechanik fällt diese Sonderstellung der physikalisch nicht erklärten Kräfte dadurch besonders auf, daß jede der übrigen mit einem physikalischen Beiwert behafteten Kräfte bei der Untersuchung eine besondere Beziehung zwischen α und den anderen Maßstäben liefert, die zusammen mit der Bertrandschen Bedingungsgleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben auf das für den betreffenden Fall giltige Modellgesetz führt. Als physikalisch erklärte Kräfte treten im Teil II bei Aufstellung der Modellgesetze folgende fünf Kräftearten auf: Irdische Schwerkräfte, allgemeine Schwerkräfte, innere Flüssigkeitsreibung, elastische Kräfte und Kapillarkräfte.

Zu diesen durch physikalische Beiwerte erklärten Kräften, die kurz „physikalische Kräfte“ heißen sollen, gehören also weder die oben aufgeführten Normal- und Tangentialkräfte, noch die reinen Dämpfungskräfte: Sie begründen kein besonderes Modellgesetz wie die physikalischen Kräfte

und können daher auch nicht zu widersprechenden Beziehungen führen. Ihr Kräftemaßstab nimmt von selbst — das heißt auf Grund der natürlichen Beschleunigungsvorgänge — den durch die resultierende Beschleunigungskraft und, wenn eine physikalische Kraft mitwirkt, den zugleich auch durch diese bestimmten Wert κ an.

Sofern Tangentialkräfte durch physikalische Beiwerte wie im Falle gleitender Reibung erklärt werden, sind sie zu den physikalischen Kräften zu zählen. Nur wenn etwa die Reibungskräfte, wie es oft schematisch geschieht, mit den Normalkräften gleichmäßig wachsend — also mit unveränderlichem Beiwert — angenommen werden, gehören sie in die Sondergruppe von Kräften, die kein Modellgesetz begründen.

12. Ausschließliche Verwendung des technischen Maßsystems. Die drei technischen Grundmaßstäbe λ , τ , κ der Ähnlichkeitsmechanik. Während Mathematiker und Physiker bei der Behandlung mechanisch ähnlicher Vorgänge das physikalische Maßsystem mit den Grundeinheiten, Länge, Zeit und Masse bevorzugen, ist es bei technischen Anwendungen geboten, das technische Maßsystem zu benutzen. In den folgenden Untersuchungen werden daher überall das Meter als Längeneinheit, die Sekunde als Zeiteinheit und das Kilogramm als Kräfteinheit verwandt. Von diesen drei Grundeinheiten werden alle weiteren Maßeinheiten abgeleitet.

Entsprechend den untereinander nicht vergleichbaren Ausmaßen der technischen Mechanik gibt es in der technischen Ähnlichkeitsmechanik auch nur drei „Grundmaßstäbe“, den Längenmaßstab λ , den Zeitmaßstab τ und den Kräftemaßstab κ mit den im Abschnitt 7 festgesetzten Bedeutungen. Bei ähnlichen Vorgängen sind daher entsprechende Längen L , l , entsprechende Zeiten T , t , sowie entsprechende Kräfte K , k durch die Gln. $L = l \lambda$, $T = t \tau$, $K = k \kappa$ einander zugeordnet. λ , τ , κ sind für jeden Einzelfall unveränderliche Zahlenwerte.

Der Massenmaßstab μ scheidet bei Wahl dieses Maßsystems als Grundmaßstab aus. Er läßt sich sofort aus λ , τ , κ mittels der Bertrand'schen Bedingungsgleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben zu $\mu = \kappa \frac{\tau^2}{\lambda}$ ableiten.

Im physikalischen Maßsystem würden sich die Ähnlichkeitsbeziehungen bei Wahl von λ , τ und μ als Grundmaßstäbe am einfachsten gestalten. Dieser letztere Weg ist von den Physikern nicht immer beschritten worden.

So hat Helmholtz in seiner Abhandlung „Über ein Theorem, geometrisch ähnliche Bewegungen flüssiger Körper betreffend, nebst Anwendung auf das Problem, Luftballons zu lenken“*) andere Grundmaßstäbe, darunter auch den Geschwindigkeitsmaßstab $n = V/v$ seinen Ähnlichkeitsbetrachtungen zugrunde gelegt. Die von ihm entwickelten Ähnlichkeitszusammenhänge haben jedoch dadurch eine wenig übersichtliche Form erhalten.

13. Abgeleitete Übertragungsmaßstäbe. Die Maßstabregel. Mit der Festlegung der Maßstäbe für die Grundgrößen der Längen, Zeiten und Kräfte sind auch die Übertragungsmaßstäbe für die abgeleiteten Größen der Geschwindigkeiten, Flächen, Rauminhalte, Beschleunigungen usw. gegeben.

Es bezeichnen V und v zwei entsprechende Geschwindigkeiten der Hauptausführung und des Modells in m/sk ; dann ist $V = \frac{dS}{dT}$ und $v = \frac{ds}{dt}$. Für die entsprechenden Bahnelemente dS und ds gilt $dS = ds \lambda$, für die entsprechenden Zeitelemente dT und dt gilt $dT = dt \tau$. Mithin ist: $V = \frac{dS}{dT} = \frac{ds}{dt} \frac{\lambda}{\tau} = v \frac{\lambda}{\tau}$ und der Übertragungsmaßstab für entsprechende Geschwindigkeiten wird:

$$\frac{V}{v} = \frac{\lambda}{\tau} \dots \dots \dots (8)$$

Für Geschwindigkeitskomponenten gilt das Gleiche, also

$$\frac{V_x}{v_x} = \frac{\lambda}{\tau}$$

Sind daher bei zwei mechanisch ähnlichen Vorgängen die linearen Abmessungen an den Längenmaßstab λ und die zeitlichen Größen an den Zeitmaßstab τ gebunden, so sind die Geschwindigkeiten der Hauptausführung und des Modells mittels des festen Übertragsmaßstabes $\frac{\lambda}{\tau}$ paarweise einander als „entsprechende Geschwindigkeiten“ zugeordnet.

Auf Grund gleicher Überlegungen ergibt sich für den Übertragungsmaßstab entsprechender Beschleunigungen B und b , gemessen in m/sk^2 , das in dem betreffenden Ähnlichkeitsfall feste Verhältnis

$$\frac{B}{b} = \frac{\lambda}{\tau^2} \dots \dots \dots (9)$$

Für Beschleunigungskomponenten gilt das Gleiche, also

$$\frac{B_x}{b_x} = \frac{\lambda}{\tau^2}$$

*) Helmholtz, Monatsberichte der Kgl. preuß. Ak. d. Wiss. Berlin 1873 S. 501.

Für entsprechende Arbeiten A und a , gemessen in m/kg , wird der feste Übertragungsmaßstab

$$\frac{A}{a} = \lambda x \dots \dots \dots (10)$$

Hieraus ist ersichtlich, daß bei zwei mechanisch ähnlichen Vorgängen je zwei beliebige, einander entsprechende mechanische Größen allgemein derart einander zugeordnet sind, daß für jede Größenart ein besonderer fester Übertragungsmaßstab besteht, der aus den drei Grundmaßstäben λ , τ , x gebildet werden kann.

Vergleicht man bei den Geschwindigkeiten die Maßeinheit $\frac{m}{sk}$ mit dem Übertragungsmaßstab $\frac{\lambda}{\tau}$, und stellt man ferner der Maßeinheit der Beschleunigung $\frac{m}{sk^2}$ den Übertragungsmaßstab $\frac{\lambda}{\tau^2}$ gegenüber, so erkennt man, daß Maßeinheit und Übertragungsmaßstab je dasselbe Bildungsgesetz zeigen. Dieser Zusammenhang besteht bei mechanisch ähnlichen Vorgängen für alle Größenarten.

In der folgenden Tafel sind in Spalte 1 die wichtigsten mechanischen Größen zusammengestellt worden; Spalte 2 enthält die technischen Maßeinheiten, Spalte 3 die Übertragungsmaßstäbe und Spalte 4 die zugehörigen Ähnlichkeitsbeziehungen. Unbenannte Zahlengrößen wie Winkel, Dehnungen, Schiebungen usw. sind in Hauptausführung und Modell gleich groß. Ihre Maßeinheiten und Übertragungsmaßstäbe sind gleich 1.

Ein Vergleich der Spalten 2 und 3 läßt die Richtigkeit folgender „Maßstabregel“ erkennen: Bei mechanisch ähnlichen Vorgängen ist der Übertragungsmaßstab für eine beliebige abgeleitete Größe aus den Grundmaßstäben λ , τ , x in der gleichen Weise zu bilden, wie die zugehörige Maßeinheit aus den Grundmaßen m , sk , kg .

14. Die erweiterte Maßstabregel. Zwei Vorgänge seien mechanisch ähnlich. L_1 , L_2 seien zwei beliebige Längen des Hauptvorgangs, l_1 , l_2 die entsprechenden Längen des Modellvorgangs. Dann gilt für den Längenmaßstab:

$$\lambda = \frac{L_1}{l_1} = \frac{L_2}{l_2} = \frac{L_2 + L_1}{l_2 + l_1} = \frac{L_2 - L_1}{l_2 - l_1} = \frac{dL}{dl} = \frac{dL}{dL} = \frac{dL}{dL}.$$

Die gleiche Erweiterung gilt für andere Größenarten. Daraus entspringt der Satz: Entsprechende Summen oder Differenzen oder Differentiale einer

1		2	3	4
Formelzeichen für Hauptausführung und Modell		Technische Maßeinheit	Uebersetzungsmaßstab	Ähnlichkeitsbeziehung
Länge	L l	m	λ	$L = l \lambda$
Zeit	T t	sk	τ	$T = t \tau$
Kraft	K k	kg	κ	$K = k \kappa$
Fläche	F f	m ²	λ^2	$F = f \lambda^2$
Rauminhalt	Vol vol	m ³	λ^3	$\text{Vol} = \text{vol} \lambda^3$
Geschwindigkeit	V v	$\frac{m}{sk}$	$\frac{\lambda}{\tau}$	$V = v \frac{\lambda}{\tau}$
Beschleunigung	B b	$\frac{m}{sk^2}$	$\frac{\lambda}{\tau^2}$	$B = b \frac{\lambda}{\tau^2}$
Sekundliche Drehzahl	N n	$\frac{1}{sk}$	$\frac{1}{\tau}$	$N = n \frac{1}{\tau}$
Winkelgeschwindigkeit	(ω) ω	$\frac{1}{sk}$	$\frac{1}{\tau}$	(ω) = $\omega \frac{1}{\tau}$
Winkelbeschleunigung	(ε) ε	$\frac{1}{sk^2}$	$\frac{1}{\tau^2}$	(ε) = $\varepsilon \frac{1}{\tau^2}$
Masse	M m	$\frac{kg \ sk^2}{m}$	$\frac{\kappa \ \tau^2}{\lambda}$	$M = m \frac{\kappa \ \tau^2}{\lambda}$
Drehmoment	\mathfrak{M} m	m kg	$\lambda \ \kappa$	$\mathfrak{M} = m \lambda \ \kappa$
Arbeit	A a	m kg	$\lambda \ \kappa$	$A = a \lambda \ \kappa$
Leistung	E e	$\frac{m \ kg}{sk}$	$\frac{\lambda \ \kappa}{\tau}$	$E = e \frac{\lambda \ \kappa}{\tau}$
Druck auf Flächeneinheit	P p	$\frac{kg}{m^2}$	$\frac{\kappa}{\lambda^2}$	$P = p \frac{\kappa}{\lambda^2}$
Dichte = $\frac{\text{Einheitsgewicht}}{\text{Erdbeschleunigung}}$	(ϱ) ϱ	$\frac{kg \ sk^2}{m^4}$	$\frac{\kappa \ \tau^2}{\lambda^4}$	(ϱ) = $\varrho \frac{\kappa \ \tau^2}{\lambda^4}$
Einheitsgewicht	(γ) γ	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{\kappa}{\lambda^3}$	(γ) = $\gamma \frac{\kappa}{\lambda^3}$
Technischer Zähigkeitsbeiwert	(η) η	$\frac{kg \ sk}{m^2}$	$\frac{\kappa \ \tau}{\lambda^2}$	(η) = $\eta \frac{\kappa \ \tau}{\lambda^2}$
Zähigkeitsmaß	(ν) ν	$\frac{m^2}{sk}$	$\frac{\lambda^2}{\tau}$	(ν) = $\nu \frac{\lambda^2}{\tau}$
Elastizitätsmodul	E e	$\frac{kg}{m^2}$	$\frac{\kappa}{\lambda^2}$	$E = e \frac{\kappa}{\lambda^2}$
Schubmodul	G g	$\frac{kg}{m^2}$	$\frac{\kappa}{\lambda^2}$	$G = g \frac{\kappa}{\lambda^2}$
Winkel	(α) α	1	1	(α) = α
Dehnung	(ε) ε	1	1	(ε) = ε
Schiebung	(γ) γ	1	1	(γ) = γ

beliebigen Größenart haben bei mechanisch ähnlichen Vorgängen denselben Übertragungsmaßstab wie die zugehörigen einfachen Größen.

Es seien ferner F und f zwei beliebige einander entsprechende Flächen. Dann ist der zugehörige Übertragungsmaßstab:

$$\lambda^2 = \frac{F}{f} = \frac{L_2}{l^2} = \frac{L_1^2}{l_1^2} = \frac{L_2^2}{l_2^2} = \frac{L_1 L_2}{l_1 l_2} = \frac{L_1 (L_1 + L_2)}{l_1 (l_1 + l_2)} = \frac{L_1 (L_1 - L_2)}{l_1 (l_1 - l_2)} \text{ usw.} \quad (11)$$

Ebenso gilt für das Quadrat einer Größe z. B. der Geschwindigkeit:

$$\frac{\lambda^2}{\tau^2} = \frac{V^2}{v^2} = \frac{V_1 V_2}{v_1 v_2} = \frac{V_2 (V_2 - V_1)}{v_2 (v_2 - v_1)} \text{ usw.} \quad (12)$$

Weiter kann man den Übertragungsmaßstab z. B. für zwei entsprechende Beschleunigungen B und b in folgender Weise ausdrücken:

$$\frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{B}{b} = \frac{\lambda^2}{\tau^2} \frac{1}{\lambda} = \frac{V^2}{v^2} \frac{1}{L} = \frac{V^2}{L} : \frac{v^2}{1} \quad (13)$$

Alle diese Umformungen lassen sich in folgende „erweiterte Maßstabregel“ zusammenfassen: Bei zwei mechanisch ähnlichen Vorgängen läßt sich der Übertragungsmaßstab zwischen zwei entsprechenden Größen ersetzen durch den Übertragungsmaßstab zweier beliebiger anderer entsprechender Größen, sofern sie gleiche Maßeinheit wie die ersteren haben.

15. Das allgemeine Ähnlichkeitsgesetz Newtons als Folge der Trägheit der beschleunigten Massen. In zwei mechanisch ähnlichen Vorgängen, Hauptausführung und Modell, erfahren zwei entsprechende Massenteilchen M und m entsprechende Beschleunigungen B und b . Die zur Überwindung der Trägheit der Massen erforderlichen beiden Beschleunigungskräfte sind MB und mb . Aus ihnen soll der Kräftemaßstab α abgeleitet werden. Die Dichte von M sei $(\rho) = \frac{(\gamma)}{(\delta)}$, die von m $\rho = \frac{\gamma}{\delta}$. Das Verhältnis der entsprechenden Rauminhalte von M und m ist $\text{Vol}/\text{vol} = \lambda^3$. Der Übertragungsmaßstab der zwei entsprechenden Beschleunigungen ist nach der Maßstabregel des Abschnitts 13: $\frac{B}{b} = \frac{\lambda}{\tau^2}$. Aus dem Vergleich der Massenbeschleunigungskräfte ergibt sich als allgemeine Gleichung für den Kräftemaßstab α :

$$\alpha = \frac{MB}{mb} = \frac{(\rho) \text{Vol} B}{\rho \text{vol} b} = \frac{(\rho)}{\rho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2},$$

also

$$\alpha = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2}, \quad (14)$$

oder wenn λ und τ je durch das Verhältnis zweier entsprechender Längen L/l und zweier entsprechender Zeiten T/t der Hauptausführung und des Modells ersetzt werden:

$$z = \frac{(\varrho)}{\varrho} \frac{L^4}{l^4} \frac{t^2}{T^2} \dots \dots \dots (15)$$

Gl. 14 läßt sich unter Heranziehung der erweiterten Maßstabregel des Abschnittes 14 auch in der Form schreiben:

$$z = \frac{MB}{mb} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^2 \frac{\lambda^2}{\tau^2} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \frac{F}{f} \frac{V^2}{v^2} \dots \dots \dots (16)$$

Gl. 15 ist im Hinblick auf das technische Maßsystem am zweckmäßigsten gestaltet, insofern in ihr außer den Dichten der beiden Vergleichsstoffe nur noch Beziehungen zwischen den Grundgrößen der Längen und Zeiten auftreten. Bei den Anwendungen wird jedoch fast nur Gl. 16 benutzt, die sich auf den abgeleiteten Größen der Flächen und Geschwindigkeiten aufbaut. In der Form einer Verhältnisgleichung lautet 16:

$$MB : mb = (\varrho) F V^2 : \varrho f v^2 \dots \dots \dots (17)$$

Hieraus folgt, daß, wenn α eine unveränderliche Zahl ist, die Trägheitskräfte auch in der Form geschrieben werden können:

$$\left\{ \begin{array}{l} MB = \alpha (\varrho) F V^2 \\ mb = \alpha \varrho f v^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (18)$$

Die beiden nicht voneinander zutrennenden Gln. 18 bilden das von Newton aufgestellte „allgemeine Ähnlichkeitsgesetz“. Inhaltlich sagen sie dasselbe aus wie die im Abschnitt 7 entwickelte Bertrandsche Bedingungsgleichung 4 zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben: $z = \mu \frac{\lambda}{\tau^2}$; nur die Form ist eine andere.

Die Gln. 18 sind eine unmittelbare Folge der Trägheit; denn sie sind aus der dynamischen Grundgleichung „Kraft gleich Masse mal Beschleunigung“ lediglich auf Grund der Bedingung, daß Haupt- und Modellvorgang zueinander mechanisch ähnlich verlaufen sollen, ohne Zuhilfenahme irgend welcher besonderen Voraussetzungen oder Annahmen abgeleitet worden. Sie gelten stets in voller Strenge für alle dynamischen Vorgänge vollkommener mechanischer Ähnlichkeit. In Worte gekleidet lautet das, lediglich eine Folgerung aus der Wirkung der Massenträgheit darstellende, „allgemeine Ähnlichkeitsgesetz Newtons“: Bei zwei mechanisch ähnlichen Vorgängen, für welche (ϱ) , ϱ die entsprechenden Dichten, F , f zwei

entsprechende Flächen, V, v zwei entsprechende Geschwindigkeiten sind und α eine feste Zahl ist, können je zwei entsprechende Trägheitskräfte in der Form: $M B = \alpha (\varrho) F V^2$ und $m b = \alpha \varrho f v^2$ geschrieben werden. Wenn daher die Trägheitskraft $m b$ des Modells bekannt ist, so ist die entsprechende des Hauptvorgangs zu berechnen aus:

$$\frac{M B}{m b} = \frac{(\varrho) F V^2}{\varrho f v^2} \dots \dots \dots (19)$$

Diese Gesetzmäßigkeit gilt, wie sogleich bewiesen wird, sinngemäß auch für je zwei entsprechende Einzelkräfte einer beliebigen anderen an den mechanisch ähnlichen Bewegungsvorgängen beteiligten Kräfteart, wobei zu beachten ist, daß die Zahl α nur für ein einzelnes Paar entsprechender Kräfte gleich ist, für ein anderes aber immer einen anderen Wert hat.

Auch Gl. 14, welche später oft benutzt wird, stellt wie die Gln. 18, das Newtonsche allgemeine Ähnlichkeitsgesetz dar, aber in Form einer Bedingungsgleichung zwischen den drei technischen Grundmaßstäben λ, τ, κ . Mit $\mu = \frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^3$ geht 14 in die Bertrandsche Bedingungsgleichung zwischen den vier Ähnlichkeitsmaßstäben über, welche sich also als eine dritte Form des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes erweist.

16. Gültigkeit des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes für alle entsprechenden Kräfte an Massenteilchen. Zwei mechanisch ähnliche Vorgänge mögen unter der Wirkung einer bestimmten Kräfteart z. B. der Schwere stehen, deren an entsprechenden Massenteilchen M und m angreifende Kräfte K_1 und k_1 sein. Ihr Übertragungsmaßstab ist $\kappa = \frac{K_1}{k_1}$. Nach den Ausführungen der Abschnitte 9 und 10 besteht wegen der Einhaltung des Kräftemaßstabes das gleiche κ auch für die Trägheitskräfte $M B$ und $m b$, das heißt, es gilt unter Benutzung des soeben abgeleiteten allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes die Gl.

$$\kappa = \frac{K_1}{k_1} = \frac{M B}{m b} = \frac{(\varrho) F V^2}{\varrho f v^2}$$

und daher für K_1 und k_1 auch die Gln. 18, also:

$$\left. \begin{array}{l} K_1 = \alpha (\varrho) F V^2 \\ k_1 = \alpha \varrho f v^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (20)$$

Da an die Stelle der Schwere jede andere Art von Kräften treten kann, so ist aus Gln. 20 die Folgerung zu ziehen: Bei Bestehen mechanischer Ähnlichkeiten gilt das allgemeine Ähn-

lichkeitsgesetz nicht nur für entsprechende Beschleunigungskräfte, sondern auch für jedes Paar entsprechender Einzelkräfte einer anderen an der Bewegung von M und m beteiligten Kräfteart, also z. B. für Schwerkkräfte, innere Reibungskräfte zäher Flüssigkeiten, elastische Kräfte, Normalkräfte usw.

17. Gültigkeit des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes für Gesamtwiderstände und andere Mittelkräfte. Bei zwei mechanisch ähnlichen Vorgängen möge je eine entsprechende Gruppe einander zugeordneter Kräfte zu je einer Mittelkraft im Sinne der Statik vereinigt werden. In dem Falle der in einer Flüssigkeit vorwärts bewegten Platte seien z. B. alle wagerechten, auf die Platte hinten und vorn wirkenden Kräfte zu einem Gesamtwiderstande W an der Hauptausführung und w am Modell zusammengefaßt. Die einzelnen Teilkräfte von W und w sind nach dem Wechselwirkungssatz von gleicher Größe wie die entgegengesetzt gerichteten wagerechten Druckkräfte $D_1, D_2, D_3 \dots$ und $d_1, d_2, d_3 \dots$, welche auf die mit der Platte in Berührung tretenden Massenteilchen der Flüssigkeit wirken, so daß man schreiben kann:

$$W = D_1 + D_2 + D_3 + \dots;$$

und

$$w = d_1 + d_2 + d_3 + \dots$$

Unter Heranziehung des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes der Abschnitte 15 und 16 können W und w geschrieben werden in der Form:

$$W = \alpha_1(\rho) F V^2 + \alpha_2(\rho) F V^2 + \alpha_3(\rho) F V^2 + \dots = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \dots)(\rho) F V^2$$

$$w = \alpha_1 \rho f v^2 + \alpha_2 \rho f v^2 + \alpha_3 \rho f v^2 + \dots = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \dots) \rho f v^2$$

oder

$$\left. \begin{aligned} W &= \alpha(\rho) F V^2 \\ w &= \alpha \rho f v^2 \end{aligned} \right\}; \dots \dots \dots (21)$$

hierin bedeuten (ρ) , ρ die entsprechenden Dichten, F, f zwei beliebig entsprechende Flächen und V, v zwei beliebig entsprechende Geschwindigkeiten. Die Gln. 21 sind von derselben Bauart wie die Gln. 18. Sie lassen sich auf jede Art entsprechender Mittelkräfte anwenden, so daß allgemein der Satz ausgesprochen werden kann: Im Fall mechanischer Ähnlichkeit gilt für alle paarweise einander zugeordneten Mittelkräfte, die sich auf entsprechende Körper oder entsprechend abgegrenzte Körperteile beziehen.

ebenfalls das allgemeine Ähnlichkeitsgesetz, wie es in den Abschnitten 15 und 16 für die an entsprechenden Massenteilchen wirkenden Kräfte bewiesen worden ist.

Die Richtigkeit der Gln. 21 ist nicht daran gebunden, daß jeder der Körper unveränderliche Dichte hat. Die Dichte kann von Punkt zu Punkt andere Werte annehmen; doch muß der Massenmaßstab μ des Abschnittes 7 eine feste Zahl sein.

18. Andere Formen des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes. In den vorhergehenden Abschnitten ist unter Voraussetzung mechanisch ähnlicher Vorgänge die Gültigkeit des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes für alle Arten von Kräften bewiesen worden, so daß für zwei beliebige Einzel- oder Mittelkräfte der Hauptausführung und des Modells stets die beiden Gln. bestehen:

$$\left. \begin{aligned} K &= \alpha(\varrho) F V^2 \\ k &= \alpha \varrho f v^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (22)$$

Unter Benutzung der erweiterten Maßstabregel des Abschnitts 14 können die Gln. 22 übergeführt werden in:

$$\left. \begin{aligned} K &= \alpha'(\varrho) F V_1 V_2 \\ k &= \alpha' \varrho f v_1 v_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (23)$$

oder in

$$\left. \begin{aligned} K &= \alpha''(\varrho) F V_2 (V_2 - V_1) \\ k &= \alpha'' \varrho f v_2 (v_2 - v_1) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (24)$$

oder in

$$\left. \begin{aligned} K &= \alpha'''(\varrho) L^3 \frac{V^2}{L} \\ k &= \alpha''' \varrho l^3 \frac{v^2}{l} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (25)$$

oder in

$$\left. \begin{aligned} K &= \alpha''''(\varrho) L^3 B \\ k &= \alpha'''' \varrho l^3 b \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (26)$$

oder in noch andere Formen. Es kommt nur darauf an, daß das Verhältnis $K/k = z$ auf den durch die Gl. 14 gegebenen Wert $z = \frac{(\varrho)}{\varrho} \frac{\lambda^4}{v^2}$ führt; diese Forderung ist aber im Hinblick auf die Maßstabregel des Abschnitts 13 bei sämtlichen vorstehenden Formen erfüllt. In den obigen Gleichungen bedeuten L und l , V_1 und v_1 oder V_2 und v_2 und B und b der Reihe nach je zwei beliebige einander entsprechende Längen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Hauptausführung und des Modells.

19. Das natürliche Verfahren zur Aufsuchung des jeweils gültigen Modellgesetzes. Der Weg zur Auffindung des für eine vorgelegte Ähnlichkeitsaufgabe geltenden Modellgesetzes ist bereits in allgemeinen Zügen angedeutet worden. Es erscheint angebracht, hier an dieser Stelle das allgemeine Verfahren nach Festlegung der wichtigsten Grundbegriffe noch einmal kurz im Zusammenhang zu erörtern.

Zunächst ist vor Anstellung des im Abschnitt 2 erläuterten Modellversuchs mit großer Sorgfalt zu prüfen, ob die vorgelegte Aufgabe überhaupt nach dem Ähnlichkeitsverfahren behandelt werden kann und weiter, ob sie sich streng oder nur näherungsweise fügt. Zur Beantwortung dieser äußerst wichtigen Frage ist festzustellen, ob eine oder mehrere Kräftearten auf den vorgelegten, nach den Lehren der Ähnlichkeitsmechanik zu behandelnden Fall maßgebenden Einfluß ausüben. Sind mehrere Arten physikalischer Kräfte im Sinne des Abschnitts 11 beteiligt, so liegt nicht der einfache Fall vor, und für die Prüfung auf Ähnlichkeit kommen die Darlegungen des Abschnitts 31 — je nach Art des Einzelfalles mit mehr oder weniger Erfolg — zur Verwendung. Stehen dagegen die Bewegungen der Hauptausführung und des Modells nur unter der Wirkung einer einzigen Art physikalischer Kräfte, so kann der Modellvorgang dem Hauptvorgang mechanisch ähnlich nachgebildet werden und es ist nun zweitens das für den Fall maßgebende Modellgesetz aufzusuchen. Dies ist im Teil II durchgeführt worden für folgende fünf Arten physikalischer Kräfte: Irdische Schwerkkräfte, allgemeine Schwerkkräfte, innere Flüssigkeitsreibung, elastische Kräfte und Kapillarkräfte.

Es sei hier daran erinnert, daß die im Abschnitt 11 wegen ihrer Sonderstellung aufgeführten Kräfte keine physikalischen Kräfte sind und daß sie daher, ohne einen Einfluß auf die Ermittlung des Modellgesetzes auszuüben, an den Bewegungsvorgängen stets mitbeteiligt sein dürfen. Der besondere Fall, daß diese letzteren Kräfte allein beschleunigt auftreten, wird im Abschnitt 32 behandelt.

Das zur Erzielung mechanischer Ähnlichkeit einzuhaltende Modellgesetz kann aus verschiedenen Ansätzen gewonnen werden. In der technischen Mechanik ist es am natürlichsten, in jedem Einzelfalle von den Differentialgleichungen der Bewegung für den Haupt- und Modellvorgang auszugehen und die einzelnen — Kräfte darstellenden — Glieder derselben zu vergleichen. Man erhält so zunächst aus den Trägheits- oder Massen-

beschleunigungsgliedern das in Gleichung 14 aufgestellte allgemeine Ähnlichkeitsgesetz Newtons in Form einer Bedingungsgleichung zwischen den Grundmaßstäben λ , τ , \varkappa :

$$\varkappa = \frac{Mb}{mb} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \frac{\lambda^4}{\tau^2} = f_1(\lambda, \tau) \quad \dots \dots \dots (27 a)$$

und ferner eine zweite Gleichung:

$$\varkappa = \frac{K}{k},$$

in welcher K und k sich je nach Art der wirkenden physikalischen Kraft durch einen physikalischen Beiwert, sowie durch mechanische Größen, wie Länge, Zeiten, Geschwindigkeiten usw. ausdrücken lassen, wodurch schließlich eine zweite Bedingungsgleichung in der Form

$$\varkappa = \frac{K}{k} = f_2(\lambda, \tau) \quad \dots \dots \dots (27 b)$$

entsteht. Aus Gln. 27 a und 27 b geht dann durch Ausschaltung von \varkappa das gesuchte Modellgesetz in der Grundform

$$\tau = F(\lambda), \quad \dots \dots \dots (28)$$

hervor, welches bei willkürlich gewähltem Längenmaßstab den zur Erreichung mechanischer Ähnlichkeit einzuhaltenden Zeitmaßstab τ zu berechnen gestattet.

Sind so die Grundmaßstäbe λ und τ festgelegt, so ist auch sofort der dritte Grundmaßstab aus 27 a oder 27 b zu ermitteln. Ebenso können jetzt, nachdem λ , τ und \varkappa bekannt sind, sämtliche Übertragungsmaßstäbe für die abgeleiteten Größen nach Maßgabe der Spalte 3 in der Zusammenstellung des Abschnitts 13 berechnet werden. Zum Beispiel erhält man als Geschwindigkeitsmaßstab $\frac{V}{v} = \frac{\lambda}{\tau}$, als Beschleunigungsmaßstab $\frac{B}{b} \frac{\lambda}{\tau^2}$ usw., Beziehungen, welche gestatten, der Grundform $\tau = F(\lambda)$ des Modellgesetzes verschiedene Gestalten zu geben, ohne dessen eigentlichen Inhalt zu beeinflussen. Nähere Einzelheiten über dieses natürliche Verfahren zur Aufstellung des jeweiligen Modellgesetzes und dessen Umformungen für den praktischen Bedarf sind im Teil II enthalten.

Im folgenden Abschnitt 20 werden noch andere Wege zur Ermittlung des Modellgesetzes genannt, die manchmal schneller zum Ziele führen können als die oben geschilderten. Dennoch erscheint das hier erörterte Verfahren insofern als das zweckmäßigste, als es den Untersuchenden zwingt, sich über die natürlichen Ursachen der beiden ähnlichen Bewegungsvorgänge, das sind die Kräfte, volle Rechenschaft abzulegen. Es ist aber

nicht nötig, die Differentialgleichungen der Bewegung voll hinzuschreiben; denn es kommt nur auf die allgemeine Bauart der einzelnen Glieder dieser Gleichungen an. Ist man in einzelnen Fällen angewiesen, von den Momentengleichungen statt von den Kräftegleichungen auszugehen, so ist zu beachten, daß der Vergleich der entsprechenden Glieder nicht auf x sondern auf das Verhältnis zweier Momente, also auf λx , führt.

20. Andere Wege zur Aufsuchung der Modellgesetze. Es leuchtet ohne weiteres ein, daß die im Abschnitt 7 ausgesprochene notwendige Bedingung der vollständigen Übereinstimmung der Differentialgleichungen der Bewegung für zwei mechanisch ähnlich zu gestaltende Vorgänge auch für alle analytischen Folgerungen gelten muß, die aus den Differentialgleichungen der Bewegung gezogen werden, gleichgültig ob die Form der neuen Beziehungen eine endliche oder differentielle ist. Zieht man zum Vergleich, z. B. bei einer Strömungsaufgabe, eine Energiegleichung über den hydrodynamischen Druck heran, so läßt sie sich — aufgestellt für die Hauptausführung — nach dem Vorbilde des Beweisverfahrens im Abschnitt 7 zur vollen Übereinstimmung mit der für das Modell geltenden Energiegleichung bringen, sofern im übrigen die Bedingungen für den mechanisch ähnlichen Verlauf der beiden Vorgänge erfüllt sind. Durch den Vergleich der entsprechenden Glieder entstehen dann aus den beiden Energiegleichungen genau dasselbe Modellgesetz und dieselben anderen Ähnlichkeitsbeziehungen wie aus den Differentialgleichungen der Bewegung. Einzelheiten der Durchführung sind bei Besprechung des durch die Schwerkraft bedingten Ähnlichkeitsfalles zu finden.

In diesem Sinne kann die Herleitung des jeweils geltenden Modellgesetzes auch aus dem Prinzip der virtuellen Arbeiten oder aus dem einfachen Arbeitssatz oder aus dem Antriebssatz erfolgen; es kann hierzu ein erstes Integral der Differentialgleichungen der Bewegungen $v = f'(t)$ oder ein zweites Integral $x = f(t)$ usw. herangezogen werden. Alle Ansätze führen auf das für den vorgelegten Fall zu beachtende Modellgesetz $x = F(\lambda)$ oder deren gleichwertige Nebenformen.

Wie die späteren Untersuchungen des Teils II zeigen, kommen in dem einzelnen Modellgesetz, sofern es noch allgemein für die betreffende Kräfteart gilt, zwei Eigenschaften der beiden sich ähnlich bewegenden Massengruppen zum Ausdruck: erstens die durch die Massenbeschleunigungskraft in die Untersuchung eingehende Dichte der beiden Körper und als

zweite Eigenschaft diejenige, welche durch den besonderen „physikalischen Beiwert“ der für das Modellgesetz maßgebenden Kraft erklärt wird. Mit Rücksicht hierauf wird man die Richtigkeit folgenden abgekürzten Verfahrens für alle physikalischen Kräfte mit Ausnahme der allgemeinen Schwere bestätigt finden: Die Anwendung der Maßstabregel des Abschnitts 13 auf das Verhältnis*) „physikalischer Beiwert : Dichte“ führt unter der allgemeinen Annahme, daß beide Größen je für Hauptausführung und Modell verschieden sind, sofort auf die gesuchte Modellregel $\tau = F(\lambda)$. Auch dieser von Bader**) empfohlene abgekürzte Ansatz wird später bei Behandlung der Einzelfälle Berücksichtigung finden. In der Tat kommt es bei Aufsuchung des Modellgesetzes lediglich darauf an, die drei Grundmaßstäbe λ , τ und κ festzulegen. Spielen nun wie in den einfachen Fällen der Ähnlichkeitsmechanik in die Vorgänge nur zwei Eigenschaften der beteiligten Stoffe, ausgedrückt durch die zwei entsprechenden Beiwerte z. B. Dichte und Einheitsgewicht, hinein, so genügen zwei Gleichungen zur Bestimmung von τ und κ , wenn λ willkürlich festgesetzt wird. Sind jedoch drei Eigenschaften zu berücksichtigen, z. B. außer obigen noch die Zähigkeit, so bestimmen drei Gleichungen die Werte von λ , τ , κ , ein Fall, der im Abschnitt 31 besonders behandelt wird.

Von diesem Standpunkte aus finden wir auch die in Abschnitt 11 erörterte Sonderstellung gewisser Kräfte wie z. B. der Normalkräfte unzusammendrückbarer Flüssigkeiten bestätigt: Jene Kräfte können nicht durch einen physikalischen Beiwert erklärt werden, der die Aufstellung einer besonderen Gleichung zwischen λ , τ und κ ermöglichte, so daß sie auf die Ähnlichkeitsansätze und die daraus abzuleitenden Beziehungen keinen Einfluß haben. Sie begründen, wie wir schon früher feststellten, kein besonderes Modellgesetz.

21. „Unvollständige“ und „angenäherte“ mechanische Ähnlichkeit. In den bisherigen Betrachtungen wurde mechanische Ähnlichkeit der beiden Vergleichsvorgänge in aller Strenge vorausgesetzt, die Ähnlichkeit sollte in jeder Beziehung vollkommen sein. Es bestanden also für entsprechende Längen, Zeiten und Kräfte je ein fester

*) Im Fall des Wirkens der allgemeinen Schwere kommt das Produkt „physikalischer Beiwert mal Dichte“ in Betracht. Vergleiche die Ausführungen am Schluß des Abschnitts 25.

**) Bader, Einführung in die Dynamik der Flugzeuge mit besonderer Berücksichtigung der mechanischen Ähnlichkeit. Forschungsarbeiten Heft 189 u. 190, Berlin 1916.

Maßstab λ , τ , κ ; außerdem war das Verhältnis der Dichten entsprechender Massen ebenfalls unveränderlich und der Bertrandschen Bedingungs-gleichung 4 als Ausdruck des Newtonschen allgemeinen Ähnlichkeits-gesetzes Genüge geleistet. Man kann aber häufig die Ergebnisse von Modellversuchen mit Vorteil auch dann zur Lösung praktischer Aufgaben benutzen, wenn die Ähnlichkeit nicht in allen Teilen der beiden Vergleichs-Ausführungen und -Vorgänge gewahrt ist. Zur näheren Erläuterung diene folgendes einfache Beispiel: Ein scheibenförmiger Körper sei an dem Ende eines eingespannten Stabes befestigt und führe Verdrehungsschwingungen aus. Von dieser Hauptausführung denke man sich zunächst ein in allen Teilen drei mal so kleines Modell aus demselben Stoff hergestellt. Dessen Schwingungszeit wird dann dreimal so klein ausfallen wie die der großen Ausführung.

Der Zweck des Modellversuchs soll aber hier nur der Vergleich der Bewegungsvorgänge der beiden Scheiben sein; auf die Verdrehungserscheinungen des elastischen Stabes komme es gar nicht an. Dieses Ziel kann auch durch ein geändertes Modell erreicht werden: Man ersetze den elastischen Modellstab durch einen anderen, dessen Länge dreimal so groß wie die der Hauptausführung ist und dessen Querschnittsfläche neunmal so klein wie der des großen Vorbildes ist. Der elastische Stoff sei der gleiche. Auch in diesem veränderten Modell mit unähnlich ausgebildetem elastischen Konstruktionsgliede bewegt sich die Scheibe mechanisch ähnlich zu der der Hauptausführung, indem sowohl ihre Wege wie ihre Zeiten ebenfalls auf ein Drittel verkleinert sind, genau wie bei dem ersten Modell. Die Differentialgleichungen der Bewegung lassen sich auch hier für die beiden Scheiben zur Übereinstimmung bringen.

Solche Vorgänge, bei denen nicht die gesamte Anordnung die Züge mechanischer Ähnlichkeit aufweist, bei denen sich aber ein maßgeblicher Teil der Massen unter der Wirkung von Kräften, die in beiden Ausführungen gleichwertig sind, mechanisch ähnlich bewegt, sollen als „unvollständig mechanisch ähnlich“ bezeichnet werden.

Die Abweichungen von vollständiger mechanischer Ähnlichkeit können sehr weit getrieben werden, ohne daß die mathematische Übereinstimmung in der Form der Bewegungsgleichungen verloren geht. Schließlich kann man auch noch die mechanische oder physikalische Gleichartigkeit der beiden Vorgänge aufgeben und langt dann bei rein „mathematischer

Ähnlichkeit“ an, bei der zwei Erscheinungen ganz verschiedener physikalischer Art auf Grund übereinstimmender Formen der Differentialgleichungen mit Vorteil verglichen werden können.

Wohl zu unterscheiden von der eben geschilderten unvollständigen Ähnlichkeit ist die „angenäherte mechanische Ähnlichkeit“. Letztere liegt vor, wenn nicht nur eine physikalische Kräfteart, sondern zwei oder mehr an den Vergleichsvorgängen beteiligt sind. Überwiegt dann der Einfluß der einen Kräfteart, so können meist die für diese allein gültigen Ähnlichkeitsbeziehungen in Modellversuchen ausgenutzt werden, doch ist dabei unerlässlich, die Größe desjenigen Fehlers festzustellen oder abzuschätzen, der in der Vernachlässigung der die mechanische Ähnlichkeit beeinträchtigenden störenden Nebeneinflüsse begründet ist. Der Fall angenäherter mechanischer Ähnlichkeit liegt in der Regel bei den praktischen Anwendungen vor und für diese besitzt er einen hohen Wert wegen der oft weitgehenden Annäherung, wenngleich die mechanische Ähnlichkeit nicht in mathematischer Strenge besteht.

In den Teilen II und III werden die Modellgesetze und die Anwendungsgebiete der vollständigen einschließlich der angenäherten mechanischen Ähnlichkeiten behandelt; im Teil IV schließen sich einige Fälle unvollständiger mechanischer Ähnlichkeit an. Die „statische“ Ähnlichkeit, welche die Festigkeitsbeziehungen geometrisch ähnlicher Körper aufzusuchen hat, wird, als den Rahmen der Arbeit überschreitend, hier nicht in den Bereich der Betrachtungen gezogen.

II. Die Modellgesetze.

22. Das Froudesche Modellgesetz für Bewegungen unter der Wirkung der Schwerkraft. Die beiden Bewegungsvorgänge der Hauptausführung und des Modells sollen unter der Wirkung der Schwerkraft mechanisch ähnlich verlaufen. Die Schwerkraft greife als einzige physikalische Kraft im Sinne des Abschnitts 11 an allen Massenteilchen der als unzusammendrückbar vorausgesetzten festen oder flüssigen Körper an. Störende Nebenerscheinungen irgendwelcher Art sollen ausgeschlossen sein. Die Normal- und Tangentialkräfte im Innern oder an der Oberfläche fester Körper und die Normalkräfte an flüssigen Körpern

üben nach den Ausführungen des Abschnitts 11 keinen Einfluß auf das Modellgesetz aus. Tangentialkräfte an den Teilchen flüssiger Körper sind wegen des Ausschlusses der Zähigkeit nicht vorhanden. Zu vergleichen sind dann nur die Massenbeschleunigungskräfte MB und mb, kurz Trägheitskräfte genannt, und die Schwerkkräfte Q und q, wobei sich wie immer die großen und die eingeklammerten Buchstaben auf die Hauptausführung, die kleinen auf das Modell beziehen.

Die hier zu lösende Aufgabe lautet: Es ist nach willkürlicher Wahl des Längenmaßstabs derjenige Zeitmaßstab zu berechnen, dessen Anwendung mechanische Ähnlichkeit zwischen Haupt- und Modellvorgang gewährleistet. Bezeichnet λ den Kräftemaßstab, $(\rho) = \frac{(\gamma)}{(g)}$ und $\rho = \frac{\gamma}{g}$ die Dichten, (γ) und γ die Einheitsgewichte der beiden Körper, ferner $(g) = \frac{(\gamma)}{(\rho)}$ und $g = \frac{\gamma}{\rho}$ die entsprechenden Erdbeschleunigungen, so erhält man die beiden Bestimmungsgleichungen 27 a und 27 b

$$z = f_1(\lambda, \tau) \quad \text{und} \quad z = f_2(\lambda, \tau)$$

gemäß Abschnitt 19 durch folgende Ansätze:

$$z = \frac{MB}{mb} = \frac{(\rho)}{\rho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2} \dots \dots \dots (28)$$

und

$$z = \frac{Q}{q} = \frac{(\gamma) \text{ Vol}}{\gamma \text{ vol}} = \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^3 \dots \dots \dots (29)$$

Durch Gleichsetzung der beiden Ausdrücke für z entsteht:

$$\frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^3 = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2} \quad \text{oder} \quad \tau = \sqrt{\lambda \frac{(\rho)(\gamma)}{\rho\gamma}}$$

und daher das Modellgesetz:

$$A) \quad \tau = \sqrt{\lambda \frac{g}{(g)}}, \dots \dots \dots (30)$$

eine Beziehung, mittels welcher der Zeitmaßstab aus dem Längenmaßstab λ berechnet werden kann und die wir nach dem Förderer dieses Teils der Ähnlichkeitsmechanik das Froudesche Modellgesetz für den Zeitmaßstab nennen wollen.

Sind T und t zwei entsprechende Zeiten, L und l zwei entsprechende Längen, so gilt weiter

$$B) \quad T:t = \sqrt{\frac{L}{(g)}} : \sqrt{\frac{l}{g}} \dots \dots \dots (31)$$

Da die Erdbeschleunigung bei den meisten Anwendungen praktisch als

unveränderlich anzusehen ist, so können Gleichungen A und B auch in der Form geschrieben werden:

$$\tau = \sqrt{\lambda} \dots \dots \dots (32)$$

und

$$T : t = \sqrt{L} : \sqrt{l} \dots \dots \dots (33)$$

Die letzte Beziehung, die wir als Froudes Modellgesetz für entsprechende Zeiten bezeichnen wollen, lautet in Worten: Sollen an der Erdoberfläche zwei Vorgänge unter der alleinigen Wirkung der Schwerkraft mechanisch ähnlich verlaufen, so ist dafür zu sorgen, daß das Verhältnis entsprechender Zeiten gleich der Wurzel aus dem Verhältnis entsprechender linearer Größen ist.

Für die allgemeine Darstellung der Modellgesetze ist es nicht zweckmäßig, die beiden Erdbeschleunigungen im Zähler und Nenner der Gl. A wegzuheben; man würde sich sonst eines besonderen Vorteils der Ähnlichkeitsmechanik berauben, der bei der weiter unten erörterten dimensionslosen Darstellung der Modellergebnisse im Abschnitt 24 noch eingehend zur Sprache kommt.

Zwecks Aufsuchung des Geschwindigkeitsverhältnisses V/v ersetze man λ/τ in Gl. 30 nach der Maßstabregel durch V/v und schreibe:

$$\frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{(g)}{g} \dots \dots \dots (34)$$

oder

$$\frac{\lambda^2}{\tau^2} \frac{1}{\lambda} = \frac{(g)}{g} \quad \text{und} \quad \frac{V^2}{v^2} = \lambda \frac{(g)}{g}.$$

Mithin wird:

$$C) \quad V : v = \sqrt{\lambda \frac{(g)}{g}} = \sqrt{L(g)} : \sqrt{l g} \dots \dots \dots (35)$$

und mit Gleichsetzung der beiden Erdbeschleunigungen (g) und g , sowie unter Einführung entsprechender Rauminhalte \mathfrak{B} und \mathfrak{b} , z. B. der Wasserverdrängungen, wird:

$$V : v = \sqrt{\lambda} = \sqrt{L} : \sqrt{l} = \sqrt[6]{\mathfrak{B}} : \sqrt[6]{\mathfrak{b}}, \dots \dots \dots (36)$$

eine Beziehung, die das Froudesche Modellgesetz der entsprechenden Geschwindigkeiten heißt und in Worten lautet: Sollen an der Erdoberfläche zwei Vorgänge unter der alleinigen Wirkung der Schwerkraft mechanisch ähnlich verlaufen, so müssen sich entsprechende Geschwindigkeiten der Hauptausführung und des Modells wie die Wurzeln aus entsprechenden Längen verhalten. Diese Form des Froudeschen

Modellgesetzes ist ihrem Inhalte nach völlig gleichbedeutend mit den oben gegebenen Formen A und B: Alle drei Gleichungen legen den zeitlichen Verlauf des mechanisch ähnlich nachzubildenden Modellvorgangs in Abhängigkeit von den linearen Verhältnissen fest. Ist z. B. $\tau = \sqrt{\lambda}$ erfüllt, so befolgen die Geschwindigkeiten ohne weiteres die zuletzt in Gl. 36 geforderte Gesetzmäßigkeit und umgekehrt.

Für das Beispiel der im Wasser bewegten Platte kommen die Froudeschen Modellgesetze in Betracht, solange die Schwerkraft allein maßgebenden Einfluß auf die Ähnlichkeitsbewegungen hat. Als wesentlich für das Verständnis des Vergleichs der beiden Vorgänge ist wohl zu beachten, daß das Froudesche Gesetz der entsprechenden Geschwindigkeiten nicht allein für die beiden Platten der Hauptausführung und des Modells, sondern, wenn beide Vorgänge wirklich mechanisch ähnlich verlaufen, gleicherweise auch für alle einander entsprechenden Massenteilchen der beiden Flüssigkeiten erfüllt ist.

Weiter ergibt sich für das Verhältnis entsprechender Beschleunigungen folgendes: Nach der Maßstabregel ist $B/b = \lambda/\tau^2$, so daß die Gl. 34

$$\frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{(g)}{g}$$

in die Gleichung:

$$D) \quad \frac{B}{b} = \frac{(g)}{g} \dots \dots \dots (37)$$

übergeht, aus welcher mit $(g) = g$ die Beziehung

$$\frac{B}{b} = 1 \quad \text{oder} \quad B = b = \text{unv.} \dots \dots \dots (38)$$

hervorgeht. Die letzte Gleichung stellt das Froudesche Modellgesetz für entsprechende Beschleunigungen dar und lautet in Worten: Verlaufen an der Erdoberfläche zwei Vorgänge unter der alleinigen Wirkung der Schwerkraft mechanisch ähnlich, so sind entsprechende Beschleunigungen der Hauptausführung und des Modells gleich groß.

Das Modellgesetz C läßt sich noch auf eine andere wichtige Form bringen: Man schreibe die Verhältnismgleichung:

$$V^2 : v^2 = L(g) : l g$$

in der Form:

$$E) \quad \frac{V^2}{L(g)} = \frac{v^2}{l g} = \varphi, \dots \dots \dots (39)$$

worin φ eine unbenannte Größe ist, da Zähler wie Nenner der beiden Brüche

benannte Größen der gleichen Maßeinheit m^2/sk^2 sind. φ soll im folgenden als „Froudesche Zahl“ bezeichnet werden. Die Gleichung E, die das Froudesche Modellgesetz für dimensionslose Darstellung heißt, läßt sich so in Worte kleiden: Verlaufen an der Erdoberfläche zwei Vorgänge unter der alleinigen Wirkung der Schwerkraft mechanisch ähnlich, so ergeben die entsprechenden Ausdrücke $\frac{V^2}{L(g)}$ und $\frac{v^2}{lg}$ in der Hauptausführung und im Modell dieselbe Froudesche Zahl φ .

Als dimensionslose Zahl ist φ von den angewandten Maßeinheiten gänzlich unabhängig, so daß sich bei Berechnung von φ — immer unter der Voraussetzung mechanisch ähnlicher Vorgänge — der gleiche Wert ergibt, unabhängig davon, ob die Längen in Meter, in Zentimeter, in Zoll usw. und ob die Zeiten in Sekunden, in Minuten, in Stunden oder in anderen Einheiten gemessen werden.

Dies läßt sich auch so aussprechen: Das Kennzeichen dafür, daß Vorgänge der hier behandelten Art — also solche unter der Wirkung der Schwerkraft — mechanisch ähnlich verlaufen, ist die Übereinstimmung der Froudeschen Zahl φ ; nicht ähnliche Vorgänge ergeben verschiedenes φ . Gerade die Unbenanntheit der Größe φ ermöglicht es, diese im Abschnitt 24 als unabhängige Veränderliche bei der dimensionslosen Darstellung der Modellergebnisse zu benutzen.

Würde man in der Gleichung E die Erdbeschleunigung (g) gegen g weggehoben haben, so würden die verbleibenden Ausdrücke V^2/L und v^2/l keine unbenannten Zahlen und ihre Werte abhängig vom Maßsystem sein. Die später erörterten Vorteile einer dimensionslosen Behandlung mechanisch ähnlicher Vorgänge wären mit diesen gekürzten Ausdrücken nicht zu erzielen.

Alle fünf Modellgesetze A bis E haben bei verschiedener Form denselben Inhalt, insofern sie offen oder verdeckt eine Aussage über den Zeitmaßstab darstellen, der zur Erzielung mechanischer Ähnlichkeit des Haupt- und des Modellvorgangs nach erfolgter Wahl von λ einzuhalten ist.

Für den Kräftemaßstab κ gilt nach Gl. 29

$$\kappa = \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^3 \dots \dots \dots (40)$$

Diese Beziehung kann in der Form:

$$K : k = (\gamma) L^3 : \gamma l^3 \dots \dots \dots (40 a)$$

geschrieben werden. In Worten heißt dies: Wenn zwei Vorgänge, die unter

der alleinigen Wirkung der Schwere verlaufen, mechanisch ähnlich sind, verhalten sich je zwei entsprechende Kräfte wie zwei entsprechende Produkte aus Einheitsgewicht und dritter Potenz einer linearen Größe. Bei übereinstimmendem Einheitsgewicht der zu beschleunigenden Körper gehen die letzten Gleichungen über in:

$$z = \lambda^3 \dots \dots \dots (41)$$

und in:

$$K : k = L^3 : l^3 = \mathfrak{B} : \mathfrak{v} \dots \dots \dots (42)$$

wenn \mathfrak{B} und \mathfrak{v} zwei entsprechende Rauminhalte, z. B. die Wasserverdrängungen, sind. Gl. 42 sagt aus, daß sich unter den aufgestellten Voraussetzungen zwei entsprechende Kräfte wie die dritten Potenzen entsprechender linearer Größen verhalten.

Werden entsprechende Leistungen von Hauptausführung und Modell mit E und e bezeichnet, so gilt nach der Maßstabregel des Abschnitts 13:

$$E = e \frac{\lambda z}{\tau} = e \frac{V}{v} z,$$

woraus mit Gl. 40 und $V/v = \gamma \lambda$

$$E = e \sqrt{\lambda} \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda$$

hervorgeht. Als Übertragungsmaßstab für zwei Leistungen erhält man somit:

$$\frac{E}{e} = \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^{\frac{7}{2}}$$

oder

$$E : e = (\gamma) L^{\frac{7}{2}} : \gamma l^{\frac{7}{2}} \dots \dots \dots (43)$$

und bei übereinstimmendem Einheitsgewicht der beschleunigten Körper:

$$E : e = L^{\frac{7}{2}} : l^{\frac{7}{2}} = \mathfrak{B}^{\frac{7}{6}} : \mathfrak{v}^{\frac{7}{6}} \dots \dots \dots (43 a)$$

in Worten: Entsprechende Leistungen verhalten sich bei gleichem Einheitsgewicht der beiden beschleunigten Massen wie die $\frac{7}{2}$ te Potenz entsprechender linearer Größen.

Handelt es sich, wie zumeist bei den praktischen Anwendungen des Froudeschen Modellgesetzes, um die Nachahmung der Strömung einer unzusammendrückbaren Flüssigkeit mittels eines Modells wie z. B. bei der im Wasser nahe der Oberfläche bewegten Platte, so kommt auch das Verhältnis der auf die Flächeneinheit bezogenen Drücke P und p der Hauptausführung

und des Modells in Betracht. Aus den Differentialgleichungen der Bewegung ist zu ersehen, daß nicht die Drücke beschleunigend auf die Flüssigkeitsteilchen wirken, sondern die Druckunterschiede an je zwei parallelen Seitenflächen der Teilchen, also die Differentiale dP und dp . Für den Ähnlichkeitsvergleich kommen die Kräfte $dP \cdot dF$ und $dp \cdot df$ in Betracht, worin dF und df zwei entsprechende Flächenelemente sind. Somit wird:

$$\kappa = \frac{dP}{dp} \frac{dF}{df} = \frac{dP}{dp} \lambda^2$$

und der Übertragungsmaßstab für die Druckunterschiede berechnet sich zu:

$$\frac{dP}{dp} = \frac{\kappa}{\lambda^2}, \dots \dots \dots (44)$$

eine Gleichung, deren Richtigkeit ohne weiteres aus der Maßstabregel erkannt wird, da die Maßeinheit von P und p kg/m^2 ist. Sie kann auch in der endlichen Form:

$$\frac{\Delta P}{\Delta p} = \frac{\kappa}{\lambda^2} \dots \dots \dots (44 a)$$

oder mit $\kappa = (\gamma)/\gamma \cdot \lambda^3$

$$\frac{\Delta P}{\Delta p} = \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda \dots \dots \dots (45)$$

geschrieben werden. Bei Gleichheit der beiden Einheitsgewichte lautet sie:

$$\frac{\Delta P}{\Delta p} = \lambda, \dots \dots \dots (46)$$

worin ΔP und Δp entweder zwei entsprechende Druckunterschiede oder zwei entsprechende Überdrücke über die Atmosphäre bedeuten. Denn offensichtlich bildet ein gleichmäßiger, über die gesamte Flüssigkeit ausgehnter Zusatzdruck im Hinblick auf die Unzusammendrückbarkeit derselben keine Beschleunigungsursache; und es ist daher zulässig, den Außendruck bei dem Modellvorgang beliebig, also nicht mechanisch ähnlich, sondern z. B. gleich dem des Hauptvorgangs zu wählen. Gleichheit des Außendrucks bei Haupt- und Modelvorgang hat allerdings mechanisch unähnliche absolute Flüssigkeitsdrücke, aber trotzdem — und das ist das Wesentliche — mechanisch ähnliche Druckunterschiede und mechanisch ähnliche Überdrücke über die Atmosphäre zur Folge.

Bei starren Körpern haben die Normal- und Tangentialspannungen ebenfalls den durch die Gln. 45 und 46 gegebenen Übertragungsmaßstab.

23. Andere Ableitungen des Froudeschen Modellgesetzes. Das natürliche Verfahren zur Aufsuchung des Modellgesetzes besteht in dem Vergleichen der in den Bewegungsgleichungen auftretenden Trägheitskräfte und physikalischen Kräfte. Statt dieser können auch entsprechende Glieder anderer die ähnlichen Vorgänge beschreibender Gleichungen herangezogen werden.

Wählt man hierzu in dem Falle der in der Flüssigkeit bewegten Platte die Druckgleichung aus, so lautet sie für zwei entsprechende Massenteilchen der Hauptausführung und des Modells

$$H = Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2(g)}$$

$$h = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g},$$

zwei Gleichungen, in denen H und h die Gesamtenergien zweier entsprechender Flüssigkeitsteilchen bezogen auf die Gewichtseinheit sowie Z und z die zwei entsprechenden Höhenordinaten der Teilchen über einer angenommenen wagerechten Bezugsebene sind. Man erhält aus dem Vergleich zweier Glieder der obigen Gleichungen

$$\frac{Z}{z} = \frac{V^2 g}{(g) v^2}$$

oder wenn $Z:z$ gleich λ und die Erdbeschleunigungen einander gleich gesetzt werden:

$$\lambda = \frac{V^2}{v^2};$$

daher wie in Abschnitt 22:

$$V : v = \sqrt{\lambda} = \sqrt{L} : \sqrt{l}.$$

Folgender Weg — mit Benutzung der Glieder des Arbeitssatzes — ist mit dem vorigen verwandt; er ist für jeden Ähnlichkeitsfall gangbar, in dem allein die Schwerkraft bestimmend ist: Man bilde das Verhältnis der einander entsprechenden Glieder der Lageenergie und das der entsprechenden Glieder der Bewegungsenergie. Man erhält dann:

$$\frac{M(g) Z}{m g z} = \frac{M V^2 2}{2 m v^2}$$

oder

$$\frac{(g)}{g} \lambda = \frac{V^2}{v^2}$$

und mit Gleichsetzung von (g) und g wieder:

$$V : v = \sqrt{\lambda} = \sqrt{L} : \sqrt{l}.$$

Ein einfacher und überzeugender Beweis des Froudeschen Modellgesetzes kann auch aus dem Vergleich der Beschleunigungen zweier entsprechender Massenteilchen M und m erbracht werden. Da unter den in Abschnitt 22 aufgestellten Voraussetzungen die Trägheitskraft, die Schwerkraft und die resultierende Oberflächenkraft an jedem einzelnen Massenpunkte nach den Grundsätzen der Dynamik ein geschlossenes Kräfte-dreieck bilden, so gilt ein Gleiches für die Beschleunigungsgrößen. Das heißt: Die negativ genommene resultierende Beschleunigung b , die Erdbeschleunigung g und die der resultierenden Oberflächenkraft entsprechende Beschleunigung ergeben für jeden Massenpunkt m des Modells ein geschlossenes Beschleunigungsdreieck. Soll mechanische Ähnlichkeit bestehen, so muß das entsprechende Beschleunigungsdreieck für das Massenteilchen M des Hauptvorgangs jenem für m des Modells ähnlich sein. Da die eine Dreieckseite, die der Erdbeschleunigung, in beiden Fällen gleich groß ist, so müssen auch die andern Seiten je übereinstimmen; es muß somit die resultierende Beschleunigung B der Hauptausführung gleich der entsprechenden b des Modells, also

$$B = b$$

sein. Bei mechnisch ähnlichen Vorgängen ist aber nach der Maßstabregel stets

$$B = b \frac{\lambda}{\tau^2} .$$

Hieraus folgt weiter:

$$\frac{\lambda}{\tau^2} = 1 \quad \text{oder} \quad \frac{\lambda^2}{\tau^2} \frac{1}{\lambda} = 1$$

also

$$\frac{V^2}{v^2} = \lambda = L : l .$$

Auch der im Abschnitt 20 besprochene abgekürzte Ansatz soll hier versucht werden. Er lautet: Die Anwendung der Maßstabregel auf das Verhältnis „physikalischer Beiwert geteilt durch Dichte“ führt sofort auf das gesuchte Modellgesetz $\tau = F(\lambda)$. Die Eigenschaft der Schwere wird im technischen Maßsystem durch das Einheitsgewicht ausgedrückt; der physikalische Beiwert der Schwere ist also (γ) und γ ; die beiden Dichten sind $(\varrho) = \frac{(\gamma)}{(g)}$ und $\varrho = \frac{\gamma}{g}$. Daher lautet der Ansatz mit den Angaben des

Abschnitts 13 über die Ähnlichkeitsbeziehungen für Einheitsgewicht und Dichte:

$$\frac{(\gamma)}{(\varrho)} = \frac{\gamma}{\varrho} \frac{\lambda^3}{\alpha \tau^2}$$

oder

$$(g) = g \frac{\lambda}{\tau^2}$$

und bei Gleichheit der Erdbeschleunigungen (g) und g

$$\frac{\lambda}{\tau^2} = 1,$$

was sogleich, wie eben durchgeführt, das Froudesche Modellgesetz

$$V : v = \sqrt{\lambda} = \sqrt{L} : \sqrt{l}$$

ergibt.

Weiter werde noch der eigenartige Beweis erwähnt, den Tullinger*) für das durch Gleichung 36 dargestellte Gesetz der entsprechenden Geschwindigkeiten erbringt, welches erfüllt werden muß, wenn die von Schiff und Modell erzeugten Wellen ähnlich verlaufen sollen. Er stellt nach längeren analytischen Vorbereitungen die Differentialgleichungen der relativ vom Schiff aus stationär verlaufenden Stromlinien auf, für welche er geometrische Ähnlichkeit in Hauptausführung und Modell verlangt. Diese Forderung führt ihn schließlich auf die Beziehung:

$$\frac{Z}{z} = \frac{V^2}{(g)} \frac{g}{v^2},$$

ein Ansatz, den wir im Abschnitt 23 ohne weiteres aus der Druckgleichung ableiten konnten.

24. Dimensionslose Darstellung der Modellergebnisse bei Gültigkeit des Froudeschen Modellgesetzes. Nach den Ausführungen der Abschnitte 15—17 gilt bei Voraussetzung mechanisch ähnlicher Vorgänge für zwei beliebige entsprechende Kräfte K und k der Hauptausführung und des Modells stets das allgemeine Kräftegesetz des Newtonschen Ähnlichkeitsprinzips, welches nach Gln. 18 und 20 die Form hat

$$\left\{ \begin{array}{l} K = \alpha(\varrho) F V^2 \\ k = \alpha \varrho f v^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (47)$$

*) Tullinger, k. k. Schiffbau-Ingenieur, Beweis des Gesetzes der korrespondierenden Geschwindigkeiten für die durch Wellenbildung entstehenden Schiffswiderstände, Mitt. aus dem Geb. des Seewesens, Pola 1881, S. 230.

und wofür auch geschrieben werden kann

$$\left. \begin{array}{l} K = \varepsilon (\varrho) L^2 V^2 \\ k = \varepsilon \varrho l^2 v^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (48)$$

Hierin bedeuten (ϱ) und ϱ die entsprechenden Dichten der beiden beschleunigten Massen, F und f zwei beliebige entsprechende Flächen, L und l zwei beliebige entsprechende lineare Größen, V und v zwei beliebige entsprechende Geschwindigkeiten und die Kennziffern α und ε reine Zahlenwerte.

Wirken nur Schwerkkräfte auf die ähnlichen Vorgänge bestimmend ein, so kann das Froudesche Modellgesetz, z. B. in der Form E,

$$\frac{V^2}{L(g)} = \frac{v^2}{l g} = \varphi$$

herangezogen werden. Es gilt also: $V^2 = \varphi L(g)$ und nach Gl. 48

$$K = \varepsilon (\varrho) L^2 \cdot \varphi L(g) = \varepsilon \varphi (\varrho) (g) L^3$$

Hieraus geht mit $\varepsilon \varphi = \zeta$ und $(\varrho)(g) = (\gamma)$ das Sondergesetz entsprechender Kräfte für den durch die Schwerkraft bedingten Ähnlichkeitsfall

$$\left. \begin{array}{l} K = \zeta (\gamma) L^3 \\ k = \zeta \gamma l^3 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (49)$$

hervor. In den Gln. 49 sind L und l zwei beliebige entsprechende lineare Größen, (γ) und γ die beiden Einheitsgewichte und ζ ein Zahlenwert, die „Kennziffer“ des Sondergesetzes entsprechender Kräfte.

Ermittelt man durch ein Modellversuch den wahren Wert einer Kraft, also die Größe k in kg , so berechnet sich aus Gl. 47 die Kennziffer α des allgemeinen Kräftegesetzes zu

$$\alpha = \frac{k}{\varrho f v^2} \dots \dots \dots (50)$$

Die entsprechende Kraft K der Hauptausführung ist dann mit gleicher Kennziffer α

$$K = \alpha (\varrho) F V^2.$$

In diesen Gleichungen bedeuten F und f zwei beliebige entsprechende Flächen, V und v zwei beliebige nach dem Froudeschen Modellgesetz einander entsprechende Geschwindigkeiten.

Unter Umständen ist es zweckmäßiger, K nicht mittels des allgemeinen Kräftegesetzes, sondern aus dem Sondergesetz der Kräfte zu er-

mitteln. Es kommt dann nicht α , sondern die zweite Kennziffer ζ in Betracht. Nach Gl. 49 hat man:

$$\zeta = \frac{k}{\gamma l^3}, \dots \dots \dots (51)$$

und die entsprechende Kraft K der Hauptausführung wird:

$$K = \zeta(\gamma) L^3,$$

eine Beziehung, die dieselbe Anzahl kg wie die obige Gleichung $K = \alpha(\varrho) FV^2$ liefert, sofern beim Modellversuch wieder das Gesetz der entsprechenden Geschwindigkeiten befolgt wird.

Von dem gegenwärtigen Standpunkte aus ist es leicht, die großen Vorteile der dimensionslosen Darstellung der Modellergebnisse zu erkennen. In dem hier vorliegenden Fall, in welchem allein die Schwerkraft wirkt, ist diese eigenartige Behandlung der Modellergebnisse so durchzuführen: Vorgänge, welche mechanisch ähnlich verlaufen, haben nach Abschnitt 22 dieselbe Froudesche Zahl $\varphi = \frac{v^2}{lg}$ — oder $\frac{V^2}{L(g)}$ — und nach den eben angestellten Betrachtungen auch dieselbe Kennziffer ζ in dem Sondergesetz der Kräfte $k = \zeta \gamma l^3$. Jeder neue, unter veränderten zeitlichen und Geschwindigkeitsbedingungen an dem Modell zustandekommende Vorgang liefert ein neues φ und ein neues ζ , so daß jedem Werte φ ein bestimmter Wert ζ zugeordnet ist. Es besteht also eine Beziehung:

$$\zeta = f(\varphi), \dots \dots \dots (52)$$

die wir das „Zahlgengesetz der betreffenden Größe“ — hier der Kraft k oder K — nennen wollen, und das durch Auftragung in einem rechtwinkligen Achsenkreuz als „Kurve der Kennziffern ζ “ oder „Eigenschaftskurve“ am übersichtlichsten zum Ausdruck gebracht wird. Jeder einzelne Modellversuch liefert eine bestimmte Froudesche Zahl $\varphi = \frac{v^2}{lg}$ als Abszisse und eine bestimmte Kennziffer $\zeta = \frac{k}{\gamma l^3}$ — ebenfalls eine reine Zahl — als Ordinate, ein Wertepaar, das für alle mechanisch ähnlichen Vorgänge, also auch für den Hauptvorgang, unveränderlich ist. Der einzelne Punkt der Kurve $\zeta = f(\varphi)$ bestimmt in seinem Abszissenwert die Gesetzmäßigkeit zwischen den linearen und den zeitlichen oder den Geschwindigkeitsverhältnissen und in seinem Ordinatewert die gemeinsame Kennziffer der einander entsprechenden Kräfte $k = \zeta \gamma l^3$ und $K = \zeta(\gamma) L^3$ für alle mechanisch ähnlichen Ausführungen, gleichgültig welche Dichte die beschleunigten Körper haben.

Das oben geschilderte Verfahren bietet daher einen vorzüglichen Überblick darüber, welche Werte eine Größe der Ähnlichkeitsmechanik bei dem

verschiedenartigsten Wechsel der Bewegungsverhältnisse und der Dichten der beschleunigten Massen annehmen kann. Vor anderen Darstellungsarten kann es den besonderen Vorzug für sich in Anspruch nehmen, daß es die Modellergebnisse als reine Zahlenwerte maßfrei — also in dimensionsloser Form — für jedes Maßsystem sofort verwendbar zum Ausdruck bringt und so jede Umrechnung bei Benutzung anderer Maßeinheiten erspart*).

Die ausgezeichneten Eigenschaften, welche der dimensionslosen Darstellung zukommen, bleiben erhalten, wenn statt der Froudeschen Zahl φ die Zahlen $\sqrt{\varphi}$, φ^2 , $\log \varphi$ usw. als Abszissen und statt der Kennziffer ζ die Zahlen $\sqrt{\zeta}$, ζ^2 , $\log \zeta$ usw. als Ordinaten oder irgend eine andere algebraische Form von φ und ζ aufgetragen werden.

Zieht man es vor, die Kräfte K und k in der Form 47 des allgemeinen Kräftegesetzes zu schreiben, so ist aus den Modellversuchen mittels Gl. 50 eine Beziehung zwischen der Kennziffer α und der Froudeschen Zahl φ ,

$$\alpha = F(\varphi) \dots \dots \dots (53)$$

aufzustellen, welche, ebenso wie $\zeta = f(\varphi)$ eine Abhängigkeit zwischen zwei unbenannten Zahlen ausspricht und daher dimensionslos dargestellt werden kann. Bei äußerlich veränderter Form bietet $\alpha = F(\varphi)$ dasselbe wie $\zeta = f(\varphi)$.

25. Das Thomsonsche Modellgesetz für Bewegungen unter der Wirkung der allgemeinen Schwere. Die Bewegungsvorgänge der Hauptausführung und des Modells sollen unter alleiniger Wirkung der allgemeinen Massenanziehung zustandekommen. Als Masse wird je eine unzusammendrückbare Flüssigkeit vorausgesetzt. Zur Bildung des Ansatzes für das Modellgesetz sind somit zu vergleichen die Trägheitskräfte MB und mb und die Anziehungskräfte

$$K = (a) \frac{M M_1}{R^2} \quad \text{und} \quad k = a \frac{m m_1}{r^2}, \quad \text{worin } (a) = a = 648 \cdot 10^{-12} \frac{m^4}{sk^4 kg} \text{ die Unver-}$$

änderliche der allgemeinen Massenanziehung ist.

Man erhält hierfür den Kräftemaßstab α :

$$\alpha = \frac{M B}{m b} = \frac{(a) M M_1}{R^2} \frac{r^2}{a m m_1}$$

und daraus

$$\frac{B}{b} = \frac{M_1}{m_1} \frac{r^2}{R^2}.$$

Bezeichnen (ρ) und ρ die entsprechenden Dichten der sich ähnlich bewe-

*) Gumbel, Über eine internationale Sprache im Schiffbau, Zeitschrift Schiffbau 1912/13, S. 413.

genden Massen, so geht die letzte Gleichung mit $M_1 = (\varrho) \text{ Vol}$ und $m_1 = \varrho \text{ vol}$ und unter Benutzung der Maßstabregel des Abschnitts 13 über in:

$$\frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^3 \frac{1}{\lambda^2}.$$

Das Modellgesetz lautet also:

$$\tau^2 = \frac{\varrho}{(\varrho)} \dots \dots \dots (54)$$

oder

$$T : t = \sqrt{\frac{1}{(\varrho)}} : \sqrt{\frac{1}{\varrho}} \dots \dots \dots (54 a)$$

und bei Verwendung gleicher Dichten für Hauptausführung und Modell:

$$\tau = 1 \text{ oder } T = t. \dots \dots \dots (54 b)$$

Dies heißt in Worten: Bewegen sich zwei unzusammendrückbare Flüssigkeiten unter alleiniger Wirkung der allgemeinen Schwere mechanisch ähnlich, so verhalten sich entsprechende Zeiten — unabhängig von den linearen Abmessungen — umgekehrt wie die Wurzeln aus den Dichten der beiden Flüssigkeiten. Bei gleicher Dichte verlaufen die Vorgänge vollkommen synchron. Die Gln. 54 sollen das Thomsonsche Modellgesetz genannt werden, da William Thomson in der Abhandlung „Dynamical Problems regarding Elastic Spheroidal Shells and Spheroids of Incompressible Liquid“, Phil. Trans. 1863 (Math. and Phys. Papers Bd. III S. 384) — bei Untersuchung der Schwingungen von Flüssigkeitsmassen überall gleicher Dichte unter alleiniger Wirkung der allgemeinen Schwere — diese Gesetzmäßigkeit nachweist.

Als Modellgesetz für entsprechende Geschwindigkeiten erhält man in diesem letzten Fall aus: $V : v = \lambda / \tau$ mit $\tau = 1$:

$$V : v = L : l \dots \dots \dots (55)$$

In Worten: Die Geschwindigkeiten verhalten sich wie die linearen Abmessungen.

Der Kräftemaßstab ist:

$$z = \frac{M B}{m b} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2}$$

und unter Verwendung des Modellgesetzes der Gl. 54

$$z = \frac{1}{\tau^2} \frac{\lambda^4}{\tau^2} = \left(\frac{\lambda}{\tau}\right)^4 = \left(\frac{V}{v}\right)^4.$$

Bei gleicher Dichte wird mit $\tau = 1$:

$$z = \lambda^4. \dots \dots \dots (56)$$

Das Verhältnis entsprechender Drücke P und p auf die Flächeneinheit ergibt sich hieraus zu:

$$\frac{P}{p} = \frac{z}{\lambda^2} = \lambda^2. \quad \dots \dots \dots (57)$$

Der abgekürzte Ansatz ist in diesem Falle, wie im Abschnitt 20 besonders hervorgehoben wurde, in folgender Weise unter Benutzung der Maßstabregel durchzuführen:

$$(a) (\varrho) = a \frac{\lambda^4}{\tau^4 z} \varrho \frac{z \tau^2}{\lambda^4}$$

$$(a) (\varrho) = a \varrho \frac{1}{\tau^2}.$$

Diese Beziehung liefert sofort Gl. 54 und lehrt, daß bei einer dimensionslosen Darstellung die unbenannte Zahl $\eta = (a) (\varrho) T^2$ oder $a \varrho t^2$ in Betracht zu ziehen wäre.

26. Das Reynoldssche Modellgesetz für Bewegungen unter der Wirkung der Flüssigkeitsreibung. Zwei unzusammendrückbare Flüssigkeiten sollen sich unter der alleinigen Wirkung innerer Reibungskräfte mechanisch ähnlich bewegen. Störende Nebenerscheinungen irgend welcher Art sollen ausgeschlossen sein. Die Normalkräfte im Innern oder an der Oberfläche der beiden Flüssigkeiten üben nach Abschnitt 11 keinen Einfluß auf das zu suchende Modellgesetz aus. Die zu lösende Aufgabe lautet: Es ist nach willkürlicher Wahl des Längenmaßstabs λ derjenige Zeitmaßstab τ zu berechnen, dessen Anwendung beim Modellversuch die mechanische Ähnlichkeit des Haupt- und Modellvorgangs gewährleistet.

Die vollständigen Differentialgleichungen anzuschreiben, ist nicht erforderlich; es genügt vielmehr, die Trägheitskräfte MB und mb sowie die Reibungskräfte K und k zu vergleichen und ihre Verhältnisse einander gleich zu setzen.

Die inneren Reibungskräfte an entsprechenden Flächen F und f eines Flüssigkeitsteilchens sind: $K = (\eta) \frac{\partial V}{\partial N} F$ und $k = \eta \frac{\partial v}{\partial n} f$. Darin bedeuten (η) und η die technischen Zähigkeitsbeiwerte der beiden Flüssigkeiten, im technischen Maßsystem in kg sk/m^2 zu messen, ferner $\frac{\partial V}{\partial n}$ und $\frac{\partial v}{\partial n}$ die Änderungsgrade der Geschwindigkeit bei Fortschreiten in Richtung der Flächennormalen N und n . $(\eta) \frac{\partial V}{\partial N}$ und $\eta \frac{\partial v}{\partial n}$ sind die durch die Zähigkeit hervorgerufenen Schubspannungen an den Flächen F und f .

Bezeichnet α den Kräftemaßstab, ferner (ρ) und ρ die Dichten, so erhält man die beiden Bestimmungsgleichungen 27 a und 27 b, also

$$\alpha = f_1(\lambda, \tau) \quad \text{und} \quad \alpha = f_2(\lambda, \tau),$$

gemäß Abschnitt 19 durch folgende Ansätze:

$$\alpha = \frac{MB}{mb} = \frac{(\rho)}{\rho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2} \dots \dots \dots (58)$$

und

$$\alpha = \frac{K}{k} = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{\frac{\partial V}{\partial N} F}{\frac{\partial v}{\partial n} f} = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{\lambda}{\tau \lambda} \lambda^2 = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{\lambda^2}{\tau} \dots \dots \dots (59)$$

Durch Gleichsetzung der beiden Ausdrücke für α entsteht:

$$\frac{(\eta)}{\eta} \frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2}$$

oder

$$\tau = \lambda^2 \frac{\eta/\rho}{(\eta)/(\rho)}.$$

Beim Zusammenwirken von Trägheit und Flüssigkeitsreibung empfiehlt es sich, das Verhältnis „technischer Zähigkeitsbeiwert : Dichte“ nach dem Vorschlage von Maxwell als maßgebende Größe einzuführen. Dies Verhältnis, welches als „dynamisches Zähigkeitsmaß“ (ν) und ν für Hauptausführung und Modell bezeichnet und bei technischen Untersuchungen in m^2/sk gemessen wird, ist somit:

$$(\nu) = \frac{(\eta)}{(\rho)} \quad \text{und} \quad \nu = \frac{\eta}{\rho} \dots \dots \dots (60)$$

Dies in die obige Gleichung für τ eingesetzt, ergibt:

$$A) \quad \tau = \lambda^2 \frac{\nu}{(\nu)}, \dots \dots \dots (61)$$

eine Beziehung, mittels welcher der Zeitmaßstab τ aus dem Längenmaßstab λ berechnet werden kann und die nach dem Förderer dieses Teils der Ähnlichkeitsmechanik das Reynoldssche Modellgesetz für den Zeitmaßstab genannt werden soll.

Sind T und t zwei entsprechende Zeiten und L und l zwei entsprechende Längen, so gilt:

$$B) \quad T : t = \frac{L^2}{(\nu)} : \frac{l^2}{\nu}, \dots \dots \dots (62)$$

eine Gleichung, die als Reynoldssches Modellgesetz für entsprechende Zeiten bezeichnet werden soll. Für den Fall gleicher Flüssigkeiten im Haupt- und Modellvorgang vereinfacht es sich zu:

$$T : t = L^2 : l^2. \dots \dots \dots (63)$$

In Worten lautet das Reynoldssche Modellgesetz der Gln. 62 und 63: Sollen

zwei Strömungsvorgänge in unzusammendrückbaren Flüssigkeiten unter der alleinigen Wirkung der inneren Reibung mechanisch ähnlich verlaufen, so müssen sich entsprechende Zeiten wie die Quadrate entsprechender linearer Abmessungen und umgekehrt wie die dynamischen Zähigkeitsmaße der beiden Flüssigkeiten verhalten.

Zwecks Aufsuchung des Geschwindigkeitsverhältnisses schreibe man Gl. 61 in der Form:

$$\frac{\lambda}{\tau} \lambda \frac{\nu}{(\nu)} = 1$$

oder

$$\frac{V}{v} \frac{L}{l} \frac{\nu}{(\nu)} = 1$$

oder

$$C) \quad V : v = \frac{(\nu)}{L} : \frac{\nu}{l} \dots \dots \dots (64)$$

Bei Gleichheit der beiden Flüssigkeiten vereinfacht sich dies zu:

$$V : v = \frac{1}{L} : \frac{1}{l} \dots \dots \dots (65)$$

Gln. 64 und 65 sprechen das Reynoldssche Modellgesetz für entsprechende Geschwindigkeiten aus und lauten in Worten: Sollen in unzusammendrückbaren Flüssigkeiten zwei Strömungsvorgänge unter alleiniger Wirkung der inneren Reibung mechanisch ähnlich verlaufen, so müssen entsprechende Geschwindigkeiten im umgekehrten Verhältnis entsprechender linearer Abmessungen und im geraden Verhältnis der dynamischen Zähigkeitsmaße der beiden Flüssigkeiten stehen.

Weiter läßt sich aus Gl. 61 das Modellgesetz für entsprechende Beschleunigungen ableiten. Man schreibe

$$\frac{\lambda^2}{\tau^4} \tau^3 \frac{\nu}{(\nu)} = 1$$

oder mit B: $b = \lambda / \tau^2$

$$D) \quad B^2 : b^2 = \frac{(\nu)}{\tau^3} : \frac{\nu}{t^3} \dots \dots \dots (66)$$

Das Modellgesetz C läßt sich noch auf folgende wichtige Form bringen:

$$E) \quad \frac{VL}{(\nu)} = \frac{vl}{\nu} = \psi, \dots \dots \dots (67)$$

worin ψ eine unbenannte Größe ist, da Zähler und Nenner die gleiche Maßeinheit m^2/sk haben. ψ wird nach dem Entdecker dieser Beziehung als „Reynoldssche Zahl“ bezeichnet. Die Gleichung E, die das Reynoldssche Modellgesetz für dimensionslose Darstellung genannt werden soll, läßt sich so in Worte kleiden: Verlaufen zwei Bewegungs-

vorgänge in unzusammendrückbaren Flüssigkeiten unter alleiniger Wirkung der inneren Reibung mechanisch ähnlich, so ergeben die entsprechenden Ausdrücke $\frac{V L}{(\nu)}$ und $\frac{v l}{\nu}$ in der Hauptausführung und im Modell dieselbe Reynoldssche Zahl ψ . Als dimensionslose Zahl ist ψ von den angewandten Maßeinheiten unabhängig, so daß sich bei Berechnung von ψ — immer unter der Voraussetzung mechanisch ähnlicher Vorgänge — in verschiedenen Maßsystemen der gleiche Wert ergibt. Das Kennzeichen dafür, daß Strömungsvorgänge der hier behandelten Art mechanisch ähnlich verlaufen, ist somit die Übereinstimmung der Reynoldsschen Zahl ψ ; nicht ähnliche Vorgänge ergeben verschiedenes ψ .

Alle fünf Modellgesetze A bis E haben bei verschiedener Form denselben Inhalt, insofern sie offen oder verdeckt eine Aussage über den Zeitmaßstab τ darstellen, der bei mechanischer Ähnlichkeit des Haupt- und Modellvorgangs einzuhalten ist.

Für den Kräftemaßstab α war oben in Gl. 59

$$\alpha = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{\lambda^2}{\tau}$$

ermittelt worden. Dies läßt sich auf Grund der Maßstabregel und des Modellgesetzes E in der Form schreiben:

$$\alpha = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{V L}{v l} = \frac{(\eta)(\nu)}{\eta \nu} = \frac{(\rho)(\nu)^2}{\rho \nu^2} = \frac{(\eta)^2/(\rho)}{\eta^2/\rho} \dots \dots \dots (68)$$

Dies heißt in Worten: Je zwei entsprechende Kräfte stehen unter den vorliegenden Umständen im geraden Verhältnis der Quadrate der technischen Zähigkeitsbeiwerte und im umgekehrten Verhältnis der Dichten der beiden Flüssigkeiten. Bei Gleichheit der Flüssigkeiten wird $\alpha = 1$, d. h. die Kräfte an der Hauptausführung und am Modell sind je gleich groß.

Über das Verhältnis entsprechender auf die Flächeneinheit bezogener Drücke P und p der Hauptausführung und des Modells gilt folgendes: Beschleunigend auf die Flüssigkeitsteilchen wirken die Kräfte $dP \cdot dF$ und $dp \cdot df$, wenn dF und df zwei entsprechende Flächenelemente und dP und dp je die Druckunterschiede an zwei gegenüberliegenden Flächen der rechtwinkligen Teilchen sind. Alsdann gilt:

$$\alpha = \frac{d P d F}{d p d f} = \frac{d P}{d p} \lambda^2$$

oder

$$\frac{d P}{d p} = \frac{\alpha}{\lambda^2}$$

oder in der endlichen Form und unter Benutzung von Gl. 59

$$\frac{\Delta P}{\Delta p} = \frac{x}{\lambda^2} = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{1}{\tau} = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{V/L}{v/l}, \dots \dots \dots (69)$$

woraus bei Gleichheit der beiden Flüssigkeiten

$$\frac{\Delta P}{\Delta p} = \frac{1}{\tau} = \frac{t}{T} = \frac{l^2}{L^2} \dots \dots \dots (70)$$

entsteht. Hierin bedeuten ΔP und Δp entweder zwei entsprechende endliche Druckunterschiede oder zwei entsprechende Überdrücke über die Drücke des ungestörten Zustandes. Die absoluten Drücke brauchen, ganz wie im Falle des Abschnitts 22, nicht mechanisch ähnlich zu sein.

Für die Unterschiede und die Absolutwerte der tangentialen Zähigkeitsspannungen gelten ebenfalls die Übertragungsmaßstäbe der Gln. 69 und 70.

Mittels des abgekürzten Ansatzes nach Abschnitt 20 und auf Grund der Maßstabregel des Abschnitts 13 erhält man die Gleichung:

$$\frac{\text{physikal. Beiwert}}{\text{Dichte}} = \frac{(\eta)}{(\rho)} = \frac{\eta}{\rho} \frac{\lambda^2}{\frac{x \tau^2}{\lambda^4}} = \frac{\eta}{\rho} \frac{\lambda^2}{\tau}$$

und daraus sofort das Reynoldssche Modellgesetz für den Zeitmaßstab:

$$\tau = \lambda^2 \frac{\eta/\rho}{(\eta)/(\rho)} = \lambda^2 \frac{\nu}{(\nu)},$$

in Übereinstimmung mit Gl. 61.

27. Dimensionslose Darstellung der Modellergebnisse bei Gültigkeit des Reynoldsschen Modellgesetzes. Die Ausführungen des Abschnitts 24, in welchen die Schwerkraft als maßgebend für das Modellgesetz vorausgesetzt wurde, lassen sich sinngemäß auf die mechanisch ähnlichen Bewegungsvorgänge zäher, unzusammendrückbarer Flüssigkeiten übertragen. Unter Benutzung der dort erläuterten Bezeichnungen gilt zunächst das allgemeine Kräftegesetz des Newtonschen Ähnlichkeitsprinzips:

$$\left. \begin{aligned} K &= \alpha (\rho) F V^2 \\ k &= \alpha \rho f v^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (71)$$

oder auch

$$\left. \begin{aligned} K &= \varepsilon (\rho) L^2 V^2 \\ k &= \varepsilon \rho l^2 v^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (72)$$

worin die Kennziffern α und ε reine Zahlenwerte sind.

Wirken nur innere Reibungskräfte auf mechanisch ähnliche Vorgänge bestimmend ein, so kann das Reynoldssche Modellgesetz, z. B. in der Form E,

$$\frac{VL}{(\nu)} = \frac{v l}{\nu} = \psi$$

herangezogen werden. Es ist also $V^2 L^2 = \psi^2 (\nu)^2$ und $v^2 l^2 = \psi^2 \nu^2$.

Aus Gl. 72 entsteht dann:

$$K = \varepsilon (\varrho) \psi^2 (\nu)^2$$

und mit $\varepsilon \psi^2 = \zeta$ das Sondergesetz entsprechender Kräfte für den durch die inneren Reibungskräfte bedingten Ähnlichkeitsfall:

$$\left. \begin{aligned} K &= \zeta (\varrho) (\nu)^2 \\ k &= \zeta \varrho \nu^2 \end{aligned} \right\}, \dots \dots \dots (73)$$

hervor, worin (ϱ) und ϱ die Dichten, (ν) und ν die dynamischen Zähigkeitsmaße und ζ ein reiner Zahlenwert, die „Kennziffer“ des Sondergesetzes entsprechender Kräfte, ist.

Die Kennziffern α und ζ sind aus den Beziehungen:

$$\alpha = \frac{k}{\varrho f v^2} \dots \dots \dots (74)$$

und

$$\zeta = \frac{k}{\varrho \nu^2} \dots \dots \dots (75)$$

zu berechnen, wobei der wahre Wert von k aus einem Modellversuch ermittelt wird.

Alle weiteren Einzelheiten sind sinngemäß aus Abschnitt 24 zu übernehmen; auch die dimensionslose Darstellung der Modellergebnisse ist nach den dortigen Angaben — jedoch unter Beachtung des Reynoldsschen Modellgesetzes — durchzuführen. Man erhält hier, für ähnliche Bewegungsvorgänge mit Flüssigkeitsreibung, eine Beziehung

$$\zeta = f(\psi), \dots \dots \dots (76)$$

„das Zahlengesetz der in Betracht kommenden Größe“, also hier der Kraft k oder K . In diesem Gesetz ist die unabhängige Veränderliche ψ die Reynoldssche Zahl und ζ die Kennziffer des Sondergesetzes der Kräfte. Die Auftragung in einem rechtwinkligen Achsenkreuz ergibt wieder die übersichtliche „Kurve der Kennziffern ζ “ oder „Eigenschaftskurve“.

Jeder einzelne Modellversuch liefert eine bestimmte Reynoldssche Zahl $\psi = \frac{v l}{\nu}$ als Abszisse und eine bestimmte Kennziffer $\zeta = \frac{k}{\varrho \nu^2}$ — ebenfalls eine reine Zahl — als Ordinate, ein Wertepaar, das für alle einander mechanisch ähnliche Vorgänge, also auch für den Hauptvorgang, unveränderlich ist.

Die so gegebene Kurve bietet einen vorzüglichen Überblick über die Kennziffern ζ der betreffenden Vorgänge und ist gültig für alle Arten zäher Flüssigkeiten und unabhängig von der Wahl des Maßsystems. Es ist sonach möglich, die Ergebnisse von Modellmessungen, die im Wasser vorgenommen werden, ohne weiteres auf die Vorgänge in anderen Flüssigkeiten oder in Luft, von deren Zusammendrückbarkeit man häufig absehen kann, zu übertragen, sofern der betreffende Fall den Forderungen Reynoldsscher Ähnlichkeit genügt.

Blasius*) weist darauf hin, daß es vorteilhaft erscheint, Modellversuche für Luft (z. B. für Luftschiffe) in Wasser vorzunehmen. Denn sind die Abmessungen des Modells gleich ein Zehntel der Wirklichkeit gewählt, so ist bei Verwendung gleicher Flüssigkeit $v l = V L$ zu machen, also die Modellgeschwindigkeit $v = V \cdot L/l = 10 V$, d. i. gleich der zehnfachen der in Wirklichkeit vorhandenen Geschwindigkeit zu bemessen; während bei Verwendung von Wasser an Stelle Luft der gleiche Wert von ψ schon bei mäßigen Geschwindigkeiten erreicht wird, da ν für Wasser nur $1/10$ bis $1/20$ von dem für Luft ist. Als Flüssigkeiten mit noch geringerem ν nennt er für Modellversuche mit Zähigkeitserscheinungen: Quecksilber, Schwefelkohlenstoff, Äther, Methylalkohol.

Zieht man es vor, die Modellkraft in der Form des allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes, also $k = \alpha \rho f v^2$, zu schreiben, so hat man an Stelle von $= f(\psi)$ eine Beziehung zwischen der Kennziffer α und der Reynoldsschen Zahl ψ , also:

$$\alpha = F(\psi) \dots \dots \dots (77)$$

zu setzen, die eine entsprechende Darstellung und Verwendung wie $\zeta = f(\psi)$ gestattet, ohne jedoch inhaltlich etwas Neues zu bieten.

28. Das Cauchysche Modellgesetz für Bewegungsvorgänge unter der Wirkung elastischer Kräfte. Die Untersuchungen gelten für geometrisch ähnliche, homogene Körper, die sich nach allen Richtungen gleichartig verhalten. Es wird vorausgesetzt, daß nur „elastische Kräfte“ wirken, das sind solche, welche in gleichem Verhältnis wie die durch sie erzeugten Formänderungen stehen. Andere physikalische Kräfte sollen ausgeschlossen sein. Bei sehr schnellen Schwingungsvorgängen müssen in einzelnen Fällen noch Verbesserungsglieder**) in den Differentialgleichungen der Bewegung in Betracht gezogen werden.

*) Blasius, Mitteilungen über Forschungsarbeiten des Vereins deutscher Ingenieure, Heft 131, S. 8

**) Love-Timpe, Lehrbuch der Elastizität 1907, § 277 u. f.

Die Bezeichnungen sind die der früheren Abschnitte. Das gemeinsame Merkmal der unter a bis h entwickelten Modellgesetze besteht darin, daß entsprechende Zeiten in dem gleichen Verhältnis wie entsprechende lineare Abmessungen von Hauptausführung und Modell stehen. Diese Gesetzmäßigkeit soll nach Absatz d als das Cauchysche Modellgesetz bezeichnet werden.

a) Dehnungsschwingungen im Innern von Drähten, Seilen und Stäben. Die elastischen Kräfte in Hauptausführung und Modell sind $K = (\sigma) F$ und $k = \sigma f$, worin (σ) und σ die Normalspannungen bezeichnen. Nach Hookes Gesetz ist, wenn E und e die entsprechenden Elastizitätsmoduln sind und (ϵ) und ϵ die für ähnliche Vorgänge gleich große Dehnung ist:

$$(\sigma) = (\epsilon) E \quad \text{und} \quad \sigma = \epsilon e$$

und daher:

$$K = (\epsilon) E F \quad \text{und} \quad k = \epsilon e f. \dots \dots \dots (78)$$

Aus dem Vergleich der Trägheits- und elastischen Kräfte entspringt:

$$z = \frac{M B}{m b} = \frac{(\epsilon) E F}{\epsilon e f} = \frac{E}{e} \lambda^2$$

oder

$$\frac{(\rho)}{\rho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{E}{e} \lambda^2,$$

woraus, wenn

$$(\nu) = \frac{E}{(\rho)} \quad \text{und} \quad \nu = \frac{e}{\rho} \dots \dots \dots (79)$$

als „dynamische Elastizitätsmaße“ der beiden Körper bezeichnet werden — zu messen in m^2/sk^2 — folgende Modellgesetze hervorgehen:

A)	$\tau = \lambda \sqrt{\frac{\nu}{(\nu)}}$	}	(80)
B)	$T : t = \frac{L}{\sqrt{(\nu)}} : \frac{l}{\sqrt{\nu}}$		
C)	$V : v = \sqrt{(\nu)} : \sqrt{\nu}$		
D)	$B : b = \frac{(\nu)}{L} : \frac{\nu}{l}$		
E)	$\frac{V^2}{(\nu)} = \frac{v^2}{\nu} = z = \text{unv. Zahl.}$		

Die Geschwindigkeiten, z. B. der Fortpflanzung der Erscheinungen, verhalten sich somit wie die Wurzeln aus den dynamischen Elastizitätsmaßen

und sind unabhängig von den linearen Abmessungen. Für den Fall gleicher Stoffe bei beiden Körpern wird $V = v$, und das Modellgesetz der Zeiten lautet:

$$T : t = L : l (80 a)$$

In Worten: Entsprechende Zeiten verhalten sich wie entsprechende lineare Abmessungen.

Der Kräftemaßstab α wird aus dem Verhältnis der entsprechenden Kräfte mittels Gl. 78 ermittelt zu:

$$\alpha = \frac{(\varepsilon) E F}{\varepsilon e f} = \lambda^2 \frac{E}{e} (80 b)$$

oder bei gleichem Stoff zu:

$$\alpha = \lambda^2 (80 c)$$

Als unabhängige Veränderliche wäre bei dimensionsloser Darstellung unter Benutzung der Form E die Zahl $\chi = \frac{v^2}{\nu}$ oder auch $\sqrt{\frac{v}{\nu}}$ zu wählen.

b) Dehnungsschwingungen in unbegrenzten festen Körpern. Die Elastizitätslehre zeigt, daß das elastische Verhalten homogener, nach allen Richtungen gleichartiger Stoffe durch zwei der drei Festwerte: Elastizitätsmodul, Schubmodul und Poissonsche Verhältniszahl $\frac{1}{(m)}$, und $\frac{1}{m}$ der Querkontraktion bestimmt wird. Die Differentialgleichungen der Dehnungsschwingungen in unbegrenzten Körpern führen auf Modellgesetze derselben Form wie oben unter a, wenn die beiden Vergleichskörper aus gleichem Stoff bestehen, also $E/(\rho) = e/\rho$ und $\frac{1}{(m)} = \frac{1}{m}$ ist. Es gilt hier also das Modellgesetz $V = v$, d. h.: Die Geschwindigkeiten, z. B. der Ausbreitung von Dehnungsschwingungen, sind unabhängig von linearen Größen, z. B. von den Wellenlängen; Dehnungswellen pflanzen sich mit unveränderlicher Geschwindigkeit in einem unbegrenzten Stoffe fort. Eine andere Form dieses Modellgesetzes ist:

$$T : t = L : l.$$

Es stehen also entsprechende Zeiten in dem gleichen Verhältnis wie entsprechende lineare Abmessungen.

Bei verschiedenen Stoffen in beiden Anordnungen treten in den Bewegungsgleichungen hier die drei Größen: Elastizitätsmodul, Poissonsche Verhältniszahl und Dichte auf, und die Ähnlichkeitsverhältnisse müssen einer

besonderen Prüfung unterzogen werden. Man findet auch hier dieselbe Gesetzmäßigkeit wie unter a, doch ist jetzt für (ν) und ν zu setzen:

$$(\nu) = \frac{E}{(g)} \cdot \frac{1 - \frac{1}{(m)}}{\left(1 + \frac{1}{(m)}\right) \left(1 - \frac{2}{(m)}\right)} \quad \text{und} \quad \nu = \frac{e}{e} \cdot \frac{1 - \frac{1}{m}}{\left(1 + \frac{1}{m}\right) \left(1 - \frac{2}{m}\right)} \quad *) \quad (81)$$

Dehnungswellen dieser Art breiten sich in Kugelform aus.

c) **Biegungsschwingungen stabförmiger Körper.** Die einzelnen Teilchen stehen unter Wirkung elastischer Kräfte $(\sigma) dF$ und σdf . Aus dem Vergleich der Trägheits- und der elastischen Kräfte folgen wieder die gleichen Modellgesetze wie unter a, so daß z. B. der Satz gilt: Die Schwingungsdauer ähnlicher stabförmiger Körper gleichen Stoffes wächst im Verhältnis der linearen Abmessungen, die Schwingungszahl also im umgekehrten Verhältnis.

d) **Biegungsvorgänge in Platten, Gefäßen und anderen Körpern.** Für geometrisch ähnliche Platten und Gefäße desselben Stoffes hat Cauchy 1829 in einer der Pariser Akademie der Wissenschaften eingereichten Abhandlung folgende Verallgemeinerung eines von Savart 1825 aufgestellten Gesetzes abgeleitet**): „Wenn wir die Höhe des von einem Körper, einer Platte oder einem elastischen Stab ausgehenden Tones durch die Anzahl der in der Zeiteinheit hervorgebrachten Schwingungen messen, so steht die Höhe im umgekehrten Verhältnis wie die linearen Abmessungen des Körpers, der Platte oder des Stabes, vorausgesetzt, daß seine sämtlichen Abmessungen in einem gegebenen Verhältnis geändert werden.“ Entsprechende Zeiten stehen also im geraden Verhältnis der linearen Abmessungen, und die Modellgesetze sind die gleichen wie unter a, b, c.

Ob für geometrisch ähnliche Körper, deren Stoffe verschieden sind, einfache Ähnlichkeitsbeziehungen gelten, bedarf einer besonderen Prüfung.

e) **Längsschwingungen in unbegrenzten elastischen Flüssigkeiten.** Vermöge der Volumelastizität einer Flüssigkeit breitet sich eine örtliche Zusammendrückung in ihr als Welle in Kugelanzordnung aus. Auf die einzelnen Teilchen der beiden mechanisch ähnlichen Vorgänge wirken dabei die entsprechenden Druckkräfte $K = P F$ und $k = p f$.

*) Riecke, Lehrbuch der Physik, 1. Bd., 1912, S. 255 u. 259.

***) Routh, Dynamik, deutsch von Schepp, 1. Bd. 1898, S. 331. Hier ist der Cauchysche Beweis in gekürzter Form wiedergegeben

Für die Drücke P und p gelten die Gleichungen:

$$P = C \frac{\Delta \text{Vol}}{\text{Vol}}$$

$$p = c \frac{\Delta \text{vol}}{\text{vol}},$$

worin C und c die Volum-Elastizitätsmoduln der beiden Körper, gemessen in kg/m², sind. Aus dem Vergleich der Trägheits- und der Druckkräfte ergibt sich der Kräftemaßstab K zu:

$$z = \frac{M B}{m b} = \frac{C \frac{\Delta \text{Vol}}{\text{Vol}} F}{c \frac{\Delta \text{vol}}{\text{vol}} f}$$

oder da $\Delta \text{Vol}/\text{Vol}$ und $\Delta \text{vol}/\text{vol}$ bei mechanisch ähnlichen Vorgängen gleiche Zahlen sind:

$$\frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{C}{c} \lambda^2$$

also

oder

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \lambda \sqrt{\frac{c \varrho}{C (\varrho)}} \\ \tau &= \lambda \sqrt{\frac{\nu}{(\nu)}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (82)$$

worin $(\nu) = C/(\varrho)$ und $\nu = c/\varrho$ die „dynamischen Kompressionsmaße“ der beiden Flüssigkeiten — zu messen in m²/sk² — sind. Die äußere Form der Modellgesetze ist also die gleiche wie unter a, und es gelten daher sinngemäß die entsprechenden Beziehungen.

f) Schiebungsschwingungen in unbegrenzten elastisch festen Körpern. Außer den unter b behandelten Dehnungsschwingungen kommen in unbegrenzten festen Körpern noch Querschwingungen auf Grund der Schubelastizität zustande. Die Voraussetzungen sind die gleichen wie früher. Die in Hauptausführung und Modell auftretenden Schubkräfte sind $K = (\tau) d F$ und $k = \tau d f$, worin (τ) und τ hier nicht den Zeitmaßstab, sondern Schubspannungen bedeuten. Nach dem Hookeschen Elastizitätsgesetz ist, wenn (γ) und γ die bei mechanisch ähnlichen Vorgängen gleich großen Schiebungswinkel in Bogenmaß, und G und g die entsprechenden Schubmoduln der beiden Stoffe sind: $(\tau) = (\gamma) G$ und $\tau = \gamma g$ und daher:

$$K = (\gamma) G d F \quad \text{und} \quad k = \gamma g d f. \dots \dots \dots (83)$$

Aus dem Vergleich der Trägheits- und Schubkräfte erhält man für den Kräftemaßstab:

$$\alpha = \frac{M B}{m b} = \frac{(\gamma) G d F}{\gamma g d f}$$

oder mit $(\gamma) = \gamma$

$$\frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{G}{g} \lambda^2.$$

Führt man

$$(\nu) = \frac{G}{(\varrho)} \quad \text{und} \quad \nu = \frac{g}{\varrho} \dots \dots \dots (84)$$

als „dynamische Schiebungsmaße“ der beiden Körper — zu messen in m^2/sk^2 — ein, so entstehen wieder dieselben Formen der Modellgesetze wie unter a, jedoch mit dem Unterschiede, daß an Stelle von E und e die Schubmoduln G und g treten und die Schiebungswellen sich wie die Wellen unter b und e in Kugelanordnung ausbreiten.

g) Verdrehungsschwingungen stäbformiger Körper. Zu vergleichen sind wie unter f die Schubkräfte und die Trägheitskräfte der Hauptausführung und des Modells. Es gelten daher hier die gleichen Ansätze wie dort; doch entfällt eine Ausbreitung der Erscheinungen in Kugelform. Das Modellgesetz für den Zeitmaßstab lautet also wieder:

$$\tau = \lambda \sqrt{\frac{\nu}{(\nu)}}$$

und das für entsprechende Zeiten:

$$T:t = \frac{L}{\sqrt{(\nu)}} : \frac{1}{\sqrt{\nu}}$$

oder bei gleichem Stoff:

$$T:t = L:1,$$

also in Worten wieder: Die Schwingungszeiten stehen bei mechanisch ähnlichen Vorgängen im geraden Verhältnis der linearen Abmessungen, die Schwingungszahlen somit im umgekehrten.

h) Zusammengesetzte Festigkeitsvorgänge in Körpern gleichen Stoffes. Im allgemeinsten Beanspruchungsfalle werden die elastischen Kräfte der beiden mechanisch ähnlichen Vorgänge der Hauptausführung und des Modells aus Dehnungskräften (σ) F, σ f und Schiebungskräften (τ) F, τ f gebildet, worin (σ) , σ entsprechende Normalspannungen und (τ) , τ entsprechende Schubspannungen sind. Beide Kräftearten ergeben unter Hinweis auf Gl. 80c — bei Voraussetzung des gleichen Stoffes — denselben Kräftemaßstab $\alpha = \lambda^2$. Dies geht auch schon daraus hervor, daß nach dem Hookeschen Gesetze $(\sigma) = (\varepsilon) E = \varepsilon e = \sigma$ und $(\tau) = (\gamma) G = \gamma g = \tau$ ist

und sich daher entsprechende Kräfte wie entsprechende Flächen verhalten. Entsprechende Spannungen sind gleich groß.

Wie in den eben behandelten Fällen gilt also als Modellgesetz für den Zeitmaßstab bei gleichem Stoff der beschleunigten Massen:

$$\tau = \lambda$$

und daher:

$$T : t = L : l$$

und:

$$\frac{V}{v} = \frac{\lambda}{\tau} =$$

also:

$$V = v = unv.,$$

woraus sich folgende Verallgemeinerung des Cauchyschen Modellgesetzes ergibt: Wenn sich zwei geometrisch ähnliche Körper gleichen Stoffes unter der Wirkung entsprechender, aber sonst beliebiger elastischer Kräfte mechanisch ähnlich bewegen, verhalten sich entsprechende Zeiten wie die linearen Abmessungen und entsprechende Kräfte wie die Quadrate der linearen Abmessungen. Entsprechende Spannungen und entsprechende Geschwindigkeiten sind je gleich groß.

29. Das Modellgesetz für Wellenbewegungen unter der Wirkung von Kapillarkräften. An der Oberfläche von Flüssigkeiten können Bewegungen beobachtet werden, bei denen die Kapillarkraft in der oberen Schicht die Schwere bedeutend an Einfluß überwiegt. Ein solcher Fall liegt z. B. bei den leichten, durch einen sanften Wind hervorgerufenen Kräuselungen des Wasserspiegels vor und soll der folgenden Betrachtung zugrunde gelegt werden. Die durch die Kapillarität des Wassers bedingten Wellen heißen Kapillarwellen oder nach Lord Kelvins Vorschlag „Riffeln“. Sie befolgen wesentlich andere Gesetze wie die langen, durch die Schwere hervorgerufenen Wellen.

Kapillarkräfte erzeugen an der Grenze zweier Flüssigkeiten oder an der hier vorausgesetzten freien Wasseroberfläche in einer sehr dünnen Grenzschicht eine von der Temperatur abhängige, sonst unveränderliche Zugspannung, die Oberflächenspannung S oder s , die in einem an Luft angrenzenden Wasserspiegel etwa $74 \cdot 10^{-4}$ kg/m beträgt und deren Wirkung auf die Druckverhältnisse in der oberen Grenzschicht der einer elastischen Haut gleichkommt, die über die Oberfläche der Flüssigkeit gespannt ist.

Zur Untersuchung der mechanisch ähnlichen Erscheinung dieser Art vergleiche man je miteinander die Trägheitskräfte MB und mb und die Kapillarkräfte

$$K = S L \quad \text{und} \quad k = s l, \dots \dots \dots (85)$$

worin S und s die Oberflächenspannungen der Hauptausführung und des Modells und L, l zwei entsprechende Längen sind. Man erhält dann für den Kräftemaßstab α :

$$\alpha = \frac{MB}{mb} = \frac{S_1 L}{s l} = \frac{S}{s} \lambda$$

und hieraus, wenn (ρ) und ρ die Dichten der beiden Flüssigkeiten sind,

$$\frac{(\rho)}{\rho} \lambda^3 \frac{\lambda}{v^2} = \frac{S}{s} \lambda$$

oder

$$v^2 = \lambda^3 \frac{s' \rho}{S / (\rho)} \dots \dots \dots (86)$$

Bezeichnet man noch $(\omega) = S / (\rho)$ und $\omega = s / \rho$ als „dynamische Kapillaritätsmaße“ der beiden Flüssigkeiten — zu messen in m^3/sk^2 —, so gelten folgende Modellgesetze entsprechend dem Vorgehen in den früheren Untersuchungen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{A) } v^2 = \lambda^3 \frac{\omega}{(\omega)} \\ \text{B) } T^2 : t^2 = \frac{L^3}{(\omega)} : \frac{l^3}{\omega} \\ \text{C) } V : v = \sqrt{\frac{(\omega)}{L}} : \sqrt{\frac{\omega}{l}} \\ \text{D) } B : b = \frac{(\omega)}{L^2} : \frac{\omega}{l^2} \\ \text{E) } \frac{V^2 L}{(\omega)} = \frac{v^2 l}{\omega} = \xi \end{array} \right\} \dots \dots \dots (87)$$

worin ξ eine unbenannte Zahl, also unabhängig von der Wahl des Maßsystems ist.

Bei Gleichheit der Flüssigkeiten in Haupt- und Modellvorgang geht C über in:

$$V : v = \sqrt{\frac{1}{L}} : \sqrt{\frac{1}{l}}, \dots \dots \dots (88)$$

eine Gleichung, aus der folgender Schluß gezogen werden kann: Die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten von Kapillarwellen stehen im umgekehrten Verhältnis der Wurzeln aus den Wellenlängen*), im Gegensatz zu den durch die Schwere bedingten Trochoidenwellen, deren Geschwindigkeiten im geraden Verhältnis der Wurzeln aus den Längen wachsen. Bei den Trochoidenwellen nimmt die Geschwindigkeit mit der Länge zu, bei den Riffelwellen dagegen ab.

*) Lamb, Lehrbuch der Hydrodynamik, deutsch von Friedel, 1907 § 263.

Aus dem Vergleich der Wellenlängen dieser Kapillarerscheinungen hat Grunmach*) die Oberflächenspannung S verschiedener Flüssigkeiten bestimmt.

30. Überblick über die Modellgesetze. In den Abschnitten 22—29 sind die verschiedenen Modellgesetze aufgestellt worden, welche zu beachten sind, je nachdem irdische Schwerkräfte oder die allgemeine Schwere oder innere Flüssigkeitsreibung oder elastische oder Kapillarkräfte als einzige physikalische Kräfteart auf die mechanisch ähnlich zu gestaltenden Vorgänge bestimmenden Einfluß ausüben. Wie verschieden der zeitliche Verlauf und damit die sonstigen Umstände im Modell nachzuahmen sind, wenn mechanische Ähnlichkeit verbürgt sein soll, geht aus folgendem Überblick über die bisher abgeleiteten Modellgesetze hervor, welche hier nur für die Fälle gleichen Stoffes für Hauptausführung und Modell zusammengestellt sind.

	Es gilt unter der Wirkung von				
	Schwerkraften: Froudes Modellgesetz	Allgemeiner Schwere: Thomsons Modellgesetz	Flüssigkeits- reibung: Reynolds' Modellgesetz	Elastischen Kräften: Cauchys Modellgesetz	Kapillarkräften Nachstehendes Modellgesetz
Zeitmaßstab	$\tau = \lambda^{\frac{1}{2}}$	$\tau = 1$	$\tau = \lambda^2$	$\tau = \lambda$	$\tau = \lambda^{\frac{3}{2}}$
Zeiten. . .	$T : t = L^{\frac{1}{2}} : l^{\frac{1}{2}}$	$T = t$	$T : t = L^2 : l^2$	$T : t = L : l$	$T : t = L^{\frac{3}{2}} : l^{\frac{3}{2}}$
Geschwin- digkeiten	$V : v = L^{\frac{1}{2}} : l^{\frac{1}{2}}$	$V : v = L : l$	$V : v = L^{-1} : l^{-1}$	$V = v$	$V : v = L^{-\frac{1}{2}} : l^{-\frac{1}{2}}$
Beschleuni- gungen .	$B = b$	$B : b = L : l$	$B : b = L^{-3} : l^{-3}$	$B : b = L^{-1} : l^{-1}$	$B : b = L^{-2} : l^{-2}$
Für dimen- sionslose Darstel- lungen .	$\frac{V^2}{L(g)} = \frac{v^2}{lg} = \varphi$	$T^2(a)(\varrho) = t^2 a \varrho = \eta$	$\frac{VL}{(v)} = \frac{vl}{v} = \psi$	$\frac{V^2}{(v)} = \frac{v^2}{v} = \chi$	$\frac{V^2 L}{(\omega)} = \frac{v^2 l}{\omega} = \xi$
Kräftemaß- stab . . .	$\alpha = \lambda^3$	$\alpha = \lambda^4$	$\alpha = 1$	$\alpha = \lambda^2$	$K = \lambda$
Kräfte. . .	$K : k = L^3 : l^3$	$K : k = L^4 : l^4$	$K = k$	$K : k = L^2 : l^2$	$K : k = L : l$
Spannungen = Kräfte auf Fl.-Einh.	$P : p = L : l$	$P : p = L^2 : l^2$	$P : p = L^{-2} : l^{-2}$	$P = p$	$P : p = L^{-1} : l^{-1}$

*) Grunmach, Annalen der Physik, 1900 Bd. 3 S. 660.

31. Die Modellgesetze für Bewegung unter der gleichzeitigen Wirkung zweier Kräftearten. Im Abschnitt 19 ist ausgesprochen worden, daß der einfache Fall der Ähnlichkeitsmechanik nicht vorliegt, wenn an den Beschleunigungsvorgängen der Hauptausführung und des Modells mehrere Arten physikalischer Kräfte im Sinne des Abschnitts 11 beteiligt sind. Dieser Fall werde jetzt untersucht: Es wirke z. B. außer der Schwerkraft noch die innere Flüssigkeitsreibung.

Nach den Betrachtungen des Abschnitts 19 erhält man dann für die drei Maßstäbe λ , τ , α eine erste Beziehung aus dem Vergleich entsprechender Trägheitskräfte, eine zweite aus dem Vergleich entsprechender Schwerkräfte und eine dritte aus dem Vergleich der inneren Reibungskräfte der Flüssigkeit, also drei Gleichungen der folgenden Form:

$$a) \quad \alpha = f_1(\lambda, \tau)$$

$$b) \quad \alpha = f_2(\lambda, \tau)$$

$$c) \quad \alpha = f_3(\lambda, \tau).$$

Aus dem Bestehen dieser drei Gleichungen mit den drei Unbekannten λ , τ , α geht hervor, daß jetzt auch der Wert von λ zu berechnen ist, also nicht wie in den früheren einfachen Fällen frei gewählt werden darf.

Gln. a und b führen durch Gleichsetzung auf das Froudesche Modellgesetz $\tau = F_1(\lambda)$, welches nach Gl. 30 lautet:

$$\tau = \sqrt{\lambda \frac{g}{(g)}} \dots \dots \dots (89)$$

Gln. b und c liefern ein zweites, hier gleichzeitig geltendes Modellgesetz $\tau = F_2(\lambda)$, das Reynoldssche, das nach Gl. 61 lautet:

$$\tau = \lambda^2 \frac{\nu}{(\nu)} \dots \dots \dots (90)$$

In Gln. 89 und 90 bedeuten (g) und g die Erdbeschleunigungen, sowie $(\nu) = (\eta)/(\rho)$ und $\nu = \eta/\rho$ die „dynamischen Zähigkeitsmaße“ der beiden Flüssigkeiten. Damit beiden Gesetzen zugleich Genüge geleistet wird, muß gelten:

$$\lambda^2 \frac{\nu}{(\nu)} = \sqrt{\lambda \frac{g}{(g)}}$$

oder unter Gleichsetzung von (g) und g :

$$\lambda^4 \frac{\nu^2}{(\nu)^2} = \lambda$$

also:

$$\lambda^3 = \left(\frac{(\nu)}{\nu} \right)^2$$

oder:

$$\lambda = \left(\frac{(\nu)}{\nu} \right)^{\frac{2}{3}} \dots \dots \dots (91)$$

und bei gleichem Stoff für Hauptausführung und Modell:

$$\lambda = 1, \dots \dots \dots (91 \text{ a})$$

zwei Gleichungen, die ein Modellgesetz für den Längenmaßstab λ darstellen und so ausgesprochen werden können: Stehen zwei mechanisch ähnlich zu gestaltende Vorgänge unter der Wirkung der Schwerkraft und der Flüssigkeitsreibung, so ist der Längenmaßstab λ nicht mehr frei wählbar, sondern nach Gl. 91 durch die Eigenschaften der beiden Flüssigkeiten bestimmt. Bei gleichem Stoff läßt sich der Hauptvorgang nicht durch ein Modell nachahmen.

Aus Gl. 90 und 91 folgt weiter als Modellgesetz für den Zeitmaßstab:

$$\tau = \left(\frac{(\nu)}{\nu} \right)^{\frac{4}{3}} \frac{\nu}{(\nu)} = \left(\frac{(\nu)}{\nu} \right)^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (92)$$

Ferner ergibt sich aus Gln. 90 und 91 als Modellgesetz für entsprechende Geschwindigkeiten:

$$\frac{V}{v} = \frac{\lambda}{\tau} = \left(\frac{(\nu)}{\nu} \right)^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (93)$$

Der Kräftemaßstab κ ist aus

$$\kappa = \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^3 = \frac{(\gamma)}{\gamma} \frac{(\nu)^2}{\nu^2}$$

zu berechnen.

In den meisten Fällen, in denen Schwere und Zähigkeit vereint wirken, wird es nicht möglich sein, diese Gesetze bei den Modellversuchen praktisch zu verwirklichen, so daß auf eine vollständige Nachahmung der Vorgänge der Hauptausführung in einem Modell verzichtet werden muß. Es ist dann in jedem Einzelfall besonders zu prüfen, ob nicht der Einfluß einer der Kräfte, z. B. der inneren Reibung so geringfügig ist, daß er ohne nennenswerten Schaden für den Vergleich außer acht gelassen werden kann. Es liegt somit der Fall angenäherter mechanischer Ähnlichkeit vor, der in Abschnitt 21 vornehmlich wegen der Notwendigkeit der Fehlerabschätzung erörtert worden ist.

Die hier für die Schwerkraft und die Zähigkeit angestellten Betrachtungen lassen sich für je zwei andere physikalische Kräftearten unter entsprechender Anpassung verwenden. Bei gleichzeitiger Wirkung von irdischer

Schwere*) und elastischen Kräften bestehen gleichzeitig das Froudesche und das Cauchysche Modellgesetz der Gln. 30 und 80, also

$$\tau = \sqrt{\lambda \frac{g}{(g)}}$$

und

$$\tau = \lambda \sqrt{\frac{\nu}{(\nu)}},$$

aus deren Vereinigung und mit $(g) = g$ folgende Modellgesetze hervorgehen:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{(\nu)}{\nu} & \tau &= \sqrt{\lambda} = \sqrt{\frac{(\nu)}{\nu}} & \frac{V}{v} &= \frac{\lambda}{\tau} = \sqrt{\lambda} = \sqrt{\frac{(\nu)}{\nu}} \\ & & \alpha &= \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^3 = \frac{(\gamma) (\nu)^3}{\gamma \nu^3}, \end{aligned} \right\} \dots (94)$$

hierin haben (ν) , ν je nach Art der elastischen Kräfte die aus den Einzelfällen des Abschnitts 28 zu entnehmende Bedeutung.

32. Der Fall allgemeiner mechanischer Ähnlichkeit ohne Bestehen eines besonderen Modellgesetzes. Es wird hier vorausgesetzt, daß physikalische Kräfte im Sinne des Abschnitts 11 nicht wirken. An den beiden mechanisch ähnlich verlaufenden Vorgängen sollen nur beteiligt sein: Die Massenbeschleunigungs- oder Trägheitskräfte und Kräfte aus jener Sondergruppe des Abschnitts 11, deren Vertreter insofern kein Modellgesetz begründen konnten, als sie sich nicht durch physikalische Beiwerte erklären ließen. Als Beispiel möge folgender, praktisch allerdings nicht zu verwirklichender Idealfall dienen: Eine unbegrenzt ausgedehnte Flüssigkeit ströme gegen einen in ihr ruhenden Körper. Die Flüssigkeit sei unzusammendrückbar und reibungsfrei; auch Reibungskräfte an der Oberfläche des Körpers seien ausgeschlossen.

Der Vergleich der Trägheitskräfte liefert wie immer die dem allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetz gleichwertige Beziehung:

$$\alpha = \frac{M B}{m b} = \frac{(q)}{q} \frac{\lambda^4}{\tau^2} \dots \dots \dots (95)$$

Dies ist die einzige Gleichung, die zwischen den drei Grundmaßstäben λ , τ , α in diesem Falle aufgestellt werden kann, da die Druckkräfte unzusammendrückbare Flüssigkeiten auf keine Ähnlichkeitsbeziehung führen. Daraus folgt, daß nicht nur λ , wie in den früheren einfachen Ähnlichkeitsfällen,

*) Der Fall gleichzeitigen Wirkens von allgemeiner Schwere und Elastizität kommt in der Astrophysik vor; er ist in ähnlicher Weise wie die oben besprochenen Fälle zu behandeln. Hierzu siehe Bromwich, Proc. Lond. Math. Soc. Bd. 30 1898 S. 98.

sondern auch τ frei gewählt werden darf, worauf dann κ durch Gl. 95 bestimmt ist. Da λ und τ willkürlich angenommen werden können, so ergibt sich für die beiden Vergleichsvorgänge kein Modellgesetz der entsprechenden Geschwindigkeiten: Die Geschwindigkeiten der Hauptausführung und des Modells können frei gewählt werden. Für die Kräfte gilt nur das durch Gl. 95 ausgedrückte allgemeine Ähnlichkeitsgesetz Newtons, das für zwei beliebige einander entsprechende Kräfte nach den Ausführungen der Abschnitte 15 und 16 in der Form der Gln 20 geschrieben werden kann:

$$\left. \begin{array}{l} K = \alpha(\varrho) F V^2 \\ k = \alpha \varrho f v^2 \end{array} \right\}, \dots \dots \dots (95 a)$$

worin die Kennziffer α für beide Kräfte denselben Zahlenwert hat.

III. Anwendungen der Ähnlichkeitsmechanik.

33. Die Widerstände quergestellter, ganz oder teilweise eingetauchter Platten in unbegrenztem Wasser. (Anwendung 1.) Das im Teil I und II wiederholt zur Erläuterung herangezogene Beispiel des Abschnitts 2 werde jetzt nach den Vorschriften der Ähnlichkeitsmechanik zu Ende geführt.

Für die Hauptausführung ist gegeben: Plattenfläche $F = 0,8 \cdot 0,8 = 0,64 \text{ m}^2$; Tauchtiefe 0,8 m, gemessen vom Spiegel bis Plattenoberkante; Fortschrittsgeschwindigkeit der Platte in Richtung der Flächennormalen $V = 5 \text{ m/sk}$. Die Aufgabe lautet: Der Widerstand dieser großen Platte in Seewasser vom Einheitsgewicht $\gamma = 1025 \text{ kg/m}^3$ ist mittels des Modellverfahrens zu bestimmen.

Das Modell, das in gewöhnlichem Wasser mit $\lambda = 1000 \text{ kg/m}^3$ geschleppt werden soll, werde im Maßstabe 1 : 4 hergestellt; also ist der Längenmaßstab $\lambda = 4$. Da die Bewegungsvorgänge sich nahe der Flüssigkeitsoberfläche abspielen, treten die in Abschnitt 2 geschilderten Wellenerscheinungen auf. Damit der Hauptvorgang im Modell mechanisch ähnlich nachgebildet werden kann, sind die Arten der an der Beschleunigung beteiligten Kräfte festzustellen: In Frage kommen die Schwerkräfte und die an der Flüssigkeit wirkenden äußern und innern Normaldrücke. Da die Flüssigkeit sich hier

praktisch als unzusammendrückbar erweist, so begründen nach Abschnitt 11 die Normaldrücke kein Modellgesetz, und die Schwerkkräfte allein haben maßgebenden Einfluß auf den zeitlichen Verlauf, so daß zur Erzielung mechanischer Ähnlichkeit nach Abschnitt 22 das Froudesche Modellgesetz einzuhalten ist. Für den Zeitmaßstab gilt also Gl. 32:

$$\tau = \sqrt{\lambda} = \sqrt{4} = 2;$$

d. h.: Wenn die Oberflächenwellen mechanisch ähnlich verlaufen sollen, so müssen alle Zeiten der großen Ausführung gleich dem zweifachen der entsprechenden Modellzeiten sein — unter Modell hier die kleine Platte und die umgebende Flüssigkeit verstanden.

Die so vorgeschriebenen Zeitverhältnisse werden durch richtige Bemessung der Modellplattengeschwindigkeit v erzwungen, die das Froudesche Modellgesetz für entsprechende Geschwindigkeiten (Gl. 36), also:

$$V : v = \sqrt{\lambda} = \sqrt{4} = 2,$$

erfüllen muß. Es sind daher alle bei dem Modell auftretenden Geschwindigkeiten auf die Hälfte der entsprechenden Geschwindigkeiten der großen Ausführung zu verkleinern, das Modell ist mit $v = \frac{V}{2} = 2,5$ m/sk zu schleppen. Sein Widerstand wird hierbei zu $w = 28,01$ kg gemessen*).

Der Kräftemaßstab wird nach Gl. 40 bestimmt zu:

$$\alpha = \lambda^3 \frac{(\gamma)}{\gamma} = 4^3 \cdot \frac{1025}{1000} = 65,6,$$

und daher ist der gesuchte Widerstand der großen Platte:

$$W = w \alpha = 28,01 \cdot 65,6 = 1837,5 \text{ kg.}$$

Die Überdrücke (über die Atmosphäre) ΔP und Δp , sowohl auf die Platten wie innerhalb der Flüssigkeiten, haben nach Gl. 45 den Übertragungsmaßstab

$$\frac{\Delta P}{\Delta p} = \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda = \frac{1025}{1000} \cdot 4 = 4,1,$$

so daß z. B. jedem an beliebiger Stelle der Modellplatte gemessenen Überdruck ein 4,1 mal so großer Wert an der großen Platte entspricht.

*) H. Engels und Fr. Gebers, Der Beiwert k in der Formel $W = k \gamma F \frac{v^2}{2g}$ für den Wasserwiderstand bewegter plattenförmiger und prismatischer Körper, Schiffbau IX. Jahrg. Nr. 6 und 7. Ferner Engels, Handbuch des Wasserbaus 1914 II. Bd. S. 882.

Bei dimensionsloser Vorstellung, nach Abschnitt 24, würde der eben benutzte Modellversuch folgenden Punkt der Eigenschaftskurve $\alpha = F(\phi)$ liefern: Die Abszisse $\phi = \frac{v^2}{gl}$ wird mit $l = 0,2 \text{ m}$:

$$\phi = \frac{2,5^2}{9,81 \cdot 0,2} = 3,19.$$

Die Ordinate, welche durch die Kennziffer α in der Gl. $k = \alpha \rho f v^2$ erklärt wird, berechnet sich mit $f = 0,2^2 = 0,04 \text{ m}^2$ zu

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot f v^2} = \frac{28,01}{1000/g \cdot 0,04 \cdot 2,5^2} = 1,10.$$

Das Kennzeichen mechanischer Ähnlichkeit liegt in der Übereinstimmung des Wertepaars ϕ, α ; die Hauptausführung muß daher das gleiche ϕ und α wie das Modell ergeben: In der Tat erhält man:

$$\phi = \frac{5^2}{9,81 \cdot 0,8} = 3,19,$$

$$\alpha = \frac{K}{(\rho) F V^2} = \frac{1837,5}{1025/g \cdot 0,64 \cdot 5^2} = 1,10.$$

Die Zulässigkeit des Verfahrens für beliebig geformte, aus- und eintauchende Platten bei beliebiger Tauchtiefe — zunächst innerhalb eines abgegrenzten Bereichs — haben Engels und Gebers in den Jahren 1906 und 1907 durch sorgfältige in der Übigauer Versuchsanstalt durchgeführte Versuche nachgewiesen. Die inneren Reibungskräfte, welche bei Flüssigkeitsbewegungen stets auftreten, haben auf das hier durch Versuche festgestellte Modellgesetz so gut wie keinen Einfluß.

34. Ähnlichkeitsbeziehungen bei Pendeln. (Anwendung 2.) Zwei geometrisch ähnliche Pendel mögen sich bei Annahme gleichen Ausschlagwinkels unter alleiniger Wirkung der Schwere bewegen. Die linearen Abmessungen der Hauptausführung sind λ mal so groß wie die entsprechenden des Modells. Die Auflagerwiderstände starrer Körper haben nach Abschnitt 11 keinen Einfluß auf das Modellgesetz, die Schwere ist allein bestimmend. Es muß also das Froudesche Modellgesetz bestehen.

Nach Abschnitt 22 wird daher der Zeitmaßstab:

$$\tau = \sqrt{\lambda \frac{g}{(g)}} = \sqrt{\lambda}.$$

Ferner gilt für entsprechende Zeiten:

$$T : t = \sqrt{\frac{L}{(g)}} : \sqrt{\frac{l}{g}}$$

und für entsprechende Geschwindigkeiten:

$$V : v = \sqrt{\lambda},$$

sowie für entsprechende Beschleunigungen:

$$B = b.$$

Der Kräftemaßstab α wird, wenn (γ) und γ die beiden Einheitsgewichte sind:

$$\alpha = K : k = (\gamma) L^3 : \gamma l^3.$$

Es sind also alle an mechanische Ähnlichkeit zu stellenden Forderungen erfüllt, und es gilt der Satz: Geometrisch ähnliche Pendel bewegen sich bei gleichem Ausschlag selbsttätig mechanisch ähnlich.

35. Mechanische Ähnlichkeit der freien Gerstnerschen Trochoidenwellen. (Anwendung 3.) Die zuerst von Gerstner 1802 und dann erneut von Rankine 1862 wieder untersuchten Trochoidenwellen sind freie an der Meeresoberfläche zu beobachtende Wellen, deren Entstehungsursache, der Wind, an der betreffenden Stelle nicht mehr anhält. Sie treten am vollkommensten auf hoher See als „Dünungswellen“ auf, welche als Folge des Windes nach dessen Abflauen unter der Wirkung der Schwere noch lange hinterbleiben.

Die einzelnen Flüssigkeitsteilchen durchlaufen bei reinen Trochoidenwellen sämtlich in der gleichen Zeit, der Schwingungszeit, Kreisbahnen, deren Durchmesser mit der Tiefe nach einem Exponentialgesetz abnimmt, um erst in unendlicher Tiefe gleich Null zu werden. Die freie Oberfläche ist im Querschnitt eine Linie unveränderlichen Druckes und hat die Form einer durch Abrollen eines Kreises entstehenden Trochoide. Die im Innern der Flüssigkeit liegenden Linien unveränderlichen Druckes sind ebenfalls Trochoiden von gleicher Wellenlänge wie die oberste, aber mit nach unten immer kleiner werdenden Höhen. Die Höhe jeder einzelnen Trochoide, gemessen vom Talpunkt bis zum Scheitel des Kammes, ist gleich dem Durchmesser der von den Flüssigkeitsteilchen einer Trochoide durchlaufenen Kreisbahnen. Jede der übereinanderliegenden Trochoiden kann als mögliche freie Oberfläche in der Natur vorkommen und als solche betrachtet werden, wobei als äußere oben gelegene Trochoide die Zykloide, das ist die mit Spitzen in den Kämmen verlaufende Trochoide gelten soll. Die unterste, in unendlicher Tiefe darunter befindliche Trochoide ist eine wagerechte Gerade. Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Welle ist abhängig von der Länge und unabhängig von der Höhe der Welle. Handelt es sich in einem praktischen Fall um eine Trochoidenkurve von gegebener Wellenlänge und Höhe, so empfiehlt es sich bei Ähnlichkeitsbetrachtungen, die Schar der Trochoiden in Gedanken nach oben bis zur Zykloidenkurve als ideeller Grenze zu er-

gänzen, so daß als „vollständige Trochoidenschar“ die Gesamtheit aller Trochoiden von der in unendlicher Tiefe wagerecht verlaufenden bis zur Zykloide oben gelten soll. Der Begriff der „vollständigen Trochoidenwelle“ befreit die Ähnlichkeitsuntersuchungen von störenden Betrachtungen über den Einfluß der verschiedenen Wellenhöhen und führt auf ein besonders einfaches und allgemeines Endergebnis. Bei Bezugnahme auf den jeweils vorliegenden praktischen Fall sind dann die oberen Trochoiden bis zur wirklichen Wellenoberfläche wieder wegzudenken.

Mit irgend einer solchen vollständigen Trochoidenwelle werde jetzt eine kürzere geometrisch ähnliche „Modellwelle“ verglichen. Der Längenmaßstab sei λ . Da die reine Trochoidenform nur durch die Schwere — unter Ausschaltung einer Flüssigkeitsreibung — bedingt wird, so kommt für die Ähnlichkeitsbeziehungen wieder das Froudesche Modellgesetz in Frage. Es ist also $\tau = \sqrt{\lambda}$ oder $T : t = \sqrt{L} : \sqrt{l}$; in Worten: Entsprechende Zeiten, z. B. die Schwingungszeiten oder die Umlaufzeiten entsprechender Teilchen, wachsen wie die Wurzeln aus den Wellenlängen. Für entsprechende Geschwindigkeiten gilt weiter:

$$V : v = \sqrt{L} : \sqrt{l};$$

also auch die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten der Trochoidenwellen und die Kreisgeschwindigkeiten entsprechender Flüssigkeitsteilchen wachsen mit den Wurzeln aus den Wellenlängen.

Aus Vorstehendem geht die Richtigkeit folgender allgemeiner Sätze über die Ähnlichkeit von Trochoidenwellen hervor:

1. Die zeichnerische Darstellung der „vollständigen Trochoidenschar“ einer einzigen Dünungswelle mit beliebig gewählter Länge liefert bei geometrisch ähnlicher Verkleinerung oder Vergrößerung alle für Trochoidenwellen überhaupt in Frage kommenden Formen. Es würde einen guten Überblick bieten, wenn die im Schiffbau vielfach verwendeten Trochoidenwellen als „vollständige Trochoidenschar“ in einer einzigen Tafel dargestellt würden, aus der unter Benutzung eines passenden Maßstabes die erforderlichen Angaben entnommen werden könnten.
2. Vollständige Trochoidenwellen sind nicht nur geometrisch ähnlich untereinander, sondern verlaufen selbsttätig auch mechanisch ähnlich. Ist der Längenmaßstab gleich λ , so ist der Zeitmaßstab $\tau = \sqrt{\lambda}$, und der Kräftemaßstab bei gleichen Einheitsgewichten nach Gl. 41: $\alpha = \lambda^3$.

36. Der Helmholtzsche Fall mechanischer Ähnlichkeit von Wasser- und Luftwogen. (Anwendung 4.) Helmholtz*) hat in den Jahren 1888 bis 1890 grundlegende Untersuchungen über die Entstehungsursache von Wellen angestellt und auch die Frage nach geometrisch und mechanisch ähnlichen Wellenerscheinungen aufgeworfen. Hierbei leitet er die Ähnlichkeitsbeziehungen aus dem Vergleiche entsprechender Glieder der hydrodynamischen Gleichungen ab. Ohne auf Einzelheiten einzugehen, die in den angegebenen Quellen zu finden sind, folgen wir hier dem Helmholtzschen Gedankengang nur so weit, als er für die Aufstellung der Modellgesetze maßgebend ist.

Strömen zwei Flüssigkeiten verschiedener Dichte, z. B. Luft und Wasser, mit scharfer Grenze gleichmäßig übereinander, so sind nach Helmholtz die Bedingungen für das Entstehen von Wellenerscheinungen gegeben, die sich in unveränderter Form und mit gleichförmiger Geschwindigkeit fortpflanzen, ähnlich der Art, wie wir sie an der Wasseroberfläche kennen. Solche Wellen an den Grenzflächen verschieden schwerer, mit verschiedener Geschwindigkeit strömender Flüssigkeiten kommen sehr häufig vor, nicht nur in dem erörterten Fall, sondern auch im Innern des Meeres und der atmosphärischen Luft. In der Atmosphäre werden sie sichtbar, wenn eine untere kältere Luftschicht so weit mit Wasserdampf gesättigt ist, daß die Wellenberge, in denen der Druck geringer ist, Nebel zu bilden, anfangen. Dann erscheinen die bekannten Lämmerwolken als streifige, sehr regelmäßig gebildete Wolkenzüge. Aber auch in der Ozeanographie sind sie als interne oder unterseeische Wellen**) bekannt und in verschiedenen Formen auf See beobachtet worden.

Alle diese Erscheinungen faßt Helmholtz unter dem Namen „Stationäre Wogen“ — wir wollen kurz „Wogen“ sagen — zusammen. Er nennt sie deshalb stationär, weil er sie vom relativen Standpunkt aus betrachtet, indem er mit den Wogen fortrückt. Durch diesen Kunstgriff sieht er die Wellenflächen unbeweglich; innerhalb derselben strömt die Flüssigkeit in gewundenen unbeweglichen, also stationären Linien. In Wirklichkeit sind es fortschreitende Wellen, die sich ganz nach Art der Trochoidenwellen (Ab-

*) Helmholtz, Sitzungsberichte d. Akad. d. Wiss. Berlin 1889 S. 761 u. 1890 S. 853. Kritische Bemerkungen hierzu von W. Wien, Lehrbuch der Hydrodynamik 1900 S. 169 und Rudzki, Physik der Erde 1911 S. 323.

**) Krümmel, Ozeanographie Bd. II 1911 S. 185.

schnitt 35) verhalten und wie diese durch das alleinige Wirken der Schwere, ohne daß auf Flüssigkeitsreibung Rücksicht zu nehmen ist, erklärt werden können. Sie unterscheiden sich von jenen nur dadurch, daß zwei verschiedene Dichten, die der oberen Flüssigkeit und die der unteren schwereren in die Untersuchung eingehen.

Nach Helmholtz' Vorgehen sollen die Bedingungen mechanischer Ähnlichkeit für zwei mechanisch ähnlich verlaufende Wogenvorgänge aufgesucht werden: Den Hauptvorgang stellen für uns die Luftwogen am Himmel, den Modellvorgang die gewöhnlichen Wind-Wasserwogen dar. Auf erstere beziehen sich die großen und eingeklammerten, auf letztere die kleinen Buchstaben. Bezeichnen V_1, v_1 die entsprechenden Geschwindigkeiten der beiden oberen Flüssigkeiten und V_2, v_2 die der beiden unteren Flüssigkeiten — sämtlich relativ zu den ruhend zu denkenden Wogenflächen zu verstehen —, sind ferner $(\rho_1) = (\gamma_1)/(g)$, $\rho_1 = \gamma_1/g$ die entsprechenden Dichten der beiden oberen Flüssigkeiten und $(\rho_2) = (\gamma_2)/(g)$, $\rho_2 = \gamma_2/g$ die der beiden unteren, so können die Bernoullischen Druckgleichungen (vgl. Abschnitt 23) an den Grenzflächen des Haupt- und Modellvorgangs geschrieben werden:

$$C_1 = Z_1 + \frac{P_1}{(\gamma_1)} + \frac{V_1^2}{2(g)} \quad \text{und} \quad C_2 = Z_2 + \frac{P_2}{(\gamma_2)} + \frac{V_2^2}{2(g)}$$

$$c_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{und} \quad c_2 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Hieraus entstehen mit $Z_1 = Z_2 = Z$ und $z_1 = z_2 = z$ sowie wegen $P_1 = P_2$ und $p_1 = p_2$ für Stellen der Grenzfläche:

$$\left((\rho_1) - (\rho_2) \right) Z + \frac{(\rho_1) V_1^2}{2(g)} - \frac{(\rho_2) V_2^2}{2(g)} = C$$

$$\left(\rho_1 - \rho_2 \right) z + \frac{\rho_1 v_1^2}{2g} - \frac{\rho_2 v_2^2}{2g} = c$$

und daraus

$$Z - \frac{V_1^2}{2(g)} \frac{(\rho_1)}{(\rho_2) - (\rho_1)} + \frac{V_2^2}{2(g)} \frac{(\rho_2)}{(\rho_2) - (\rho_1)} = \text{Unv.} \dots \dots \dots \text{(a)}$$

$$z - \frac{v_1^2}{2g} \frac{\rho_1}{\rho_2 - \rho_1} + \frac{v_2^2}{2g} \frac{\rho_2}{\rho_2 - \rho_1} = \text{unv.} \dots \dots \dots \text{(b)}$$

Ist $\lambda = \frac{Z}{z} = \frac{L}{l}$ der Längenmaßstab der beiden mechanisch ähnlich zu gestaltenden Vorgänge, so können die Gln. a und b zur Übereinstimmung

gebracht werden, wenn alle Glieder derselben in demselben Verhältnis λ stehen, wenn also die Bedingungen erfüllt sind:

$$\lambda = \frac{V_1^2 \frac{(\rho_1)}{(\rho_2) - (\rho_2)}}{\frac{v_1^2 \rho_1}{2g \rho_2 - \rho_1}} = \frac{V_2^2 \frac{(\rho_2)}{(\rho_2) - (\rho_1)}}{\frac{v_2^2 \rho_2}{2g \rho_2 - \rho_1}},$$

woraus mit $(\epsilon) = \frac{(\rho_1)}{(\rho_2)}$ und $\epsilon = \frac{\rho_1}{\rho_2}$, als Dichteverhältnisse in den Haupt- und in den Modellwogen, entsteht:

$$\lambda = \frac{L}{l} = \frac{\frac{V_1^2}{(g)} \frac{1}{\epsilon} - 1}{\frac{v_1^2}{g} \frac{1}{(\epsilon)} - 1} = \frac{\frac{V_2^2}{(g)} \frac{1 - \epsilon}{1 - (\epsilon)}}{\frac{v_2^2}{g} \frac{1 - \epsilon}{1 - (\epsilon)}} \dots \dots \dots (c)$$

Aus Gl. c ist mit $(g) = g$ zu folgern: Wird das Verhältnis der Dichten nicht geändert, so lauten die Modellgesetze:

$$\lambda = \frac{V^2}{v^2} = \frac{\lambda^2}{\tau^2} \text{ oder}$$

$$\tau = \sqrt{\lambda} \text{ und}$$

$$\frac{V}{v} = \sqrt{\lambda} = \sqrt{L} : \sqrt{l}.$$

Es besteht also, wie nicht anders zu erwarten war, das Froudesche Modellgesetz, das hier in die Worte gekleidet werden kann: Bei unverändertem Dichteverhältnis verhalten sich entsprechende Geschwindigkeiten ähnlicher Wogen, z. B. deren Fortpflanzungsgeschwindigkeiten, wie die Wurzeln aus den linearen Abmessungen. Ferner gilt unter dieser Voraussetzung $V_1^2 v_1^2 = V_2^2 v_2^2$, d. h. die Geschwindigkeiten beider Medien wachsen in gleichem Verhältnis. Bei doppelter Windgeschwindigkeit werden sich also mechanisch ähnliche Wogen von vierfachen Linearabmessungen bilden können.

Sind bei den Ähnlichkeitsschlüssen die Dichteverhältnisse verschieden, so führen die Gln. c, in ihrer Allgemeinheit geltend, auf ein erweitertes Froudesches Modellgesetz folgender Form:

$$\left. \begin{aligned} \frac{V_1^2}{L(g)} \cdot \frac{1}{\frac{1}{(\epsilon)} - 1} &= \frac{v_1^2}{l g} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\epsilon} - 1} = \text{unv. Zahl} \\ \frac{V_2^2}{L(g)} \cdot \frac{1}{1 - (\epsilon)} &= \frac{v_2^2}{l g} \cdot \frac{1}{1 - \epsilon} = \text{unv. Zahl} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (d)$$

Hieraus geht mit $(g) = g$ die Beziehung

$$\frac{L}{l} = \frac{V_1^2 \frac{1}{\varepsilon} - 1}{v_1^2 \frac{1}{(\varepsilon)} - 1} \dots \dots \dots (e)$$

hervor.

Helmholtz gibt folgendes Zahlenbeispiel hierzu an: Für die Wind-Wasserwogen des Modellvorgangs ist:

$$\varepsilon = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{1,29}{1000} = \frac{1}{773,4},$$

für die Wogen zwischen zwei benachbarten Luftströmungen von oben 10° und unten 0° C ist

$$(\varepsilon) = \frac{(\rho_1)}{(\rho_2)} = \frac{273}{283}.$$

Die Wogen können in beiden Fällen kongruent verlaufen. Ist dies der Fall, liegt also gleiche Wellenlänge vor, so ist $\lambda = L/l = 1$ und es wird für die beiden oberen Strömungen:

$$\left. \begin{aligned} V_1 : v_1 &= \sqrt{\frac{1}{(\varepsilon)} - 1} : \sqrt{\frac{1}{\varepsilon} - 1} \\ V_1 : v_1 &= \frac{1}{145} : 1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (f)$$

Entsprechend erhält man für die beiden unteren Schichten

$$\left. \begin{aligned} V_2 : v_2 &= \sqrt{1 - (\varepsilon)} : \sqrt{1 - \varepsilon} \\ V_2 : v_2 &= \frac{1}{5,3} : 1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (g)$$

d. h. in Worten: Sollen Wind-Wasserwogen und atmosphärische Luftwogen kongruente Form haben, so müssen die Geschwindigkeiten der beiden atmosphärischen Luftschichten, bezogen auf die Wogenflächen, und damit auch ihre Strömungsgeschwindigkeiten gegeneinander nach Maßgabe der Gln. f und g erheblich vermindert werden. Bei starker Herabsetzung des Dichteunterschiedes können große, viele Kilometer lange Wogen schon auf Grund sehr kleiner Strömungsunterschiede entstehen.

37. Stehende Schwingungen in Behältern Seiches (Anwendung 5). Die Schwingungen einer Flüssigkeit, die sich in einem beliebig geformten, offenen Gefäße hin- und herbewegt, sollen in einem geometrisch ähnlichen, verkleinerten Modell nachgeahmt werden. Reibungskräfte sollen nicht vorhanden sein. Bei Aufsuchung des Modellgesetzes kommt

als einzige physikalische Kraft die Schwere in Frage. Es gilt daher das Froudesche Modellgesetz. Bezeichnet λ den Längenmaßstab zwischen Hauptausführung und Modell, so wird der Zeitmaßstab $\tau = \sqrt{\lambda}$ und für entsprechende Zeiten, z. B. die Schwingungszeiten, gilt bei mechanisch ähnlich verlaufenden Vorgängen: $T : t = \sqrt{L} : \sqrt{l}$. In einem linear auf $1/100$ verkleinerten Modell wird die Schwingungszeit auf den 10. Teil vermindert.

Diese Gesetze finden Anwendung, wenn es sich darum handelt, aus Modellversuchen die Schwingungsdauer der in Behältern schwingenden Flüssigkeiten zu bestimmen, z. B. in den Schlingerbehältern der Schiffe, in den Tendern der Lokomotiven und in den vielen verwandten technischen Fällen, in denen es unmöglich ist, die Aufgabe auf streng mathematischem Wege zu lösen. Für Hydrologen und Ozeanographen bilden die freien Schwingungen geschlossener Seen oder teilweise offener Buchten und Meeresteile häufig den Gegenstand schwieriger Untersuchungen. Der Japaner Honda*) und seine Mitarbeiter haben die Schwingungen der Seen durch Modellversuche nachgeahmt, so daß ein Vergleich mit den größtenteils von Chrystal**) gelieferten theoretischen Näherungsergebnissen ermöglicht war. Die stehenden Schwingungen der Seen heißen „Seiches“, ein von den Anwohnern des Genfer Sees zuerst gebrauchter Name. In Genf erreichen die Seiches auf Grund der eigentümlichen Form der Bodengestaltung des Sees große Höhen, ausnahmsweise bis zu 2 m bei einer Dauer von 73 Minuten für die Grundschwingung, so daß sie hier früher als an anderen Seen auffielen.

Auch zwei- und mehrknotige Schwingungen lassen sich an Modellen verfolgen.

Rudzki ***) bemerkt, daß die Schwingungen einer gespannten Saite, deren Massen im umgekehrten Verhältnis zu den Tiefen der Flüssigkeit stehen, auf dieselbe Form der Differentialgleichung führen und daß auch mit einem solchen Saitenmodell die Schwingungszeiten aufgesucht werden können. Hier besteht dann aber nicht mechanische, sondern nur mathematische Ähnlichkeit (vgl. Abschnitt 21).

38. Ermittlung des Schiffswiderstandes nach dem Froudeschen Modellverfahren (Anwendung 6). William

*) Honda, Terada, Yoshida und Isitani, Secondary Undulations of oceanic Tides, Journ. of the Coll. of Sc. Tokyo 1908 Bd. 24 S. 76.

**) Chrystal, On the hydrodynamical Theory of Seiches, Trans. Soc. Edinb. 1905 Bd. 41 S. 599.

***) Rudzki, Physik der Erde, 1911 S. 372.

Froude schlug im Jahre 1869 der englischen Admiralität vor, den Widerstand der Schiffe nach einem neuen, von ihm erdachten Verfahren zu ermitteln, welches sich auf die Lehren der Newtonschen Ähnlichkeitsmechanik gründete. Es war ihm in der Tat gelungen, ein für den vorliegenden Fall geeignetes Modellgesetz, das wir oben in der allgemeinen Behandlung (Abschnitt 22) das Froudesche Modellgesetz nannten, aufzustellen und die große Aufgabe der Schiffswiderstandsbestimmung mit meisterhaftem Geschick zu einer für den praktischen Schiffbau befriedigenden Lösung zu bringen.

Die Schiffbauer und Hydrodynamiker hatten damals längst eingesehen, daß die zahlreichen Fragen über den Widerstand der Schiffe nicht auf dem Wege der Theorie allein beantwortet werden konnten, und hatten zur Aufklärung der Erscheinungen und zwecks zahlenmäßiger Bestimmung des Schiffswiderstandes die verschiedenartigsten Versuche angestellt; aber es war keinem geglückt, dem Schiffbau wirklich Brauchbares zu liefern.

Über die geschichtliche Seite und die Einzelheiten der praktischen Durchführung des Froudeschen Verfahrens, das später von seinem Sohne R. E. Froude und andern Bearbeitern dieses Gegenstandes in mancher Hinsicht verbessert worden ist, geben die Berichte von Vater und Sohn*) sowie viele weitere Veröffentlichungen**) Auskunft. In diesem Abschnitt wird darauf nicht eingegangen; es sollen hier lediglich die Leistungen W. Froudes um die Förderung der Ähnlichkeitsmechanik einer kritischen Betrachtung unterzogen werden.

W. Froude teilt zunächst den Gesamtwiderstand eines an der Wasseroberfläche bewegten Schiffes nach dem Vorgehen Rankines in folgende drei Teile: Oberflächenwiderstand, Heckwirbelwiderstand und Wellenwiderstand. Der erste setzt sich aus den tangentialen, in unmittelbarer Nähe der Schiffshaut auftretenden Widerständen zusammen. Der zweite Teil rührt daher, daß sich die am Schiff vorbeiziehende Strömung hinter dem Heck nicht in einfacher Weise zusammenschließt, sondern eine ausgedehnte, mit der Form des

*) Quellen vgl.: 1. Johow-Krieger, Hilfsbuch für den Schiffbau. — 2. Kriloff und C. H. Müller, Die Theorie des Schiffes, *Enz. d. math. Wiss.* Bd. IV Teil 3 S. 576 u. f. — 3. Wegen der praktischen Ausgestaltung des Verfahrens siehe: R. E. Froude, *The Constant system of notation of results of experiments on models, used at the admiralty experiment works*, *Trans. of the Inst. of Nav. Arch.* 1888, Bd. 29 S. 304.

***) Schütte, *Jahrbuch der Schiffbautechn. Ges.* 1901 S. 331, Untersuchungen über Hinterschiffsformen, mit einem Anhang S. 353: Die Froudesche Schiffswiderstandstheorie in ihrer Anwendung auf Schiffsmodele. — Ferner Taylor, *Resistance of ships and screw propulsion* und Rothe, *Das Froudesche Gesetz*, *Diss. Techn. Hochsch. Berlin* 1911.

Hinterschiffs stark veränderliche Schleppe unruhigen, lebhaft durchwirbelten „Kielwassers“ bildet. Würde eine Einschränkung oder gar Beseitigung der Heckwirbel gelingen, so würde unter sonst gleichen Umständen eine Erhöhung der auf das Heck ausgeübten normalen Wasserdrücke und damit eine Verminderung des Gesamtwiderstandes des Schiffs zu erwarten sein. Der dritte Teil berücksichtigt den Umstand, daß das Schiff nicht tief unter dem Wasser, sondern an dessen Oberfläche fährt und unter ständiger Erzeugung sich ausbreitender Wellen die umgebende Wasserfläche wesentlich umformt. Hiermit verbunden ist eine vollständige Umänderung der Normaldrücke des Wassers auf das Schiff, sowohl an Bug und Heck wie an den Längsseiten.

Sorgfältige Versuche und theoretische Überlegungen brachten Froude zu der Erkenntnis, daß es möglich ist, die Wellenerscheinungen am Schiff mittels eines Modells mechanisch ähnlich nachzubilden, wobei unter dem Modell nicht sowohl die geometrisch verkleinerte Schiffsnachbildung als besonders die Flüssigkeit und ihre Wellenerscheinungen zu verstehen ist. Weiter fand er, daß der Oberflächenwiderstand bei Ähnlichgestaltung der Wellen nicht die von der Ähnlichkeitsmechanik gestellten Bedingungen erfüllte. Er sah sich daher veranlaßt, aus eigens zu diesem Zweck angestellten Versuchen Rechnungsgrundlagen*) für die zahlenmäßige Bestimmung der Oberflächenwiderstände getrennt für Modelle und für Schiffe und abgestuft nach Länge und Art der benetzten Oberfläche zu schaffen. Die von ihm aufgestellte Formel lautet: $w_r = \zeta_M \gamma f v^x$ und $W_r = \zeta_S \gamma F V^x$, wobei für den Geschwindigkeits-exponenten x häufig 1,825 gesetzt wird. Die Froudeschen Formeln für die Berechnung des Oberflächenwiderstandes sind von anderen später verbessert worden. Ferner lehrte ihn die Erfahrung, daß der Heckwirbelwiderstand im Verhältnis zu den beiden anderen Widerstandsarten nur geringen Einfluß hat, und er fand es für die praktische Handhabung seines Modellverfahrens zweckmäßig, ihn mit dem Wellenwiderstand zu vereinigen. Er arbeitete so im Gegensatz zu Rankine nur mit einer Zweiteilung des Gesamtwiderstandes.

Die entscheidende Leistung Froudes geht aus einer längeren Erörterung über die Frage des Schiffswiderstandes auf der Versammlung der Institution of Naval Architects vom 7. April 1870**) hervor, bei welcher Gelegenheit er vor einem größeren Kreise Scott Russel mit den Worten entgegentrat, daß die Modellversuche anderer dadurch fehlgeschlagen seien, daß die Modell-

*) Vgl. die Quellenangaben und den Überblick in Johow-Krieger.

**) Trans. of the Inst. of Nav. Arch. 1870 Bd. XI S. 80—93.

geschwindigkeit zur Schiffsgeschwindigkeit nicht in richtigem Verhältnis gestanden hätte. Zugleich nannte er damals sein „Modellgesetz“, welches so ausgesprochen werden kann: „Die Wellenerscheinungen von Schiff und Modell werden nur dann einander mechanisch ähnlich, wenn sich die Fahrtgeschwindigkeiten wie die Wurzeln aus den linearen Abmessungen verhalten.“ Im Abschnitt 6 haben wir hervorgehoben, daß Bertrand schon im Jahre 1847 für zwei Vorgänge, die unter Wirkung der Schwerkraft mechanisch ähnlich verlaufen, wie z. B. die Bewegungen zweier Pendel, als Modellgesetz angab: Entsprechende Zeiten verhalten sich wie die Wurzeln aus entsprechenden linearen Abmessungen; und es ist kein Zweifel, daß Bertrand vermöge seiner Kenntnis der Ähnlichkeitsmechanik auch betreffs der Geschwindigkeiten zu der gleichen Schlußfolgerung wie bezüglich der Zeiten gekommen ist.

Auf Newton konnte sich Froude nur insoweit stützen, als der Begriff der mechanischen Ähnlichkeit und das allgemeine Ähnlichkeitsgesetz in Frage kam, wonach bei mechanisch ähnlichen Vorgängen entsprechende Kräfte sich wie die Quadrate entsprechender Geschwindigkeiten, ferner wie entsprechende Flächen und wie die Dichten verhalten müssen. Dagegen gibt Newton nicht die Mittel und Wege an, wie die Verwirklichung der mechanischen Ähnlichkeit beim Wirken der Schwere praktisch erreicht werden kann.

Strenge mechanische Ähnlichkeit zwischen der Strömung beim Modell und beim Schiff ist nicht möglich, da die beim Wellenwiderstand in Rechnung zu stellende Schwerkraft auf das Froudesche Modellgesetz des Abschnitts 22 führt, während die innere Flüssigkeitsreibung, welche in die Erscheinungen des Heckwirbelwiderstandes und der Oberflächenreibung einspielt, die Erfüllung des Reynoldsschen Modellgesetzes des Abschnitts 26 verlangt, zwei gleichzeitig zu befriedigende Forderungen, die sich bei Wahl gleicher Flüssigkeit für Modell und Schiff widersprechen. Gerade dem Umstande aber, daß Froude den Hauptstörefried, die Oberflächenreibung, aus dem Ähnlichkeitsvergleiche ausschied, ist es zu danken, daß die Modellergebnisse dennoch mit großem praktischen Nutzen in folgender Weise zu Ähnlichkeitsschlüssen herangezogen werden können.

Nach Froudes Verfahren wird zuerst das Modell bei verschiedenen Geschwindigkeiten v unter möglichst weitgehender Beseitigung aller störenden Nebeneinflüsse — besonders müssen die Boden- und Seitenwände des Versuchsbeckens genügend weit entfernt sein — geschleppt, dabei die Gesamtwiderstände w gemessen und als Kurve $w = f(v)$ aufgetragen. Dann wird der Reibungswiderstand w_r der Modelloberfläche nach bestimmten Erfah-

rungsformeln für verschiedene v berechnet und ebenfalls als Kurve, die unterhalb der ersten verläuft, dargestellt. Der „Rest- oder Formwiderstand“ $w_f = w - w_r$ umfaßt den Wellen- und Heckwirbelwiderstand. Auf diese Restwiderstände allein wendet er zur Übertragung auf das Schiff „das durch die Schwere bedingte Sondergesetz der Kräfte“ an, welches hier so ausgesprochen werden kann: „Die Restwiderstände ähnlich geformter und mit entsprechenden Geschwindigkeiten bewegter Modelle oder Schiffe verhalten sich bei Verwendung gleicher Flüssigkeiten wie die 3. Potenzen der linearen Abmessungen, d. h. wie die Verdrängungen.“ Damit wird der Formwiderstand W_f des Schiffs für jede Geschwindigkeit bekannt. Da der Oberflächenwiderstand des Schiffs W_r aus der oben genannten Erfahrungsformel berechnet werden kann, so ist der Gesamtwiderstand durch $W = W_f + W_r$ gegeben.

Einen Beweis für die Richtigkeit seines Modellgesetzes finde ich bei Froude nicht. Die von ihm zur Erläuterung der Schiffswiderstandserscheinungen benutzte Stromlinientheorie soll zeigen, wie die Stromlinien einer reibungsfreien Flüssigkeit bei Ausschluß von Wellenbildung in einfacher Schichtung verlaufen und sich am Heck geordnet zusammenschließen, derart, daß die Drücke am Hinterschiff den gleichen Betrag für die Richtung nach vorn liefern wie die gesamten Pressungen am Vorderschiff für die entgegengesetzte Richtung, beide Wirkungen also in diesem Idealfall den Gesamtwiderstand Null ergeben.

Zur Erprobung des Verfahrens wurde unter Leitung Froudes die Korvette Greyhound von der Korvette Active geschleppt und die Zugkraft im Schlepptau gemessen. Froude spricht in seinem Berichte*) vom Jahre 1874 aus, daß die Richtigkeit des von ihm vorgeschlagenen Modellverfahrens durch die Versuche am Greyhound bestätigt worden sei, und die Kurvendarstellung zeigt, daß eine Übereinstimmung bis auf wenige Hundertteile erreicht worden ist.

Die Verdienste Froudes auf dem Gebiete der Schiffswiderstandsbestimmung sind hiernach im wesentlichen dreifacher Art:

1. Er zerlegte den Gesamtwiderstand der Schiffe für sein Modellverfahren nur in zwei Teile: in den Oberflächenwiderstand, für den er die Bedingungen mechanischer Ähnlichkeit nicht erfüllen konnte, und in den Rest- oder Formwiderstand, der eine Behandlung nach den Lehren der Ähnlichkeitsmechanik in einfacher Weise zuläßt.

*) W. Froude, Trans. of the Inst. of Nav. Arch. 1874 Bd. 15 S. 36.

2. Er erkannte, daß der Oberflächenwiderstand, als ein wesentlicher Teil des Gesamtwiderstandes, für sich allein ohne nennenswerte Beeinträchtigung des Schlußergebnisses bestimmt werden kann, und stellte auf Grund umfassender Versuche die ersten brauchbaren Erfahrungsformen für die rechnerische Ermittlung desselben auf.

3. Er gab zur Aufsuchung des Formwiderstandes das bei Schwere Wirkung zu beachtende Modellgesetz an, nachdem er erkannt hatte, daß nur bei Einhaltung dieses Modellgesetzes die Wellen, die — der Schwere unterworfen — den weitaus größten Teil des Formwiderstandes verursachen, mechanisch ähnlich nachgebildet werden können. Im Zusammenhang hiermit benutzte er das richtige bei Schwere Wirkung geltende Übertragungsgesetz für die Kräfte.

Froudes Verfahren ist nicht streng richtig und daher auch nicht streng beweisbar: Aus Teil I und II ist uns bekannt, daß eine einzige physikalische Kraft, z. B. die Schwere, ein Modellgesetz liefert und daß das Hinzutreten einer zweiten physikalischen Kraft, wie der inneren Flüssigkeitsreibung, für die praktische Ausführung zu widersprechenden Bedingungen führt, derart, daß bei gemeinsamem Wirken beider Kräfte vollkommene mechanische Ähnlichkeit nicht erreicht werden kann. Bei Froudes Modellverfahren liegt also nur weitgehende Annäherung an mechanische Ähnlichkeit vor, und es sind Fälle denkbar, in denen größere Abweichungen auftreten. Daher ist es erwünscht, den Annäherungsgrad des Verfahrens bei der einen oder anderen neuen Schiffsform und den heute üblichen hohen Geschwindigkeiten gelegentlich erneut festzustellen, wenn auch damit große Kosten verknüpft sind.

Daß trotz aller dieser Schwierigkeiten Froude sein Ziel mit so durchschlagendem Erfolge erreichen konnte, liegt einmal in seinem Genie begründet, das alle praktischen und theoretischen Einzelheiten der Widerstandserscheinungen so zu ordnen und ihrem Werte nach abzuschätzen verstand, daß er ein klares Endbild der verworrenen Vorgänge entwerfen konnte, andererseits aber in folgenden beiden seinem Vorhaben günstigen Umständen:

1. Der Oberflächenwiderstand hat keinen nennenswerten Einfluß auf den Wellenwiderstand. Dies läßt sich so verständlich machen: Der Oberflächenwiderstand besteht aus tangential am Schiffsrumpf liegenden Kräften, der Wellenwiderstand dagegen wird fast ausschließlich durch die normal zur Schiffsoberfläche wirkenden Druckkräfte erzeugt — und zwar so gut wie unabhängig von dem Oberflächenwiderstande. Ein rauhes Schiff wird nach Froudes Auffassung im wesentlichen dieselben Wellen hervorrufen wie ein glattes

2. Die Heckwirbelwiderstände befriedigen nach der Schätzung der Schiffbauer im großen und ganzen bei den Schleppversuchen das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz, verhalten sich somit bei Schiff und Modell angenähert wie $(\rho) F V^2 : \rho f v^2$. Aber selbst Abweichungen hiervon haben für die Praxis des Modellverfahrens keine große Bedeutung, da der Heckwirbelwiderstand gegen die beiden anderen Teile des Gesamtwiderstandes zurücktritt.

Pollard und Dudebout*) machen darauf aufmerksam, daß durch geeignete Wahl des Schiffsbeschlags und Modellüberzugs auch die Oberflächenwiderstände $W_r = \zeta_s (\gamma) F V^x$ und $w_r = \zeta_M \gamma f v^x$ in das richtige, durch die Schwere Wirkung gebotene Verhältnis $\alpha = \lambda^3 = W_r : w_r$ gesetzt werden können. Dies ergibt für die Reibungsbeiwerte von Modell und Schiff ζ_M und ζ_s die Bedingungs-gleichung:

$$\zeta_M = \zeta_s \lambda^{\frac{x}{2}-1}.$$

Da das ζ_s des Schiffsbeschlags gegeben ist, so kann ζ_M hieraus berechnet und der Modellüberzug danach eingerichtet werden. Die Berechnung des Oberflächenwiderstandes würde alsdann ganz entfallen und der am Modell gemessene Gesamtwiderstand w könnte unter Beachtung des Froudeschen Modellgesetzes ohne weiteres auf den Gesamtwiderstand W des Schiffes zu $W = w \lambda^3$ übertragen werden. Aber auch bei diesen Vorkehrungsmaßnahmen ist vollkommene Ähnlichkeit keineswegs erreicht, da das durch die innere Flüssigkeitsreibung bedingte Modellgesetz nicht beachtet worden ist. Wie weit die Oberflächenreibung hinsichtlich ihres Ähnlichkeitsverhaltens erforscht ist, geht aus den späteren Anwendungen über Reynoldssche Ähnlichkeit hervor, von der noch mancherlei Aufklärung und Förderung des Modellverfahrens für die Bestimmung des Schiffswiderstandes zu erwarten ist.

Bei Verwendung verschiedener Flüssigkeiten wären die Gleichungen des vorstehenden Abschnitts durch Einführung der verschiedenen Einheitsgewichte zu ergänzen.

39. Modellversuche zum Studium der Rollschwingungen von Schiffen ohne und mit Dämpfungsvorrichtungen (Anwendung 7). Nimmt man zunächst als Idealfall an, daß die Rollbewegungen von Schiff und Modell im ruhigen, reibungsfreien Wasser vor sich gehen, so kommt als einzige physikalische Kraft sowohl am schwingenden Körper wie am Wasser die Schwere in Frage. Es gilt also das

*) Théorie du navire, Bd. III 1892 S. 488.

Froudesche Modellgesetz: $\tau = \sqrt{\lambda}$ oder $T : t = \sqrt{L} : \sqrt{l}$ oder $V : v = \sqrt{L} : \sqrt{l}$. Bei Verwirklichung dieser Voraussetzung ist vollkommene mechanische Ähnlichkeit zu erreichen. Die Dauer der ungedämpften Schwingungen wird bei gleicher Höchstneigung im Verhältnis der Wurzeln aus den linearen Abmessungen wachsen. Auch jede weitere, lediglich von Schwerkraften ausgehende Beeinflussung, wie z. B. mittels reibungsfreier Frahmischer Schlingerbehälter, würde bei richtiger Bemessung des Verkleinerungsmaßstabes die mechanische Ähnlichkeit nicht stören. Das gilt in gleicher Weise für Schiffskreisel, doch müßten sich bei ihnen entsprechende Bremskräfte der großen und der kleinen Ausführung wie die 3. Potenzen der linearen Abmessungen verhalten.

Schiff und Modell führen jedoch ihre Rollschwingungen in wirklicher Flüssigkeit aus und unterliegen dabei dem dämpfenden Einfluß der Oberflächenwiderstände W und w . Bestände für diese das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz $W = \alpha (\rho) F V^2$ und $w = \alpha \rho f v^2$ so würden auch die Dämpfungskräfte die Bertrandsche Bedingungsgleichung, also die Grundforderung mechanischer Ähnlichkeit, erfüllen, wie der Vergleich $\alpha = W : w$ sofort ergibt.

In Wirklichkeit weichen die Dämpfungskräfte aber hiervon etwas ab, insofern nicht ein rein quadratisches Widerstandsgesetz besteht, und es liegt nicht vollkommene mechanische Ähnlichkeit vor. Durch geeignete Ausbildung des Modellüberzugs ließe sich auch hier in gleicher Weise, wie am Ende des Abschnitts 38 beschrieben, eine weitgehende mechanische Ähnlichkeit erzwingen.

Das Vorhandensein von Schlingerkielen hat auf das Streben nach Verbesserung der mechanischen Ähnlichkeit ebenfalls einen günstigen Einfluß. Denn deren physikalische Wirkung auf das Wasser ist eine andere als die der Schiffshaut, insofern als die Schlingerkielen vornehmlich normale Beschleunigungskräfte auf die Wassermassen, dagegen die rauhen Oberflächen tangentielle Kräfte ausüben. Solche lediglich auf Beschleunigung hinwirkenden Normaldrücke fügen sich aber nach Abschnitt 11 willig den Ähnlichkeitsbedingungen und auch die von den Schlingerkielen erzeugten Oberflächenwellen werden von der Schwere beherrscht, führen somit ebenfalls auf das Froudesche Modellgesetz.

Die von Froude*) und anderen Bearbeitern des Gegenstandes mit Modellen und großen Schiffen angestellten Rollversuche haben ergeben, daß

*) White, Handbuch für Schiffbau S. 130.

es praktisch zulässig ist, die am Modell gefundenen Verhältnisse auf ein Schiff gleicher Form nach den durch die Schwere bedingten Modellgesetzen zu übertragen.

Für das Modell ist die Ähnlichkeit natürlich nur soweit durchzuführen, daß einerseits die benetzte Oberfläche und die Lage des Gewichtsschwerpunktes geometrisch ähnlich der des Schiffes ist, sowie ferner daß das Gewicht im Verhältnis von $1 : \lambda^3$ und das Trägheitsmoment bezüglich des Schwerpunktes im Verhältnis von $1 : \lambda^5$ verkleinert wird*).

40. Modellversuche mit Schaufelrädern (Anwendung 8). Im Gegensatz zu dem so gut wie stationär verlaufenden Strömungsvorgang bei der geradlinig im Wasser bewegten Platte (Anwendung 1) liegt bei Schaufelrädern eine ausgesprochen periodische und krummlinige Bewegung dünner, ebener oder gekrümmter Flächen vor, deren Neigungswinkel und Tiefgang sich beim Durchgang durchs Wasser ständig ändern. Da aber in den Bewegungsgleichungen neben den Trägheits- und Druckgliedern wieder die Schwerkkräfte auftreten, so ist zur Erzielung mechanischer Ähnlichkeit das Froudesche Modellgesetz in der Form: $\tau = \sqrt{\lambda}$ oder $T : t = \sqrt{L} : \sqrt{l}$ oder $V : v = \sqrt{L} : \sqrt{l}$ einzuhalten. Allerdings ist es möglich, daß die durch die innere Flüssigkeitsreibung bedingten Wirbel vornehmlich auf der Saugseite der Schaufeln die mechanische Ähnlichkeit beeinträchtigen; doch dürfte sich diese Störung nicht als erheblich herausstellen, nachdem das Froudesche Modellgesetz sich als maßgebend für die ebenfalls mit einer Sogwirbelschleppe arbeitende Platte erwiesen hat. Wie groß bei Nichtbeachtung des Froudeschen Gesetzes die Abweichung der nach dem allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetz berechneten mittleren Schaufelradkraft von dem wirklichen Werte ist, kann nur durch Vergleich der Versuche am Modell, wie sie von Schaffran**) durchgeführt sind, und an der großen Ausführung festgestellt werden.

41. Mechanische Ähnlichkeit des Systems „Schiff und Schraube“ (Anwendung 9). Im Abschnitt 52 wird der Fall geometrisch ähnlicher Schiffsschrauben besonders behandelt: Wenn Schwere- und Reibungswirkungen vernachlässigt werden können, so ist für die Schraube ohne Schiff kein besonderes Modellgesetz, sondern nur die allgemeine Newtonsche Ähnlichkeit zu beachten.

*) Schütte, Einfluß der Schlingerkieler auf den Widerstand und die Rollbewegung der Schiffe in ruhigem Wasser, Jahrbuch der Schiffbaut. Ges. 1903 S. 342.

**) Schaffran, Modellversuche mit Schaufelradpropellern, Jahrbuch der Schiffbaut. Ges. 1918 S. 475.

Sind Schiff und Schraube in gleichem linearen Maße verkleinert, so sind für beide die Gesetze Froudescher Ähnlichkeit zu erfüllen; denn an beiden wirkt die Schraubenschubkraft, für welche vom Schiffe herrührend nach Gl. 40 der Kräftemaßstab $\tau = (\gamma)/\gamma \lambda^3$ sein muß. Es gilt dann also sowohl für das Schiff wie für die Schraube $\tau = \sqrt{\lambda}$ oder $T : t = \sqrt{L} : \sqrt{l}$ oder $V : v = \sqrt{L} : \sqrt{l}$, wobei allerdings Voraussetzung ist, daß auch die Oberflächenwiderstände mittels des am Schluß von Abschnitt 38 angeführten Kunstgriffes in das gleiche Verhältnis λ^3 wie die Schwerkkräfte und Wellenwiderstände gebracht werden.

Aus obigen Gleichungen geht hervor, daß die Umlaufszeit der großen und der Modellschraube in geradem Verhältnis der Wurzeln auf den linearen Abmessungen, die sekundlichen Umlaufszahlen also im umgekehrten Verhältnis dieser Wurzeln stehen müssen. Die letzte Gleichung gilt für je zwei beliebig einander entsprechende Geschwindigkeiten, z. B. für entsprechende Fahrtgeschwindigkeiten oder entsprechende Umfangsgeschwindigkeiten der Schrauben. Daraus folgt die bekannte Beziehung: Das Verhältnis Fahrtgeschwindigkeit : Umfangsgeschwindigkeit muß bei mechanisch ähnlichen Strömungsvorgängen übereinstimmen.

42. Combessche Ähnlichkeit bei Reihenmaschinen verschiedener Größe unter Schwerkraftwirkung (Anwendung 10). Bertrand bespricht unter seinen Ähnlichkeitsbeispielen den von Combes *) zuerst behandelten Fall zweier geometrisch ähnlich gebauter Wasserturbinen. Wir erweitern die Untersuchung sogleich auf alle geometrisch ähnlich geformten Maschinen, die allein unter der Wirkung der Schwere arbeiten. Dieser Gruppe gehören z. B. an: Wasserräder, Wasserturbinen, Kolben- und Kreiselpumpen. Der Längenmaßstab sei λ . Die mechanische Ähnlichkeit einer derartigen Maschine und des zugehörigen Modells oder einer Reihe geometrisch ähnlicher Maschinen soll sich auch darauf erstrecken, daß die Gefällhöhen in dem Verhältnis λ stehen und daß die Nutzarbeiten dem Anheben von Lasten entsprechen, für welche wie bei allen Schwerkraften der Kräftemaßstab $(\gamma)/\gamma \lambda^3$ ist und deren Hubhöhen das Verhältnis λ aufweisen.

Unter der Voraussetzung, daß die Nebenerscheinungen keine Ähnlichkeitsstörungen verursachen, gilt bei alleiniger Wirkung der Schwere das Froudesche Modellgesetz in der Form: $\tau = \sqrt{\lambda}$ oder $T : t = \sqrt{L} : \sqrt{l}$ oder

*) Combes, Recherches théoriques et expérimentales sur les roues à réaction ou à tuyaux, Paris 1843.

$V : v = \sqrt{L} : \sqrt{l}$ oder $B = b$. Die Umlaufzeiten dieser Reihenmaschinen wachsen also wie die Wurzeln aus den linearen Abmessungen, die Umlaufzahl somit umgekehrt wie diese Wurzeln. Bei Verwendung gleicher Stoffe gilt für die Kräfte: $\kappa = K : k = L^3 : l^3$, für die Flüssigkeitsdrücke: $P : p = L : l$, für die Arbeiten: $A : a = \lambda = L^4 : l^4$, für die Nutzleistungen und Gesamtleistungen: $E : e = \lambda \frac{\lambda}{\tau} = L^{\frac{7}{2}} : l^{\frac{7}{2}}$, für die sekundlichen Durchflußmengen: $Q : q = \frac{\lambda^3}{\tau} = \lambda^{\frac{5}{2}}$. Beschleunigungen und Wirkungsgrade sind die gleichen. Einer praktischen Durchführung werden sich allerdings Schwierigkeiten entgegenstellen.

Die mechanische Ähnlichkeit bezieht sich hier auf die beschleunigten Flüssigkeitsmassen. Die Spannkräfte in den festen Teilen sind nur Folgeerscheinungen, die keinen Einfluß auf den Beschleunigungsvorgang haben. Würden auch die Dickenabmessungen der Maschinenteile geometrisch ähnlich vergrößert werden, so würden die Spannungen wie die Flüssigkeitsdrücke mit den linearen Abmessungen wachsen; kleine Ausführungen würden an Stoffverschwendung, große an Überanstrengung leiden. Wirtschaftlicher wäre es, die Konstruktionen mit gleichen Spannungen an entsprechenden Stellen durchzubilden. Sollen bei den Pumpen auch die antreibenden Kolbendampfmaschinen in die geometrische Ähnlichkeit einbezogen werden, so müssen die mittleren Dampfdrücke im Verhältnis der linearen Abmessungen zunehmen.

43. Mechanische Ähnlichkeit in der Dynamik der Flugzeuge (Anwendung 11). Stellt man sich die Aufgabe, die dynamischen Vorgänge von Flugzeugen, z. B. deren Längsstabilität, durch Versuche am fliegenden Modell zu studieren, so ist folgendes zu beachten: Wegen der Forderung geometrisch ähnlicher Flugbahnen und damit auch ähnlicher Fallhöhen ist die Schwere als eine wesentlich bestimmende Kraft anzusehen. Es ist also das Froudesche Modellgesetz: $V : v = \sqrt{L} : \sqrt{l}$ zu erfüllen. Aber auch die inneren Reibungskräfte der Luft sind von Einfluß auf den Strömungsverlauf und somit kommt bei vollkommener mechanischer Ähnlichkeit auch noch das Reynoldssche Modellgesetz: $V : v = 1/L : 1/l$ in Betracht.

Beide Gesetze sind — bei Verwendung gleicher Flüssigkeit — gleichzeitig nicht zu erfüllen. Aus der Schwierigkeit führen zwei Auswege heraus: Entweder man führt den Modellversuch in einer anderen Flüssigkeit, z. B. in Wasser, aus, was sehr viel Mühe erfordert, oder man begnügt sich damit, den Modellvorgang nur angenähert nachzuahmen, indem man die weniger

einflußreiche Zähigkeit außer acht läßt. Bader *) weist theoretisch und experimentell nach, daß man imstande ist, den allgemeinen Charakter der Bewegungen eines Flugzeugs mit guter Annäherung nach dem Flug eines geometrisch ähnlichen Modells zu beurteilen: Er kommt zu folgendem Ergebnis: „Gelingt es, die geometrische Ähnlichkeit eines Modells auf die Trägheits-halbmesser und auf die Fallhöhe ($h = v^2/2g$), die der Fluggeschwindigkeit entspricht, auszudehnen, so ist das Modell auch mechanisch ähnlich.“ Weitere Einzelheiten sind in der genannten Arbeit zu finden.

44. Ähnlichkeitsschlüsse in der Mechanik der Himmelskörper (Anwendung 12). Es wird vorausgesetzt, daß die zu vergleichenden flüssigen, unzusammendrückbaren, homogenen Körper allein unter der Wirkung allgemeiner Massenanziehung stehen. Dann gilt das Thomsonsche Modellgesetz des Abschnitts 25, z. B. in der Form der Gleichung 54 a:

$$T : t = \sqrt{\frac{1}{(\varrho)}} : \sqrt{\frac{1}{\varrho}},$$

die bei Verwendung gleicher Dichten, also für $(\varrho) = \varrho$, übergeht in die Gleichung $T = t$.

Fälle, in denen zwei geometrisch ähnliche Flüssigkeitsmassen der beschriebenen Art der Betrachtung zugrunde gelegt werden, haben für die Technik keinen Wert, dagegen sind sie von hoher Bedeutung für die Physik der Erde und der Himmelskörper. Anwendungen solcher Ähnlichkeitsbeziehungen finden sich mehrfach bei G. H. Darwin **). Es sollen nur kurz folgende vier Anwendungsfälle hervorgehoben werden:

a) Eine homogene, flüssige, unter ihrer eigenen Massenanziehung stehende Kugel ist ein in stabilem Zustand befindliches System. Kleine Störungen geben daher Anlaß zu Schwingungen. Nach obigem ist die Dauer dieser Schwingungen für alle Kugeln beliebiger Größe und gleicher Dichte unveränderlich. Sie beträgt für einen von W. Thomson zuerst behandelten, in Lambs Hydrodynamik 1907 S. 527 wiedergegebenen Fall, in welchem die flüssige Kugel die Größe und Masse der Erde, also ein Einheitsgewicht von 5500 kg/m^3 besitzt, 94,4 Minuten. Daher haben alle flüssigen, homogenen Kugeln, deren Dichte $5\frac{1}{2}$ mal so groß wie die des Wassers ist, bei ähnlicher

*) Bader, Einführung in die Dynamik der Flugzeuge mit besonderer Berücksichtigung der mechanischen Ähnlichkeit, Forschungsarbeiten des V. d. I. Heft 189 und 190.

***) G. H. Darwin, Ebbe und Flut; deutsch von A. Pockels, 2. Aufl. 1911.

Formänderung dieselbe Schwingungsdauer wie in dem Thomsonschen Beispiel.

b) In der Lehre von den Gezeiten wird der Fall eines Ozeans behandelt, der mit überall gleicher Tiefe einen kugelförmigen Kern bedeckt. Auch hier treten um die Gleichgewichtslage Schwingungen auf, die für geometrisch ähnliche Systeme und gleiche Stoffe nach dem Thomsonschen Modellgesetz dieselbe Dauer haben müssen.

c) Bei der Untersuchung der relativen Gleichgewichtsformen umlaufender Flüssigkeitsmassen gelten für geometrisch ähnliche Fälle ebenfalls die Thomsonschen Gesetze, wenn die allgemeine Schwere und die Trägheitskräfte der Zentrifugalwirkung allein in Rechnung zu stellen sind. Hierher gehören die den Astrophysikern bekannten Fälle der umlaufenden Maclaurinschen und Jacobischen Ellipsoide, der birnenförmigen Flüssigkeitsgestalten mit ihren Ausartungen in Doppelsterne, der ringförmigen dem Saturn ähnlichen Gebilde, sowie viele aus der gegenseitigen Einwirkung zweier Himmelskörper hervorgehende Gezeitenerscheinungen.

d) Werden die unter c genannten Formen umlaufender Flüssigkeiten gestört, so entstehen wieder Schwingungen um die Gleichgewichtslage, und es sind dieselben Ähnlichkeitsschlüsse wie unter a und b berechtigt.

45. Ähnlichkeitsbeziehungen für den Fall der Oberflächenreibung an dünnen Platten. (Anwendung 13.) Die Frage nach dem Oberflächenwiderstand dünner, in der Längsrichtung durch die Flüssigkeit bewegter, ebener Platten ist mit dem Streben nach Aufklärung der Schiffswiderstanderscheinungen aufs engste verknüpft. Über ältere Versuche berichtet Bourgois*); doch wurden erst die Plattenversuche Froudes**) für den Schiffbau brauchbar. Mit großer Sorgfalt führte dann unter anderen Gebers***) die Versuche weiter.

Einen wesentlichen Fortschritt in der Erforschung der Plattenreibung verdanken wir Blasius†), dem es gelungen ist, mit Hilfe der Reynoldsschen

*) Bourgois, Mémoire sur la résistance de l'eau au mouvement des corps et particulièrement des bâtiments de mer. Paris 1857.

**) W. Froude, Experiments on the surface-friction, Brit. Ass. Rep. 1872 S. 718; und Report to the Lords Commissioners of the Admiralty on experiments for the determination of the frictional resistance of water on a surface, performed at Chelston Cross, Brit. Ass. Rep. 1874 S. 249.

***) Gebers, Ein Beitrag zur experimentellen Ermittlung des Widerstandes gegen bewegte Körper, Verlag des „Schiffbau“ 1908.

†) Blasius, Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, Mitt. über Forschungsarbeiten des V. d. I. Heft 131.

Ähnlichkeitssätze über zähe Flüssigkeiten einiges Licht in das dunkle Gebiet hineinzutragen und den Oberflächenwiderstand als eine Folge der inneren Flüssigkeitsreibung zu deuten.

Blasius hat mit Erfolg zunächst den Reibungswiderstand „glatter“, mit geschliffenem Lackfarbenanstrich versehener Platten in Wasser unter Zugrundelegung der Gebersschen Versuche einer Prüfung auf mechanische Ähnlichkeit unterzogen und zwar in dem Gebiet der Turbulenz, welcher Fall bei praktischen Anwendungen in der Regel vorliegt. Unter Berücksichtigung der großen Veränderlichkeit des dynamischen Zähigkeitsmaßes ν der Gl. 60 mit der Temperatur hat er den Nachweis für das Bestehen mechanischer Ähnlichkeit für den fraglichen Fall erbracht.

Der von ihm durchgeführte Vergleich ergibt, daß die Messungen an Platten verschiedener Größe bei verschiedenen Geschwindigkeiten und bei Veränderungen der Temperatur, d. h. also von ν , eine einzige Eigenschaftskurve $\alpha = F(\psi)$ nach Gl. 77 bilden, worin α die Kennziffer in der Gleichung des Widerstandes $w = \alpha \rho f v^2$, der Form des allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetzes, und $\psi = \frac{v l}{\nu}$ die Reynoldssche Zahl ist. Die untersuchten glatten Platten führen im Turbulenzbereich für α auf die Potenzformel $\alpha = 0,0123 \psi^{-0,136}$, woraus ein Widerstandsgesetz entspringt, das die Faktoren $v^{1,864}$ und $l^{-0,136}$ aufweist. Zu beachten ist, daß Blasius $w = \kappa \gamma f v^2 / 2 g$ schreibt und daher $\kappa = 2 \alpha$ als Ordinate seiner Kurve erhält. Weitere Einzelheiten sind in der genannten Arbeit zu finden. Es ist zu wünschen, daß die entsprechenden Versuche auch für andere Flüssigkeiten fortgeführt werden.

Auch auf rauhe Platten sind die Gesetze mechanischer Ähnlichkeit angewandt worden; doch sind die hier geltenden Beziehungen viel verwickelter, da außer der Zähigkeit der Flüssigkeit noch der Rauheitsgrad der Flächen in Betracht kommt. Die wesentlichen Einzelheiten dieses Gebietes sind in der Arbeit Gümbels: Das Problem des Oberflächenwiderstandes beliebiger Flüssigkeiten*) und bei Blasius zu finden.

46. Ähnlichkeitsbeziehungen betreffend den Druckverlust in zylindrischen Rohren. (Anwendung 14.) Der Druckverlust zäher Flüssigkeiten in Rohren ist vom Standpunkt der Ähnlichkeitsmechanik auf Grund der Frage zu beurteilen: Unter welchen Umständen strömen zähe Flüssigkeiten mechanisch ähnlich? — Ist es

*) Jahrbuch der Schiffbautechn. Ges. 1913 S. 393.

sicher, daß nur die innere Reibung die Vorgänge beeinflußt, so ist das Reynoldssche Modellgesetz der Abschnitte 26 und 27 maßgebend, das am übersichtlichsten in der Form auszusprechen ist: Das entscheidende Kennzeichen dafür, daß zwei Strömungsvorgänge unter alleiniger Wirkung der inneren Reibung mechanisch ähnlich verlaufen, ist die Übereinstimmung des dimensionslosen Beiwertes der betreffenden in Rede stehenden Vergleichsgrößen bei gleicher Reynoldsscher Zahl $\psi = v l/\nu$. Die Flüssigkeiten können dabei verschieden sein.

Im folgenden werden die großen und eingeklammerten Buchstaben wieder auf den Hauptvorgang, die kleinen auf den Modellvorgang bezogen. Als Maßeinheiten gelten m, sk, kg. Wie immer bei mechanischer Ähnlichkeit gilt auch hier das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz:

$$W = \alpha(\varrho) F V^2 \quad \text{und} \quad w = \alpha \varrho f v^2, \quad \dots \dots \dots (a)$$

wobei unter W und w zwei entsprechende Kräfte, also bei Untersuchung der Druckverluste $P_2 - P_1$ und $p_2 - p_1$ z. B. die Widerstandskräfte $W = (P_2 - P_1) F$ und $w = (p_2 - p_1) f$ zu verstehen sind, die sich auf zwei entsprechende Massen M und m beziehen. M und m müssen geometrisch ähnliche Rauminhalte haben, für welche zwei entsprechende Zylinderabschnitte des Flüssigkeitsstranges angenommen werden.

Die an den Enden von M und m in Metern gemessenen Druckhöhenverluste Z und z heißen „entsprechende“. Für sie gilt mit $\varrho/(\) = 1/g$ und $\varrho'/\gamma = 1/g$:

$$Z = \frac{P_2 - P_1}{(\gamma)} = \frac{W}{(\gamma) F} = \frac{\alpha(\varrho) F V^2}{(\gamma) F} = \frac{\alpha V^2}{g}$$

$$z = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{w}{\gamma f} = \frac{\alpha \varrho f v^2}{\gamma f} = \frac{\alpha v^2}{g}$$

oder mit $\alpha/g = \beta/2$

$$Z = \beta \frac{V^2}{2g} \quad \text{und} \quad z = \beta \frac{v^2}{2g}. \quad \dots \dots \dots (b)$$

Bei ähnlichen Vorgängen haben die beiden Zahlen β denselben Wert $\beta = Z \cdot 2g/V^2 = z \cdot 2g/v^2$; im übrigen ist β eine Funktion der Reynoldsschen Zahl $\psi = v l/\nu$ oder $V L/(\nu)$ (vgl. die Betrachtungen über dimensionslose Darstellung im Abschnitt 27), wobei V und v zwei beliebige entsprechende Geschwindigkeiten und L und l zwei beliebige entsprechende lineare Abmessungen sind. Als Geschwindigkeiten empfiehlt es sich hier, die Mittelwerte der Strömung und als Vergleichslängen die beiden Rohrdurchmesser D und d zu wählen, so daß ψ im folgenden stets die Bedeutung $v d/\nu$ oder $V D/(\nu)$ haben wird.

Die Vorgänge der hier beschriebenen Art sind mechanisch ähnlich, wenn ihre Eigenschaftskurven $\beta = f(\psi)$ sich decken. Der Vergleich der Eigenschaftskurven liefert also das entscheidende Erkennungsmittel mechanischer Ähnlichkeit.

Die eben gegebene Darstellung ist die natürliche: Sie entspringt der Bedingung vollständiger geometrischer Ähnlichkeit. Die technische Praxis schlägt aber folgenden etwas abweichenden, zum gleichen Ziele führenden Weg ein: In Erkenntnis der Tatsache, daß der Druckhöhenverlust einer Rohrleitung im geraden Verhältnis zu ihrer Länge wächst, wünscht sie, daß dieser Umstand in der Gleichung für den Druckhöhenverlust zum Ausdruck gebracht wird. Zu diesem Zwecke darf aber nicht ohne weiteres die betreffende Rohrlänge in den Zähler der Gln. b gesetzt werden, da diese dann gegen die Grundforderung der Dimensionsgleichheit für beide Seiten der Gleichung verstoßen würden. Wohl aber ist folgender Weg gangbar:

Für entsprechende Massen M und m gilt, wenn S , s zwei entsprechende Rohrlängen, D , d die beiden Durchmesser und ζ eine reine Zahl ist:

$$\frac{S}{D} = \frac{s}{d} = \zeta, \quad \text{also} \quad \frac{S}{\zeta D} = \frac{s}{\zeta d} = 1. \quad \dots \dots \dots (c)$$

Daher lassen sich die Gln. b auch in der erweiterten Form:

$$Z = \beta \frac{V^2}{2g} \frac{S}{\zeta D} \quad \text{und} \quad z = \beta \frac{v^2}{2g} \frac{s}{\zeta d}$$

oder

$$Z = \lambda \frac{S}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{und} \quad z = \lambda \frac{s}{d} \frac{v^2}{2g} \quad \dots \dots \dots (d)$$

schreiben, worin λ der dimensionslose Beiwert des Druckhöhenverlustes (nicht wie sonst der Längenmaßstab) ist. Auch hier liefert die Darstellung der dimensionslosen Größen

$$\lambda = \frac{Z D 2g}{S V^2} \quad \text{und} \quad \lambda = \frac{z d 2g}{s v^2} \quad \dots \dots \dots (e)$$

als Funktion von ψ für den Fall mechanischer Ähnlichkeit der Strömungsvorgänge ein und dieselbe Eigenschaftskurve $\lambda = f(\psi)$, deren Ordinaten aber $D/S = d/s$ mal so groß sind wie die der Kurven $\beta = f(\psi)$.

In den Gln. e kommt das Verhältnis $Z/S = z/s$ vor. Beachtet man, daß der Druckhöhenverlust verhältnismäßig mit der Länge wächst, so kann auch $Z/S = H/L$ und $z/s = h/l$ geschrieben werden, wenn L eine ganz beliebige Rohrlänge des Hauptvorgangs mit zugehörigem Druckhöhenverlust H und l eine ebenfalls beliebige Rohrlänge des Modellvorgangs mit dem Druckhöhenverlust

h ist. Statt der Gln. d und e können daher auch folgende Beziehungen bei dem Ähnlichkeitsvergleich benutzt werden:

$$H = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{und} \quad h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (f)$$

oder

$$\lambda = \frac{H D 2g}{L V^2} \quad \text{und} \quad \lambda = \frac{h d 2g}{l v^2}, \dots \dots \dots (g)$$

in denen sich aber L und l sowie H und h nicht mehr auf „entsprechende“ Rohrabschnitte, sondern auf ganz beliebige Längen nebst den zugehörigen Druckhöhen beziehen. In diesem Sinne sind die Ähnlichkeitsbetrachtungen über Rohrleitungsverluste der Technik zu verstehen. Die sich bei dieser Auffassung der Rohrverluste ergebende Kurve $\lambda = f(\psi)$ deckt sich natürlich vollkommen mit der soeben besprochenen.

Auch auf dem Gebiete der Rohrleitungsverluste haben Gumbel und Blasius — wie in dem Fall des Oberflächenwiderstandes von Platten (vgl. Abschnitt 45) — die mechanische Ähnlichkeit der Vorgänge auf Grund des Reynoldsschen Modellgesetzes mit Erfolg erprobt. Wegen des Studiums dieser Erscheinungen sei auf jene Arbeiten sowie auf die Untersuchungen Brabbées*) verwiesen. Hier soll nur folgendes hervorgehoben werden:

Nach Blasius ergeben — auf Grund eigener Versuche sowie derjenigen von Saph-Schoder und Nusselt — alle „glatten“ Rohre, z. B. gezogene Messing-, Kupfer- und Bleirohre, praktisch dasselbe Gesetz der Beiwerte $\lambda = f(\psi)$ für die untersuchten Flüssigkeiten Kaltwasser und Druckluft, wobei die starke Veränderlichkeit des dynamischen Zähigkeitsmaßes ν mit der Temperatur und bei Luft auch noch mit dem Druck zu beachten ist. Und zwar besteht für kleine Werte von ψ eine andere Gesetzmäßigkeit wie für große: Unterhalb einer kritischen Geschwindigkeit, die sich aus $\psi = \frac{v d}{\nu} = \sim 2000$ berechnen läßt, strömt die Flüssigkeit in regelmäßigen Schichten: Das heißt, es gilt das bekannte Poiseuillesche Gesetz, das in dimensionsloser Darstellung die einfache Form $\lambda = 64/\psi$ hat. Aus der Erfüllung dieses Gesetzes, das gleichbedeutend einem mit v wachsenden Widerstandsgesetz ist, schließt Blasius auf das Haften der Flüssigkeit an der glatten Wand. Zwischen $\psi = 2000$ bis 3000 etwa tritt ein unsicherer Übergangszustand auf, jenseits dessen sich die Flüssigkeit in turbulenter Strömung nach dem Erfahrungsgesetz $\lambda = 0,3164 \psi^{-\frac{1}{4}}$ bewegt.

*) Brabbée, Die Berechnung verschiedener Rohrnetze auf einheitlicher Grundlage, Z. d. V. d. I. 1916 S. 441.

Sind die Rohrwände rau, und zwar in verschiedenem Grade, so entsteht je eine neue Eigenschaftskurve: Der Beiwert λ in der Gleichung des Druckhöhenverlustes ist dann nicht nur abhängig von der Reynoldsschen Zahl ψ , sondern auch noch von dem Rauigkeitsgrade der Rohrwand, der bei der zeichnerischen Darstellung als wechselnder Parameter erscheint. Decken sich für zwei verschiedene Fälle die Kurven $\lambda = f(\psi)$, so haben die beiden Rohre nach Blasius den gleichen Rauigkeitsgrad.

47. Modellversuche zur Ermittlung des Fahrtwiderstandes der Luftschiffe und Unterseeboote. (Anwendung 15.) In diesem Abschnitt wird vorausgesetzt, daß die zu betrachtenden Körper, Luftschiffe und tief unter dem Spiegel fahrende Unterseeboote, sich in zähen, praktisch als unendlich ausgedehnt geltenden Flüssigkeiten bewegen. Oberflächenwellen sollen ausgeschlossen sein. Bei beiden Fahrzeugen tritt der Reibungswiderstand gegenüber dem aus den Normaldrücken bestehenden Formwiderstand stärker hervor als bei gewöhnlichen Schiffen. Ja, bei Luftschiffen strebt man danach, den Rumpf als Körper kleinsten Formwiderstandes auszubilden, während bei Unterwasserschiffen dem gleichen Vorhaben mit Rücksicht auf eine günstige Form für die Überwasserfahrt Grenzen gesetzt sind.

Gegenüber den Reibungserscheinungen an Platten und in Röhren (Abschnitt 45 und 46) sind jetzt die hinter dem Körper sich bildenden Heckwirbel an der Erzeugung von Widerstand wesentlich mitbeteiligt. Sie lassen zurzeit eine rein mathematische Behandlung der Aufgabe als undurchführbar erscheinen. Wie immer in solchen Fällen, sucht man Hilfe bei der Ähnlichkeitsmechanik und beim Modellversuch. Wegen des Auftretens der innern Flüssigkeitsreibung kann bei mechanisch ähnlichen Vorgängen nur das Reynoldssche Modellgesetz in Betracht kommen, dessen einfachste Form nach Gl. 67 $\frac{VL}{\nu} = \frac{vl}{\nu} = \text{unv.} = \psi$ ist. Da die Schwere als beschleunigende Kraft nicht wirkt, so braucht man das Froudesche Modellgesetz nicht zu beachten.

Leider ist selbst bei glatten Oberflächen bisher eine Zusammenfassung der Vorgänge unter Ähnlichkeitsbeziehungen noch nicht gelungen. Die Form der Körper beeinflußt in beträchtlichem Maße die Oberflächenreibung wie auch den Heckwirbelwiderstand, welcher letzterer wesentlich wieder von den Reibungsvorgängen in der Nähe der Körperwände abhängt.

Bei den Oberflächen praktischer Konstruktionen sind noch zwei weitere Umstände zu berücksichtigen, nämlich erstens die Rauigkeit der Fläche

und zweitens die beulen- oder wellenförmigen Gebilde in der Stoffhaut oder die Unstetigkeiten der Eisenbeplattung zufolge Niet und Naht.

Versuche unter strenger Einhaltung mechanischer Ähnlichkeit konnten angesichts dieser erschwerenden Umstände bisher nicht durchgeführt werden. Jedoch liegen vielverheißende theoretische und experimentelle Untersuchungen Prandtls*) — allerdings ohne Bezugnahme auf Ähnlichkeitsvorgänge — vor: Prandtl geht davon aus, daß die an sich nur geringe Reibung besitzende Flüssigkeit zwar da, wo keine Wände sind, sich so gut wie eine reibungslose Flüssigkeit verhält, „daß sich aber an den Wänden unter dem Einfluß der Reibung eine dünne Grenzschicht ausbildet, in der die Geschwindigkeit von dem Wert, der der reibungsfreien Bewegung entspricht, auf denjenigen übergeht, den das Haften an der Wand erfordert“. Die grundlegende Bedeutung dieser Auffassung liegt für Luftschiffe, U-Boote und andere in unbegrenzten Flüssigkeiten bewegte Körper darin, daß sie eine Erklärung über das Zustandekommen der Heckwirbel ermöglicht. Prandtl schließt aus seinen Untersuchungen, daß sich — meistens nahe dem Heck — Teile der Grenzschicht von der Wand in die Flüssigkeit hinauschieben und so zur „Ablösung“ der Strömung von der Wand und zur Erzeugung von Heckwirbeln Anlaß geben. Fischartige Körper mit schlank auslaufendem Hinterteil ergeben nur geringe Heckwirbelwiderstände. Die Form des Vorderteils ist weniger wichtig; sie braucht nur gerundet aber nicht spitz zu sein.

Da die strenge Modellmechanik versagt, so behilft sich die Praxis zur Bestimmung der in Rede stehenden Widerstände in folgender Weise: Der Gesamtwiderstand wird in zwei Teile zerlegt, in den aus den Druckkräften zusammensetzenden Formwiderstand und in den aus den Tangentialkräften zu bildenden Oberflächenwiderstand.

Der erstere ist in der Göttinger Versuchsanstalt für verschiedene Modellformen ermittelt worden, indem die Druckverteilung um den Körper beobachtet wurde. Der Gesamtwiderstand des Modells wurde unmittelbar gemessen. Der Unterschied der beiden, der Restwiderstand, ist gleich dem Reibungswiderstand. Ohne Benutzung des Reynoldsschen Modellgesetzes wird nun der Formwiderstand unter Annahme mechanischer Ähnlichkeit nach dem Newtonschen Gesetz auf die große Ausführung mittels der Gleichung $W_f = \alpha(\varrho) F V^2$ übertragen, wobei für α die durch den Modellversuch be-

*) Einen vorzüglichen Überblick bietet die Darstellung Prandtls im Handwörterbuch der Naturwissenschaften 4. Bd. 1913 S. 117.

stimmte Kennziffer $\alpha = \frac{W_f}{\rho f v^2}$ benutzt wird. Die Versuche sind für Luft durchgeführt worden; es ist sehr erwünscht, daß sie auch für Wasser fortgesetzt werden.

Für den Reibungswiderstand der U-Boote gelten ähnliche Erfahrungsformeln wie für die entsprechenden Widerstände bei gewöhnlichen Schiffen. Bezüglich der Hautreibung der Luftschiffe ist man mangels geeigneter Versuchsunterlagen gegenwärtig noch auf Schätzungen angewiesen, doch werden unmittelbare Messungen des Schraubenschubs der Luftschiffe bald Klarheit über den Gesamtwiderstand verbreiten. Allerdings wird auch dann noch insofern eine Unsicherheit bestehen bleiben, als es fraglich ist, ob eine Abtrennung des Formwiderstandes in der oben beschriebenen Weise berechtigt ist, und ob die Übertragung des aus Druckmessungen am Modell errechneten Formwiderstandes auf die große Ausführung mittels des allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetzes nicht erhebliche Abweichungen gegenüber der Wirklichkeit mit sich bringt. Das gleiche gilt für die U-Boote.

Die Erklärung dafür, daß bei den Überwasserschiffen das Froudesche Verfahren zu praktisch so befriedigenden Ergebnissen führt, ist im wesentlichen darin zu erblicken, daß bei ihnen der Wellenwiderstand fast den gesamten Formwiderstand ausmacht und zugleich eine Behandlung nach den Lehren mechanischer Ähnlichkeit in einfacher Weise zuläßt.

Sehr beachtenswert erscheint die aus Göttinger und Eiffelschen Versuchen hervorgehende Tatsache, daß die Gleichung zur Berechnung des Gesamtwiderstandes mit wachsender Geschwindigkeit eine beständigere, einer Grenze sich immer mehr nähernde Form erhält. Man darf es also wohl als Regel ansehen, daß bei größeren Geschwindigkeiten der Luft- und Unterwasserschiffe die mechanische Ähnlichkeit im praktischen Sinne eine vollkommener wird.

Über Drähte, Stangen und andere Körper, die strömenden Flüssigkeiten — Wasser oder Luft — ausgesetzt werden, liegen ebenfalls aus der genannten Versuchsanstalt Mitteilungen vor, die erkennen lassen, daß bei jenen Strömungen eine Reynoldssche Ähnlichkeit als Folge der Zähigkeit der verwendeten Flüssigkeiten vorliegt.

48. Ähnlichkeitsbeziehungen bei formgleichen Dampfturbinenrädern. (Anwendung 16.) Stodola*) vergleicht zwei in allen Teilen geometrisch ähnliche Scheibenräder beliebiger

*) Stodola, Die Dampfturbinen, 4. Aufl. 1910 S. 261.

Form, wie sie vornehmlich bei Dampfturbinen vorkommen. Der Stoff ist der gleiche. Gefragt wird: Unter welchen Umständen werden die Umlaufbewegungen mechanisch ähnlich? — Als physikalische Kräfte kommen allein die elastischen Kräfte Hookescher Art in Betracht; denn die Zentrifugalkräfte sind nur die der Massenbeschleunigung entsprechenden Trägheitskräfte. Es muß also das Cauchysche Modellgesetz erfüllt sein, d. h. es gelten die Gleichungen des Abschnitts 28 in der Form: $\tau = \lambda$ oder $T : t = L : l$ oder $V = v$; in Worten: Die Umlaufzeiten müssen sich wie die Durchmesser, die Umlaufzahlen also umgekehrt wie diese verhalten; oder: die Umfangsgeschwindigkeiten müssen gleich sein. Nach Abschnitt 28, Absatz h, sind die Spannungen in entsprechenden Punkten ebenfalls gleich groß.

Eine Erweiterung dieser Ähnlichkeitssätze auf formähnliche Scheibenräder wird im Teil IV, Abschnitt 58, gegeben.

49. Normandsche Ähnlichkeit bei Reihen-Dampfmaschinen verschiedener Größe unter Voraussetzung gleicher Festigkeit. (Anwendung 17.) Normand*) hat im Jahre 1894 eine Reihe von Sätzen über geometrisch ähnliche, aus gleichen Stoffen erbaute Kolbendampfmaschinen aufgestellt, die vom Standpunkte der Ähnlichkeitsmechanik aus als eine Anwendung des Cauchyschen Modellgesetzes erscheinen. Seine Frage: Unter welchen Umständen arbeiten diese Reihenmaschinen auch mechanisch ähnlich? können wir sofort in folgender Weise beantworten. Wenn — bei Außerachtlassung des Einflusses der Schwerkkräfte und etwaiger störender Nebenerscheinungen — außer den Dampfkräften allein die inneren Spannkräfte Hookescher Art, kurz elastische Kräfte genannt, auf die Bewegungsvorgänge beschleunigend einwirken, so kommt das Cauchysche Modellgesetz in Betracht, wenn dafür gesorgt wird, daß die Dampfkräfte denselben Kräftemaßstab κ erhalten wie die elastischen Kräfte. Nach Gl. 80 c ist für letztere: $\kappa = \lambda^2$. Mithin müssen die Dampfkräfte D und d ebenfalls $\kappa = \frac{D}{d} = \frac{P F}{p f} = \lambda^2$ ergeben, woraus hervorgeht, daß die mittleren Dampfspannungen P und p gleich groß sein müssen. Dies Ergebnis ist in Übereinstimmung damit, daß bei Cauchyscher Ähnlichkeit entsprechende Spannungen den gleichen Wert haben. $\kappa = \lambda^2$ gilt auch für innere Spannkräfte, die mit vernachlässigbar kleinen Formänderungen verbunden sind, sofern nur die Bedingung gleicher Spannung beibehalten wird, und aus dieser Forderung ist bei Normand die Gleichung $\kappa = \lambda^2$ ent-

*) Jauch et Masméjean, Cours de machines marines, 2. Teil Paris-Toulon 1910 S. 570.

standen. Wegen dieser Übereinstimmung in den Ähnlichkeitsbeziehungen kann auch der Normandsche Fall nach den Cauchyschen Modellgesetzen behandelt werden; allerdings läßt N. die beschleunigenden Schwerkräfte außer Ansatz.

Die Cauchyschen Modellgesetze lauten nach Abschnitt 28, Absatz h, oder nach den Gleichungen 80: $\tau = \lambda$ oder $T : t = L : l$ sowie $V = v$, und $B : b = 1/L : 1/l$, das heißt in Worten: Die Umlaufzeiten dieser Reihen-Dampfmaschinen stehen in geradem Verhältnis der linearen Abmessungen oder die Umlaufszahlen im umgekehrten Verhältnis derselben. Weiter gilt für entsprechende Leistungen: $E : e = K V : k v = \lambda^2$, für die auf eine Pferdestärke bezogenen Maschinengewichte Q_1 und q_1 : $Q_1 : q_1 = G/E : g/e = \lambda^3/\lambda^2 = \lambda$ und für entsprechende Massenbeschleunigungskräfte: $M b : m b = \lambda^3 \cdot 1/\lambda = \lambda^2$ in Übereinstimmung mit dem Verhältnis der übrigen Kräfte.

Da alle Konstruktionsglieder geometrisch ähnlich durchgebildet werden, so gilt auch für etwaige aus den elastischen Kräften entspringende Störungsbewegungen, wie z. B. für Biegungs- oder Torsionsschwingungen usw., das Cauchysche Modellgesetz: $T : t = L : l$.

Weitere Einzelheiten und Angaben über die praktische Durchführung dieser Ähnlichkeitsbeziehungen bei geometrisch ähnlichen Reihen-Dampfmaschinen sind in der genannten Quelle zu finden.

50. Strenge mechanische Ähnlichkeit bei gleichzeitigem Wirken zweier Kräfte, erläutert an dem Beispiel eines über eine Brücke fahrenden Zuges. (Anwendung 18.) Routh stellt in seiner Dynamik der Systeme starrer Körper, deutsch von Schepp, Bd. I, S. 330, die Aufgabe, die Bewegungen einer über eine Brücke fahrenden Lokomotive mittels eines Modells nachzuahmen und die Fahrtgeschwindigkeit für das Modell anzugeben. Wenn dem Beispiel zunächst auch nur akademische Bedeutung zukommt, so ist der dabei einzuschlagende Weg doch vorbildlich für verwandte Fälle mechanischer Ähnlichkeit, und das Beispiel soll daher kurz erörtert werden.

Allerdings wollen wir hier nicht das von Routh mit Zahlen näher umschriebene Einzelbeispiel besprechen, sondern die Frage rein formell vom Standpunkt strenger mechanischer Ähnlichkeit untersuchen.

Wir denken uns von der eisernen Brücke ein geometrisch ähnliches Modell aus einem andern Stoff, z. B. aus Aluminium im Maßstab $1 : \lambda$ hergestellt und von einer ebenfalls aus Aluminium gefertigten Modellokomotive befahren. Die Brücken seien einfache prismatische Balkenträger. Da die

Schwere zweifellos an den lotrechten Beschleunigungen der Lokomotive und der Träger beteiligt ist, so ist das Froudesche Modellgesetz des Abschnitts 22: $\tau : \sqrt{\lambda}$ oder $V/v = \sqrt{\lambda}$ und

$$x = \frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^3 \dots \dots \dots (a)$$

zu beachten. Dann aber steht der Vorgang auch unter den elastischen, das Hookesche Gesetz befolgenden Kräften der Träger: Es kommt daher gleichzeitig auch das Cauchysche Gesetz des Abschnitts 28 a und c: $\tau = \lambda \sqrt{\frac{\nu}{(\nu)}}$ oder $V = v \sqrt{\frac{(\nu)}{\nu}}$ und

$$x = \frac{E}{e} \lambda^2 \dots \dots \dots (b)$$

in Betracht, worin $(\nu) = E/(\rho)$, $\nu = e/\rho$ die dynamischen Elastizitätsmaße und E, e die Elastizitätsmoduln der beiden Stoffe der Träger sind. Aus (a)

und (b) folgt $\frac{(\gamma)}{\gamma} \lambda^3 = \frac{E}{e} \lambda^2$ oder:

$$\lambda = \frac{(\nu)}{\nu} = \frac{E/(\rho)}{e/\rho} = \frac{E/(\gamma)}{e/\gamma} = \frac{E/e}{(\gamma) \gamma} \dots \dots \dots (c)$$

Aus Gl. (c) ziehen wir den Schluß: Bei gleichzeitiger Wirkung von Schwere und elastischen Kräften ist der Längenmaßstab λ nicht frei wählbar, sondern aus den Eigenschaften der benutzten Stoffe zu berechnen. Bei Verwendung gleichen Stoffes ist $\lambda = 1$; d. h. es gibt kein geometrisch ähnliches Modell, das zugleich auch mechanisch ähnlich arbeiten würde.

Für das Eisen der Brücke ist $E = 2\,050\,000 \text{ kg/cm}^2 = 2050 \cdot 10^7 \text{ kg/m}^2$ und $(\gamma) = 7850 \text{ kg/m}^3$, für das Aluminium des Modellträgers ist: $e = 683\,000 \text{ kg/cm}^2 = 683 \cdot 10^7 \text{ kg/m}^2$ und $\gamma = 2560 \text{ kg/m}^3$. Daraus ergibt sich $\frac{E}{e} = 3$ und ebenso $\frac{(\gamma)}{\gamma} = 3$. Aus Gl. c finden wir zu unserer Überraschung infolge zufälliger, durch die Stoffwahl begründeter Umstände auch hier wieder $\lambda = 1$, d. h. das Aluminiummodell wäre in allen Teilen gerade so groß wie die Brücke selbst auszuführen. Eine andere Aluminiumsorte würde nahezu 1 ergeben, und bei Verwendung eines gänzlich andern Modellstoffes würde sich für λ vielleicht ein Verhältnis erzwingen lassen, das in der Nähe von 2 liegt. Als eine brauchbare Lösung der Aufgabe könnte aber auch dies nicht angesehen werden.

Ein ganz anderer Weg der Modellmechanik führt jedoch ans Ziel, und dieser Weg ist auch bei Stellung der Aufgabe von Routh angedeutet worden, insofern dort gar nicht eine strenge mechanisch ähnliche Nachbildung angestrebt, sondern ein Modellverfahren beschritten wird, das wir im Teil IV

bei Besprechung der „unvollständigen“ mechanischen Ähnlichkeit kennen lernen werden. Dort wird die Aufgabe dann im Abschnitt 57 auch wirklich gelöst und zwar nicht etwa nach einem Näherungsverfahren, sondern streng, allerdings nicht mit den Hilfsmitteln der vollkommenen, sondern eben mit denen „unvollständiger“ mechanischer Ähnlichkeit, deren allgemeine Grundzüge im Abschnitt 21 schon besprochen wurden. Dort wird auch auf einen weiteren Fall hingewiesen, in welchem die Schwere zugleich mit elastischen Kräften wirkt, nämlich auf die Vorgänge in Förderseilen.

51. Mechanische Ähnlichkeit im Strömungsfeld reibungsfreier Flüssigkeiten. (Anwendung 19.) In diesem Abschnitt wird vorausgesetzt, daß eine reibungsfreie, unzusammendrückbare Flüssigkeit ein Hindernis beliebiger Form, z. B. einen ellipsoidisch oder flügelförmig gestalteten Körper umströme. Weiter sei die Flüssigkeit nach allen Richtungen als unendlich ausgedehnt zu denken, so daß also Wellen an der Flüssigkeitsoberfläche nicht in Frage kommen. Auch Hohlraumbildung soll ausgeschlossen sein. Die hierdurch bestimmten Strömungen können in wirklichen Flüssigkeiten nicht auftreten. Der Fall wird aber häufig zum Vergleich herangezogen und findet auch als mathematisches Gleichnis bei anderen physikalischen Vorgängen Anwendung.

Gefragt wird danach, welche Ähnlichkeitsbeziehungen bestehen, wenn zwei verschiedene Flüssigkeiten mit verschiedenen Geschwindigkeiten geometrisch ähnliche Körper umfließen. Wir stellen uns wieder einen Haupt- und einen Modellvorgang unter Beibehaltung der üblichen Bezeichnungen vor und setzen voraus, daß auch an den Grenzen, also hier in weiter Ferne, mechanische Ähnlichkeit besteht: z. B. mögen die beiden Flüssigkeiten im Unendlichen geradlinige und gleichförmige Verschiebungsbewegungen mit den entsprechenden Geschwindigkeiten V und v ausführen.

Als Kräfte kommen nur die Massenbeschleunigungskräfte $M B$ und $m b$ sowie die Druckkräfte $D = P F$ und $d = p f$ in Betracht. Letztere haben nach Abschnitt 11 keinen Einfluß auf die Form der Ähnlichkeitsbeziehungen. Wegen des Fehlens einer physikalischen Kraft im Sinne des eben genannten Abschnitts besteht hier kein besonderes Modellgesetz, und es kann daher nicht nur frei über den Längenmaßstab λ , sondern — mangels einer zweiten Gleichung für den Kräftemaßstab α — auch frei über den Zeitmaßstab τ verfügt werden. Aus der Trägheit der Massen folgt als einzige Ähnlichkeitsbeziehung für die Kräfte:

$$\alpha = \frac{M B}{m b} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2}$$

oder, da die auf entsprechende, beliebig abgegrenzte Flächenteile wirkenden Druckkräfte D und d ebenfalls im Verhältnis α stehen müssen, auch:

$$\alpha = \frac{D}{d} = \frac{P F}{p f} = \frac{(\varrho)}{\varrho} \frac{F V^2}{f v^2} \dots \dots \dots (a)$$

Sämtliche in den Vorgang einspielenden Kräfte oder entsprechende Teilkräfte befolgen daher das Newtonsche allgemeine Ähnlichkeitsgesetz:

$$\left. \begin{aligned} K &= \alpha (\varrho) F V^2 \\ k &= \alpha \varrho f v^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (b)$$

worin α für je zwei entsprechende Kräfte dieselbe unbenannte Zahl ist.

Aus Gl. a folgt das Verhältnis entsprechender Drücke auf die Flächeneinheit zu:

$$P : p = (\varrho) V^2 : \varrho v^2, \dots \dots \dots (c)$$

eine Gleichung, die auch in den Formen geschrieben werden kann:

$$P = \alpha (\varrho) V^2 \quad \text{und} \quad p = \alpha \varrho v^2 \dots \dots \dots (d)$$

oder:

$$P = \alpha \frac{(\gamma) V^2}{2 g} \quad \text{und} \quad p = \alpha \frac{\gamma v^2}{2 g} \dots \dots \dots (e)$$

oder wenn die entsprechenden Druckhöhen $H = P/(\gamma)$ und $h = h/\gamma$ eingeführt werden:

$$H = \alpha \frac{V^2}{2 g} \quad \text{und} \quad h = \alpha \frac{v^2}{2 g} \dots \dots \dots (f)$$

Gleichbedeutend mit der freien Verfügbarkeit über λ und τ ist die beliebige Wahl des Geschwindigkeitsverhältnisses $V/v = \lambda/\tau$. V und v können frei gewählt werden, ohne daß in diesem Idealfalle die mechanische Ähnlichkeit der Strömungsvorgänge um das geometrisch ähnliche Hindernis beeinträchtigt wird. Bei beliebiger anderer Wahl der Strömungsgeschwindigkeiten bleibt das Stromlinienfeld um ein und dasselbe Hindernis also kongruent erhalten.

Für technische Anwendungen kommen diese Ergebnisse auch nicht angenähert in Betracht, da die mathematische Behandlung Gesamtwiderstände $W = 0$ und $w = 0$ ergibt: Das Auftreten von Reibungskräften im Innern und an den Grenzflächen ist die Ursache dafür, daß bei wirklichen Flüssigkeiten sowohl der Strömungsverlauf wie die Kräfte gänzlich andere Gesetze als die hier erörterten befolgen (vgl. Abschnitte 47 und 52).

52. Das Newtonsche allgemeine Ähnlichkeitsgesetz bei formgleichen Antriebsschrauben und flügelartig gekrümmten Flächen (Anwendung 20). Die

hier zu betrachtenden Schrauben oder Flügel seien in ihrer Flüssigkeit, Wasser oder Luft, vollständig eingetaucht. Eine Erzeugung von Schwerkwellen, z. B. bei Schrauben, die nahe der Wasseroberfläche arbeiten, ist entweder zu verhindern, da sie mehr oder weniger zu einer Bindung an das Froudesche Modellgesetz Anlaß geben würde, oder darf nur in sehr geringfügigem Maße vorliegen. Schwerkwellenwirkungen sollen also ausgeschlossen sein. Dem Vergleiche zugrundegelegt werden zwei geometrisch ähnliche, also formgleiche Schrauben oder Tragflügel, die sich in zwei verschiedenen Flüssigkeiten bewegen. Für den Hauptvorgang gelten im folgenden wieder die großen und eingeklammerten Buchstaben, für den Modellvorgang die kleinen. Das Verhältnis entsprechender linearer Abmessungen wird durch den Längenmaßstab λ festgelegt.

Zur Beurteilung von Ähnlichkeitsbeziehungen kommen dieselben Kräfte in Frage wie in Abschnitt 47 bei der Behandlung der Luft- und Unterwasserschiffe, also innere Flüssigkeitsreibung, Oberflächenreibung, Wirbelwiderstände und wie immer bei Massenbeschleunigungsvorgängen die Trägheitskräfte $M B$ und $m b$. Vollkommene mechanische Ähnlichkeit würde mit Rücksicht auf die Zähigkeiterscheinungen die Einhaltung des Reynoldsschen Gesetzes bei den Modellversuchen erfordern. Man müßte also nach Abschnitt 26 die Geschwindigkeiten des Modells nach der Gl.: $vd/\nu = VD/(\nu) = \psi =$ unveränderliche Reynoldssche Zahl bemessen, worin z. B. bei Schrauben D und d die beiden Durchmesser sind. Doch liegen die Verhältnisse hier wesentlich anders als bei Luft- und Unterwasserschiffen und die Praxis ist berechtigt, von der Erfüllung des Reynoldsschen Modellgesetzes aus den im folgenden angegebenen Gründen abzusehen:

Die Form der beiden genannten Schiffsarten wird im wesentlichen bestimmt durch das Bestreben, den Fahrtwiderstand klein zu halten; überall ist der Wunsch maßgebend, Beschleunigungen der Flüssigkeitsmassen in der Fahrtrichtung nach Möglichkeit zu verhindern.

Anders bei Schrauben und Flügeln: Bei Schrauben will man möglichst große Kräfte in Richtung der Achse erzeugen und muß daher die Flüssigkeitsmassen in der entgegengesetzten Richtung in hohem Maße beschleunigen. Auch die Tragflügel sollen die Luftmassen beschleunigen, aber die Beschleunigungen müssen hier lotrecht nach unten erfolgen zwecks Erzielung großer Auftriebskräfte.

1. S c h r a u b e n : Besonders bei den Schrauben, die hier zunächst allein weiter verfolgt werden sollen, kommen verhältnismäßig sehr große Be-

schleunigungskräfte in Betracht. Sie überragen die inneren und äußeren Reibungskräfte so weit, daß letztere in vielen Fällen vom Standpunkte mechanischer Ähnlichkeit aus als geringfügig bezeichnet werden können. Weiter wirkt bei Schrauben noch ein anderer Umstand äußerst günstig auf die Ähnlichkeitsbeziehungen ein. Aus den bisherigen Versuchsergebnissen ist zu schließen, daß die auf der Minderdruck- oder Saugseite und an der Austrittskante geometrisch ähnlicher Schrauben sich abspielenden Vorgänge bei den großen relativen Strömungsgeschwindigkeiten entweder ein so gut wie unveränderliches Gefüge haben oder doch wenigstens — im Verein mit den am Kopf auftretenden Kräften oder sonstigen Normaldrücken — einen Formwiderstand ergeben, der das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz $K = \alpha(\rho) FV^2$ und $k = \alpha \rho fv^2$ für den Haupt- und Modellvorgang praktisch gut befriedigt. In welcher Weise die Vorgänge auf der Saugseite verlaufen, ist für Schrauben experimentell noch nicht festgestellt. Es ist möglich, daß die Ablösung der Strömung von der Wandung im Sinne der Prandtl'schen Grenzschichtentheorie (vgl. Abschnitt 47) bei den hohen Geschwindigkeiten schon sehr nahe der Einheitsstelle beginnt und so auf der Saugseite Anlaß zur Ausbildung einer Wirbelzone gibt. Man hätte es dann nicht nur mit Heck- oder Austrittswirbeln zu tun.

Zusammenfassend kann man sagen: Die von den Antriebsschrauben auf die Flüssigkeit ausgeübten Kräfte bestehen in weit überwiegendem Maße aus normal zur Oberfläche stehenden Druckkräften, deren Wirkung auf die Flüssigkeit sich in Erteilung von Beschleunigungen äußert. Die Beschleunigungen sind zum großen Teile achsial rückwärts gerichtet und daher dem beabsichtigten Zwecke förderlich, zum kleinen Teile sind sie peripherisch und radial und beeinträchtigen dann den Wirkungsgrad der Schraube. Alle diese Massenbeschleunigungskräfte befolgen das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz praktisch in weiten Grenzen, und man braucht somit wegen des überragenden Vorherrschens dieser Trägheitserscheinungen bei Schraubenähnlichkeitsversuchen kein besonderes Modellgesetz zu beachten. Daher kann der Längenmaßstab λ und der Zeitmaßstab τ oder, was auf dasselbe hinauskommt, das Verhältnis entsprechender Geschwindigkeiten, frei gewählt werden, ohne daß die mechanische Ähnlichkeit der Strömungen nennenswert gestört wird.

Natürlich ist darauf zu achten, daß alle Paare entsprechender Geschwindigkeiten denselben Wert ergeben. Bezeichnet man die Fahrtgeschwindigkeit der beiden formgleichen Schrauben mit V und v , ihre größten Umfangs-

geschwindigkeiten mit U und u , so muß, wenn die Strömungsvorgänge mechanisch ähnlich verlaufen sollen, $V/v = U/u$ oder $V/U = v/u =$ einer unveränderlichen Zahl $= \chi$ sein. In der neueren Ähnlichkeitsmechanik wird die Zahl χ die „Fahrtsteigung“ der Schraube genannt und mit λ bezeichnet, doch wird λ bei uns hier schon für den Längenmaßstab gebraucht. Die Übereinstimmung der Fahrtsteigung χ wird bei formgleichen Schrauben als das entscheidende Merkmal mechanischer Ähnlichkeit angesehen, eine Folgerung, die auch so ausgesprochen werden kann: Formgleiche Schrauben arbeiten bei gleicher Fahrtsteigung χ in beliebigen Flüssigkeiten vom praktischen Standpunkt der Technik aus auch mechanisch ähnlich, sofern die allgemeinen Voraussetzungen der Ähnlichkeitsmechanik erfüllt sind; die Größe der Geschwindigkeit kann beliebig gewählt werden.

Aus obigen Betrachtungen geht hervor, daß auch für die Schubkräfte S und s der Hauptausführung und des Modells das Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz

$$\left. \begin{aligned} S &= \alpha(\varrho) F V^2 \\ s &= \alpha \varrho f v^2 \end{aligned} \quad \text{oder} \quad \begin{aligned} S &= \sigma(\varrho) D^2 V^2 \\ s &= \sigma \varrho d^2 v^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (a)$$

gilt, worin die Kennziffern α und σ bei gleicher Fahrtsteigung unveränderliche Zahlen sind.

Für einen anderen Wert der Fahrtsteigung χ erhält man auch einen andern Wert der Kennziffer α ; α ist also abhängig von χ . Von diesem Standpunkte aus ergibt sich wieder eine sehr übersichtliche und bequeme dimensionslose Darstellung sämtlicher Schubkräfte formgleicher Schrauben, indem man die Funktion $\alpha = F(\chi)$ als Eigenschaftskurve der Schubkräfte in einem rechtwinkligen Achsenkreuz aufträgt. Ist die mechanische Ähnlichkeit der Strömungsvorgänge bei formgleichen Schrauben im Sinne dieser Untersuchungen tatsächlich erfüllt, so zeigt sich dies darin, daß für alle geometrisch ähnlichen Schrauben und für beliebige Flüssigkeiten sämtliche Wertepaare χ, α nur eine einzige Eigenschaftskurve ergeben. Alle weiteren Einzelheiten über die dimensionslose Darstellung und die praktische Handhabung des Modellverfahrens für Schrauben sind sinngemäß aus Abschnitt 24 zu entnehmen.

Die Gültigkeit der Gln. a für Schrauben ist eine notwendige Folge der Voraussetzung mechanischer Ähnlichkeit. Daß die Kennziffer α nur in ganz geringem Maße von der Reynoldsschen Zahl ψ , praktisch also so gut wie ausschließlich von der Fahrtsteigung χ abhängt, beweist, daß die Zähigkeit auf die Ähnlichkeitsbeziehungen nur von untergeordneter Bedeutung ist.

Damit soll nicht gesagt sein, daß die Zähigkeit überhaupt keinen Einfluß hat. Nein, die Flüssigkeitsreibung ist so wesentlich an dem ganzen Vorgang beteiligt, daß ihr Fehlen auf eine Schubkraft vom Betrage Null führen müßte.

Die Gln. a, gültig für zwei entsprechende Schubkräfte formgleicher Schrauben, lassen nach der erweiterten Maßstabregel (Abschnitt 14) ohne Zuhilfenahme irgendwelcher Voraussetzungen folgende Umformungen zu:

$$\left. \begin{aligned} S &= \alpha' (\varrho) D^4 T^{-2} \\ s &= \alpha' \varrho d^4 t^{-2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (b)$$

oder

$$\left. \begin{aligned} S &= \alpha' (\varrho) D^4 N^2 \\ s &= \alpha' \varrho d^4 n^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (c)$$

oder

$$\left. \begin{aligned} S &= \alpha'' (\varrho) F V_1^2 \\ s &= \alpha'' \varrho f v_1^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (d)$$

oder

$$\left. \begin{aligned} S &= \alpha''' (\varrho) F V_2 (V_2 - V_1) \\ s &= \alpha''' \varrho f v_2 (v_2 - v_1) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (e)$$

Hierin sind α' , α'' , α''' drei unbenannte Zahlen, die bei gleicher Fahrtsteigung χ je in den beiden Gleichungen denselben Wert haben; T, t sind entsprechende Zeiten, N, n entsprechende Umlaufszahlen, V_1, v_1 und V_2, v_2 je zwei entsprechende, im übrigen ganz beliebige Geschwindigkeiten der Hauptausführung und des Modells. Natürlich sagen alle fünf Gleichungspaare a—e dasselbe aus, so daß man sich auf eine Form, z. B. a, beschränken kann.

Bei Darstellung der Modellversuche wird leider als Ordinate nicht immer eine dimensionslose Größe, wie z. B. $\alpha = \frac{S}{\varrho f v^2}$, aufgetragen. Das ist sehr zu bedauern, da alsdann beim Vergleichen von Schraubenergebnissen verschiedener Beobachter erst langwierige Umrechnungen erforderlich werden. Die von Gümbel*) ausgesprochene Forderung, soweit zugänglich alle Versuchsunterlagen dimensionslos darzustellen, sollte allgemein beherzigt werden.

Offenbar ist aus der Aussage, daß formgleiche Schrauben das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz der Gln. a befriedigen, in Übereinstimmung mit den Darlegungen des Abschnitts 51 die Folgerung zu ziehen: Ein Körper von der Form eines Schraubenflügels werde einem kräftigen Flüssigkeitsstrom ausgesetzt, dessen Richtung — in unendlicher Ferne vom Flügel — einen verhältnismäßig kleinen Anströmwinkel gegen die

*) Vgl. die Anmerkung im Abschnitt 24.

Wölbungssehne hat. Ändert man die Größe der Zuflußgeschwindigkeit unter Beibehaltung ihrer Richtung, so bleibt das Stromlinienfeld im wesentlichen das gleiche und der Widerstand ändert sich bis auf geringfügige Abweichungen nach dem rein quadratischen Widerstandsgesetz.

Für die technischen Anwendungen genügt es bei Schrauben, außer der Eigenschaftskurve der Schubkräfte noch diejenige der Gesamtleistungen (Leistungsaufnahmen) E und e , gemessen in kg m/sk , zu kennen. Man erhält für diese auf Grund ähnlicher Überlegungen wie für die Schubkräfte bei gleicher Fahrtsteigung χ :

$$\left. \begin{aligned} E &= \varepsilon (\varrho) F V^3 \\ e &= \varepsilon \varrho f v^3 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (f)$$

oder

$$\left. \begin{aligned} E &= \varepsilon' (\varrho) D^5 N^3 \\ e &= \varepsilon' \varrho d^5 n^3 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (g)$$

worin ε und ε' zwei unbenannte Kennziffern sind. Aus Modellversuchen ist ε mittels der Gl. $\varepsilon = \frac{e}{\varrho d^5 n^3}$ zu berechnen und als Funktion von χ als zweite für alle formgleichen Schrauben geltende Eigenschaftskurve darzustellen. Als zweite Eigenschaftskurve wird häufig an Stelle derjenigen der Leistungen eine solche der Drehmomente gewählt.

Der Wirkungsgrad berechnet sich, wenn V und v die Fahrtgeschwindigkeiten sind, zu

$$\eta = \frac{S V}{E} = \frac{s v}{e} = \frac{\alpha}{\varepsilon}$$

und kann ebenfalls als Funktion von χ aufgetragen werden.

Es sei hier ausdrücklich noch einmal darauf hingewiesen, daß mechanische Ähnlichkeit nur dann bestehen kann, wenn nicht Nebenerscheinungen die Vorgänge stören. Als störende Ursachen kommen bei Schrauben in Betracht: Ungleichförmigkeit der Strömung, Ungleichheit der Durchwirbelung, Verstöße gegen die geometrische Ähnlichkeit an den Begrenzungswänden des Flüssigkeitsstroms, Schwerewellen, Zähigkeit, Oberflächenreibung, Hohlraumbildung, Zusammendrückbarkeit der Flüssigkeit, elastische Formänderungen und Schwingungen der Schraubenflügel.

Zur scharfen Hervorkehrung des Übereinstimmenden und des Unterschiedlichen seien hier kurz die Froudesche, die Reynoldssche und die Schraubenähnlichkeit einander gegenübergestellt:

a) Die Froudesche Ähnlichkeit besteht bei alleinigem Wirken der Schwere. Es gilt hier $k = \alpha \varrho f v^2$, worin die Kennziffer α nur von der Froudeschen Zahl $\varphi = v^2/g l$ abhängt, also $\alpha = F(v^2/g l)$ ist.

b) Die Reynoldssche Ähnlichkeit besteht bei alleinigem Wirken der inneren Flüssigkeitsreibung. Es gilt hier $k = \alpha \varrho f v^2$, worin die Kennziffer α nur von der Reynoldsschen Zahl $\psi = v l/\nu$ abhängt, also $\alpha = F(v l/\nu)$ ist.

c) Die Schraubenähnlichkeit entspricht nur der allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeit und besteht unabhängig von der Größe der Geschwindigkeit. Es gilt hier $k = \alpha \varrho f v^2$, worin die Kennziffer α nur von der Fahrtsteigung, d. i. der Zahl $\chi = v/u$ abhängt, also $\alpha = F(v/u)$ ist.

φ , ψ , χ sind reine Zahlen, also unabhängig davon, in welchen Maßen Längen, Zeiten und Kräfte gemessen werden.

Die Schraubenähnlichkeit wird von einem anderen Standpunkte aus noch einmal im Teil IV Abschnitt 59 behandelt.

2. Tragflügel: Bei Tragflügeln liegen die Verhältnisse etwas anders: Erstens weichen ihre Profile von denen der Schrauben ab und zweitens sind die relativen Stromgeschwindigkeiten und damit die Oberflächen drücke kleiner. Dennoch zeigen die Göttinger und Eiffelschen Versuche, daß auch hier in ziemlich weiten Grenzen das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz mit genügender, praktisch gut verwertbarer Annäherung benutzt werden kann. Einzelheiten über die hierbei beobachtete Ähnlichkeit der Vorgänge findet man in der im Abschnitt 43 genannten Abhandlung Baders.

IV. Fälle unvollständiger mechanischer Ähnlichkeit.

53. Erklärung der „unvollständigen“ mechanischen Ähnlichkeit. In den bisherigen Anwendungen war stets vollkommene mechanische Ähnlichkeit vorausgesetzt worden. Es gibt jedoch auch zahlreiche Fälle unvollständiger mechanischer Ähnlichkeit, in denen absichtlich die Bedingung geometrischer Ähnlichkeit von Hauptausführung und Modell nicht in allen Teilen gewahrt ist, bei denen es aber dennoch gelingt, aus einem Modellversuche alles das in voller Strenge abzulesen, was man zu wissen wünscht. Im Abschnitt 21 haben wir einen solchen Fall unvollständiger Ähnlichkeit

an dem Beispiel „Verdrehungsschwingungen einer an einem elastischen Stab befestigten Masse“ erläutert. Wir verweisen hier ausdrücklich auf das dort ausgesprochene Grundsätzliche und werden jetzt in den nachstehenden Abschnitten noch einige weitere Anwendungen aus dem Gebiete „unvollständiger“, aber dennoch nicht unvollkommener Ähnlichkeit behandeln. Grundbedingung bei den folgenden Beispielen ist immer, daß die Differentialgleichungen des Modellvorgangs sich mit denen des Hauptvorgangs zur Übereinstimmung bringen lassen, oder — bei Weiterbefolgung des von uns eingeschlagenen Verfahrens — daß der durch die Bertrandsche Bedingungs-gleichung $\alpha = \mu \lambda / \tau^2$ gegebene Kräftemaßstab α den gleichen Wert hat wie der aus den jeweils wirkenden physikalischen Kräften sich ergebende (Abschnitte 7 und 11).

54. Ähnlichkeitsfolgerungen für die Querschwingungen gespannter Saiten. (Anwendung 21.) Dieses Beispiel werde zuerst behandelt, da es besonders einfach ist. Die Saite der Hauptausführung sei durch die Kraft K , die des Modells durch k gespannt. Der Kräftemaßstab ist $K/k = \alpha$. L und l seien die Längen, M und m die Gesamtmassen; ihr Verhältnis sei $M/m = \mu$. Stoff und Dicke der Saiten beider Ausführungen seien ganz beliebig aber homogen. Die Mittelpunkte der einzelnen hin- und herschwingenden Massenteilchen sollen sich vollkommen mechanisch ähnlich bewegen. Aus dem Vergleich der Trägheitskräfte ergibt sich:

$$\alpha = \frac{M B}{m b} = \mu \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{M}{m} \frac{\lambda}{\tau^2} \dots \dots \dots (a)$$

Als physikalische Kraft tritt an den einzelnen Teilchen eine aus den Spannkraften K und k zu bestimmende querverrichtete Mittelkraft εK und εk auf, so daß als zweite Gleichung für α nur

$$\alpha = \frac{\varepsilon K}{\varepsilon k} = \frac{K}{k} \dots \dots \dots (b)$$

in Betracht kommt. Aus (a) und (b) folgt

$$\frac{K}{k} = \frac{M}{m} \frac{\lambda}{\tau^2}.$$

Mithin wird der Zeitmaßstab τ :

$$\tau = \sqrt{\lambda \frac{M}{m} \frac{k}{K}} = \sqrt{\frac{L}{l} \frac{M}{m} \frac{k}{K}}; \dots \dots \dots (c)$$

das Modellgesetz für entsprechende Zeiten lautet also:

$$T : t = \sqrt{\frac{LM}{K}} : \sqrt{\frac{lm}{k}} \dots \dots \dots (d)$$

und das für entsprechende Schwingungszahlen:

$$N : n = \sqrt{\frac{K}{LM}} : \sqrt{\frac{k}{lm}} ; \dots \dots \dots (e)$$

d. h. in Worten: Die Schwingungszahlen von Saiten verhalten sich wie die Wurzeln aus den Spannkraften und umgekehrt wie die Wurzeln aus den Längen und den Massen.

Für entsprechende Geschwindigkeiten folgt:

$$V : v = \sqrt{\frac{LK}{M}} : \sqrt{\frac{lk}{m}} = \sqrt{\frac{(\sigma)}{(\varrho)}} : \sqrt{\frac{\sigma}{\varrho}}, \dots \dots \dots (f)$$

worin (σ) , σ die Spannungen und (ϱ) , ϱ die Dichten der beiden Saiten sind.

55. Ermittlung der kritischen Drehzahlen bei Verdrehungsschwingungen von Wellen aus Modellversuchen. (Anwendung 22.) Vor Behandlung des allgemeinen Falles einer mit beliebigen Massen besetzten Welle sollen für den einfachen eingespannten, eine Endmasse tragenden zylindrischen Stab die Differentialgleichungen der Verdrehungsschwingungen der Hauptausführung und des Modells einander gegenübergestellt werden. Sie lauten, wenn für erstere wieder die großen Buchstaben und für das Modell die kleinen benutzt werden und die Massen des Stabes vernachlässigt werden können:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dT^2} + C \varphi = 0 \dots \dots \dots (a)$$

$$i \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c \varphi = 0, \dots \dots \dots (b)$$

worin φ die für beide Vorgänge gleichen Verdrehungswinkel, J , i die Trägheitsmomente der beiden Massen und C , c die elastischen Wellenkonstanten bedeuten. Diese sind bei Kreisquerschnitt der Wellen:

$$C = \frac{G J_p}{L} \quad \text{und} \quad c = \frac{g i_p}{l}; \dots \dots \dots (c)$$

hierin sind G , g die beiden Schubmoduln und J_p , i_p die polaren Trägheitsmomente der Wellenquerschnitte.

Aus dem Vergleich der einzelnen die Bedeutung von Drehmomenten besitzenden Glieder von a und b geht hervor:

$$\alpha \lambda = \frac{J}{i} \frac{1}{\tau^2} = \frac{C}{c}.$$

Daher wird der Zeitmaßstab:

$$\tau = \sqrt{\frac{J}{i} \frac{c}{C}} \dots \dots \dots (d)$$

und das Modellgesetz für entsprechende Zeiten:

$$T : t = \sqrt{\frac{J}{C}} : \sqrt{\frac{i}{c}} \dots \dots \dots (e)$$

Dies läßt sich auch schreiben:

$$T = \alpha \sqrt{\frac{J}{C}} \quad t = \alpha \sqrt{\frac{i}{c}} \dots \dots \dots (f)$$

Für entsprechende Umlaufzahlen ist dann:

$$N : n = \sqrt{\frac{C}{J}} : \sqrt{\frac{c}{i}} \dots \dots \dots (g)$$

oder

$$\left. \begin{aligned} N &= \varepsilon \sqrt{\frac{C}{J}} = \varepsilon \sqrt{\frac{G J_p}{L J}} \\ n &= \varepsilon \sqrt{\frac{c}{i}} = \varepsilon \sqrt{\frac{g i_p}{l i}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (h)$$

Das Modell möge nach folgenden Angaben gebaut werden: Gewählt wird als Maßstab für die Wellenlängen: $L/l = \lambda_1 = 10$, für die Wellendurchmesser: $D/d = \lambda_2 = 100$, also für die Trägheitsmomente der Querschnitte: $J_p/i_p = \lambda_2^4 = 10^8$. Weiter wird gewählt für die Massenträgheitsmomente: $J/i = 10^5$, indem die Massen z. B. 10 mal so kleine lineare Abmessungen bei gleichem Stoff und 10 mal so kleine Trägheitsarme erhalten oder indem das Verhältnis 10^5 auf irgend eine andere Weise eingehalten wird. Die Schubmoduln G und g sind gleich groß. Man erhält dann:

$$\frac{C}{c} = \frac{G J_p l}{g i_p L} = \frac{\lambda_2^4}{\lambda_1} = 10^8 \cdot 10^{-1} = 10^7$$

und nach Gl (d) für τ :

$$\tau = \sqrt{\frac{J}{i} \frac{c}{C}} = \sqrt{10^5 \cdot 10^{-7}} = \frac{1}{10}.$$

Mithin wird

$$T = \frac{t}{10}$$

und

$$N = 10 n,$$

d. h. in Worten: Die Schwingungszahlen der Hauptausführung sind 10 mal so groß wie des beschriebenen Modells.

Nach diesen Vorbereitungen werde der allgemeine Fall behandelt: Es soll zu einer mit beliebig vielen Einzelmassen besetzten und Verdrehungsschwingungen ausführenden Welle, der Hauptausführung, ein Modell konstruiert werden, mit dessen Hilfe es möglich ist, die kritischen Schwingungen in bestimmtem Zeitmaßstabe nachzuahmen.

Die gegebene große Welle wird im allgemeinen aus verschiedenen starken zylindrischen Teilen bestehen; sie soll der Bequemlichkeit wegen ersetzt werden durch eine elastisch gleichwertige Welle von unveränderlichem Trägheitsmoment J_p' . Der einzelne Wellenabschnitt zwischen je zwei benachbarten Einzelmassen erhält dann die neue Länge $L' = J_p' \sum \frac{L}{J_p}$, wobei die Summierung sich nur auf die Zylinderstücke des gerade betrachteten Abschnitts bezieht. Die Wellenkonstante C wird dann für diesen Abschnitt $C = \frac{G J_p'}{L'}$. Zu der so gewonnenen, der Hauptausführung elastisch gleichwertigen großen Welle werde nun ein Modell mit denselben Verkleinerungsmaßstäben durchgeführt wie in dem oben behandelten Zahlenbeispiel. Wenn jetzt bei Vorhandensein mehrerer Verdrehungsmassen gleichzeitig mehrere Differentialgleichungen nebeneinander bestehen, so weisen deren einzelne Glieder noch dieselbe Bauart auf, wie sie die Glieder des obigen einfachen Beispiels besitzen, und es gelten daher auf Grund des Kräftevergleichs auch dieselben Modellgesetze wie vorhin. Wir erhalten daher für den Zeitmaßstab wieder Gl. d:

$$\tau = \sqrt{\frac{J}{i} \frac{c}{C}}, \dots \dots \dots (i)$$

worin J, i zwei beliebige, entsprechende Trägheitsmomente der Einzelmassen und C, c zwei beliebige entsprechende Wellenkonstanten mit der Bedeutung

$$C = \frac{G J_p'}{L'} \quad \text{und} \quad c = \frac{g i_p}{l}$$

sind. Da die Maßstäbe genau gleich denen des ersten Zahlenbeispiels gewählt sind, so berechnet sich τ aus Gl. i in derselben Weise zu:

$$\tau = \sqrt{10^5 \cdot 10^{-7}} = \frac{1}{10},$$

so daß auch dieses Mal

$$N = 10 n$$

wird; d. h. die Schwingungszahl der großen Ausführung ist 10 mal so groß wie die des Modells.

Um das Modell in wenigen Minuten für den jeweiligen Anwendungsfall gebrauchsfertig herzurichten, empfiehlt es sich — unter Abänderung der obigen Maßstäbe —, ein Stahlband als Modellwelle zu benutzen und die Massen, für welche eine große Reihe gut abgestufter Gewichtssätze bereitzuhalten ist, mit genau passendem rechteckigen Schlitz zu versehen, so daß ein schnelles Auf- und Abbringen ermöglicht wird. Das Stahlband wird am besten lotrecht aufgehängt und das System an beliebiger Stelle durch rhythmische Verdrehungsimpulse zum Schwingen gebracht. Unter ganz allmählichem Steigen der Impulszahl können der Reihe nach sämtliche kritischen Drehzahlen des Modells durch Beobachten der Resonanzen festgestellt werden. Die kritischen Drehzahlen der Hauptwelle sind dann ein aus den Konstruktionsunterlagen sofort angebbares Vielfaches der am Modell beobachteten.

Durch das Vorstehende ist ein Verfahren gegeben, welches gestattet, mittels eines Modells — also auf instrumentellem Wege — die kritischen Drehzahlen der Verdrehungsschwingungen von Wellen zu ermitteln und welches daher als dritte Lösungsart neben die beiden bekannten analytischen und zeichnerischen Verfahren tritt.

56. Ähnlichkeitsfolgerungen für die Biegungsschwingungen von Schiffen, Treibstangen und anderen Körpern. (Anwendung 23.) Ein beliebiger homogener, stabförmiger Körper führe unter seinen Eigengewichten und Zusatzlasten Biegungsschwingungen aus. Man soll aus einem andern Stoff ein Modell fertigen, welches der Hauptausführung nicht geometrisch ähnlich ist. Jedoch sollen die beiden Biegungslinien in jedem Augenblick die Forderung geometrischer Ähnlichkeit auf Grund des Maßstabes λ erfüllen und außerdem soll für entsprechende Zeiten der beiden Bewegungsvorgänge ein fester Zeitmaßstab τ und daher mechanische Ähnlichkeit für die Bewegung der Querschnittsschwerpunkte bestehen.

Im übrigen kann die Querschnittsausbildung des Modells beliebig — ohne Bindung an die Hauptausführung — vorgenommen werden: z. B. steht nichts im Wege, die ganze Form des Modellstabes affinähnlich zu dem des großen Stabes zu halten, derart, daß für die Übertragung der Längen-, Breiten- und Höhenabmessungen je ein anderer fester Maßstab λ , λ' , λ'' gewählt wird. Jedoch besteht bezüglich der drei Maßstäbe nicht vollkommene Freiheit; es ist erforderlich, daß das Massenverhältnis $M/m = \mu$ für alle ent-

sprechenden Teile einen unveränderlichen Wert hat, woraus für homogene Stoffe auf Grund der Gleichung

$$\mu = \frac{(\varrho) F L}{\varrho f l} = \text{unv.}$$

ein festes angebbares Verhältnis F/f für alle Querschnitte folgt. Etwaige Zusatzlasten müssen dasselbe Verhältnis μ haben.

Zur Aufsuchung des Modellgesetzes sind die Trägheitskräfte und die elastischen Kräfte untereinander zu vergleichen. Die Schwerkkräfte haben keinen Einfluß auf die zeitlichen Vorgänge, werden vielmehr durch die statische Formänderung ausgeglichen. Aus dem Vergleich der Trägheitskräfte ergibt sich:

$$\alpha = \frac{M B}{m b} = \mu \frac{\lambda}{\tau^2}, \dots \dots \dots (a)$$

eine Beziehung, die auch von etwaigen Zusatzlasten erfüllt werden muß. Für den Vergleich der elastischen Kräfte werden am einfachsten die Querkräfte S und s der Stäbe herangezogen, so daß man weiter mit Beachtung der Ausführungen des Abschnitts 14 die Gleichung:

$$\alpha = \frac{S}{s} = \frac{\frac{d \mathfrak{M}}{d X}}{\frac{d m}{d x}} = \frac{\mathfrak{M}}{m} \frac{1}{\lambda}$$

erhält. Bezeichnen $1/R$ und $1/r$ zwei entsprechende Krümmungen, E, e die Elastizitätsmoduln und J, i die äquatorialen Trägheitsmomente zweier entsprechender Querschnitte, so ist:

$$\frac{\mathfrak{M}}{m} = \frac{E J/R}{e i/r} = \frac{E J}{e i} \frac{1}{\lambda}$$

Dies in die vorhergehende Gleichung eingesetzt ergibt:

$$\alpha = \frac{E J}{e i} \frac{1}{\lambda^2} \dots \dots \dots (b)$$

Aus a und b folgt weiter:

$$\tau^2 = \mu \frac{\lambda}{\alpha} = \mu \lambda^3 \frac{e i}{E J}$$

und daher wird der Zeitmaßstab:

$$\tau = \sqrt{\mu \lambda^3 \frac{e i}{E J}} \dots \dots \dots (c)$$

Für entsprechende Zeiten, z. B. die Schwingungszeiten, gilt somit das Modellgesetz:

$$T:t = \sqrt{\frac{ML^3}{EJ}} : \sqrt{\frac{ml^3}{ei}} \dots \dots \dots (d)$$

Dies kann unter Einführung der Stabgewichte Q und q auch in der Form:

$$T = \alpha \sqrt{\frac{QL^3}{gEJ}} \quad \text{und} \quad t = \alpha \sqrt{\frac{ql^3}{gei}} \dots \dots \dots (e)$$

geschrieben werden; hierin ist bei mechanisch ähnlichen Biegungsschwingungen α eine feste Zahl; g ist die Erdbeschleunigung. Für die beiden Schwingungszahlen gilt dann:

$$N = \beta \sqrt{\frac{gEJ}{QL^3}} \quad \text{und} \quad n = \beta \sqrt{\frac{gei}{ql^3}}, \dots \dots \dots (f)$$

worin β für beide Biegungsvorgänge die gleiche Zahl ist.

Die Formeln unter f können zum Vergleich der Eigenschwingungszahlen geometrisch ähnlich oder nach obigem Verfahren affin gebauter Schiffe, Treibstangen und anderer stabförmiger Körper benutzt werden.

57. Unvollständige mechanische Ähnlichkeit bei gleichzeitigem Wirken zweier Kräfte, erläutert an dem Modell einer von einer Lokomotive befahrenen Brücke (Anwendung 24). Im Abschnitt 50 ist der Fall eines über eine Brücke fahrenden Zuges nach den Vorschriften strenger mechanischer Ähnlichkeit untersucht worden, ohne daß ein befriedigendes Ergebnis erzielt werden konnte. Die dort verlangte Vollkommenheit ist aber zur Lösung der Aufgabe gar nicht nötig, es genügt als Brückenmodell vielmehr ein kleiner Träger, der wohl gewisse elastische Bedingungen, aber nicht geometrische Ähnlichkeit zu erfüllen hat. Unter diesen veränderten Umständen soll das Beispiel noch einmal behandelt werden.

Die von Routh in der Dynamik der Systeme starrer Körper Bd. I gestellte Aufgabe lautet: „Man soll die Durchbiegung einer Brücke von 15 m Länge und 100 t (à 1000 kg) Gewicht, wenn eine Maschine, die 20 t wiegt, mit der Geschwindigkeit von 64 km in der Stunde über sie fährt, durch Experimente feststellen, welche an einem Modell der Brücke gemacht werden, das 1,5 m lang ist und 2,8 kg wiegt. Man finde das Gewicht des Modells der Maschine und nehme an, das Modell der Brücke sei so steif, daß die statische Durchbiegung in der Mitte unter dem Modell der Maschine ein Zehntel der-

jenigen der Brücke unter der Maschine selbst beträgt und zeige, daß dann die Geschwindigkeit des Modells der Maschine etwa 5,6 m in der Sekunde sein muß.“

Zunächst muß offenbar mit Rücksicht auf die Beteiligung der Schwere das Froudesche Modellgesetz erfüllt werden. Da das Verhältnis der Längen $\lambda = 10$ ist, so muß $\tau = \sqrt{10}$ und $V/v = \sqrt{10}$ eingehalten werden. Aus $V = 64 : 3,6 = 17,75$ m/sk ergibt sich damit die Geschwindigkeit des Lokomotivmodells zu $v = 5,6$ m/sk.

Eine weitere Abweichung von strenger Ähnlichkeit besteht bezüglich der Gewichte. Für diese gilt hier nicht $\alpha = (\gamma)/\gamma \cdot \lambda^3$, wie bei vollkommener Ähnlichkeit, sondern für die Eigengewichte ergibt sich aus den Zahlen der Aufgabe ein Übertragungsmaßstab $\alpha = 100\,000 : 2,8 = 35\,750$. Das gleiche α müssen die Maschinengewichte haben, so daß das Lokomotivmodell $20\,000 \cdot \frac{2,8}{100\,000} = 0,56$ kg wiegt. Natürlich muß auch für die in Betracht kommenden elastischen Kräfte der beiden Träger der Kräftemaßstab $\alpha = 35\,750$ eingehalten werden, eine Bedingung, die in folgender Weise zu erfüllen ist.

Föppl geht bei Behandlung dieses Teils der Aufgabe unter sehr beachtenswerten Erläuterungen auf die Differentialgleichung des schwingenden Trägers zurück. Wir schlagen folgenden Weg ein: Für zwei entsprechende Krümmungen $1/R$ und $1/r$ der geometrisch ähnlichen Bahnen der fahrenden Körper oder, was dasselbe ist, der geometrisch ähnlichen Biegelinie der beiden Träger gelten wieder wie im vorigen Abschnitt die Gleichungen:

$$\frac{1}{R} = \frac{\mathfrak{M}}{EZ} \quad \text{und} \quad \frac{1}{r} = \frac{m}{e i} \dots \dots \dots (a)$$

und

$$\alpha = \frac{E J}{e i} \lambda^2, \dots \dots \dots (b)$$

worin jetzt aber α durch die Schwerkkräfte bereits zu 35 750 gegeben ist.

Bei einer sich auch über das Brückenmodell erstreckenden geometrischen Ähnlichkeit geht Gl. b mit $J \cdot i = \lambda^4$ über in: $E/e \cdot \lambda^2 = \alpha$, eine Beziehung, die wir in Abschnitt 28 aus der elastischen Kraft unmittelbar ableiten. Jetzt, wo es lediglich auf die geometrische Ähnlichkeit der Bahnen der beiden bewegten Körper ankommt und an Stelle der geometrisch ähnlichen ein elastisch gleichwertiger, im übrigen beliebig geformter Modellträger gesetzt worden ist, tritt an die Stelle jener Beziehung die allgemeine Gl. b.

Für das zu entwerfende Trägermodell ist daher die Gleichung:

$$\frac{E J}{e i} = \alpha \lambda^2 = 35\,750 \cdot 100 = 3\,575\,000 \quad \dots \dots \dots (c)$$

maßgebend. Außerdem ist, wie im vorigen Abschnitt hervorgehoben wurde, zu beachten, daß entsprechende Querschnitte in einem festen Verhältnis zu einander stehen müssen. Bei Erfüllung dieser Forderungen für alle Querschnitte der beiden homogenen Träger werden deren Biegelinien unter den Wirkungen der fahrenden Lasten in jedem Augenblick geometrisch ähnlich zu einander, so daß entsprechende Biegungsordinaten in dem Verhältnis $Y : y = L : l = \lambda = 10$ stehen.

Routh gibt diese Bedingungen für den Entwurf des kleinen Trägers nicht an, geht vielmehr von dem fertigen Modell aus und stellt durch einen besonderen Versuch fest, daß die statische Durchbiegung y der Mitte gleich $1/10$ der entsprechenden Durchbiegung Y der Brücke ist. Nach einem Satz der elementaren Festigkeitslehre erhalten wir für diese statischen Durchbiegungen:

$$Y : y = \epsilon \frac{K L^3}{E J} : \epsilon \frac{k l^3}{e i}$$

oder

$$Y : y = \alpha \lambda^3 \cdot \frac{e i}{E J}$$

oder unter Benutzung von Gl. b ebenfalls:

$$Y : y = \lambda = 10.$$

Die Erfüllung dieser statischen Bedingung für die Trägermitten ist im allgemeinen Fall nicht hinreichend für das richtige elastische Verhalten des Modellträgers. Die erforderliche geometrische Ähnlichkeit der Biegelinien wird allgemein erst dadurch gewährleistet, daß die Beziehung c für alle Querschnitte der beiden Träger eingehalten wird. Wird allerdings die zusätzliche Forderung erfüllt, daß die beiden Träger affin ähnlich sein sollen, so genügt die Routhsche Feststellung.

Eine praktische Bedeutung kommt dieser Aufgabe nicht zu; das Beispiel ist aber höchst lehrreich, insofern es allgemein die Wege zeigt, wie man mittels der Beziehungen unvollständiger Ähnlichkeit für derartige Fälle Lösungen finden kann, die mit vollkommener mechanischer Ähnlichkeit nicht zu erzielen sind.

Ich erlaube mir vorzuschlagen, die Vorgänge in Förderseilen, die ebenfalls durch Schwere und elastische Kräfte bedingt sind, in einem Modell im Sinne unvollständiger mechanischer Ähnlichkeit unter Beachtung der vorstehenden Ausführungen und der des Abschnitts 55 nachzuahmen.

58. Ähnlichkeitsbeziehungen bei formähnlichen Dampfturbinenrädern (Anwendung 25). Der im Abschnitt 48 behandelte, von Stodola untersuchte Fall geometrisch ähnlicher Scheibenräder läßt sich, wie ebenfalls in dessen Dampfturbinen gezeigt wird, auch auf formähnliche, also nicht geometrisch ähnliche Scheibenräder ausdehnen. Spaltet man eine symmetrisch gedachte Scheibe in zwei gleiche Scheiben, so bleiben die durch die Fliehkräfte erzeugten Spannungen die gleichen. Formt man jede Hälfte durch Verschiebungen parallel zur Achse wieder zu einem symmetrischen Rade um, so erkennt man, daß die achsialen Abmessungen in einem beliebigen festen Verhältnis geändert werden können, ohne daß sich die Spannungen bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit ändern.

Nach Abschnitt 48 bleiben bei geometrischer Vergrößerung und gleicher Umfangsgeschwindigkeit die Spannungen in entsprechenden Punkten ebenfalls erhalten. Verdoppelt man nun ein Rad in allen linearen Abmessungen und spaltet es dann wieder in seiner zur Achse winkelrechten Symmetrieebene in zwei Teile, so ändern sich die Spannungen in ähnlich gelegenen Punkten wiederum nicht. Die affine Umformung des Meridianschnitts der Scheibenräder sowohl in achsialer wie in radialer Richtung hat also bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit keinen Einfluß auf den Spannungszustand, ein Ergebnis, das Stodola in die Worte kleidet: „Bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit dürfen wir sowohl die axial als auch radial genommenen Abmessungen eines Rades in beliebigem von einander unabhängigen Verhältnis vergrößern oder verkleinern, ohne an den spezifischen Beanspruchungen in ähnlich gelegenen Punkten etwas zu ändern.“

59. Das allgemeine Ähnlichkeitsgesetz bei formähnlichen Antriebsschrauben verschiedener Steigung (Anwendung 26). Zwei Schrauben sind „geometrisch ähnlich“, wenn entsprechende lineare Abmessungen in achsialer, radialer und peripherischer Richtung in demselben festen Verhältnis λ stehen. Die für sie geltenden Ähnlichkeitsgesetze sind in Abschnitt 52 untersucht worden.

Dagegen sollen zwei Schrauben „formähnlich“ oder „formverwandt“ heißen, wenn entsprechende Längen in Richtung der Schraubenachse, welche

als x-Achse angesehen werden soll, in einem andern festen Verhältnis zueinander stehen als entsprechende radiale und tangentiale Abmessungen. Bei formähnlichen Schrauben gibt es also zwei feste Verhältnisse: λ_x für die Längen in der x-Richtung und $\lambda_y = \lambda_z$ für die radialen und tangentialen Abmessungen, so daß die eine von zwei formähnlichen Schrauben bei gegebenem λ_x und λ_y durch eine affine Umformung aus der andern erzeugt werden kann. Solche formähnlichen Schrauben sollen der folgenden Betrachtung zugrundegelegt werden.

Die Versuche zeigen, daß die formgleichen und die aus ihnen erzeugten formähnlichen Schrauben zusammen eine Familie bilden, deren Verhalten sich mit guter Annäherung durch die gleichen Eigenschaftskurven darstellen läßt. Innere und äußere Reibungskräfte treten auch hier in gleicher Weise wie bei den formgleichen Schrauben gegenüber den großen auf die umgebende Flüssigkeit ausgeübten Massenbeschleunigungskräften zurück. Wir müssen hieraus schließen, daß dann auch das Stromlinienbild der einen Schraube durch die gleiche affine Umformung — mittels λ_x und λ_y — aus der andern erzeugt werden kann, eine Auffassung, die die theoretische Untersuchung bestätigt.

Wir können uns die Aufgabe wesentlich vereinfachen, wenn wir zu einer gegebenen ersten Schraube (große Buchstaben) eine formähnliche zweite Schraube (große gestrichene Buchstaben) gleichen Durchmessers D aufsuchen und beide in gleicher Flüssigkeit von der Dichte (ρ) arbeiten lassen; dann ist $\lambda_y = \lambda_z = 1$ und weiter sei z. B. $\lambda_x = 2$. Es ist hiernach möglich, sowohl die Flügelform wie das Stromlinienbild der zweiten Schraube durch eine Streckung aus der ersten — unter Beibehaltung der Querabmessungen — zu gewinnen. Da über den Zeitmaßstab wie bei den formgleichen Schrauben frei verfügt werden kann, so werde $\tau = 1$ gewählt, was Gleichheit der Umlaufzahlen bedeutet. Es gilt dann für entsprechende Längen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der x-Richtung:

$$X' = X \lambda_x \quad V'_x = V_x \lambda_x \quad B'_x = B_x \lambda_x \quad \dots \dots \dots (a)$$

und für entsprechende Massen:

$$M' = M \lambda_x \quad \dots \dots \dots (b)$$

Ist unsere Auffassung von der Verwandtschaft der beiden Strömungsfelder richtig, so muß der Vergleich der Trägheits- und Druckkräfte der Flüssigkeiten für die beiden formähnlichen Schrauben die gleichen Kennziffern α im allgemeinen Newtonschen Gesetz ergeben. Dies führen wir in folgender Weise durch:

Der Übertragungsmaßstab für die Drücke P' und P auf die Flächeneinheit kann aus dem Vergleich der Druck- und Beschleunigungsglieder der hydrodynamischen Grundgleichungen ermittelt werden. Man erhält:

$$\frac{\frac{1}{(\varrho)} \frac{\partial P'}{\partial X'}}{\frac{1}{(\varrho)} \frac{\partial P}{\partial X}} = \frac{B_{x'}}{B_x}$$

oder

$$\frac{\partial P'}{\partial P} = \frac{\lambda_x}{\tau^2} \cdot \lambda_x$$

und mit $\tau = 1$

$$\frac{\partial P'}{\partial P} = \lambda_x^2, \dots \dots \dots (c)$$

in Worten: Die Druckunterschiede in achsialer Richtung sind bei der zweiten Schraube λ_x^2 mal so groß wie bei der ersten.

Eine entsprechende Behandlung der hydrodynamischen Gleichungen für die beiden andern Richtungen und der Kontinuitätsgleichung zeigt, daß auch diese Gleichungen in Einklang mit dem eben Abgeleiteten stehen.

Daher gilt für die Schubkräfte der beiden Vergleichsschrauben folgende Verhältnisgleichung:

$$S' : S = \partial P' F' : \partial P F = \lambda_x^2, \dots \dots \dots (d)$$

worin $F' = F$ entweder die beiden Schraubenkreisflächen oder die Projektionen der Flügelflächen auf die Kreisflächen sind.

Die Schraubenkraft S der gegebenen ersten Schraube werde nun in der Form geschrieben, wie es nach dem allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetze üblich ist, wobei sie wie immer mit einer geometrisch ähnlichen, im Längenverhältnis λ verkleinerten Schraube, die hier als dritte bezeichnet werden soll, verglichen wird. Für die Beweisführung sollen dabei in den Formeln nicht zwei beliebige entsprechende Geschwindigkeiten, sondern zwei entsprechende achsiale Geschwindigkeiten V_x und v_x verwandt werden. Wir schreiben also:

$$\left. \begin{aligned} S &= \alpha (\varrho) F V_x^2 \\ s &= \alpha \varrho f v_x^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (e)$$

Nunmehr kann die Kennziffer von S' bestimmt werden. Aus Gln. d und e folgt:

$$S' = S \lambda_x^2 = \alpha (\varrho) F V_x^2 \lambda_x^2$$

und weiter mittels $V_{x'} = V_x \lambda_x$:

$$S' = \alpha (\varrho) F V_{x'}^2, \dots \dots \dots (f)$$

eine Gleichung, welche zeigt, daß die zweite Schraube, obgleich sie der ersten

nicht geometrisch, sondern nur formähnlich ist, ebenfalls das Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz mit der gleichen Kennziffer α befolgt. Würde man die Kennziffer α für S' , in gleicher Weise wie es in Abschnitt 52 für S und s geschehen ist, in Form einer Eigenschaftskurve als Funktion der Fahrtsteigung $\chi' = V'/U' = V'/U$ darstellen, so würde diese Kurve nicht mit der für S und s zusammenfallen. Man erreicht jedoch Deckung, wenn man als Abszisse statt χ' den Zahlenwert $\chi'/\lambda_x = \chi$ aufträgt.

Bezeichnet man die Steigungen der ersten, zweiten und dritten Schraube mit H , H' und h , so gilt für sie:

$$H' = H \lambda_x \quad H = h \lambda$$

oder unter Beachtung von Gl. a und wegen der Gleichheit der Umlaufszahlen N' und N :

und

$$\left. \begin{aligned} \lambda_x &= \frac{H'}{H} = \frac{H' N'}{H N} = \frac{V_x'}{V_x} \\ \frac{\lambda}{\tau} &= \frac{H t}{h T} = \frac{H N}{h n} = \frac{V_x}{v_x} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (g)$$

woraus durch Multiplikation

$$\frac{H' N'}{h n} = \frac{V_x'}{v_x} \dots \dots \dots (h)$$

folgt. An Stelle der Schraubensteigungen H , H' und h können beliebige andere entsprechende achsiale Abmessungen, z. B. entsprechende Flügel-dicken gemessen in der Achsenrichtung in die Rechnung eingeführt werden.

Für das Verhältnis der drei Schubkräfte ergibt sich alsdann aus e, f, g und h die Verhältnisgleichung:

$$S : S' : s = (\varrho) F H^2 N^2 : (\varrho) F H'^2 N'^2 : \varrho f h^2 n^2 \dots \dots \dots (i)$$

In der Form des Newtonschen allgemeinen Ähnlichkeitsgesetzes läßt sich dies auch schreiben:

$$\left. \begin{aligned} 1. \quad S &= \alpha (\varrho) F H^2 N^2 \dots \quad \text{für die Fahrtsteigung } \chi \\ 2. \quad S' &= \alpha (\varrho) F H'^2 N'^2 \dots \quad \text{,, ,, ,, } \chi' = \chi \cdot \lambda_x \\ 3. \quad s &= \alpha \varrho f h^2 n^2 \dots \quad \text{,, ,, ,, } \chi \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (k)$$

wobei die angegebenen Fahrtsteigungen auf die Forderung affinen Stromlinienverlaufs hinweisen. Da die zweite Schraube aus der ihr formähnlichen dritten mittels des Maßstabs $\lambda \cdot \lambda_x$ für die achsialen und mittels des Maßstabes λ

für die radialen und peripherischen Abmessungen abgeleitet werden kann, so läßt sich das Ergebnis dieser Untersuchungen in den Satz vereinigen: Die Schubkräfte formähnlicher, affin arbeitender Schrauben stehen im Verhältnis der Flüssigkeitsdichten, der Quadrate der Durchmesser, der Quadrate der Steigungen und der Quadrate der Umlaufzahlen. Eine solche Schraubenfamilie hat ein und dieselbe Eigenschaftskurve der Schubkräfte.

Aus den oben gegebenen Vorschriften für die Erzeugung formähnlicher Schrauben geht hervor, in welcher Weise sowohl Druck- wie Saugseite der Schraubenflügel affin umzuformen ist, und daß Fehler entstehen werden, wenn nur eine Seite richtig umgestaltet und im übrigen über die Dicke des Flügels willkürlich verfügt wird.

In entsprechender Weise erhält man die Gesamtleistungen (Leistungsaufnahmen) E , E' und e :

$$\begin{array}{l}
 1. \quad E = \varepsilon(\varrho) F H^3 N^3 \dots \text{ für die Fahrtsteigung } \chi \\
 2. \quad E' = \varepsilon(\varrho) F H'^3 N'^3 \dots \text{ „ „ „ } \chi' = \chi \cdot \lambda_x \\
 3. \quad e = \varepsilon \varrho f h^3 n^3 \dots \text{ „ „ „ } \chi
 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} 1. \\ 2. \\ 3. \end{array}} \right\} \dots (I)$$

worin die Kennziffer ε für alle drei denselben Wert hat. Das Ergebnis dieser Untersuchungen kann daher in folgenden Satz zusammengefaßt werden: Die Gesamtleistungen formähnlicher, affin arbeitender Schrauben stehen im Verhältnis der Flüssigkeitsdichten, der Quadrate der Durchmesser, der dritten Potenzen der Steigungen und der dritten Potenzen der Umlaufzahlen. Diese Schraubenfamilie hat ein und dieselbe Eigenschaftskurve der Leistungen.

Die bisherigen Versuchsergebnisse stehen in befriedigender Übereinstimmung mit diesen Ähnlichkeitsbeziehungen.

Erörterung.

Herr Marinebaurat Schlichting:

Meine Herren, der Herr Vortragende hat uns in seinen interessanten Ausführungen gezeigt, in wie weitgehendem Umfang die Modelltechnik zur Lösung der verschiedensten Probleme des Ingenieurs herangezogen werden kann, wenn es gilt, den Einfluß von Form, von Abmessungen, von Beanspruchungen für die verschiedensten Probleme festzustellen. Uns Schiffbauer interessieren besonders die hydrodynamischen Probleme. Ich möchte mich mit ihnen besonders beschäftigen und in den Vordergrund Betrachtungen über den Einfluß der Zähigkeit stellen, die die Durchführung der Modellversuche besonders erschwert.

Soweit ich übersehen kann, befinde ich mich in einer Beziehung in einem gewissen grundlegenden Gegensatz zu den Ausführungen des Herrn Vorredners, die, wie ich an-

nehmen muß, dahin gehen, daß der Normalwiderstand unabhängig von dem Einfluß der Zähigkeit sein soll, und daß lediglich der Oberflächenwiderstand durch die Zähigkeit beherrscht wird. Daß die Zähigkeit von großem Einfluß auch auf den Normalwiderstand, d. h. auf den Formwiderstand ist, das ergeben besonders aerodynamische Versuche über den Einfluß, den die Reynoldssche Kennziffer auf den Formwiderstand der Profile hat. Diese Tatsache gilt daher grundsätzlich auch für den Schiffswiderstand. Bei dieser Sachlage komme ich zu einer etwas anderen Teilung des Schiffswiderstandes, als sie nach den Ausführungen des Herrn Vortragenden vorzunehmen und vielleicht auch im allgemeinen üblich ist.

Meiner Ansicht nach würde der Schiffswiderstand zu teilen sein in einen Normalwiderstand und einen Tangentialwiderstand. Der Normalwiderstand teilt sich in einen Widerstand, der durch die Schwerkraft beherrscht wird, den Wellenwiderstand, und in einen Widerstand, der durch die Zähigkeit beherrscht wird, den Wirbelwiderstand. Der Tangentialwiderstand ist ebenfalls von der Zähigkeit abhängig. Abgesehen von diesen Kräften wird die Größe dieser Widerstände noch durch die Formgebung bzw. durch geometrische Verhältnisse beeinflusst, und zwar der Wellenwiderstand und der Wirbelwiderstand durch die Form, der Reibungswiderstand in erster Linie durch die Oberflächenrauigkeit, in zweiter Linie vielleicht auch durch die Form. Es ergibt sich hieraus, daß besonders für Unterwasserkörper der Einfluß der Zähigkeit außerordentlich groß ist, und daß somit der Modellversuch für viele Gebiete, die den Schiffbauer interessieren, besonders auch für die Unterwasserfahrt, sehr wenig geeignet erscheint. Seine Anwendung auf Zähigkeitserscheinungen ist sogar eigentlich ein Widerspruch in sich, wie auch aus den Ausführungen des Herrn Vortragenden hervorgeht, weil eben die Kräfte gleich bleiben; der Modellversuch soll dagegen in erster Linie oder wenigstens in sehr wesentlichem Maße eine Reduktion der Kräfte herbeiführen. Und doch ist es vielleicht möglich, mit einem gewissen Nutzen vom Modellversuch auch dort Gebrauch zu machen, wo die Zähigkeit eine wesentliche Rolle spielt. Um die Grenzen beurteilen zu können, in welchen der Versuch tragfähig ist, ist es notwendig, von gewissen Erfahrungen und Untersuchungen Gebrauch zu machen, die uns zur Verfügung stehen. Als grundlegend möchte ich eine Doktordissertation von Dr. Blasius anführen, aus der ich entnehme, daß die Zähigkeitserscheinungen qualitativ von der Reynoldsschen Kennziffer $\frac{v \cdot L}{\nu}$ unabhängig sind und nur quantitativ durch sie beherrscht werden, d. h., daß der Ablösungspunkt der Wirbel bei den verschiedenen Formen geometrisch ähnlich liegen bleibt. Soweit dieser Schluß richtig ist — nach Wirbelaufnahmen, die Professor Prandtl an Kugeln gewonnen hat, könnte dessen allgemeine Gültigkeit bezweifelt werden — ist er für die qualitative Bewertung der Zähigkeitswiderstände von großer Bedeutung. Denn wenn bei einem Modellversuch festgestellt wird, daß ein gewisses Modell keine ausgesprochenen Zähigkeitswiderstände bzw. Wirbel zeigt, so würde danach die Annahme berechtigt sein, daß dasselbe auch für den vergrößerten Maßstab gilt. Wir würden also von diesem Gesichtspunkt auch den Einfluß, den die Zähigkeit z. B. auf vereinfachte Schiffsförmungen hat, mit einem gewissen Nutzen durch Modellversuche feststellen können.

Weiter ist es für die Beurteilung des Nutzens der Modellversuche auf dem Gebiete der Zähigkeitserscheinungen und insbesondere für die Richtung, in der sie anzustellen sind, wichtig, auch allgemeinen Verlauf der Änderungen zu kennen, dem der Widerstandskoeffizient α , wie ihn der Herr Vortragende genannt hat, mit steigenderen $\frac{v \cdot L}{\nu}$ unter verschiedenen Verhältnissen unterliegt. Er sei kurz mit folgenden Worten charakterisiert:

Haben wir einen schlanken Körper und tragen wir die Widerstandskoeffizienten für ihn mit wachsendem $v \cdot l$ auf, so ergibt sich eine im Prinzip geneigte Kurve, so daß sie mit

wachsendem $\frac{v \cdot l}{\nu}$ einen immer geringer werdenden Widerstandskoeffizienten angibt. Haben wir dagegen einen Körper von gedrungener Form, so ergibt sich ein wesentlich anderer Charakter der Kurve, eine Kurve, die bei geringem $\frac{v \cdot l}{\nu}$ vielleicht sehr hoch liegt, die andere überschneidet, aber steil abfällt und schon bei verhältnismäßig niedrigem $\frac{v \cdot l}{\nu}$ in die Horizontale übergeht und damit eine Konstanz der α -Werte für wachsendes $v \cdot l$ ergibt. Diese Tatsachen sind, wie ich sagte, von erheblicher Bedeutung für die Durchführung der Modellversuche. Sie zeigen einerseits, daß der Einfluß der Zähigkeit bei Modellversuchen mit Schiffskörpern praktisch vielleicht nicht bedeutend ist. Denn Schiffskörper sind einmal verhältnismäßig lange Körper, bei denen also das $v \cdot l$ auch im Modellmaßstab schon verhältnismäßig groß wird, und sodann verhältnismäßig schlanke Körper, so daß zugleich die Konstanz des α -Wertes verhältnismäßig früh erreicht wird. Andererseits folgt aus den genannten Tatsachen, daß erstens Modellversuche mit Körper, die sehr gedungen sind, wenig Erfolg versprechen; denn es muß damit gerechnet werden, daß sich beim Übergang zu dem $\frac{v \cdot l}{\nu}$ Wert des Naturmaßstabes die Koeffizienten erheblich ändern. Dazu sei erwähnt, daß bei Versuchen über einen sehr weiten $\frac{v \cdot l}{\nu}$ Bereich von der aerodynamischen Anstalt in Göttingen festgestellt wurde, daß der Widerstandskoeffizient für kreisförmige Profilstreben um 50 % sank, ohne daß sich ein Aufhören dieses Absinkens hätte feststellen lassen. Zweitens folgt, daß es nicht zweckmäßig ist, einem Modellversuch Formen zu unterwerfen, deren Längenerstreckung in der Fahrtrichtung ganz verschieden ist, weil eben für den einen Formenteil mit einer kürzeren Erstreckung eine ganz andere Abnahme des Koeffizienten zu erwarten ist, wie für den anderen Teil, d. h. praktisch z. B., daß es nicht sehr aussichtsvoll ist, Untersuchungen über den Einfluß der Anhänge am Schiffmodell durchzuführen. Einmal wird der Prozentsatz des Widerstandes der Anhänge für das große Schiff ein anderer und zwar ein kleinerer als für das Modell sein, und sodann wird auch der Vergleich von Anhängen mit verschiedener Längenerstreckung unter sich kein zuverlässiges Ergebnis liefern. Man macht z. B. bei Modellversuchen die Erfahrung, daß Wellenböcke eigentlich immer ungünstiger als Wellenhosen sind. Ob das aber für die große Ausführung gilt, ist außerordentlich zweifelhaft, weil eben der α -Koeffizient mit wachsendem $v \cdot l$ für den Bock ganz anders sinken wird als für die Wellenhose.

Diese Ausführungen lassen sich auch auf die Schraubenversuche anwenden. Meine Herren, ich habe den Ausführungen des Herrn Vortragenden entnommen, daß der Modellversuch der Schraube keinem besonderen Ähnlichkeitsgesetz unterliegt, d. h., daß der Widerstand der Schraube der Zähigkeit nicht unterworfen sei. Nach dem eben Ausgeführten muß jedoch im Grunde genommen auch beim Schraubenversuch damit gerechnet werden, daß der Widerstandskoeffizient mit wachsendem $v \cdot l$ heruntergeht, nicht nur in Rücksicht auf den Reibungswiderstand, den die Schrauben tangential erfahren, sondern auch mit Rücksicht auf den Normalwiderstand, den die Schrauben durch Ablösen von Wirbeln der austretenden Kante erfahren, und zwar um so mehr, je größer der Slip der Schraube ist. Bei der Beurteilung der Übertragbarkeit von Tragflächen-Modellversuchsergebnissen wird diesem Umstand auch praktisch Rechnung getragen. Auch bei Modellschraubenversuchen scheint er sich in Gestalt der Wirkungsgradänderungen geltend zu machen, die bei gleichbleibendem Slip mit wachsendem $v \cdot n$ auftreten.

Was das Schraubenproblem im übrigen anlangt, so habe ich in den Ausführungen des Herrn Vortragenden die Feststellung vermißt, daß eben für eine vollständige Ähnlichkeit doch auf die Ähnlichkeit der Drücke nicht verzichtet werden kann. Der Herr Vortragende sagt, daß man ruhig mit dem Atmosphärendruck arbeiten kann. Später wird allerdings von

ihm bemerkt, daß die Hohlraumbildung eine Störungsfunktion sei, ohne daß jedoch über deren Vermeidung Näheres angegeben wird. Das Mittel zu ihrer Vermeidung liegt doch darin, daß die absoluten Drücke ähnlich gemacht werden, da es nicht nur auf die Ähnlichkeit der Druckdifferenzen des Wassers ankommt, sondern auch auf die Ähnlichkeit der Spannungen des Wassers.

Der Modellversuch mit Schiff und Schrauben läßt die Anwendung dieses Mittels aus praktischen Gründen nicht zu. Außer durch diesen Umstand wird sein Wert auch dadurch beeinträchtigt, daß sich die Vorstromverhältnisse beim Modellversuch nicht ähnlich denen des Schiffes gestalten. Diese Störung kann nicht ohne weiteres durch den Kunstgriff, den der Herr Vorredner erwähnte, ausgeglichen werden, daß man die Oberfläche gewissermaßen mit einem anderen Koeffizienten versieht; ganz abgesehen davon, daß dieses Rezept im Hinblick auf die praktische Ausführbarkeit ziemlich akademisch erscheint. Denn es garantiert nicht, daß auch die Strömungen tatsächlich ähnlich werden, weil diese ja nicht nur von der Oberflächenrauigkeit, sondern von der inneren Zähigkeit des Wassers abhängen.

Infolge dieser Umstände gestattet der Modellversuch, auch wenn er mit Schrauben ausgeführt wird, nicht ohne weiteres, die Maschinenleistung des Schiffes abzuleiten. Er gibt zu ihrer Ermittlung nur eine Gleichung mit mehreren Unbekannten. Zu ihrer Ermittlung ist es notwendig, die Beziehungen zwischen Modell und Schiff durch Vergleichsfahrten mit ausgeführten Schiffen systematisch zu erforschen und die Messungen am Schiff auch möglichst auf den Schraubenschub und die Strömungsverhältnisse auszudehnen. Bei den Kriegsfahrzeugen wurde der Vergleich von Modell und Schiff während des Krieges noch dadurch sehr erschwert, daß fast alle Probefahrten auf flachem Wasser durchgeführt werden mußten. Es ergab sich daraus die Notwendigkeit, auch den Einfluß des flachen Wassers auf den Widerstand zu untersuchen. Diese Untersuchungen zeigten übrigens zugleich, wie wertvoll die Durchführung von Modellversuchen in solchen Fällen ist, in denen es auf die Feststellung des Einflusses der Wellenbildung ankommt. Denn gerade die typischen Erscheinungen der Änderung des Widerstandes durch die Wassertiefe wurden durch die Modellversuche recht gut wiedergegeben. Allerdings war auch in diesem Falle Vorsicht in der Durchführung der Versuche geboten. Ein großer Teil der in der Literatur veröffentlichten Modellversuche über die Widerstandsverhältnisse auf flachem Wasser dürfte an Wert dadurch beeinträchtigt sein, daß der Wahl eines zweckentsprechenden Modellmaßstabes nicht genügend Beachtung geschenkt ist.

Wie sich aus dem Ausgeführten ergibt, ist die praktische Durchführung und Verwertung der Modellversuche zur Bestimmung des Schiffswiderstandes nicht einfach. Die sachgemäße Lösung dieser Aufgabe erfordert eine umfassende Verwertung aero- und hydrodynamischer Erfahrungen und wissenschaftlicher Forschungsergebnisse und nicht zuletzt sehr eingehende vergleichende Untersuchungen von Modellversuchs- und Meilenfahrtergebnissen. Es ist gerade im Reichs-Marine-Amt unsere Aufgabe gewesen, diese Fragen ständig zu verfolgen. Während des Krieges mußten freilich die zu ihrer Lösung erforderlichen Versuche vielfach auf die Zeit des Friedens verschoben werden. Wie weit es nunmehr möglich ist, auf diesem Gebiete weiterzuwirken, muß die Zukunft lehren. Ich möchte indessen der Hoffnung Ausdruck geben, daß das Deutsche Reich für die allgemeinen technischen und wissenschaftlichen Untersuchungen auch in Zukunft noch genügend Mittel und Interesse übrig hat. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor G ü m b e l :

Meine Herren, es ist nicht meine Absicht gewesen, hier aufzutreten. Die Worte des Herrn Vorredners haben mich dazu veranlaßt. Nachdem ich aber einmal hier stehe, glaube ich, es aussprechen zu dürfen, wie froh wir sein dürfen, in Herrn Professor Weber

ein Mitglied der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu besitzen, das so ernst und erfolgreich die Fragen, die uns alle beschäftigen, aufgreift und anfaßt. (Bravo!) Diese Freude verbindet sich bei uns in der Schiffbauabteilung mit besonderem Stolz und mit der Genugtuung, daß wir durch Herrn Weber der heranwachsenden Jugend in der so wichtigen grundlegenden Wissenschaft der Mechanik etwas Tüchtiges für ihre spätere Praxis mitgeben können. (Beifall.)

Meine Herren, ich wollte hier nur einige Worte zu der neuen Richtung sagen, die Herr Baurat Schlichting hier eben in der Auffassung des Schiffswiderstandes skizziert hat. Wir haben bisher den Schiffswiderstand im wesentlichen aus drei Teilen zusammengesetzt gedacht, einmal aus Beschleunigungskräften — das sind diejenigen Kräfte, die mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wachsen, und die man als Formwiderstandskräfte bezeichnet — dann aus zwei weiteren Kräften zusammengefaßt in dem Oberflächenwiderstand, welcher sich zusammensetzt einmal wieder aus Beschleunigungskräften, also aus mit im Quadrat der Geschwindigkeit wachsenden Kräften, und aus den Zähigkeitskräften. Herr Baurat Schlichting ist nun der Ansicht, daß wir das Zähigkeitsglied des Formwiderstandes vergessen haben; so habe ich ihn doch richtig verstanden? Meine Herren, es ist gar kein Zweifel, daß in dem Formwiderstand Zähigkeitskräfte mitenthalten sind, denn jede Bewegung einer Flüssigkeit, wenn sie nicht eine gradlinig strömende ist, sondern in irgendeiner Kurve erfolgt, ist mit Schubspannungen der einzelnen Flüssigkeitsteile, der aneinander vorbeifließenden Flüssigkeitsschichten, verbunden.

Ein solcher Schubwiderstand, also Zähigkeitskräfte sind sicher vorhanden. Nun ist aber die Größe der Zähigkeitskräfte abhängig vom Geschwindigkeitsgefälle zweier aneinander vorbeiströmender Schichten. Dieses Geschwindigkeitsgefälle ist aber außerordentlich gering, sobald wir eine Bewegung haben, deren Krümmungsradius von der Größenordnung des Schiffes ist; und derart ist allemal eine Strömung, die mit dem Formwiderstand zusammenhängt. In diesem Falle sind die Zähigkeitskräfte vernachlässigbar, unmeßbar, gering; ich sage: unmeßbar gering. Nur beim Oberflächenwiderstand, bei dem das Geschwindigkeitsgefälle der festen Außenhaut gegen die Wassergeschwindigkeit, die ja nahezu gleich Null angenommen werden kann, sehr groß ist — wo also ein Geschwindigkeitsgefälle unmittelbar zwischen Außenhaut und Wasser stattfindet — nur dort haben wir Zähigkeitskräfte von einigem Belang zu berücksichtigen. Deswegen bin ich der Ansicht, daß die Richtung, die Herr Baurat Schlichting angegeben hat, für die weitere Ausbildung des Schiffswiderstandes nicht verfolgbar erscheint.

Herr Professor Weber (Schlußwort):

Meine Herren! Herr Baurat Schlichting hat sich zu einigen Anwendungen der Ähnlichkeitsmechanik geäußert. Ich danke ihm zunächst für die Mitteilung der Ergänzungen oder Berichtigungen, die er für wünschenswert hält. Im übrigen erlaube ich mir, kurz folgendes entgegenzuhalten:

Wir müssen in der Modellmechanik wohl unterscheiden zwischen den objektiven, einwandfreien Bestandteilen der Grundlagen und den subjektiven, persönlichen Auffassungen im Gebiet einzelner Anwendungen. Mir lag bei der Ausarbeitung meines Vortrages vor allem daran, alles das, was in der Ähnlichkeitsmechanik absolut einwandfrei ist, einmal klar herauszuarbeiten und zusammenzustellen, damit sich die alten Fehler, die wir in der technischen Literatur über die Modellgesetze finden, nicht immer weiter fortpflanzen, und damit der Ingenieur, der sich mit Modellversuchen zu befassen hat, in den grundlegenden Fragen sicher geleitet werde. Zu der Erreichung dieses Zieles glaube ich mein Scherflein beigetragen zu haben. (Sehr wahr.) Geht man aber über die feststehenden Grundlagen hinaus, so treten in einzelnen Anwendungen Schwierigkeiten auf, und die persönliche

Meinung setzt ein. Für diese Verschiedenheiten in der Auffassung kann aber die Ähnlichkeitstheorie nichts. Sie sagt ja gerade: Nur wenn die beiden Vorgänge in Hauptausführung und Modell wirklich mechanisch ähnlich verlaufen, dann gelten die abgeleiteten Modellgesetze. Wenn die Vorgänge aber nicht mechanisch ähnlich verlaufen, wie in den von Herrn Baurat Schlichting angezogenen Fällen, dann gelten die Ähnlichkeitsgesetze eben nicht, und der persönlichen Ansicht sind Tür und Tor geöffnet. Die Versuche am Modell sind dann auch auf die große Ausführung nicht übertragbar, und wir haben nicht die Möglichkeit, mit Hilfe eines Modellversuchs eine große Reihe von Vorgängen zu umspannen.

Herr Baurat Schlichting hat bezüglich der Ablösungsstelle der Wirbel bei U-Booten auf die Göttinger Dissertation von Dr. Blasius (1907) hingewiesen. Ich habe in dem betreffenden Abschnitt 47 ausdrücklich den vorzüglichen Überblick angeführt, den die Prandtl'sche Darstellung im Handwörterbuch der Naturwissenschaften, 4. Bb. 1913, über die Wirbelablösung bietet und in dem alle wesentlichen bis 1913 vorliegenden Erfahrungstatsachen ihre Würdigung aus berufenster Feder finden. Beim Verfolgen der dort gegebenen Literatur kann man sich aufs Beste in das schwierige Problem einarbeiten. Ein weiteres Eingehen auf die vielen Einzelheiten schien mir in meinem Vortrage, der doch die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik behandelt, nicht richtig. Ich habe im Abschnitt 47 aber auch ausgesprochen, daß die Zähigkeit bei allen Untersuchungen an Luftschiffen, Unterseebooten und Flugzeugen immer störend wirkt, und daß bei ihnen wirkliche mechanische Ähnlichkeit im Modell nicht erreicht werden kann. Es ist natürlich trotzdem möglich, unter Umständen den Versuch am kleinen Modell zu verwerten: Wenn man z. B. weiß, daß bei geometrisch ähnlichen, schlanken Körpern die Ablösungsstelle geometrisch ähnlich liegt, so ist das eine Erfahrung, die man nicht außer acht lassen wird. Aber ob dies auch für die große Ausführung gilt, weiß man noch nicht. Jedoch ist sicher, daß, selbst wenn dies zutrifft, mechanische Ähnlichkeit im Gesamtvorgange nicht besteht.

Alles dies ist besonders im Hinblick auf den Einfluß der Oberflächenrauigkeit noch nicht endgültig geklärt, und es müssen noch manche Versuche angestellt werden, um für die Praxis Regeln zu finden derart, daß sie sich dann an der großen Ausführung auch wirklich bestätigt finden. Leider kann die Technische Hochschule in Charlottenburg selbst keine Versuche anstellen; denn sie besitzt kein schiffbautechnisches Laboratorium. Es liegt hier ein schweres Verschulden der preußischen Unterrichtsverwaltung vor. Trotz aller Vorstellungen, die die Abteilung für Schiff- und Schiffsmaschinenbau seit vielen Jahren in den Etatsanmeldungen erhoben hat, sind für die Hochschule keinerlei Einrichtungen bewilligt worden, die uns gestatten, schiffbautechnische Versuche anzustellen. Und doch ist die Wissenschaft des Schiffbaues — wie kaum eine andere — eine Erfahrungswissenschaft, zu deren Förderung der Versuch nicht zu entbehren ist. Uns fehlt ein großes Schiffbaulaboratorium, wie es sich jetzt der Hamburgische Staat für seine großzügig angelegten technischen Staatslehranstalten einrichtet. Unsere Charlottenburger Hochschule, die größte in Deutschland, und ebenso die Danziger, besitzt keine schiffbautechnischen Laboratorien und kann somit alle diese grundlegenden Fragen durch Anstellung von Modellversuchen nicht fördern. Auch ich persönlich konnte daher die Erfahrungstatsachen nicht erweitern, sondern mußte mich im Gebiete der Ähnlichkeitsmechanik darauf beschränken, die allgemeinen Grundlagen dieser Wissenschaft in einem einheitlichen Bilde darzustellen und bei den Anwendungen Hinweise auf die Grenzen dieses Zweiges der Mechanik zu geben.

In bezug auf die Hohlraumbildung bei Schiffsschrauben habe ich bereits mit Herrn Prof. Gümbel darüber gesprochen, daß es wünschenswert ist, auch für diesen Fall kurz anzugeben, unter welchen Umständen mechanische Ähnlichkeit zu erwarten ist. Während

bei Nichteintritt von Hohlräumen in der Flüssigkeit der äußere Atmosphärendruck ohne Einfluß auf die Ähnlichkeit von Haupt- und Modellvorgang ist, hat man in dem Falle, wo Hohlraumbildung bei der großen Schraube eintritt, dafür Sorge zu tragen, daß der Gesamtdruckhöhenunterschied — bestehend aus: atmosphärischer Druckhöhe am Flüssigkeitsspiegel plus Flüssigkeitstiefe minus Druckhöhe, welche der Hohlraumspannung entspricht — beim Modell im Verhältnis der Quadrate zweier entsprechender Geschwindigkeiten verkleinert wird.

Bezüglich des Systems „Schiff und Schraube“ im Abschnitt 41 möchte ich bemerken, daß der dort angeführte Kunstgriff aus dem Werke von Pollard und Dudebout stammt. Bei Anwendung desselben paßt man innerhalb bestimmter Grenzen den Reibungswiderstand dem für den Wellenwiderstand geltenden Modellgesetzen an. Aber es mag noch etwas besseres geben. — Paßt man den Reibungswiderstand jedoch nicht auf irgend eine Weise den Froudeschen Modellgesetzen an, so erhalten die Schubkräfte der beiden Vergleichsschrauben sicher einen falschen Übertragungsmaßstab. Zugleich habe ich an der betreffenden Stelle ausgesprochen, daß mechanische Ähnlichkeit in keinem Falle zu erreichen ist; dies folgt aus der Unmöglichkeit, die Reibungsvorgänge nach dem Reynoldsschen Gesetze mechanisch ähnlich nachzuahmen, und, besonders auch deshalb, weil der Vorstrom und die Verschiedenheit der Strömung am Heck die mechanische Ähnlichkeit des Systems noch weiter beeinträchtigen.

Herrn Prof. Gümbel danke ich für die Worte der Anerkennung. Ich habe im Abschnitt 38 bei den Modellversuchen zur Ermittlung des Schiffswiderstandes ausgesprochen, daß die Möglichkeit, den Formwiderstand unter Ausschaltung der Reibungserscheinungen nach dem Froudeschen Verfahren bis auf wenige Hundertteile genau auf die Hauptausführung zu übertragen, vor allem darin begründet ist, daß die Wellenbildung am Bug durch Normalkräfte und nicht durch Reibungskräfte zustande kommt. Ob ein Schiff vorn rauh oder glatt ist, hat auf die Bildung der Bugwellen so gut wie keinen Einfluß. Im übrigen gilt, was im Abschnitt 38 schon gesagt ist: bei den Schleppversuchen an Modellen ist strenge mechanische Ähnlichkeit ausgeschlossen, weil die zwei Kräfte, die Schwere und die Flüssigkeitsreibung zu widersprechenden Modellgesetzen führen. Es ist auch hier absolut unmöglich, die Wasserbewegung am Modell derjenigen am großen Schiff genau mechanisch ähnlich nachzuahmen. Hier setzt wieder die subjektive Auffassung im reichen Maße ein, und je nach der Stellung, welche der Forscher den Einzelercheinungen des Widerstandsproblem es gegenüber einnimmt, wird er seine persönliche Ansicht nach dieser oder jener Richtung hin zur Geltung zu bringen suchen.

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

Meine Herren, wer sich mit der Ähnlichkeitsmechanik beschäftigt hat, weiß, wie vielfach zerstreut ihre Behandlung in der technischen Literatur ist. Es ist daher ein großes Verdienst, das sich Herr Professor Weber erworben hat, wenn er ihre gesamten Gesetze und deren Anwendbarkeit auf technische Probleme zusammengefaßt und in so lichtvoller Weise zur Darstellung gebracht hat. Herr Professor Weber möge seine Belohnung darin finden, daß die konstruierenden Ingenieure in der Zukunft zu ihrem eigenen Nutzen die Gesetze der Ähnlichkeitsmechanik bei ihren Versuchen und Untersuchungen mehr als bisher heranziehen. Ich glaube, in Ihrer aller Sinne zu sprechen, wenn ich Herrn Professor Weber für seinen bedeutungsvollen Vortrag unseren verbindlichsten Dank ausspreche.
(Lebhafter Beifall.)

X. Über die Tragfähigkeit und zweckmäßige Ausgestaltung von Schiffbauversteifungsprofilen.

Vorgetragen von Dr. - Ing. Rehder.

Einleitung.

Die Frage nach der Tragfähigkeit der Schiffbauversteifungsprofile ist nicht neu in der Schiffbauliteratur, sondern sie gehört zu den ältesten und wichtigsten Diskussionsgegenständen in der Geschichte des Eisenschiffbaus. Ihre Entwicklung läßt sich am besten an Hand der Bauvorschriften der großen Klassifikationsgesellschaften verfolgen, unter denen für England Lloyds Register of British and foreign shipping und für Deutschland die Bauvorschriften des Germanischen Lloyds maßgebend sind. Eine ausführliche Schilderung dieser Entwicklung würde den Rahmen dieser Arbeit überschreiten; darum soll hier nur kurz der gegenwärtige Stand der Profilfrage in Deutschland und England beleuchtet werden.

Die in beiden Ländern am häufigsten zur Verwendung kommenden Profile sind, abgesehen von den Winkelstählen, die **C**- und **T**-Profile, andere Formen, wie die **E**-, **I**- und **T**₁-Profile, treten dagegen jetzt vollkommen zurück. Auch in der Bewertung der **C**- und **T**-Profile gegeneinander zeigen die deutschen und englischen Vorschriften vollkommene Übereinstimmung, denn in den Vergleichstabellen für **C**- und **T**-Profile wird in beiden Ländern das **C**-Profil nur mit 85—90 % seines rechnungsgemäßen Widerstandsmomentes eingesetzt.

Diese Geringschätzung des **C**-Balkens ist allerdings noch nicht lange beiden gemeinsam, sondern besteht in den deutschen Vorschriften erst seit ihrer vollkommenen Umarbeitung im Jahre 1910, während sie für die englischen Vorschriften von jeher charakteristisch war. Die neuerdings durch Vergleichstabellen ersetzte allgemeine englische Vorschrift für den Ersatz

von \square -Stählen durch Bulbwinkel lautete dahin, daß für Spanten und Decksbalken das Bulbprofil um 1" höher und im Steg um $\frac{1}{20}$ " dicker als das gleichwertige \square -Profil zu nehmen war, für Hochspanten sogar das gleich hohe, nur im Steg um $\frac{1}{20}$ " stärkere Bulbeisen als vollwertiger Ersatz galt. Der Britische Lloyd begründet diese Bevorzugung des Wulstwinkels mit der langjährigen Erfahrung, daß diese rein empirisch gewonnene Regel sich in der Praxis durchaus bewährt hat, und der englische Schiffbauer hat sich gern mit ihr befreundet, weil Bulbprofile sich besser bearbeiten lassen als \square -Stähle, und weil die englischen \square -Profile wegen ihrer hohen Stegdicken sehr schwer sind.

Der Grund für die Verwendung dieser starkstegigen \square -Profile ist für England sehr schwer zu bestimmen. Es erscheint sehr zweifelhaft, ob der englische Schiffbau von vornherein dieselben Bedenken gegen die Verwendung dünnstegiger \square -Profile gehabt hat, wie sie der deutsche Schiffbau nach den schlechten Erfahrungen mit den 1896 in die Bauvorschriften des Germanischen Lloyds eingeführten deutschen Normalprofilen gegen die Verwendung dünnstegiger \square -Profile erhob, jedenfalls fehlt in der englischen Schiffbauliteratur jeder Hinweis darauf. Es scheint vielmehr, daß bei der Einführung der \square -Profile in die englischen Vorschriften von Anfang an dickstegige Profile vorgeschrieben wurden, weil für ihre Abmessungen der große Querschnitt der jahrzehntlang in England als Normaldecksbalken geltenden, aus Winkeln und Flachbulbs zusammengebauten Υ -Balken maßgebend gewesen ist. Diese Rücksicht erscheint nicht ganz unberechtigt, wenn man bedenkt, daß die \square -Stähle ursprünglich fast ausschließlich als Decksbalken, d. h. als knickbelastete Träger eingebaut wurden. In England beherrscht aus diesen Gründen das Bulbprofil das Feld. Einige Werften verwenden es nahezu ausschließlich bei ihren Konstruktionen.

Wie schon erwähnt wurde, enthalten die deutschen Bauvorschriften seit dem Jahre 1910 den englischen ähnliche Bestimmungen über den Ersatz von \square -Stählen durch Wulstwinkel. Bis dahin galten Profile irgendwelcher Form nur dann als gleichwertig, wenn sie rein rechnerisch dasselbe Widerstandsmoment hatten, so daß der deutsche Schiffbauer für dasselbe \square -Profil schwerere Wulstwinkel einbauen mußte als der Engländer. Die darin liegende wirtschaftliche Schädigung des deutschen Schiffbaus, vor allem aber auch die dauernden Klagen über schlechte Erfahrungen mit \square -Balken, die trotz der 1906 eingeführten Stegverstärkung nicht enden wollten, veranlaßten den Germanischen Lloyd zu besserer Bewertung der Wulstwinkel. Neuerdings

wird daher auch im deutschen Schiffbau das Bulbprofil sehr häufig gebraucht; es ist wirtschaftlich auch jetzt bei uns dem **┐**-Profil bei weitem überlegen, besonders dem deutschen Schiffbau-**┐**-Profil.

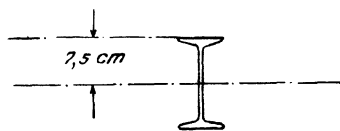
Diese deutschen Schiffbauprofile, deren Hauptmerkmal gegenüber den deutschen Normal-**┐**-Profilen ein nach englischem Vorbild verstärkter Steg ist, wurden trotz lebhaften Widerstands der Walzwerke vom Germanischen Lloyd eingeführt, weil man im Schiffbau mit den dünnstegigen Normalprofilen wegen der häufigen Stegverwerfungen und des Wegklappens der Flanschen beim Biegen sehr schlechte Erfahrungen gemacht hatte. Die Agitation dafür, deren wichtigstes Glied der Meldahlsche Vortrag über den Einfluß der Stegdicke auf die Tragfähigkeit eines **┐**-Balkens im Jahre 1903 vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft ist, war sehr lebhaft und berief sich häufig, wie aus dem oben Gesagten hervorgeht, nicht ganz mit Recht auf das englische Vorbild. Die Klagen über die Minderwertigkeit der **┐**-Profile sind jedoch seit der Stegverstärkung nicht verstummt. Die deutsche Kriegsmarine hat die dickstegigen Profile überhaupt niemals eingeführt, und eine Zeitlang machte sich auch im Handelsschiffbau eine Reaktion gegen ihre Verwendung bemerkbar, aber dieses Streben ist natürlich eingeschlafen, seitdem das Wulstprofil auch in Deutschland seinen Siegeslauf begonnen hat.

Sieht man also von der Ausnahme der deutschen Kriegsmarine ab, die für ihre Bauten nur deutsche Normalprofile verwendet, so ist der Stand der Profilfrage in Deutschland und England augenblicklich durchaus der gleiche. Dem starkstegigen und darum schweren und dennoch unzuverlässigen **┐**-Profil wird allgemein das leichter zu bearbeitende und wirtschaftlich günstigere **┐**-Profil vorgezogen. In beiden Ländern ist dieser Zustand vollkommen aus der Erfahrung herausgewachsen; eine wissenschaftliche Begründung fehlt für ihn.

Der Zweck dieser Arbeit ist der Versuch, rechnerisch die Richtigkeit dieser Anschauung zu beweisen. Dazu mußte zunächst eine zuverlässige Grundlage für den Vergleich verschiedener Profilformen geschaffen werden und zu diesem Zweck erstens der Einfluß des Plattengurts auf die Tragfähigkeit von Schiffbauversteifungen und zweitens die Wirkung der Unsymmetrie auf die Widerstandsfähigkeit von Profilen untersucht werden. Im Anschluß daran sind dann von den bei diesen Untersuchungen gewonnenen Gesichtspunkten aus Schlüsse auf die vorteilhafte zukünftige Ausgestaltung der Schiffbauversteifungsprofile gezogen worden, die um so wertvoller erscheinen, als die Erfahrung die Richtigkeit ihrer theoretischen Grundlagen bestätigt.

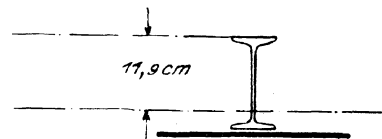
A. Der Einfluß der Beplattung auf die Tragfähigkeit einer an ihr befestigten Versteifung.

Der Hauptbestandteil aller Schiffbaukonstruktionen ist die durch Profile ausgesteifte, dünne Platte. Bei der Berechnung einer solchen, durch Wasserdruck beanspruchten Platte ging man bis jetzt meistens so vor, daß man eine Versteifung von solchem Widerstandsmoment wählte, daß sie allein die Biegebungsbeanspruchungen aus der Belastung des zu ihr gehörenden Feldes aufnehmen konnte. Demgegenüber hat sich in den letzten Jahren die Anschauung durchgesetzt, daß man der Spannungsverteilung in solchen Wänden am nächsten kommt, wenn man die Beplattung als Gurtung der Versteifung bis zu einer gewissen Breite als mittragend ansieht. Hat man z. B. ein 8 mm starkes Schott mit Versteifungen aus Normal- **I** -Eisen 15, so wird z. B. in der deutschen Kriegsmarine als Schottversteifung nicht das **I** 15 allein ($F = 20,4 \text{ cm}^2$, $J = 734 \text{ cm}^4$, $W = 97,9 \text{ cm}^3$), sondern das in der nebenstehenden Skizze 2 angegebene System ($F = 46,0 \text{ cm}^2$, $J = 1442 \text{ cm}^4$, $W = 121,2 \text{ cm}^3$) angesehen.



I 150 × 70 × 6,0 × 9,0
 $F = 20,4 \text{ cm}^2$
 $J = 734 \text{ cm}^4$
 $W = 97,9 \text{ cm}^3$

Abb. 1.



I 150 × 70 × 6,0 × 9,0
 mit Platte 320 × 8
 $F = 46,0 \text{ cm}^2$
 $J = 1442 \text{ cm}^4$
 $W = 121,2 \text{ cm}^3$

Abb. 2.

Da sie durch zahlreiche Versuche als richtig bestätigt worden ist, wird diese Anschauung jetzt allgemein geteilt. Meinungsunterschiede bestehen nur über die Breite des in die Rechnung einzuführenden Plattengurts. In Deutschland nimmt man als Maß dafür die 40- bis 50fache Plattendicke an, in Amerika die dreifache Breite des mit der Beplattung vernieteten Profilflansches, also durchschnittlich etwas weniger. Diese Werte sind aus Versuchen gewonnen, die in Deutschland vom Reichsmarineamt und in Amerika von den Professoren Hovgaard und Norton ausgeführt worden sind.

Die Versuche, theoretisch ein Maß für diese Breite abzuleiten, haben bis jetzt zu keiner Lösung geführt. Sie müssen auch fruchtlos bleiben, solange sich nicht die Vorstellungen über die Spannungsübertragung zwischen

Profil und Platte und über die Ausbreitung der Spannungen in der Platte geklärt haben. Die genaue Festlegung dieser Breite scheint aber auch wenig wichtig zu sein, wenn man von dem Interesse absieht, das dahingehende theoretische Untersuchungen in sich bieten. Überschreitet nämlich die in Rechnung gesetzte Plattenbreite etwa die 25fache Dicke, so ist die Zunahme des Widerstandsmomentes, wie sich aus der nebenstehenden Skizze 3 ergibt,

Einfluß der Breite des Plattengurts auf das Widerstandsmoment eines Systems aus Profil und Platte.

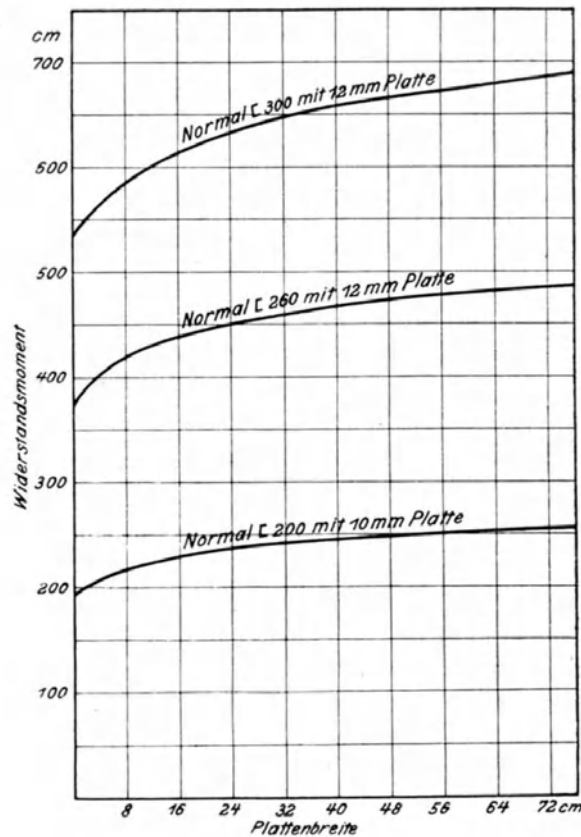


Abb. 3.



I 150 × 70 × 6,0 × 9,0
 mit Platte 320 × 8
 und Gurt 80 × 8,0
 $F = 52,4 \text{ cm}^2$
 $J = 2291 \text{ cm}^4$
 $W = 205 \text{ cm}^3$

Abb. 4.

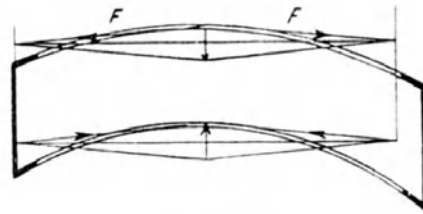


Abb. 5.



Abb. 6.



Abb. 7.

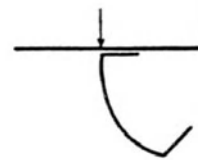


Abb. 8.

nur noch sehr klein. Da man ferner wegen der üblichen Versteifungsentfernungen nach oben in der Annahme dieser Breite beschränkt ist, so wird sich ein Irrtum in ihrer Annahme sicher innerhalb der Fehlergrenzen halten, mit denen der Konstrukteur ohnehin rechnen muß. Wahrscheinlich ist die Unsicherheit, die durch ungleiche Güte der Nietung und durch die wechselnde Wirkung des Wasserdrucks in die Rechnung kommt, der einmal die Verbindung zwischen Profil und Platte lockert, ein andermal die Platte fester

auf das Profil drückt, größer, als die aus der Ungewißheit über die Breite des Plattengurts entstehende.

Die Wirkung der Annahme eines solchen tragenden Plattengurts ist natürlich, wie die obige Skizze zeigt, eine bessere Bewertung der Versteifungen, denn das Widerstandsmoment des Systems ist größer als das der Versteifung allein. Man sieht jedoch auf den ersten Blick, daß die Zunahme des Widerstandsmomentes nicht dem Anwachsen des in die Rechnung eingeführten Materialquerschnitts entspricht. Im obigen Beispiel wächst bei einem Vergleich mit dem alleinstehenden I-Profil der Querschnitt des aus Platte und Profil bestehenden Versteifungssystems von 20,4 cm² auf 46,0 cm², also um 125 %, während das Trägheitsmoment nur von 734 cm⁴ auf 1442 cm⁴, also nur um 96 %, und das Widerstandsmoment sogar nur von 97,9 cm³ auf 121,2 cm³, also lediglich um 24 % gesteigert wird.

Wenn man also auch einen Gewinn an Widerstandsfähigkeit aus der neuen Rechnungsart zieht, so drängt sich doch bald die Erkenntnis auf, daß die Materialausnutzung bei den gebräuchlichen Versteifungssystemen, für deren Abmessungen doch fast immer das Widerstandsmoment maßgebend ist, sehr ungünstig ist. Die Ursache des Übels ist die starke Unsymmetrie des Querschnitts in bezug auf seine neutrale Faser, denn der Plattengurt zieht die Nullachse stark zu sich heran. Will man dem begegnen, so muß man ein Gegengewicht gegen den Plattengurt durch Verstärkung der freien Profilseite schaffen. Vernietet man beispielsweise mit den freien Flanschen des I-Eisens in der obigen Skizze 2 eine Gurtplatte von 80 × 8 mm Querschnitt, so hat diese Konstruktion einen Gesamtquerschnitt von 52,4 cm², ein Trägheitsmoment von 2291 cm⁴ und ein Widerstandsmoment von 205 cm³. Sieht man also den Wert, Widerstandsmoment durch Fläche, als Maß der Materialausnutzung an, so erhält man bei der Konstruktion ohne Gurtplatte dafür 121,2 : 46,0 = 2,64, mit Gurtplatte 205 : 52,4 = 3,92, also eine bedeutende Steigerung dieses Wertes.

Aus der Annahme, daß man bei der Berechnung einer mit einer Beplattung vernieteten Versteifung die Platte mit einer bestimmten Breite als tragend ansehen darf, ergibt sich also mit Rücksicht auf die bestmögliche Materialausnutzung die Forderung, Profile mit möglichst starken oder verstärkten Außengurtungen zu Versteifungen zu verwenden. Die daraus für die weitere Ausbildung der Schiffbauversteifungen entstehenden Folgerungen werden uns im dritten Teile dieser Arbeit beschäftigen, nachdem ihr zweiter

Teil uns zur Beschränkung dieser Forderung auf symmetrische Profile geführt hat.

B. Der Einfluß der Unsymmetrie auf die Tragfähigkeit von Profilen.

Die Entscheidung dieser Frage ist für den Schiffbau von größter Bedeutung, weil die am häufigsten verwandten Profile, die \square - und Γ -Stähle, zu den unsymmetrischen Profilen gehören. Theoretisch ist das Problem aber bis jetzt nur in Deutschland behandelt worden und zwar von Meldahl, Stieghorst und Sonntag, an deren Untersuchungen sich dann Versuche von Bach schließen. Es möge hier zunächst ein kurzer, kritischer Überblick über ihre Anschauungen und Ergebnisse folgen; weiter unten soll dann im Anschluß an Bachs Versuche eine neue Hypothese über den Einfluß der Unsymmetrie aufgestellt werden.

Der erste Versuch, die schon längst bekannte, dem rechnerischen Wert gegenüber verminderte Tragfähigkeit der \square -Profile zu erklären, wurde von Meldahl 1903 in seinem schon erwähnten Vortrag vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft über den „Einfluß der Stegdicke auf die Tragfähigkeit eines \square -Balkens“ unternommen. Er führt darin seine Darlegungen nach zwei Richtungen durch, indem er erstens „die mit bezug auf das seitliche Ausbiegen un stabile Gleichgewichtslage eines sonst widerstandsfähigen Balkens“ und zweitens die Ursachen der häufig an \square -Eisen bemerkten Stegverwerfungen untersuchte.

Den Fall des un stabilen \square -Balkens führt er auf den einfachen, un stabilen Balken von hohem, rechteckigen Querschnitt zurück, der an seinem freien Ende ein Gewicht P in solche Höhe h über der Balkenachse trägt, daß eine geringe Vergrößerung von P genügt, um eine Seitenausbiegung und Drehung des Stabes um seine Längsachse herbeizuführen. Meldahl leitet daraus mathematisch eine Formel für eine kritische Balkenlänge ab, bei der nicht mehr das Widerstandsmoment, sondern die Rücksicht auf das Ausfedern für die Dimensionierung des Balkens maßgebend ist. Er mißt allerdings selbst diesem Wert keine praktische Bedeutung bei, weil Schiffbaubalken selten diese Länge erreichen; da aber selbstverständlich bei dickeren Balken diese kritische Länge größer ist als bei dünnen, leitet er doch aus dieser Formel den Wunsch nach größerer Stegdicke der \square -Profile ab. Das ist etwas gefährlich, denn bei der Übertragung der an dem Balken von rechteckigem Querschnitt gewonnenen Erkenntnis auf Profile von \square -förmigem

Querschnitt hätte er nach den neueren Anschauungen über die Drehfestigkeit solcher Profile ebenso gut zu einer Verstärkung der Flanschen raten können.

Die eigentliche Erklärung für die Minderwertigkeit der Profile sieht Meldahl aber in einer Verwerfung und daraus folgenden verminderten Widerstandsfähigkeit des Stegs. Diese leitet er folgendermaßen ab:

„Wenn wir einen solchen gebogenen Balken betrachten (siehe die Skizze 5), so sehen wir, daß die beiden Kräfte $F-F_1$, welche im oberen Flansch zwei Nachbarabschnitte angreifen, eine nach unten gerichtete Kraft Q hervorrufen. . . . Q verursacht ein Biegemoment M für die Einheit der Länge des Stegs. Diese Kraft Q drückt den oberen Flansch nach unten, den unteren nach oben, so daß sich nach Meldahl die Flanschen mit ihren freien Kanten beim Biegen des Profils nähern. Der Neigungswinkel, den die Flanschen dabei miteinander bilden, ist dabei proportional $\frac{b^2 t}{d^3}$ worin b die Flanschbreite, t die Flanschdicke und d die Stegdecke ist. Diesen Ausdruck sieht Meldahl als Maß für die Steifheit und Widerstandsfähigkeit des Profils an und folgert aus Versuchen an \square -Profilen mit verschiedener Stegdicke, die mit Platten vernietet waren, daß $\frac{b^2 t}{d^3}$ bei einem \square -Balken nicht größer als 50 sein dürfe, wenn er steif genug sein soll. Aus dieser Formel leitet er für die gebräuchlichen Profilhöhen bei gegebener Flanschdicke und -breite die Mindeststegstärke ab und kommt dabei zu sehr hohen Werten, z. B. fordert er gegenüber dem deutschen Normalprofil $\square 300 \times 10 \times 100 \times 16$ ein Profil $\square 300 \times 15 \times 100 \times 17$, also einen um 50 % stärkeren Steg.

Dieser zweite Teil der Meldahlschen Ausführungen erscheint sehr bedenklich. Die aus den Meldahlschen Theorien sich ergebende Formänderung der Profile tritt in Wirklichkeit gar nicht ein; denn ein von oben belastetes Profil verändert seinen Querschnitt nicht, wie Meldahl angibt, nach Abb. 6, sondern nach Abb. 7, wie unten näher ausgeführt werden wird. Wahrscheinlich kam Meldahl dadurch zu dem Irrtum, daß er seine mit Platten vernieteten Profile so beanspruchte, daß der freie Flansch auf Zug stand, also die in Abb. 7 unten gezeichnete Deformation erlitt, die beim Festhalten des oberen Flansches natürlich zu einem Herunterklappen des Stegs auf die Platte führt, wie es in Abb. 8 dargestellt ist. Diese auf der Zugseite des Profils beobachtete Formänderung übertrug Meldahl auf die Druckseite, ohne sich durch einen Versuch von der Zulässigkeit dieses Analogieschlusses zu überzeugen. Es ist eigenartig, daß Meldahl nicht auf diesen Irrtum aufmerksam gemacht wurde, denn seine ganze Theorie steht und fällt mit dieser Behauptung. Ebenso hat Meldahl nicht versucht, die Größe der Kraft zu

bestimmen, die nach seiner Theorie den Steg auf Biegung beansprucht. Stieghorst hat sich dieser Mühe in der Zeitschrift „Schiffbau“ 1918 S. 88 ff. unterzogen und kam dabei zu dem Ergebnis, daß wegen der großen Krümmungsradien, die bei normalen Belastungsfällen in Frage kommen, die Resultante Q so klein ist, daß sie unmöglich eine Deformation des Stegs herbeiführen kann und so auch in keiner Weise die Verstärkung des Stegs rechtfertigt. Der Meldahlsche Vortrag hat aber trotz dieser Irrtümer den größten Erfolg gehabt; die Einführung dickstegiger Schiffbauprofile in Deutschland geht im wesentlichen auf ihn zurück.

Fast gleichzeitig sind einige Jahre nach dem Vortrag Meldahls Sonntag und Stieghorst mit neuen Theorien über die Beanspruchungen in unsymmetrischen Profilen hervorgetreten, und zwar Stieghorst in der eben erwähnten Arbeit in der Zeitschrift „Schiffbau“ 1908, S. 85 ff., und Sonntag in seinem Buch „Biegung, Schub und Scherung in Stäben von zusammengesetzten und mehrteiligen Querschnittsformen von gleichen und wechselnden Trägheitsmomenten“.

Beiden ist folgendes gemeinsam: Sie berechnen zunächst in der üblichen Weise die Spannungsverteilung in dem Profil und leiten dann aus der Querkraft (Stieghorst) oder Scherkraft (Sonntag) zwischen Steg und Flansch eine Biegungsbeanspruchung des Flansches in seiner Ebene ab, die zusätzliche Spannungen zu den ursprünglich konstruierten gibt.

Stieghorst folgert dann weiter: Da die Spannungen auf der Beanspruchung des Profils und aus dem Biegemoment in der Flanschebene an der Stegkante des Flansches beide dasselbe Vorzeichen haben, tritt hier die Maximalbeanspruchung des Profils auf. Diese ist größer als die aus dem Geradliniengesetz sich ergebende, und er reduziert daher das in der üblichen Weise bestimmte Widerstandsmoment im Verhältnis dieser Spannungen und sieht das so gewonnene „reduzierte Widerstandsmoment“ als Maß für die wirkliche Widerstandsfähigkeit an. Dieser Wert muß zu klein werden, denn da er aus dem Trägheitsmoment abgeleitet ist, wäre dieses reduzierte Widerstandsmoment in dem Fall vorhanden, daß die ganze Außenkante des Flansches mit der hohen Beanspruchung gespannt wäre. Das ist aber nach Stieghorst nicht der Fall, sondern die Spannung sinkt dort mit der Entfernung von der Stegkante. Seine Rechnung ist also zu ungünstig, und tatsächlich erscheinen seine Werte im Vergleich mit der Erfahrung und den später noch zu beschreibenden Bachschen Versuchen sehr niedrig; errechnet er doch z. B. für das deutsche Normaleisen $\square 140 \times 60 \times 7 \times 10$ ein Verhältnis von

W_{red} : W von 0,44, so daß ein solcher Balken nicht die Hälfte der bisher angenommenen Last tragen könnte.

Ähnlich geht Sonntag vor. Auch er berechnet zunächst die Profilbeanspruchung in der üblichen Art und rechnet zu diesen „Grundspannungen“ mit Hilfe der nachfolgenden Sätze wieder zusätzliche Biegungsspannungen in den Flanschen hinzu. Von der Anschauung ausgehend, daß der Steg als Urbestandteil des Trägers und die Flanschen als seine Verstärkungen anzusehen sind, schließt er: „Da die Scherspannungen in dem Abschlußquerschnitt von Gurt und Steg infolge der Inspannungsetzung des Gurts durch den Steg auftreten, so müssen sie ein Maßstab für die dem Gurt erteilten Spannungen sein, d. h. die der mittleren Biegungsspannung entsprechende Normalkraft an irgend einer Stelle des Gurts muß gleich der Summe der vom Auflager her an ihr wirksamen Scherkräfte sein, wobei unter Scherkraft das Produkt aus Anschlußquerschnitt und Scherspannung verstanden ist. Liegt z. B. ein Gurtquerschnitt um die Länge b vom Auflager entfernt, ist die Stärke des b langen Anschlußquerschnittes gleich d und der konstante Querschnitt des Gurts gleich f , so muß sein

$$\Sigma b \cdot d \cdot s = K = f \cdot \delta,$$

worin s die Scherspannung und δ die Biegungsspannung im Gurtquerschnitt ist.“ Weiter folgert er dann:

„Löst man eine Gurtung vom Stege los, läßt sie aber in ihrem Spannungszustand, so ist sie, abgesehen von den der Stabdurchbiegung entsprechenden Belastungen zur Herbeiführung des Gleichgewichts als äußere Kraft im wesentlichen nur mit der den eben berechneten Scherspannungen s entsprechenden Scherkraft K zu belasten.“ „Diese Kraft K beansprucht den Gurt eines gedrückten Stabes teils auf Druck und Biegung, den eines gezogenen Querschnitts auf Zug und Biegung.“

Sonntag berechnet weiter die Größe des aus den obigen Sätzen folgenden Biegemoment in der Flanschebene und leitet daraus die Notwendigkeit von Formänderungen des Flansches ab. Diese Formänderungen hängen natürlich wesentlich von dem Materialzusammenhang zwischen Gurtung und Steg, weit mehr als die Sonntagsche Rechnungsart es verfolgen läßt. Immerhin schließt Sonntag aus seinen Rechnungen, daß bei allen unsymmetrischen Profilen Formänderungen der Gurtungen auftreten müssen, daß dagegen bei symmetrisch angeordneten Gurtungen, wie sie bei \perp - und I -Profilen vorhanden sind, diese Formänderungen sich aufheben müssen. „Diese seitlichen

Durchbiegungen und die ihnen entsprechenden Beanspruchungen sind . . . der Rechnung zugänglich.“

Sonntag führt diese Rechnungen an mehreren Beispielen durch und kommt dabei auf S. 102 seines Buches, um hier einen Fall herauszugreifen, bei der Untersuchung eines deutschen Normal- **C**-Eisens zu dem Ergebnis, daß bei einem Biegemoment von 50 000 cmkg die Stegseite des Flansches eine Zugspannung von 1080 kg/cm², die freie Kante des Flansches dagegen eine Druckspannung von 353 kg/cm² hat. Das ist das erstmalig in der Literatur, wo auf die Möglichkeit dieses Spannungswechsels über den Flansch hingewiesen wird. Es ist sehr zu bedauern, daß Sonntag nicht versucht hat, mit Hilfe seiner Gedankengänge die allgemein bekannte, geringe Widerstandsfähigkeit solcher unsymmetrischen Profile zu erklären, und die bei Profilgurtungen auftretenden Formänderungen einwandfrei abzuleiten.

Mit den Sonntagschen Betrachtungen schließen die bisher vorhandenen theoretischen Untersuchungen über die Spannungsverteilung in Trägern mit seitlichen Gurtungen ab. Einen Schritt vorwärts bedeuten allerdings Bachs Versuche an solchen Profilen, aber ihre Auswertung ist bis jetzt von keiner Seite ernsthaft in Angriff genommen worden. Bach hat zwei Versuchsreihen durchgeführt. Die erste bezieht sich auf die aus Biegevorsuchen sich ergebende Widerstandsfähigkeit von breitflanschigen **I**-Grey-Trägern und Normal- **C**-Profilen mit verschiedenen, durch Abhobeln hergestellten Flanschbreiten. Kurz zusammengefaßt ist das Ergebnis die Feststellung, daß die untersuchten breitflanschigen **I**-Grey-Träger innerhalb der Elastizitätsgrenze keine Minderwertigkeit gegenüber der Rechnung zeigen, daß dagegen die Berechnung des Widerstandsmomentes von **C**-Eisen auf Grund der Bernoullischen Annahme falsch sein muß, weil die Versuche unzweideutig ergeben, daß das tatsächlich vorhandene Trägheitsmoment bis zu 40 % kleiner ist als das auf Grund des Geradliniengesetzes bestimmte, und daß die Spannungen in den Flanschen sich durchaus nicht nach diesem Gesetz berechnen lassen, sondern daß sie bei unsymmetrischen Profilen nach außenhin eine starke Abnahme aufweisen, häufig sogar das Vorzeichen wechseln.

Die zweite Reihe von Versuchen hat Bach für den Verein Deutscher Seeschiffswerften und den Germanischen Lloyd ausgeführt. Es sind Biegevorsuche an Schiffbaustählen von **C**- und **I**-Formen, und zwar an Profilen allein und an solchen, die mit Platten verschiedener Dicke vernietet waren. Die Ergebnisse, die sich vollkommen mit den Resultaten der ersten Reihe decken, sind nicht allgemein bekannt; die vorliegende Arbeit enthält daher

weiter unten ihre Zusammenstellung, während das Ergebnis der ersten Versuche in der Z. d. V. D. I. 1909 S. 1790 veröffentlicht ist.

Nach meiner Ansicht, die ich noch begründen werde, ist leider bei den Versuchen nicht berücksichtigt worden, daß ihre Ergebnisse nur dann einwandfrei werden konnten, wenn man aus ähnlichen Gründen, aus denen Sonntag seitliche Deformationen des Flansches ableitete, die **C**-Stahle an seitlichen Bewegungen nicht gehindert wurden. Bei der ersten Versuchsreihe wurde aber der auf der Lastseite liegende Flansch durch den mit der Maschine starr verbundenen Stempel durch die Reibung zwischen beiden seitlich gestützt und bei der zweiten hat man sogar seitliche Rundisenführungen der Flanschen angeordnet. Ich möchte gleich hier auf diesen Umstand hinweisen, weil er bei dem Vergleich der Versuchswerte mit den später rechnerisch zu ermittelnden Werten unbedingt berücksichtigt werden muß.

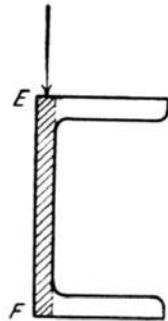


Abb. 9.

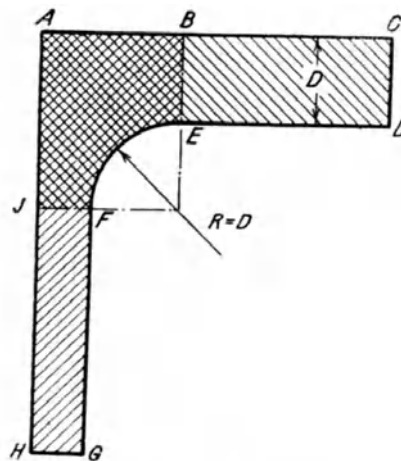


Abb. 10.

Bach erklärt die Ergebnisse seiner Versuche folgendermaßen: „Der Kern des auf Biegung beanspruchten Trägers mit **C**-förmigem Querschnitt . . . ist der Steg, wie in Abb. 9 hervorgehoben ist. Bei der Durchbiegung in senkrechter Richtung werden die Fasern in E gekürzt und in F gedehnt; damit wirkt der Steg auf die obere Flansche drückend und bei F auf die untere ziehend. Die obere Flansche erscheint hiernach als ein Stab, der durch eine exzentrisch angreifende Kraft auf Druck beansprucht wird und infolgedessen eine ungleichmäßige Verteilung der Spannungen über den Querschnitt erfährt. Die untere Flansche zeigt sich als ein Stab, der durch eine exzentrisch angreifende Kraft auf Zug beansprucht wird und deshalb gleich-

mäßige Verteilung der Spannungen über den Querschnitt nicht aufweisen kann.

Einen ähnlichen Weg zur Erklärung der Spannungsverteilung in Profilen hatte ich schon vor Kenntnis der Bachschen Veröffentlichung betreten, und die dabei von mir befolgte Art scheint meines Erachtens eine rechnerische Lösung und Deutung der Spannungsverteilung in verwickelten Querschnittsformen möglich zu machen.

Im folgenden möchte ich diese Methode an einem Beispiele erläutern, und zwar an einem \square -Stahl $240 \times 16 \times 100 \times 18$ mit auf 60 mm abgehobelten Flanschen. Wenn die Darstellung des Rechnungsganges dabei manchmal weitläufig erscheinen mag, so möchte ich das damit begründen, daß die benutzten graphischen Methoden im Schiffbau nicht geläufig sind.

Graphische Lösung des Problems der Flanschenbelastung.

Der grundlegende Gedanke ist hier ebenso wie in den Folgerungen, die Bach aus seinen Versuchen zieht, der, daß der Steg der Hauptbestandteil des Trägers ist, der durch die Flanschen verstärkt wird, und zwar in dem Maße, in dem es ihm gelingt, den Flanschen seine Spannungen mitzuteilen. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, Klarheit über den Spannungsübergang zwischen Flanschen und Steg zu schaffen. Sonntag nimmt unter Vernachlässigung der Abrundungen an, daß die Stegfasern die Flanschfasern in der Verlängerung der Innenkante des Flansches mitnehmen; Bach dagegen läßt den Steg als Hauptträger, wie in der obigen Abbildung gezeichnet, von oben bis unten durchlaufen und sieht die Flanschen als seitliche Ansätze an. Die Entscheidung darüber ist sehr schwierig, weil der Beweis für die Richtigkeit einer Hypothese darüber nur aus Versuchen gezogen werden könnte, man sich aber gleichzeitig sehr hüten muß, aus wenigen Proben Schlüsse ziehen zu wollen, weil das Material schon innerhalb eines Profils an der Übergangsstelle vom Steg zum Flansch nicht homogen sein wird, geschweige denn gleich bei verschiedenen Profilen. Ich glaubte der Wechselwirkung zwischen Steg und Flansch und dem Einfluß der Abrundung in der inneren Flanschecke bei folgender Annahme am besten Rechnung zu tragen. Man sieht den Steg als einen Stab von dem Querschnitt $A B E F G - H J$ und den Flansch als solchen mit dem Querschnitt $A B C D E F J$, so daß Steg und Flansch sich mit der Fläche $A B E F J$ überdecken. Belastet man nun das Profil, so werden die durch die Fläche $A B E F J$ gehenden Stegfasern gedrückt oder gezogen, also auch die zum Flanschstab innerhalb dieser Fläche

gehörenden. Die Spannungsverteilung über den Querschnitt des Flanschstabes erhält man dann also, indem man seine Beanspruchung für den Fall konstruiert, daß die links von B E liegenden Fasern seines Querschnitts A B C D E F J in der sich aus der Stegbeanspruchung ergebenden Art gezogen oder gedrückt werden.

Diese Annahme ist zunächst natürlich vollkommen hypothetisch, aber man kann den Bachschen Versuchen eine gewisse Bestätigung ihrer Zulässigkeit entnehmen. Die willkürlich erscheinende Abgrenzung durch die Linie B E kann man als richtig ansehen, wenn ein Profil mit der Begrenzung B E bei Versuchen sich als vollwertig erweisen würde. Das kann man aber, selbstverständlich mit der gebührenden Vorsicht, wohl den unten auf S. 73 aufgeführten Bachschen Versuchsergebnissen entnehmen. Das dort aufgeführte Schiffbauprofil $\square 240 \times 13 \times 100 \times 16$ hat bei 39,8 bzw. 42,8 mm breitem Flansch einen Gütegrad von 1,00. Da die Linie B E bei dem Profil $13 + 16 = 29$ mm von der Stegkante liegen würde, also noch innerhalb der Begrenzungslinie des Bachschen Versuchsprofils liegt, erscheint meines Erachtens die oben gemachte Annahme über die Spannungsverteilung im Profil bis zur Kante B E zulässig.

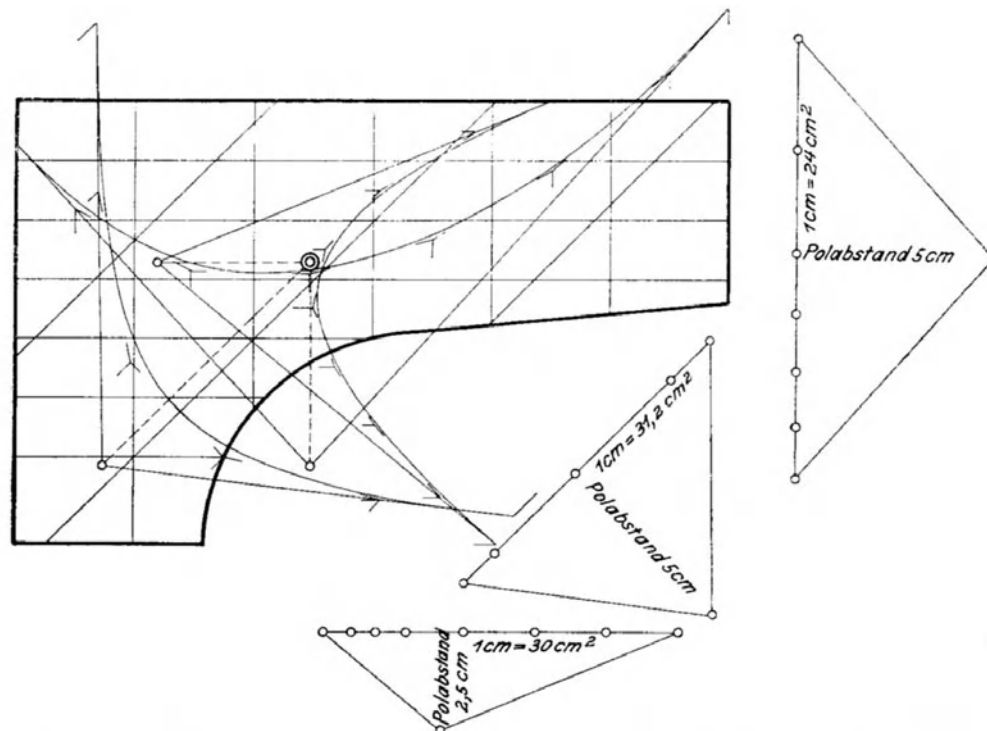
Man hat nun also die Aufgabe zu lösen, die Beanspruchung der Flanschfasern über den Querschnitt A B C D E F J für den Fall zu konstruieren, daß die Fasern im Bereich der Querschnittsfläche A B E F J in der sich aus der Stegbeanspruchung ergebenden Art gespannt werden. Denkt man sich aus einem auf Biegung beanspruchten Profil eine Querschnittsschicht von so kleiner Länge herausgeschnitten, daß man über diese Länge die Spannungen als konstant ansehen darf, so kann für diesen unendlich kurzen Stab mit der Fläche A B C D E F J als Grundfläche die obige Aufgabe als gleichbedeutend mit der anderen angesehen werden, daß die Spannungen in dem Querschnitt A B C D E F J für den Fall konstruiert werden sollen, daß ihr Teil A B E F J so belastet ist, daß diese Belastung in A B E F J die durch die Stegbeanspruchung hervorgerufenen Spannungen hervorruft. Da die Aufgabe in dieser Form nicht löslich ist, wurde in folgendem die über A B E F J verteilte Last durch eine in ihrem Schwerpunkt M angreifende Einzellast ersetzt, so daß die obige Aufgabe auf die Berechnung der Querschnittsspannungen über A B C D E F J aus einer in M angreifenden, also exzentrischen Normalkraft zurückgeführt wird.

Die Lösung erfolgt am einfachsten mit Hilfe des Culmannschen Satzes: Wirkt in einem beliebigen Punkte eines Querschnitts eine Normalkraft,

so besteht zwischen dem Angriffspunkt der Normalkraft und der zugehörigen Nulllinie das Gesetz von Pol und Antipolaren bezüglich der Zentralellipse des Querschnitts als Ordnungskurve.

Man zeichne also zunächst die Zentralellipse des Querschnitts A B C D E F J. Zu dem Zweck sind in dem beiliegenden Skizzenblatt 11 die

**Konstruktion der Trägheitsmomente für den 60 mm breiten Flansch der
L 240 × 16 × 100 × 18
etwa 1.5:1**



Flanschfläche	Achse	Momentenfläche	J_{cm^4}	$i^2_{cm^2}$	i_{cm}
134,1 cm ²	0°	31,2 cm ²	3744	27,9	5,28
	45°	10,1 cm ²	1576	11,75	3,43
	90°	14,4 cm ²	1080	8,06	2,84

Abb. 11.

Trägheitsmomente des Querschnitts für 3 verschiedene Achsen, und zwar nach dem bekannten Culmannschen Verfahren für je eine unter 0,45 und 90° gegen die Vertikale geneigte Achse konstruiert worden. Man erhält dabei gleichzeitig den Schwerpunkt S des Querschnitts als Schnittpunkt derjenigen drei Geraden, die man unter 0,45 und 90° durch den Schnittpunkt der äußeren

Seilstrahlen der zu den betreffenden Neigungen gehörenden Seilpolygone zieht.

Aus den Trägheitsmomenten bestimmt man dann die zu den drei Achsenrichtungen gehörenden Trägheitsradien, die den Abstand der zu diesen Richtungen parallelen Tangenten der Zentralellipse vom Schwerpunkt angeben, so daß man diese selbst aus 3 Paaren paralleler Tangenten zeichnen kann. Da die hierzu zweckmäßigste Art mit Hilfe der Involute nicht geläufig

**Konstruktion der Zentralellipse für den 60 mm breiten Flansch
des I 240 × 16 × 100 × 18.**

etwa 1,5:1.

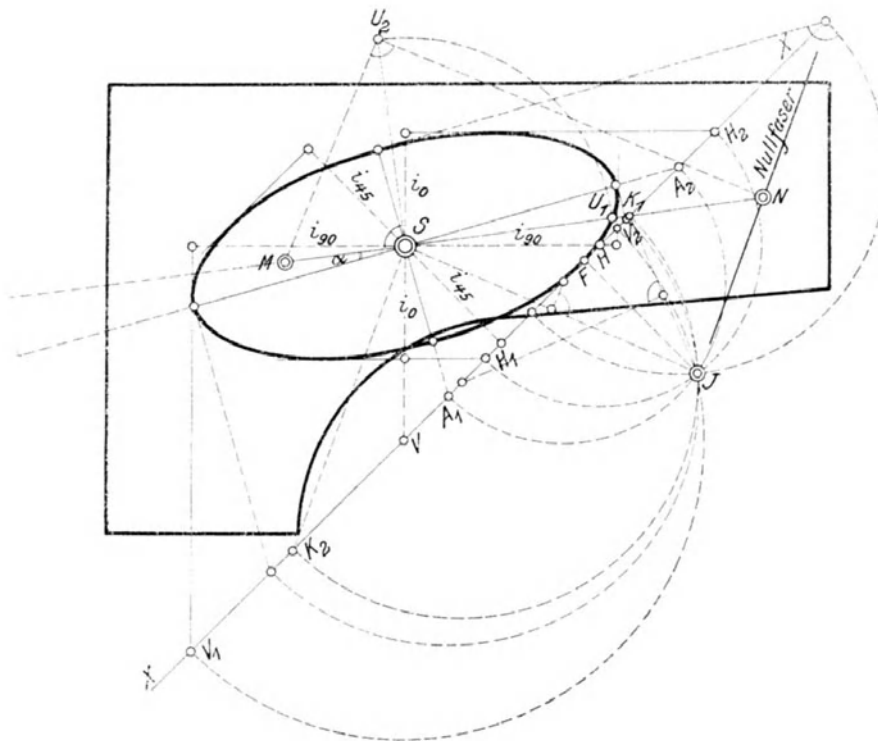


Abb. 12.

sein dürfte, möge sie hier kurz angegeben werden. Sie geht zurück auf den Satz:

Die Schnittpunkte paralleler Tangenten eines Kegelschnitts auf irgend einer Tangente bestimmen eine involutorische Punktreihe; der Berührungspunkt ist Mittelpunkt der Involution. Das Produkt der Entfernungen des Mittelpunktes von entsprechenden Punkten der involutorischen Reihe ist konstant und gleich der Potenz der Involution.

Daraus ergibt sich die auf der Abb. 12 dargestellte Konstruktion der Zentralellipse. Man ziehe durch den Schwerpunkt S drei Gerade unter $0,45^\circ$ und 90° Steigung und in den zugehörigen Abständen i_0 , i_{45} und i_{90} auf beiden Seiten von S die zu ihnen parallelen Geraden, die also die drei Paar paralleler Tangenten der Zentralellipse sind. Zum Träger der involutorischen Reihe ist in dem gezeichneten Beispiel die Tangente $x-x$ gemacht worden. Die Schnittpunkte des vertikalen Tangentenpaares mit der Involute seien V_1 und V_2 , die des horizontalen H_1 und H_2 ; der Schnittpunkt J der Halbkreise über $V_1 V_2$ und $H_1 H_2$ mit den Mittelpunkten V und H auf der Involute ist dann der Zentralpunkt der involutorischen Reihe. Die Länge JF des Lotes von J auf $x-x$ ist dann die Potenz der Involution, sein Fußpunkt F zugleich ihr Mittelpunkt und der Berührungspunkt der Tangente $x-x$. Die Achsen der Zentralellipse findet man dann als das Rechtwinkelpaar konjugierter Durchmesser mit Hilfe der Beziehung, daß die Schnittpunkte zweier konjugierter Durchmesser mit der Involute und der Zentralpunkt J auf einem Halbkreis mit dem Mittelpunkt auf $x-x$ liegen. Verbindet man also J mit S , errichtet auf JS die Mittelsenkrechte und schlägt um den Schnittpunkt O dieses Lotes mit der Involute den Kreis mit OJ als Halbmesser, so findet man die Achsenrichtungen der Ellipse als die Verbindungslinien des Punktes S mit den Schnittpunkten A_1 und A_2 dieses Halbkreises mit der Involute. Die Längen der Ellipsenachsen erhält man, indem man z. B. für die Richtung AS die zu A_1S parallelen Tangenten konstruiert, deren Fußpunkte auf der Involute man durch Schlagen des Kreises um A_1 mit A_1J als Halbmesser findet. Aus den so gezeichneten Achsen kann man dann die Ellipse in einer der üblichen Arten zeichnen.

Nimmt man nun, wie es oben abgeleitet wurde, M als Angriffspunkt einer Kraft an, so ist die gesuchte Nullfaser des Querschnitts bei der aus dieser Belastung folgenden Beanspruchung festgelegt durch die Beziehung, daß sie nach dem oben angeführten Culmannschen Satz die Antipolare von M in bezug auf die Zentralellipse ist. Ihre Richtung findet man als die des zu SM konjugierten Durchmessers, indem man durch J und K_1 den Halbkreis mit dem Mittelpunkt L auf der Involute schlägt und dessen Schnittpunkt K_2 mit der Involute mit S verbindet. SK_2 ist dann die gesuchte Richtung der zu M als Kraftangriff gehörenden Nullfaser. Ihren Abstand von S findet man, indem man auf SM in S das Lot errichtet, seine Länge gleich SU_1 macht und dann den Schnittpunkt N mit dem Lot auf MU_2 in U_2 konstruiert. Die Parallele durch N zu K_2S ist die gesuchte Nullfaser. Der Beweis für die eben

angegebene Konstruktion von N würde hier zu weit führen. Ich verweise als Quelle für ihn auf Tetmajer, Elastizitäts- und Festigkeitslehre 1904, S. 167.

In dem gezeichneten Beispiel fällt die Nullfaser noch in den Querschnitt A B C D E F J. Unter der Voraussetzung, daß der physikalische Zusammenhang zwischen dem Culmannschen Satz und dem Verhalten von Flußeisen als bewiesen angesehen wird, heißt das, daß die Normalspannungen nicht über den Flanschquerschnitt gleiche Größe haben, sondern vom Steg her bis auf Null in der eben konstruierten Nullfaser sinken und von dort mit entgegengesetztem Vorzeichen wieder linear bis zu einer durch die Lage der Nullfaser bedingten Höhe anwachsen. In den Horizontalschnitten des Flansches herrscht also durchaus nicht über die ganze Breite eine konstante, der Stegbeanspruchung in demselben Höhenschnitt gleiche Spannung, sondern in einem solchen Schnitt senkrecht zur Stegkante ist stets die Spannung am Steg am höchsten, an allen anderen Punkten kleiner. Daraus ergibt sich ohne weiteres, daß die Berechnung des Trägheitsmomentes eines Profils mit

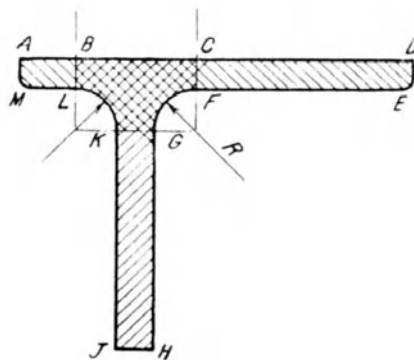


Abb. 13.

einseitiger Gurtung nach dem Geradliniengesetz falsche Ergebnisse liefern muß, und zwar zu günstige, weil die Flanschen infolge ihrer geringeren Inspannungsetzung bedeutend weniger tragen als diese Rechnungsart annimmt.

Da die eben gezeigte Konstruktion keinerlei Einschränkung wegen des besonderen Falles aufweist, müssen ihre Folgerungen für jede beliebige Form eines seitlichen Ansatzes des Stegs gültig sein, denn man kann für jede davon vorkommende Art dieselben Ableitungen machen, wie für das obige Beispiel. Nimmt man als Beispiel dafür das in Abb. 13 gezeichnete Profil, so hat man einen Steg mit dem Querschnitt BCFGHJKLB und einen Flansch ABCDEFGKLMA. Man würde dann also wieder die Spannungsverteilung

konstruieren können, wenn man die Belastung des Flansches durch eine im Schwerpunkt der doppelt schraffierten BCFGKLB angreifende Kraft zeichnete. Wenn im folgenden unter dem Kern des Querschnitts die Fläche verstanden wird, innerhalb deren der Angriffspunkt einer Normalkraft liegen muß, wenn der Querschnitt ausschließlich Spannungen eines Vorzeichens erfahren soll, folgen demnach aus dem obigen Beispiel die nachfolgenden drei Sätze:

1. Liegt der Schwerpunkt der Durchdringungsfläche von Steg und Flansch außerhalb des Kerns des Flanschquerschnittes, so wechseln bei beanspruchtem Träger die Normalspannungen über den Flansch das Vorzeichen.

2. Liegt dieser Schwerpunkt innerhalb des Kerns des Flansches, so haben diese Spannungen über den Querschnitt gleiches Vorzeichen, aber wechselnde Größe.

3. Fällt dieser Schwerpunkt mit dem Schwerpunkt des Flanschquerschnittes zusammen, so haben die Normalspannungen des Flansches über den ganzen Querschnitt gleiche Größe und Richtung wie die Stegspannung in demselben Abstand von der neutralen Faser.

Satz 1 ist nur die Verallgemeinerung der an dem Beispiel des \square 240 gewonnenen Erkenntnis. Satz 3 ist besonders wichtig für die Beurteilung symmetrischer Profile, wie es Γ -Wulsteisen, I-Eisen, breitflanschtige Greyprofile und ähnliche sind. Bei diesen Profilen ist die Bedingung der Deckung der Schwerpunkte fast vollkommen erfüllt, so daß man für sie aus Satz 3 die Vollwertigkeit der Flanschen ableiten darf. Diese Behauptung wird wahrscheinlich auf Widerspruch stoßen, selbst Sonntag und Pietzker bezweifeln ihre Richtigkeit; ihre Berechtigung wird aber vorzüglich bestätigt durch Bachs Versuche an breitflanschtigen Greyprofilen, die trotz der großen Flanschenbreite dieser Profile aus Durchbiegungsmessungen einwandfrei ergeben, daß bei ihnen wirklich das auf Grund der Bernoullischen Annahme berechnete Trägheitsmoment vorhanden ist.

Berechnung des wirklich vorhandenen Trägheitsmomentes bei unsymmetrischen Profilen.

Da nach den Ausführungen des vorhergehenden Kapitels bei unsymmetrischen Profilen die Berechnung des Trägheitsmomentes auf Grund des Geradliniengesetzes falsche Ergebnisse haben muß und doch eine möglichst einfache Berechnung der Widerstandsfähigkeit solcher Träger für die Praxis

von großer Bedeutung ist, möchte ich im folgenden eine Methode empfehlen, die auf den obigen Ausführungen fußt. Sie kann allerdings nicht den Anspruch unbedingter Genauigkeit machen, immerhin werden ihre Ergebnisse aber sehr gut durch die Erfahrung und durch Versuche an Profilen bestätigt.

Diese neue Art der Berechnung des wirklich vorhandenen Trägheitsmomentes benutzt eine sogenannte „reduzierte“ Flanschfläche, die durch die Bestimmung festgelegt ist, daß die Spannung ihrer Flächeneinheit in den zum Steg winkelrechten Schnitten gleich der Spannung im entsprechenden Stegschnitt ist, und daß dabei die von dieser gedachten Flanschfläche aufgenommene Gesamtspannung gleich der Summe der von dem wirklichen Flansch aufgenommenen Kräfte ist.

Diese reduzierte Flanschfläche erhält man auf die in Abb. 3 dargestellte Weise. ABCDEFJA sei der normale Flanschquerschnitt, $x-x$ die auf Blatt 2 bestimmte Nullfaser, M wieder der Kraftangriffspunkt und MNOPQ die Einflußfläche einer beliebigen in M herrschenden Spannung σ . Denkt man sich nun den Flansch durch zur Nullfaser parallele Schnitte in unendlich schmale Streifen zerlegt und betrachtet einen solchen Streifen im Abstände η von der neutralen Faser und von der Breite $d\eta$, so trägt dieser Streifen, wenn seine Länge a ist

$$K = a \cdot d\eta \cdot \left(\sigma \frac{\eta}{y} \right) \text{ kg.}$$

Diese Gleichung läßt sich auch in der Form schreiben

$$K = \left(a \cdot \frac{\eta}{y} \right) \cdot d\eta \cdot \sigma \text{ kg.}$$

Vernachlässigt man, daß die Stegspannungen in dem Bereiche von Innenkante bis Außenkante Flansch nicht konstant sind, setzt ihre Größe vielmehr gleichbleibend gleich σ , so kann man danach die eben gesuchte reduzierte Flanschfläche erhalten, indem man die parallel zur Nullfaser gemessenen Breiten des Flansches überall im Verhältnis ihres Abstandes von der Nullfaser zum Abstand des Kraftangriffs M von der Nullfaser reduziert. Daraus und aus der Bedingung, daß der Abstand des Schwerpunktes der reduzierten Flanschfläche von der neutralen Faser des Profils derselbe sein muß wie der des Schwerpunktes des normalen Flansches, ergibt sich in unserem Beispiel die Abb. ATUVWKLSA. Sie stellt die unter Annahme gleichmäßiger Spannungsverteilung wirklich tragende Flanschfläche dar.

Da der ganzen Rechnung die Annahme zugrunde lag, daß der Steg bis zur Linie BE volltragend sei, und da es zweckmäßiger ist, das Rechteck

AYFJ zum Steg zu rechnen, so ist die in Abb. 14 schraffierte Fläche die gesuchte reduzierte Flanschfläche.

Diese reduzierte Flanschfläche dient nun zur Bestimmung des wirklich vorhandenen Trägheitsmomentes, indem man sie in genau derselben Weise in die Rechnung einführt, wie wenn man das Trägheitsmoment des Profils in der üblichen Art aus Steg und Flansch berechnet.

**Konstruktion des reduzierten Flansches für den 60 mm breiten Flansch
des $\text{C } 240 \times 16 \times 100 \times 18$.**

etwa 1,5:1.

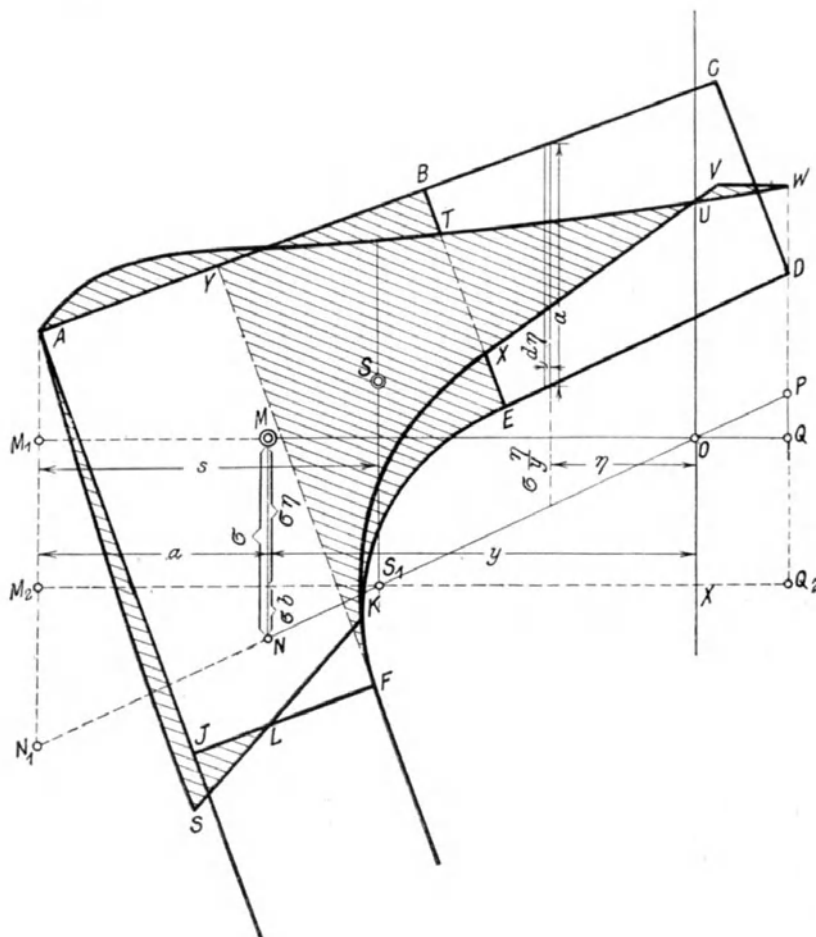


Abb. 14.

Um das eben Gesagte klarer zu machen, mögen hier gleich die Trägheitsmomentenrechnungen für den gezeichneten Fall des $\text{C } 240 \times 16 \times 100 \times 18$ mit 60 mm breitem Flansch nach der alten und neuen Weise durchgeführt werden. Dabei ergibt sich für das Profil mit vollem Flansch:

	Fläche f cm ²	Schwer- punktsab- stand a cm	f . a	f . a ²	Eigentrag- heitsmoment
Flansch	9,0	0,96	8,7	8,3	2,8
Steg	38,4	12,0	460,8	5 529,6	1 843,2
Flansch	9,0	23,04	207,4	4 777,6	2,8
	56,4		676,9	1 848,8	1 848,8
				12 164,3	
				8 122,8	
				J = 4 041,5 cm ⁴	

$$\frac{676,9}{56,4} = 12,0 \quad 676,9 \cdot 12,0 = 8 122,8 \text{ cm}^4$$

Dagegen hat das Profil mit reduziertem Flansch folgendes Trägheitsmoment:

	Fläche f cm ²	Schwer- punktsab- stand a cm	f . a	f . a ²	Eigentrag- heits- moment
Flansch	6,3	0,96	6,1	5,8	1,9
Steg	38,4	12,00	460,8	5 529,6	1 843,2
Flansch	6,3	23,04	145,2	3 344,3	1,9
	51,0		612,1	1 847,0	1 847,0
				10 726,7	
				7 345,2	
				J _r = 3 381,5 cm ⁴	
				= 0,84 × 4 041,5 cm ⁴	

$$\frac{612,1}{51,0} = 12,0 \quad 612,1 \times 12,0 = 7 345,2$$

Das wirklich vorhandene Trägheitsmoment beträgt also nur 84 % des früher auf Grund der Bernoullischen Annahme berechneten. Die Rechnung ergibt demnach wirklich eine Minderwertigkeit des Profils, die durchaus den Erfahrungen mit solchen Profilen entspricht.

In derselben Weise, wie es hier an einem Beispiel gezeigt worden ist, wurden die Trägheitsmomente aller von Bach geprüften Profile bestimmt. Der Vergleich ihrer Ergebnisse mit den Bachschen Versuchswerten folgt weiter unten.

Erklärung der Formänderungen von Profilen.

Genau die gleiche Spannungsverteilung im Flansche, wie sie eben abgeleitet wurde, würde man in dem betrachteten kurzen Flanschstab bekommen, wenn man ihn außer der Beanspruchung durch eine über seinen Querschnitt konstante Normalspannung mit Biegespannungen belastete, die

als Folge eines Biegemomentes gedacht sind, dessen Ebene mit dem Flanschquerschnitt die Schnittlinie MS der Figuren zu dem obigen Beispiel bildet. Über Größe und Form dieses Biegemomentes läßt sich dann folgendes sagen:

Ein \square -Balken der in unserem Beispiel betrachteten Art sei durch das in der Abb. 15 gezeichnete Biegemoment als Folge irgend einer Belastung beansprucht. Wenn das \square -Profil dann das nach der im vorigen Kapitel angegebenen Weise bestimmte Trägheitsmoment J hat, so ist die Spannung im Punkte M eines Querschnitts, wenn p den Abstand des Punktes M von der neutralen Faser des Profils und M_x das in diesem Querschnitt wirkende Biegemoment bedeutet:

$$\sigma = \frac{M_x \cdot p}{J}$$

Vervollständigt man nun in Abb. 13 die Spannungsfigur MNOPQ zu der Abb. M_1N_1OPQ , so daß sie auf der Stegseite bis zur äußersten Faser des Flanschquerschnitts reicht, zieht durch S die Parallele zu MN und durch deren Schnittpunkt S_1 mit ON_1 die Parallele zu M_1Q , so kann man sich die Spannungsfigur M_1N_1OPQ durch Übereinanderlagerung von $M_1M_2Q_2Q$ und

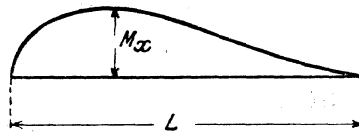


Abb. 15.

$M_2N_1S_1PQ_2$ entstanden denken. M_1M_2 wäre dann die über dem Querschnitt konstante Normalspannung, $M_2N_1S_1PQ_2$ die Einflußfläche der Spannungen aus dem gesuchten Biegemoment. Die Spannung σ im Punkte M zerfällt dadurch in zwei Teile, in die Normalspannung σ_n und die Biegungsspannung σ_b . Wählt man die in Abb. 13 angegebenen Bezeichnungen, so ist

$$\sigma_b = \sigma \cdot \frac{s-a}{y} \dots \dots \dots (2)$$

Bezeichnet man weiter das gesuchte Biegemoment mit M_F , den Neigungswinkel von MS zu einer der Hauptachsen des Querschnitts mit α mit J'_F und J''_F die Hauptträgheitsmomente des Flanschquerschnitts und schließlich mit f' und f'' die entsprechenden Abstände des Punktes M von den Hauptachsen, so gilt die Gleichung

$$\sigma_b = \frac{M_F \cdot \cos \alpha}{J'_F : f'} + \frac{M_F \cdot \sin \alpha}{J''_F : f''} \dots \dots \dots (3)$$

oder mit Gleichung 1 und 2

$$\sigma_b = \frac{\sigma(s-a)}{y} = \frac{M_x \cdot p}{J} \cdot \frac{s-a}{y} = \frac{M_F \cos \alpha}{J'_F : f'} + \frac{M_F \cdot \sin \alpha}{J''_F : f''} \dots \dots \dots (4)$$

Daraus folgt:

$$\frac{M_x \cdot p}{J} \cdot \frac{s-a}{y} = M_F \left(\frac{\cos \alpha \cdot f'}{J'_F} + \frac{\sin \alpha \cdot f''}{J''_F} \right) \dots \dots \dots (5)$$

In dieser Gleichung sind alle Größen außer M_x und M_F für alle Profilquerschnitte gleich, so daß man sie auch schreiben kann:

$$M_F = \varphi \cdot M_x \dots \dots \dots (6)$$

In Worten drückt sich diese Beziehung in folgender Form aus:

Das über dem Flansch wirkend gedachte Biegemoment ist in jedem Profilquerschnitt dem über dem Steg wirkenden proportional.

Nimmt man an, daß für Flansch und Profil die Einspannungsverhältnisse gleich sind und berücksichtigt die ohnehin gleichen Längen, so folgt aus dem obigen Satz:

Die bei einer beliebigen Profilbelastung auftretenden Beanspruchungen der Flanschen kann man sich hervorgerufen denken durch eine Flanschbelastung, die der Profilbelastung in jedem Querschnitt proportional ist und deren Richtung in einer Ebene liegt, die mit dem Flanschquerschnitt die Schnittgerade MS bildet.

Wird z. B. das Profil unseres Beispiels bei freier Auflage auf zwei Endlagern durch eine Einzellast in der Mitte belastet, so ergeben sich die Flanschbeanspruchungen, wenn man den Flansch ebenfalls in der Mitte zwischen den Auflagern durch eine Kraft in der Richtung MS und einer in der folgenden Weise zu bestimmenden Größe belastet denkt. Nach Gleichung 5 ist

$$\frac{M_x \cdot p}{J} \cdot \frac{s-a}{y} = M_F \left(\frac{\cos \alpha \cdot f'}{J'_f} + \frac{\sin \alpha \cdot f''}{J''_f} \right)$$

Darin ist für das $\square 240 \times 16 \times 100 \times 18$ mit 60 mm breitem Flansch, wie sich aus den Skizzenblättern ergibt:

$p = 10,5 \text{ cm}$	$a = 1,90 \text{ cm}$
$s = 2,82 \text{ cm}$	$y = 3,54 \text{ cm}$
$\sin \alpha = \frac{1,5}{10}$	$\cos \alpha = \frac{9,9}{10}$
$J'_F = 49,2 \text{ cm}^4$	$J''_F = 10,35 \text{ cm}^4$
$f' = 1,0 \text{ cm}$	$f'' = 0,15 \text{ cm}$
$J = 3381,5 \text{ cm}^4$	

Nimmt man nun an, das Profil sei bei 5 mm freitragender Länge und freier Auflage in der Mitte mit 3000 kg belastet, habe also ein Biegemoment

$$M = \frac{3000 \cdot 500}{4} = 375\,000 \text{ cmkg}$$

aufzunehmen, und setzt diesen Wert in die Gleichung 5 ein, so erhält man:

$$\frac{375\,000 \cdot 10,5}{3381,5} \cdot \frac{2,82-1,9}{3,54} = M_F \left(\frac{9,9 \cdot 1,0}{10 \cdot 4,92} + \frac{1,5 \cdot 0,15}{10 \cdot 10,35} \right)$$

$$M_F = 13\,150 \text{ cmkg.}$$

Daraus mit $M_F = \frac{P_F \cdot l}{4}$

$$P_F = \frac{13\,150 \cdot 4}{500} = 105 \text{ kg}$$

Aus der so bestimmten Größe der Kraft P lassen sich Schlüsse auf die Größe der Formänderungen ziehen, die der Flansch erleiden wird. Allerdings stößt man dabei auf die Schwierigkeit, die die freie Bewegung des Flansches dämpfende Wirkung des Steges berücksichtigen zu müssen; aber der Fehler, der durch die Unmöglichkeit, dies zu tun, in die Rechnung kommt, bestimmt eben den Grad der Genauigkeit dieser Rechnung. Er ist als stiller Vorbehalt bei den vorstehenden Rechnungen geführt worden. Nimmt man den Einfluß des Stegs als in der gewählten Flanschform genügend berücksichtigt an, so wirkt auf den Flanschquerschnitt in Richtung der großen Hauptachse, d. h. also annähernd parallel zu seiner Außenkante die Kraft $P_F \cdot \cos \alpha = 105 \cdot \frac{9 \cdot 9}{10} = 104 \text{ kg}$ biegend. Daraus ergibt sich nach der Gleichung

$$f = \frac{P_I \cdot \cos \alpha \cdot l^3}{E \cdot I'_F \cdot 48}$$

$$f = \frac{104 \cdot 500^3}{2\,100\,000 \cdot 49,2 \cdot 48} = 2,65 \text{ an}$$

also ein ziemlich hoher Wert, der aber durchaus nicht der Erfahrung mit solchen Profilen widerspricht.

Die Vertikalkomponente der Kraft P ist $105 \cdot \frac{1,5}{10} = 15,75 \text{ kg}$. Denkt man sich den Flansch vom Steg losgelöst, so würde er unter dem Einfluß dieser Kraft eine Durchbiegung annehmen von:

$$f = \frac{P_F \cdot \sin \alpha \cdot l^3}{E \cdot J''_f \cdot 48} = 1,84 \text{ cm.}$$

Auf der Stegseite ist der Flansch in seiner Bewegung durch den Steg gehindert: er wird hier also nicht die eben errechnete Durchbiegung erfahren.

sondern sich in seinem Verhalten nach dem Steg richten. Auf der freien Seite dagegen wird er bis zu einem gewissen, rechnerisch nicht zu bestimmenden Maße durchfedern, d. h. also, daß die äußere Begrenzungslinie des Flanschquerschnitts keine Gerade bleibt, sondern je nach der Beanspruchung konkav oder konvex wird. Der Flansch wirft sich demnach erstens in der Ebene seiner Außenfläche, wobei er den Steg infolge seiner geringen Widerstandsfähigkeit mitnimmt, außerdem biegt er sich vom Stege ab oder nach dem Stege zu.

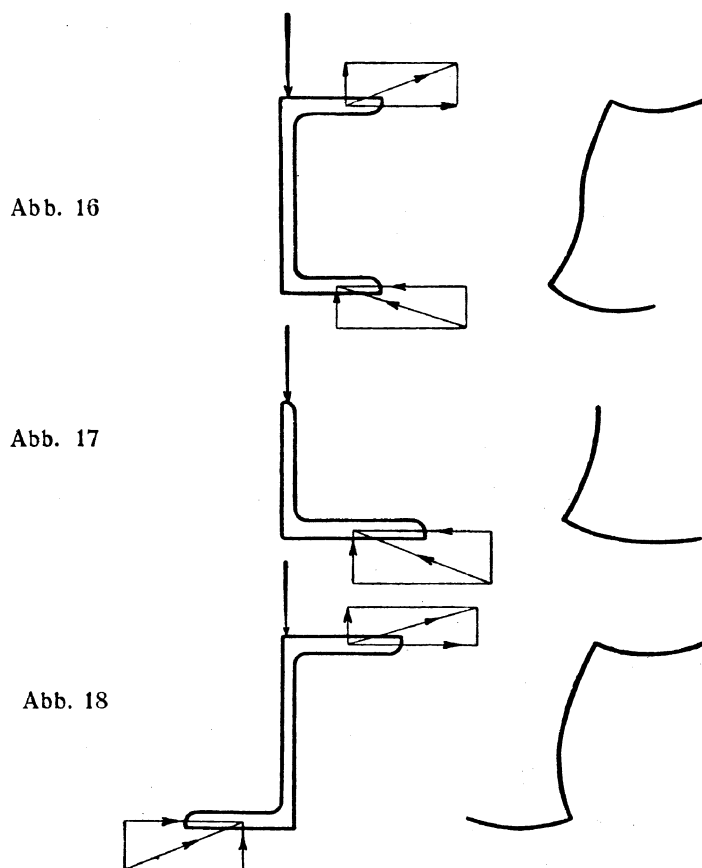
Die Vermutung liegt nahe, daß mit zunehmender Flanschbreite dieses Abbiegen die Hauptgefahr für die Widerstandsfähigkeit des Profils bildet. Das ist jedoch nicht der Fall, da die Sinuskomponente der Kraft P mit zunehmender Flanschbreite kleiner, für einen unendlich breiten Flansch gleich Null wird. Breite, dünne Flanschen sind ungefährlicher als kurze, dicke, erstens aus dem eben angegebenen Grunde und dann auch weil die seitlichen Formänderungen bei ihnen nicht die Höhe erreichen. So wirft sich z. B. das einseitig abgehobelte Differdinger Greyprofil 120 bei den gleichen Belastungsverhältnissen wie im obigen Beispiel nur 8 mm in der Ebene der Außenfläche gegenüber 2,65 cm des obigen Beispiels. Man muß dabei wohlverstanden den Unterschied machen zwischen der verminderten Tragfähigkeit innerhalb der normalen Spannungsgrenzen und der Gefahr der Zerstörung des Profils bei hohen Belastungen; diese ist bei Profilen mit kurzen dicken Flansch groß, besonders auch bei verhältnismäßig dünnen Stegen, jene größer bei breitflanshigen Trägern.

Es ist also auch nicht möglich, aus den vorstehenden Überlegungen eine Grenze für die Verbreiterung der Flanschen abzuleiten. Sie ergibt sich meines Erachtens vielmehr aus ähnlichen Überlegungen, wie sie im Abschnitt I dieser Arbeit über die Tragfähigkeit von Gurtungen angestellt worden sind, und zwar aus der Erwägung, daß bei übermäßig gesteigerter Flanschbreite die Gefahr der Wellenbildung im Gurt auftritt, so daß auf diese Weise das Verhältnis zwischen Flanschbreite und -dicke begrenzt ist.

Die eben rechnerisch abgeleitete Deformation des Flansches hätte sich selbstverständlich ebenso gut direkt aus der Beziehung zwischen den Spannungen und dem Krümmungsradius der elastischen Linie ableiten lassen; der hier gezeigte Umweg über ein gedachtes Biegemoment und seine erzeugende Kraft wurde gewählt, um den Gedankengang sinnfälliger zu machen und leichter von dem Sonderfall des betrachteten Beispiels auf andere Fälle

schließen zu können. Denn wenn die auf diese Weise abgeleiteten Formänderungen der Wirklichkeit entsprechen, so kann man aus der Richtigkeit ihrer Ergebnisse den Schluß auf die Zulässigkeit der Ausgangshypothese machen. Es seien darum im folgenden zunächst für einige unsymmetrische Profile nach der obigen Methode die Formänderungen bei einer Belastung angegeben.

Bei dem in Abb. 16 angegebenen Γ -Eisen wirke die Belastung von oben. Die Stegfasern stehen dann oben unter Druck, unten auf Zug, und an



den freien Kanten der Flanschen herrscht die der zugehörigen Stegspannung entgegengesetzte Beanspruchung. Daraus ergibt sich unter Berücksichtigung des oben über die Richtung der gedachten Kraft P gesagten für den oberen Flansch eine nach rechts oben, für den unteren eine nach links oben gerichtete Kraft. Zerlegt man die Kräfte in ihre Horizontal- und Vertikal-komponente, so sieht man, daß der obere Flansch sich infolge seiner eigenartigen Inspannungsetzung in seiner Ebene nach rechts, der untere in seiner Ebene nach links durchbiegen muß. Gleichzeitig wird der obere Flansch durch die Vertikalkomponente vom Steg ab, der untere an den Steg heran-

gebogen, so daß der Steg einen S-förmigen Querschnitt annimmt. Die sich auf diese Weise ergebende Formänderung tritt auch in Wirklichkeit ein, siehe Bach, Z. d. V. D. I. 1909, S. 1790, und Sonntag, Biegung, Schub und Scherung, S. 82. — Abb. 17 und 18 zeigen die auf gleiche Weise abgeleitete Formänderungen von Z- und Winkelstählen.

Ebenso kann man für symmetrische Profile die Deformationen ableiten. Nimmt man z. B. das in Abb. 19 gezeichnete, von oben belastete **I**-Eisen, so kann man wieder, wie oben, für jeden einzelnen Flansch die gedachte Kraft P zeichnen. Da diese Kraft in allen Flanschen dieselbe absolute Größe hat, heben sich die horizontalen Komponenten gegenseitig auf, und als formändernde Kraft bleiben die Vertikalkomponenten, die notwendigerweise das unten gezeichnete Querschnittsbild erzeugen, das durchaus der Wirklichkeit entspricht.

Da das aus der Abbildung ersichtliche Zurückbleiben der Flanschen gegenüber dem Steg selbstverständlich auch eine Verminderung der Tragfähigkeit bedeutet, so muß man die oben aufgestellte Behauptung, daß symmetrische Profile vollwertig tragen, in gewissem Maße einschränken. Der Grad dieser Einschränkung wird sich zuverlässig nur mit Hilfe von Versuchen bestimmen lassen. Es läßt sich nur auf Grund der oben für schmale und breite Flanschen von **C**-Eisen angestellten Überlegungen voraussehen, daß eine solche Minderwertigkeit bei **I**-Eisen mit kurzen, dicken Flanschen ausgeprägter als bei solchen mit schmalen, dünnen Flanschen sein wird.

Aus der Übereinstimmung zwischen den Folgerungen aus unseren Voraussetzungen und den wirklich auftretenden Formänderungen darf man bis zu einem gewissen Grade die Richtigkeit der obigen Hypothese über die Spannungsverteilung in Gurtungen, Flanschen oder ähnlichen seitlichen Querschnittsansätzen ableiten. Da dieser Beweis aber nicht gründlich genug erscheint, sollen im nächsten Kapitel die Ergebnisse der Bachschen Versuche mit den Resultaten der nach der neuen Theorie mit solchen Profilen vorgenommenen Rechnungen verglichen werden. Ihr Vergleich wird die beim heutigen Stande der Versuche an Profilen denkbar beste Prüfung der Richtigkeit unserer Hypothese sein.

Vergleich der Bachschen Versuchsergebnisse mit den Rechnungen.

Wie schon erwähnt wurde, hat Bach zwei Versuchsreihen durchgeführt. Die erste unternahm er für den Verein Deutscher Ingenieure. Sie

bezieht sich auf die Widerstandsfähigkeit von Profilen mit **I**- und **C**-förmigem Querschnitt, und ihre Ergebnisse sind sehr übersichtlich in der Z. d. V. D. I. 1910, S. 382, veröffentlicht. Die zweite Reihe führte Bach auf Veranlassung des Germanischen Lloyds und des Vereins Deutscher Seeschiffswerften aus. Es sind Versuche über die Tragfähigkeit von **C**- und **E**-Profilen. Da ihre Ergebnisse nicht allgemein bekannt sind, folgt weiter unten zusammen mit denen der ersten Reihe, die der Übersichtlichkeit wegen hier aufgeführt wurden, ihre Zusammenstellung.

Bachs Versuchsordnung war folgende: In einer stehenden Prüfungs-
maschine lagerte er die zu untersuchenden Profile auf Rollen, und zwar bei
den ersten Versuchen die **I**-Stahle mit 2600 mm, die **C**-Profile mit 3000 mm
Entfernung, bei der zweiten Reihe die Träger mit 2600 mm Auflagerabstand.
Die letzteren belastete er ebenso wie die **I**-Eisen in der Mitte mit einer

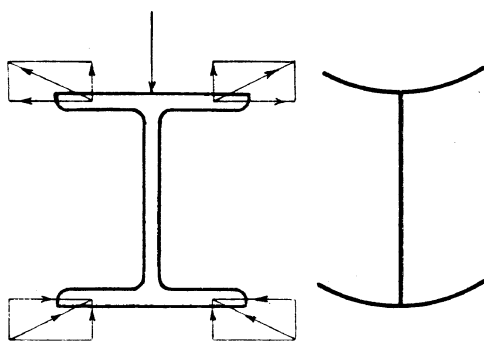


Abb. 19.

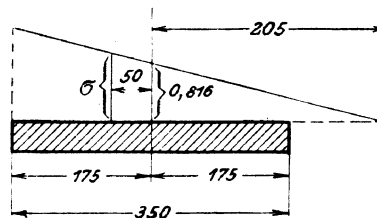


Abb. 20.

Einzellast, dagegen die **C**-Stahle der ersten Versuchsreihe mit zwei vom
Auflager gleich weit entfernten Einzellasten, so daß er in der Mitte zwischen
den Lasten einen Trägerteil mit konstantem Biegemoment, also ohne Schub-
spannungen erhielt. Die Durchbiegung der Träger wurde aus der Bewegung
der Stegmitte des Querschnitts in der Trägermitte gegen die entsprechenden
Punkte über den Auflagern bestimmt. Die Lastübertragung auf das Profil
erfolgte durch einen mit der Maschine starr verbundenen Stempel, und zwar
griff die Last abwechselnd in der Ebene der Hauptachse des Profilquerschnitts
und in der Mitte über dem Steg an.

Bei den Versuchen der zweiten Reihe wurden außerdem die Flanschen
der **C**-Stahle an den Auflagern und neben dem Laststempel durch vertikale
Rundeisenführungen gestützt, die bei den mit Platten vernieteten Profilen
durch entsprechende Bohrungen der Platten gingen.

Wenn man die oben dargestellte Theorie über die Beanspruchungen von Profilflanschen als richtig ansieht, oder wenn man auch nur an die allgemein bekannte Verwerfung der \square -Profilflanschen denkt, so muß man gegen diese Versuchsanordnung Bedenken erheben. Beim Anziehen des Laststempels entsteht zwischen dem starren Stempel und dem daran liegenden Profilflansch ein Reibungswiderstand, welcher diesen Flansch an seitlichen Bewegungen hindert. Der Flansch kann also nicht die Form annehmen, die sich aus den in ihm herrschenden Spannungen ergibt, wenn er frei ist. Daraus folgt wieder, daß er infolge dieser Behinderung in der elastischen Formänderung auch eine andere Spannungsverteilung aufweisen wird als der freie Flansch, und zwar wird die Wirkung der seitlichen Stützung stets die sein, daß die Flanschfasern in erhöhtem Maß die Dehnung bzw. Verkürzung der Stegfasern mitmachen müssen, so daß mit anderen Worten ein solches seitlich gestütztes Profil besser tragen wird als ein freistehendes. Versuche in dieser Art müssen also stets zu günstige Ergebnisse haben.

Rechnerisch ist dieser Umstand gar nicht zu fassen, denn der Grad der Behinderung wird in den einzelnen Fällen ganz verschieden sein. Man kann daher leider auch nicht erwarten, daß Versuch und Rechnung zahlenmäßig dasselbe Ergebnis haben, sondern wird sich zufrieden geben müssen, wenn es gelingt, im wesentlichen der Erscheinungen auf beiden Wegen zu derselben Deutung zu kommen.

Ähnlich wie durch den Laststempel bei den Versuchen wird natürlich der mit einer Platte vernietete Flansch eines Versteifungsprofiles durch die Platte am seitlichen Ausweichen gehindert, nur mit dem Unterschiede, daß hier stets die Verhinderung der Formänderung eine vollkommene ist. Biegt man ein solches System, so müssen alle Flanschfasern des vernieteten Flansches dieselbe Längenänderung wie die Stegfasern erfahren, denn jede andere Annahme führt zu dem Schluß, daß der Flansch sich in seiner Ebene wirft. Bei der Berechnung eines solchen Systems muß man demnach den vernieteten Flansch voll rechnen.

Dieser Umstand war ebenso wie der folgende bei der Berechnung des Trägheitsmomentes der Konstruktionen aus Profilen und Platten in der zweiten Bachschen Versuchsreihe zu berücksichtigen. Platte und Profil wurden bei den untersuchten Trägern so vernietet, daß der Steg des Profils über der Plattenmitte stand, also das Niet 50 mm exzentrisch in der 350 mm breiten Platte saß. Diese Lage der Nietreihe hat eine Minderwertigkeit der Platte zur Folge, wie sich aus der folgenden Überlegung ergibt.

Würde keine Nietung zwischen Profil und Platte vorhanden sein, so würde die Platte bei einer Durchbiegung des Systems um f cm nur die Biegungsspannungen aufnehmen, die sie haben würde, wenn sie allein um f cm durchgebogen würde, auf der einen Seite würde Druck, auf der anderen Seite Zug herrschen; im Vergleich mit dem ebenfalls um f cm durchgebogenen Profil würden diese Spannungen aber sehr klein sein. Das ändert sich mit dem Einsetzen der Nieten vollkommen. Durch die Nietreihe wird die Platte gezwungen, die Längenänderung der an sie stoßenden Stegkante mitzumachen, aber selbstverständlich nur in dem Maße, wie es der Nietung gelingt, der Platte diese Spannungen mitzuteilen. Sitzt die Nietreihe in der Mitte der Platte, so ist die Platte ein Stab, der durch die Schubkraft in der Nietreihe als mit einer zentrisch angreifenden Normalkraft belastet ist, wenn man die Plattendicke vernachlässigt. Hat man dagegen, wie bei den von Bach untersuchten Trägern eine Platte von begrenzter Breite als Profilhülse und ist die Nietung dabei aus der Plattenmitte herausgedrückt, so ist die Platte ein exzentrisch belasteter Stab und es gelten für sie dieselben Gesetze, wie sie oben für unsymmetrische Flanschen abgeleitet wurden.

Für die Bachschen Träger ist der Grad der sich daraus ergebenden Minderwertigkeit leicht zu berechnen. Abb. 20 stellt schematisch die Platte dar. Diese ist 350 mm breit und die Nieten sitzen in ihr 50 mm aus der Mitte. In diesem Abstand von der Mitte herrscht also die Spannung σ der äußersten Profildfasern, und man kann nach der oben abgeleiteten Form daraus die Spannungsverteilung über den Plattenquerschnitt konstruieren. Da der Querschnitt rechteckig ist, vereinfacht sich die Konstruktion der Nullfaser durch die Beziehung, daß der auf der großen Achse des Querschnitts liegende Trägheitsradius mittlere Proportionale zwischen der Exzentrizität des Kraftangriffs und dem Abstand der zugehörigen Nullfaser ist. Der Trägheitsradius auf der großen Achse ist gleich $0,289 \cdot 35$ cm, der gesuchte Abstand der Nullfaser von der Mitte mithin gleich $(0,289 \cdot 35)^2 : 5 = 20,5$ cm. Daraus ergibt sich die in die Skizze eingetragene Spannungsverteilung, oder eine mittlere Spannung, die gleich 0,81 der in der Nietreihe herrschenden ist. Will man also das Trägheitsmoment des Systems nach dem Geradliniengesetz berechnen, so darf man die Platte nur mit 81 % des Querschnitts in die Rechnung einführen.

Mit Berücksichtigung dieser Umstände mögen nun im folgenden die einzelnen Versuche besprochen werden.

Bachs Versuche an breitflanschigen Greyträgern.

Bach wählte von den symmetrischen Profilen als Versuchsobjekt den breitflanschen Greyträger, weil bei ihm eine nur aus der Breitenausdehnung der Flanschen sich ergebende verminderte Tragfähigkeit, wie z. B. Sonntag sie noch annimmt, wegen der großen Breite der Flanschen am stärksten ausgeprägt sein mußte. Die Versuche ergeben jedoch, daß innerhalb der Elastizitätsgrenze eine solche Minderwertigkeit nicht vorhanden ist, so daß Bach zu dem Schlusse kommt, daß für die Berechnung solcher Träger das Gradliniengesetz gültig ist. Dieses Versuchsergebnis entspricht durchaus den auf S. 21 bzw. 30 angestellten Überlegungen, deren Richtigkeit also durch den Versuch vollkommen bestätigt wird.

Bachs Versuche an Wulstwinkeln.

Siehe Tabelle 4 der reduzierten Trägheitsmomente und Tabelle A₃ der Ergebnisse der Bachschen Versuche.

Unter den Wulstwinkeln wählte Bach das Γ -Eisen $240 \times 100 \times 16,5$ als Versuchsprofil, und zwar untersuchte er es allein und in Verbindung mit einer Platte von den Abmessungen 350×20 mm. Der Versuch mit dem Wulstwinkel allein ergab ein wirklich vorhandenes Trägheitsmoment, das gleich 90 % des tabellarischen war, für das System mit Platte erhielt Bach bei 20,2 mm Plattendicke 0,93, bei 20,4 mm Plattendicke 0,95 als Verhältnis dieser Werte. Das Ergebnis des Versuchs mit dem Träger aus Profil und Platte hat große Verwirrung angerichtet, weil man die Ursache der Minderwertigkeit im Wulst suchte und dann keine Erklärung für die verringerte Tragfähigkeit fand, denn selbst wenn man den Wulstwinkel mit dem aus dem ersten Versuch gewonnenen Verhältniswert von 0,90 für das Profil allein in die Rechnung einführt, ergibt sich für den Träger ein Gütegrad von 0,99, also bei weitem nicht die Herabsetzung der Tragfähigkeit, wie sie aus dem Versuch hervorging. Die einzige Erklärung für die Minderwertigkeit des Systems aus Profil und Platte ist die Exzentrizität der Nietung. In der Tat ist es auch sehr unwahrscheinlich, daß der Bulb bei seiner kleinen Unsymmetrie die Tragfähigkeit des Profils in dem versuchsgemäß festgestellten Maße herabsetzen sollte, denn auch die Minderwertigkeit des alleinstehenden Profils läßt sich vollkommen aus der reduzierten Tragfähigkeit des Winkelflansches erklären.

Die im Anhang beigegeführten Rechnungen ergeben nämlich für das Profil allein bei vollwertigem Wulst und reduziertem Flansch ein Verhältnis

der Trägheitsmomente von 0,85 gegenüber einem Versuchswert von 0,90, mit Rücksicht auf die stützende Wirkung des Laststempels also ein ganz befriedigendes Resultat. Die Berechnung der Träger aus Profil und Platte ergibt bei der 20,4 mm dicken Platte einen Verhältniswert von 0,95, bei der 20,2 mm dicken Platte 0,945. Hier ist die Übereinstimmung mit den entsprechenden Versuchswerten von 0,95 bzw. 0,93 sogar eine sehr gute, so daß wir aus ihr die Bestätigung unserer Annahme über den Einfluß der schiefen Nietung ableiten dürfen. Jedenfalls zeigen die Rechnungen, daß es nicht nötig ist, zur Erklärung der Versuche eine Minderwertigkeit des Wulstes anzunehmen; man darf sogar, ohne unvorsichtig zu sein, die Behauptung aufstellen, daß der mit einer Platte vernietete Bulb eine durchaus vollwertige Versteifung ist und daher mit vollem Recht die Bevorzugung verdient, die der Schiffbauer ihm zuteil werden läßt.

Bachs Versuche an C-Profilen.

Siehe Tabelle 1—3 der reduzierten Trägheitsmomente, Tabellen A₁, A₂ und B der Ergebnisse der Bachschen Versuche sowie die Abbildungen 34—37.

Bach hat zwei Gruppen von C-Profilen untersucht, einmal die drei Normal-C-stähle 120, 220 und 300 und außerdem die Schiffbaustähle C 240 × 13 × 100 × 18 und 240 × 16 × 100 × 18, und zwar die letzteren wieder alleinstehend und mit Platten vernietet. Mit den Normaleisen zusammen bog er dann noch einen Greyträger 240, dessen Flanschen auf einer Seite abgehobelt waren, so daß er C-Form bekam. Alle diese Profile untersuchte er mit normalbreiten Flanschen, dann aber auch bei geringeren, durch Abhobeln hergestellten Flanschbreiten, wobei an den mit Platten vernieteten Profilen nur der freie Flansch behobelt war.

Für alle dabei vorkommenden Fälle wurde die Konstruktion des reduzierten Flansches vorgenommen und danach das reduzierte Trägheitsmoment berechnet und die Ergebnisse dann für die einzelnen Profile in den anliegenden Skizzen den Versuchswerten gegenübergestellt. Man sieht aus diesen Zusammenstellungen, daß eine zahlenmäßige Übereinstimmung nicht vorhanden ist, die aber wegen der Fehlerquellen des Versuchs auch nicht erwartet werden darf. Der Hauptunterschied zwischen Versuch und Rechnung liegt darin, daß die Rechnung für die normalbreiten Profile ein annähernd konstantes Verhältnis zwischen

dem wirklich vorhandenen und dem tabellarischen Trägheitsmoment von etwa 0,65 ergibt, während nach Bach dieser Wert von 0,74 beim \square 300 auf 0,93 beim \square 120 steigt. Mir erscheint das letztere aus folgenden Gründen nicht sehr wahrscheinlich:

Die niedrigen Profile haben verhältnismäßig breitere Flanschen als die hohen. Da nun, wie doch die Versuche es selbst zeigen, die Minderwertigkeit des Profils mit zunehmender Flanschbreite sinkt, müßte man eigentlich bei kleineren Profilen einen schlechteren Gütegrad erwarten als bei großen, wenn nicht der bei den niedrigeren Profilen verhältnismäßig dickere Steg diesen Nachteil wieder ausgleiche. Jedenfalls ist kein Grund zu sehen, warum die Widerstandsfähigkeit in dem Maße wachsen sollte, wie der Versuch ergab. Das rechnerische Resultat ist von diesem Standpunkt aus mit seinem ungefähr gleichbleibenden Wert viel wahrscheinlicher. Zu demselben Schluß führt folgende Überlegung. Für geometrisch ähnliche Profile müßte der Verhältniswert $J_w : J_f$ gleich sein, da er den Einfluß der absoluten Werte ausschaltet. Vergleicht man nun z. B. das Normal- \square -Eisen $120 \times 7 \times 55 \times 9$ mit dem Schiffbauprofil \square $240 \times 13 \times 100 \times 18$, so verhalten sich diese Profile in ihren Abmessungen etwa wie 1 : 2, nur hat das \square 120 verhältnismäßig breitere Flanschen, müßte also schlechter sein als das \square 240. Nach dem Versuchsergebnis hat aber das \square 120 einen Gütegrad von 0,93 und das \square 240 einen solchen von 0,84, was nach dem eben Gesagten etwas zweifelhaft erscheint. Nach meiner Ansicht erklären sich die Versuchsergebnisse dadurch, daß die stützende Wirkung des Laststempels bei den verhältnismäßig im Steg dickeren niedrigen Profilen sich mehr fühlbar macht als bei den hohen, dünnstegigen, und daß deswegen die höhere Widerstandsfähigkeit der ersteren nur scheinbar ist. Wenn man, wie Bach selbst es tut, und wie es nach den Versuchen gerechtfertigt erscheint, von der Annahme ausgeht, daß die Ursache für die Minderwertigkeit der Profile in einer ungleichmäßigen Spannungsverteilung über die Flanschen liegt, so muß man das rechnerische Ergebnis für richtiger halten als das Versuchsergebnis.

Es wäre in hohem Grade wünschenswert, daß neue Versuche, bei denen eine seitliche Stützung der Flanschen vermieden würde, endgültig Licht in die Frage brächten. Daß ich im übrigen mit meiner Anschauung über die Fehlerquellen der von Bach angestellten Versuche nicht allein stehe, beweist ein Aufsatz des Professors Schüle (Zürich) über Biegungsversuche mit gewalzten Trägern in der Schweiz. Bauzeitung, Band XLIII Nr. 21 und 22, in dem Schüle genau dieselben Bedenken ausspricht, wie ich sie oben äußerte;

wobei ich gleich hinzufügen möchte, daß ich seine Versuchsanordnung mit Gelenkstempeln für mindestens ebenso bedenklich halte.

Immerhin zeigen Versuch und Rechnung der Ergebnisse im wesentlichen eine bemerkenswerte Übereinstimmung, und man kann aus ihnen beiden einwandfrei folgende Sätze ableiten:

1. Mit zunehmender Breite der Flanschen sinkt das Verhältnis zwischen wirklich vorhandenem und tabellarischem Trägheitsmoment.

2. Bei alleinstehenden Profilen erreicht der Wert Widerstandsmoment durch Fläche bei einer bestimmten Flanschbreite ein Maximum. Diese günstigste Breite ist abhängig von dem Verhältnisse der Stegdicke, Flanschbreite und Flanschdicke zueinander.

Den Schiffbau interessiert weniger das freistehende, als das mit der Platte verbundene Profil. Für solche Systeme zeigen Blatt 84 und 85 allerdings übereinstimmend in Rechnung und Versuch ein Abnehmen des Verhältniswertes der Trägheitsmomente mit zunehmender Flanschbreite, leider läßt sich aber der zweite obige Satz nicht auch für diesen Fall aufstellen, weil man kein Mittel hat, aus den Versuchen Schlüsse auf das Widerstandsmoment der Konstruktion zu ziehen; denn da bei ihnen keine Spannungsmessungen vorgenommen wurden, hat man keinen Anhalt für die Lage der neutralen Faser bei den Versuchsträgern. Das ist im Interesse der praktischen Auswertung der Versuche sehr zu bedauern, weil das Widerstandsmoment für den Schiffbau viel häufiger maßgebend ist als das Trägheitsmoment.

Streng genommen stellen auch die in den Abb. 34—37 angegebenen $W : f$ -Kurven nicht das Verhältnis zwischen Widerstandsmoment und Fläche dar. Bach bestimmte diese Werte, indem er aus dem Trägheitsmoment das Widerstandsmoment durch Division mit der halben Profilhöhe errechnete. Das ist richtig, so lange der Profilquerschnitt symmetrisch zu seiner neutralen Faser ist. Da Bach aber durch Spannungsmessungen sehr bedeutende Spannungsunterschiede zwischen der oberen und unteren Stegkante feststellte, die wohl auf den Einfluß des Laststempels zu schieben sind, ist seine Methode, das Widerstandsmoment zu berechnen, nicht ganz einwandfrei. Ich habe aber der Einfachheit halber seine Darstellung beibehalten, denn wenn man den Ausdruck $W : f$ nicht als richtig an dieser Stelle ansieht, kann man die Kurven immer noch als eine Darstellung der durch die halbe Profilhöhe dividierten Werte des Verhältnisses zwischen Trägheitsmoment und Platte ansehen.

Trotzdem also der Vergleich mit den Versuchswerten fehlt, sind in den Abb. 34—37 die errechneten $W : f$ -Werte für die aus Platten und Profilen zusammengenieteten Träger aufgetragen und überraschenderweise zeigen ihre Kurven, daß die Materialausnutzung, für die der Wert $W : f$ als Maßstab gelten kann, bei allen Flanscbreiten annähernd gleich groß ist. Der zahlenmäßige Wert des Trägheitsmomentes ist natürlich bei dem \square -Stahl mit breitem Flansch höher, der Gütegrad der Konstruktion jedoch nicht, wie man es eigentlich nach den Ausführungen über den Einfluß starker Profildurchformungen erwarten konnte. Die günstige Wirkung des breiten Flansches wird eben durch den Einfluß der Unsymmetrie wieder ausgeglichen. Mit der Vorsicht also, die den rechnerischen Werten gegenüber so lange geboten erscheint, wie sie durch einwandfreie Versuche noch nicht bestätigt wurden, darf man auch vom Gesichtspunkt der Materialausnutzung aus behaupten, daß das Wulstprofil ein ausgezeichnetes Versteifungsmittel ist; denn da das \square 240 mit 40 mm breitem Flansch nahezu ein Wulstwinkel ist, wird bei einem mit einer Platte vernieteten Wulstwinkel der Gütegrad der Konstruktion fast genau derselbe sein, wie bei einem normalbreiten \square -Eisen.

Rechnung und Versuch lassen also das \square -Profil in sehr ungünstigem Licht erscheinen, und sinngemäß gilt natürlich diese Erkenntnis für andere unsymmetrische Profile wie Z -Eisen u. dergl. Alle nutzen das Material nicht in der bisher angenommenen Weise aus, und man läuft stets bei ihnen die Gefahr, daß bei höheren Beanspruchungen die Verwerfung der einseitigen Gurtungen so stark wird, daß sie die Widerstandsfähigkeit des Profils überhaupt in Frage stellt. Wo sich unsymmetrische Profile nicht vermeiden lassen, ist diese Gefahr sehr zu berücksichtigen, und vor allem von vornherein die verminderte Tragfähigkeit der Profile in die Rechnung einzuführen. Wie Bach andeutet, wird man die Profiltabellen demgemäß auch umgestalten müssen, und bei der Berechnung von Plattenversteifungen wird man in anderer Weise als der bisher üblichen vorgehen.

Da bis jetzt Rechnung und Versuch zahlenmäßig nicht denselben Grad der Minderwertigkeit ergaben, und die Wahrscheinlichkeit sehr groß ist, daß die Schuld daran den Versuchen zugeschrieben werden muß, wäre es im höchsten Grade wünschenswert, wenn die an der Profilfrage interessierten Körperschaften sich noch einmal entschließen könnten, die Mittel für die Profiluntersuchungen aufzubringen, bei deren Durchführung die in dieser Schrift gegebenen Anregungen befolgt würden.

Immerhin darf man zusammenfassend behaupten, daß die anfangs aufgestellte Theorie über die Inspannungsetzung von Trägern mit seitlichen Querschnittsansätzen mühelos alle Spannungszustände und Formänderungen in Profilen erklärt und an keiner Stelle Resultate ergibt, die in Widerspruch zu den Versuchen stehen. Sie erscheint von allen bis jetzt bekannten Theorien über solche Profile am geeignetsten, ihre Tragfähigkeit zu beurteilen. Darum sollen im folgenden an ihrer Hand einige gebaute Versteifungssysteme besprochen werden, die im Schiffbau neben den einfachen Profilaussteifungen üblich sind.

Anwendung der neuen Theorie auf Gurtplatten- und Gegenwinkelkonstruktionen.

Es wird genügen, hier folgende im Schiffbau am häufigsten vorkommende Versteifungssysteme zu besprechen:

1. C-Profil mit Gurtplatte,
2. C-Profil mit Gegenwinkel,
3. C-Profil mit Gegenwinkel und Gurtplatte,
4. L-Profil mit Gegenwinkel.

Alle anderen Fälle sind leicht daraus abzuleiten.

1. Das C-Profil mit Gurtplatte. — Wegen dieser Versteifungsart brauche ich nur auf das oben bei der Besprechung der Versuche Gesagte hinzuweisen. Dort war auf Seite 33 darauf hingewiesen, daß die Wirkung der Gurtplatte von der Lage der Nietreihe zwischen Profil und Platte in bezug auf die Mitte der Gurtung abhängig ist. Eine Wiederholung des Beweises erscheint hier überflüssig. Als Ergebnis der oben angestellten Überlegung muß man jedoch die Forderung erheben, daß die Nietung der Gurtplatte, wenn diese voll tragen soll, in der Mitte der Platte sitzen muß. Wenn die Gurtplatte außerdem, wie es fast immer der Fall sein wird, kräftig genug ist, seitliche Deformationen des Flansches zu verhindern, so ist die Konstruktion durchaus vollwertig.

2. Das C-Profil mit Gegenwinkel. — Eine sehr ähnliche Überlegung, wie sie oben für Gurtplatten aufgestellt wurde, gilt auch natürlich für den Gegenwinkel. Die Inspannungsetzung des Gegenwinkels erfolgt von der Nietreihe, also etwa von der Mitte des genieteten Schenkels aus. Der Gegenwinkel ist demnach wieder ein exzentrisch belasteter Stab, für den man in der schon bekannten Weise für den Kraftangriff in der Mitte des Schenkels die Spannungsverteilung über den Querschnitt und daraus eine reduzierte

Querschnittsfläche konstruieren kann. Den daraus sich ergebenden Wert darf man aber noch nicht ohne weiteres in die Rechnung einführen, sondern muß ihn für die Bestimmung des Trägheitsmomentes noch im Verhältnis des Abstandes des Kraftangriffs von der neutralen Faser zu dem der äußersten Faser davon reduzieren. Die dabei auftretende Schwierigkeit, daß die Lage der neutralen Faser unbekannt ist, muß man durch eine Annäherung umgehen. Auf diese Weise kann man das bei einer solchen Konstruktion wirklich vorhandene Trägheits- und Widerstandsmoment errechnen. Natürlich kann der so bestimmte Wert nur eine Annäherung darstellen. Führt man die Rechnung z. B. für ein $\Gamma 220 \times 9 \times 80 \times 12,5$ mit Gegenwinkel $75 \times 75 \times 9$ an einem 10 mm starken Schott durch, so ergibt sich, daß das wirklich vorhandene Trägheitsmoment nur 72 % des bisher angenommenen beträgt. Man muß aber annehmen, daß dieser Grad von Minderwertigkeit in Wirklichkeit nicht erreicht wird, denn es ist folgendes zu beachten:

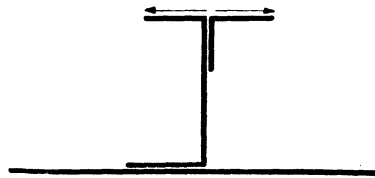


Abb. 21.

Man nehme an, die in der nebenstehenden Skizze gezeichnete Versteifung sei so belastet, daß auf der Plattenseite Zug, auf der Profilseite Druck herrscht, so daß in dem ganzen System die in der Skizze angegebene Spannungsverteilung herrscht. Daraus ergibt sich, daß der freie Γ -Flansch sich in seiner Ebene nach links, der Winkelflansch ebenso nach rechts werfen will. In dieser Deformation hindern sich beide gegenseitig. Eine entsprechende Betrachtung gilt auch für den entgegengesetzten Belastungsfall, natürlich mit dem Unterschied, daß Profil und Winkel sich dann wegen des entgegengesetzten Vorzeichens der Spannungen aufeinander pressen. Der Erfolg wird jedenfalls in beiden Fällen sein, daß die freien Flanschen infolge der behinderten Formänderung mehr tragen, als in der obigen Rechnung angenommen wird. Die genaue rechnerische Verfolgung des Vorgangs erscheint ziemlich aussichtslos und wenig zweckmäßig; Versuche mit solchen Trägern würden besseren Aufschluß über ihre Widerstandsfähigkeit geben können. Man kann jedoch mit ziemlicher Sicherheit behaupten, daß die Konstruktion als vollwertig angesehen werden darf und ein gutes Versteifungsmittel dar-

stellt. Ähnliche Überlegungen gelten natürlich für den Fall, daß die Versteifungen aus zwei Rücken an Rücken genieteten \square -Stählen besteht.

3. Das \square -Profil mit Gegenwinkel und Gurtplatte. — Nietet man auf eine solche unter 2. besprochene Konstruktion noch eine Gurtplatte, und zwar so, daß sie sowohl mit dem Profil wie mit dem Winkel vernietet wird, so darf man von einer solchen Konstruktion nach dem unter 2. Gesagten Vollwertigkeit annehmen, denn durch die Gurtplatte wird jede aus dem Überwiegenden des Winkels oder \square -Stahls bei dem Träger 2 etwa noch herrührende seitliche Verwerfung ziemlich sicher verhindert und dadurch der Verlauf der Spannungen in dem Träger nach dem Geradliniengesetz sichergestellt.

4. Das \square -Profil mit Gegenwinkel. — Die unter 2. angestellten Überlegungen gelten sinngemäß für diesen Fall. Da aber wegen des Fehlens des Flansches am Wulstwinkel die stützende Wirkung für den Gegenwinkel fehlt, wird die Tragfähigkeit des Systems einem \square - oder Z -Eisen ähneln, so daß seine Verwendung wenig empfehlenswert ist.

Mit Ausnahme der Verbindung zwischen Wulstwinkel und Gegenwinkel erscheinen diese Trägersysteme also durchaus brauchbar. Da sie wegen der kräftigen Außengurtung auch in bezug auf Materialausnutzung sehr vorteilhaft sind, kann man ihre Verwendung nur empfehlen.

Zusammenfassung.

Stellt man die Ergebnisse der vorstehenden Kapitel zusammen, so hat man folgendes: Der erste Abschnitt führte zu der Forderung, daß man bei der Berechnung der Tragfähigkeit einer Plattenversteifung stets den Einfluß der Platte auf die Widerstandsfähigkeit des Profils berücksichtigen müsse. Der zweite Teil führte dann zu der Erkenntnis, daß unsymmetrische Profile in ihrer Tragfähigkeit als minderwertig anzusehen sind, weil unsymmetrische Gurtungen bei weitem nicht soviel tragen, wie sich bei Zugrundelegung der Bernoullischen Annahme für sie ergeben würde.

Daraus ergab sich im ersten Teil im Interesse der Materialausnutzung für Versteifungen an Platten die Forderung möglichst starker Außengurtungen und der zweite Teil verwarf folgemäß unsymmetrische Profile als unwirtschaftlich und unzuverlässig. Dieses Ergebnis des zweiten Teils wird auch durch die Folgerungen aus dem ersten Teil nicht beeinflußt, da man z. B. an einem \square -Stahl den freien Flansch dicker ausführen könnte, um damit nach Teil 1 den Gütegrad der Konstruktion heraufzusetzen, damit aber nach

den Ausführungen auf S. 28 nichts erreichen würde. Im Gegenteil wird man stets die Gefahr des Zusammenbruchs des ganzen Systems damit vergrößern, weil die stützende Wirkung des Stegs verhältnismäßig geringer wird, je stärker die Unsymmetrie des Profiles ist.

Vergleicht man nun die Verhältnisse im Schiffbau mit dem Ergebnis der vorstehenden Überlegungen, so sehen wir die Vorliebe für den Wulstwinkel und die Abneigung gegen die **C**-Profile ausgezeichnet gerechtfertigt, und die Forderung erscheint erlaubt, daß diese Tendenz des Ersatzes der **C**-Stahle durch Wulsteisen zum Grundsatz erhoben wird.

Dem kann man entgegenhalten, daß es in Fällen, wo geringes absolutes Gewicht und schärfste Raumausnutzung Bedingung sind, also z. B. im Kriegsschiffbau, nicht vorteilhaft ist, Wulstwinkel zu verwenden. Dieses Profil entspricht der Forderung einer möglichst starken Außengurtung schlecht, denn man wird den Bulb immer nur so stark ausführen, daß er ein Flattern der freien Kante hindert. Das Wulstprofil kann daher noch nicht als das Ideal einer Schiffbauversteifung gelten, so daß die Erwägung sehr nahe liegt, nach einer Profilform zu suchen, die den beiden oben aufgestellten Grundsätzen gerecht wird. Eine Möglichkeit, zu einer solchen Form zu gelangen, die in der Praxis von der größten Wichtigkeit zu werden verspricht, soll der letzte Teil dieser Arbeit zeigen.

C. Die weitere Ausgestaltung der Schiffbauversteifungsprofile.

Die eben aus den vorhergehenden Absätzen gezogenen Folgerungen geben natürlich auch die Leitsätze für die weitere Ausgestaltung der Schiffbauversteifungsprofile ab. Aus der Verbindung der beiden Grundsätze ergibt sich für den Schiffbau als extremste Forderung das Verlangen, nur symmetrische Profile mit starken Außengurtungen zu verwenden.

An symmetrischen Profilen weisen nun die heutigen Profiltabellen die Normal- **I**-Eisen, die Differdinger Greyträger und schließlich die **T**-Eisen auf, die jedoch alle drei im Schiffbau nicht mit Vorteil zu verwenden sind. Die dem Hochbau entstammenden ersten beiden Profile sind in ihrer Form für die Vernietung mit Platten sehr ungünstig. Die Flanschen der Normal- **I**-Eisen sind zu schmal zum Einziehen von Nieten, die der Differdinger Greyträger viel zu breit und darum im Schiffbau zwecklos schwer; auch sind bei ihnen die breiten Flanschen für die sachgemäße Ausführung des innenliegenden Nietkopfes sehr ungünstig. Demgegenüber sind zwar die

Flanschen des T-Profiles, da es ein Schiffbaueisen ist, für die Nietdurchmesser richtig dimensioniert, man weiß jedoch nie recht, was man mit dem Doppelflansch anfangen soll, weil er für die sachgemäße Verbindung zwischen Profil und Platte vollständig überflüssig ist. Für derartige Vernietungen genügt im Schiffbau nämlich fast durchweg eine Nietreihe. Die Schubspannungen nehmen an dieser Stelle nur bei ungewöhnlich starken Außengurtungen und in den seltenen Fällen sehr kurzer, eingespannter Versteifungen solche Größe an, daß man zweireihig nieten muß.

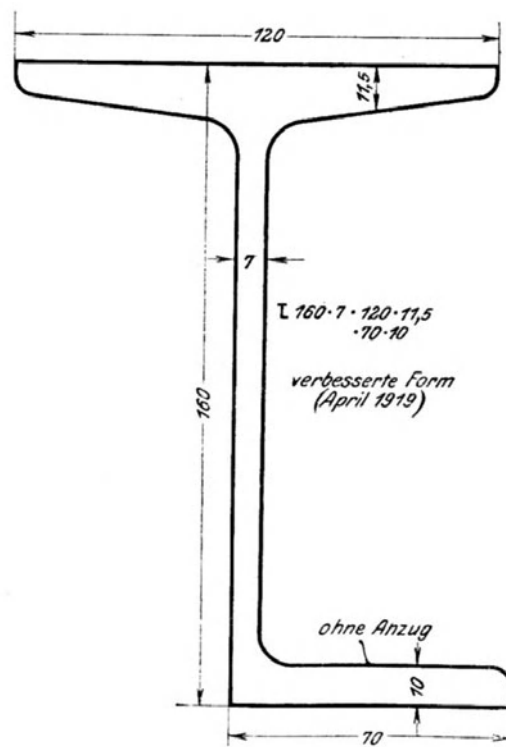
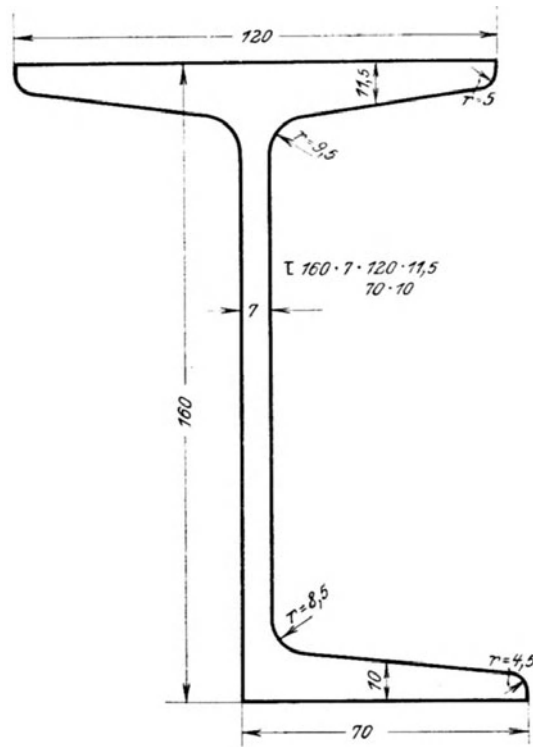
Die drei oben erwähnten Profile werden also niemals für den Schiffbau Bedeutung erlangen.

Die eben aufgestellte Überlegung über die Ansprüche an die Vernietung zwischen Profil und Platte grenzt aber die Form der vorteilhaften Profile noch weiter ein. Aus ihrer Verbindung mit den oben aufgestellten Grundsätzen ergibt sich, daß das für die Materialausnutzung günstigste Schiffbauprofil T-Form (siehe Skizze S. 64) hat. Die Vorteile und die Art der Anwendung solcher Profile sollen kurz im folgenden besprochen werden.

Die äußere Form des neuen Profils ist, kurz beschrieben, folgende: Die eine Seite des Stegs trägt einen zur Vernietung bestimmten einseitigen Flansch, für dessen Abmessungen dementsprechend allein die für das betreffende Profil erforderliche Nietung maßgebend ist. Die andere Stegseite hat einen starken, zweiseitigen, symmetrischen Gurt. Das Profil, ohne Platte gesehen, ist allerdings unsymmetrisch zum Steg, aber nach dem, was oben bei der Besprechung der Versuchsergebnisse gesagt wurde, sieht man, daß diese Unsymmetrie sofort nach der Vernietung mit der Platte verschwinden muß.

Die Überlegenheit der neuen Form beruht natürlich, wie es schon angedeutet wurde, darauf, daß die Materialanhäufung auf der freien Stegseite die ungünstige Verschiebung der neutralen Faser des Versteifungssystems nach der Plattenseite hin hindert. Da man in den Abmessungen des Gurts ziemlich unbeschränkt ist, kann man dadurch erreichen, daß man gleiche Trägheits- und Widerstandsmomente bei der neuen Form mit leichteren und niedrigeren Profilen als bei den alten Konstruktionen erhält.

Soll man z. B. ein auf Knicken beanspruchtes Schott so aussteifen, daß die Versteifung ein Trägheitsmoment von etwa 3750 cm^4 hat, so kann man das mit einem Wulstwinkel $200 \times 85 \times 12$ (J mit einer Platte $400 \times 10 = 3750 \text{ cm}^4$, $F = 37,74 \text{ cm}^2$) erreichen, oder mit einem Profil der neuen Form von



Maßstab 1:2.

den Abmessungen $175 \times 7,5 \times 130 \times 12,0 \times 70 \times 10,0$ (J mit einer Platte $400 \times 10 = 3970 \text{ cm}^4$, $F = 34,5 \text{ cm}^2$). Das neue Profil ist also in diesem Fall trotz des 6 % höheren Trägheitsmomentes um 8,5 % leichter und um 12,5 % niedriger.

Noch größer wird natürlich die Überlegenheit des Profils, wenn das Widerstandsmoment für die Abmessungen einer Konstruktion maßgebend ist. Zum Beweise dafür sind in der untenstehenden Tabelle folgende annähernd gleichwertige Konstruktionen einander gegenübergestellt worden.

1. Eine Platte 400×10 mit einem Wulstwinkel $200 \times 85 \times 12$.

2. Dieselbe Platte mit einem C $180 \times 12 \times 80 \times 13$. 1. und 2. sind nach dem Germanischen Lloyd einander gleichwertig. In die der Aufstellung zugrunde liegende Rechnung wurde das C -Eisen mit reduziertem Flansch eingesetzt.

3. Dieselbe Platte mit einem deutschen Normal- C -Eisen $220 \times 9 \times 80 \times 12,5$, gerechnet wie unter 2.

4. Die gleiche Platte mit einem H -Profil $160 \times 7,0 \times 120 \times 11,5 \times 70 \times 10,0$.

Die Platte wurde in allen Fällen voll gerechnet. Dann ergibt sich folgendes Bild:

	Platte 400×10 mit Profil	Widerstands- moment	Fläche des Profils	Gewicht $\bar{T} = 1$	Höhe $\bar{r} = 1$
1	$\bar{r} 200 \times 85 \times 12$	237 cm^3	37,74 cm^2	1	1
2	$\text{C} 180 \times 12 \times 80 \times 13$	201 cm^3	40,08 cm^2	1,06	0,9
3	$\text{C} 220 \times 9,0 \times 80 \times 12,5$	228 cm^3	37,40 cm^2	0,99	1,1
4	$\bar{T} 160 \times 7,0 \times 120$ $\times 11,5 \times 70 \times 10,0$	251 cm^3	30,90 cm^2	0,82	0,80

Aus dieser Tabelle ergibt sich zunächst, daß die Tabelle des Germanischen Lloyds für den Ersatz der \bar{r} - durch C -Profile die letzteren keineswegs zu ungünstig bewertet, sondern daß der Wulstwinkel wahrscheinlich dem C -Stahl noch stärker überlegen ist, als man nach ihr annimmt. Im allgemeinen kann man aber sagen, daß die ersten drei Fälle in Raum- und Gewichtsausnutzung einander ziemlich gleichwertig sind. Dagegen ist Fall 4 mit dem neuen Profil ihnen sowohl im Gewicht wie in der Höhe ganz bedeutend überlegen.

Gerade diese Verbindung von Raum- und Gewichtsersparnis läßt das neue Profil besonders wertvoll erscheinen und veranlaßte mich, den Versuch

zu machen, eine für die Praxis brauchbare Reihe solcher Profile zu entwerfen; das Ergebnis meiner Rechnungen ist die in der untenfolgenden Tabelle angegebene Profilreihe. In dieser Vergleichstabelle sind die neuen Profile ähnlich wie in der eben gezeigten Zusammenstellung den gleichwertigen alten gegenübergestellt, und zwar unter Zugrundelegung des Widerstandsmomentes, weil im Schiffbau höchst selten das Trägheitsmoment einer Konstruktion maßgebend ist.

Einfluß der Plattendicke auf das Widerstandsmoment bei verschiedenen Versteifungsformen.

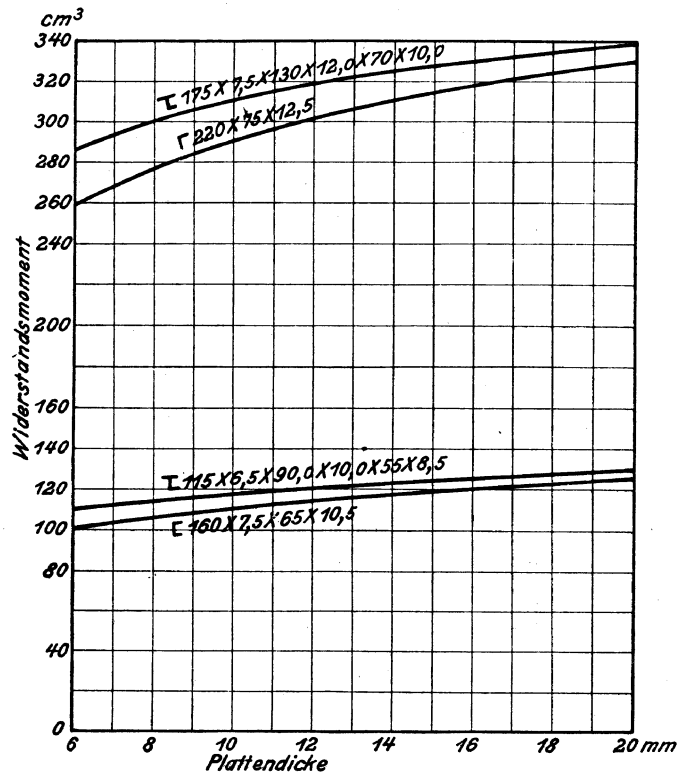


Abb. 22.

Das Ergebnis dieses Vergleichs ist der Beweis einer großen Überlegenheit des neuen Profils; man spart bei seiner Anwendung bis zu 33 % an Gewicht, und bis zu 28 % an Raum, also Werte, die für Schiffbauer und Reeder wohl ins Gewicht fallen.

Da der Tabelle der Vorwurf gemacht werden könnte, daß ihre Werte nur für die in ihr angegebenen Plattenstärken Gültigkeit haben, möchte ich gleich hervorheben, daß die Überlegenheit des Profils bei anderen als in der Tabelle angegebenen Plattenstärken in genau derselben Weise besteht. Die

Abb. 22 veranschaulicht das für drei verschiedene Profile. Auch dem anderen Vorwurf, daß die Abrostungsfläche des neuen Profils eine größere ist, soll hier gleich begegnet werden, denn man kann rechnerisch das Gegenteil beweisen. Nimmt man z. B. an, daß bei einem 12 mm starken, durch einen $\square 280 \times 90 \times 14,5$ bzw. $\tau 220 \times 8,0 \times 160 \times 13,5 \times 90 \times 11,0$ aus gesteihten Schott die Abrostung so weit vorgeschritten ist, daß von allen freien Flächen $\frac{1}{2}$ mm heruntergefressen wurde, so sinkt das Widerstandsmoment der Bulbkonstruktion von 543 auf 510 cm^3 , das der τ -Konstruktion von 543 auf 505 cm^3 , also fast genau soviel, jedenfalls verschwindend wenig mehr. Dabei darf man außerdem nicht vergessen, daß die Innenseiten des Gurtes und die Stegflächen bei dem neuen Profil besser gegen Abrosten geschützt sind, als der Steg des Wulstwinkels, und daß deswegen, wenn man z. B. an Bunkerwandversteifungen denkt, die obige Rechnung wahrscheinlich zu ungünstig für das neue Profil ist.

Um die Vorteile des τ -Profils handgreiflicher zu zeigen, als es vielleicht die Vergleichstabelle tut, habe ich im Anhang die Gewichtersparnis für zwei Handelsschiffe mittlerer Größe, einen reinen Fracht- und einen Fracht- und Passagierdampfer berechnet. Die für einen Panzerkreuzer von 25 000 t Konstruktionsdeplacement in derselben Art aufgestellte Rechnung ergab eine Ersparnis von 150 t. Der aus diesen Aufstellungen hervorgehende Gewinn an Tragfähigkeit muß um so höher bewertet werden, als er nicht, wie z. B. beim Längsspanntensystem durch Verzicht auf Konstruktionsvorteile erzielt wird, sondern bei jeder Bauweise einwandfrei zu erreichen ist und dabei Hand in Hand geht mit der in jeder Beziehung vorteilhaften Raumersparnis.

Nähere Beschreibung des Profils.

Für die Einzelabmessungen des Profils waren in erster Linie walzentechnische Gesichtspunkte maßgebend. Ich freue mich, Herrn Generaldirektor Dahl von der Gewerkschaft „Deutscher Kaiser“ an dieser Stelle meinen ergebensten Dank für die Liebenswürdigkeit aussprechen zu können, mit der er auf meine Idee einging, und mit welcher er mir mit Rat und Tat bei der Ausarbeitung der Profile half.

Im folgenden sollen kurz die Elemente der Profilform näher beschrieben werden.

1. Der Gurt. — Die Abmessungen ergaben sich rechnerisch aus der günstigsten Profilform mit der Beschränkung, daß eine zu große Gurtbreite

sich einerseits mit Rücksicht auf das Stauen der Profile, andererseits aus dem Grunde verbietet, daß der Vorhalthammer auch beim Nietten der niedrigen Profile eine möglichst geringe Neigung zur Achse des Nietschaftes haben muß. Äußerlich ähnelt die Gurtform derjenigen der \square -Flanschen; die inneren Flächen haben 8° Neigung, der Abrundungshalbmesser am Steg ist gleich dem Mittel aus Gurt und Stegdicke, der an der Außenseite des Gurtes halb so groß ist. Die in den Tabellen angegebene Gurtdicke liegt dabei in der Mitte der halben Breite. Die Gurtbreiten sind in 10 mm Abständen gesteigert.

Verhältnis der Stegdicke zur Steghöhe bei verschiedenen Profilen.

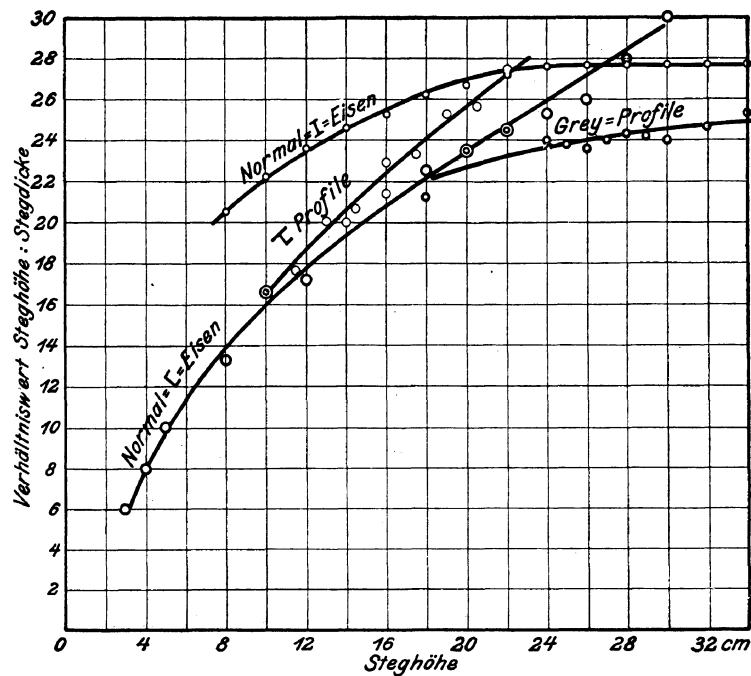


Abb. 23.

2. Der Steg. — Die niedrigste Steghöhe beträgt 100 mm, sie steigert sich in Abständen von 15 mm bis zu 220 mm Höhe. Für die Stegdicke war wieder die Rücksicht auf möglichst billiges und bequemes Abwalzen maßgebend, und es blieb danach nur die Prüfung übrig, wie das so gewonnene Verhältnis zwischen Steghöhe und Stegdicke bei den neuen Profilen sich zu dem anderer Profile verhält. Die Abb. 23 gibt darüber Auskunft. Es sind darin diese Verhältniszwerte für die deutschen Normal- \mathbf{I} - und \square -Eisen, die Greyprofile und das neue Profil eingetragen, und man sieht aus ihm, daß das neue Profil die Mitte zwischen ihnen hält, also allen Ansprüchen genügen wird.

3. Der Nietflansch. — Die Breite des Nietflansches wurde nach der Regel bestimmt, daß sie mindestens dem dreifachen desjenigen Nietdurchmessers entspricht, der zu der größten nach dem Germanischen Lloyd mit der Versteifung zur Verbindung kommenden Schottplattendicke gehört. Maßgebend für die Nietdurchmesser waren dabei die Vorschriften der deutschen Kriegsmarine, die durchweg höhere Werte als die Lloydtabellen geben.

Leider ist es walztechnisch noch nicht möglich, die Innenseite des Flansches ohne Anzug herzustellen. Der Neigungswinkel beträgt jedoch nur 5° . Lage der größten Breite und der Abrundungshalbmesser bestimmen sich in ähnlicher Weise wie beim Gurt.

Das Abwalzen der neuen Profilform ist ohne weiteres möglich, nur werden die Profile 5—10 % teurer werden als die jetzt verwendeten.

Die in der Tabelle angegebene Profilreihe kann natürlich nur eine Grundreihe darstellen. Es wird sich erst bei zunehmender Einbürgerung der Form herausstellen, ob es nötig ist, **T**-Profile von größerem Wider-

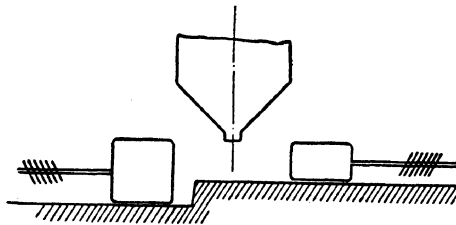


Abb. 24.

standsmoment als dem in der Tabelle angegebenen einzuführen und durch feinere Abstufung die in der vorliegenden Reihe noch vorhandenen großen Abstände in den Widerstandsmomenten zu unterteilen.

Die Bearbeitung der **T**-Profile.

Schneiden und Lochen. — Die neuen Profile können in genau derselben Weise gelocht und geschnitten werden wie **C**- oder **T**-Eisen. Die für **C**-Eisen noch vielfach verwendeten hydraulischen Scheren können dabei mit einer kleinen Änderung, die sie für **C**-Profile brauchbar läßt, etwa wie Abb. 24 sie zeigt, verwandt werden. Normale Sägen eignen sich selbstverständlich dazu, ebenso hochtourige Kaltsägen.

Biegen. — Für das Kaltbiegen der Profile genügen die üblichen Stoßmaschinen. Die Feuerbearbeitung muß in der für **Z**-Eisen üblichen Form erfolgen.

Nieten. — Das Skizzenblatt Nr. 25 soll dem Vorwurf begegnen, daß die Profile sich wegen der geringeren Höhe schlechter nieten lassen als die älteren Formen. Es ergibt sich aus ihm, daß die Lage des Vorhalthammers bei der neuen Form fast genau dieselbe ist wie bei Γ -Stählen, so daß in diesem Punkte keinerlei Schwierigkeiten zu erwarten sind.

Die Anwendung der neuen Profile.

Bei der Verwendung der neuen Profile wird das Vorgehen gegenüber dem bei den älteren Formen insofern verschieden sein, als man unterscheiden muß, ob das Profil als eingespannter oder als frei aufliegender Träger zum Einbau kommt und zwar deshalb, weil man mit Rücksicht auf die Erhaltung

Γ - und τ -Profile, Lage des Vorhalters beim Nieten.
 Γ 140 \times 60 \times 7 \times 10 und Γ 180 \times 8 \times 70 \times 11 und
 τ 100 \times 6,0 \times 80 \times 9,5 \times 50 \times 6,0. τ 130 \times 6,5 \times 100 \times 10,5 \times 60 \times 9,0.

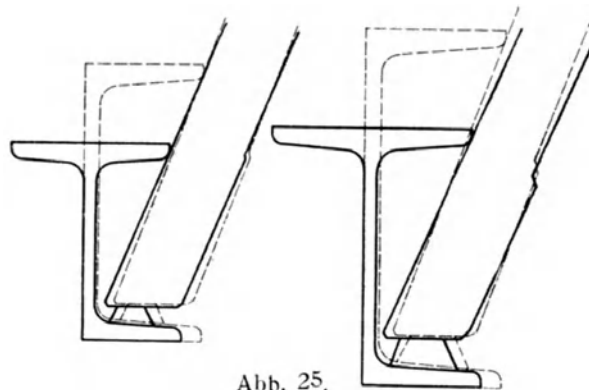


Abb. 25.

des Gurtes beim eingespannten Träger die Knieblechformen verschieden von der beim frei aufliegenden Träger wählen muß. Das bedeutet eine gewisse Schwierigkeit, weil die Ansichten in dieser Frage, wie überhaupt über das Problem der Anwendung der Kniebleche, im Schiffbau noch sehr ungeklärt sind, wofür es bezeichnend ist, daß die Ansichten der beiden für den deutschen Eisenschiffbau maßgebenden Instanzen, des Reichsmarineamts und des Germanischen Lloyds, sich ungefähr diametral gegenüberstehen. Der Germanische Lloyd z. B. sieht Knieblechbefestigungen für Versteifungen grundsätzlich als Einspannung an, das Reichsmarineamt im allgemeinen nicht. Bei der Durcharbeitung der Detailkonstruktionen ergeben sich aus dieser Gegensätzlichkeit große Verschiedenheiten, was ich bei der Beurteilung der in den Abbildungen 31—38 angegebenen Knieblechverbindungen zu beachten bitte.

Diese Skizzen haben den Zweck, die bei den neuen Profilen nicht in der bequemen Art wie bei den \square -, \mathbf{Z} - oder \mathbf{L} -Stählen möglichen Arten von Knieblechverbindungen darzustellen und damit vor einer Überschätzung

Abb. 26.

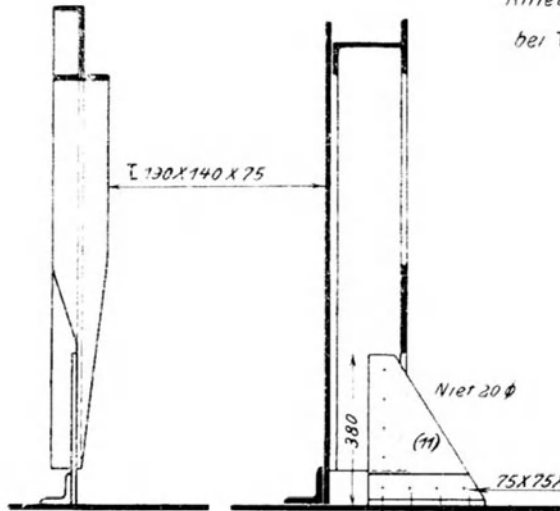


Abb. 27.

*Knieblechformen
bei \mathbf{T} -Profilen*

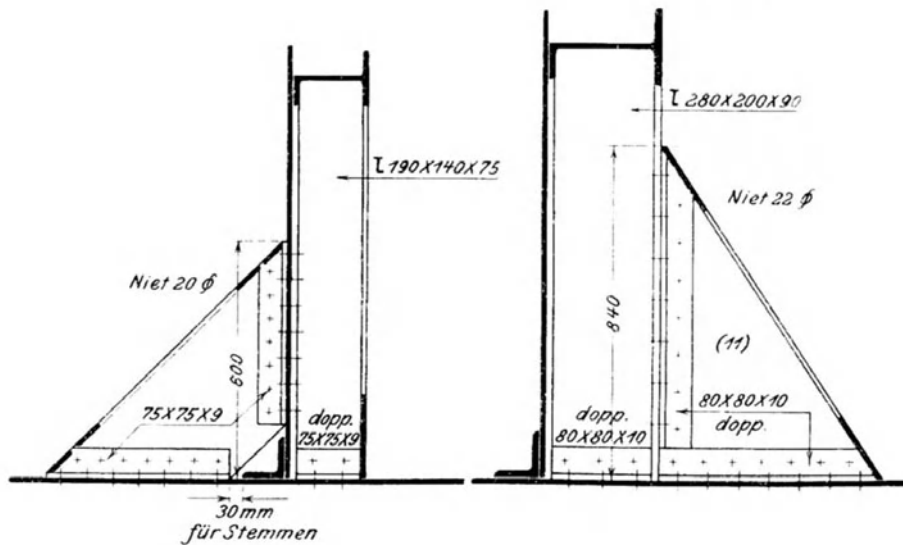
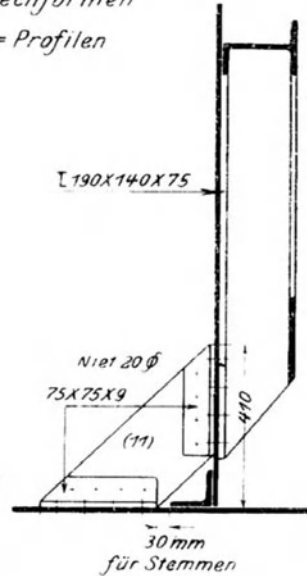
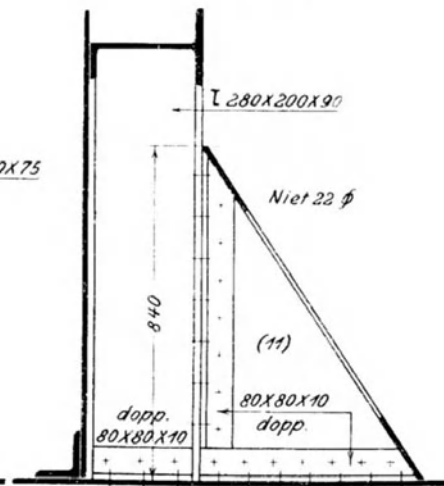


Abb. 28.

Abb. 29.



der in der Verwendung etwas abweichenden Knieblechformen liegenden Unbequemlichkeit zu warnen.

Für frei aufliegende und nur an einem Ende eingespannte Träger genügt fast immer die jetzt auch nach dem Germanischen Lloyd zulässige Be-

festigung mit kurzen Winkelstücken. Ihre Anwendung ist bei der neuen Form ohne weiteres möglich. Ist man durch die Höhe des Auflagedruckes oder durch die Notwendigkeit eines Rahmenverbandes gezwungen, Knie-

Abb. 30.

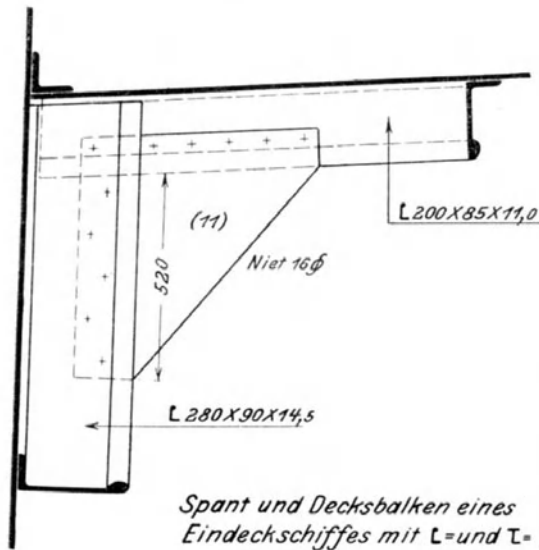
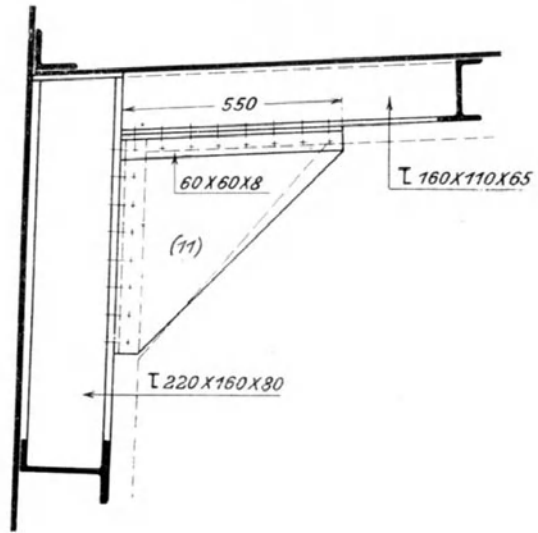


Abb. 32.



Spant und Decksbalken eines Eindeckschiffes mit L- und T-Profilen

Länge = 108,0 m
Breite = 13,5 m
Höhe = 8,5 m

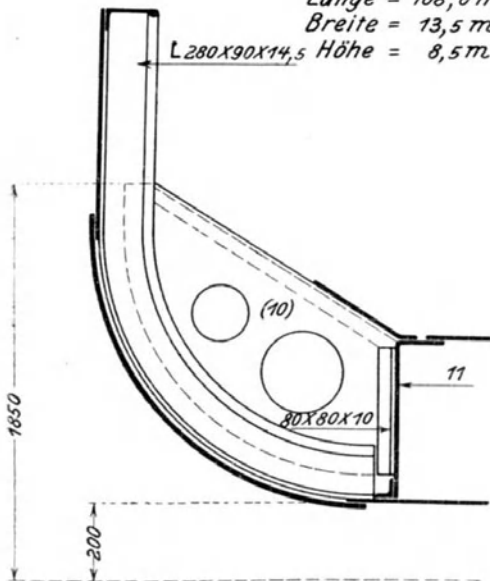


Abb. 31.

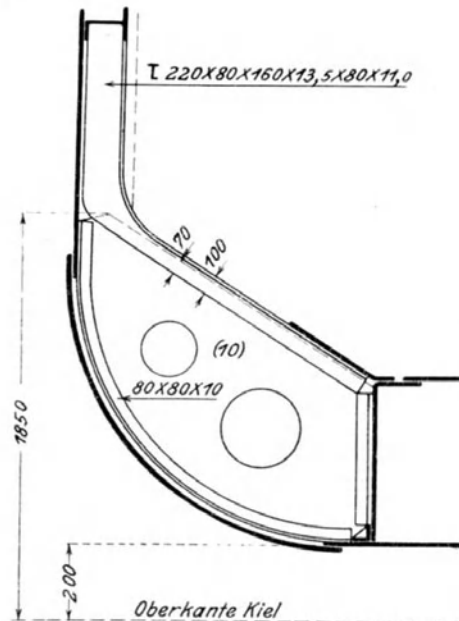


Abb. 33.

bleche zu verwenden, so stellen die Abb. 26 und 27 dafür 2 Ausführungsarten dar. Nach Abb. 26 wird ein Flansch des zweiseitigen Gurtes im Bereich des Kniebleches autogen weggebrannt und das Knieblech dann in der normalen Weise befestigt. Die Schnittfläche des Brenners kann so glatt

ausgeführt werden, daß weitere Bearbeitung der Schnittfläche nicht nötig ist, und die durch diese Arbeit entstehenden niedrigen Kosten stehen in keinem Verhältnis zu den sonstigen Vorteilen des Profils. Abb. 27 gibt eine Lösung, die diese Arbeit spart.

Für eingespannte Träger kommen nach dem Muster des Germanischen Lloyds Befestigungen nach den Abbildungen 28 und 29 in Frage.

Die Abb. 30—33 geben schließlich ein Beispiel für die Ausführung von Spanten und Decksbalken in einem Eindeckschiff nach den Bauvorschriften des Germanischen Lloyds bei Verwendung von **T**-Profilen im Vergleich mit der Bauart mit Wulstwinkeln. Ich mache hier besonders auf die Ausführung des Spantes in der Kimm aufmerksam. Die in die Abbildungen 32 und 33 eingezeichneten, gestrichelten Linien, die den Raumbedarf bei der Wulstwinkelbauart zeigen, lassen deutlich den großen Raumgewinn erkennen. Wie bedeutend dieser ist, geht aus der Angabe hervor, daß bei dem gewählten Beispiel, einem Schiff von etwa 2400 Nettoregistertonnen etwa 175 cbm Laderaum gewonnen werden, von dem nur etwa die Hälfte bei der Vermessung berücksichtigt wird. Spantenkonstruktionen mit teilweiseem Gegenwinkel lassen sich bei der neuen Profilform durch Aufnieten von Gurtplatten ebenso mühelos ersetzen.

Die Verarbeitung der Profile von **T**-Form stößt also im Schiffbau auf keine Schwierigkeiten; sie gliedern sich ohne Zwang in die jetzt üblichen Bauformen ein.

Schlußwort.

Fassen wir die vorstehenden Überlegungen kurz zusammen, so ergibt sich folgendes Bild von dem augenblicklichen Stand der Profilfrage im Schiffbau. Theoretische Überlegungen führen zu der Forderung, daß Schiffbauprofile so geformt sind, daß sie nach Verbindung mit der Platte eine starke Außengurtung haben und in dieser symmetrisch zum Steg sind. Dementsprechend fehlt es dem Schiffbauer an einer ihn unbedingt befriedigenden Profilform. Der sonst vorzügliche Wulstwinkel hat den Nachteil, in der Außengurtung sehr schwach zu sein, **I** - und die veralteten **I**-Stahle haben denselben Fehler und den Übelstand, daß der zweiseitige Flansch an der mit dem Blech in Berührung kommenden Seite zum Einziehen einer zweiten, im Schiffbau fast immer überflüssigen Nietreihe zwingt, und die am häufigsten verwendeten **C**- und **Z**-Stahle entsprechen in ihrer Tragfähigkeit nicht

dem Materialaufwand und sind wegen ihrer Unsymmetrie unzuverlässig, wenn nicht gefahrbringend.


Dieser wenig wünschenswerte Zustand ließe sich mit einem Schlage durch die Einführung von Profilen in **L**-Form beseitigen. Dem Schiffbauer würde dadurch ein Profil in die Hand gegeben, das in seiner Widerstandsfähigkeit zuverlässig ist und ihm einen Grad von Materialausnutzung gestattet, der von keiner bis jetzt von ihm benutzten Profilform auch nur annähernd erreicht wird. Gegenüber den bisher üblichen Versteifungsformen spart man bis zu einem Drittel an Profilmgewicht bei gleichzeitiger Herabsetzung der Profilhöhe in gleichem Verhältnis. Eine solche Materialersparnis erscheint bei der voraussichtlichen Lage des Rohstoffmarktes in den nächsten Jahren augenblicklich besonders bedeutungsvoll; daß sie Hand in Hand geht mit der mindestens ebenso wichtigen Raumersparnis kennzeichnet deutlich die Überlegenheit dieser Form. Die Einführung solcher Profile würde also durch eine befriedigende Lösung der Schiffbauprofilfrage einen großen Fortschritt in der Technik des Eisenschiffbaus bedeuten.

Literaturverzeichnis.

- Bach:** Versuche über die tatsächliche Widerstandsfähigkeit von Balken mit **E**-förmigem Querschnitt. Z. d. V. d. I. 1909 S. 1790. Z. d. V. d. I. 1910 S. 382.
- Föppl:** Vorlesungen über technische Mechanik.
- Meldahl:** Einfluß der Stegdicke auf die Tragfähigkeit eines **E**-Balkens, Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft 1903.
- Pietzker:** Festigkeit der Schiffe.
- Rehder:** Über die Verwendung von Knieblechen im Schiffbau, Schiffbau 1914 S. 94.
- Schüle:** Biegeversuche mit gewalzten und genieteten Trägern. Schweizer Bauzeitung Bd. XLIII, Nr. 21. u. 22.
- Sonntag:** Biegung, Schub und Scherung.
- Stieghorst:** Die Schwäche der **E**-Balken und die zu ihrer Beseitigung erforderlichen Maßnahmen, Schiffbau 1907 S. 85.
- Tetmajer:** Elastizität und Festigkeit.

Ergebnisse der Bachschen Durchbiegungsversuche an Profilträgern.

A. Versuchsreihe des Vereins Deutscher Seeschiffswerften.

1.  - Träger.

Höhe des C-Eisens rd. 240 mm.

Die Breite des freien Flansches besaß verschiedene, durch Hobeln herbeigeführte Größe, wie aus Spalte 2 ersichtlich.

Bezeichnung des Trägers	Breite des freien Flansches des C-Eisens	Spannungsstufe	Durch den Versuch ermittelte federnde Durchbiegung y	Durch Rechnung ermittelte Werte der federnden Durchbiegung			Verhältnis der rechnungsmäßigen zur tatsächlichen Durchbiegung	
				aus dem Biegemoment y'	aus der Schubkraft y''	Summe der Werte y' + y''	ohne Rücksicht auf die Schubkraft $\frac{y'}{y}$	mit Berücksichtigung der Schubkraft $\frac{y' + y''}{y}$
				cm	cm	cm	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 11 mm; Stegdicke 13 mm

1	99,6	302/1146	0,164	0,135	0,016	0,151	0,82	0,92
2	80,0	206/1168	0,183	0,150	0,017	0,167	0,82	0,91
3	59,8	241/1126	0,152	0,132	0,013	0,145	0,87	0,95
4	39,9	289/1157	0,138	0,126	0,011	0,137	0,91	0,99

Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 11 mm; Stegdicke 16 mm


5	100,2	282/1128	0,166	0,139	0,014	0,153	0,84	0,92
6	80,1	313/1189	0,161	0,139	0,013	0,152	0,86	0,94
7	60,1	326/1197	0,152	0,135	0,011	0,146	0,89	0,96
8	39,8	260/1213	0,155	0,143	0,010	0,153	0,92	0,99

Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 19 mm; Stegdicke 13 mm

9	99,6	284/1077	0,147	0,114	0,015	0,129	0,78	0,88
10	79,7	259/1167	0,158	0,127	0,016	0,143	0,80	0,91
11	59,5	293/1174	1,138	0,121	0,013	0,134	0,88	0,97
12	39,8	276/1197	0,134	0,122	0,012	0,134	0,91	1,00

Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 19 mm; Stegdicke 16 mm


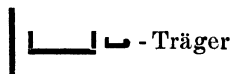
13	100,1	263/1001	0,134	0,108	0,012	0,120	0,81	0,90
14	79,9	293/1117	0,139	0,117	0,012	0,129	0,84	0,93
15	59,8	337/1147	0,128	0,113	0,011	0,124	0,88	0,97
16	40,3	318/1192	0,128	0,119	0,010	0,129	0,93	1,00

2.  - Träger.

Höhe des C - Eisens rd. 240 mm.

Die Breite des freien Flansches besaß verschiedene, durch Abhobeln hergestellte Größe, wie aus Spalte 2 ersichtlich.

Bezeichnung des Trägers	Breite der freien Flansche des C - Eisens mm	Spannungsstufe kg/qcm	Durch den Versuch ermittelte federnde Durchbiegung y cm	Durch Rechnung ermittelte Werte der federnden Durchbiegung			Verhältnis der rechnerischen zur tatsächlichen Durchbiegung	
				aus dem Biegemoment y'	aus der Schubkraft y''	Summe der Werte y' + y''	ohne Rücksicht auf die Schubkraft $\frac{y'}{y}$	mit Berücksichtigung der Schubkraft $\frac{y' + y''}{y}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Stegdicke 13 mm								
17	100,1	293/1100	0,232	0,181	0,014	0,195	0,78	0,84
18	99,6	297/1113	0,234	0,183	0,014	0,197	0,78	0,84
Stegdicke 16 mm								
19	99,8	278/1044	0,204	0,171	0,011	0,182	0,84	0,89
Stegdicke 13 mm								
20	99,9	293/1098	0,230	0,180	0,014	0,194	0,78	0,84
21	79,9	345/1034	0,182	0,154	0,011	0,165	0,85	0,91
22	59,6	322/1073	0,183	0,168	0,010	0,170	0,92	0,97
23	39,8	274/1097	0,192	0,184	0,008	0,192	0,96	1,00
Stegdicke 16 mm								
24	82,9	313/1096	0,197	0,175	0,010	0,185	0,89	0,94
25	63,1	284/1040	0,178	0,169	0,008	0,177	0,95	0,99
Stegdicke 13 mm								
26	42,8	324/1101	0,180	0,174	0,007	0,181	0,97	1,00

 3.  - Träger.


Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 20 Höhe des C - Eisens rd. 240 mm

27	—	346/1176	0,131	0,114	0,011	0,125	0,87	0,95
28	—	346/1176	0,135	0,115	0,011	0,126	0,85	0,93
L - Träger, rd. 240 mm hoch								
29	—	292/1168	0,211	0,181	0,009	0,190	0,86	0,90
30	—	292/1168	0,212	0,181	0,009	0,190	0,85	0,90

B. Versuchsreihe des Vereins Deutscher Ingenieure.

Profil	Breite des freien Flansches mm	Querschnitts- fläche cm ²	Spannungs- stufe kg/cm ²	Durchbiegung			$\frac{y' + y''}{y}$
				beobachtet y cm	berechnet aus der Biegung y' cm	berechnet aus dem Schub y'' cm	
L 120 × 7 × 55 × 9	55	17,1	397/1192	0,504	0,464	0,007	0,93
	55	17,1	397/1192	0,507	0,464	0,007	0,93
	40	14,8	404/1212	0,491	0,472	0,006	0,97
	40	14,8	406/1217	0,497	0,474	0,006	0,97
L 220 × 9 × 80 × 12,5	80	37,4	400/1199	0,329	0,260	0,012	0,83
	80	37,4	400/1199	0,337	0,260	0,012	0,81
	55	32,4	394/1183	0,290	0,257	0,009	0,92
	55	32,4	396/1189	0,294	0,258	0,009	0,91
	35	27,6	398/1194	0,274	0,259	0,007	0,97
	35	27,6	398/1194	0,274	0,260	0,007	0,97
L 300 × 10 × 100 × 16	100	59,6	400/1200	0,280	0,190	0,017	0,74
	100	59,6	400/1200	0,280	0,190	0,017	0,74
	70	51,7	401/1203	0,288	0,191	0,014	0,86
	70	51,6	402/1206	0,287	0,191	0,014	0,86
	40	42,2	399/1196	0,200	0,189	0,010	0,99
	40	42,5	398/1195	0,201	0,189	0,010	0,99

Ergebnisse der rechnerischen Untersuchungen an unsymmetrischen Profilträgern.


Tabelle 1 der reduzierten Trägheitsmomente.

Profil	Flanschbreite		des Profils	Fläche in cm ²		des Flansches	Trägheitsmoment I	Widerstandsmoment W	Fläche des reduzierten Flansches	Reduziertes Trägheitsmoment I _{red}	Widerstandsmoment W _{red}	I _{red} / W _{red}
	mm	2		3	4							
1												
E 240 × 13 × 100 × 18	100	62,8	31,2	15,8	5385	448	8,50	3589	299	0,667		
	80	57,0	31,2	12,9	4660	388	7,43	3319	277	0,712		
	60	50,4	31,2	9,6	3843	320	6,30	3036	253	0,790		
	40	43,1	31,2	5,95	2943	245	5,80	2906	242	0,987		
E 240 × 16 × 100 × 18	100	68,6	38,4	15,1	5558	463	8,20	3861	322	0,695		
	80	62,8	38,4	12,2	4834	403	7,20	3608	301	0,748		
	60	56,4	38,4	9,0	4042	337	6,30	3381	282	0,840		
	40	49,2	38,4	5,4	3158	263	5,80	3255	271	1,030		
F 240 × 100 × 16,5 . .	100	61,14	47,64 einschl. Bulb	13,5	4282	325	7,4	3606	299	0,843		

Tabelle 2 der reduzierten Trägheitsmomente.

Einseitig behobelter Differdinger Greyträger 240	125	59,6	24,0	17,8	5609	466	8,4	3255	272	0,580
	90	51,8	24,0	13,9	4683	382	6,55	2769	231	0,605
	55	40,8	24,0	8,4	3200	267	4,4	2225	185	0,696
	35	34,1	24,0	5,05	2376	198	3,45	1990	166	0,838
E 300 × 10 × 100 × 16	100	58,8	30,0	14,4	8028	535	7,45	5240	350	0,652
	70	50,9	30,0	10,45	6398	427	5,9	4592	306	0,718
	40	41,7	30,0	5,85	4559	305	4,7	4106	275	0,899
E 220 × 9 × 80 × 12,5	80	37,4	19,8	8,8	2690	245	4,6	2075	189	0,665
	55	32,0	19,8	6,1	1787	163	3,9	1632	148	0,787
	35	27,6	19,8	3,9	1629	148	2,9	1416	129	0,870
E 120 × 7 × 55 × 9	55	17,04	8,4	4,32	364	66	2,26	239	40	0,656
	40	14,80	8,4	3,2	295	49	1,86	214	36	0,726


Tabelle 3 der reduzierten Trägheitsmomente.

 - Träger.


Grundform des C - Profils C 240 × 13 × 100 × 18 bzw. C 240 × 16 × 100 × 18.

Bezeichnung des Trägers	Breite des freien Flansches mm	Querschnitt des Trägersystems t cm ²	y_{norm} cm ⁴	Reduzierter Platten-Querschnitt cm ²	y_{red} cm ⁴	$\frac{y_{red}}{y_{norm}}$	W_{red} cm ³	$\frac{W_{red}}{f}$ cm ³ /cm ²
Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 11 mm, Stegdicke 13 mm								
1	100	101,3	9147	31,2	6828	0,752	391	3,86
2	80	98,4	8387	31,2	6523	0,778	369	3,76
3	60	95,1	7469	31,2	6206	0,832	347	3,65
4	40	91,5	6390	31,2	6045	0,946	336	3,67
Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 11 mm, Stegdicke 16 mm								
5	100	107,1	9448	31,2	7265	0,770	426	3,98
6	80	104,2	8708	31,2	7007	0,805	406	3,90
7	60	101,0	7853	31,2	6750	0,858	388	3,85
8	40	97,3	6799	31,2	6614	0,960	379	3,90
Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 19 mm, Stegdicke 13 mm								
9	100	129,3	10 654	53,8	8003	0,752	419	3,24
10	80	126,4	9 877	53,8	7621	0,773	395	3,12
11	60	123,1	8 749	53,8	7241	0,828	371	3,01
12	40	119,5	7 438	53,8	7372	0,993	379	3,17
Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 19 mm, Stegdicke 16 mm								
13	100	135,1	11 228	53,8	8583	0,763	459	3,40
14	80	132,2	10 325	53,8	8250	0,798	437	3,30
15	60	129,0	9 509	53,8	7960	0,838	420	3,25
16	40	125,4	8 036	53,8	7773	0,968	407	3,25


Tabelle 4 der reduzierten Trägheitsmomente.

 - Träger.

Profil: C 240 × 100 × 16,5.

 - Träger.

1	100	61,14	4 282	—	3606	0,84	299	4,9
---	-----	-------	-------	---	------	------	-----	-----

 - Träger.

Querschnittsabmessungen der Platte 350 × 20 mm

2	—	131,14	8 864	56,7	8405	0,95	446	3,4
---	---	--------	-------	------	------	------	-----	-----

Verhältnis des wirklichen zum tabellarischen Trägheitsmoment.

Normal- Γ -Eisen 220.

Normal- Γ -Eisen 120.

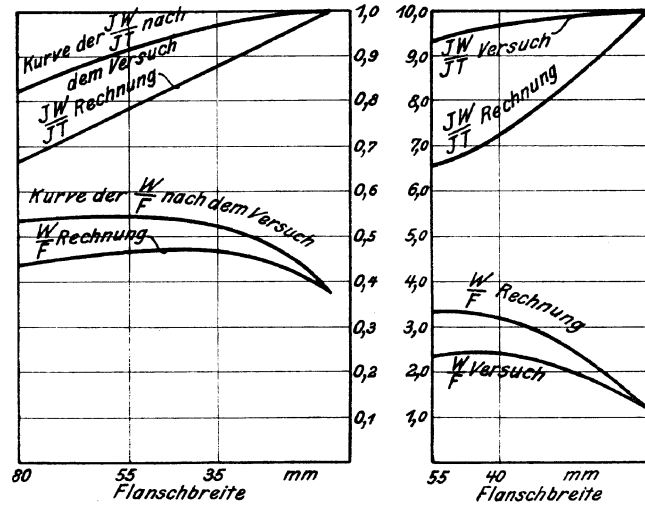


Abb. 34.

Verhältnis des wirklichen zum tabellarischen Trägheitsmoment.

Beim Γ 240 \times 16 \times 100 \times 18 (Platte reduziert).

Γ Allein.

Γ Mit Platte 350 \times 11.

Γ Mit Platte 350 \times 19.

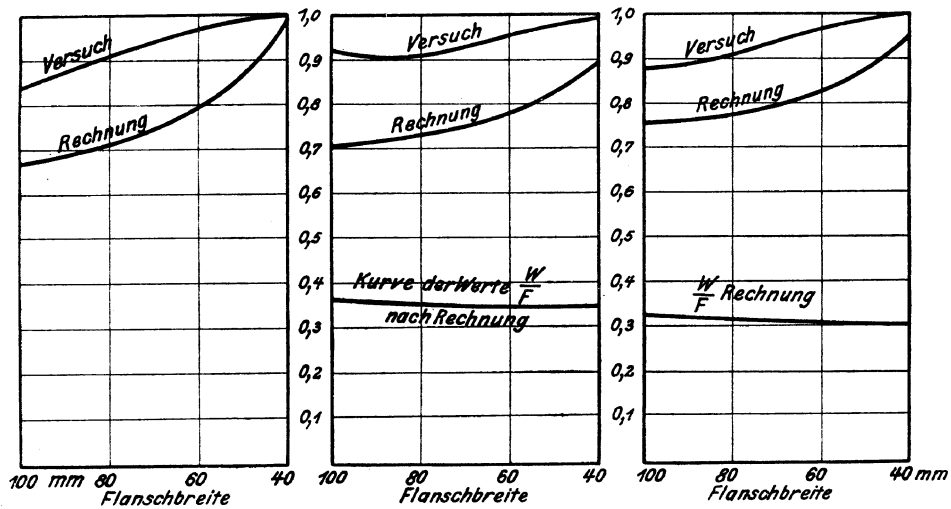


Abb. 35.

Vergleichstabelle über die Trag-

I - Profil					Gleichwertiges Normal-						
Steg- höhe	Gurt- dicke	Gurt- breite	Flansch- dicke	Flansch- breite	Fläche cm ²	Widerstands- moment mit Platte		Profil	Fläche cm ²	Widerstands- moment mit Platte	
						cm ³	cm ³			cm ³	cm ³
100	6,0	80	9,5	50	16,7	6 mm	80	┌ 140	20,4	6 mm	76
115	6,5	90	10,0	55	20,0	8 mm	114	┌ 160	24,0	8 mm	106
130	6,5	100	10,5	60	23,1	8 mm	149	┌ 180	28,0	8 mm	139
145	7,0	110	11,0	65	27,3	8 mm	187	┌ 200	32,2	8 mm	174
160	7,0	120	11,5	70	30,9	10 mm	251	┌ 220	37,4	10 mm	228
175	7,5	130	12,0	70	34,5	10 mm	311	┌ 240	42,3	10 mm	272
190	7,5	140	12,5	75	38,4	12 mm	382	┌ 260	48,3	12 mm	350
205	8,0	150	13,0	75	42,2	12 mm	459	┌ 280	53,3	12 mm	415
220	8,0	160	13,5	80	46,4	12 mm	543	┌ 300	58,8	12 mm	480
235	8,5	170	14,0	80	50,5	12 mm	635				
250	8,5	180	14,5	85	54,9	12 mm	755				
265	9,0	190	15,0	85	60,7	12 mm	870				
280	9,0	200	15,5	90	65,4	12 mm	1000				

Fähigkeit von T-, L- und U-Profilen.

L-Eisen		Gleichwertiger Wulstwinkel bzw. Schiffbau-L-Stahl					
% Ersparnis		Profil	Fläche cm ²	Widerstands- moment mit Platte		% Ersparnis	
an Gewicht	an Raum			cm ³	cm ³	an Gewicht	an Raum
18,0	28,0	U 130 × 65 × 9,0	19,60	6 mm	81	15,0	23
16,5	28,0	U 150 × 70 × 9,5	23,34	8 mm	110	14,0	23
17,5	28,0	U 170 × 75 × 10,5	28,34	8 mm	146	18,5	23
15,0	27,0	U 190 × 75 × 10,5	31,56	8 mm	187	13,5	23,5
		U 165 × 10,0 × 80 × 12,0	33,76			19,0	12,0
17,5	27,5	U 200 × 75 × 12,0	36,66	10 mm	236	15,5	20,0
		U 180 × 11,0 × 80 × 13,0	38,23			19,0	11,0
18,5	27,0	U 220 × 75 × 12,5	41,06	10 mm	290	16,0	21,0
		U 200 × 11,0 × 85 × 14,0	43,95			21,5	12,5
20,5	27,0	U 240 × 90 × 13,5	49,40	12 mm	369	22,0	21,0
		U 220 × 11,5 × 90 × 15,0	50,22			23,5	13,5
21,0	27,0	U 250 × 90 × 14,0	52,91	12 mm	425	20,0	18,0
		U 220 × 13,5 × 90 × 15,0	54,62			22,5	7,0
21,0	27,0	U 280 × 90 × 14,5	60,51	12 mm	543	23,0	21,5
		U 260 × 13,5 × 95 × 16,0	63,04			26,4	15,5
		U 300 × 95 × 15,0	67,39	12 mm	625	25,0	21,5
		U 280 × 14,0 × 100 × 16,5	69,46			27,0	16,0
		U 300 × 17,0 × 100 × 17,0	81,84	12 mm	730	33,0	16,5
		U 320 × 15,0 × 100 × 17,5	79,84			14,0	17,0
				12 mm	850		
		U 340 × 18,0 × 100 × 18,0	93,96	12 mm	1000	30,2	17,5

Verhältnis des wirklichen zum tabellarischen Trägheitsmoment.
 Beim E 240 × 16 × 100 × 18 (Platte reduziert).

E Allein. E Mit Platte 350 × 11. E Mit Platte 350 × 19.

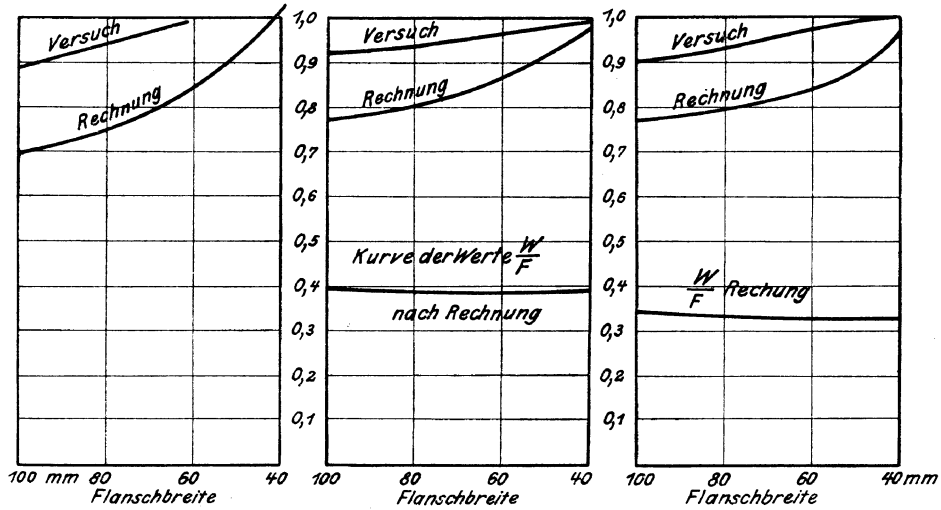


Abb. 36.

Verhältnis des wirklichen zum tabellarischen Trägheitsmoment.

Einseitig behobelter Grey - Träger 240.

Normal - E - Eisen 300.

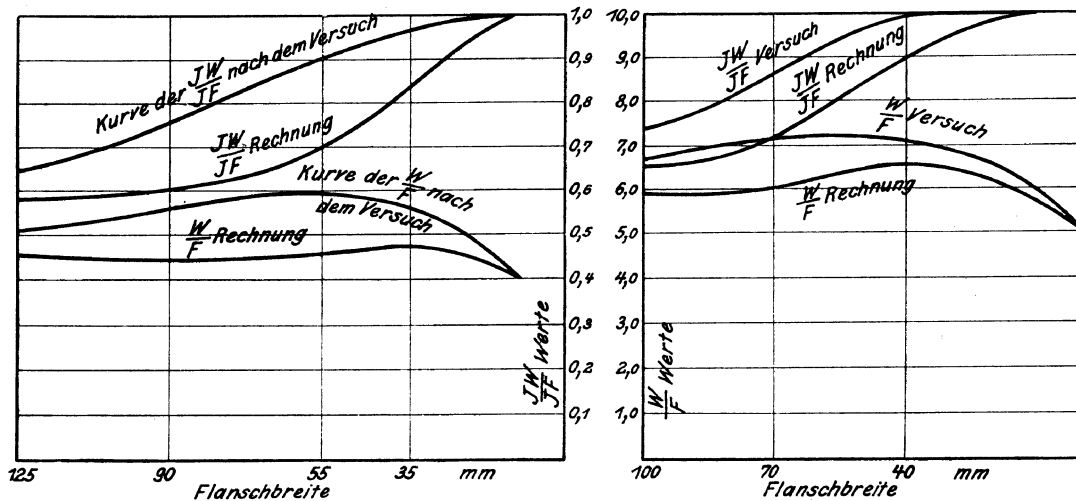


Abb. 37.

Beispiele für die Berechnung der Gewichtersparnis bei der Verwendung von T-Profilen auf verschiedenen Schiffarten.

1. Fracht- und Passagierdampfer „Tabora“.

Länge zwischen den Loten 136,547 m
 Breite auf Spanten 16,459 „
 Tiefe bis Seite Hauptdeck 9,916 „

Bauteil	Ausführung		Ersatz	
	Profil	Gewicht kg	Profil	Gewicht kg
I. Spanten				
a) Unterhalb des Raumdecks	E 260 × 12,5 × 95 × 16,0	114 800	T 220	80 100
Stringer		23 400		
b) Oberhalb des Raumdecks	E 180 × 11,0 × 80 × 13,0	52 800	T 160	35 100
		195 500		115 200
II. Decks				
a) Raumdeck				
Lange Balken	E 200 × 11 × 85 × 14	15 680	T 175	12 300
Halbe Balken	E 180 × 11 × 80 × 13	3 730	160	3 000
Balken unter 3/4 Mb	E 200 × 75 × 10,5	6 120	145	5 040
b) Zwischendeck				
Lange Balken	E 200 × 11 × 85 × 14	65 500	T 175	50 700
Halbe Balken	E 180 × 11 × 80 × 13	20 600	160	16 650
Balken unter 3/4 Mb	E 200 × 75 × 10,5	4 890	145	3 940
c) Hauptdeck				
Lange Balken	E 220 × 13,5 × 90 × 15	80 500	T 190	56 600
Halbe Balken	E 220 × 11,5 × 90 × 15	27 100	175	18 600
Balken unter 3/4 Mb	E 200 × 13 × 85 × 14	6 930	175	4 980
d) Propdeck				
	E 180 × 80 × 11,5	53 300	T 130	36 100
		284 350		207 910
III. Schotten				
Schott 92, 111, 121.	E 260 × 12,5 × 90 × 16	19 400	T 220	14 900
„ 86 mit Längsschott	E 260 × 12,5 × 90 × 16	4 925	220	3 780
„ 55, 63	E 180 × 11 × 80 × 13	4 760	160	3 760
„ 57, 70	E 130 × 65 × 8,5	1 630	100	1 430
„ 149	E 200 × 11 × 85 × 14	2 900	175	2 270
	E 130 × 65 × 8,5	680	100	590
„ 172, 195, 199	E 220 × 11,5 × 90 × 15	4 270	190	3 250
	E 130 × 65 × 8,5	1 665	100	1 100
„ 35	E 280 × 13 × 100 × 16,5	6 500	240	5 260
„ 10	E 180 × 11 × 80 × 13	2 200	160	1 790
Längsschotte Spanten				
55—63	E 180 × 11 × 80 × 13	1 680	160	1 350
		50 510		39 480

Bauteil	Ausführung	Ersatz
Spanten	195 500	115 200
Decks	284 350	207 910
Schotten	50 510	39 480
	530 360	362 590
	362 590	

167 770

Ersparnis 168 t.

2. Frachtdampfer.

Länge zwischen den Loten	121,4 m
Größte Breite	16,0 „
Seitenhöhe bis Hauptdeck	10,7 „
Tiefgang	7,4 „

Bauteil	Ausführung		Ersatz	
	Profil	Gewicht kg	Profil	Gewicht kg
I. Spanten (1/2 L.)	E 220 × 11,5 × 90 × 15 mit 2 90 × 90 × 11,5	82 450	T 205 mit Gurt 160 × 10	65 900
Stringer (1/2 L.)		23 450		
		105 900		
II. Decks				
a) Balkenlage i. d. Piek	E 190 × 75 × 10,5	2 250	T 145	1 940
b) Raumdeck				
Lange Balken	E 200 × 75 × 11,5	5 040	T 160	4 410
Halbe Balken	E 200 × 75 × 10,5	2 650	160	2 470
Balken unter 3/4 Mb	E 190 × 75 × 10,5	2 960	145	2 570
c) 2. Deck				
Lange Balken	E 200 × 75 × 11,5	28 240	T 160	24 700
Halbe Balken	E 200 × 75 × 10,5	20 810	160	19 400
Balken unter 3/4 Mb	E 190 × 75 × 10,5	3 450	145	2 950
d) Hauptdeck				
Lange Balken	E 190 × 75 × 10,5	27 410	T 145	23 800
Halbe Balken	E 180 × 75 × 10,5	19 130	145	17 500
Balken unter 3/4 Mb	E 170 × 75 × 10,0	3 070	130	2 610
		115 010		102 350
III. Schotten.				
Versteifungen	E 300 × 14 × 100 × 17	57 200	T 250	42 000

Bauteil	Ausführung	Ersatz
Spanten	105 900	65 900
Decks	105 010	102 350
Schotten	57 200	42 000
	278 110	210 250
	210 250	

67 860 kg

Ersparnis 68 t.

Erörterung.

Herr Oberingenieur Buchsbaum :

Meine Herren, der von Herrn Dr. Rehder gehaltene Vortrag hat wahrscheinlich bei Ihnen allen genau dasselbe Gefühl erregt wie bei mir. Es ist ein Vortrag, der einmal das ganze Problem der Schiffbauprofile in gedrängter Form zusammenfaßt, alle Punkte berührt, ohne dabei oberflächlich zu sein. Insofern begrüße ich den Vortrag.

Was nun im einzelnen seine Ausführungen über den Unterschied zwischen dem Wulstwinkel- und dem U-Profil angeht, so vermisse ich zunächst bei ihm die Angabe eines Grundes für die Einführung des Wulstwinkel-Profiles, und zwar ist das der Umstand, daß das Wulstwinkelprofil für den Handelsschiffbau das denkbar günstigste Profil ist, das wir besitzen. Es hat keine scharfen Kanten, hat keine Flanschen, die der Reinigung und wirksamen Konservierung hinderlich sind. Dafür können wir wohl die einzelnen Nachteile des Wulstwinkelprofils gegenüber dem U-Profil gern in Kauf nehmen.

Der Germanische Lloyd hat seinerzeit bei der Aufstellung der Tabelle V seiner Vorschriften für flußeiserne Seeschiffe, die den verhältnismäßigen Wert der Wulstwinkel- und U-Profile festlegt, die Versuchsergebnisse von Bach zugrunde gelegt. Ich möchte dabei betonen, daß diese Ergebnisse nach meiner Auffassung nicht den absoluten Wert der Wulstwinkel- und U-Profile erkennen lassen, sondern eben nur den verhältnismäßigen Wert, denn die in Frage kommenden Versuche von Bach berücksichtigten nicht die tatsächlichen im Profil auftretenden größten Spannungen. Wollte man bisher den Wert dieser einseitigen Profile beurteilen, so blieb nichts weiter übrig, als von den späteren Versuchen von Bach auszugehen oder von den Entwicklungen von Sonntag oder Stieghorst. Der neue Weg, den Herr Dr. Rehder eingeschlagen hat, scheint mir annehmbar zu sein. Ich muß allerdings betonen, daß ich bei der Kürze der Zeit nicht in der Lage gewesen bin, ihn auf seine Stichhaltigkeit zu prüfen.

Es freut mich, daß auch Herr Dr. Rehder — das habe ich vorhin vergessen zu betonen — zu dem Schluß kommt, daß das bei uns im Handelsschiffbau heute fast allein übliche Wulstwinkelprofil ein recht gutes und zweckmäßiges Profil ist. Wenn er trotzdem das neue Profil vorschlägt, das er uns hier gezeigt hat, so möchte ich ihn dabei daran erinnern, daß man auch bei der Verwendung von solchen Profilen auf ein Kompromiß angewiesen ist. Selbstverständlich ist es ein leichtes, durch eine Ausführung wie die, die er uns hier vorgeführt hat, ein leichteres und niedrigeres Profil zu schaffen. Die Schwierigkeit, die noch bleibt — für den Handelsschiffbau vor allen Dingen — ist die, daß man kaum in der Lage sein wird, auf die Dauer ein solches Profil in wirksamer Weise zu konservieren. An die Rückseite der in den Raum hineinragenden Flanschen kann man bei dem Streichen nicht gut oder garnicht herankommen, und man ist auch nicht imstande, das Profil dauernd frei von Schmutz und Leckwasser zu halten. Bestätigt wird diese Behauptung durch die Erfahrung, die mit den E-Profilen und den Gegenspannwinkeln bei Handelsschiffen gemacht sind.

Gegen das von Herrn Dr. Rehder vorgeschlagene Profil spricht also erstens der angeführte Nachteil, den es gegenüber dem Wulstwinkelprofil hat. Ferner spricht dagegen die starke Konizität der Flanschen, vor allem des Flansches, der mit der Außenhaut bzw. mit der Beplattung überhaupt verbunden werden soll. Näher brauche ich darauf nicht einzugehen.

Ferner spricht dagegen die Schwierigkeit, ja, die Unmöglichkeit, eine wirksame Knieverbindung, wie wir sie im Handelsschiffbau heute noch haben müssen und wahr-

scheinlich auch behalten werden, auszuführen. Die Skizzen, die uns Herr Dr. Rehder gezeigt hat, sprechen für sich selbst. Wenn man annimmt, daß am Knieblech noch ein Biegemoment auftritt, darf man das Profil selbst nicht durch Abschneiden eines Flansches schwächen.

Eine Bearbeitung des Profils im Feuer scheint nahezu unmöglich und somit das Biegen und vor allen Dingen das Schmiegen des Profils, wenn es an den Enden des Schiffes als Spant verwendet werden soll.

Müssen nun aber neben dem neuen Profil noch, z. B. für die Enden des Schiffes, die alten Profile beibehalten werden, dann scheint mir gerade in der jetzigen Zeit die Wirtschaftlichkeit des Profils doch stark in Frage gestellt zu sein, trotzdem erhebliche Ersparnisse im Gewicht damit erzielt werden können.

Ich möchte zusammenfassend noch einmal sagen, daß die Arbeit des Herrn Dr. Rehder eine ganze Reihe von bemerkenswerten Anregungen enthält, und daß eine der wertvollsten Anregungen nach meiner Ansicht die ist, das heute am meisten im Gebrauch befindliche Profil, das Wulstwinkelprofil, noch gründlich theoretisch und durch Versuche auf seine Festigkeitseigenschaften zu prüfen.

Dr.-Ing. M. Rehder (Schlußwort):

Meine Herren, ich kann mich sehr kurz fassen. Die Einwände des Herrn Buchsbaum gehen zunächst dahin, daß mit Rücksicht auf die scharfe Kanten und ihre Abrostung Profile in der von mir vorgeschlagenen Form der Forderung der Reeder nicht entsprechen werden, daß z. B. beim Stauen von Ladung in Säcken diese nicht beschädigt wird. Ja, meine Herren, ich muß sagen, beim Wulstwinkel scheint mir diese Gefahr in mindestens demselben Maße vorzuliegen. Gewiß, wenn der Wulstwinkel neu ist, mag er den Kaffeesack in Ruhe lassen, aber nachdem er abgerostet ist, wirkt er ebenso als Säge wie andere Profile. Deswegen glaube ich, solle man diesen Einwand, ganz abgesehen von der Seltenheit des Fehlens der Seitenwegerung, nicht zu ernst nehmen. Schließlich ist ja noch der Ausweg da, daß man beim Walzen des Profils von vornherein die beiden äußeren Ecken rund walzt. Dadurch würde die Bedingung nach Schonung der Ladung erfüllt, wenn man auch den Nachteil dabei in den Kauf nehmen müßte, daß man für die Vernietung des Profils mit Gurtplatten, was auch in Frage kommen kann, außen keine sehr gute Arbeitsfläche erhalten würde.

In bezug auf die Konservierung muß ich dem Vorredner widersprechen. Ebenso gut wie man ein L-Profil streichen kann, ist die Konservierung auch bei meinem Profil möglich, und wenn auch nicht zu verkennen ist, daß gerade, mit Rücksicht auf die Konservierung häufig der Wulstwinkel dem L-Stahl vorgezogen wird, muß ich doch sagen, daß dieser Nachteil nicht so schwerwiegend gegen die Einführung der Profile spricht, daß er wirklich ernsthaft einen Hinderungsgrund für die Verwendung des Profils bilden kann.

Schwieriger ist natürlich die Frage der Erhöhung der Zahl der Walzprofile, besonders der angesichts gerade jetzt sehr stark betonten Bestrebungen nach ihrer Beschränkung. Ich kann demgegenüber nur auf die Tendenz meines Vortrages hinweisen, die Schiffbau-Stahle überhaupt zu beseitigen. Wenn man die von mir vorgeschlagene Form einführt und in den seltenen Fällen, wo ihre Verwendung unbequem ist, auf den Wulstwinkel zurückgreift, sind die unzuverlässigen und unwirtschaftlichen Stahle überflüssig. Dieser Vorschlag erscheint natürlich sehr radikal, so daß ich mir die Schwierigkeiten seiner Verwirklichung nicht verhehle; ebenso klar ist mir aber die Notwendigkeit dieser

Entwicklung, die gleichzeitig zu der äußerst wünschenswerten Herabsetzung der Zahl der Walzprofile führen würde.

Aber schon jetzt scheint es mir, als wenn die Einführung eines neuen Walzprofiles und die Anlage der Kosten dafür in ihrer Bedeutung gegenüber dem Fortschritt zurücktreten, den die Einführung der neuen Profilform bedeuten würde, und ich kann daher nur noch einmal den Wunsch aussprechen, daß im deutschen Schiffbau nicht die Erkenntnis dafür fehlen möchte, daß mein Vorschlag vielleicht eines der Mittel werden kann, die ihn in den bevorstehenden schweren technischen und wirtschaftlichen Kämpfen hoffentlich zu dem Erfolge verhelfen werden, den wir alle für ihn wünschen. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren, bei dem von uns allen ersehnten und hoffentlich bald einsetzenden Massenbau von Schiffen in Deutschland wird nicht bloß die Frage der Löhne eine Rolle spielen, sondern auch die der Materialersparnis, damit der deutsche Schiffbau in der Lage bleibt, seinen Markt im Auslande nicht zu verlieren. Einen Weg, wie man Material ersparen kann, hat Herr Dr. Rehder gezeigt; und wir sind wohl alle der Ansicht, daß er beschreitbar ist. Ich möchte deswegen Herrn Dr. Rehder im Namen der Versammelten für seine fleißige und höchst wertvolle Arbeit unseren wärmsten Dank aussprechen. (Lebhafter Beifall.)

XI. Die mechanischen Verhältnisse der Zahnräder für Schiffsantrieb.

Von Prof. M. Herrmann, Budapest.¹⁾

Die Lösung des wichtigen Problems, die Dampfturbine ohne Herabsetzung der ihr eigentümlichen hohen Umdrehungszahlen zum Antrieb einer mit wesentlich geringerer Geschwindigkeit umlaufenden Schiffsschraube zu verwenden, ist auf dreierlei Weise denkbar. Durch Einschalten einer hydraulischen Kraftübertragung nach F ö t t i n g e r, durch Verwendung der elektrischen Kraftübertragung und schließlich durch Einschaltung einer Zahnradübersetzung, wie dies in England und Amerika tatsächlich und mit Erfolg durchgeführt wurde. Die Anzahl der Zwischenglieder wird bei der letztgenannten Anordnung unleugbar am geringsten, und wenn anlässlich der ersten Versuche auf diesem Gebiete englische Reeder kurzweg erklärten, sie würden ein so unsicheres und klapperndes Ding wie ein Zahnrad nie und nimmer an ihrer Schiffsmaschine dulden, so ist demgegenüber längst bewiesen, daß richtig entworfene und ausgeführte Triebe weder brechen noch klappern und das Zahnrad auf eine vorher ungeahnte Höhe sowohl hinsichtlich der Umdrehungszahlen als der Leistung gebracht werden kann.

Zum richtigen Entwurf gehört klare Erkenntnis der mechanischen Verhältnisse und Prüfung des zur Verfügung stehenden Zahlenmaterials auch nach der Richtung hin, ob die gewonnenen Erfahrungswerte im Einklang stehen mit jenen Werten, welche sich auch auf anderen Gebieten mit hochwertigen Zahntrieben ergeben haben. Unter den auf das gestellte Problem bezüglichen Veröffentlichungen nimmt die in den Maiheften des „Engineering“ vom Jahre 1916 veröffentlichte Abhandlung J. H. M a c a l p i n e s²⁾ eine bemerkenswerte Stelle ein. Aber obwohl der Verfasser der erwähnten Abhandlung bedeutende Erfolge auf diesem Gebiete hat (war er es doch, der zusammen mit dem verstorbenen amerikanischen Admiral

¹⁾ Herr Professor Herrmann war durch die politischen Unruhen in Ungarn am Erscheinen verhindert. Der Vortrag wurde deshalb von dem Geschäftsführer vorgelesen.

²⁾ On Reduction Gears by John H. Macalpine. Eng. 1916. Mai 5. S. 415.

G. W. Melville im Auftrage von Westinghouse ein Versuchsgetriebe entworfen hat, welches 6000 PS bei 1500 Umdrehungen p. M. übertrug und der Ausgangspunkt für zahlreiche große Triebe geworden ist, die alle den sogenannten „floating frame“ aufweisen), muten seine Bemerkungen zur Bemessung der Räder auf Grund seiner „power constant“ fremdartig an und reizen zu Widerspruch. Doch neuartig und dabei sehr überzeugend sind seine Auseinandersetzungen über die bei der Konstruktion der Triebe wohl zu beachtenden, elastischen Formänderungen, und man erhält durch den Aufsatz das klare Bewußtsein, daß bei den hier in Frage kommenden Ritzeln von geringem Durchmesser und großer Breite die Verdrehung und Durchbiegung des Radkörpers einen so bedeutenden Einfluß auf die Verteilung des Zahndrucks längs der Zahnbreite ausüben, daß unter Umständen von einer nur annähernd gleichförmigen Druckverteilung auch dann nicht die Rede sein kann, wenn auf die genaue Herstellung und Montierung die peinlichste Sorgfalt verwendet wurde.

Nun kann aber, namentlich durch die Untersuchungen deutscher Forscher, als festgestellt angesehen werden, daß neben der richtigen Bemessung der Biegungsspannungen auch die Größe des auf die Längeneinheit der Radbreite entfallenden Zahndrucks — linearen Zahndruck wollen wir ihn in Zukunft nennen — maßgebend ist und es lag besonders mit Rücksicht auf die unbedingt geforderte Betriebssicherheit des Schiffsantriebs nahe, eine Untersuchung darüber anzustellen, wie sich die Druckverteilung unter dem Einflusse der elastischen Formänderung des Ritzelkörpers und der Zähne ergibt. Es gelang mir dies unter gewissen, praktisch jedenfalls zulässigen Annahmen auf dem Wege der Rechnung. Diese selbst ist wohl sehr umständlich. Allein sie braucht eben nur ein für allemal ausgeführt zu werden, denn die Ergebnisse in ihrer allgemeinen Form sind es, auf die es hier ankommt, und ich hoffe, daß sie zu einer Klärung der Frage beitragen werden. Sie sind in dem ersten Teile dieser Arbeit enthalten. Daran schließt sich dann eine Untersuchung über die Eingriffs- und Festigkeitsverhältnisse der Zähne und eine Sichtung des beim Schiffsantrieb erhaltenen Erfahrungsmaterials, nebst einer Erörterung des Einflusses der Reibung auf die Wirksamkeit der Druckausgleichvorrichtungen.

I. Die Verteilung des Zahndrucks.

Um zunächst ein Bild über die Größenordnung der in Frage kommenden Zahnrädertriebe zu geben, wurde in Abb. 1 die Maßskizze eines

Triebes nach Macalpines Tabelle dargestellt. Die Zähne haben Evolventenflanken, werden nach dem Abwälzverfahren mittels Wurmfräser geschnitten und haben schiefe Zähne unter 30° gegen die Wellenmittellinie geneigt.

Wesentlich ist die Verwendung zweier, auf derselben Welle sitzender Räderpaare, und es werde einleitungsweise die Frage beantwortet, wie sich der resultierende Zahndruck auf je ein Ritzel stellt, wenn zunächst schmale Räder mit geraden Zähnen vorausgesetzt werden und man die Verdrehung der Wellen in Rechnung zieht. Der Antrieb erfolge durch das Drehmoment M_1 in der schematischen Abb. 2. Die beiden Räder werden bei A um φ_1 bzw. φ_2 verdreht, und da Eingriff besteht, ist

$$r_1 \varphi_1 = r_2 \varphi_2.$$

Die Räder bei B mögen eben noch unverdreht geblieben sein, so daß φ_1 und φ_2 genau die Verdrehungswinkel der Wellenstücke von der Länge l zwischen den beiden Mittelebenen der Räder A und B vorstellen. Bedeuten

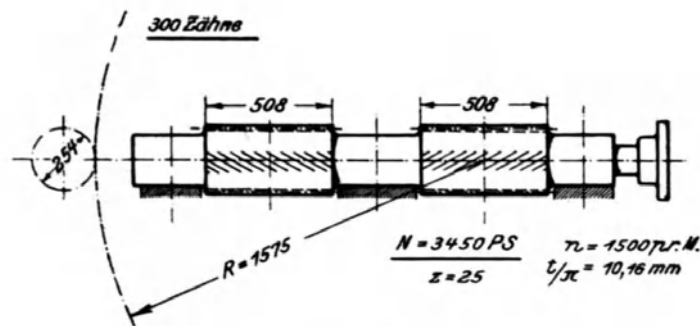


Abb. 1.

nun J_1 und J_2 die polaren Trägheitsmomente der Wellenquerschnitte und G den Elastizitätsmodulus für Verdrehung und sind A und B zugleich die Zahndrücke, so wird zunächst

$$A + B = \frac{M_1}{r_1} = \frac{M_2}{r_2} = P$$

und ferner

$$\varphi_1 = \frac{B r_1}{J_1 G} l, \quad \varphi_2 = \frac{A r_2}{J_2 G} l$$

somit wegen der Gleichheit der Bögen

$$A \frac{r_2^2}{J_2} = B \frac{r_1^2}{J_1}$$

und daraus

$$A = \frac{P}{1 + \frac{J_1 r_2^2}{J_2 r_1^2}} \quad \text{und} \quad B = \frac{P}{1 + \frac{J_1 r_1^2}{J_2 r_2^2}},$$

Aus diesen Ausdrücken geht zunächst hervor, daß in dem angenommenen Falle eine Gleichheit der Zahndrücke nur stattfinden kann, wenn

$$\frac{r_1^2}{J_1} = \frac{r_2^2}{J_2}$$

ist. In der Ausführung ist diese Gleichheit jedoch meistens nicht zu erreichen und J_2 so groß, daß B nahezu verschwindet und A gleich P wird, was mit anderen Worten besagt, es werde fast die gesamte Kraft durch das dem antreibenden Momente zunächst liegende Rad übertragen¹⁾.

Wandel geschaffen unter Beibehaltung der Zweiteilung kann dadurch werden, daß man den Wellenteil zwischen A und B zwingt, an der Verdrehung teilzunehmen. Dazu stehen zwei Mittel zur Verfügung.

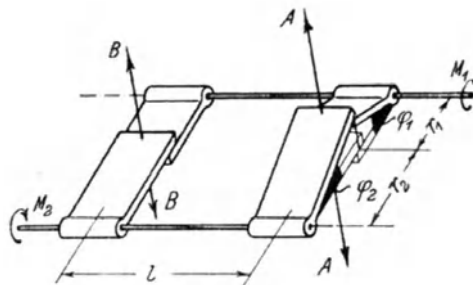


Abb. 2.

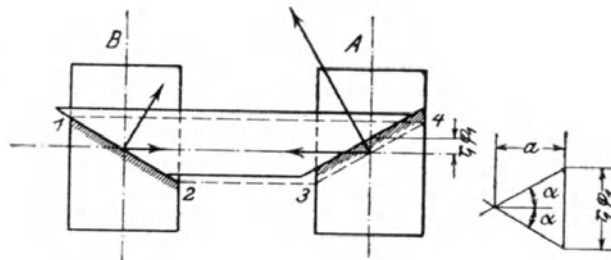


Abb. 3.

Erstens verwendet man statt der geraden Zähne schiefe, gibt ihnen an den beiden, auf derselben Welle sitzenden Rädern gleichgroße, jedoch entgegengesetzte Neigung und macht überdies eine der Wellen (selbstverständlich jene der Ritzel) in axialer Richtung möglichst widerstandsfrei verschieblich. In Abb. 3 sind A und B die beiden Ritzel mit den schiefen Zähnen 12 und 34. Die wegen der Größe des Trägheitsmoments J_2 nahezu als starr miteinander verbunden gedachten Zähne des großen Rades stelle das gestrichelte Trapez 1234 dar. Sobald nun Ritzel A infolge

1) Über eine ähnliche, wenngleich etwas weniger ungünstige Anordnung berichtet Lasche in seiner grundlegenden Arbeit in der Z. d. V. d. Ing. Jahrgang 1899, S. 1565, Beispiel Nr. 21. Die ungleiche Druckverteilung auf die beiden Räderpaare verursachte rasche Zerstörung des belasteten Ritzels.

der Elastizität der Welle um den am Teilkreise gemessenen Bogen $r_1\varphi_1$ vorteilt, würde A immer mehr und mehr belastet werden. Durch die Schiefe der Zähne entstehen die jetzt ungleich groß ausfallenden axialen Komponenten des Zahndrucks, die sofort eine relative Verschiebung der axial beweglichen Welle verursachen, was in der Abbildung durch das stark ausgezogene Trapez angedeutet wird. Die Verschiebung erfolgt so weit, bis die Axialkomponenten und damit wegen der gleich großen Zahnneigung auch die Zahndrücke selbst gleich werden. Die axiale Verschiebung beträgt $a = r_1\varphi_1/\operatorname{tg} \alpha$; die gleichzeitige Verdrehung der beiden großen Räder $r_1\varphi_1/2$; also hängen beide schließlich von der Größe des verdrehenden Moments ab und ändern ihre Größe diesem entsprechend. Dieses Mittel des Druckausgleichs wird bei sämtlichen Trieben für sehr hohe Umdrehungszahlen und große Leistungen verwendet.

Es gibt aber auch noch ein zweites Mittel. Lagert man nämlich die Welle der kleinen Räder in einem möglichst starren Rahmen nach der schematischen Abb. 4 derart, daß sie in der Mitte zwischen den beiden Rädern um eine horizontale Achse kippen kann, so wird der bei A auftretende, zunächst größere Zahndruck die bewegliche gemachte Welle so lange kippen, bis die Kippmomente und damit auch die Zahndrücke wieder gleich geworden sind. Der Winkel um den in diesem Falle die Welle kippen muß, ergibt sich einfach aus

$$\frac{1}{2} \cdot \psi = r_1 \frac{\varphi_1}{2} \quad \text{also} \quad \psi = \frac{r_1}{1} \varphi_1$$

Der Vorteil, der durch die zweite Art des Druckausgleichs geboten wird, zeigt sich erst in dem später zu behandelnden Falle breiter Räder. Melville und Macalpine verwendeten beide Arten des Ausgleichs gleichzeitig, indem sie die Welle der Ritzel in einen sehr steifen Rahmen lagerten¹⁾, der unter dem mittleren Lager vermöge einer biegsamen Rippe an das Gestell befestigt war und die Kippbewegung mitmachte, wobei auch für eine axiale Verschiebbarkeit gesorgt wurde. Sie nannten ihn „floating frame“, das mit „Kipprahmen“ verdeutscht werden mag. Westinghouse²⁾ ersetzte dann die elastische Rippe durch Stützung mittels nachgiebiger hydraulischer Kolben, aber der angestrebte Erfolg ist auch bei dieser Ausführung der Ausgleich des Zahndruckes.

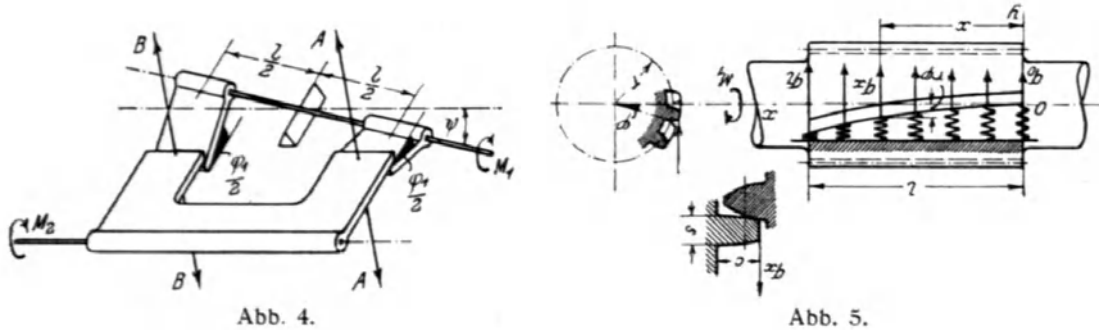
¹⁾ Eng. 1909. Sept. 17. S. 377.

²⁾ Eng. 1911. Nov. 17. S. 663.

Zeigt sich nun bei paarweise angeordneten schmalen Rädern der Einfluß der Verdrehung der Welle auf den durch die Einzelräder aufzunehmenden ganzen Zahndruck, so üben die elastischen Formänderungen des Radkörpers und der Zähne einen entscheidenden Einfluß auf die Verteilung des Druckes längs der Zahnbreite bei breiten Zahnrädern aus.

Es bieten sich gewisse Vorteile, wenn man die Untersuchung der Zahndruckverteilung breiter Räder stufenweise vornimmt, weil dadurch der Rechnungsvorgang etwas übersichtlicher wird.

A. Zunächst werde angenommen, der Körper des Ritzels sei durch Verdrehung elastisch deformierbar, aber biegungssteif, so daß sich die Querschnitte zwar gegeneinander verdrehen können, die Gestalt der Mittellinie aber bleibe gerade. Die vorerst als gerade angenommenen Zähne lassen sich biegen und der feste Quer-



schnitt des Ritzels sei ein Kreis, der mit dem Teilkreise übereinstimmt. Der große Radkörper sei hingegen in allen Fällen vollkommen steif und nur die Zähne elastisch deformierbar. Unter diesen Voraussetzungen können wir uns vorstellen, es bleibe der Zahnfuß bei dem großen Rade eine gerade Linie, während er am kleinen Rade eine gewundene Gestalt annimmt, so daß die Erhebung über die ursprüngliche Gerade (die X-Achse) in der Entfernung x vom Ausgangspunkte O , $r\varphi$ beträgt. (Abb. 5.) Stellen wir uns die Elastizität der Zähne durch Federn ersetzt vor, so wären, im Falle der Zahn des kleinen Rades gerade bliebe, alle Federn gleich gespannt und der Zahndruck pro Längeneinheit überall gleich. Wegen der Verdrehbarkeit des Radkörpers eilt aber in Abb. 5 die rechte Seite vor, und die Federn werden ungleich angespannt. Ist die Änderung des Federdrucks q_x gerade der Zusammendrückung $r\varphi$ proportional und bedeutet q_0 den Druck auf die Längeneinheit am linken Ende, so wird

$$q_x = q_0 + k \cdot r\varphi \dots \dots \dots 1$$

wenn k der Proportionalitätsfaktor ist, dessen Größe übrigens sofort bestimmt werden mag. Es ist die Ausbiegung eines geraden Zahnes von der Breite x , unter dem Einflusse einer der Breite entlang gleich verteilten Last P , die am äußersten Ende angreift

$$f = \frac{1}{3} \cdot \frac{P c^3}{\left(\frac{x s^3}{12}\right) E} = \frac{4}{E} \left(\frac{c}{s}\right)^3 \cdot \frac{P}{x}$$

Ist nun die Last der Zahnbreite entlang nicht gleich verteilt, so ändert sich der Ausdruck. Man begeht jedoch kaum einen praktisch belangreichen Fehler, wenn man die Grundform des Ausdrucks beibehält und $\frac{dP}{x}$ einfach $\frac{dP}{dx}$, d. h. q_x setzt.

Dann aber wird

$$q_x = \frac{E}{4\left(\frac{c}{s}\right)^3} \cdot f \quad \text{oder} \quad k = \frac{E}{4\left(\frac{c}{s}\right)^3} = \frac{E}{11} \dots \dots \dots 2$$

wenn wie üblich, $c=0.7 t$ und $s=0.5 t$ angenommen wird. Die Ausbiegung f eines Zahnes kann aber als der Wert von $r\varphi$ angenommen werden, denn wenn auch die Angriffsstelle des Zahndrucks bei der Drehung fortwährend wandert, so arbeiten doch Spitze mit Grund und umgekehrt zusammen, und die gesammte Ausbiegung beider zusammenarbeitender Zähne bleibt wenigstens annäherungsweise durch die obige Formel ausgedrückt.

Nun fassen wir das den Querschnitt bei x belastende Drehmoment ins Auge. Rechnen wir es positiv für eine vom Querschnitte rechts wirkende Belastung, wenn diese von der $+X$ -Achse gesehen im Uhrzeigersinne dreht, so müssen wir das Moment für eine links davon liegende Belastung positiv rechnen, wenn sie im entgegengesetzten Sinne dreht. Hier ist es einfacher, die links liegende Belastung ins Auge zu fassen, und damit wird das Drehmoment für den Querschnitt bei x

$$M_x = r \int_0^x q_x dx, \text{ woraus dann wird}$$

$$\frac{dM_x}{dx} = r q_x \dots \dots \dots 3$$

Nun besteht aber weiter die Beziehung für den Kreisquerschnitt

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_x}{J_p G} \text{ und } J_p = \frac{r^4 \pi}{2} \dots \dots \dots 4$$

somit

$$\frac{d^2 \varphi}{d x^2} = \frac{1}{J_p G} \frac{d M_x}{d x} \text{ und damit auch}$$

$$\frac{d^2 \varphi}{d x^2} = \frac{r}{J_p G} q_x = \frac{r}{J_p G} (q_0 + k r \varphi) \dots \dots \dots 5$$

Damit schreibt sich also die Differentialgleichung des Problems in der Form

$$\frac{d^2 \varphi}{d x^2} - \frac{r^2 k}{J_p G} \left(\varphi + \frac{q_0}{r k} \right) = 0$$

welche, wenn man noch setzt

$$a^2 = \frac{r^2 k}{J_p G} \dots \dots \dots 6$$

auch geschrieben werden kann

$$\frac{d^2 \varphi}{d x^2} - a^2 \left(\varphi + \frac{q_0}{r k} \right) = 0 \dots \dots \dots 7$$

und ihr Integral ist

$$\varphi + \frac{q_0}{r k} = A e^{ax} + B e^{-ax} \dots \dots \dots 8$$

worin A und B die beiden Integrationskonstanten bedeuten.

Setzt man noch die Werte J_p und k aus 2 und 4 ein und nimmt $G = 0.4 E$, so wird

$$a = \sqrt{\frac{r^2 \cdot E}{\frac{r^4 \pi}{2} \times 0.4 E 11}} = 0.3804 \frac{1}{r} \dots \dots \dots 9$$

Behufs Bestimmung der beiden Konstanten hat man mit $\varphi = 0$ für $x = 0$ zunächst aus Gl. 8

$$A + B = \frac{q_0}{r k} .$$

Andererseits aber ist in

$$\frac{d \varphi}{d x} = A a e^{ax} - a B e^{-ax}$$

ebenfalls wegen $\varphi' = 0$ für $x = 0$

$$A - B = 0 \text{ also } A = B = \frac{q_0}{2 r k}$$

und damit

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{q_0}{r k} \left(\frac{e^{ax} + e^{-ax}}{2} - 1 \right) \\ \frac{d \varphi}{d x} &= \frac{a q_0}{r k} \cdot \frac{e^{ax} - e^{-ax}}{2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 10$$

Nun ist aber auch nach Gl. 4 und 6

$$M_x = J_p G \frac{d\varphi}{dx} = \frac{r^2 k}{a^2} \cdot \frac{a q_0}{r k} \frac{e^{ax} - e^{-ax}}{2} = \frac{r q_0}{a} \frac{e^{ax} - e^{-ax}}{2}$$

Wir schreiben nun (wie in „Hütte“ I. 64., jedoch mit lateinischen Buchstaben) die hyperbolischen Funktionen

$$\frac{e^{ax} + e^{-ax}}{2} = \text{Cos } ax, \quad \frac{e^{ax} - e^{-ax}}{2} = \text{Sin } ax$$

und erhalten:

$$M_x = q_0 \frac{r}{a} \text{Sin } ax.$$

Dies gibt uns das Mittel an die Hand, den noch unbekanntem Wert von q_0 zu bestimmen. Für $x = l$ wird nämlich $M_x = Pr = M_l$, wenn P die ganze durch das Rad zu übertragende Umfangskraft bedeutet. Damit wird aus der soeben angeschriebenen Gleichung

$$q_0 = P \frac{a}{\text{Sin } al}$$

ferner wegen Gl. 5 nach einiger Umrechnung

$$q_x = \frac{r k}{a^2} \frac{d^2\varphi}{dx^2} = q_0 \frac{e^{ax} + e^{-ax}}{2} = P a \frac{\text{Cos } ax}{\text{Sin } ax}$$

und damit schließlich noch der lineare Zahndruck am angetriebenen Ende

$$q_l = P a \frac{\text{Cos } al}{\text{Sin } al} = P \cdot \frac{a}{\text{Tang } al}$$

Es empfiehlt sich, in der Vereinfachung der Schreibweise noch weiter zu gehen und zu setzen: $\text{Cos } al = C_a$; $\text{Sin } al = S_a$ und $P : l = q_m$, wobei dies dann den mittleren linearen Zahndruck bedeutet. Damit wird

$$q_0 = q_m \frac{al}{S_a}; \quad q_x = q_m al \frac{\text{Cos } ax}{S_a}; \quad q_l = q_m al \frac{C_a}{S_a} \dots \dots \dots 11$$

Die folgende Zusammenstellung zeigt das Anwachsen des linearen Zahndrucks auf der treibenden Seite und das Sinken desselben auf der leeren Seite mit dem Anwachsen des Verhältnisses von Radbreite zum Teilkreis-halbmesser.

l:r =	1	2	3	4	6	8	10
a l =	0.3804	0.7608	1.1412	1.5216	2.2824	3.0432	3.8040
S _a =	0.3896	0.8363	1.4056	2.1811	4.8492	10.462	22.429
C _a =	1.0733	1.3036	1.7251	2.3984	4.9412	10.510	22.452
q ₀ : q _m =	0.976	0.912	0.813	0.698	0.471	0.292	0.170
q _l : q _m =	1.050	1.189	1.400	1.673	2.320	3.060	3.805

Aus dieser Zusammenstellung und noch deutlicher aus Abb. 6 geht hervor (es ist q_1 in der obersten Kurve für verschiedene $l:r$, und dann in den zwei unteren q_x für verschiedene Punkte der Zahnbreite dargestellt, wenn $l:r$ einmal 4 und dann 10 ist), daß eine Breite l gleich vier Halbmessern oder zwei Durchmessern die obere Grenze darstellt, bis zu welcher gegangen werden dürfte, denn es beträgt auch in diesem Falle der größte lineare Zahn-
druck schon das 1,67fache des mittleren!

Bei sehr großem l ist $Tg \alpha \cong 1$ und damit, unabhängig von der Radbreite

$$q_1 = 0.38 \frac{P}{r}$$

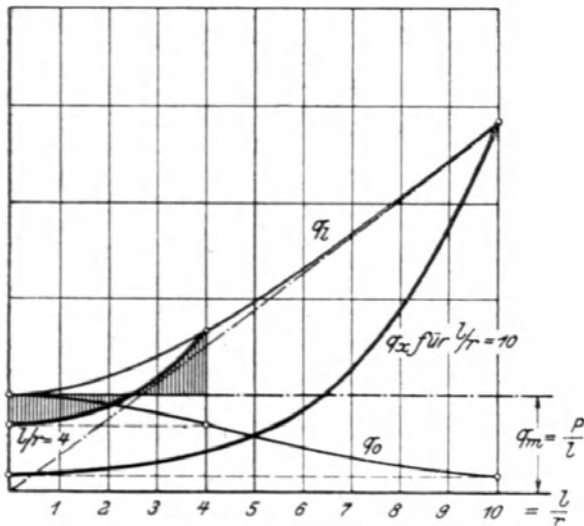


Abb. 6.

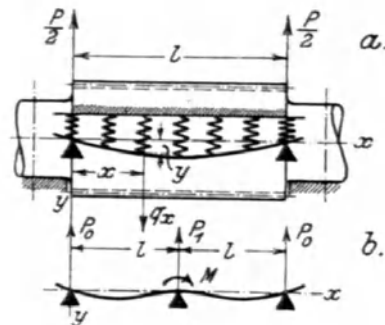


Abb. 7.

d. h. eine Verminderung von q_1 ist dann nur mehr durch Vergrößerung des Durchmessers möglich!

In Abb. 6 stellen, wie bemerkt, die mit q_x bezeichneten Kurven die Verteilung der linearen Zahn-
drücke längs der Radbreite dar. Die von diesen Kurven mit der X-Achse eingeschlossenen Flächen sind dem ganzen Zahn-
druck proportional und $P/l = q_m$ muß die mittlere Höhe der Fläche sein.

B. Nun werde im Gegensatze zum Falle A angenommen, es sei der Körper des kleinen Rades gegen Verdrehung vollkommen steif, hingegen biege sich seine Mittellinie durch. Die übrigen Annahmen bleiben dieselben, wie im Falle A. Außer-

dem erlauben wir uns noch die Annahme, es sei die Welle in ihren Lagern frei aufliegend gestützt, so daß dann die als Schneiden gedachten Auflager dicht an die Räder heranrücken (Abb. 7) und die Spannweite gleich der Radbreite wird. Jetzt liegt der größte lineare Zahndruck über den Auflagern, der Kleinstwert tritt in der Mitte ein, und die Druckverteilung muß symmetrisch dazu liegen. Für den Zahndruck auf die Einheit der Zahnbreite haben wir jetzt im Querschnitte bei x :

$$q_x = q_0 - k y \dots \dots \dots 1 a$$

wenn y die Einsenkung und k den Proportionalitätsfaktor bedeutet, dessen Wert wieder durch Gl. 2 bestimmt ist. Behufs Aufstellung der Differentialgleichung muß man jetzt die Scherkräfte mit zu Hilfe nehmen. Bedeutet V_x die Summe der links vom Querschnitte x liegenden Vertikalkräfte, so ist

$$V_x = -\frac{P}{2} + \int_0^x q_x dx \dots \dots \dots 2 a$$

woraus

$$\frac{d V_x}{d x} = q_x$$

folgt. Rechnet man nun in Abb. 7 das Biegemoment der rechts vom Querschnitt liegenden Kräfte positiv, wenn sie im Uhrzeigersinne drehen, hingegen für die links vom Querschnitte liegenden Belastungen positiv, wenn sie entgegengesetzt drehen, so ist bekanntlich die Änderung des Biegemoments bei Verlegung des Drehpunktes um dx

$$\frac{d M_z}{d x} = V_x \text{ also } \frac{d^2 M_z}{d x^2} = \frac{d V_x}{d x} = q_x \dots \dots \dots 3 a$$

Nun bestehen aber auch die Beziehungen

$$J E \frac{d^2 y}{d x^2} = M_z \text{ und } J = \frac{\pi r^4}{4} \dots \dots \dots 4 a$$

also hat man nach weiterem zweimaligen Differenzieren

$$J E \frac{d^4 y}{d x^4} = \frac{d^2 M_z}{d x^2} = q_x \dots \dots \dots 5 a$$

und nach dem Einsetzen des Wertes von q_x aus Gl. 1a und einer kleinen Reduktion

$$\frac{d^4 y}{d x^4} + \frac{k}{J E} \left(y - \frac{q_0}{k} \right) = 0$$

Setzt man hierin $y - \frac{q_0}{k} = e^{\mu x}$, so bekommt man die sogenannte cha-

rakteristische Gleichung in der Form

$$e^4 + \frac{k}{J E} = 0$$

und wenn weiter gesetzt wird

$$\frac{k}{J E} = 4 b^4 \quad \text{also } b = \sqrt[4]{\frac{k}{4 J E}} \dots \dots \dots 6 a$$

so sind die Wurzeln der Gleichung die vier Werte, welche man aus $e = \pm b (1 \pm i)$ erhält; womit dann das vollständige Integral bekanntlich wird

$$y - \frac{q_0}{k} = A e^{bx} \cos b x + B e^{bx} \sin b x + C e^{-bx} \cos b x + D e^{-bx} \sin b x \dots 8 a$$

mit den 4 Integrationkonstanten A, B, C und D.

Der Wert von b rechnet sich zu

$$b = 0.4125 \frac{1}{r} \dots \dots \dots 9 a$$

Die Bestimmung der 4 Konstanten ist eine recht mühselige Arbeit, die nur ganz auszugsweise angedeutet werde.

Zunächst ist wegen $y = 0$ für $x = 0$

$$A + C = -\frac{q_0}{k}$$

womit schon etwas vereinfacht gefunden wird

$$\begin{aligned} \frac{d y}{d x} = A b \left[- (e^{bx} - e^{-bx}) \sin b x + (e^{bx} + e^{-bx}) \cos b x \right] + B b e^{bx} (\sin b x + \cos b x) \\ + D b e^{-bx} (\cos b x - \sin b x) + b \frac{q_0}{k} e^{-bx} (\cos b x + \sin b x) \dots \dots I \end{aligned}$$

Die nächste Bedingung ist, weil $M_2 = 0$ für $x = 0$, daß auch nach Gl. 4a der zweite Differentialquotient von $y = 0$ werden muß. Dies gibt

$$B - D = 0$$

und wenn man wieder die hyperbolischen Funktionen

$$\text{Cos } b x = \frac{e^{bx} + e^{-bx}}{2} \quad \text{und} \quad \text{Sin } b x = \frac{e^{bx} - e^{-bx}}{2}$$

einführt, hat man jetzt

$$\frac{1}{2 b^2} \frac{d^2 y}{d x^2} = -2 A \text{Cos } b x \sin b x + 2 B \text{Sin } b x \cos b x - \frac{q_0}{k} e^{-bx} \sin b x \dots II$$

Schließlich hat man noch einen Zusammenhang zur weiteren Bestimmung der Konstanten. Aus Gl. 3a und 4a folgt

$$V_x = \frac{d M_z}{d x} = J E \frac{d^3 y}{d x^3} = \frac{k}{4 b^4} \frac{d^3 y}{d x^3}$$

Nun ist aber nach Gl. 2a, $V_x = -P/2$ ebenfalls für $x = 0$. Sucht man also

den 3. Differentialquotienten von y auf und setzt die soeben angedeuteten Werte ein, so wird

$$B = A - \frac{b}{2k} \left(P - \frac{q_0}{b} \right).$$

Der Klammerausdruck werde geschrieben

$$P - \frac{q_0}{b} = Q \dots\dots\dots 12$$

also

$$B = A - \frac{Q b}{2k}.$$

Damit wird nun weiter

$$J E \frac{d^3 y}{d x^3} = -2 A \frac{k}{b} \sin b x \sin b x - \frac{Q}{2} (\cos b x \cos b x - \sin b x \sin b x) + \frac{q_0}{2b} e^{-bx} (\sin b x - \cos b x) \dots\dots\dots III$$

Nach abermaliger Differenziation und Berücksichtigung von Gl. 5a folgt dann noch

$$q_x = J E \frac{d^4 y}{d x^4} = -2 A k (\cos b x \sin b x + \sin b x \cos b x) + Q b \cos b x \sin b x + q_0 e^{-bx} \cos b x \dots\dots\dots IV$$

Unbekannt sind nun noch A und q_0 . Zu ihrer Bestimmung muß man jetzt zu dem, in der Entfernung $x = l$ gelegenen Endquerschnitt übergehen, denn es wird dort y und y'' abermals 0. Vorher schreiben wir aber, um allzu lange Formeln zu vermeiden, noch vereinfachend:

$$\frac{e^{bl} + e^{-bl}}{2} = \cos bl = C_b \text{ oder blo\ss } C^*), \frac{e^{bl} - e^{-bl}}{2} = \sin bl = S_b = S$$

$$\cos bl = c_b = c, \sin bl = s_b = s$$

und erhalten dann aus Gl. 8a die Bestimmungsgleichung:

$$2 A k (C s + S c) = Q b C s - q_0 (1 - e^{-bl} c) \dots\dots\dots 13$$

hingegen aus II.

$$2 A k (S c - C s) = Q b S c + q_0 e^{-bl} s \dots\dots\dots 1$$

Nun hat man noch zu berücksichtigen, daß

$$C^2 - S^2 = 1 \text{ und } c^2 + s^2 = 1$$

sind, und bekommt dann nach Elimination von A

$$q_0 [C S - S c + C s - s c] = P b (S^2 c^2 + C^2 s^2).$$

*) In den Schlußformeln werde C_b geschrieben im Verlaufe der Zwischenrechnung bloß C , u. s. w.

Berücksichtigt man weiter die Beziehungen

$$CS - Sc + Cs - sc = C(S + s) - c(S + s) = (C - c)(S + s) \text{ und}$$

$$S^2 c^2 + C^2 s^2 = S^2(1 - s^2) + S^2 s^2 + s^2 = S^2 + s^2 = C^2 - c^2$$

so wird

$$q_0(C - c)(S + s) = P b(C^2 - c^2)$$

und daraus schließlich mit $P : l = q_m$ und weil $q_0 = q_l$

$$q_0 = q_l = q_m \cdot bl \cdot \frac{C_b + c_b}{S_b + s_b} \dots \dots \dots 11 a$$

Es zeigt sich eine bemerkenswerte Übereinstimmung mit der für reine Torsion gefundene Formel 11. für q_l und der ganze Unterschied besteht in der Vertauschung von b gegen a und Hinzutreten der trigonometrischen Funktionen \cos und \sin zu den hyperbolischen.

Alle anderen Formeln werden ziemlich verwickelt, und nur für den Fall, daß $bl = \pi$ oder $\pi/2$ gewählt wird, ergeben sich einfache Ergebnisse. Glücklicherweise sind eben sie praktisch wichtig, denn die Grenze der Ausführbarkeit fällt eben zwischen diese beiden Werte.

Für $bl = \pi$ ist nämlich wegen Gl. 9 a

$$l/r = 7.617, C_b = 11.5916, S_b = 11.5484, C_b = -1 \text{ und } s_b = 0$$

also

$$q_0 = 2.881 q_m, Q = P \frac{S_b - C_b + 1}{S_b}, A k = \frac{P b}{2} \frac{S_b - C_b + 1}{S_b}$$

und der lineare Zahndruck an beliebiger Stelle

$$q_x = q_m \pi \frac{C_b \cos b x - S_b \sin b x - \cos b x}{S_b} \cos b x$$

also in der Mitte zwischen den Stützen für

$$\frac{b x}{2} = \frac{\pi}{2} \quad q_{l/2} = 0$$

und in je einem Viertel, wegen

$$\frac{b x}{4} = \frac{\pi}{4} \quad q_{l/4} = 0.770 q_m.$$

Die Durchbiegung ist dann in der Mitte gegeben durch

$$y = \frac{q_0}{k} = \frac{2.881}{k} q_m.$$

Zum Vergleich mit der Durchbiegung bei gleichförmig verteilter Last bedenken wir, daß $k = 4 b^4 J E$ ist und bekommen, weil $bl = \pi$ im vorliegenden Falle

$$y = \frac{2.881 P l^3}{J E 4 b^4 l^4} = \frac{2.881 P l^3}{J E 4 \pi^4} = \frac{1}{135.2} \frac{P l^3}{J E}$$

während für gleichförmig verteilte Belastung

$$y = \frac{1}{76.8} \frac{P l^3}{J E}$$

wird. Auch dies beweist, daß der Zahndruck durch die Durchbiegung des Radkörpers über den beiden Endquerschnitten mehr zusammengedrängt wird.

Für $bl = \pi : 2$ also $l : r = 3.8085$ wird

$$q_0 = q_1 = 1.192 q_m \text{ und } q_{l/2} = 0.8785 q_m .$$

Beide Fälle sind in Abb. 8 graphisch dargestellt. Die Gegenüberstellung zeigt deutlich den ungünstigen Einfluß der übermäßig großen Spannweite auf die Verteilung des Zahndrucks. Die zwischen den Kurven und der Grundlinie liegenden Flächen sind wieder verhältnisgleich mit den Zahndrücken.

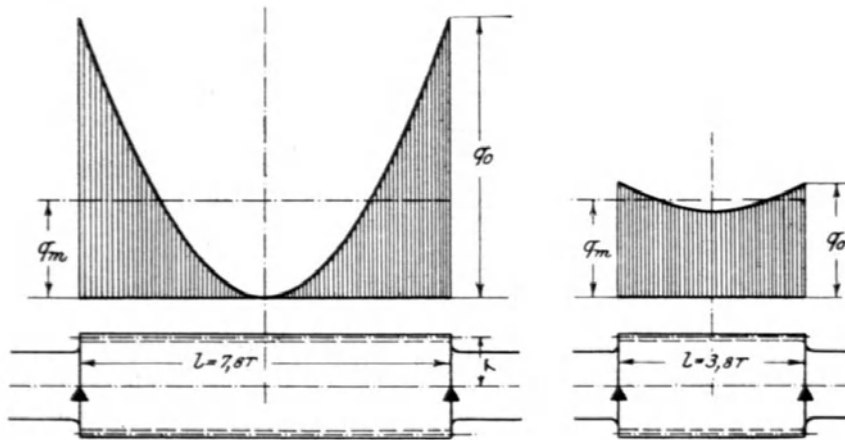


Abb. 8.

Ordnet man bei sehr lange ausfallenden Spannweiten ein drittes, mittleres Lager an, wie dies bei den von Parsons und Westinghouse ausgeführten Trieben tatsächlich geschieht, so kann man bei den einzelnen Ritzeln mit $l : r$ ohne weiteres auf 4 hinaufgehen, ohne eine wesentlich ungleich ausfallende Druckverteilung infolge der Biegung befürchten zu müssen. Die diesbezügliche Rechnung sei ebenfalls kurz angedeutet.

Die unter B bisher aufgestellten Beziehungen erleiden folgende Abänderungen. Es werde zunächst die Entfernung zweier benachbarter Lagermittel mit l bezeichnet. Über dem mittleren Lager berührt nach Abb. 7. b. die gebogene Mittellinie ihre ursprünglich gerade Lage und die Symmetrie innerhalb eines Feldes wird gestört. Die Auflagerdrücke hören

auf für zwei benachbarte Stützen gleich zu sein, und man hat für ein Feld die Beziehung

$$P_0 + P_1 = P$$

wenn P_0 den Stützdruck am äußeren, P_1 am inneren Lager und P wieder den ganzen durch ein Ritzel übertragenen Zahndruck bedeutet. Man wird also jetzt statt $P/2$ in Gl. 2a P_0 zu schreiben haben und ebenso in Gl. 12

$$2 P_0 - \frac{q_0}{b} = Q \dots \dots \dots 12 a$$

Unverändert bleibt für $x = 1$ die Gl. 13.

$$2 A k (C s + S c) = Q b C s - q_0 (1 - e^{-bl} c).$$

Dagegen nehmen wir jetzt den ersten Differentialquotienten aus Gl. I, denn aus dem soeben erörterten Grunde muß für $x = 1, \frac{dy}{dx} = 0$ werden.

Man bekommt demzufolge

$$4 A k \cdot C c = Q b (S s + C c) - q_0 e^{-bl} (c + s).$$

Im vorliegenden Falle sind die Unbekannten A, q_0 und P_0 , und es ist noch eine Bestimmungsgleichung aufzustellen. Sie ergibt sich aus dem Umstande, daß

$$V_x = \frac{k}{4 b^4} \frac{d^3 y}{d x^3}$$

sein muß und überdies für $x = 1, V_x = P_1 = P - P_0$ wird. Damit haben wir dann als dritte Bestimmungsgleichung:

$$- 4 A k S s = 2 b (P - P_0) + Q b (C c - S s) - q_0 e^{-bl} (s - c).$$

Es hat nun zwar keine besondere Schwierigkeit, die drei Unbekannten zu ermitteln, aber die Ausdrücke werden so unübersichtlich, daß man in ihrer allgemeinen Fassung nicht viel damit anfangen kann. Wohl aber gibt der besondere Fall $bl = \pi : 2$, der als die Zweiteilung der in Abb. 8 dargestellten großen Spannweite aufgefaßt werden kann, bemerkenswerte Aufschlüsse. Wegen $s = 1$ und $c = 0$ wird nun:

$$2 A k C = Q b C - q_0$$

$$Q b S = q_0 e^{-bl}$$

$$- 4 A k S + Q b S + q_0 e^{-bl} = 2 b (P - P_0).$$

Aus der mittleren der drei Gleichungen wird wegen $e^{-bl} = C - S$ und

$$Q = 2 P_0 - \frac{q_0}{b}$$

$$2 P_0 S b = q_0 C$$

daher aus der ersten Gleichung

$$2 A k = Q b - \frac{2 P_0 S b}{C^2}$$

und aus der letzten

$$-2 A k = -Q b + \frac{P - P_0}{S} b$$

Nach Addition wird

$$0 = \frac{P - P_0}{S} - 2 \frac{P_0 S}{C^2}$$

also wegen

$$C^2 - S^2 = 1$$

schließlich

$$P_0 = P \frac{C^2}{C^2 + 2 S^2} = P \frac{1}{1 + 2 T^2}$$

$$q_0 = \frac{P}{1} 2 b l \frac{T}{1 + 2 T^2}$$

wenn $T = S : C = \frac{e^{bl} - e^{-bl}}{2} : \frac{e^{bl} + e^{-bl}}{2}$ bedeutet.

Die ziffernmäßige Ausrechnung führt zu dem Ergebnisse:

für $bl = \frac{\pi}{2}$ wird $q_0 = 1.074 q_m$

$$P_0 = \frac{P}{2.682} = \frac{2.982}{8} P$$

und das Moment über der mittleren Stütze

$$M = \frac{2 P l}{\pi} \frac{S - 1}{C (1 + 2 T^2)} = 0.123 P l$$

Für eine gleichmäßig verteilte Belastung von der Größe P wird der linke Auflagerdruck $= \frac{3}{8} P$ und $M = \frac{1}{8} P l$, man findet also fast genau dieselben Werte wie oben. Daraus geht hervor, daß, solange die Zahnbreite eines Ritzels nicht größer als ungefähr $4r$ ist, also die ganze wirksame Breite das 7—8fache des Teilkreishalbmessers beträgt, aber ein mittleres Lager verwendet wird: eine störende ungleiche Verteilung des Zahndrucks infolge der Durchbiegung der Mittellinie, nicht zu befürchten ist.

C. Jetzt bleibt nur noch die Frage zu erledigen, wie sich die Verhältnisse auch ziffernmäßig gestalten, wenn man der Wirklichkeit entsprechend, die in den beiden vorhergehenden Fällen gemachten Beschränkungen fallen läßt, und die Druckverteilung bei gleichzeitiger Verdrehung und Durchbiegung des Radkörpers der kleinen Räder bestimmt. Die gemachten Voraus-

setzungen betreffs Durchbiegung der Zähne und Stützung der Welle bleiben jedoch auch weiter bestehen.

Faßt man jetzt Abb. 5 und 6 ins Auge, so ist es klar, daß die ursprünglich gerade Zylindererzeugende, welche dem Zahnfuß entlang lief, nun verwunden und verbogen wird, und zwar so, daß die Verschiebung eines jeden ihrer Punkte die Resultierende ist aus der Verdrehung $r\varphi$ und der Durchbiegung y . Eine einfache Überlagerung der unter A und B gefundenen Werte von $r\varphi$ und y ist aber zunächst unstatthaft, denn es ist ja der die Formänderung verursachende lineare Zahndruck eine Funktion beider Größen zugleich.

Vorweg sei aber bemerkt, daß innerhalb der üblichen Ausführungsgrenzen diese einfache Überlagerung dennoch zulässig ist, aber der Beweis muß eben vorher erst erbracht werden.

Der lineare Zahndruck schreibt sich jetzt

$$q_x = q_0 + k(r\varphi - y) \dots \dots \dots 1b$$

Daneben bestehen aber die an entsprechender Stelle vorher begründeten beiden Gleichungen

$$\frac{J_p G}{r} \frac{d^4 \varphi}{dx^2} = q_x \dots \dots \dots 5$$

und

$$J E \frac{d^4 y}{dx^4} = q_x \dots \dots \dots 5a$$

wozu wir gleich noch die Beziehungen

$$V_x = J E \frac{d^3 y}{dx^3}; \quad M_x = J_p G \frac{d\varphi}{dx}; \quad M_z = J E \frac{d^2 y}{dx^2}$$

sowie aus 6 und 6a

$$J_p G = \frac{r^2 k}{a^2} \quad \text{und} \quad J E = \frac{k}{4 b^4}$$

hinzunehmen.

Aus 5 und 5a folgt

$$\frac{r k}{a^2} \frac{d^2 \varphi}{dx^2} = \frac{k}{4 b^4} \frac{d^4 y}{dx^4}$$

Diese Gleichung kann sofort integriert werden und gibt zunächst

$$\frac{r k}{a^2} \frac{d\varphi}{dx} = \frac{k}{4 b^4} \frac{d^3 y}{dx^3} + C.$$

Nun ist aber für $x = 0$, M_x und damit $\varphi' = 0$, während

$$\frac{k}{4 b^4} \left(\frac{d^3 y}{dx^3} \right)_{x=0} = -P_0 \text{ ist.}$$

Daraus folgt also

$$\frac{r k}{a^2} \frac{d \varphi}{d x} = \frac{k}{4 b^4} \frac{d^3 y}{d x^3} + P_0$$

wobei P_0 den Auflagerdruck über der linken Stütze bedeutet.

Nochmals integriert wird

$$r \varphi = \frac{a^2}{4 b^4} \frac{d^2 y}{d x^2} + \frac{a^2}{k} P_0 x \dots\dots\dots 15$$

und die Integrationskonstante entfällt, weil für $x=0$ alle Glieder verschwinden.

Es ist also jetzt unter Ausschaltung von φ

$$q_x = q_0 + \frac{k a^2}{4 b^4} \frac{d^2 y}{d x^2} + a^2 P_0 x - k y$$

und wenn man diesen Wert in 5a einsetzt, so wird

$$\frac{k}{4 b^4} \frac{d^4 y}{d x^4} = q_0 + \frac{k a^2}{4 b^4} \frac{d^2 y}{d x^2} + a^2 P_0 x - k y$$

woraus also die Differenzialgleichung des Problems hervorgeht

$$\frac{d^4 y}{d x^4} - a^2 \frac{d^2 y}{d x^2} + 4 b^4 \left(y - \frac{q_0}{k} - \frac{a^2}{k} P_0 x \right) = 0 \dots\dots\dots 7 b$$

Die Substitution

$$y - \frac{q_0}{k} - \frac{a^2}{k} P_0 x = e^{\varrho x}$$

gibt dann die charakteristische Gleichung

$$\varrho^4 - a^2 \varrho^2 + 4 b^4 = 0$$

welche als doppelquadratische Gleichung sofort zu lösen ist.

Setzen wir

$$\alpha = \sqrt{b^2 + \frac{a^2}{4}} \text{ und } \beta = \sqrt{b^2 - \frac{a^2}{4}} \dots\dots\dots 6 b$$

wobei die Zahlenwerte

$$\alpha = 0.4542/r \text{ und } \beta = 0.3660/r$$

sind, so werden die 4 Wurzeln der Gleichung durch Vorzeichenkombination gewonnen aus:

$$\varrho = \pm \frac{1}{2} (\alpha \pm i \beta)$$

und damit die Lösung der Aufgabe

$$y - \frac{q_0}{k} - \frac{a^2}{k} P_0 x = A e^{\alpha x} \cos \beta x + B e^{\alpha x} \sin \beta x + C e^{-\alpha x} \cos \beta x + D e^{-\alpha x} \sin \beta x \dots\dots\dots 8 b$$

mit den 4 Integrationskonstanten. Ihre Bestimmung ist noch viel umständlicher wie jene der Gl. 8a, und ich beschränke mich auf die Wiedergabe der folgenden Ergebnisse.

Setzt man für $x=0$, so wird zunächst $y=0$ und damit wieder

$$A + C = -\frac{q_0}{k}.$$

Nach zweimaliger Differenziation ist wegen $M_z = 0$ für $x=0$ auch $y'' = 0$ und daraus

$$B - D = \frac{q_0}{k} \cdot \frac{a^2}{4\alpha\beta}.$$

Setzen wir dann in den erhaltenen Ausdrücken für die Differentialquotienten

$$m = 2b^2 + a^2 \quad \text{und} \quad n = 2b^2 - a^2$$

und
$$Q = 2P_0 - \frac{q_0}{\alpha}$$

wobei jetzt P_0 den Auflagerdruck links bedeutet, so wird, weil

$$-P_0 = JE \left(\frac{d^3 y}{dx^3} \right)_{x=0}$$

ist, aus dem dritten Differenzialquotienten, für $x=0$

$$B = \frac{\alpha n}{\beta m} A - \frac{b^4}{k \beta m} Q$$

Es sind jetzt also die Konstanten B, C und D auf A zurückgeführt, und wenn wir wieder setzen

$$\text{Cos } \alpha x = \frac{e^{\alpha x} + e^{-\alpha x}}{2} \quad \text{und} \quad \text{Sin } \alpha x = \frac{e^{\alpha x} - e^{-\alpha x}}{2}$$

so haben wir

$$y - \frac{q_0}{k} - \frac{a^2}{k} P_0 x = 2A \left[\text{Sin } \alpha x \text{ Cos } \beta x + \frac{\alpha n}{\beta m} \cdot \text{Cos } \alpha x \text{ Sin } \beta x \right] - \frac{2b^4}{k \beta m} Q \text{Cos } \alpha x \text{ Sin } \beta x - \frac{q_0}{k} e^{-\alpha x} \left(\text{Cos } \beta x + \frac{a^2}{4\alpha\beta} \text{Sin } \beta x \right) \dots \text{I b}$$

$$\frac{m}{b^4} \frac{d^2 y}{dx^2} = \left(8A - 4 \frac{\alpha Q}{k} \right) \text{Sin } \alpha x \text{ Cos } \beta x - \frac{1}{\beta} \left(8\alpha A + \frac{a^2}{k} Q \right) \text{Cos } \alpha x \text{ Sin } \beta x - \frac{q_0}{k} \frac{2m}{\alpha\beta} e^{-\alpha x} \text{Sin } \beta x \dots \text{II b}$$

$$\frac{k}{4b^4} \cdot \frac{d^3 y}{dx^3} = \frac{4Ak b^2}{m \beta} \text{Sin } \alpha x \text{ Sin } \beta x - \frac{Q}{2} \left(\text{Cos } \alpha x \text{ Cos } \beta x - \frac{\alpha n}{\beta m} \text{Sin } \alpha x \text{ Sin } \beta x \right) + \frac{q_0}{2} e^{-\alpha x} \left(\frac{\text{Sin } \beta x}{\beta} - \frac{\text{Cos } \beta x}{\alpha} \right) \dots \text{III b}$$

In diesen 3 Gleichungen sind A, P_0 und q_0 noch unbestimmt. Setzen wir der Einfachheit halber

$$\frac{e^{\alpha l} + e^{-\alpha l}}{2} = \text{Cos } \alpha l = C_\alpha = C; \quad \frac{e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}}{2} = \text{Sin } \alpha l = S_\alpha = S, \quad \text{ferner}$$

$\cos \beta l = c_\beta = c$ und $\sin \beta l = s_\beta = s$, so wird für
 $\underline{x=1}$ nunmehr $y=0$, $y''=0$ (wegen $M_z=0$) und $J E y''' = P - P_0$,

wobei P wieder den ganzen Zahndruck bedeutet.

Daraus erhalten wir die 3 Bestimmungsgleichungen:

$$2 A k \left(S c + \frac{\alpha n}{\beta m} C s \right) + P_0 \left(a^2 l - \frac{2 b^4}{\beta m} 2 C s \right) + \\ + q_0 \left[1 + \frac{b^4}{\beta m \alpha} 2 C s - e^{-\alpha l} \left(c + \frac{a^2}{4 \alpha \beta} s \right) \right] = 0 \dots \dots \dots I c$$

$$4 A k \left(S c - \frac{\alpha}{\beta} C s \right) - 2 P_0 \left(2 \alpha S c + \frac{a^2}{2 \beta} C s \right) + \\ + q_0 \left[2 S c + \frac{a^2}{2 \beta \alpha} C s - \frac{m}{\alpha \beta} e^{-\alpha l} s \right] = 0 \dots \dots \dots II c$$

$$- \frac{4 A k}{m \beta} b^2 S c - P_0 \left(C c - \frac{\alpha n}{\beta m} S s + 1 \right) + \\ + \frac{q_0}{2 \alpha} \left[C c - \frac{\alpha n}{\beta m} S s - e^{-\alpha l} \left(c - \frac{\alpha}{\beta} s \right) \right] = P \dots \dots \dots III c$$

Multiplizieren wir die erste der drei Gleichungen mit 4, die zweite mit $2n/m$, addieren und berücksichtigen, daß

$$\frac{8 b^4 + a^2 n}{\beta m} = \frac{8 b^4 + 2 a^2 b^2 - a^4}{\beta m} = 4 \beta \quad \text{und} \quad \frac{a^2}{\beta} + \frac{2 n}{\beta} = \frac{a^2 + 4 b^2 - 2 a^2}{\beta} = 4 \beta \quad \text{wird,}$$

so erhalten wir nach Multiplikation mit $s/4$ schließlich

$$\frac{8 k A b^2}{m} S c s - 2 P_0 \left(\frac{\alpha n}{m} S c s + \beta C s^2 - \frac{a^2 l s}{2} \right) + \\ + \frac{q_0}{\alpha} \left[\frac{\alpha n}{m} S c s + \beta C s^2 + \alpha s - e^{-\alpha l} (\alpha c s + \beta s^2) \right] = 0$$

Gl. III c mit $2 c \beta$ multipliziert gibt

$$- \frac{8 k A b^2}{m} S c s - 2 P_0 \left(\beta C c^2 - \frac{\alpha n}{m} S c s - c \beta \right) + \\ + \frac{q_0}{\alpha} \left[C c^2 \beta - \frac{\alpha n}{m} S c s + e^{-\alpha l} (\alpha c s - \beta c^2) \right] = 2 c \beta P.$$

Die beiden Ergebnisse addiert, wird wegen $c^2 + s^2 = 1$ nunmehr

$$P c = - P_0 \left[C - c - \frac{a^2 l s}{2 \beta} \right] + \frac{q_0}{2 \alpha} \left[S + \frac{\alpha}{\beta} s \right] \dots \dots \dots A$$

Wenn wir ferner aus I c und II c) A auf die gewöhnliche Art elimi-

nieren und wieder die oben angegebenen Beziehungen berücksichtigen, so wird der Koeffizient von P_0

$$a^2 l \frac{\beta S c - \alpha C s}{\beta} + 2 \alpha (S^2 c^2 + C^2 s^2).$$

Nun ist aber wegen $C^2 - S^2 = 1$ auch $S^2 c^2 + C^2 s^2 = C^2 - c^2 = S^2 + s^2$, also der Beiwert von P_0 :

$$a^2 l \frac{\beta S c - \alpha C s}{\beta} + 2 \alpha (C^2 - c^2).$$

Jener von q_0 hingegen wird, weil auch noch ist

$$\frac{8 b^4 - m a^2}{4 \beta m} = \frac{\alpha^2 n}{\beta m} \quad \text{und} \quad \frac{a^2 - 2 m}{4 \beta} = - \frac{\alpha^2}{\beta},$$

$$\frac{1}{\beta} \left\{ \beta S c - \alpha C s - \beta (S^2 c^2 + C^2 s^2) + e^{-\alpha l} [(\alpha c + \beta s) C s - (\beta c - \alpha s) S c] \right\}$$

Mit der Substitution

$$e^{-\alpha l} = C - S \quad \text{und} \quad C^2 - S^2 = 1$$

erhält man dann als Beiwert von q_0 :

$$\frac{1}{\beta} \left[\beta S c - \alpha C s + \alpha c s - \beta S C \right] = - \frac{(C - c) (\beta S + \alpha s)}{\beta}.$$

Die ganze Gleichung wird nach schließlicher Division durch $(C - c)$ und 2α

$$P_0 \left[C + c + \frac{a^2 l}{2 \alpha} \frac{\beta S c - \alpha C s}{\beta (C - c)} \right] - \frac{q_0}{2 \alpha} \frac{\beta S + \alpha s}{\beta} = 0 \dots \dots \dots B$$

Durch Addition der beiden Gl. A und B fällt q_0 hinaus und wir erhalten als erstes Ergebnis

$$P_0 = \frac{P}{2 + \frac{a^2 l}{2 \alpha} \frac{S - \frac{\alpha}{\beta} s}{C - c}} \dots \dots \dots 11 b$$

Setzen wir den nur von der Torsion herrührenden Ausdruck

$$\frac{a^2 l}{2 \alpha} \cdot \frac{S_\alpha - \frac{\alpha}{\beta} s_\beta}{C_\alpha - c_\beta} = \lambda \dots \dots \dots 16$$

so ergibt sich aus B sofort q_0 . Wir benötigen jedoch hauptsächlich q^1 und setzen behufs seiner Bestimmung in Gl. 1b für $x = 1$. Damit wird

$$q_1 = q_0 + k r \varphi_1.$$

Aus 15 wird dann wegen $y'' = 0$ auch $k r \varphi_1 = a^2 l P_0$, d. h. es ist dann

$$q_1 = q_0 + a^2 l P_0 \dots \dots \dots 17$$

Damit erhalten wir also die zusammengefaßten Hauptwerte

$$\begin{aligned}
 P_0 &= \frac{P}{2 + \lambda} \\
 q_0 &= q_m \alpha l \frac{C_\alpha + c_\beta + \lambda \frac{S_\alpha c_\beta - \frac{\alpha}{\beta} C_\alpha s_\beta}{S_\alpha - \frac{\alpha}{\beta} s_\beta}}{\left(S_\alpha + \frac{\alpha}{\beta} s_\beta\right) \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right)} \\
 q_1 &= q_m \alpha l \frac{C_\alpha + c_\beta + \lambda \frac{S_\alpha C_\alpha - \frac{\alpha}{\beta} c_\beta s_\beta}{S_\alpha - \frac{\alpha}{\beta} s_\beta}}{\left(S_\alpha + \frac{\alpha}{\beta} s_\beta\right) \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right)}
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} P_0 \\ q_0 \\ q_1 \end{aligned}} \right\} \dots \dots \dots 11c$$

In dem für die weitere Ausrechnung allein herangezogenen Sonderfall $\beta l = \pi$ wird wegen $c_\beta = -1$ und $s_\beta = 0$ zunächst

$$\lambda = \frac{a^2 l^2}{2 \alpha l} \frac{S_\alpha}{C_\alpha + 1}, \quad q_0 = q_m \alpha l \frac{C_\alpha - (1 + \lambda)}{S_\alpha \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right)}; \quad q_1 = q_m \alpha l \frac{C_\alpha (1 + \lambda) - 1}{8_\alpha \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right)}$$

und ziffernmäßig ausgerechnet

$$\frac{l}{r} = \pi : 0.366 = 8.584, \quad \alpha l = .2652; \quad \alpha l = 3.8987$$

und damit

$$C_\alpha = 24.680; \quad S_\alpha = 24.659.$$

Dies ergibt dann

$$\lambda = 1.313 \quad P_0 = 0.301 P, \quad P_1 = 0.699 P; \quad \underline{q_0 = 2.14 q_m}; \quad \underline{q_1 = 5.35 q_m}.$$

Die Verzeichnung der Kurve der linearen Zahndrücke q_x ist auf Grund der gewonnenen Zahlenwerte noch nicht möglich und die Bestimmung weiterer Punkte stößt auf erhebliche rechnerische Schwierigkeiten. Sie können mit genügender Genauigkeit folgendermaßen umgangen werden. Mit dem soeben gefundenen Werte von $\alpha l = 3.2652$ errechnen wir zunächst für **reine Torsion** nach Formel 11

$$q_0 = 0.250 q_m; \quad q_{1/2} = 0.662 q_m; \quad q_1 = 3.267 q_m$$

und verzeichnen in Abb. 9 die Kurve für Torsion, wobei uns der Umstand sehr zustatten kommt, daß die Fläche der Überragungen über die in der Entfernung von q_m parallel zur X-Achse gezogenen Geraden genau gleich der Fläche der Unterragungen sein muß.

Auf die Gerade q_m als 0-Achse bezogen, sind daher die Ordinaten der Torsionsdruckkurve

$$q_0 - q_m = -0.750 q_m, \quad q_{1/2} - q_m = -0.388 q_m, \quad q_1 - q_m = 2.267 q_m.$$

Für reine Biegung, und zwar der Einfachheit halber, für βl statt des tatsächlichen 3.46 bloß π gesetzt, wird nach einem früheren Beispiele unter B

$$q_0 - q_m = 1.881 q_m; \quad q_{l/2} - q_m = q_m; \quad q_l - q_m = 1.881 q_m.$$

Summiert man die beiden, zur selben Abszisse gehörigen Ordinaten (Überlagerung), so erhält man als resultierende Ordinate in bezug auf die q_m -Linie

$$q_0 - q_m = 1.131 q_m; \quad q_{l/2} - q_m = -1.338 q_m; \quad q_l - q_m = 4.148 q_m.$$

Wieder auf die ursprüngliche 0-Linie bezogen haben wir

$$\underline{q_0 = 2.131 q_m} \quad \underline{q_{l/2} = -0.338 q_m} \quad \underline{q_l = 5.148 q_m}$$

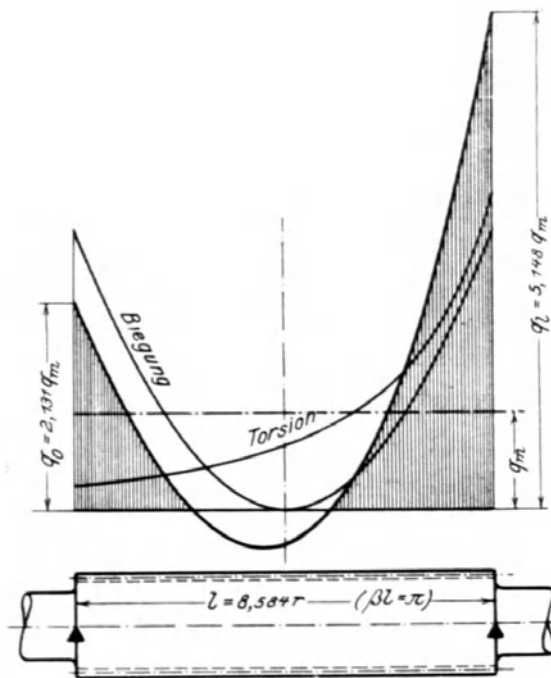


Abb. 9.

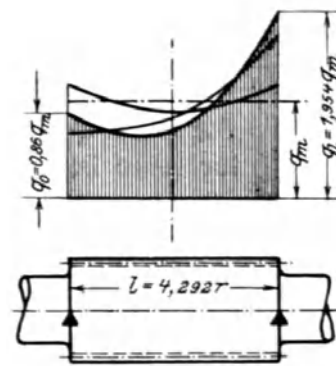


Abb. 10.

womit sich dann in Abb. 9 die stärker gezogene Linie ergibt, von welcher selbstredend auch noch weitere Punkte durch Summierung der auf q_m bezogenen Ordinaten gewonnen werden können.

Vergleicht man die durch einfache Überlagerung gefundenen Werte mit den aus der genauen Formel errechneten, so sieht man, daß der Unterschied ein so geringer ist, daß die umständlichen Rechnungen des genauen Verfahrens ganz entbehrlich werden. Von großem Nutzen ist diese Feststellung besonders im Falle der Verwen-

dung eines mittleren dritten Lagers, wo der wellenförmige Verlauf der Zahndruckkurve naturgemäß ungemein verwickelte Formeln ergeben muß. Jetzt ist die Darstellung auf die Überlagerung zweier verhältnismäßig einfacher Kurven zurückgeführt.

Nun gleich noch eine Bemerkung. Die Druckkurve für gleichzeitige Torsion und Biegung geht bei $\beta l = \pi$ unter die Nulllinie, was besagt, daß an Stelle von Drücken dort Züge auftreten müßten. Dies ist unmöglich und weist darauf hin, daß mathematisch gesprochen, in den Werten von q_x eine Unstetigkeit auftritt, die entsprechend in Rechnung gezogen werden müßte. In Wirklichkeit könnte auf diesem Stücke der Zahnbreite höchstens die Berührung aufhören, was Macalpine „opening of contact“ nennt. Praktisch wäre eine genauere Verfolgung des Falles zwecklos, denn es ist klar, daß ein Anwachsen des größten linearen Zahndrucks auf den fünffachen Mittelwert, wie es in diesem Falle eintreten würde, vollkommen unzulässig ist. Es müssen eben kürzere Ritzel verwendet werden, bei welchen ein „Klaffen“ überhaupt vermieden ist.

Wählt man $\beta l = \pi : 2$, also $l : r = 4.292$, so werden mit $c_\beta = 0$ und $s_\beta = 1$, weiter $a_1 = 1.6326$; $\alpha_1 = 1.95$ und damit

$$q_0 = 0.941 q_m; \quad q_1 = 2.043 q_m.$$

Die auf den mittleren Druck q_m bezogenen Ordinaten sind

$$\text{für reine Torsion: } -0.337 q_m; \quad -0.103 q_m; \quad 0.762 q_m$$

$$\text{für reine Biegung: } 0.192 q_m; \quad -0.121 q_m; \quad 0.192 q_m$$

folglich die summierten und dann durch Addition von q_m nunmehr auf die O-Linie bezogenen, durch Überlagerung gefundenen Ordinaten:

$$q_0 = 0.855 q_m; \quad q_{l/2} = 0.776 q_m; \quad q_1 = 1.954 q_m.$$

Sie sind mithin um $0.0865 q_m$ bzw. $0.089 q_m$ kleiner als die genauen Werte; der Unterschied ist, wie oben, praktisch belanglos. Das Bild der Druckverteilung zeigt Abb. 10 und bestätigt von neuem, daß das Verhältnis $l : r = 4$ an der Grenze des praktisch Zulässigen steht, weil q_1 den Mittelwert des linearen Zahndrucks schon um rund 95 v. H. überragt.

Bei Verwendung eines mittleren Lagers erhalten wir durch Summierung der auf die Linie des mittleren linearen Zahndrucks q_m bezogenen Ordinaten der Torsions- und Biegungsdruckkurven, die in Abb. 11 dargestellte Druckverteilung. Da die gestrichelten Flächen über den Ritzeln verhältnismäßig mit den übertragenen Umfangskräften sind, zeigt die Abbildung sehr anschaulich die ungleiche Inanspruchnahme der beiden Räder mit geraden Zähnen.

Die gewählte Darstellungsweise bietet schließlich auch ein deutliches Bild von der Größe des durch die beiden, eingangs erwähnten Ausgleichsverfahren erzielten Druckausgleichs und der hierzu erforderlichen Verdrehungen und Kippungen. In Abb. 12 stellt Linie \overline{AB} die Druckverteilung bei zwei, auf derselben Welle sitzenden Ritzel mit geraden Zähnen dar. Ganz links ist der lineare Zahndruck nur $q_0 = \overline{0A}$, ganz rechts hingegen $q_1 = \overline{8B}$.

Durch die Verwendung von Rädern mit schiefen Zähnen entgegengesetzter Neigung teilt sich die ganze Diagrammfläche in die zwei

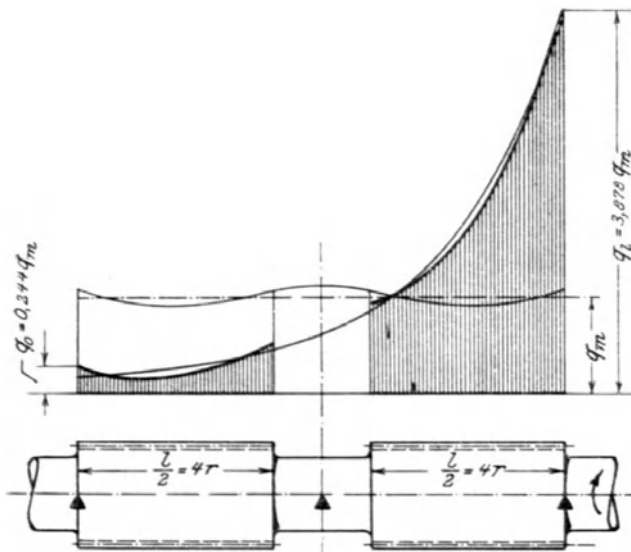


Abb. 11.

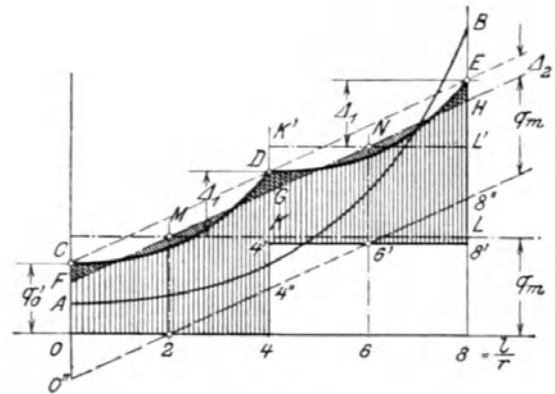


Abb. 12.

kongruenten Teile $04DC$ und $4'8'ED$, welche gegeneinander um $44'$ verschoben sind. Es ist dies ein Maß des Bogens $r_1 \varphi_1$ in Abb. 3, um welches sich die Mitten der beiden Ritzel gegeneinander verdrehen, und zwar muß man $44'$ am Ordinatenmaßstabe abstechen und dann durch k (aus Gl 2) dividieren, um den Bogen zu erhalten. Wichtiger ist, daß nunmehr

$$q_1' = \overline{4D} = \overline{8'E}$$

den größten Wert des auftretenden linearen Zahndrucks darstellt. Die größte Übertragung über den mittleren Druck beträgt also

$$\Delta_1 = \overline{KD} = \overline{L'E} = q_1' - q_m$$

gegen $\overline{LB} = q_1 - q_m$ bei geraden Zähnen.

Infolge des Kippens der Welle um eine Schneide nach Abb. 4 tritt ein weiterer Druckausgleich ein. Den Kippwinkel gibt die Neigung der Geraden \overline{CE} in k -facher Vergrößerung der Ordinaten an. Zieht man zu ihr die Parallelen durch M und N , sowie 2 und $6'$, so sind die Parallelogramme $0''4''GF$ und $4''8''ED$ abermals flächengleich mit den Teildiagrammen, und die Richtung von \overline{CE} ist die einzige für beide Hälften gemeinsame, durch welche eine Teilung der Diagrammflächen in zwei rechts und links von $\overline{M2}$ bzw. $\overline{N6}$ liegende gleiche Hälften erfolgt. Denkt man sich die Gerade \overline{FGH} um G in die Wagerechte gedreht, so werden die schiefen Flächen rechtwinklig und symmetrisch zu den Halbierenden $\overline{M2}$ und $\overline{N6'}$ und die Momente der durch die Diagrammflächen dargestellten resultierenden Zahndrücke um die Kippkante bei D halten sich gegenseitig das Gleichgewicht. Die größten linearen Zahndrücke werden nunmehr durch

$$q_1'' = \overline{0''C} = \overline{4''D} = \overline{8''E}$$

dargestellt und die größte Übertragung geht auf

$$\mathcal{A}_2 = \overline{HE}$$

zurück. Es läßt sich leicht eine einfache Beziehung hierfür finden. Aus der Ähnlichkeit der Dreiecke folgt das Verhältnis

$$(\overline{D4} - \overline{C0}) : \overline{04} = \overline{HL'} : \overline{6'8'}$$

woraus

$$\overline{HL'} = \frac{\overline{6'8'}}{\overline{04}} (\overline{D4} - \overline{C0}) = \frac{1}{2} (q_1' - q_0')$$

gefunden wird. Nun ist aber

$$\mathcal{A}_2 = \overline{EL'} - \overline{HL'} = q_1' - q_m - \frac{q_1' - q_0'}{2}$$

oder

$$\mathcal{A}_2 = \frac{q_1' + q_0'}{2} - q_m$$

gegen

$$\mathcal{A}_1 = q_1' - q_m$$

bei ausschließlicher Verwendung von schiefen Zähnen. Es besteht also auch noch die Beziehung

$$q_m + \mathcal{A}_2 = q_1'' = \frac{q_1' + q_0'}{2}$$

welche besagt, daß beim Kippausgleich der größte lineare Zahndruck das arithmetische Mittel ist aus den beim Schiebeausgleich auftretenden Werten desselben an den beiden Ritzelenden.

Wir wollen die gewonnenen Ergebnisse an einem Zahlenbeispiel verständlichen. Unsere Abb. 12 wurde entworfen für das in der Anwendung am häufigsten vorkommende Verhältnis von $l : r = 4$ bei je einem Ritzel. Es ist dann bei geraden Zähnen

$$q_0 = 0.292 q_m = \overline{0 A} \quad \text{und} \quad q_1 = 3.060 q_m = \overline{8 B}.$$

Durch die schiefen Zähne sinkt der Höchstwert des linearen Zahndrucks auf

$$q_1' = 1.75 q_m, \quad \text{wobei} \quad q_0' = 0.77 q_m$$

wird. Es ist somit die größte Übertagung über den Mittelwert

$$\underline{A_1 = 0.75 q_m.}$$

Infolge der Kippvorrichtung sinkt die Übertagung noch weiter auf

$$\underline{A_2 = \frac{1.75 + 0.77}{2} q_m - q_m = 0.26 q_m}$$

so daß also der größte lineare Zahndruck durch das Kippen von $1.75 q_m$ auf $1.26 q_m$ herabgedrückt wird.

Erachtet man bei der Bemessung der Zähne einen gewissen höchsten linearen Zahndruck für zulässig, der mit k_1 bezeichnet werden mag, so haben wir im Falle schiefer Zähne $k_1 \geq 1.75 q_m$ oder

$$q_m = \frac{P}{l} \leq \frac{k_1}{1.75}$$

woraus der zulässige gesamte Zahndruck sich zu

$$P \leq \frac{1 k_1}{1.75} = 0.571 k_1 l$$

ergibt. Für den Kippausgleich hingegen findet man auf ähnliche Weise

$$P \leq \frac{1 k_1}{1.26} = 0.793 k_1 l$$

also um rund $\frac{0.793 - 0.571}{0.571} = \frac{0.222}{0.571} = 0.39$ oder 39 v. H. mehr.

Es besagt dies, daß bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen, die Leistungsfähigkeit des Triebes durch den Kippausgleich um rund 39 v. H. erhöht wird.

Die Schiefstellung der Spindel beträgt außerordentlich wenig, denn es ist (unter Ersetzung der Winkeltangenten durch die Bögen) mit der eingangs gewählten Bezeichnung

$$\psi = \frac{r}{l} \varphi$$

und
$$r \varphi = \frac{q_1' - q_0'}{k}$$

also
$$\psi = \frac{q_1' - q_0'}{l k}.$$

Statt daraus nun einen ganz und gar unanschaulichen Winkelwert herauszurechnen, fragen wir uns, um wieviel sich durch das Kippen das linke äußere Ritzelende gegen das rechte äußere erhöht. Nachdem der Abstand der beiden von einander $2l$ beträgt, wird das Maß der Überhöhung

$$2l \cdot \frac{q_1' - q_0'}{l k} = 2 \frac{q_1' - q_0'}{k} = 2 \frac{1.75 - 0.77}{k} q_m.$$

Legen wir für q_m den Wert von 70 kg/cm zu Grunde, so wird mit $k = E : 11 = 2 \times 10^5$ die Überhöhung in Millimetern

$$10 \times \frac{2 \times 0.98 \times 70}{2 \times 100000} \approx \frac{7}{1000} \text{ mm.}$$

Aus dieser Rechnung geht zunächst das bemerkenswerte Ergebnis hervor, daß diese Überhöhung (bei nicht allzulänglichem mittleren Lager) ganz unabhängig wird von der absoluten Länge der Ritzel und nur abhängt von dem Verhältnisse $r : l$, dann dem Werte von k und schließlich von q_m . Der sehr geringe Wert der Überhöhung läßt weiter darauf schließen, daß es einer Kippvorrichtung nicht unbedingt bedarf, weil es sehr wohl denkbar ist, daß die zum Druckausgleich nötige äußerst geringe Schiefstellung der Welle ganz gut durch die Ölschicht zwischen Zapfen und Lager allein ermöglicht wird. Aber nur auf diese Möglichkeit der Schiefstellung kommt es an und das Kipplager selbst ist auch nur insofern erforderlich, als es die Schiefstellung ermöglichen soll. Erfolgt dieselbe auf andere Art und Weise, so ist der Druckausgleich ebenfalls gesichert. Parsons¹⁾ erklärt klipp und klar, daß er den „floating frame“ für völlig überflüssig halte und der Druckausgleich durch die schiefen Zähne, sowie die natürliche Elastizität der übertragenden Teile gewährleistet werde. Die Ritzel müssen außerdem mit beweglichen („flexible“) Kupplungen an die Turbinenwelle angeschlossen werden, welche die axiale Verschiebbarkeit ermöglichen. Unsere Darlegungen bekräftigen diese Auffassung, und es ist vollkommen verständlich, weshalb bei vielen Ausführungen lange, also biegsame Wellenstücke zwischen Turbine und Ritzel eingelegt werden. Auf die Möglichkeit eines ganz geringen Schiefstellens der Welle, axialer Verschieblichkeit und entsprechend starker Neigung der entgegengesetzt geneigten, schiefen

¹⁾ Mechanical gearing for the propulsion of ships. Engineering 1913. März. S. 371.

Zähne an den paarweise verwendeten Ritzel kommt es bei der gleichmäßigen Verteilung des Zahndrucks über die ganze Breite an. Peinlich sorgfältige Ausführung und ein nicht allzu großes Verhältnis von Breite zum Teilkreis-halbmesser (etwa $l:r=4$) sind hierbei naturgemäß vorausgesetzt.

II. Die Festigkeits- und Eingriffsverhältnisse der Zähne.

In dem eingangs erwähnten Aufsätze führt Macalpine den Begriff einer „Arbeitskonstanten“ (power constant) ein und legt ihr anscheinend große Bedeutung bei. Er schreibt

$$\text{Arbeitskonstante} = \frac{N}{D^3 n}$$

worin N die übertragenen Pferdestärken, n die minutliche Drehzahl und D den Teilkreisdurchmesser des Ritzels bedeutet. Seiner Ansicht nach soll jedes für Schiffsantrieb verwendete Getriebe auf diesen Festwert hin geprüft werden und es ist jenes das bessere, welches bei gleicher Betriebssicherheit den höheren Wert der Arbeitskonstanten aufweist, weil dann zugleich das Gewicht des Getriebes kleiner wird. Bei dem bedeutsamen Anteil, den Macalpine an dem Entwurfe der amerikanischen Getriebe von außergewöhnlich hoher Leistung und Geschwindigkeit zu haben scheint, glaubte ich dieser Arbeitskonstanten und namentlich den daraufbezüglichen Zahlenangaben die entsprechende Aufmerksamkeit widmen zu sollen, und hoffte darin Anhaltspunkte für den Entwurf solcher Getriebe zu finden. Meine Voraussetzung hat sich nicht erfüllt. Irgend ein neues Erfahrungsgesetz ist in der „power constant“ nicht enthalten, und es zeigte sich schließlich, daß für den Entwurf wieder jene grundlegenden Begriffe maßgebend bleiben, die zu benutzen, wir seit längsher gewohnt sind, und die insbesondere durch die Arbeiten Stribecks und Lasches neuen Inhalt gewannen. Zunächst jedoch einige Worte über die Herleitung der „power constant“.

Ist P die Umfangskraft in kg, D der Teilkreisdurchmesser in cm und n die minutliche Drehzahl des Ritzels, so schreibt sich die Anzahl der übertragenen Pferdestärken

$$N = \frac{P D n \pi}{450000} \dots\dots\dots 18$$

Nun stützt sich Macalpine auf die Voraussetzung, die Zähne vermögen auf der Längeneinheit eine Belastung zu übertragen, welche pro-

portional der Teilung ist. Dies besagt aber gar nichts anderes, als daß auch Macalpine die von Bach bzw. Kankelwitz eingeführte Beziehung benutzt

$$P = c b t$$

in welcher c sowohl nach Bach als auch nach Macalpine ein Maß des bei der Berührung auftretenden Flächendrucks sein soll. Bei geraden Zähnen ist dieser Wert bekanntlich auch noch mit der auftretenden Biegungsspannung verhältnismäßig. Nachdem weiter

$$t = \frac{D \pi}{z}$$

mit z als Zähnezahl des Ritzels ist und

$$\lambda = \frac{b}{D} = \frac{1}{r}$$

also auch

$$b = \lambda D$$

die gesamte Breite beider zusammengehöriger Ritzel bezeichnen mag, wird

$$P = c \frac{\lambda D^2 \pi}{z}$$

und damit

$$N = \frac{c \lambda \pi^2}{450000} \cdot D^3 n \dots \dots \dots 19$$

woraus in einer für die Ausrechnung bequemen Form die „Arbeitskonstante“ geschrieben werden kann:

$$C = \frac{10000 N}{D^3 n} = \frac{1}{4 \cdot 55} \frac{c \lambda}{z}$$

Wie ersichtlich, ist diese Arbeitskonstante ihrem Wesen nach für verschiedene Räder durchaus nichts beständiges, sondern sie hängt von einer ganzen Anzahl von Umständen ab und es kommt neben z und λ in letzter Linie auch nach dieser Betrachtungsweise wieder auf die Wahl von c an. Grundsätzlich Neues liegt also darin nichts. Dabei gibt die Arbeitskonstante C nicht einmal unmittelbar ein Maß für das größere oder geringere Gewicht des Ritzels, obwohl Macalpine diesem Umstand mit Recht Bedeutung beimißt. Das Gewicht läßt sich vielmehr übersichtlicher auf folgende Weise einführen. Es schreibt sich nämlich Gl. 19 auch so

$$N = \frac{4}{\gamma} \cdot \frac{c \pi n}{450 z} \left(\frac{D^2 b \pi \gamma}{4000} \right)$$

worin der Klammerausdruck das Gewicht des Ritzels mit γ als Raum-

gewicht (kg/dm³) darstellt. Es sind dann die durch die Gewichtseinheit des Ritzels übertragene Pferdestärken

$$\frac{N}{G} = \frac{4 \pi}{\gamma} \frac{n c}{450 z} \dots \dots \dots 20$$

oder mit dem mittleren linearen Zahndrucke $q_m = P : b$ auch noch in anderer Form aus Gl. 18:

$$\frac{N}{G} = \frac{4}{450 \gamma} \frac{q_m n}{D} \dots \dots \dots 20 a$$

Die gewonnenen Ausdrücke zeigen, was übrigens von vornherein einleuchtet, daß die Leistung der Gewichtseinheit wächst mit der Größe des zulässigen linearen Zahndrucks, der zulässigen Biegungsspannung im Zahne und der Drehzahl, hingegen abnimmt mit wachsendem Teilkreis-durchmesser und zunehmender Zähnezahl. Ob der lineare Zahndruck und die Biegungsspannung tatsächlich unabhängig sind von der Drehzahl, wie Macalpine annimmt, muß dahingestellt bleiben. Hier kann nur die Erfahrung Klarheit schaffen. Jedenfalls sind die beiden Elemente: linearer Zahndruck und zwar größter linearer Zahndruck und Biegungsspannung auch weiterhin für die Bemessung der Getriebe maßgebend und es muß nun auf Grund der von Macalpine vorgelegten Angaben in ihre nähere Untersuchung eingegangen werden. In Zahlentafel I finden sich diese Angaben auf metrisches Maß umgerechnet (wobei einige Posten, die sich auf un- ausgeführte Entwürfe beziehen, ausgeschieden wurden). Zahlentafel II enthält dann eine Reihe von Rechnungswerten, die aus Tafel I abgeleitet wurden.

Überraschen muß zunächst die überaus hohe Teilkreisgeschwindigkeit (bis zu 36 m/sec), die weit über das hinausgeht, was bei Rädertrieben statthaft schien. Sie ist die natürliche Folge der hohen, durch die Dampfturbine gegebenen Drehzahlen und des trotzdem noch bedeutenden gesamten Zahndrucks, welcher seinerseits gewisse minimale Teilkreisdurchmesser erfordert. In diesen beiden gleichzeitig auftretenden hohen Werten liegt die Neuheit und man kann ruhig sagen, Kühnheit des Problems. L a s c h e¹⁾ fand seinerzeit, daß „bei hartem Material (Stahl auf Stahl) und größeren Kräften 12.5 m Umfangsgeschwindigkeit nicht zulässig sei, kleinste Abweichungen in Teilung und Zahnform führen nach kurzer Zeit Zahn- und Radbrüche herbei“. L a v a l führte bei seinen Dampfturbinen

1) In der oben erwähnten Arbeit S. 1564, Versuch Nr. 31.

Zahlentafel I.

Bezeichnung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Lagerung	Leistung PS.	Große Räder		Ritzel					Teilung cm	Zahn- neigung γ
			Teilkreis- durch- messer cm	Zähne- zahl	Teilkreis- durch- messer cm	Breite = 21 cm	Zähne- zahl	Umdreh. i. d. M.	$\frac{1}{r}$		
A	kippb.	3447	305.0	300	25.4	101.6	25	1500	4.0	3.19	30°
B	„	5576	253.2	249	26.4	101.6	26	1800	3.84	3.19	„
C	„	2028	242.7	319	19.8	81.3	26	1400	4.10	2.39	„
D	„	2028	199.4	260	16.1	61.0	21	2500	3.78	2.41	„
E	„	1876	65.0	128	13.2	50.8	26	3600	3.78	1.59	„
F	„	811	176.5	346	12.2	55.9	24	1800	4.56	1.59	„
G	„	5576	382.5	431	19.1	78.7	25	3600	4.11	2.40	„
I	fest	555	252.7	398	12.7	61.0	20	1459	4.80	2.00	20°
J	„	2762	304.8	412	24.4	121.9	ungef. 33	1707	5.00	2.32	44°
K	„	1470 HD.	137.9	ungef. 208	15.8	71.1	ungef. 24	2320	4.74	ungef. 2.06	ungef. 45°
„	„	1470 ND.	137.9	208	22.5	71.1	34	1630	3.43	2.06	„

Anmerkungen: A, B, E sind ortfeste Anlagen, die übrigen Schiffstrieb. G entstammt einer damals noch nicht erprobten Ausführung. Die Breite $21=b$ ist die Summe beider Ritzelbreiten.

Zahnradübersetzungen ein mit Teilkreisgeschwindigkeiten von ungefähr 50—60 m/sec, aber kleinen Kräften. In den Schiffsgetriebenen wird durch geeignete Konstruktion und vor allem durch äußerste Genauigkeit in der Ausführung, von der ein Aufsatz Parsons¹⁾ beredtes Zeugnis ablegt, hohe Umfangsgeschwindigkeit bei bedeutenden Kräften beherrscht. Das amerikanische Versuchsgetriebe wurde übrigens bei Krupp in Essen geschmiedet und bei Schuchardt & Schütte in Chemnitz geschnitten²⁾.

Frägt man nun zunächst nach den Werten von c aus der Beziehung $P=c \cdot b \cdot t$, sowie nach dem mittleren linearen Zahndruck $P:b$ und berechnet beide ohne Rücksicht auf die Eingriffsdauer, so erhält man in Spalte 4 und 5 der Zahlentafel II Werte, welche, wenn sie wirklich auftreten würden, als unzulässig hoch angesprochen werden müßten. Auf die übliche Art, wie beim geraden Zahn gerechnet, ergäben sich nämlich nach Spalte 11. Biegungsspannungen bis zu 1180 kg/cm² bei einer Umfangs-

¹⁾ Eng. 1913, März 14, S. 371.

²⁾ Eng. 1909, Sept. 17, S. 377.

geschwindigkeit von 24.8 m. Eine Reihe von Umständen wirkt jedoch günstig auf die Herabsetzung der gefundenen Rechenwerte ein und diese mögen nun der Reihe nach besprochen werden.

Zunächst die Eingriffsverhältnisse. In Abb. 13 stellt $\overline{EE_1}$ eine Abwicklung des Eingriffsbogens dar und das Viereck $\overline{EE_1E_1E}$ ist somit das Eingriffsfeld. Bezeichnet man mit ε die Eingriffsdauer, so ist dieselbe mit t als Teilung, gegeben durch

$$\varepsilon = \frac{\overline{EE_1}}{t}$$

woraus auch

$$\overline{EE_1} = \varepsilon t.$$

Ein ganz wesentlicher Vorteil der stark schräg gestellten Zähne besteht nun darin, daß zwar nur ein kurzes Stück \overline{AB} jedes Zahnes im Eingriff steht, dafür aber eine große Anzahl von Zähnen beständig eingreift, wodurch die immer schwankende Druckverteilung bei geraden Zähnen in eine

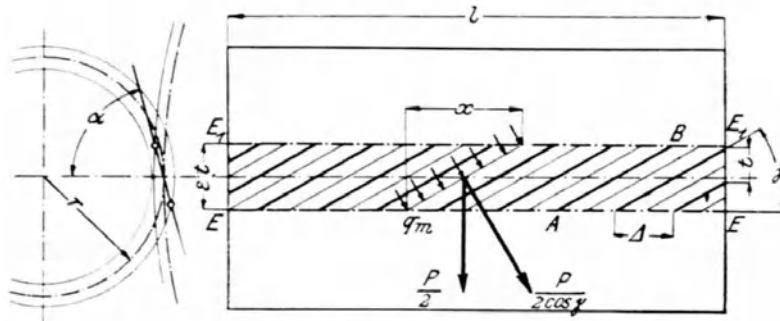


Abb. 13.

praktisch gleichbleibende umgewandelt wird. Der mittlere lineare Zahndruck rechnet sich dann folgendermaßen. Die Umfangskraft

$$P = \frac{75 N}{v}$$

ist die auf die Drehachse senkrechte Komponente des tatsächlichen, und auf beide Ritzel entfallenden Zahndrucks. Mithin ist dieser für ein Ritzel $P : 2 \cos \gamma$ mit γ als Zahnneigung. Im Eingriffsfelde liegen

$$l : \Delta = l : \frac{t}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{l}{t} \operatorname{tg} \gamma$$

Zähne, deren tragende Länge je $\overline{AB} = \varepsilon t : \sin \gamma$ beträgt, mithin verteilt sich der Zahndruck auf eine Länge, die das Produkt aus \overline{AB} mal der An-

zahl der eingreifenden Zähne ist, also

$$\frac{\epsilon t}{\sin \gamma} \cdot \frac{1}{t} \operatorname{tg} \gamma = \frac{\epsilon l}{\cos \gamma}$$

und der mittlere Zahndruck ist somit

$$q_m = \frac{P}{2 \cos \gamma} : \frac{\epsilon l}{\cos \gamma} = \frac{P}{\epsilon b}$$

wenn $b = 2l$ wieder die gesamte Breite beider Ritzel beleuchtet. Es ist dies genau der auch für gerade Zähne gültige Ausdruck. Und doch besteht ein wesentlicher Unterschied zwischen den beiden. Ist nämlich die Eingriffsdauer ϵ keine ganze Zahl, sondern wie z. B. unter D in Tafel II, $\epsilon = 1.9$,

Zahlentafel II.

Bezeichnung	1	2	3	4	5	6		7	8	9	10	11	12	13
	Umfangs-		Ein- griff- dauer ϵ	$\frac{P}{b}$	$c = \frac{P}{bt}$	Durch ϵ geteilt		q_0'	q_1'	q_1''	σ_g	σ_{max}	$\frac{100 N}{D^2 b}$	
	Geschw. V m/sec	Kraft P kg				$\frac{P}{\epsilon b} = q_m$	$\frac{P}{\epsilon bt}$							
A	20.0	12900	2.06	127	39.8	61.5	19.4	43.1	102.7	72.9	676	400	5.26	
B	25.0	16750	2.12	165	51.6	78.0	24.3	55.8	127.1	91.5	880	516	7.87	
C	14.5	10500	2.12	129	54.0	61.0	25.4	42.1	103.7	72.9	920	549	6.35	
D	21.0	7250	1.90	119	49.3	62.6	26.0	45.0	101.0	73.0	840	490	12.82	
E	24.8	5660	2.12	111	69.2	52.5	32.6	37.8	84.5	61.2	1180	694	21.20	
F	11.5	5300	2.00	95	59.6	47.5	28.1	29.9	87.4	58.7	1015	627	9.75	
G	36.0	11650	2.06	148	61.6	72.0	30.0	49.3	122.4	85.9	1050	626	19.41	
I	9.7	4300	1.79	70.5	35.3	39.5	19.7	23.9	75.8	49.9	605	581	5.61	
J	21.8	9500	2.35	78	33.6	33.0	14.6	19.1	65.7	42.4	571	568	3.82	
K	19.2	5750	ungef. 2.00	81	39.3	40.5	19.7	24.6	77.0	50.8	668	680	8.29	
„	19.2	5750	2.35	81	39.3	34.5	16.7	26.2	52.5	39.4	668	610	4.08	

so stehen bei geraden Zähnen abwechselnd ein oder zwei Zähne der ganzen Breite nach im Eingriffe und der mittlere lineare Zahndruck schwankt zwischen zwei um 100 % von einander abweichenden Werten, während er bei stark schiefen Zähnen und breiten Rädern praktisch immerfort gleich bleibt.

Der mittlere lineare Zahndruck nach der soeben hergeleiteten Formel berechnet, findet sich in Spalte 6 der Tafel II. (Die Eingriffsdauer in Spalte 3 wurde unter der Annahme einer Evolventenverzahnung mit 75°

Neigung der Erzeugenden berechnet und hierbei die Länge des Zahnkopfes am großen Rade bis zur Vermeidung des Unterschnitts verkürzt.) Nimmt man nun Lasche's Tafel auf S. 1564 der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“ 1899 zur Hand, so findet man, daß die errechneten Werte zwar noch immer hoch über den dort enthaltenen liegen, aber von einem ausgesprochenen Gegensatz braucht unter Berücksichtigung der veränderten Umstände nicht mehr gesprochen zu werden. Namentlich ist von großem Interesse, daß Lasche schon vor rund 20 Jahren Versuche mit einem Ölstrahl in dem Eingriffe mit hervorragendem Erfolge machte (Versuchsreihe B₁—B₄) und jetzt auch Macalpine darauf hinweist (S. 416), daß „observation has not shown any detrimental action on the teeth at the highest peripheral speeds which have been used. Oil should be injected freely, striking the gear or pinion just before the teeth come into contact, so that it cannot be driven off by the high centrifugal force before performing its function.“ Der von Lasche versuchte Ölstrahl scheint somit bei den amerikanischen Getrieben tatsächlich verwendet zu werden und es ist bemerkenswert, daß ersterer bis zu einem Werte von $P : b = 120 \text{ kg/cm}$ kam, bei Verwendung von Deltametall auf Stahl!

Wie steht es nun mit der ungleichen Verteilung des Zahndrucks infolge der Formänderung des Ritzelkörpers? Abb. 13 weist darauf hin, daß diese sich ähnlich äußern muß, wie bei geraden Zähnen, denn die Kraftübertragung erfolgt auf dem verhältnismäßig schmalen, geraden und zur Achse parallelen Eingriffstreifen. Die Verhältnisse liegen dadurch bezüglich des Kraftfeldes ähnlich wie beim geraden Zahn und es bleibt auch der Rechnungsgang der gleiche wie im Abschnitte I gezeigt. Bloß die Elastizität der Zähne drückt sich zahlenmäßig jedenfalls etwas anders aus und das Bild eines aus einzelnen Lamellen bestehenden Zahnes, wie es für den geraden verwendet wurde, wird beim schiefen Zahn noch weniger zutreffen. Er ist steifer; k in Gl 2. wird größer und damit die Druckverteilung noch ungleichmäßiger, als beim geraden Zahn. Dem kann andererseits wieder gegenüber gehalten werden, daß der Zahn, wenn die Belastungslinie AB nahe an das angetriebene Ende fällt, mehr nachgibt als in der Radmitte und damit gleichförmigere Druckverteilung bewirkt. Auf ganz genaue Zahlenwerte kommt es übrigens gar nicht an; der verhältnismäßige Wert ist maßgebend und deshalb können die im I. Abschnitte abgeleiteten Formeln meines Dafürhaltens unverändert beibehalten werden.

Damit sind wir dann in Stand gesetzt, die linearen Zahndrücke an

den Ritzelenden zu berechnen. Innerhalb der Grenze $l = 3r$ bis $5r$ läßt sich deren Beziehung zum mittleren Drucke durch eine lineare Näherungsgleichung ausdrücken und man hat für Druckausgleich durch reine axiale Verschiebung:

$$\left. \begin{aligned} q_0' &= \left(1.155 - 0.115 \frac{l}{r}\right) q_m \\ q_1' &= \left(0.48 + 0.3 \frac{l}{r}\right) q_m \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 21$$

hingegen für Kippausgleich:

$$q_0'' = q_1'' = \left(0.82 + 0.09 \frac{l}{r}\right) q_m \dots \dots \dots 22$$

Die hieraus berechneten Werte finden sich in Spalte 8, 9 und 10 der Zahlentafel II. Bemerkte muß werden, daß für I—K eigentlich Spalte 10 nur bedingungsweise gültig ist, insofern nämlich durch das Spiel in den Lagern und die Nachgiebigkeit der Welle ein Kippen auch ohne besondere Vorrichtung tatsächlich möglich sein sollte. Zieht man diese Möglichkeit nicht in Rechnung, so zeigen die fettgedruckten Werte der Spalten 9 und 10, daß der größte lineare Zahndruck im Durchschnitt ungefähr

$$70 \text{ kg/cm}$$

beträgt, wobei allerdings extreme Werte von 59 und 92 vorkommen. Unbedingt erforderlich dürfte aber hierbei die Schmierung durch einen Ölstrahl im Eingriffe ein. Nach unserer derzeitigen Auffassung über die Schmierung gleitender Flächen muß man annehmen, daß das Bestehen einer ständigen Ölschicht auf der Zahnflanke für die Beherrschung derartig hoher Gleitgeschwindigkeiten unbedingt erforderlich sei und von einer reinen Reibung fester Körper nicht die Rede sein könne. Es wird also die Überschreitung eines gewissen Höchstdruckes zu vermeiden sein, und dies erfordert, daß man den auftretenden höchsten, und nicht den mittleren linearen Zahndruck in Rechnung setzt. Wählt man also q_1' oder q_1'' (beispielsweise 70 kg/cm), so findet sich der zugehörige mittlere lineare Zahndruck innerhalb der Grenzen $l = 3r - 5r$ und bei Verwendung eines Mittellagers aus der einfachen Gl. 21 bzw. 22.

Die in den Zähnen auftretende Biegespannung kann, wie Abb. 14 zur Genüge zeigt, nicht einfach nach der für den geraden Zahn üblichen Formel berechnet werden und eine Berechnungsweise, welche ihre

Ermittlung für eine nach \overline{AB} verlaufende Belastungslinie ganz allgemein gestatten würde, gibt es nicht. Es ist aber die Belastung des Zahnes dann am ungünstigsten, wenn Linie \overline{AB} eben durch eine obere Zahnecke hindurchgeht, und für diese Lage läßt sich (wie Bach für den einfacheren Fall der konzentrierten Belastung getan) jene Ebene CD bestimmen, in welcher die Biegungsspannung einen Größtwert erlangt. In Abb. 15 ist das Eingriffsfeld $E_1 E_2$ mit einem Zahn gezeichnet, der bei E_1 eben mit der Spitze eingreift. \overline{AB} ist wieder die Drucklinie und \overline{CD} eine vorläufig beliebige, durch den Zahnfuß hindurchgehende Ebene. Aus der Abbildung sieht man, daß die auf die Länge $\overline{AF} = x$ entfallende Belastung $q_1 x$, welche im Halbirungspunkte S vereinigt gedacht werden kann, um \overline{CD} ein Biegemoment vom Arme \overline{SG} ausübt. Wir finden aus dem Dreiecke ACF

$$x = c \frac{\cos \varphi}{\sin (\alpha + \varphi)}$$

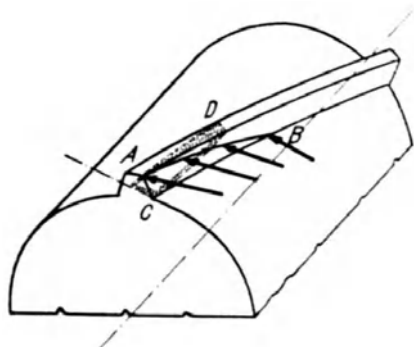


Abb. 14.

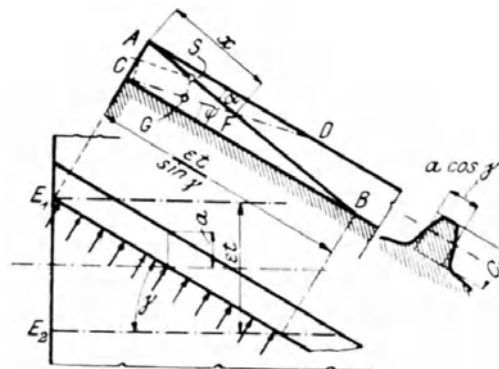


Abb. 15.

und haben

$$q_1 = \frac{P}{\varepsilon b} \cdot \left(\frac{q_1}{q_m} \right)$$

womit dann der auf \overline{AS} entfallende Zahndruck berechnet werden kann. Weiter ist der Biegearm

$$\overline{SG} = \frac{c}{2} \cos \varphi.$$

Das Widerstandsmoment des zunächst von rechteckiger Querschnittsform gedachten Zahnes im Schnitte CD ist

$$W = \frac{1}{6} \frac{c (a \cos \gamma)^2}{\sin \varphi}$$

und folglich schreibt sich die Biegungsgleichung

$$\frac{1}{2} \frac{P c}{\epsilon b} \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \frac{c^2 \cos^2 \varphi}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{1}{6} \frac{c (a \cos \gamma)^2}{\sin \varphi} \sigma$$

woraus die Biegungsspannung wird:

$$\sigma = \frac{1}{2 \cos^2 \gamma} \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \frac{P c}{\epsilon \left(\frac{b a^2}{6} \right)} \frac{\sin \varphi \cos^2 \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)}$$

Nun ist aber

$$\sigma_g = \frac{P c}{\epsilon \frac{a^2 b}{6}}$$

die Biegungsspannung in einem geraden, längs der ganzen Breite gleichförmig belasteten Zahne und somit muß jener Wert des Neigungswinkels der Ebene CD gesucht werden, welcher den Ausdruck

$$\sigma = \frac{\sigma_g}{2 \cos^2 \gamma} \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \frac{\sin \varphi \cos^2 \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)}$$

zu einem Höchstwerte macht. Die Bestimmungsgleichung hierfür lautet

$$\operatorname{tg}^3 \varphi + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} \operatorname{tg}^2 \varphi - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} = 0$$

mit

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c}{t} \cdot \frac{\sin \gamma}{\epsilon}$$

Setzt man $\epsilon = 2$ und $c : t = 0.7$, so wird $\operatorname{tg} \alpha = 0.35 \sin \gamma$ und für $\gamma = 30^\circ$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0.175, \quad \operatorname{tg} \varphi = 0.416$$

sowie

$$\sigma_{\max} = \frac{0.606}{2 \cos^2 \gamma} \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \sigma_g = 0.4 \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \sigma_g$$

Infolge des annähernd trapezförmigen Zahnquerschnitts wird das Widerstandsmoment im ungünstigsten Falle auf rund 0.8 W herabgesetzt, somit σ_{\max} um ebensoviel erhöht und man hat dann endgültig

$$\underline{\sigma_{\max} = 0.5 \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \sigma_g} \quad \dots \dots \dots 23$$

Für eine Zahnschräge von $\gamma = 45^\circ$ ergibt die Wiederholung der soeben angestellten Berechnung rund

$$\underline{\sigma_{\max} = 0.6 \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \sigma_g} \quad \dots \dots \dots 23 a$$

In Spalte 11 der Zahlentafel ist ohne Berücksichtigung der Eingriffsdauer (auf die bei der Festigkeitsberechnung gerader Zähne übliche Art) die Biegungsspannung σ_g enthalten und daraus dann die größte Spannung nach Gl. 23 bzw. 23 a berechnet und in Spalte 12 eingetragen. Es geht aus

dieser Zusammenstellung hervor, daß eine auf die beschriebene Weise berechnete Biegungsspannung von

$$500 - 600 \text{ kg/cm}^2$$

für geschmiedeten Stahl auch bei den höchsten Umfangsgeschwindigkeiten vollkommen sicher zu sein scheint, weil ein Extremwert von rund 700 kg/cm² bei 25 m Geschwindigkeit dauernd entsprochen haben soll. Äußerste Sorgfalt in Ausführung und Montierung sind dabei naturgemäß unerläßliche Bedingungen.

Um noch ein Bild über die verhältnismäßige Größe der Ritzel zu erhalten, wurde in Spalte 13 die „Gewichtsziffer“

$$\frac{100 N}{D^2 b} \dots \dots \dots 24$$

als Vereinfachung der Ausdrücke 20 bzw. 20 a eingetragen, welche also proportional ist den durch die Geschwindigkeit übertragenen Pferdestärken.

Der Rechnungsgang für ein neu zu entwerfendes Getriebe würde sich bei Benutzung der gewonnenen Ergebnisse folgendermaßen stellen.

Aus Gl. 23 mit

$$\sigma_g = \frac{P c}{\left(\frac{a^2 b}{6}\right)} = \frac{6 P c}{b a a}$$

folgt

$$\sigma_{\max} = 3 \left(\frac{q_l}{q_m}\right) \frac{P}{6} \cdot \frac{c}{a} \cdot \frac{1}{a}$$

worin $c = 0.7 t$ und $a = 0.5 t$ gesetzt werden mag. Nun ist weiter

$$\frac{P}{b} = \varepsilon q_m$$

also oben eingesetzt gibt

$$\sigma_{\max} = 3 q_l \frac{0.7}{0.5} \frac{1}{0.5 t} = 8.4 \frac{q_l}{t}$$

woraus

$$t = 8.4 \frac{\varepsilon q_l}{\sigma_{\max}} \quad \text{oder} \quad \frac{t}{\pi} = 2.66 \frac{\varepsilon q_l}{\sigma_{\max}} \dots \dots \dots 25$$

Wählt man demnach q_l und σ_{\max} , sowie der Zähnezahl entsprechend ε , so erscheint damit die Teilung festgelegt.

Auf Grund der Teilung hat man dann für den Teilkreis

$$D = \frac{t}{\pi} \cdot z \quad \text{und} \quad r = \frac{t}{\pi} \cdot \frac{z}{2}$$

und damit

$$P = 71600 \frac{N}{n r}$$

Es schreibt sich nun für die Zahnbreite wegen $b = 2l$

$$\frac{l}{r} = \frac{1}{2} \frac{P}{\varepsilon r q_m} = \frac{1}{2} \frac{P}{\varepsilon r q_1} \cdot \left(\frac{q_1}{q_m} \right) \dots \dots \dots 26$$

Im allgemeinen muß diese Gleichung durch schrittweise Annäherung aufgelöst werden, weil ja $q_1 : q_m$ eine Abhängige des Verhältnisses $l : r$ ist. Man wird also nach Abschnitt I, Gl. 11 zunächst einen Wert für $q_1 : q_m$ wählen, $l : d$ daraus nach Gl. 26 berechnen und dann nachsehen, welches $q_1 : q_m$ dem entsprechen würde. Dieser Wert ergibt meist schon das richtige $l : r$ und damit auch l und $b = 2l$ als gesamte Ritzelbreite. Zwischen $l = 3r$ und $5r$ ist die direkte Auflösung möglich, weil dann für $q_1 : q_m$ die lineare Näherungsgleichungen 21 bzw. 22 Gültigkeit haben.

Ein Zahlenbeispiel möge noch beigelegt werden. Es sei $N = 1000$ PS, $n = 1500$. Wir wählen $z = 25$ und ε rund 2, ferner $q_1 = 70$ kg/cm und $\sigma_{\max} = 600$ kg/cm² und haben dann

$$\frac{t}{\pi} = 2.66 \times 2 \times \frac{70}{600} = \underline{0.62} \text{ cm.}$$

Auf $\frac{t}{\pi} = 0.64$ aufgerundet, gibt

$$\underline{D = 0.64 \times 25 = 16 \text{ cm}}; \quad \underline{r = 8 \text{ cm.}}$$

Nun wird $v = 12.6$ m/sec und $P = 6000$ kg

also
$$\frac{l}{r} = \frac{1}{2} \cdot \frac{6000}{2 \times 8 \times 70} \cdot \frac{q_1}{q_m} = 2.66 \frac{q_1}{q_m}$$

Nehmen wir Kippausgleich mit

$$\frac{q_1}{q_m} = 0.82 + 0.09 \frac{l}{r}$$

so wird
$$\frac{l}{r} (1 - 0.239) = 0.82 \times 2.66$$

und daraus
$$\frac{l}{r} = \frac{0.82 \times 2.66}{0.761} = 2.86$$

also rund
$$\underline{l = 3r = 24 \text{ cm}}; \quad \underline{b = 48 \text{ cm.}}$$

Die Gewichtsnummer wird

$$\frac{100 N}{D^2 b} = \frac{10000}{256 \times 48} = \underline{8.15.}$$

III. Einfluß der Reibung.

Da die gleiche Verteilung der Zahndrücke auf die beiden Ritzel mit geneigten Zähnen eine unbehinderte Verschieblichkeit in der Achsenrichtung zur Voraussetzung hat, muß die Reibung, welche diese Beweglichkeit be-

einträchtigt, ungünstigen Einfluß auf die Druckverteilung ausüben. Und zwar tritt diese Reibung einmal als Bewegungswiderstand der aneinander abgleitenden schiefen Zahnflanken und dann noch als Reibung in den Lagern der Ritzelwelle und an den kraftübertragenden Flächen der Kupplung auf.

Behufs rechnermäßiger Verfolgung dieses Einflusses gehen wir von Abb. 16 aus. Es stelle das Trapez 1234 wie in Abb. 3 wieder die beiden großen Räder mit je einem Zahne 12 und 34 dar. Beim Verdrehen der Ritzel erfolgt nach Abschnitt I. Abgleiten in der Richtung der Pfeile und die Zahnflankenreibung ist der Bewegungsrichtung entgegengesetzt.

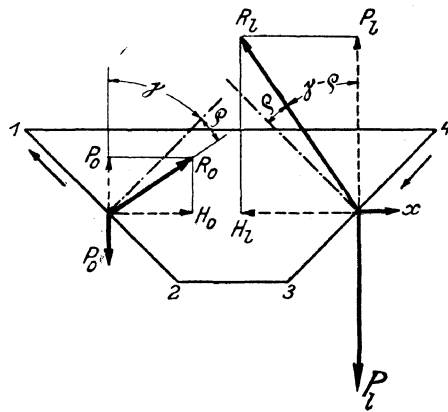


Abb. 16.

Es tritt also auf jeder Flanke ein resultierender Flächenwiderstand auf — R_0 und R_1 — dessen Richtung von der Flächennormalen um den Reibungswinkel ϱ abweicht. Die zur Drehachse senkrechte Komponente von R hält der Umfangskraft Gleichgewicht, während der Unterschied der axialen Komponenten $H_1 - H_0$ genau gleich sein muß mit den soeben erwähnten Bewegungswiderstände x in den Lagern und der Kupplung. Er kann jedenfalls P proportional gesetzt werden, so daß wir schreiben $x = \mu P$. Man findet aus dem Kräfteplane

$$H_1 = P_1 \operatorname{tg}(\gamma - \varrho)$$

$$H_0 = P_0 \operatorname{tg}(\gamma + \varrho)$$

wozu noch gehört

$$P_1 + P_0 = P$$

$$H_1 - H_0 = \mu P.$$

Daraus findet sich

$$P = P \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \varrho) + \mu}{\operatorname{tg}(\gamma + \varrho) + \operatorname{tg}(\gamma - \varrho)} \quad \text{und} \quad P_0 = P \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varrho) - \mu}{\operatorname{tg}(\gamma + \varrho) + \operatorname{tg}(\gamma - \varrho)}.$$

Der mittlere lineare Zahndruck ist

$$q_m = \frac{P}{\varepsilon b} = \frac{P}{2 \varepsilon l}$$

und man kann nach einigen Umformungen schreiben

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_1}{1} &= q_m \left(1 + \frac{\mu \cos \gamma + \sin 2 \varrho + \mu \cos 2 \varrho}{\sin 2 \gamma} \right) \\ \frac{P_0}{1} &= q_m \left(1 - \frac{\mu \cos \gamma + \sin 2 \varrho + \mu \cos 2 \varrho}{\sin 2 \gamma} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 27$$

In diesen Gleichungen drückt sich der Einfluß der Reibung schon klar aus: der mittlere lineare Zahndruck wächst auf dem, der Antriebsseite näher liegenden Ritzel und sinkt am weiterliegenden. Im gleichen Verhältnisse steigt auch der größte lineare Zahndruck und es müßten die im I. Abschnitte gewonnenen Werte von q_1' strenge genommen noch mit dem ersten der Klammerwerte multipliziert werden.

Wie man sieht, hängt dieser Wert außer von dem Reibungswinkel ϱ und der Ziffer μ auch noch von der Zahnneigung ab. Der mit der letzteren zusammenhängende Klein stwert liegt bei

$$2 \gamma = 90^\circ \quad \text{oder} \quad \underline{\gamma = 45^\circ}$$

und beträgt

$$1 + \sin 2 \varrho + \mu \cos 2 \varrho \dots \dots \dots 28$$

Vom Standpunkte des Druckausgleichs allein wäre sonach eine Zahnneigung von 45° am vorteilhaftesten. Dagegen läßt sich nach Gl. 23 und 23 a auch mit Rücksicht auf die Festigkeit nicht viel einwenden. Mehr von Belang könnte der Umstand sein, daß die Zahnreibung, und damit der Wirkungsgrad des Getriebes durch einen großen Neigungswinkel ungünstig beeinflußt wird, weil der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch die Gleichung

$$V = \mu_1 \varepsilon \pi \frac{\sqrt{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma}}{\cos \gamma} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z_1} \right)$$

ausgedrückt wird und er mit wachsendem γ ebenfalls wächst (α Neigungswinkel der Evolventenerzeugenden zur Mittellinie, z und z_1 die Zähnezahlen der zusammen arbeitenden Räder, $\mu_1 = \operatorname{tg} \varrho$). Wesentliche Bedeutung kommt einer Abänderung der Zahnschräge zwischen 30° und 45° vom Standpunkte des Druckausgleichs, überhaupt nicht zu.

Ein Bild über die Größenordnung der Reibungsziffer und ihres Einflusses möge noch folgende überschlägige Rechnung geben. Nach einer Angabe*) soll das amerikanische Versuchsgetriebe von 6000 P.S. einen Wirkungsgrad von 98.5—99 v. H. gehabt haben. Angenommen, der ganze, verhältnismäßige Reibungsverlust von 0.015 verteilte sich auf die beiden Räderpaare und auf die Lagerzapfen der Ritzel (d) und der Räder (d_1), so hat man (mit $\gamma = 30^\circ$, $\varepsilon = 2$)

$$0.015 = \mu_1 2\pi \times 1.14 \left(\frac{1}{35} + \frac{1}{176} \right) + \mu \left(\frac{d}{2r} + \frac{d_1}{2r_1} \right)$$

Nähere Angaben fehlen, und es möge $d : 2r = 0.8$ und $d_1 : 2r = 0.2$ angenommen werden. Dann bekommen wir

$$0.015 = 0.244 \mu_1 + \mu$$

und finden mit einer Zapfenreibungsziffer:

$$\mu = 0.005 \quad \text{und} \quad 0.01 \quad 0.015$$

$$\text{eine Zahnreibungsziffer: } \mu_1 = 0.041 \quad 0.02 \quad 0$$

Den Wert von $\mu_1 = 0.02$ wollen wir als wahrscheinlichsten beibehalten und haben dann $\mu_1 = \operatorname{tg} \varrho = 0.02$, $\sin 2\varrho = 0.04$, $\cos 2\varrho \cong 1$, womit der Ausdruck 28 dann gleich 1.05 wird; d. h. durch die Zahnflanken- und Zapfenreibung wird der größte lineare Zahndruck um ungefähr 5 v. H. erhöht. Dazu kommt dann noch der Einfluß der Reibung an den Druckflächen der Kupplung (welche eine Art Ausdehnungskupplung sein muß). Schätzt man bei ihr die Reibungsziffer, die auf den Wirkungsgrad des Getriebes keinen Einfluß ausübt, auf 0.08 und bezeichnet den Schwerpunktsabstand der Druckflächen vom Wellenmittel mit r_k , so wird der axiale Bewegungswiderstand gegen die Wellenverschiebung um

$$0.08 P \frac{r}{r_k}, \text{ also im ungünstigsten Falle um } 0.06 P \text{ oder } 6 \text{ v. H.}$$

durch die Kupplung vergrößert. Im ganzen wird also

$$\frac{P_1}{1} = 1.11 q_m \quad \text{und} \quad \frac{P_0}{1} = 0.89 q_m$$

und um ebensoviel erhöht sich q_1' bzw. erniedrigt sich q_0' . Es weist dies darauf hin, daß bei der Kupplung ebenfalls auf eine möglichst widerstandsfreie Konstruktion Bedacht zu nehmen ist.

Das über den Einfluß der Reibung bisher gesagte, bezieht sich auf den Verschiebungsausgleich. Das Schaubild, Abb. 12, erleidet durch die Reibung insofern eine Abänderung, als die beiden Flächen 04 D C und

*) Eng. 1909 Dez. 3 S. 763.

4' 8' E D, welche proportional sind P_0 bzw. P_1 nun nicht mehr gleiche mittlere Höhen besitzen. Die Spitzen D fallen aber auch jetzt zusammen und infolgedessen wird $\overline{44'}$ also auch der Verdrehungsbogen $r_1\varphi_1$ etwas kürzer und die drei Punkte C, D und E fallen nicht mehr in eine Gerade.

Durch den Kippausgleich in besonderen Rahmen, verringern sich die Ungleichheiten von P_1 und P_0 soweit, bis das übrigbleibende Moment

$$(P_1 - P_0) \frac{1}{2}$$

genau gleich wird dem Momente der eventuellen Drehwiderstände, welche sich je nach der Konstruktion, aus Reibung oder Steifigkeit ergeben. Das Maß der erforderlichen Drehung wird wieder durch die Neigung der Geraden \overline{CE} dargestellt. Die absoluten Werte sind, obwohl gegen den reibungslosen Zustand um einige Prozente erhöht, noch immer so gering, daß das Lagerspiel eventuell jene geringe Drehung ermöglicht, welche ohne besondere Vorrichtung den Ausgleich im Sinne Parsons Äußerung zu bewirken vermag. Das letzte Wort spricht eben immer der Versuch und die Erfahrung.

Erörterung.

Herr Marine-Oberbaurat Krell:

Meine Herren, der Vortrag, der soeben verlesen wurde, ist zurzeit deshalb von besonderem Interesse, weil wir jetzt vor dem Wiederaufbau unserer Handelsflotte stehen und das Zahnradgeriebe beim Wiederaufbau der Handelsflotte eine erhebliche Rolle spielen wird. Wir stehen in dieser Beziehung vor einem Wendepunkt im ganzen Schiffsmaschinenbau. Vor dem Kriege kam für den normalen Frachtdampfer im wesentlichen nur die Naßdampfkolbenmaschine in Frage. Die anderen Antriebe, auf die wir jetzt rechnen, befanden sich doch noch überwiegend im Versuchsstadium. Nun hat es sich aber gerade im Kriege ermöglichen lassen, die Konkurrenten der alten Kolbendampfmaschine so weit zu entwickeln, daß sie jetzt vollwertig auf dem Platze erscheinen. Einmal ist der Großölmotor so weit entwickelt worden, daß man ihn als vollkommen reif auch für den normalen Frachtdampfer bezeichnen kann, und mit ihm konkurrieren die Heißdampfmaschine und die schnell laufende Turbine, welche letztere zur Übersetzung der Tourenzahl auf die Schraubenwelle gekuppelt wird entweder mit einer hydraulischen oder elektrischen Übersetzung, endlich mit dem mechanischen Rädergeriebe. Ich möchte hier auf die oft besprochenen Vor- und Nachteile der einzelnen Systeme nicht eingehen, möchte aber doch hervorheben, daß bei jedem Fachmann, der sich einmal mit dem Zahnradgeriebe befaßt hat und andererseits Gelegenheit gehabt hat, die Projekte für Handelsschiffsturbinenanlagen mit

Zahnräderübersetzung näher kennen zu lernen, der Eindruck feststeht, daß diese Antriebsart in bezug auf Einfachheit von keiner anderen übertroffen werden dürfte.

Wir können daher Herrn Professor Herrmann sehr dankbar sein, daß er gerade jetzt diese umfassende Arbeit vorgenommen und veröffentlicht hat. Es wird dieselbe an allen Stellen, welche sich mit der Zahnradfrage für Schiffsmaschinenantrieb beschäftigen, eine eingehende Würdigung finden.

Ich möchte mir nun erlauben, nur noch kurz einiges aus der Praxis hinzuzufügen. Aus der Arbeit geht ja hervor, daß man bei der Zahnradübersetzung dem nachteiligen Einfluß der Verdrehungsbeanspruchung und Biegungsbeanspruchung der Ritzel ganz besonders Rechnung tragen muß. Herr Professor Herrmann hat verschiedene Methoden angegeben, wodurch dieser Einfluß etwas herabgemindert wird, insbesondere die Verwendung der schrägen Zähne, die ja allgemein üblich ist, ferner die Verwendung des Kipprahmens. Nicht erwähnt ist die Verwendung von Ritzeln, bei welchen der Kraftstrom so geführt wird, daß er nicht an einem Ende des Ritzels eintritt, sondern daß er entweder zwischen beiden Ritzelhälften oder noch besser in der Mitte jedes einzelnen Ritzels eingeführt wird. Auf letzterem Gebiete liegt die Konstruktion der unterscheidbaren Ritzel des Marinebaumeisters v. Bohuszewicz, der, glaube ich, nachher noch kurz darüber sprechen wird. Diese Konstruktion ermöglicht es z. B., den Einfluß der Verdrehung auf ungefähr den sechsten bis achten Teil herabzumindern gegenüber der normalen Konstruktion, bei welcher der Kraftstrom von einem Ende des Ritzels zum anderen gleichmäßig durchfließt.

Trotzdem nun aus den Zahlenangaben des Vortrages ersichtlich ist, wie groß der Einfluß der Verdrehung und Durchbiegung sein kann, ist eins außerordentlich auffällig. Wie bereits in dem Vortrage erwähnt, wird in England, abgesehen von den schrägen Zähnen, welche allgemein Verwendung finden, weder von Parson noch von anderen Konstrukteuren der Kipprahmen oder sonstige Mittel zur weiteren Verringerung der Biegungs- und Verdrehungseinflüsse verwendet. Auch in Deutschland ist man bisher immer wieder auf den ganz einfachen Ritzelantrieb mit normalen vollen Ritzeln und festgelagerten Lagern zurückgekommen. Weshalb?

Die Erklärung liegt in der Tatsache, daß bei Ritzeln normaler Konstruktion vorläufig immer noch der Einfluß der Verdrehung und Verbiegung zurücktritt gegenüber den kleinen Fehlern in der Genauigkeit der Zähne. Wenn ich hier sage, daß die Zähne noch nicht genau genug geschnitten werden, so möchte ich richtig verstanden werden. Die Genauigkeit der Verzahnung dieser schnellaufenden Getriebe übertrifft bei weitem alles, was wir bis vor einigen Jahren auf dem Gebiete der Zahnradfabrikation überhaupt für möglich gehalten haben, und sind gerade im Kriege von der deutschen Industrie ganz ausgezeichnete Zahnrad-Schneidemaschinen geschaffen worden. Trotzdem wäre mit Rücksicht auf die ungeheuren Beanspruchungen, welche diesen Betrieben unterworfen werden, eine weitere Genauigkeit äußerst erwünscht und würde sicher zu noch weit höheren Belastungsmöglichkeiten führen, als sie uns bisher gelungen sind. Ich werde mir nachher erlauben, einige Zahlen zu nennen, möchte jedoch jetzt schon eine Zahl nennen, um zu zeigen, um was es sich handelt. Bei unseren letzten Versuchen wurden Umfangsgeschwindigkeiten der Zahnräder im Teilkreise von 50 Metern verwendet, und dementsprechend kamen Zahneingriffe von etwa 2400 pro Sekunde zur Anwendung. Es ist ohne weiteres klar, daß hier ganz neue Verhältnisse vorliegen gegenüber dem, was man bisher unter Zahnradgetriebe verstand. Die kleinen Ungenauigkeiten der Verzahnung liegen nun einmal in Teilungsfehlern, d. h. es entspricht einem bestimmten Drehwinkel des Ritzels nicht immer ein genaues, gleiches Fortschreiten des großen Rades. Diese Fehler können wir nach Fertigstellung der Räder genau feststellen, und ihr Einfluß ist auf ein gutes Laufen im allgemeinen gering, in den meisten Fällen vollkommen zu vernachlässigen. Unbequem dagegen sind kleine Fehler von

Zahn zu Zahn resp. von Zahnücke zu Zahnücke, und endlich kleine Fehler in der Zahndicke an beiden Enden desselben Zahnes, hervorgerufen durch die unvermeidliche Fräserabnutzung, welche bei großen Zahnrädern (wir kommen bis zu 1 Meter Zahnbreite) natürlich merklich werden kann. Die kleinen Ungenauigkeiten der letzteren Art sind nun so gering, daß man sie mit normalen Meßmethoden nicht einwandfrei feststellen kann. Sie zeigen sich leider erst beim Getriebe durch örtliche Überlastung an Einzelstellen der Zahnflanken. Eine Abhilfe für diese kleinen Fehler ist nun gefunden worden durch das sogenannte Einschleifen der Zähne. Der Prozeß besteht darin, daß man das ganze Zahnradgetriebe mit Öl und Grafit unter geringerer Last einlaufen läßt, so lange, bis die Zähne des Ritzels auf ganzer Länge tragen. Nach Ausführung dieser kleinen Hilfsarbeiten genügen die jetzt hergestellten Räder bereits mit normalen Ritzeln und normaler fester Lage zur Aufnahme von ganz außerordentlich hohen Belastungen.

Die zweite Bedingung für ein gutes Arbeiten der Räder ist die Schmierung, die ja Herr Professor Herrmann ebenfalls erwähnt hat. Diese Bedingung ist ganz unerläßlich. Meine Herren, es ist ja klar, daß von einer metallischen Berührung bei den angegebenen Umfangsgeschwindigkeiten und den hohen Belastungen, auf welche ich noch komme, keine Rede mehr sein kann; die Zähne würden in kürzester Zeit abgenutzt, wenn metallische Berührung einträte. Es muß durch besondere Vorkehrungen dafür gesorgt werden, daß die Ölschicht auf den Zähnen durchaus nicht durchbrochen wird, es darf eine metallische Berührung überhaupt nicht vorkommen. Erreicht wird dies nur dadurch, daß in der Eingriffszone der Räder Öl mit einem gewissen Druck eingeblasen wird, so daß ein Abschleudern des Öles durch die Zentrifugalkraft nicht mehr erfolgen kann. Es gelingt auf diese Weise ohne weiteres, eine genügende Ölschicht zu halten.

Bei der Wichtigkeit der Schmierung spielt natürlich die Auswahl eines geeigneten Öles eine ausschlaggebende Rolle. Wir haben für die Marine größere Versuche unternommen und dabei festgestellt, daß für die Getriebe, wie ja zu erwarten, es am günstigsten ist, wenn ein Öl mit hoher Viskosität verwendet wird. Hierbei ergab sich aber eine Schwierigkeit. Aus rein praktischen Gründen muß für die Schmierung der Lager dasselbe Öl verwendet werden, wie für die Schmierung der Zähne. Die Lager verlangen nun ein Öl von geringerer Viskosität, und mußten wir hier, wie so oft in der Technik, den Mittelweg einschlagen. Für sehr hohe Belastungen haben wir versuchsweise ein Öl von einer Viskosität von etwa 6 — gemessen bei 50° Celsius — verwendet. Dies Öl ist bereits sehr dickflüssig, und hatten wir zunächst Bedenken bezüglich Verwendung dieses Öles für die Lager. Es gelang jedoch, mit diesem Öl auch die Lager zu einwandfreiem Laufen zu bringen, trotz ganz außerordentlich hoher Flächenbelastung.

Dieses dickflüssige Öl war nur notwendig für sehr weitgetriebene Überlastungen der Zahnradgetriebe. Für alle normalen Belastungen und im besonderen für kleine Belastungen, auf welche man der Sicherheit halber bei Handelsschiffen gehen wird, genügt das normale dünnflüssige Turbinenöl vollständig. Sehr lang ausgedehnte Dauerversuche haben den Nachweis erbracht, daß bei Benutzung dieses normalen Öles keinerlei Befürchtungen für die Lebensdauer der Zahnradgetriebe vorliegen.

Gelegentlich der Versuche konnte ferner festgestellt werden, daß die Belastung der Zähne noch wesentlich über die Rechnungslast hinaus gesteigert wird durch zusätzliche Beanspruchungen, welche wieder auf die kleinen Unregelmäßigkeiten der Zähne zurückzuführen sind. Die Ritzelwellen führen im Getriebe sehr schnelle Axialbewegungen aus, welche durch Unregelmäßigkeiten der schräg gestellten Zähne bewirkt werden. Herr Direktor Frahm ist es nun gelungen, auch diese Schwingungen durch Messung festzulegen. Aus der Periode der axialen Schwingungen, dem Ausschlag und dem Gewicht der hin- und hergehenden Massen lassen sich die Kräfte berechnen, welche im Teilkreis des Ritzels an-

greifen müssen, um die Schwingung zu erzeugen, und ergeben sich hieraus Belastungen, die nach den Versuchen annähernd so hoch sind, als der Zahndruck selbst, d. h. die Belastungen der Zähne werden durch diese Zusatzbeanspruchung annähernd auf das Doppelte gebracht.

Bei diesen Versuchen, welche zum Schluß hauptsächlich bei der Firma Blohm & Voß vorgenommen wurden, gelang es auch, den Nutzeffekt der Zahnradübersetzung einwandfrei festzustellen. Der Nutzeffekt der Zahnradgetriebe ist bekanntlich sehr hoch, die Reibungsarbeit sehr klein. Eine Messung dieser Reibungsarbeit als Differenzmessung der eingeleiteten und ausgeleiteten Arbeit kann daher nicht zu genauen Resultaten führen. Auf Vorschlag des Herrn Direktor Frahm wurde daher, allerdings auch aus anderem Grunde, folgender Ausweg gewählt:

Es wurden zwei große Getriebe zusammengekuppelt, und zwar die beiden großen Räder festgekuppelt durch eine schwere, gegen Verdrehung außerordentlich widerstandsfähige Welle. Die beiden Ritzelpaare der Getriebe wurden durch je eine Zwischenwelle gekuppelt und diese Zwischenwelle absichtlich verdreht, so daß die Zähne der beiden gekuppelten Ritzel mit einer bestimmten einstellbaren Pressung gegen die Zahnflanken der beiden großen Räder gedrückt wurden. Wird ein solches Doppelgetriebe zum Laufen gebracht, so arbeiten die Zähne unter genau derselben Last wie unter den normalen Betriebsverhältnissen, der Antrieb selber erfordert aber nur so viel Kraft als notwendig ist zur Überwindung der Reibungswiderstände. Aus diesen Versuchen ergab sich, daß man mit einem Nutzeffekt von 99 %, also mit einem Verlust von nur 1 % für ein volles Zahnradvorgelege rechnen kann. Zum Teil lag die gemessene Reibungsarbeit noch etwas darunter. Von diesem 1 % Verlust erfordern die Zahnräder den bei weitem kleinsten Teil, den größten Teil nimmt die Lagerreibung in Anspruch. Überhaupt ergab sich bei den Versuchen, als man zu immer höheren und höheren Lasten ging, daß schließlich die Lager infolge der höheren Belastung und der großen Umfangsgeschwindigkeit größere Schwierigkeiten machten, als die Beherrschung des eigentlichen Zahneingriffs der Ritzel. Durch Messung der Ölmengen und der Öltemperatur sowie durch entsprechende Schätzung der Verteilung der Ölmengen auf die Lager und auf die Zahnräder ergab sich nun die von den Zähnen direkt verbrauchte Arbeit als ganz verschwindend. Sie liegt wahrscheinlich zwischen 1—2 vom Tausend. Eigentlich war ja etwas Derartiges zu erwarten, wenn man bedenkt, daß die Räder mit hohen Belastungen und den ungeheuer vielen Zahneingriffen jahrelang laufen sollen. Wäre die Reibung nicht so gering, so müßte in irgendeiner Form ein Angreifen der Zahnräder eintreten.

Ich möchte nun ganz kurz auf die Resultate eingehen, die wir mit einem großen Versuchsgetriebe erzielt haben. Das Versuchsgetriebe hatte etwa folgende Abmessungen: Durchmesser des großen Rades 2909 mm, Durchmesser des kleinen Rades 264 mm, die Übersetzung betrug etwa 1 : 11, die Zähnezahlen verhalten sich wie 441 : 40. Mit diesem Getriebe sind wir mit der Belastung immer höher und höher gegangen und schließlich gelandet bei einer Belastung auf den laufenden Zentimeter von 260 kg bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 50 m pro Sekunde im Teilkreis der Zähne. Dieser Umfangsgeschwindigkeit entspricht eine Zahl der Zahneingriffe von 2400 pro Sekunde. Die Länge der Zahnflanken betrug 2 mal 300 mm. Mit einem solchen Ritzel von 2 mal 300 mm Länge lassen sich bei 50 m Umfangsgeschwindigkeit und obiger Belastung ca 10 000 WPS übertragen.

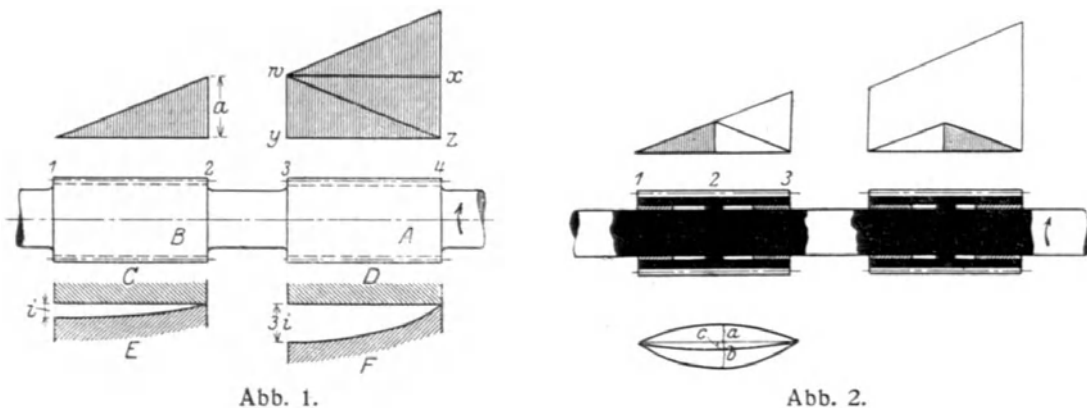
Legt man nun diese Zahlen zugrunde und geht man zur Sicherheit für den laufenden Betrieb auf die Hälfte der Belastung, also auf 130 kg pro cm Zahnlänge, so gestatten uns diese Zahlen ohne weiteres die Konstruktion von Zahnradübersetzungen bis zu 15 000, ja bis zu 20 000 PS. pro Ritzel. Da sich ferner an einem großen Rade ganz bequem 4 Ritzelantriebe anordnen lassen, so bedeutet das, daß jetzt keinerlei Bedenken

vorlägen, Zahnradübersetzungen mit schnellaufenden Dampfturbinen für Schiffe zu bauen, bei denen die Leistung pro Schraubenwelle auf 60—80 000 PS. getrieben werden könnte. Wir haben derartige Projekte für die Marine eingehend durchgearbeitet. Leider mußten wir ja, wie so viele Zukunftshoffnungen, auch diese Projekte jetzt in der Schicksalsstunde unseres Vaterlandes begraben. Aber vergebens war die Arbeit nicht, denn, wie ich schon sagte, wird die Handelsmarine aus diesen umfangreichen Versuchen außerordentlichen Nutzen ziehen. Sie kann jetzt mit Sicherheit an die allgemeine Verwendung der Zahnradgetriebe herangehen. Andererseits möchte ich persönlich auf keinen Fall die Hoffnung aufgeben, daß es, wenn nicht uns, so doch den Jüngeren unter uns vergönnt sein möge, die Arbeiten zu denselben Zwecken wieder aufzunehmen, zu denen wir sie ursprünglich angefangen haben. (Lebhafter Beifall.)

Herr Marine-Baumeister v. Bohuszewicz:

Meine Herren! Herr Professor Herrmann hat durch seine Untersuchungen ganz wesentlich dazu beigetragen, die Frage der Eingriffsverhältnisse der hochbelasteten Zahnradgetriebe zu klären. Ich möchte aber doch die Berechnungen noch in einem Punkte vorläufig nicht ganz anerkennen. Das ist die Berechnung des größten Wertes des auftretenden Zahndruckes bei dem Ritzel mit schräger Verzahnung und Mittellager. Auf Seite 28 des gedruckten Vortrages, Abbildung 12, ergibt sich als größter Wert des auftretenden linearen Zahndruckes $q \sqrt{4D = 8'E}$, d. h. der größte lineare Zahndruck ist auf beiden Ritzelhälften gleich.

Ich will die Verdrehungen, die in den beiden Ritzelhälften auftreten, auf eine etwas einfachere Art graphisch darstellen, bei der die Zähne als starr angenommen und die Durchbiegungen der Ritzelhälften vernachlässigt sind, die ja, wie Abbildungen 9 und 10 zeigen, auf den Zahndruck nur ungünstig einwirken. Die Vereinfachungen sind gerechtfertigt, da es sich hier nicht um eine Berechnung handelt, sondern nur um eine leicht verständliche Darstellung.



Ich betrachte zunächst (an Abbildungen erläuternd) die Ritzelhälfte B, d. h. die in dem Antrieb entfernt liegende. Über der Ritzellänge seien als Höhen die Verdrehungen für die Längeneinheit, gemessen im Teilkreis, aufgetragen. Der Wert sinkt von a in Punkt 2 auf Null in Punkt 1, da hier ja bis auf die Lagerreibung des letzten Lagers auch kein Drehmoment mehr zu übertragen ist. Die schraffierte Fläche über Ritzel B ist also ein Maß für die Verdrehung von Punkt 2 gegen Punkt 1. Jetzt betrachten wir die der Kupplung zunächst liegende Ritzelhälfte A. Sie hat zunächst das Drehmoment für

Ritzelhälfte B mit zu übertragen. Die Verdrehung hiervon wird dargestellt durch das Rechteck $w \times y \times z$ von der Höhe a über der Ritzelhälfte. Hierzu kommt die Verdrehung für die eigene Übertragung, ebenso wie bei B in Gestalt eines Dreiecks. Man sieht also, daß die Verdrehung der der Kupplung zunächst liegenden Ritzelhälfte dreimal so groß ist, wie die der anderen. Natürlich ist das von jeder Ritzelhälfte insgesamt übertragene Drehmoment also auch der Gesamtzahndruck wegen der achsialen Ausgleichsmöglichkeit der entgegengesetzt schräggezahnten Ritzelhälften gleich. Nur ist die Verdrehung selbst, wie bereits gesagt, der der Kupplung zunächst liegenden Hälfte das Dreifache. Infolgedessen muß meiner Ansicht nach der größte auftretende Zahndruck in der ersten Hälfte wesentlich größer sein als in der zweiten.

In der Darstellung unter den Ritzeln ist noch einmal dargestellt, wie die Zähne des Ritzels, übertrieben gezeichnet, von den Zähnen des großen Rades, das als unendlich starr angenommen ist, klaffen würden.

Die zu großen Verdrehungen lassen sich, wie bereits Herr Oberbaurat Krell erwähnte, durch ein verhältnismäßig einfaches Mittel verringern.

Die Ritzelhälften sind von beiden Seiten so ausgebohrt, daß Zahnkränze entstehen, die nur durch einen schmalen Steg in der Mitte jeder Hälfte mit der Welle verbunden sind. Die Zahnkränze können durch Büchsen wieder gegen die Welle abgestützt werden.

Wie sieht jetzt die Verdrehung aus? Zunächst ist das erste Ritzel nicht mehr im Nachteil, da das Drehmoment nur durch die Welle, nicht aber durch den Zahnkranz geleitet wird. Die Ritzelhälften sind also bezüglich Verdrehung gleich. Das Drehmoment wird nicht mehr an einem Ende der Ritzelhälfte eingeleitet, sondern in der Mitte. Es eilt also Punkt 2 dem Punkt 1 und 3, die auf gleicher Höhe stehen, vor. Das Drehmoment, das bei 2 in den Zahnkranz eingeleitet wird, teilt sich nach rechts und links in zwei Teile. Es ist also auch die Verdrehung für die Längeneinheit gemessen im Teilkreis nur die Hälfte des Wertes beim gewöhnlichen Ritzel, wenn man vernachlässigt, daß das polare Trägheitsmoment des Zahnkranzes kleiner ist als das des vollen Ritzels — (dies ist zulässig, weil die Ausbohrung bekanntlich das Trägheitsmoment nicht sehr verringert). Die Verdrehungslänge ist auch nur die Hälfte der gewöhnlichen Ritzelhälfte, da ja das Drehmoment in der Mitte der Ritzelhälfte eingeleitet wird. Die Verdrehung ist also bei einem derartigen Ritzel $\frac{1}{4}$ derjenigen einer gewöhnlichen Ritzelhälfte, und zwar derjenigen, die von der Kupplung entfernt liegt. Für die Bemessung eines gewöhnlichen Ritzels ist aber die Ritzelhälfte, die der Kupplung zunächst liegt, ausschlaggebend, weil sie eine wesentlich größere Verdrehung hat. Dieser gegenüber ist die Verdrehung des unterschrittenen Ritzels theoretisch etwa $\frac{1}{12}$.

In der Abbildung ist noch die Verdrehungsfläche des gewöhnlichen Ritzels dünn eingezeichnet. Die schraffierte Fläche ist das Maß für die Verdrehung bei dem unterschrittenen Ritzel.

Praktisch kommt man etwa auf Verdrehungen, die $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{6}$ der Verdrehung eines normalen Ritzels sind.

Es kommt aber noch ein anderer Vorteil hinzu. In Abbildung 9 hat Herr Professor Herrmann gezeigt, daß bei dem gewöhnlichen Ritzel die Durchbiegung den Wert des höchsten Zahndruckes ungünstig beeinflusst, ihn also wesentlich vergrößert. Bei dem unterschrittenen Ritzel wird der höchste Zahndruck verringert, weil die Durchbiegung des Ritzels der Verdrehung des Ritzels entgegenwirkt.

Ist in Abb. 2 die Abweichung der Zahnflanke infolge Verdrehung a und b die Abweichung infolge Durchbiegung, so ist die tatsächliche Abweichung, also das Klaffen der Zähne von dem Zahn des großen Rades $b - a = c$. Sie kann unter Umständen sogar Null werden.

Über die praktische Ausführung dieses Ritzels zu sprechen, geht über den Rahmen der Diskussion. Es sei nur bemerkt, daß eines der größten Getriebe, die in Deutschland bisher ausgeführt sind, mit einem solchen Ritzel ausgestattet ist.

Die ganzen Untersuchungen über die Verdrehung und Verbiegung der Ritzel, bei denen es sich um Größen von 1—3-Hunderstel Millimeter handelt, haben aber nur Zweck, wenn auch die Lagerung der Ritzel möglichst fest ist, sodaß sie sich in noch geringerem Maße durchbiegt als das Ritzel selbst.

Ich möchte hier noch ganz kurz auf einen Punkt eingehen, der bisher vielleicht nicht so beachtet ist. Das ist die Unterstützung des Mittellagers bei geteilten Ritzeln.

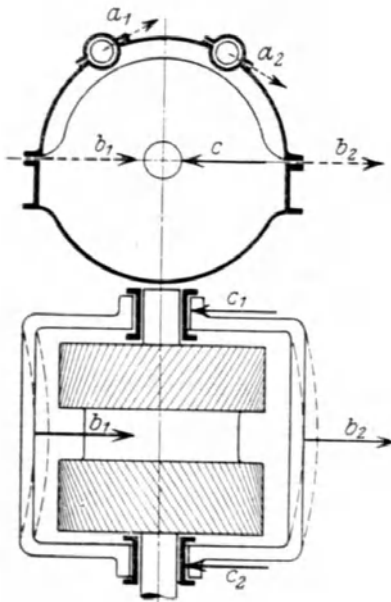


Abb. 3.

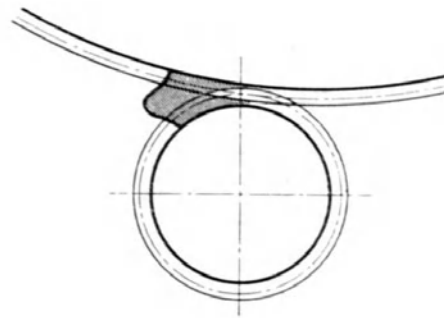


Abb. 4.

Liegen die Ritzel in der Nähe der Teilfugen des Getriebegehäuses, so ergibt sich im allgemeinen bei einigermaßen sorgfältiger Bauart eine genügend steife Unterstützung, anders aber bei der Ritzelanordnung etwa nach diesem Bilde, wie man sie öfters in Entwürfen und Veröffentlichungen schon gesehen hat. Ein oder zwei oder auch noch mehr Ritzel sind dabei in dem Deckel gelagert. Der gesamte Lagerdruck derartiger Ritzel wirkt etwa wagerecht. Die Gegenkraft wirkt in den Lagern des großen Rades. Wie ist nun der Weg dieser Kraft von dem Mittellager zu dem Hauptlager? Er ist recht lang und, ich möchte sagen, recht weich. Er geht durch den gebogenen, besonders bei den Lagern, nur sehr niedrigen Steg, außerdem durch den Gehäusedeckel, der noch durch Schau- und Schmierlöcher reichlich unterbrochen wird, auf die Mitte des Gehäuse-Teilflansches. Dieser wird meistens nur für die Öldichtigkeit bemessen. Er geht dann in den Längswänden des Gehäuse-Unterteils nach den Seitenwänden und dann zu den Lagern des großen Rades. Die Längswände biegen sich unter diesen Kräften, wie punktiert angezeigt ist, durch. Eine rechnerische Nachprüfung, die sich allerdings nur annähernd durchführen läßt, hat ergeben, daß diese Durchbiegung oft etwa den 8—10fachen Betrag derjenigen ausmacht, die man bei den Ritzeln zulassen würde. Die Gehäuse-Flansche und auch der Mittelsteg sind daher besonders kräftig auszuführen. Man tut vielleicht gut, für den Entwurf eines solchen Getriebes lieber etwas größere Räder und größere Ritzel zu nehmen

und das Mittellager fortfallen zu lassen. Das höhere Gewicht wird durch den Fortfall des wegen des Mittellagers breiten Zwischenraumes zwischen dem großen Rade teilweise wieder ausgeglichen.

Die Berücksichtigung der Reibung für die längsverschiebenden Wellen in dem Vortrag des Herrn Professor Herrmann dürfte auf den Einfluß der Verteilung der Kräfte keinen Einfluß haben, da dieser Kraftausgleich ja sofort erfolgt.

Praktisch liegt der Fall auch so, daß die Ritzel sehr lebhaft mehrere Zehntel Millimeter in achsialer Richtung hin und herpendeln. Dies wird auch für die Berechnung der Festigkeit der Zähne von wesentlichem Einfluß sein. In dem Vortrag ist ungefähr eine Beanspruchung von 5—600 kg gerechnet worden. Ich glaube, gerade dieses achsiale Pendeln des Ritzels wird die Beanspruchung wesentlich höher bringen. Man wird daher auch gut tun, das Ritzel möglichst leicht, die Wellen, die ohne Kupplung an das Ritzel anschließen, nicht zu schwer zu machen und möglichst unmittelbar am Ritzellager eine leichtbewegliche Kupplung vorzusehen.

Mit der Schmierung, glaube ich, braucht man nicht so ängstlich zu sein. Wenn man gesehen hat, wie bei einem rasch laufenden Getriebe ein Platzregen von mitgerissenem Öl auf das Ritzel niedergeht, so glaube ich, ist man darin ziemlich beruhigt.

Bei genauer Beobachtung stellt sich auch durch das Herauspressen des Öles ein Ölwanne, wie er ungefähr hier skizziert ist, ein, und ich glaube, es ist nur wichtig, daß überhaupt Öl in die Nähe gebracht wird. Ein scharfer Ölstrahl hat hier auch keinen Zweck; er dringt doch nicht durch diesen Wulst hindurch.

Das Wichtigste bei der Ausbildung der Schmierung ist, wie auch Herr Oberbaurat Krell bereits bemerkte, daß die Lagerreibung einen außerordentlichen Einfluß auf den Wirkungsgrad ausübt; und ich möchte sagen, die Form und Ausbildung der Lager ist ausschlaggebend für den Wirkungsgrad des Getriebes. Ich glaube aber, wir können Herrn Professor Herrmann sehr dankbar sein, daß er auch uns Anregung gegeben hat, auf diesem Gebiete weiter zu forschen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Herrmann wurde um das Schlußwort Anfang April unter Einsendung eines Bürstenabzuges der vorstehenden Erörterung gebeten. Bis Ende Juni, als dieser Bogen zum Druck gegeben werden mußte, ist hierauf keine Antwort erfolgt. Es läßt sich daher annehmen, daß bei der Unterbindung des Postverkehrs mit Ungarn entweder Herr Professor Herrmann unser Schreiben nicht erhalten hat, oder aber seine Antwort verloren gegangen ist.

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

Meine Herren, es ist bekannt, daß die Zwischenräder für die Dampfturbinen-Anlagen der großen Schiffe lange Zeit ein Sorgenkind unserer Konstrukteure gewesen sind, bis es ihnen allmählich gelungen ist, sie so weit durchzubilden, daß sie geräuschlos und stoßfrei arbeiten. Herr Professor Herrmann hat es sich zur Aufgabe gemacht, die Fehlerquellen, welche sich bei den Zwischenrädern, namentlich bei den Zahneingriffen einstellten, genauer zu erforschen, und hat auch Mittel angegeben, wie man diese Fehler beheben kann. Darin liegt der Wert seiner vortrefflichen Arbeit, für die ich ihm im Namen der Schiffbau-technischen Gesellschaft unseren wärmsten Dank ausspreche.

XII. Die Normung, Staffelung und Aussonderung im Schiffbau und Schiffsmaschinenbau.

Vorgetragen von Ober-Ingenieur G. Sütterlin, Hamburg.

Gliederung.

- I. Erklärung der Begriffe: Normung, Staffelung und Aussonderung.
- II. Entwicklung dieser Maßnahmen in England und Amerika vor dem Kriege.
- III. Verlauf der deutschen Normungsbestrebungen vor dem Kriege: Beispiele für Sondernormen und Staffelung.
- IV. Die Vorteile der gemeinsamen Normung:
 - a) im Konstruktionsbüro,
 - b) in der Werkstatt,
 - c) für Angebot und Bestellung von Schiffen,
 - d) für die Bauzeit, Ablieferung und Instandhaltung der Schiffe,
 - e) für die Mitwirkung der Hilfsindustrien.
- V. Angebliche Nachteile der Normung:
 - a) Einengung des Konstrukteurs,
 - b) Erschwerung von Erfindungen,
 - c) Hemmung durch große Lagerhaltung,
 - d) Übernormung,
 - e) Erstarrung der Konstruktion,
 - f) Beseitigung des Wettbewerbs.
- VI. Eignung der Gegenwart für die Einführung der Normung.
- VII. Während des Krieges entstandene Vorläufer für die Normung im Handelsschiffbau: Metallberatung, Marine-Normalien-Kommission, Normenausschuß der Deutschen Industrie.
- VIII. Gründung, Zweck und Arbeitsweise des Handelsschiff-Normen-Ausschusses — H N A —.
- IX. Liste und Darstellung von ausgeführten H N A-Normen.
- X. Normung der Außenhautplatten.
- XI. Die Staffelung von Hilfsmaschinen, Hauptmaschinen und Kesseln.
- XII. Staffelung von Schiffen und Gruppenschiffbau.
- XIII. Normung ganzer Maschinenanlagen englischer Kriegsschiffe.
- XIV. Englische Standardschiffe als Kriegsmaßnahme.
- XV. Amerikanische Standardschiffe und Fabricated Ships als Kriegsmaßnahme.
- XVI. Zusammenfassung: Die Bedeutung der drei obengenannten Maßnahmen für den deutschen Schiffbau der Zukunft.
- XVII. Anhang: Liste der Schiffsteile, für die eine Normung, Staffelung oder Annahme eines Musterblattes in Betracht kommt.

Für das Gebiet des Schiffbaues und Schiffsmaschinenbaues die sogenannte Normalisierung, Typisierung und Spezialisierung zu behandeln, drei Begriffe, die gegenwärtig in der deutschen Industrie zu Schlagwörtern geworden sind, ist der Zweck meiner Ausführungen. Dem Zug der Zeit folgend, sei heute gleichzeitig der Versuch gemacht, für jene Ausdrücke gute deutsche Worte einzuführen. Darum trägt mein Vortrag die Bezeichnung „Die Normung, Staffelung und Aussonderung im Schiffbau und Schiffsmaschinenbau“, und dieser Titel verlangt eine kurze Erklärung und Rechtfertigung.

Unter Normalisierung versteht man die Festlegung einheitlicher Abmessungen für häufig vorkommende Konstruktionsteile. Seit der Verein Deutscher Ingenieure die von ihm herausgegebenen Normalienblätter „Deutsche Industrie-Normen“ genannt hat, ist neuerdings das Zeitwort „normen“ und das Hauptwort die „Normung“ allgemein zur Aufnahme gekommen und auch hier beibehalten worden, weil das deutsche Wort „Vereinheitlichung“ den Normalisierungsgedanken nicht eindeutig genug wiedergibt.

Typisierung bedeutet die Schöpfung gemeinsamer Formen für in sich abgeschlossene technische Gebilde. Als Beispiel dafür können gelten: die Motortypen der elektrischen Industrie, Werkzeugmaschinenarten oder Lokomotivgattungen. Da die Einreihung der einzelnen Typen nach verschiedenen Gesichtspunkten, z. B. nach der Größe der Leistung, nach dem Zweck der Formgebung oder nach der Art des Arbeitsbereiches erfolgt, indem die aufeinanderfolgenden „Stufen“ darnach gebildet werden, ist dafür das Wort „Staffelung“ gewählt, das allerdings den Begriff nicht gänzlich deckt und nur für einzelne Industriezweige völlig zutrifft.

Spezialisierung heißt die Auswahl eines bestimmten, eng begrenzten Fabrikationsgebietes seitens eines Unternehmens, das sich aus freien Stücken auf die wiederholte Herstellung ausschließlich dieser „Sondererzeugnisse“ beschränkt; daher kann als passende Kennzeichnung einer solchen Auslese das Wort „Aussonderung“ dienen.

Es sei einleitend gleich erwähnt, daß die genannten drei Begriffe oft in einander übergehen; viele Mißverständnisse und manche Abneigungen gegen den einen oder andern Vorgang sind dadurch entstanden, daß man sich nicht über die Tragweite des Begriffes einig war. Auch in der geschichtlichen Entwicklung des Vereinheitlichungsgedankens läßt sich feststellen, daß sein

Rahmen für alle Arten der Festlegung von gemeinsamen Werten und Vereinbarungen gebraucht wird. Insbesondere gilt der englische Ausdruck „Standardisation“ ganz allgemein für die Normung und Staffellung. Er umschließt auch die Aufstellung von Prüfungsbedingungen, Eichbestimmungen und Materialvorschriften, woraus es sich erklärt, daß beim neuerlichen Auftauchen der deutschen Normungsbewegung manche Gegner auftraten, die tatsächlich ganz andere Bestrebungen im Auge hatten, als von uns beabsichtigt wird.

Die Geschichte der englischen Normalisierung ist sehr lehrreich; sie entsteht aus rein kommerziellen Schwierigkeiten und hat nur fabrikationstechnische Ziele. Als erste Tat der Normalisierung kann man wohl die Aufstellung eines bestimmten Gewindes und danach angefertigter Schrauben durch Whitworth im Jahre 1841 bezeichnen. Der weitere Fortschritt vollzieht sich langsam. Erst mehr als vierzig Jahre später werden Normen für Rohrleitungen und Rohrgewinde gefordert, zu deren Begründung man auf die großen Unzutraglichkeiten hinweist, die aus Unterschieden in den Pumpenflanschen entstehen. Im Jahre 1888 wird ein „International Standard“ für Eisen und Stahl zur genauen Kennzeichnung der Eisen- und Stahlsorten vorgeschlagen. Später werden Lehren für Feibleche verlangt, und wiederholt wird die Notwendigkeit der Festlegung eines Normalgewindes betont.

Die Überflügelung der englischen Industrie durch den deutschen und amerikanischen Wettbewerb in dem letzten Jahrzehnt des neunzehnten Jahrhunderts wird unmittelbar der besseren „Standardisation“ dieser beiden Länder zugeschrieben: im Hinblick auf das hervorragende technische Ingenium der englischen Ingenieure sei der Mangel an Normalisierung eine Hauptursache für den Stillstand der heimischen Erzeugung. Daher erscheint im Jahre 1900 der erste Leitartikel im Engineering über den Zweck der Normalisierung als solche, bald darauf kommen daselbst Untersuchungen über den Einfluß der Normung auf die Arbeit des Zeichenbüros, über den Zusammenhang mit der Fabrikation in der Werkstatt sowie über ihre Verbindung mit der Organisation des Außenhandels, wonach sich in jeder Hinsicht die Normung günstig bewähre. Großer Wert wird vor allem gelegt auf die Auswechselbarkeit der Maschinenteile für die englische Kriegsmarine, um die Ersatzteile je nach Bedarf austauschen zu können.

Im Verfolg dieser Anregungen geschieht dort im Jahre 1901 durch die fünf bedeutendsten technischen Gesellschaften die Gründung des „Engineering

Standards Committee“, das rasch wächst, heute 40 Ausschüsse mit ungefähr 300 arbeitenden Mitgliedern umfaßt und alle wichtigen Zweige der Industrie bearbeitet. Wenn auch von praktisch brauchbaren Ergebnissen dieser Körperschaft noch nicht viel vorliegt, so ist doch als erste umfassende Tat hervorzuheben die Aufstellung von Normalprofilen für Eisen und Stahl, die im Jahre 1903 erschien. Zum Vergleich sei angeführt, daß in Deutschland bereits im Jahre 1878, also volle 25 Jahre vor der englischen Arbeit, ein Heft über Normalprofile von dem Verein Deutscher Eisenhüttenleute herausgegeben wurde, das später durch Vertreter des Hoch-, Brücken- und Schiffbaues seine Ergänzung fand. In den englischen Zeitschriften ist allerdings der Vorgang der deutschen Pionierarbeit völlig verschwiegen, in allen Aufsätzen wird vielmehr die Angelegenheit so dargestellt, als ob Sir Wolfe Barry einen gänzlich neuen und grundlegenden Gedanken gehabt habe, als er im Jahre 1901 die Notwendigkeit zur Schaffung von Normalprofilen aussprach. Als weitere Gebiete, deren Normung in England vollzogen oder vorgeschlagen wurde, findet man: Schwere Artillerie für Kriegsschiffe, Lokomotiven für Indien, Kolbenmaschinen für große Kreuzer, elektrische Maschinen und Apparate, Wasserrohrkessel, Rohrleitungen, Schrauben und Gewinde. Auch die Aufstellung von Abnahmebedingungen für Metalle und Baumaterialien, Prüfungsvorschriften für Meßgeräte und sogar Formeln für die technischen Wissenschaften fallen unter den Bereich des englischen Normungseifers. Neuerdings steht daselbst infolge des Krieges natürlich im Vordergrund die einheitliche Herstellung von Kriegsbedarf, wie Flugzeugmaschinen, und insbesondere der Bau von Standardschiffen mit ihrem Antrieb, worüber weiter unten berichtet wird, soweit es für uns als Vorbild in Betracht kommt.

Vor allen Dingen dient in England zur dringlichen Empfehlung einschlägiger Arbeiten stets der Hinweis auf die Vereinigten Staaten von Amerika, indem die ganze sprunghafte Entwicklung der dortigen Industrie auf die genannten drei Maßnahmen zurückgeführt wird.

Die amerikanische Normungsbewegung sei kurz gestreift und darauf hingewiesen, daß naturgemäß der weite jungfräuliche Boden und die pilzartig einsetzende Aufkeimung der Industrie einer Normung insofern günstig war, als die Aufschließung des Landes von bereits bestehenden Mittelpunkten ausging. So ist es verständlich, daß die amerikanischen Eisenbahnen schon in den siebziger Jahren Normalgüter- und Lokomotivschuppen, Normalweichenanlagen usw. hatten, um die auf bestehenden Bahnhöfen gesammelten

Erfahrungen für die Neugründungen zu verwerten. Ebenso hat Amerika schon frühzeitig den Vorteil eines einheitlichen Gewindes erkannt und dafür das Sellersgewinde angenommen. Im Jahre 1889 wird, was als echt amerikanisch erwähnt werden soll und als Gipfel der Normung bezeichnet werden kann, vor der „American Society of Mechanical Engineers“ ein Vortrag gehalten, worin der eigenartige Vorschlag verfochten wird, für alle Gebrauchsgegenstände des täglichen Lebens, z. B. Küchengeschirr, Regenschirme, Taschenmesser „Standards“ aufzustellen und solche Normalgegenstände im amerikanischen Patentamt zu registrieren. Die Kennzeichnung eines solchen Gegenstandes mit einer bestimmten Marke würde dann bedeuten, daß die betreffende Sache dem „United States Standard“ entspricht.

Außer der Normung fand in Amerika infolge des großartigen Absatzgebietes und wegen des Mangels an alter Industrie und eingelernten Arbeitern auch die Aussonderung einen guten Boden, so daß wir eigentlich dort zuerst jene Spezialfabriken vorfinden, welche die Herstellung eines einzigen Gegenstandes sich als Sondergebiet aussuchen und seine Anfertigung durch geschickte Organisation, Verwendung von Schablonen und Automaten zur Massenerzeugung hinüberleiten.

In Deutschland hat die Normung vor dem Kriege keinen erheblichen Umfang erreicht, weil überall bodenständige Industrie mit langjähriger Tradition vorherrscht. Zwar haben einige Unternehmungen in größerem oder kleinerem Umfange eigene Normalien in Gebrauch, ferner ist in den Normalprofilen schon ein Vorbild der Normung für ein ganzes Fabrikationsgebiet gegeben. Auch bringt der Verein Deutscher Ingenieure alljährlich in seiner Zeitschrift Mitteilungen über vereinzelt stattgefundene Normungsarbeiten und hat selbst die Schöpfung von Rohrnormalien zuwege gebracht, die sich allerdings in der deutschen Industrie nicht recht durchsetzen konnten, offenbar, weil sie nicht in genügender Übereinstimmung mit der üblichen Ausführungsform standen. Dagegen hat der Gewindeausschuß des V. D. I. unter Leitung von Professor Schlesinger recht gute Arbeit geleistet und wenigstens erreicht, daß wir nunmehr in der Hauptsache nur noch zwei anerkannte, fest normierte Gewinde haben, das Whitworthgewinde und das metrische Einheitsgewinde. Beide Gewindearten können bei der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geprüft werden und sollen die vielen verwilderten Gewinde ersetzen, die bisher in Gebrauch waren.

Man kann auch in der allgemeinen Annahme von Materialvorschriften,

z. B. der Würzburger und Hamburger Normen, in der Einigung über Belastungsproben und Abnahmeprüfungen, in den Kesselgesetzen, in den Vorschriften des Germanischen Lloyd Ansätze zur Normalisierung erblicken. Ebenso ist der Grundsatz der Normung und Staffellung eigentlich schon in der gesonderten Behandlung der Maschinenelemente gegeben, die man, losgelöst vom speziellen Fall der Anwendung, für sich allein betrachtet. Desgleichen darf man die in technischen Werken übliche Sammlung von Vorbildern für einfache Maschinenteile, wie Kolben oder Kreuzköpfe, gewissermaßen einen Vorläufer zur Typisierung nennen und die schon erwähnten Lokomotivgattungen und Motortypen als Beispiele vollendeter Staffellung betrachten. Ja sogar die Spezialisierung, die Selbstbeschränkung auf ein begrenztes Fabrikationsgebiet, ist in der elektrischen Industrie zu finden und zeitigt gute Erfolge. Aber, könnte man einwenden, die Tatsache, daß in dem einen Fall nur ein einziger Auftraggeber, nämlich die Eisenbahnverwaltung, in Frage kommt und daß es sich im andern Fall um die junge, auf Massenfabrikation zugeschnittene elektrische Industrie handelt, erlaubt berechtigten Zweifel, ob sich die Normung und Staffellung auch auf die längst entwickelten, vielseitigen Gebiete unseres Faches als nutzbringend erweisen wird.

Wenn man je eine Dreifachexpansionsmaschine der verschiedenen Reedereien oder der einzelnen Werften vergleicht, so wird man eine ziemliche Übereinstimmung der hauptsächlichsten Konstruktionsgrundlagen finden. Nur in den untergeordneten Maschinenteilen herrscht eine völlige Verschiedenheit je nach der Ansicht und dem Geschmack des Konstrukteurs und des Bestellers. Es ist charakteristisch für diesen Gegensatz, daß er meist nicht auf theoretisch oder praktisch nachweisbaren Gründen beruht, sondern, wie es absichtsvoll heißt, auf dem Geschmack, und da gilt die Regel „De gustibus non est disputandum“. Der Unterschied ist aber gerade groß genug, um jeweils vollständig neue Konstruktionen der gesamten Maschinenanlage mit allen Einzelheiten, neue Bestellungen, neue Modelle, zu verlangen. Die Rohrpläne mit allen Verzweigungen und Armaturen erfordern bei jedem Schiff erneute Durcharbeitung, die Werkstatt und Montage wird vor immer frische Aufgaben gestellt. Das alles geschieht, ohne einen wirklichen Fortschritt oder eine nennenswerte Verbesserung zu erzielen, im Gegenteil, man kann von dem ewigen Wechsel eher ein Versehen oder einen Mangel erwarten, weil gerade belanglose Änderungen das Verantwortungsgefühl der schaffenden Kräfte abstumpfen und Veranlassung zu Fehlern geben, deren Ursprung sich nachträglich schwer feststellen läßt. Daraus folgt mit voller Deutlichkeit der

zwingende Schluß, alle Teile, die bei einem Schiff nicht Eigenart haben müssen, zu verallgemeinern.

Die Grenze der Normung liegt dort, wo die Bedingungen der gerade vorliegenden Konstruktionsaufgabe eine Sonderbehandlung erfordern. Man muß dabei allerdings scharf unterscheiden zwischen der Normung für eine ganze Industrie und für ein einzelnes Unternehmen. Im letztgenannten Fall herrscht vor allem die Absicht, auswechselbare Einzelteile unter Annahme von festgelegten Typen und Modellen zu erhalten. Diese einmal vorhandenen Ausführungen werden allen Verbrauchern gegenüber aufrecht erhalten, und nicht in den Rahmen der Fabrikation passende Aufträge werden abgelehnt. Für ein derartiges Vorgehen zur Einführung von Sondererzeugnissen gehören neben einem guten technischen Ruf großer Mut und hervorragendes konstruktives Geschick; denn es sind zunächst große Geldausgaben nötig ohne sicheren Gewinn. Die hierfür maßgebenden Gesichtspunkte hat vor allem Neuhaus in verschiedenen Aufsätzen ausgezeichnet beleuchtet.

Am leichtesten ist diese spezielle Normung bei Einführung neuer, in sich begrenzter Gebiete, in denen man eine gewisse Art Vorherrschaft erlangen will. Die Verbraucher werden auf eigene Meinung nur verzichten, wenn sie sonst nicht erhältliche Vorteile bekommen. Diese Normung verlangt Vertrauen zum Hersteller und verzichtet auf das Gängelband in Kleinigkeiten, die dem Erzeuger überlassen werden, was unbedenklich ist, wenn die angenommenen Normalien in gemeinsamer Arbeit beider Parteien entstanden sind.

Zum vollen Erfolge erfordert eine derartige Normung, die meist eine Begleiterscheinung der Aussonderung ist, eine gute Werkstattorganisation und geschäftliche Tüchtigkeit, sie hat als Ziel: beste Erzeugnisse bei geringsten Kosten. Als Mittel dazu dienen: kleinste Anzahl von Bauarten, Verwendung möglichst weniger Werkzeuge und Wiederholung immer gleicher Bearbeitungsvorgänge. Die Gegenstände werden in vielfacher Ausführung angefertigt ohne Rücksicht auf die einlaufenden Bestellungen.

Diese eben geschilderte Art der Vereinheitlichung ist streng auseinander zu halten von der Anerkennung gemeinsamer Normung von Einzelteilen durch einen größeren Kreis von Teilnehmern. Hiergegen besteht als Haupthindernis der Glaube, Reparaturen der vorhandenen Anlagen beizubehalten, und mit Absicht wird die Nachahmung fremder Fabrikate vermieden, um angebliche Sondervorteile der eigenen Erzeugnisse zu behaupten.

Diese Voraussetzungen treffen aber bei uns insofern nur beschränkt zu, als bei gleichen Schiffen und Maschinen — von der Arbeitsausführung abgesehen — die Hauptsachen doch übereinstimmen und nur die Nebendinge sich unterscheiden. Ein ferneres Hindernis ist die Vorliebe einzelner Konstrukteure für künstliche und absichtliche Eigenheiten, um originell zu wirken. Die Normung macht manchen Liebhabereien einzelner Personen ein Ende und beugt Entscheidungen vor, die nicht immer auf rein sachliche Erwägungen zurückgehen. Da derartige Sonderheiten meist recht kostspielig sind, ist ihre Beseitigung schon aus diesem Grunde erstrebenswert.

Ein Unterschied besteht auch in der Normung von Formen und in der Normung von Material. Während es zulässig erscheint, bestimmte Abmessungen festzulegen, muß man in der Wahl der Materialien eine gewisse Freiheit aufrecht erhalten. Vor allen Dingen darf keine Übernormalisierung eintreten; für Sonderfälle sind Sonderkonstruktionen wohl am Platze. Die Normen müssen nach großen Gesichtspunkten entworfen werden und eine genügende Auswahl bieten, um für alle Fälle passende Teile vorzufinden. Andererseits müssen die Abstufungen so groß sein, daß man nicht zu viel Modelle und ein nicht zu großes Lager abweichender Stücke erhält, sondern umgekehrt den Vorzug hat, möglichst viel gleiche Stücke einer Art zu bekommen. Beim Konstruieren ist die Wahl der Abmessungen so zu treffen, daß nur Normen verwandt und anormale Teile vermieden werden. Die Normung muß mit den kleinsten, am häufigsten vorkommenden Dingen beginnen und allmählich zu größeren Gegenständen und zusammengesetzten Stücken fortschreiten.

Zur Durchführung der Normung innerhalb einer Werft braucht man ein Normalienbüro und eine Prüfungsstelle, die nachsieht, ob in den für die Werkstatt bestimmten Zeichnungen Rücksicht auf die möglichste Verwendung genormter Teile genommen ist. Die Normalisierung darf unter keinen Umständen die Herstellung verteuern; ihre Einführung macht an sich Kosten und erfordert stetige Weiterarbeit. Es müssen daher auf der anderen Seite in der Fabrikation finanzielle und technische Gegengewichte liegen, welche die aufgewandten Kosten wieder einbringen. Die Normalien sollen bei der Einführung fertig durchgebildet und reif sein. Ebenso muß der Betrieb so weit entwickelt sein, daß er die Vorteile der Normung voll ausnutzt, und der Entwurf der Normen darf nur in enger Fühlung mit der Werkstatt und der Kalkulation vor sich gehen. Dabei ist nicht der Durchschnitt, das bisher Übliche, schlankweg zur Norm zu erheben, sondern eine Dauerform, ein

Ding an sich, das für jetzige und spätere Bedürfnisse genügt, ist zu suchen. Die Normalien dürfen die Fortentwicklung nicht hemmen, müssen tatsächlich in Gebrauch sein und nicht nur auf dem Papier stehen, auch wenn sie nicht das denkbar Allerbeste darstellen. Die Einführung in der Fabrik muß planmäßig und überlegt geschehen, nachträgliche Änderungen in den Normen bedürfen einer sorgfältigen, sachlichen Prüfung. Vor allen Dingen ist davor zu warnen, bei der Normung auf unsichere Aussagen hin Entscheidungen zu treffen, gegebenenfalls müssen eigene Versuche darüber Aufklärung bringen. Auf moderne Fabrikationsmethoden, wie autogenes Schweißen und Gesenkschmieden, ist beim Entwurf Rücksicht zu nehmen.

Tatsächlich bestanden fast auf allen Werften schon in wechselndem Umfange Sondernormalien für häufig vorkommende Maschinen- und Schiffseinzelteile, und für die Bestellungen wurden die bisher gebräuchlichen Dinge bevorzugt, soweit die Bauvorschriften darin freie Hand ließen.

Bei der Prüfung der Frage, ob sich eine einheitliche Normung empfehle, stellte sich jedoch heraus, daß auf ein und derselben Werft die verschiedenen Abteilungen von einander abweichende Normalien besaßen, daß die eine Reederei gerade das zur Norm erhoben hatte, was die andere verbot. Bei keiner Firma war der Umfang der Normalien so groß, daß er alle vorkommenden Bedürfnisse gedeckt hätte, sondern gegebenenfalls wurde eine willkürliche Ergänzung vorgenommen. Hierbei ist nicht zu verwundern, wenn die so entstandenen Rohrnormalien einer größeren Reederei derart regellos waren, daß bei einigen Größen der erforderliche Raum für die Flanschschrauben durch Ausfräsen des Flanschs geschaffen werden mußte, während bei anderen Größen reichlich große, radiale Abstände der Schrauben vorlagen. Eine andere Erfahrung ist die, daß bei Bestellungen gewisser Schnelldampfer erst Normalien entworfen werden mußten, ehe man an die Aufzeichnung der Rohrpläne gehen konnte. Daß dadurch kostbare Zeit von einigen Monaten verloren ging und die so in der Eile entstandenen Normalien nicht erstklassig und einheitlich ausfielen, leuchtet ein; denn es sind ja für die ganze Anzahl der an Bord vorkommenden Rohrleitungsarten und Rohrbaustoffe Normalien zu entwerfen, deren Einzelheiten eigentlich alle aufgezeichnet und mit der Werkstatt besprochen werden müssen.

Die systematische Normung bringt zweifellos viele Vorteile, die wir uns am besten der Reihe nach vergegenwärtigen können, indem wir die Entstehung einer Maschine verfolgen.

Im Konstruktionsbüro werden eine Reihe von Zeichnungen immer wieder fast ohne Änderungen gebraucht. Man könnte nun sagen, wenn der Zeichner dauernd Normen berücksichtigen muß, werde der Teil seiner Arbeit, der in das tägliche Einerlei Interesse und Abwechslung bringe, geringer; da er nicht über große Dinge entscheiden könne, habe er jetzt wenigstens das Gefühl der Verantwortung für Einzelteile, werde aber dann durch allzu viele Normen leicht zum gedankenlosen Nachahmer, was jeden Schaffenstrieb in ihm ersticke und wirkliche Verbesserungen verhindere. Aber in Wirklichkeit wird seine Arbeit verbessert, wofür wir als Beleg die Darstellung eines Schraubenbolzens nehmen können: man macht nur einige der üblichen Linien, um ihn anzudeuten, und schreibt den Durchmesser hinein. Alles übrige, Steigung, Winkel, Tiefe und Form des Gewindes, ist geregelt, ebenso die Abmessungen des Kopfes und der Mutter. So wird viel Arbeit und Zeit erspart, die der Konstrukteur für Bewältigung wirklicher Schwierigkeiten und größerer Aufgaben verwenden kann. In gleicher Weise werden Rohrnormalien eine große Erleichterung für den Rohrplanentwurf bedeuten. Auch ist der Gebrauch von Tabellen und Normalienbüchern für den Konstrukteur viel leichter und handlicher, als die Einsichtnahme in ähnliche, frühere Zeichnungen, die er sich erst verschaffen muß, die neben der gesuchten Einzelheit noch vieles Überflüssige enthalten und den ganzen Zeichentisch bedecken, so daß er nichts mehr von der eigentlichen Arbeit sieht. Es ist auch oft zweifelhaft, welche von den früheren Ausführungen gerade die gewünschte Unterlage bietet, und erst ein Vergleich mehrerer Zeichnungen führt zum Ziel, während bei genormten Teilen die Entscheidung sofort getroffen werden kann. Die Fragen nach vorhandenen Modellen zwecks Ersparung der Kosten dafür und nach der Art der Baustoffe zur Beurteilung von Sonderwünschen sind durch die Wahl eines normalen Gegenstandes ohne weiteres geklärt; sodann ist es möglich, auf den Normalblättern die für den Einbau und Ausbau und für die Bestellung erforderlichen Zugaben und Abstände gleich einzutragen.

Wenn die Maße für die Einzelteile festliegen und nicht einzuschreiben sind, heben sich Hauptdimensionen und Spezialabmessungen um so deutlicher hervor. Man sieht also auf einer Zeichnung sofort, worauf es ankommt, indem sie nur das enthält, was für das betreffende Stück „maßgebend“ ist. Beim Zeichnen einer Stange zum Beispiel braucht man also nur das Maß von Mitte zu Mitte Gabel anzugeben, weil alles andere normal ist, woraus der Vorteil der Normung deutlich hervorgeht. Auch für die Werkstatt ist

die Zeichnung viel klarer, wenn nur die für die Bearbeitung unbedingt notwendigen Hauptmaße darin enthalten sind und alle Angaben über Kleinigkeiten fehlen. Die Konstruktionsarbeit wird also wesentlich vereinfacht und beschleunigt, Rückfragen und Anpassung an gleichzeitige Arbeiten anderer Büros sowie Verständigung mit Unterlieferanten bezüglich vieler Einzelheiten fallen fort. Die Möglichkeit von Versehen und nachträglichen Berichtigungen ist wesentlich eingeschränkt. Durch die Verwendung der Normen wird die einheitliche Ausführung der Zeichnungen sowohl rein darstellerisch als auch werkstattechnisch gefördert. Die nachträgliche Durchsicht der Zeichnungen, die Bestellung der Normalstücke und etwaiger Ersatzteile gestaltet sich einfacher, Bearbeitungsfragen treten bei genormten Teilen nicht auf, und viele Unstimmigkeiten zwischen den einzelnen Büros sowie zwischen Büro und Werkstatt werden von vornherein unterbunden.

Für die Werkstatt bedeutet die Ausführung von Normalien infolge der gewohnten Abmessungen und Formen eine große Erleichterung der Fabrikation. Die Anwendung von Schablonen, Lehren, Einspannvorrichtungen und sonstiger Hilfsmittel wird verallgemeinert. Die Werkzeugmaschinen können gleichmäßiger in Benutzung bleiben und die Zahl der erforderlichen Werkzeuge wird verringert. In vielen Fällen ist das Anreißen überflüssig und die Einstellung ungelernter Arbeitskräfte möglich. Infolge der Herstellung vieler gleicher Teile in Serien auf Lager wird eine gleichmäßige Beschäftigung der eingelernten Arbeiter und ein dauernder Gebrauch von Spezialbänken erreicht. Die Güte der Werkstattarbeit wird durch Normalien verbessert, indem die Übereinstimmung der Teile viel eher einen Vergleich gestattet und die Einübung der Arbeiter fördert. Es tritt eine Verminderung des Ausschusses ein, und ein leichter Ersatz der ausgefallenen Stücke ist möglich. Die geringe Anzahl von Typen gibt einen besseren Überblick zur rechtzeitigen Einteilung der noch vorliegenden Arbeiten. Die Erfahrungen der Werkstatt steigern sich bei der dauernden Wiederholung gleicher Teile.

Bei der früheren Handarbeit war die Normung nicht so wichtig für ein günstiges Ergebnis, wie bei der heutigen umfassenden Verwendung von Werkzeugmaschinen, und vor allen Dingen ist sie die Grundlage zur Massenerzeugung.

Die Normung erlaubt, bei Unterlieferanten die Bestellung genormter Teile in größeren Mengen nach feststehenden Listen und Preisen ohne vor-

herige Anfrage vorzunehmen. Dadurch wird der eigene Lagerbestand geringer und übersichtlicher, so daß eine Ergänzung rechtzeitig vom Magazin aus bewirkt werden kann.

Mit der Normung im Schiffbau erlangt die Binnenindustrie die Möglichkeit, sich in weit höherem Maße als bisher an der Erzeugung von Schiffbau- und Schiffsmaschinenbauteilen zu beteiligen. Bei der Gleichartigkeit der Einzelteile für alle Reedereien und Werften werden sich diese Hilfsindustrien leichter und besser auf die dann eintretende Massenerzeugung einstellen können. Sie werden die Lagerhaltung für viele Teile den Werften und Reedereien abnehmen, sich auf eine gleichmäßige Erzeugung das ganze Jahr hindurch einrichten und damit die Genauigkeit und Güte der Erzeugnisse mit billigster Herstellung verbinden.

Da die Abmessungen und Baustoffe festliegen, hat man eine Gewähr für die richtige und gute Ausführung der bestellten Teile, was auch für die Verbraucher große Bedeutung hat insofern, als sie im späteren Betrieb ihrerseits ohne Schwierigkeiten Nachbestellungen vornehmen können. Da von allen Werften und Reedereien übereinstimmende Teile verlangt werden, hat die Hilfsindustrie die Möglichkeit, diese Dinge auf Vorrat herzustellen und die Lieferfrist auf ein Geringstmaß abzukürzen. Die geringe Verschiedenheit der einlaufenden Bestellungen hat naturgemäß eine kleinere Sortenzahl von Halb- und Rohfabrikaten zur Folge. Die Normung ermöglicht größere, gleichzeitige Liefermengen und damit eine bessere Ausnutzung der Eisenbahnwagen.

Der seinerzeit für die Annahme von Normalprofilen entscheidende Grund, auf den Walzwerken eine Verminderung des Walzenbestandes und eine Vermehrung des Vorrates an fertigen Profilen herbeizuführen, hat nach der Normung in übertragenem Sinne Gültigkeit für alle Werke, die den Werften für den Wiederaufbau unserer Flotte ihre Unterstützung geben sollen. Auf den Werften selbst wird ein geringerer Umfang und eine bessere Übersichtlichkeit des Modellagers, des Guß- und Hauptmagazins, die notwendige Folge der Normung sein und die Verwaltung dieser Abteilungen wesentlich vereinfachen.

Zwar besaßen schon, wie erwähnt, etliche Werften und Reedereien für einige Bedürfnisse Normalien. Aber gerade dieses Nebeneinander von verschiedenen unzureichenden Vorlagen zwang die Werften, bei jedem Schiff für bestimmte Dinge fremde, für die übrigen Sachen dagegen eigene Normen

zu verwenden; bei den Reedereien stimmten selbst Schwesterschiffe, die auf verschiedenen Werften gebaut waren, nicht derart überein, daß die Reserve-
teile des einen Schiffes für das andere paßten und die Bedienungsmannschaft
sich ohne weiteres zurecht fand. Die Vorteile der Normung treten eben erst
dann ein, wenn ein ganzer Kreis von Herstellern und Abnehmern sich darauf
einigt. Daß die gemeinsame Normung noch das Gute hat, veraltete
Methoden, an denen eine Werft oder Reederei festhält, auszumerzen und die
überstürzte Einführung unerprobter Neuerungen durch die Prüfung seitens
einer Anzahl unbeteiligter Sachverständiger zu verhindern, ist ein gewicht-
tiger Gesichtspunkt.

Es wird sich auch der große Vorteil herausstellen, daß die Bau-
vorschriften merklich einfacher ausfallen und daß demzufolge der
Kostenvoranschlag genauer und sicherer gemacht werden kann, wenn Hilfs-
maschinen, Rohrleitungen und viele sonstige Einzelheiten des Schiffes nach
festliegenden Grundsätzen zu liefern sind. Das „Auslegen“ der Bauvorschriften
wird nicht mehr so als Kunst gehandhabt, wie bisher; denn selbst die
ausführlichste Bauvorschrift läßt noch Unklarheiten zu. Sie soll eben nur
das enthalten, was das betreffende Schiff kennzeichnet, und alle Selbst-
verständlichkeiten, die bisher einen großen Raum einnahmen, können fehlen.
Man wird in Zukunft kurze, übersichtliche Bauvorschriften haben, und die
daraufhin gemachten Angebote lassen sich besser vergleichen, wenn alle
Werften für die Einzelheiten dieselben Grundlagen annehmen.

Die Bauzeit der Schiffe wird bei Verwendung von Normalien infolge
der entsprechenden Verkürzung der Zeichentätigkeit und Werkstattarbeit
herabgesetzt. Die Mühe, die jetzt auf die richtige Ausführung solcher Neben-
dinge von seiten der Werft und der Reederei aufgewandt wird, kann nachher
den wesentlichen Teilen gewidmet werden, was sicherlich dem gesamten
Schiff zugute kommt. Das Verantwortlichkeitsgefühl der entwerfenden und
ausführenden Organe wird durch die Normalisierung geschärft, indem sie
sich nun auf die wirklich wichtigen Sachen konzentrieren können und nicht
durch Nebensächlichkeiten abgelenkt werden: Die Festlegung der Kleinig-
keiten gestattet eben die Vereinigung aller Aufmerksamkeit auf die Haupt-
fragen. Hierbei sei betont, daß Normen nur für normale Verhältnisse gelten,
man soll nach wie vor Spezialausführungen, insofern sie durch sachliche, im
Wesen des Betriebs liegende Gründe gestützt werden, beibehalten, ja, man
kann sogar weitergehen und sagen, daß gerade durch die Abweichungen von
dem Normalen die Eigenart des betreffenden Schiffes besser gewahrt wird.

Unterliegt daher z. B. ein Dampfer bei seiner Route dem Zwang, Kohle mit starker Flugaschenbildung zu verbrennen, so müssen alle Teile, die zur Feuerung, Verbrennung und Rauchgasführung dienen, dieser Eigenart angepaßt sein. Es ist aber nicht einzusehen, warum nicht die Wasserstände oder die Nieten derartiger Kessel mit denen in anderen Schiffen übereinstimmen könnten. Gerade die Abhebung der Eigenart wird die Übersicht, daß ein Schiff tatsächlich den Bedingungen einer Reederei entspricht, für den Erbauer und Abnehmer sehr erleichtern, weil eben alle übrigen Teile, auf die es nicht speziell ankommt, nach den Normen ausgeführt sind und keine besondere Beachtung erfordern.

Die heute bei einigen Firmen üblichen Normen sind großenteils einseitig im Falle der Not entstanden und ohne organischen Aufbau. Wenn man die betreffenden Abmessungen in einer Kurve aufträgt, findet man häufig unbegründete Sprünge und Absätze. Es ist klar, daß Normen, die unter Mitwirkung vieler Werften und unter dauernder Mitarbeit der Reedereien in aller Ruhe geschaffen werden, viel ebenmäßiger ausfallen und eine größere Summe von Erfahrung bergen. Wenn bisher beim Bau eines Schiffes Meinungsverschiedenheiten auftraten, so war oft beim Reeder das Mißtrauen vorhanden, daß die Werft seine Vorschläge lediglich aus Sparsamkeitsgründen ablehnte. Bei der Werft drängte sich andererseits die Empfindung auf, daß persönliche Vorliebe oder fremde Einflüsse zu Forderungen der Reederei führten, die sachlich unbegründet waren. Dem allem beugt die feste Norm vor. Beide Parteien wissen, daß die vereinbarten Normen das Beste sind, was unter den gegebenen Verhältnissen ausführbar ist. Auch die Fälle, wo man mit dem Bau eines Schwesterschiffes auf einer anderen Werft die verständliche, aber kostspielige Forderung neuer Konstruktionen begründet, um für den Betrieb gleiche Reserveteile und Vertrautheit des Personals zu erlangen, werden nach der Normung großenteils verschwinden und damit manche unerquickliche Auseinandersetzung, die das ungetrübte Zusammenarbeiten von Werft und Reederei beeinträchtigt. Die Lagerhaltung bei den Reedereien wird, weil die Einzelteile für viele Schiffe übereinstimmen, sich wesentlich vereinfachen, Nachbestellungen können ohne Rückfragen getätigt, die angelieferten Stücke fertig bearbeitet geliefert und ohne Zeitverlust eingebaut werden, weil ihre Anpassung sich erübrigt.

Als Nachteil der Normalisierung wird vor allem angeführt, der Konstrukteur habe nicht mehr die Freiheit, wie bisher, er werde durch die vielen Normen bei seinen Entwürfen eingeengt. Dieser Einwand wird da-

durch widerlegt, daß einige größere Werke bereits Normalien in nahezu demselben Umfange in Gebrauch hatten, wie jetzt beabsichtigt ist, ohne daß ihre Leistungen auf konstruktivem Gebiet eingeschränkt waren. Ebenso gut hätten die Maschinenelemente die Entwicklung des Maschinenbaues aufhalten müssen! Verbesserungen werden sich immer durchsetzen, und der gesunde Fortschritt wird nach wie vor bestehen bleiben.

Auch die Entstehung von Erfindungen und Patenten wird durch die Normung nicht verhindert werden; denn sie beziehen sich heutzutage meist auf ganze Maschinen oder auf wirkliche Neuerungen, die außerhalb des Rahmens der Normalisierung liegen. Man könnte im Gegenteil eher behaupten, Erfindungen werden nun nicht mehr daran scheitern, daß nebensächliche Teile nicht sachgemäß ausgeführt sind, indem dafür die Normen eintreten. Auch die Furcht, daß die später vorhandenen großen Lager an genormten Teilen die Einführung einer Neuerung hemmen würden, ist unbegründet; denn der Bedarf an diesen Gegenständen wird infolge ihrer gegenseitigen Übereinstimmung um ein Vielfaches gesteigert sein, so daß sich der Vorrat rascher aufbraucht.

Ein weiteres Bedenken, das gegen die Normung geltend gemacht wird und schon erwähnt ist, besteht in der Gefahr der Übernormalisierung. Dagegen schützt uns einerseits der Vergleich mit den bereits vorliegenden Sondernormen einzelner Werften und andererseits der große Umfang der zu leistenden Arbeiten, wie die beigefügte Liste der zu normenden Gegenstände beweist.

Die Befürchtung, daß die Annahme bestimmter Normen und die Festlegung einzelner Stufen eine Erstarrung der Konstruktion, eine Verbannung schöpferischer Zeichenarbeit, bringen werde, ist dadurch hinfällig, daß der Normenausschuß als dauernde Einrichtung bestehen bleibt, indem späterhin alljährlich eine Durchsicht der vorhandenen Normen stattfindet und die ganze Arbeit in Fluß bleibt. Andere Gegner dieses Fortschrittes sind entweder grundsätzlich gegen jede Normung oder sie bekämpfen die von den Ausschüssen geleisteten Arbeiten, indem sie die veröffentlichten Normen bekritteln und in Kleinigkeiten als verbesserungsfähig hinstellen. Demgegenüber sei bemerkt, daß es viel wichtiger ist, baldigst einigermaßen brauchbare und befriedigende Normen anzunehmen, um sie für den Wiederaufbau unserer Flotte mit den Ergänzungsarbeiten in Büro und Werkstatt fertig zu haben, als jahrelang über allgemeine Grundsätze, Vorzüge und Nachteile der Normung sich herumzustreiten und als Ergebnis dieser Auseinandersetzungen

sich auf Normen zu einigen, die vielleicht eine kleine Verbesserung darstellen, aber viel zu spät herauskommen.

Daß die Reeder auch nach der Normung den vollen Wettbewerb und das konstruktive Talent der Erbauer ebenso wie bisher genießen werden, erhellt aus der Geringfügigkeit der genormten Teile im Verhältnis zum Entwurf des ganzen Schiffes. Für weiteren Fortschritt bürgt auch der Ehrgeiz und die Fähigkeit unserer Schiffbauer!

Eine Einführung der Normung in Friedenszeiten hätte eine große Verwirrung in die laufenden Arbeiten und Schwierigkeiten in Hülle und Fülle gebracht, besonders für die Zeit, wo neben neuen Schiffen noch alte im Bau oder Betrieb waren. Es hätte für die Werften und Reedereien eines Zeitraumes bis zu 20 Jahren bedurft, um diesen unglücklichen Zustand einer Doppexistenz von Schiffs- und Maschinenteilen zu beendigen, während dessen die Lagerhaltung den beiden Arten hätte Rechnung tragen müssen. Darin hat der Krieg einen großen Wandel geschaffen, indem er einmal unsere vorhandene Flotte außerordentlich verkleinert und veraltet hat und zum anderen, indem er die Lagerbestände auf ein Geringstmaß zusammenschrumpfen ließ. Die noch vorhandenen Lagervorräte können natürlich erst aufgebraucht werden, bis die genormten Teile an ihre Stelle treten, und die jetzige Ruhepause im Handelsschiffbau ist wie geschaffen, um die Normung einzuführen. Gleichzeitig bedeutet für die später kommende Hochflut an Neubauten die Normung infolge ihrer nachgewiesenen Vorteile eine wesentliche Entlastung der Werften und Reedereien. In den ersten Jahren des Friedens werden die erfahrenen Spezialisten dafür keine Kraft und Zeit übrig haben. Eine Einführung der Normen im Frieden, wenn wieder normaler Seeverkehr herrscht, würde weit mehr Schwierigkeiten machen, als jetzt, wo der langjährige Kriegszustand eine große Lücke in unsere Überseewirtschaft bringt. Der Krieg hat unsere ganze Schiffbauindustrie umgeschaltet, so daß nachher ohnedies ein völlig neuer Aufbau nötig ist, bei dem die Normung nur nützlich sein kann. Wir haben während des Krieges gesehen, wie trotz unserer immerhin beschränkten Mittel an Material und Menschen durch einheitliche Fabrikation der Munition und des Heeresgerätes die gewaltigen Leistungen erreicht wurden, die unsere Kriegführung von uns erforderte. Die Normung hat das Ergebnis zum großen Teil ermöglicht, und wir können daraus für die „Mobilmachung zum Frieden“ nur lernen. Daher verdienen die jüngsten Fortschritte auf diesem Gebiete unsere volle Beachtung.

Als Vorläufer für die Normungsbestrebungen in Deutschland kann man die infolge der Metallknappheit entstandenen Vereinbarungen für die Verwendung von Ersatzmetallen ansprechen. Die Knappheit an den benötigten Sparmetallen zwang die Industrie, sich in den einzelnen Verbänden über eine gemeinsame Änderung der bisherigen Konstruktionen schlüssig zu werden. Besonders der Verein deutscher Maschinenbauanstalten hat durch die Einrichtung seiner Beratungsstellen hierin erfolgreich gewirkt, und der Verein Deutscher Schiffswerften hat im Anschluß an diese Stelle schon im Jahre 1915 einheitliche Grundsätze aufgestellt, um die Verwendung von Sparmetallen im Schiffbau und Schiffsmaschinenbau nach Möglichkeit einzuschränken. Die dahingehenden Beratungen gaben allen Teilnehmern die Überzeugung, daß durch solche gemeinsamen Arbeiten für jeden Einzelnen etwas Ersprößliches herauskomme. Auch die Schwierigkeit im Bezug von Rohstoffen und Halbfabrikaten brachte einige Industriegruppen dazu, ihr bisheriges Fabrikationsprogramm in einheitlicher Weise einzuschränken. Ferner hat die Marinebehörde durch eine möglichste Gleichheit ihrer Aufträge dem Normungsgedanken vorgearbeitet. Er schien aber erst greifbare Form zu gewinnen, als im November 1916 der Unterweser-Bezirksverein Deutscher Ingenieure den Antrag annahm, eine besondere Kommission zur Ausarbeitung von Normen für die im Schiffbau und Schiffsmaschinenbau gebräuchlichen Einzelteile einzusetzen. Diese Anregung wurde vom Hauptverein Deutscher Ingenieure aufgenommen und in die verschiedenen Bezirksvereine weitergeleitet. Inzwischen hatte das Reichsmarineamt im November 1916 eine Versammlung nach Kiel einberufen, in der außer den Marinebehörden die drei Kaiserlichen Werften und die sechs kriegsschiffbauenden Privatwerften vertreten waren. Dort wurde der Beschluß gefaßt, für alle Marineneubauten einheitliche Normen aufzustellen und zu dem Zweck eine Marine-Normalien-Kommission ins Leben zu rufen, in der die genannten Behörden und Werften mitarbeiten sollten. Gleichzeitig wurde auf die bei der Germaniawerft bereits eingeführten Normalien und Normaliensammlungen hingewiesen und in einer recht lehrreichen Ausstellung von genormten Teilen die Fruchtbarkeit des Gedankens allen Beteiligten vor Augen geführt. Den Vorsitz der Marine-Normalien-Kommission übernahm Marine-Oberbaurat Krell, und die ausgezeichneten Ergebnisse der Beratungen waren vorbildlich für die weiteren Arbeiten auf diesem Gebiete. Alle Teilnehmer bemühten sich, an Hand bereits vorliegender Normalien oder mit Hilfe eigens durchgeführter Versuche und Modelle die Arbeit zu fördern,

und der gute Fortschritt bewog den Verein Deutscher Schiffswerften im Frühjahr 1917, die Normung für Handelsschiffe ebenfalls in die Wege zu leiten. Insbesondere hat der Vorsitzende des Vereins, Herr Blohm, entscheidenden Anteil daran, und am 19. Juli 1917 wurde der Handelsschiff-Normen-Ausschuß, kurz H N A genannt, in Hamburg gegründet.

Die Bestrebungen des Vereins Deutscher Ingenieure zur allgemeinen Normung im Maschinenbau, die neuerdings im „Normen-Ausschuß der Deutschen Industrie“ gipfeln und 30 Arbeitsgruppen umfassen, hatten zur Zeit der Gründung des H N A zwar bereits eingesetzt, aber noch keine greifbaren Ergebnisse geliefert. Die Werften beschloßen daher die Gründung eines Sonderausschusses für den Handelsschiffbau aus folgenden Gesichtspunkten heraus:

1. Die Sonderstellung, die der Schiffbau innerhalb der deutschen Industrie einnimmt, verlangt, daß die Mehrzahl der H N A - Normen dieser Eigenart Rechnung trägt und zu Sondernormen wird.
2. Es besteht die Notwendigkeit, innerhalb kürzester Frist Normen zu schaffen. Die Hauptarbeit muß vor Kriegsende erledigt sein, wenn die Normen dann den beschleunigten Bau von Handelsschiffen fördern sollen.

Der große Umfang des „Normenausschusses der Deutschen Industrie“ bedingt notgedrungen langsamere Arbeit, als der kleinere Kreis von Fachleuten des H N A. Dieser besteht aus 10 Vertretern von Werften, die der Verein Deutscher Schiffswerften gewählt hat, 5 Vertretern von Reedereien, die der Kriegsausschuß der Deutschen Reedereien ernannt hat, und 2 Vertretern des Germanischen Lloyd. Dieser Ausschuß hat also insofern eine glückliche Zusammensetzung, als er neben den Erzeugern auch die Verbraucher enthält und in den beiden Vertretern des Germanischen Lloyd unparteiische Mitarbeiter einschließt, die an der Güte der Ergebnisse starken Anteil nehmen. Der Direktor des Germanischen Lloyd, Prof. Pagel, führt den Vorsitz, sein Vertreter ist Prof. Dieckhoff, Direktor der Woermann-Linie, und die Geschäftsführung liegt in den Händen des Oberinspektors Grambow, Bremen. Die Kosten für die Geschäftsführung trägt der Verein Deutscher Schiffswerften.

Der H N A hat die Aufgabe, für die im Handelsschiffbau und Maschinenbau gebräuchlichen Konstruktionsteile Normen aufzustellen und

für den praktischen Gebrauch geeignete Normenblätter herauszugeben. Die Normen sollen vor allen Dingen die Beschaffung und Lagerhaltung solcher Teile vereinfachen. Demnach sollen nur die häufig vorkommenden Einzelteile genormt werden, dagegen ist nicht beabsichtigt, eine Einheitshauptmaschine oder ein Typschiff festzulegen. Vielmehr besteht bei den deutschen Werften die Meinung, daß in der freiwilligen Beschränkung jeder Werft auf bestimmte Schiffsgrößen und auf besondere Gattungen von Maschinenanlagen im späteren Aufbau der deutschen Handelsflotte nach dem Kriege mehr erreicht werden dürfte, als durch die Wahl eines gemeinsamen Standardschiffes, dessen Konstruktion doch nur auf einzelne Werften zugeschnitten sein könnte.

Dieser Standpunkt besagt zugleich, daß mit der Normung die Grenze der Tätigkeit für den H N A gezogen ist; die Staffelung und Aussonderung im Schiffbau müssen wohl die Normung der Konstruktionselemente ergänzen zur beschleunigten Wiederherstellung unserer Flotte, aber dieser weitere Weg wird von jeder Werft getrennt zurückgelegt werden. Demnach würde z. B. eine Werft Frachtdampfer von ca. 10 000 t, eine andere Werft Dampfer von 20 000 t erbauen, je nach ihrer Leistungsfähigkeit und Erfahrung; die eine Werft würde zum Antrieb vornehmlich Heißdampfkolbenmaschinen nehmen, die andere vielleicht Triebturbinen. Einheitlich sollen jedoch bei allen Handelsschiffen ausnahmslos die H N A-Normen im Schiffbau und Maschinenbau zur Anwendung kommen. Die Marine-Normalien-Kommission hat mit vollem Recht für ihre Arbeiten die treffende Bezeichnung „Einheiten“ statt „Normalien“ gewählt; so werden, um ein Beispiel zu nennen, sowohl beim großen Linienschiff als auch beim kleinen Unterseeboot die gleichen „Einheitsflanschen“ für Rohrleitungen verwendet.

Während des ersten Jahres seines Bestehens hat der oben genannte Ausschuß in drei Sitzungen 43 Normenblätter genehmigt. Die ganze Arbeit der Vorbereitung, Durchberatung und Fertigstellung dieser Normenblätter geschah in Unterausschüssen, von denen zwei bereits im ersten Jahre tätig waren, je einer für Schiffbau und Maschinenbau. Die Unterausschüsse sind, ähnlich wie der Hauptausschuß selbst, aus Vertretern der Werften, Reedereien und des Germanischen Lloyd zusammengesetzt. Die Gliederung in einen Hauptausschuß und mehrere Unterausschüsse hat den Vorteil, einerseits eine einheitliche und straffe Leitung mit organisch aufbauender Normung zu verbinden, andererseits ohne weiteres die rechtzeitige Inangriffnahme anderer Gebiete des Schiffbaues durch Spezialisten zu ermöglichen. So ist kürzlich

ein dritter Unterausschuß für elektrische Bordausrüstung hinzugekommen, dem drei Vertreter der elektrischen Industrie als ständige Gäste angehören.

Die Entstehung eines Normenblattes im Unterausschuß gestaltet sich ungefähr folgendermaßen:

Der Vertreter einer Firma, sei es einer Werft oder einer Reederei, die für ein bestimmtes Gebiet, das zur Beratung kommen soll, bereits brauchbare Unterlagen besitzt, stellt diese übersichtlich in Tabellen und Schaulinien zusammen und übergibt sie der Geschäftsstelle zur Versendung an die einzelnen Mitglieder des Unterausschusses. Letztere prüfen zuhause die erhaltenen Vorschläge durch und vergleichen sie mit den bisher üblichen, eigenen Ausführungsformen. Bei der nächsten Sitzung des Unterausschusses werden nun alle so gefundenen Abweichungen und Meinungsverschiedenheiten eingehend durchgesprochen, und eine neue Prüfung des Gegenstandes bei den verschiedenen Teilnehmern wird veranlaßt — gegebenenfalls unter Rücksprache mit der Werkstatt, Anfertigung von Modellen, Vornahme von Versuchen zwecks weiterer Klärung. In den darauffolgenden Sitzungen werden dann die entsprechend umgearbeiteten Unterlagen wiederholt vorgelegt bis zur Verabschiedung des Gegenstandes. Als Beispiel für die gründliche Durcharbeitung der Normen und für die rege Teilnahme an der Beratung sei angeführt, daß das Normenblatt über Hochdruckflanschen 11 Entwürfe nacheinander erforderte, bis es als reif zur Vorlage an den Hauptausschuß erachtet wurde.

Mit dem „Normenausschuß der Deutschen Industrie“ besteht eine enge Verbindung durch gegenseitigen Austausch der Vorlagen und durch Teilnahme von Vertretern bei wichtigen Beratungen. Einige dort aufgestellte allgemeine Normen des Maschinenbaues konnten unverändert vom H N A übernommen werden unter Fortfall einzelner, für den Schiffsmaschinenbau nicht erforderlicher Größen, z. B. die Normblätter über Normaldurchmesser und Kegelstifte. Andere Normblätter des H N A dagegen, die einige auch im Landmaschinenbau vorkommende Maschinenteile behandeln, müssen leider erheblich abweichen von den gleichnamigen des N. A. D. I., weil die Gewichts- und Platzfrage im Schiffbau eine entscheidende Rolle spielt und knappste Abmessungen verlangt.

Noch engere Fühlung besteht zwischen dem H N A und der Marine-Normalien-Kommission, indem einige Werftvertreter in beiden Körperschaften gleichzeitig Mitglieder sind. Nach den bisherigen Ergebnissen zu urteilen,

besteht sowohl bei der Kriegsmarine, als auch bei den Reedereien volles Verständnis für die Wichtigkeit möglicher Übereinstimmung der Normen zur Erleichterung der Fabrikation, so daß von beiden Seiten darin wertvolle Zugeständnisse gemacht wurden. Von großer Bedeutung ist zum Beispiel die Annahme der 3-mm-Abstufung für sämtliche Nietdurchmesser. Bei Gegenständen, für die aus zwingenden Gründen trotz gleichen Zweckes unterschiedliche Abmessungen genommen werden mußten, verläuft doch wenigstens der Aufbau und die Entwicklung der entsprechenden Normalien in paralleler Richtung.

In jeder Sitzung der Unterausschüsse wird eine ausführliche Niederschrift angefertigt, die den Fortgang der Arbeiten darstellt und die Begründung für die Beschlüsse enthält. Außerdem sind diesen Niederschriften vielfach Abhandlungen über einzelne Sondergebiete angefügt, die einige Vertreter zur Darlegung und Erläuterung ihrer Normenvorschläge verfaßt haben. Ferner ist beabsichtigt, jedem Normenblatt eine Beschreibung beizugeben, welche die Entstehung dieser Norm schildert und die Wahl der Abmessungen und Form der Ausführungen rechtfertigt.

Die endgültig fertiggestellten 43 Normblätter erforderten je 14 Sitzungen der beiden Unterausschüsse; außerdem wurden weitere 25 Normen am 19. Juli 1918 dem Hauptausschuß zur Genehmigung vorgelegt. Ganz allgemein galt bei der Normung der Grundsatz, die Zahl der Bauarten auf ein Mindestmaß zu beschränken und innerhalb jeder Bauart mit möglichst wenigen Abstufungen auszukommen.

Die Normenblätter enthalten alle eine genaue Zeichnung des betreffenden Gegenstandes. In beigefügten Tabellen sind sämtliche Abmessungen für alle Größen in Abstufungen steigend angeordnet unter Angabe der dazugehörigen Gewichte. Am Kopfe der Tabellen sind Mitteilungen über Verwendungszweck, Baustoff, Bearbeitung und Herstellung vorgesehen; in vielen Fällen enthalten die Blätter auch noch Lagervermerke.

Sämtliche Mitglieder des Vereins Deutscher Schiffswerften haben sich verpflichtet, die von dem H N A festgelegten Normen bei ihren Neubauten anzuwenden, und auch der Kriegsausschuß der Deutschen Reedereien hat seinen Mitgliedern die Verwendung dieser Normen empfohlen. Die Normenblätter des H N A sind erhältlich in der Druckerei von Hieronymus, Neumünster, und alle nach diesen Normen ausgeführten Teile erhalten das Kennzeichen „R“.

Vom H N A sind bisher folgende Normenblätter angenommen:

S c h i f f b a u :

*Einheits-Kopfniete für Schiffbau	Ni 1
*Versenkniete für Schiffbau	Ni 2
Einheits-Niete: Längen und Gewichte	Ni 3
*Doppelpoller, geschlossen	Po 1
*Doppelpoller, offen	Po 2
Pollerkopf mit Deckel für Lüfter	Po 3
*Doppelpoller aus Flußeisen	Po 4
*Doppelkreuzpoller	Po 5
*Einfachkreuzpoller	Po 6
*Schiffsdrucklüfter	Lü 1
*Schiffs-Saugelüfter	Lü 2
*Windsauger	Lü 3
*Grove-Lüfter	Lü 4
Rauchrohrkopf	Lü 5
Kammerlüfter	Lü 6
Schwanenhalslüfter	Lü 7
Pilzkopflüfter	Lü 8
Pilzkopflüfter mit Fenster	Lü 9
Lüfterstutzen	Lü 10
*Lüfterrohre, drehbar über dem Stutzen	Lü 11
Lüfterdrehvorrichtungen mit Zahnradgetriebe	Lü 12
*Lüfterdrehvorrichtungen mit Zahnradgetriebe für Maschinen	Lü 13
*Rechts- und Links-Bezeichnung für Beschläge	Bt 1
Griffdrücker	Bt 16
Schließbleche	Bt 20
Schlüssel	Bt 23
Sicherheits-Einsteckschloß	Bt 25
Sicherheits-Kastenschloß	Bt 26
*Sicherheitsschloß für Post- und Wertkammer	Bt 27
Nachriegel	Bt 29

M a s c h i n e n b a u :

Einheitsdurchmesser	Du 1
*Einheitsgewinde	G 1

*Einheits-Trapez-Grobgewinde, eingängig	G 2
" " " "	G 3
" " " zweigängig	G 4
" " " "	G 5
" " " dreigängig	G 6
" " " "	G 7
*Einheitsschrauben mit Whitworth-Gewinde	Schr 1
*Einheitsschrauben mit Fein-Gewinde	Schr 2
*Einheitsbelastungen für Schrauben und Rundstangen	Schr 3
*Einheits-Rohrverschraubungen. Lötverschraubung für Hoch- und Niederdruck	R V 1
Einheits-Rohrverschraubungen. Anschlußverschraubung für Hoch- und Niederdruck	R V 2
Einheits-Rohrverschraubungen. Einschraubverschraubung für Hoch- und Niederdruck	R V 3
Sonder-Einschraub-Verschraubung	R V 4
*Kondensatorrohr-Verschraubungen	R V 12
*Einheits-Muttersicherungen (Zusammenstellung)	Si 1
*Einheits-Bolzen- und Kopfschrauben-Sicherungen (Zusammen- stellung)	Si 2
Einheits-Abfall-Sicherungen	Si 3
Einheits-Drehsicherungen, Kronenmüttern	Si 4
*Einheits-Stemmsicherungen	Si 5
Schraubensicherungen, Umschlagbleche	Si 6
*Penn'sche Mutter	Si 7
*Einheits-Bolzensicherungen	Si 10
*Schellkopfniete für Maschinenbau	Ni 6
*Hochdruckflanschen für Flußeisenrohre	F1 4
*Niederdruck-Lötflanschen für Flußeisenrohre	F1 20
*Niederdruck-Walzflanschen für Flußeisenrohre	F1 21
*Niederdruck-Schweißflanschen für Flußeisenrohre	F1 22
*Niederdruck-Flanschen für Kupferrohre	F1 23
*Müttern für Schraubenwellen	M 1
Kegelstifte	St 1
Manometerhahn	H 1
*Baustoffe für Armaturen, Ventile und Rohre	R 10

In Bearbeitung befinden sich für:

Schiffbau:

Beschläge, Klampen, Klüsen;

Maschinenbau:

*Hochdruckflanschen für Kupferrohre;

*Niederdruckflanschen für Bleirohre;

*Versenkniete für Maschinenbau;

Hähne, *Ventile, *Schieber.

Die in der Aufzählung mit einem * bezeichneten Normenblätter sind im Folgenden als Beispiele wiedergegeben und kurz erläutert:

Schiffbau-Niete: Das Blatt Ni 1 (Abb. 1) gibt eine Darstellung der im Schiffbau gebräuchlichen Niete mit Flachkopf. Die Durchmesser steigen um 3 mm, die betreffenden Zahlen sind: 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 31, 34, 37, 40 mm, außerdem ist ein kleiner Durchmesser von 8 mm angefügt worden. Die genannten Durchmesserzahlen gelten, wie bereits gesagt, für die gesamte deutsche Industrie, also für Brücken-, Kessel-, Behälter- und Hochbau. Die Schellkopfniete, deren Maße auf dem gleichen Blatt in einer Tabelle gegeben sind, haben als Durchmesser $D = 1,6d$ und als Höhe $h = 0,66d$ für Setz- und Schließkopf.

Um die Zahl der auf Lager zu haltenden Niete möglichst klein zu halten, ist beschlossen worden, die Längen bis 60 mm um 2 zu 2 mm und darüber hinaus um 3 zu 3 mm steigen zu lassen, und von jedem Durchmesser nur eine beschränkte Anzahl von Lagerlängen zu führen.

Über das Blatt Ni 2 (Abb. 2), Versenkniete für Schiffbau, ist zu bemerken, daß die Durchmesser genau mit denen der Kopfniete übereinstimmen. Nur noch drei Versenkwinkel sind vorhanden, und zwar für 8, 10, 13, 16 mm \varnothing 75°, für 19, 22, 25 mm \varnothing 60° und für 28, 31, 34, 37, 40 mm \varnothing 45°. Die Zunahme der Schräge bei den kleinen Nieten entspricht der bisherigen Übung, um bei den dünneren Platten eine verhältnismäßig größere Auflagefläche zu erhalten. Ferner enthält das Blatt eine Zusammenstellung für Nieterschrauben, die an Stelle entsprechender Nieten eingefügt werden.

Poller: Von den 6 Blättern über Poller sind 4 Stück hier aufgenommen worden, die den geschlossenen Doppelpoller, den Flußeisenpoller, einen Doppelkreuzpoller und einen einfachen Kreuzpoller darstellen, und zwar nur zunächst für Seeschiffe passend; die Poller des Kleinschiffbaues werden später gesondert bearbeitet. Die Doppelpoller, zum Belegen der Trossen des Schiffes beim Festmachen an Land oder beim Schleppen be-

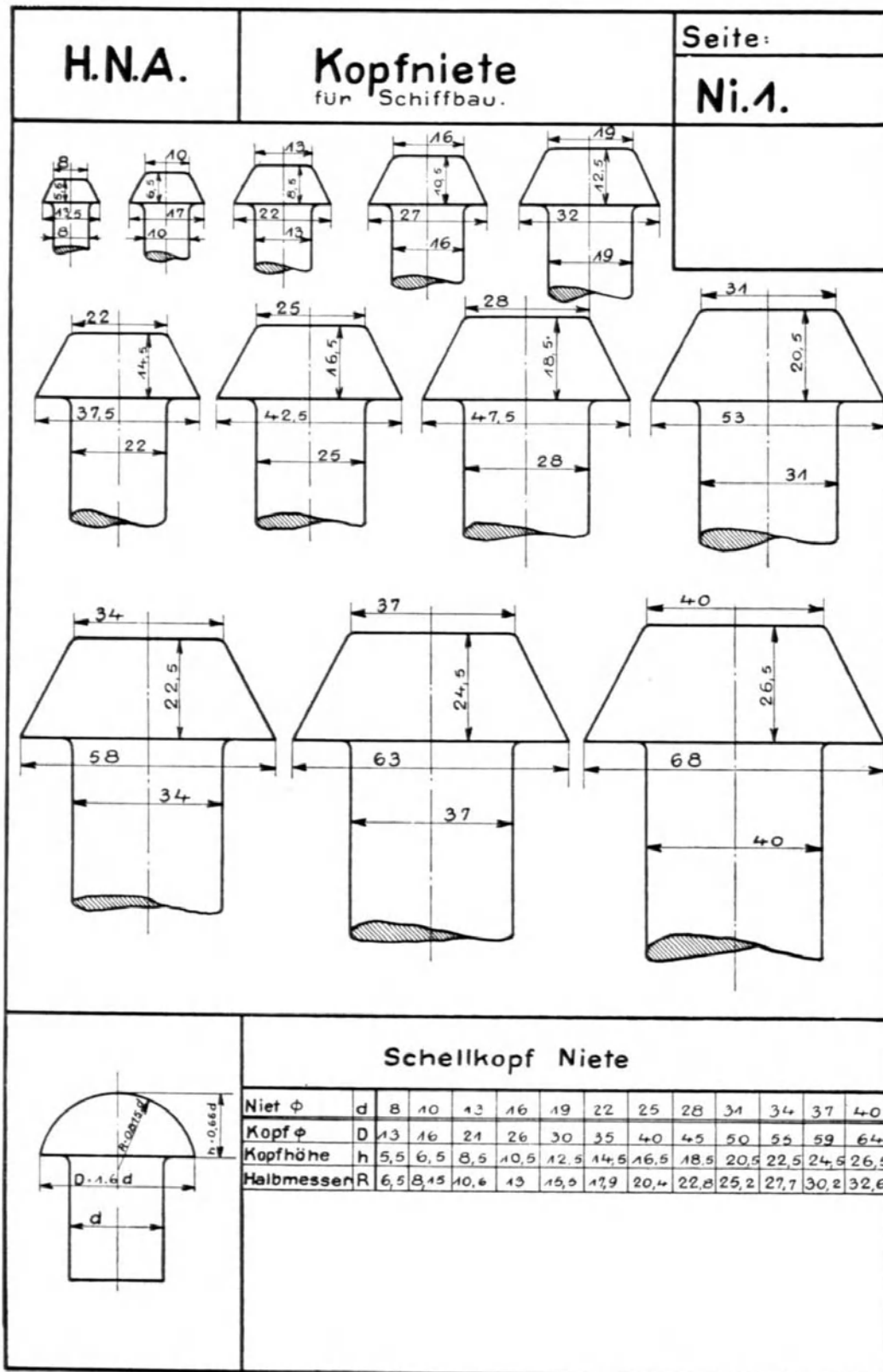


Abb. 1.

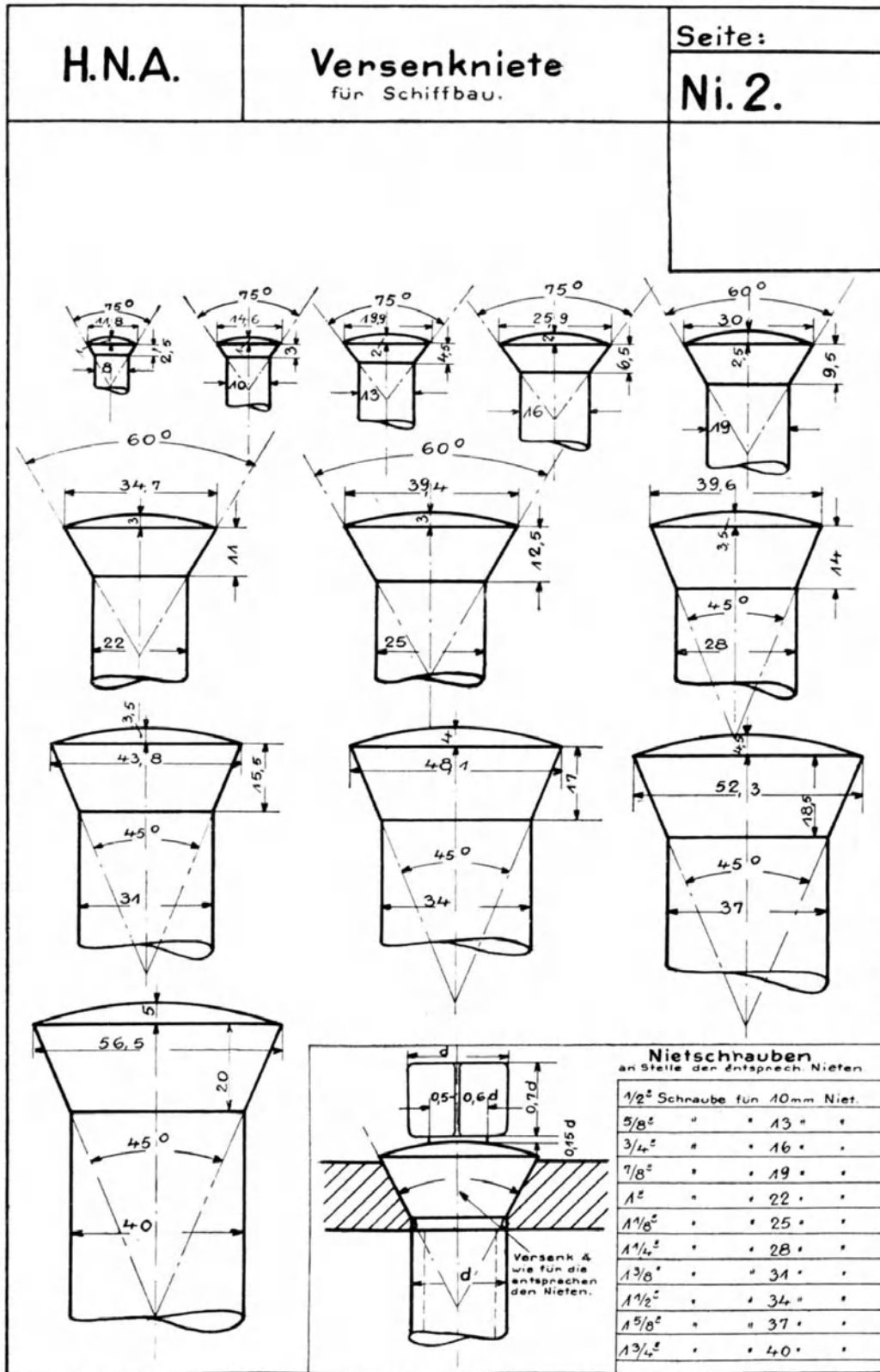


Abb. 2.

stimmt, wurden bisher nach Gutdünken der Bordleitung oder der Werft unter allgemeiner Berücksichtigung des Schiffes in Form, Größe und Stärke bemessen. Infolgedessen hat sich auf jeder Werft eine große Anzahl von Modellen angehäu ft, so daß im Unterausschuß nicht weniger als 115 verschiedene Doppelpollermodelle vorgelegt wurden, die jedoch nur einen Teil der vorhandenen Modelle darstellen. Um den Normalpoller herauszuschä len, sind die Abmessungen für Stärke der Grundplatten und Säulen, Durchmesser,

Berechnungsgrundlage für Poller.

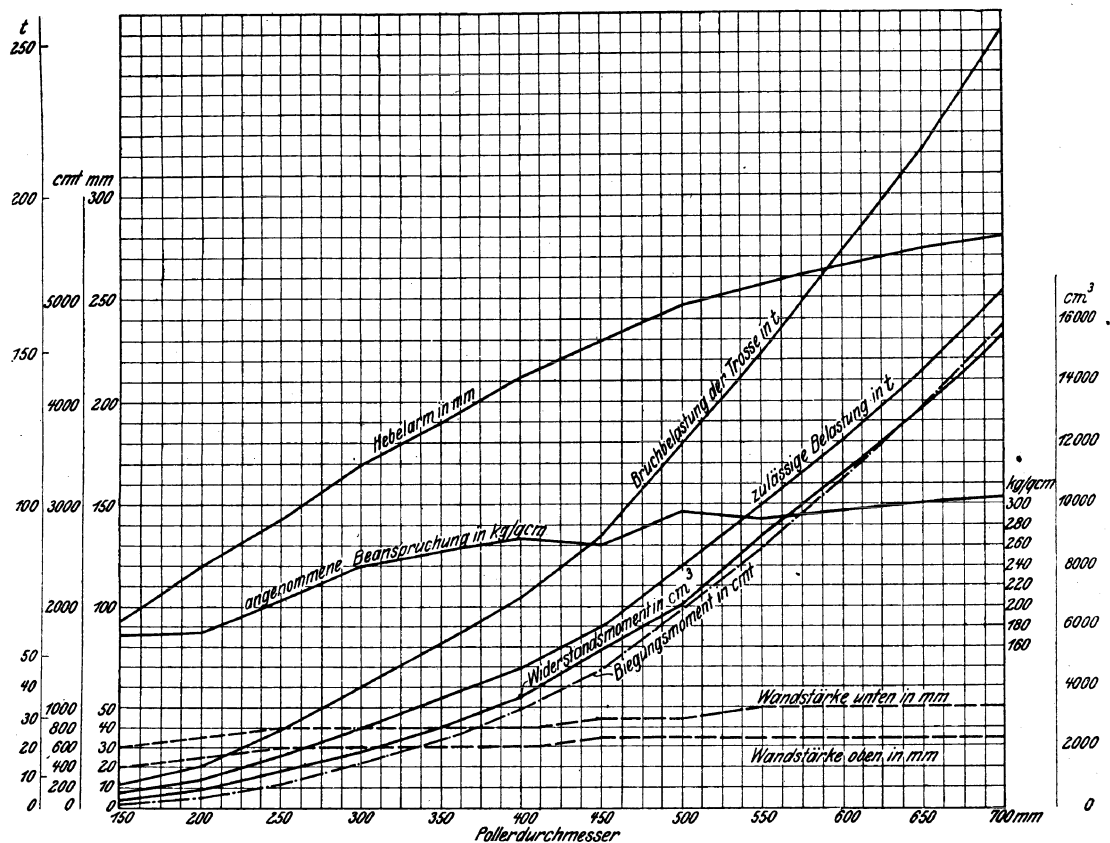


Abb. 3.

Höhen und Abstände der Säulen graphisch aufgetragen und daraus Mittelwerte gewonnen worden, die als Grundlage für die Normung gedient haben. Vor allen Dingen müssen die Poller den Anforderungen des Bordbetriebes entsprechen und bei größter Festigkeit möglichst geringes Gewicht besitzen. Als Grenzmasse für die Säulen gelten 150 und 700 mm Durchmesser mit Zwischenabstufungen von 50 mm, so daß nur noch 12 neue Modelle bestehen. Als Säulenform dient ein lotrechter Zylinder. Die Lippen, die das Hoch-

rutschen der Trosse verhindern und ein Klarfieren des holenden Trums sichern, liegen in $\frac{1}{3}$ Säulenhöhe. Da Hanftrossen nur einmal, Stahlrossen höchstens zweimal unterhalb der Lippen um die Pollersäule gelegt werden, genügt der genannte Abstand zwischen Lippe und Grundplatte ausreichend. Nach der Erfahrung sind die Grundplatten der schwächste Konstruktionsteil, daher ist eine gewölbte Querschnittsform mit hohem Widerstandsmoment dafür gewählt worden. Die Grundplatte trägt eine durchgehende, breite Arbeitsleiste, um die Befestigungsbolzen beliebig anordnen zu können. Für die Sohle sind zwei Stärken vorgesehen entsprechend einer Befestigung auf Eisendeck, durch das Holzdeck hindurchgehend, oder für die Befestigung auf Holz- oder Eisendeck mit Holzunterlage. Die Poller sind, ihrer Größe und Stärke nach, der Trossentabelle des Germanischen Lloyd angepaßt, und für ihre Berechnung ist angenommen, daß der doppelte Trossenzug in $\frac{1}{3}$ Pollerhöhe in wagerechter Richtung zur Wirkung kommt unter Zugrundelegung von $\frac{1}{3}$ Bruchbelastung der Trosse und einer Beanspruchung von 2—300 kg/qcm für Gußeisen. Die in Betracht kommenden Werte sind in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt und in dem Kurvenblatt (Abb. 3) eingetragen, das den gleichmäßigen Verlauf dieser Werte übersichtlich zeigt. Der an den Pollerwänden auftretende Verschleiß nötigt zur reichlichen Bemessung der Wandstärken. Die Scherfestigkeit der Fundamentbolzen ist der Bruchfestigkeit einer Pollersäule gleichgesetzt.

Poller \varnothing mm	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Wandstärke oben mm	20	25	30	30	30	30	35	35	35	35	35	35
„ unten mm	30	35	40	40	40	40	45	45	50	50	50	50
Widerst. Mom. W. cm ³	289	645	1206	1884	2714	3710	5280	6740	9000	11000	13150	15500
Angen. Beanspr. kb . . kg/cm ²	172	174	206	241	256	268	261	293	287	294	301	307
Bieg. Mom. W. kb = a . 1 . cmt	49,6	112	249	454	695	1000	1380	1970	2580	3240	3960	4760
Hebelarm l mm	93	120	143	170	190	213	230	247	258	267	275	280
Zul. Belastg. a = $\frac{2}{3}$ x . . t	5,3	9,4	17,4	26,7	36,6	46,7	60	80	100	121,2	144	170
Bruch-Belastg. der Trosse $\frac{3}{2}$ a = x t	8	14	26	40	55	70	90	120	150	182	216	255

Das Blatt Po 1 (Abb. 4) zeigt den geschlossenen, Blatt Po 2 den offenen Doppelpoller. Die hier nicht wiedergegebene Ausführung des Pollerkopfes als Lüfter sieht die einfachste Bauart mit flußeisernem Deckel und ohne Gummidichtung vor.

Po 4 enthält den Doppelpoller aus Flußeisen, der bei der Kriegsmarine sich gut bewährt hat und für Passagierdampfer der Gewichtersparnis wegen sich eignet (Abb. 5).

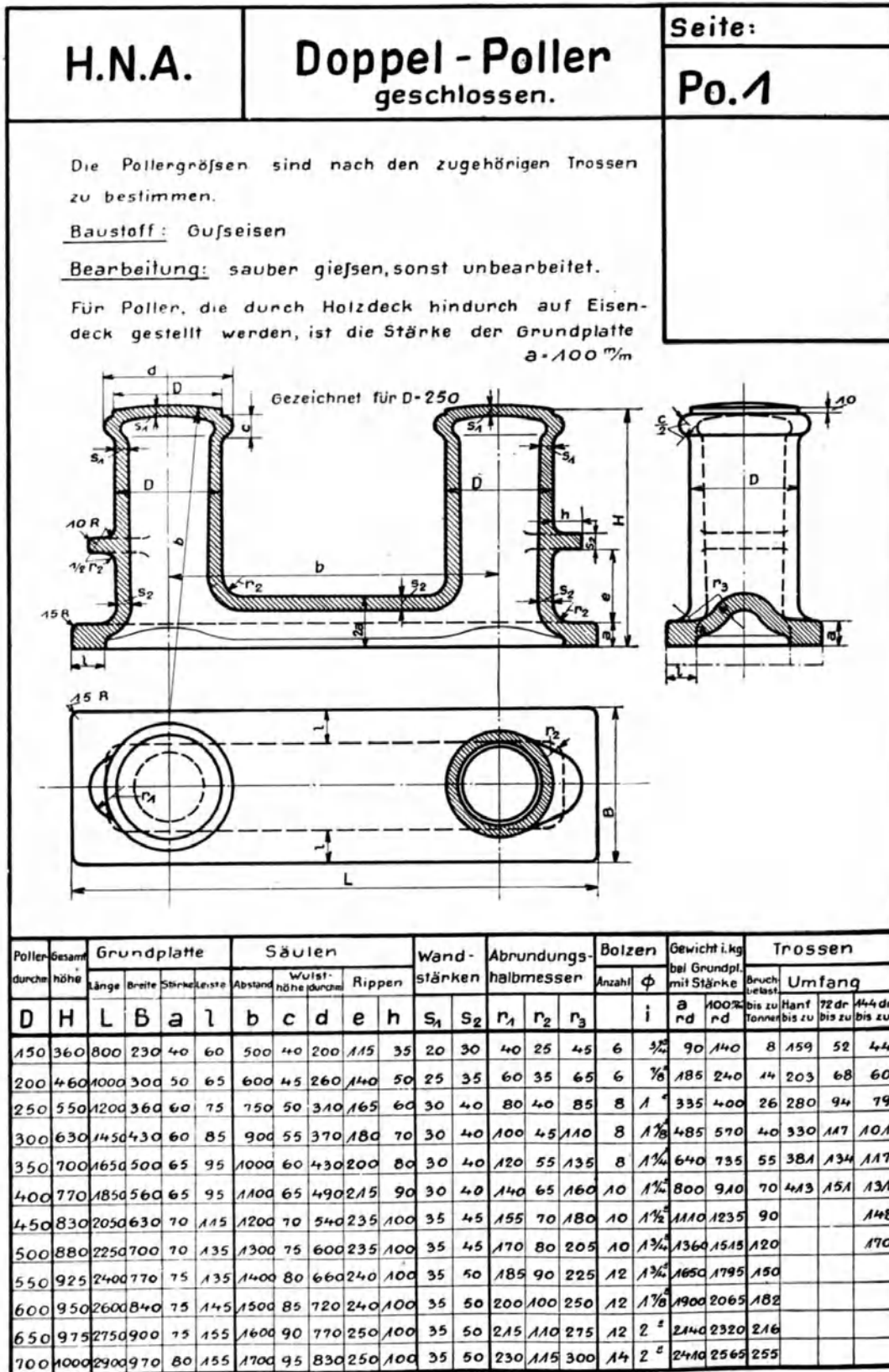


Abb. 4.

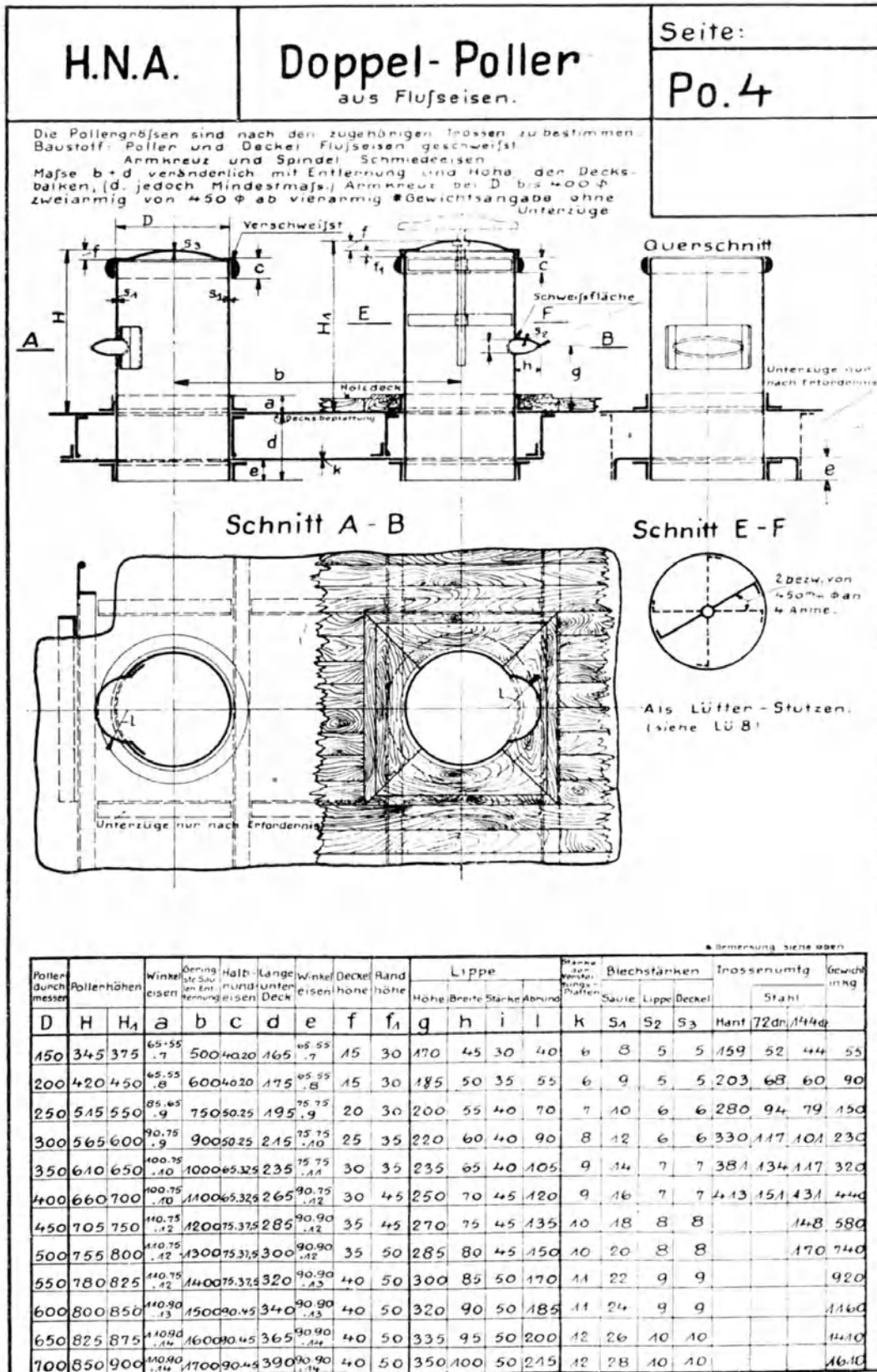


Abb. 5.

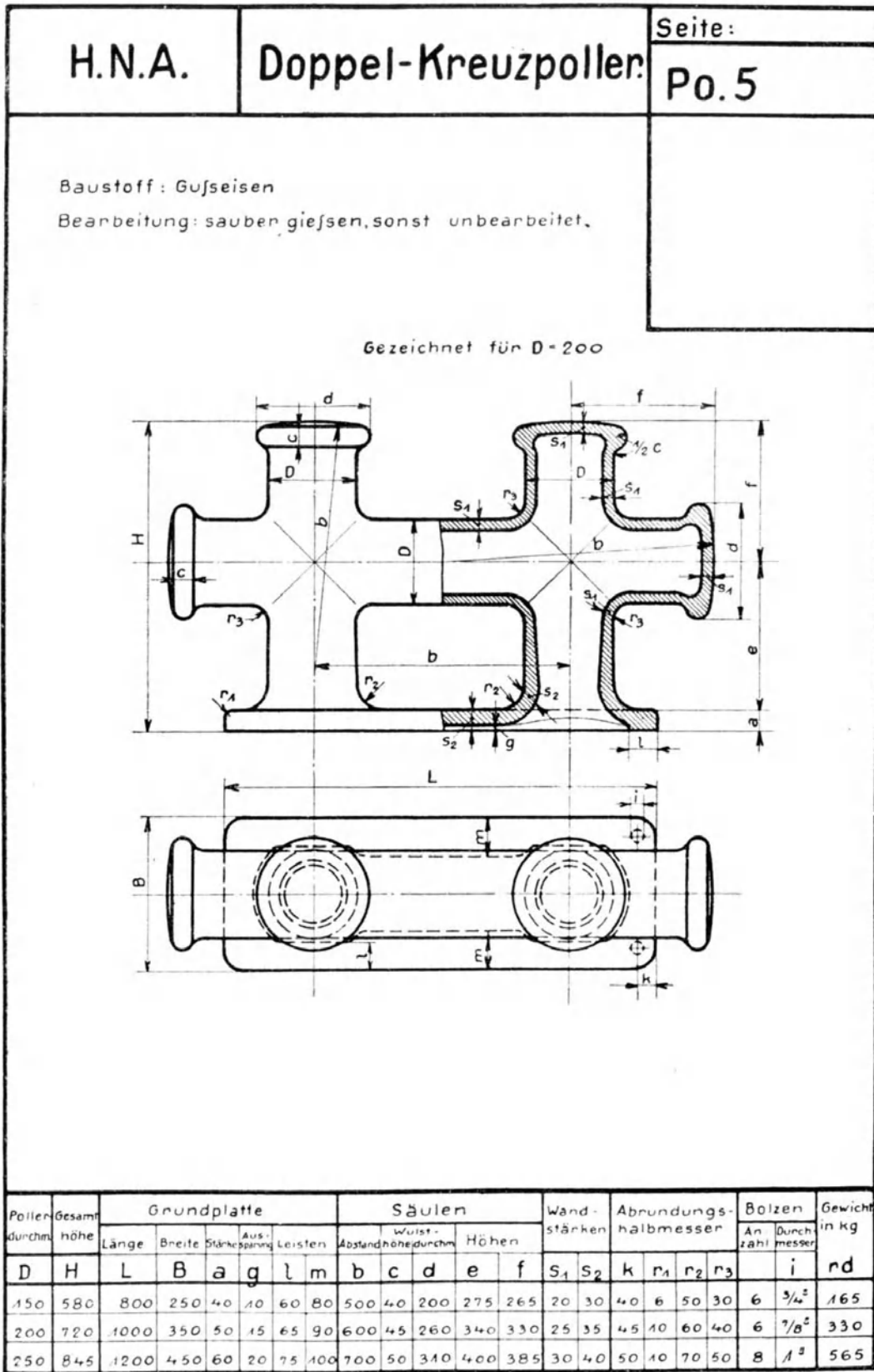


Abb. 6.

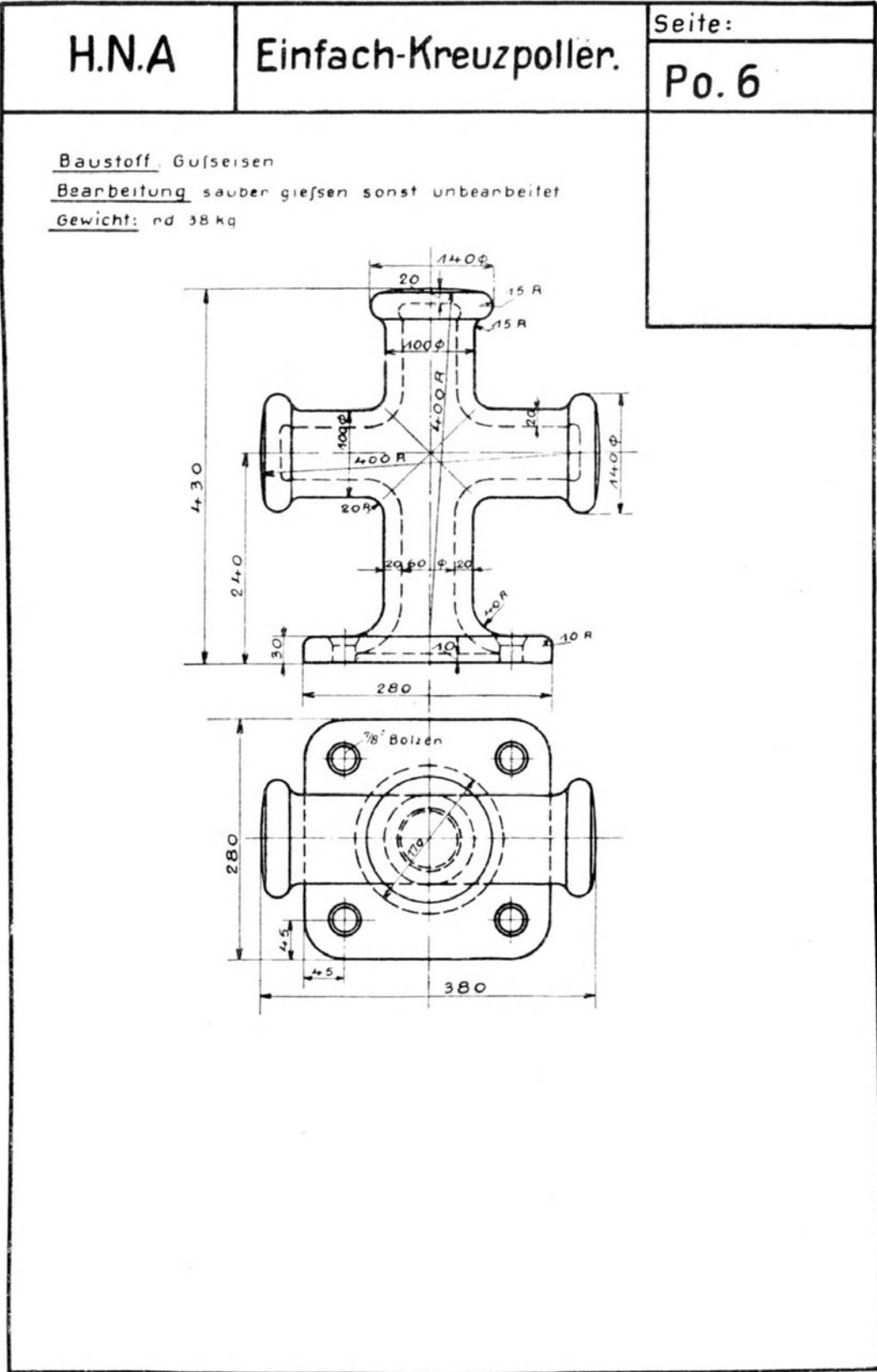


Abb. 7.

Die beiden Blätter Po 5 und 6 enthalten die Darstellung des Doppelkreuz- und Einfachkreuzpollers. Der erstere ist in drei Größen von 150, 200 und 250 mm Säulendurchmesser, der letztere in einer Größe mit 100 mm Säulendurchmesser als völlig ausreichend festgelegt worden (Abb. 6 u. 7).

Lüfter: Über Schiffslüfter sind 9 Blätter herausgegeben, die verschiedene Konstruktionen von Lüftern darstellen, ferner 4 Blätter mit Einzelheiten dazu. Für die Normung kam nur die natürliche Lüftung in Frage; es wurden als Druck- oder Sauglüfter bei den Vulkan-Werken in Stettin alle zurzeit im Schiffbau bekannten Formen mit einander verglichen und geprüft auf Einfachheit der Herstellung, Größe des Kopfes, Raumbedarf, Regendichtigkeit und Wirkungsgrad. Die Auswertung der Versuche ist in dem Verhältnis der Fördergeschwindigkeit im Lüfterrohr zu der Windgeschwindigkeit im Freien erfolgt und hiernach für den Vergleich das Verhältnis der Windfläche des Kopfes zu dem Querschnitt des Lüfterrohres eingesetzt. Es ergab sich, daß viele der üblichen Formen, insbesondere der Sauglüfter, recht ungünstige Wirkungsgrade besitzen, die Form der Kanten an den Ein- bzw. Austrittsöffnungen beeinflußt merkbar die gute Wirkung. Günstig sind scharfe Kanten für den Eintritt und weit ausgekrepelte für den Austritt, und die Saugwirkung wird durch eine trichterförmige Ausweitung am untersten Ende des Saugerohres unterstützt. Es wurden im ganzen 13 Saugköpfe und 9 Druckköpfe durchgeprüft, und die verbliebenen 9 Modelle enthalten diejenigen Formen, die am besten befriedigten und möglichst einfache Herstellungsart mit geringem Platzbedarf vereinigen. Als Normen wurden angenommen der Druckkopf Lü 1 (Abb. 8) und der Saugkopf Lü 2 (Abb. 9). Zur Abhaltung des Regens ist die Maulöffnung nach unten geneigt und der Rand des Drucklüfters mit einer Leckkante ausgerüstet. Der Drucklüfter Lü 1 hat in der Windrichtung einen Wirkungsgrad von 0,975, der Sauglüfter Lü 2 0,55. Die beiden Köpfe haben den besonderen Vorteil, in umgekehrter Richtung ebenfalls gute Wirkungsgrade zu geben, der Druckkopf Lü 1 auf Saugen 0,53 und der Saugkopf auf Druck 0,82, so daß bei entgegengesetzter Windrichtung auch ohne Drehung der Köpfe eine gute Lüftung gewährleistet ist. Als reine Sauglüfter wurden wegen ihrer guten Regendichtigkeit noch die Blätter Lü 3, Bauart Freudenthal (Abb. 10) und Lü 4, Bauart Grove (Abb. 11), angenommen. Die übrigen vier in der Liste enthaltenen Formen sind hier, um nicht zu weit zu führen, nicht wiedergegeben. Als Beispiel für Einzelheiten zeigt das Blatt Lü 11 Lüfterrohre und Lü 13 Lüfterdrehvorrichtungen für den Maschinenraum (Abb. 12 u. 13).

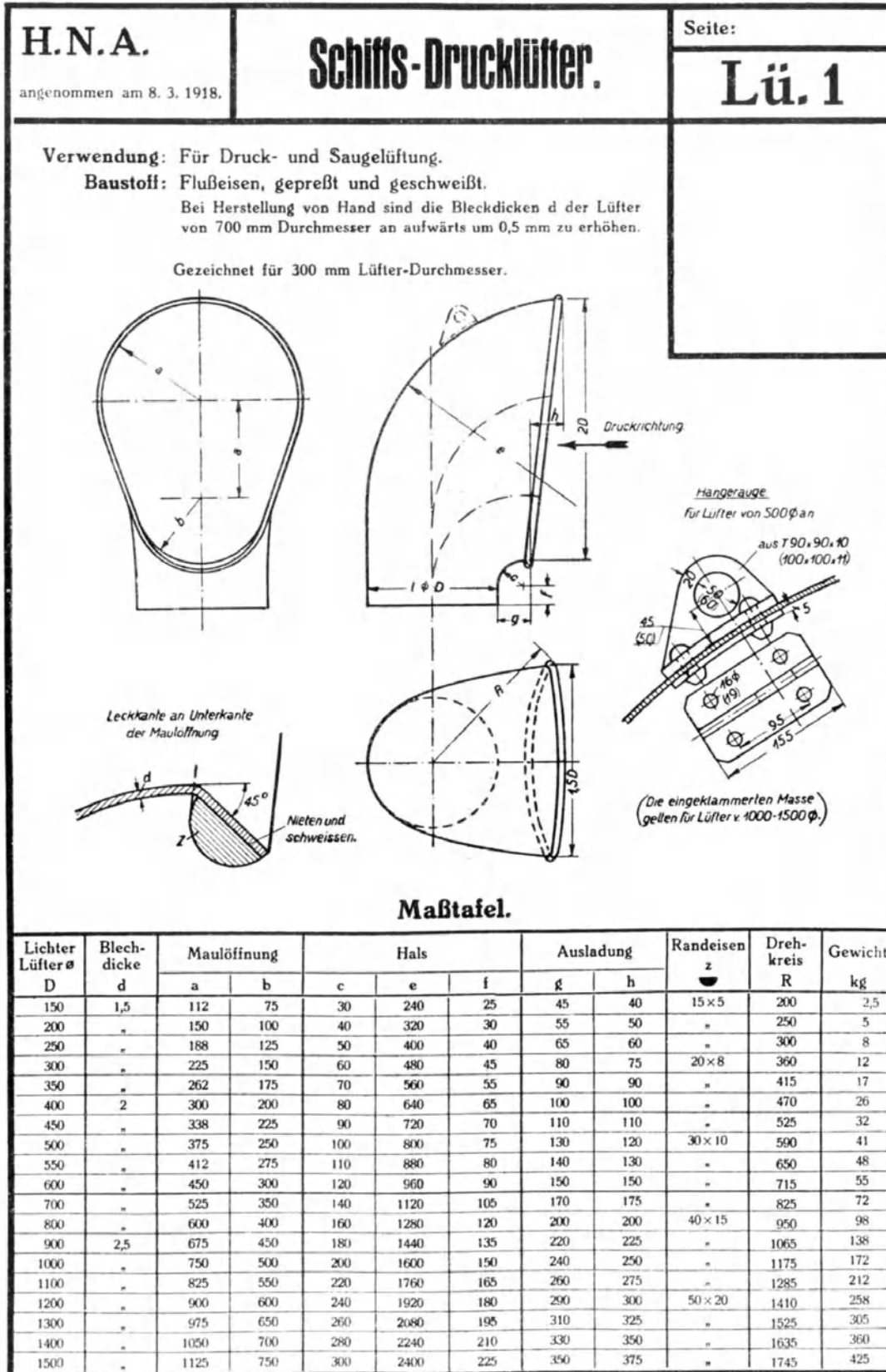


Abb. 8.

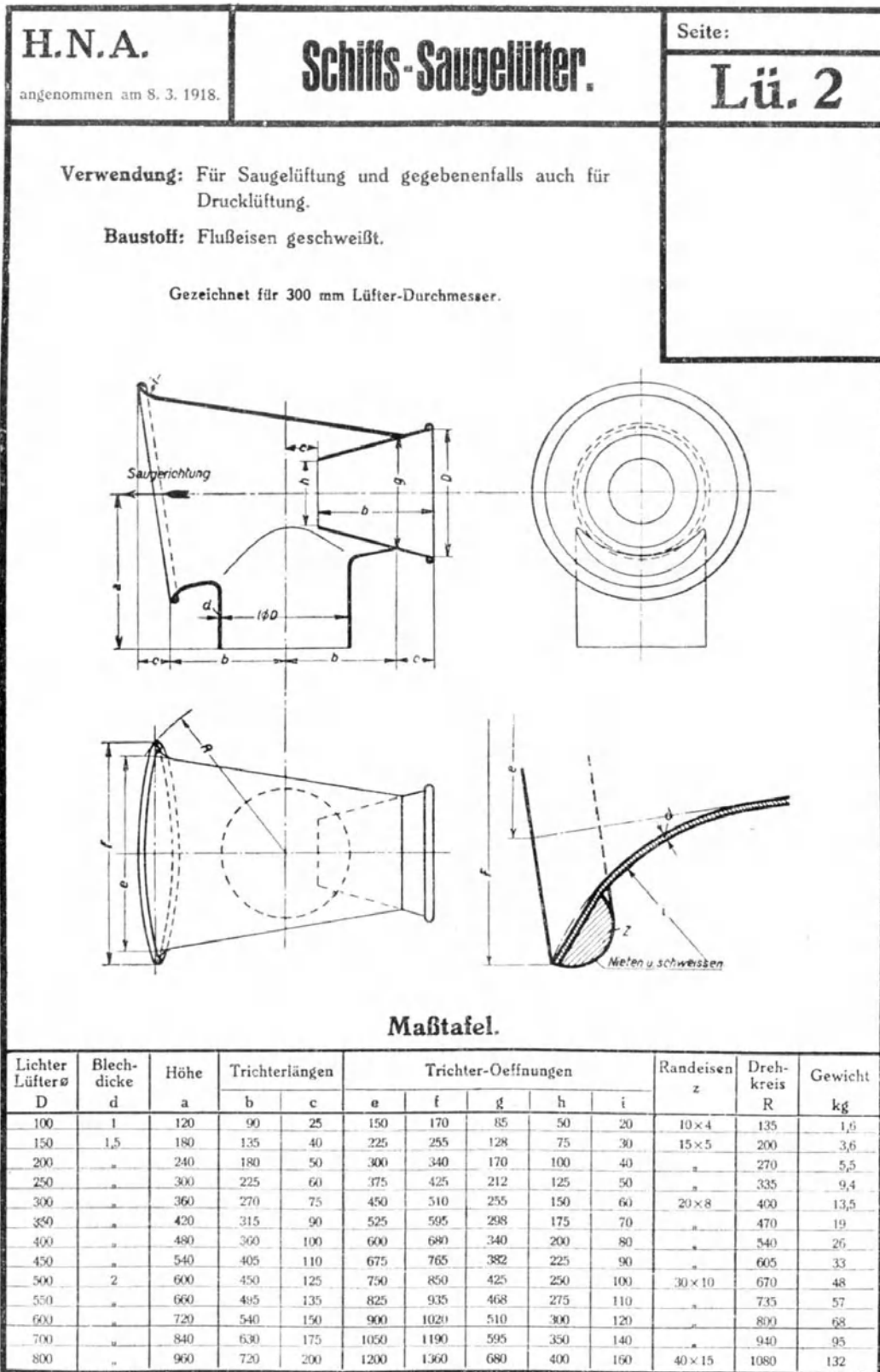


Abb. 9.

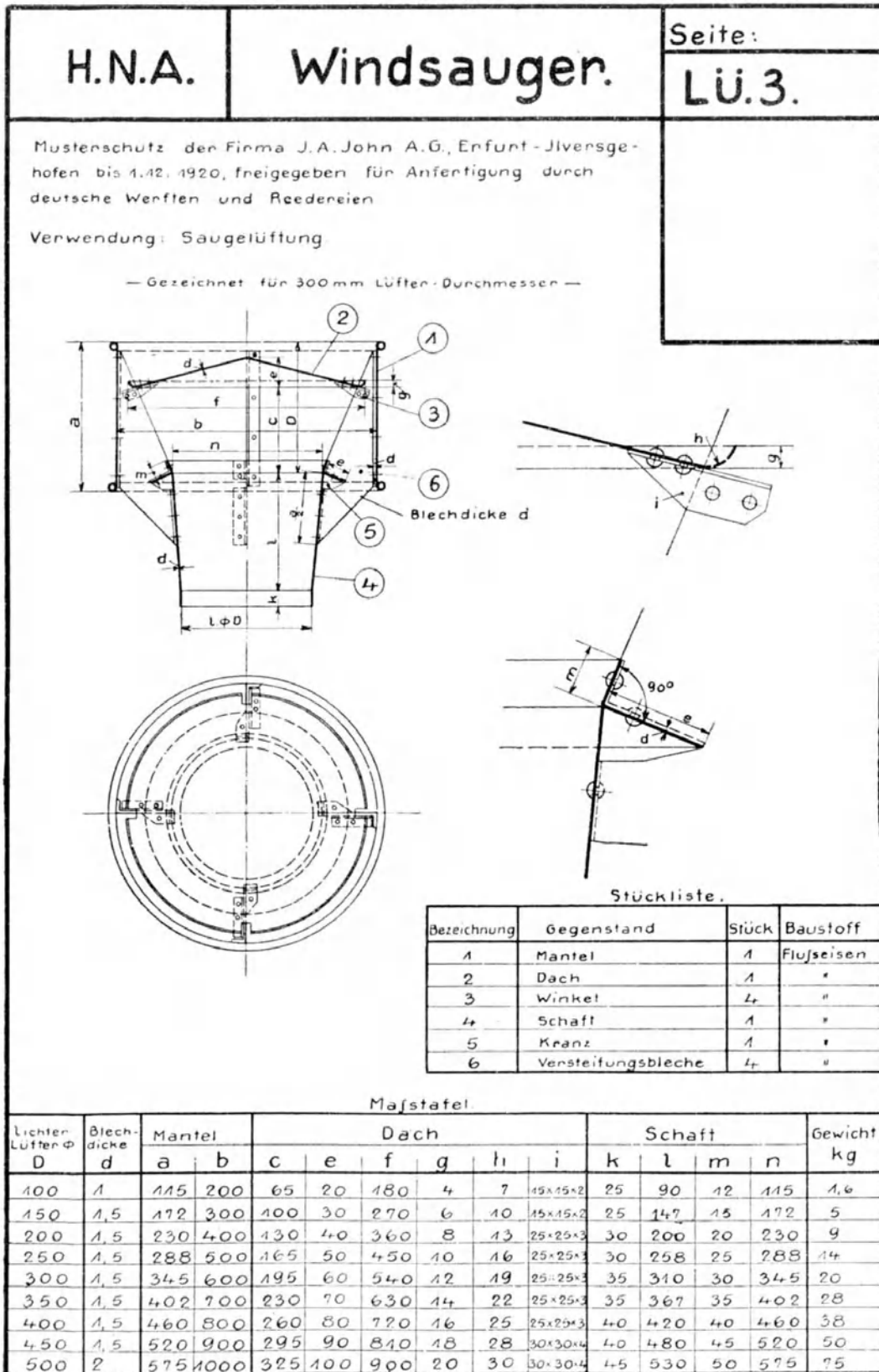


Abb. 10.

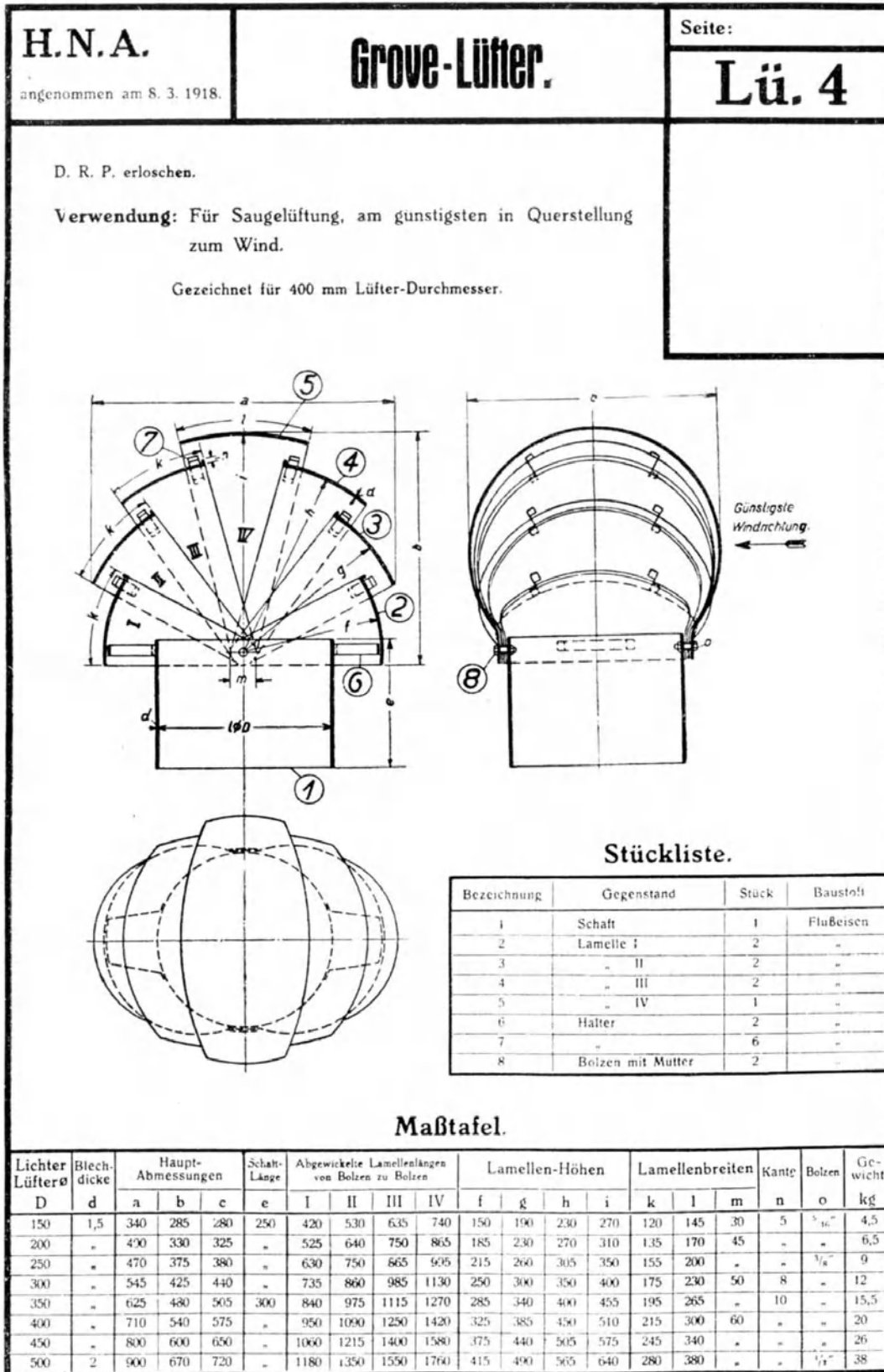


Abb. 11.

H.N.A.	Lüfterrohre drehbar ü. d. Stutzen.	Seite: Lü. 11.													
Verwendung: Bauart I für Lüfterrohre bis 300mm L φ. " II u. III für Lüfterrohre über 300mm L φ. Gezeichnet: Bauart I für 300, Bauart II u. III für 500mm Lüfterrohr φ															
I. Bauart ohne Führungsringe für Rohre bis 300mm L φ	II. Bauart mit Führungsringen i Lüfterrohr für Rohre über 300mm L φ	III. Bauart mit Führungsringen am Stutzen.													
Feststellvorrichtung für Lüfterrohre.															
bis 300mm φ 	über 300mm φ 														
Ausbolzen oder Knebel n. Wahl.															
Stückliste.															
Bez.	Gegenstand	Stückzahl	Baustoff	Gewichte in kg											
				150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800
1	Verstärkungsring	1	Flusseisen	0,5	0,7	0,9	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
2	Feststellvorrichtung für Bauart I	1	"	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
3	Handgriffe	2	"	0,5	0,5	0,5	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
Gewicht samtl. Beschlage für Bauart I				2,0	2,2	2,4	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	Führungsringe für Bauart	2	"	—	—	—	—	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0
5	Feststellvorrichtung II u. III	1	"	—	—	—	—	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
6	Handgriffe gemeinsam	2	"	—	—	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Gewicht samtl. Beschlage für Bauart II				—	—	—	—	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	9,0	10,0
7	Verstärkungsring für Bauart III	1	"	—	—	—	—	1,7	2,0	2,3	2,5	2,7	3,0	3,5	4,0
Gewicht samtl. Beschlage für Bauart III				—	—	—	—	7,2	8,0	8,8	9,5	10,2	11,0	12,5	14,0
Gewicht für Am. Rohr				5,5	7,0	9,0	11,0	17,5	20,0	22,5	25,0	27,5	30,0	35,0	40,0

Abb. 12.

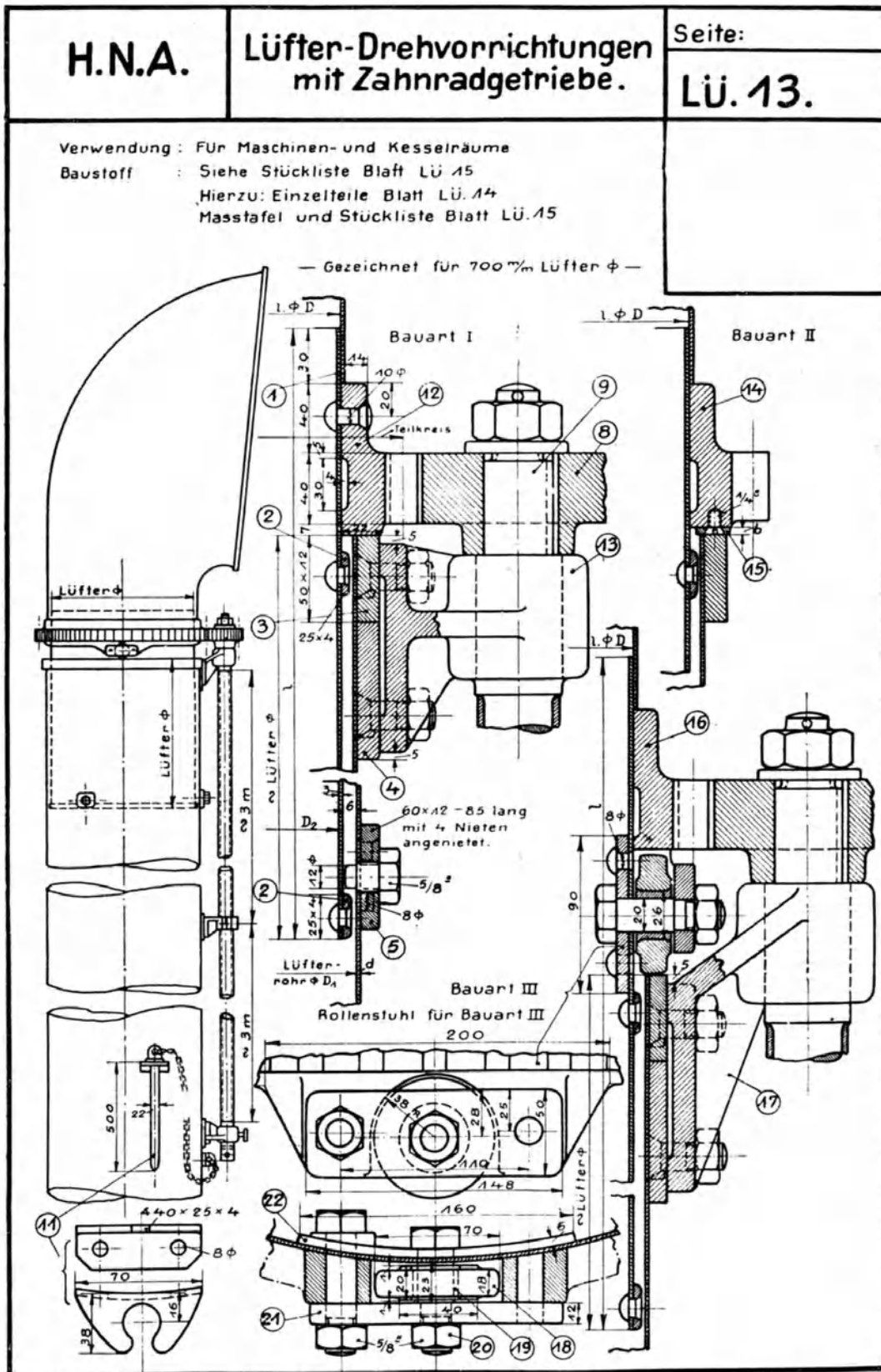


Abb. 13.

<p>H.N.A.</p>	<p>„Rechts“ und „Links“ Bezeichnung für Beschläge.</p>	<p>Seite:</p>								
		<p>Bt. 1</p>								
<ol style="list-style-type: none"> 1. Sitzen die Hänge „rechts“ wenn die Tür nach dem Beobachten hin aufschlägt, so ist die Tür eine „Rechtsfür.“ Sinngemäfs gilt die Bezeichnung für die „Linkstür.“ 2. Die Beschläge sind nach der Tür zu bezeichnen, für die sie bestimmt sind z. B. Schlofs für Rechtstür.“ 3. Bei aufgelegten Schlössern ist aufer „für Rechts- oder Linkstür“ anzugeben, ob „für einwärts- oder auswärtsschlagende Tür“ z. B. „Kastenschlofs für auswärtsschlagende Rechtstür“. Das aufgelegte Schlofs gilt als innen angeschlagen 4. Mit umlegbaren Falle kann das gleiche Einsteckschlofs „für Rechts- und Linkstür“, ebenso das gleiche Kastenschlofs für „einwärts rechts“ und „auswärts links“ bezw. „einwärts links“ und „auswärts rechts“ verwendet werden. 										
<p style="text-align: center;"><u>Bestellskizze für</u></p> <table border="0" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2" data-bbox="261 1081 783 1113"><u>Einsteckschlösser.</u></td> <td colspan="2" data-bbox="783 1081 1311 1113"><u>Aufgelegte Schlösser.</u></td> </tr> <tr> <td data-bbox="261 1144 783 1291"> <p>Rechtstür Linkstür</p> </td> <td data-bbox="783 1144 1311 1291"> <p>Rechtstür Einwärts schlagende Linkstür</p> </td> </tr> <tr> <td data-bbox="261 1365 783 1585"> <p>Linkstür Rechtstür</p> </td> <td data-bbox="783 1365 1311 1638"> <p>Auswärts schlagende Linkstür Rechtstür</p> </td> </tr> </table>			<u>Einsteckschlösser.</u>		<u>Aufgelegte Schlösser.</u>		<p>Rechtstür Linkstür</p>	<p>Rechtstür Einwärts schlagende Linkstür</p>	<p>Linkstür Rechtstür</p>	<p>Auswärts schlagende Linkstür Rechtstür</p>
<u>Einsteckschlösser.</u>		<u>Aufgelegte Schlösser.</u>								
<p>Rechtstür Linkstür</p>	<p>Rechtstür Einwärts schlagende Linkstür</p>									
<p>Linkstür Rechtstür</p>	<p>Auswärts schlagende Linkstür Rechtstür</p>									

Abb. 14.

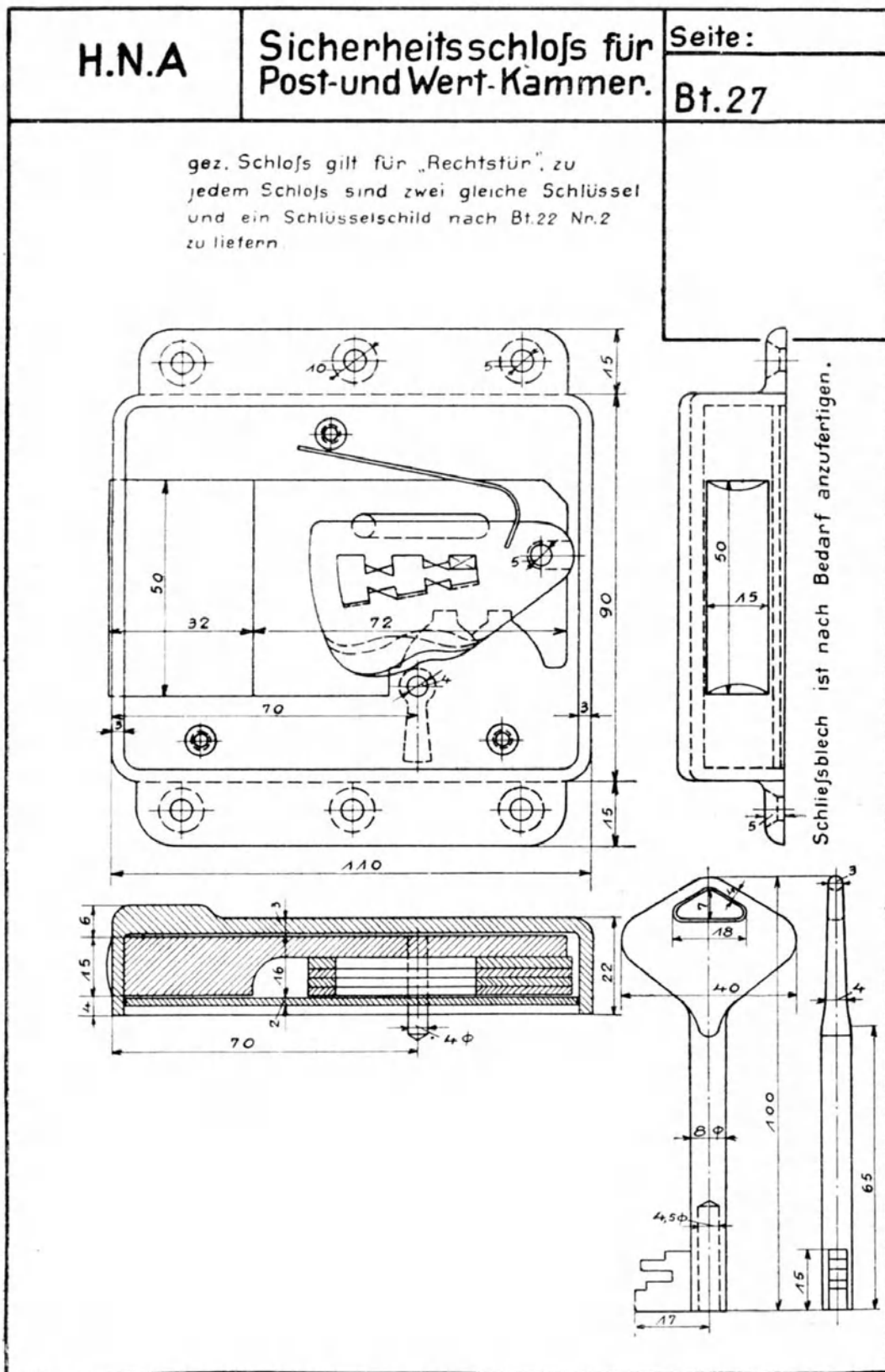


Abb. 15.

H.N.A.		Einheits-Gewinde										Seite: G. 1						
angenommen am 21. 11. 17																		
Whitworth-Gewinde: „Schr. 1“.																		
Fein-Gewinde (F.G): „Schr. 2“; Whitworth's Gewindeform.																		
Gas-Gewinde (G.G.): Whitworth's Gewindeform.																		
Loewenherz-Gewinde (L.G.): für elektrische Ausführungen.																		
Trapez-Gewinde (T.G.): „G. 2“ und folgende.																		
Größen in () nicht mehr verwenden.																		
Whitworth-Gewinde (Bez.: z. B. 1/4")				Fein-Gewinde (Bez.: z. B. 39 F. G.)				Gas-Gewinde (Bez.: z. B. 47,82 G. G.)				Loewenherz-Gewinde (Bez.: z. B. 6 L. G.)						
Gewinde-Durchmesser Zoll	mm	Kern		Gänge auf 1 Zoll	Gewinde-durchmesser mm	Benennung	Kern		Gänge auf 1 Zoll	Gewinde-durchmesser mm	Bezeichnung Rohrdurchm. Zoll	Kern		Gänge auf 1 Zoll	Gewinde-durchmesser mm	Kern		Steigung mm
		Durchmesser mm	Querschnitt cm ²				Durchmesser mm	Querschnitt cm ²				Durchmesser mm	Querschnitt cm ²			Durchmesser mm	Querschnitt cm ²	
1/8	3,17	2,36	0,044	40	26	1	23,0	4,15	11	9,72	1/8	8,55	0,575	28	1	0,825	0,0031	0,25
3/16	4,76	3,41	0,091	24	29	1 1/4	25,8	5,23	10	13,16	3/16	11,45	1,03	19	1,2	0,825	0,0053	0,25
1/4	6,35	4,72	0,175	20	32	1 1/2	28,4	6,33	9	16,67	1/4	14,96	1,76	19	1,4	0,95	0,0079	0,3
5/16	7,94	6,13	0,295	18	35	1 3/8	30,9	7,50	8	20,97	5/16	18,65	2,73	14	1,7	1,175	0,0108	0,35
3/8	9,52	7,49	0,441	16	39	1 1/2	34,9	9,57	8	22,92	3/8	20,59	3,33	14	2	1,4	0,0154	0,4
(7/16)	11,11	8,79	0,607	14	42	1 3/4	37,3	10,93	7	26,44	(7/16)	24,12	4,57	14	2,3	1,7	0,0227	0,4
1/2	12,70	9,99	0,784	12	45	1 3/4	40,3	12,76	7	30,20	1/2	27,88	6,10	14	2,6	1,925	0,0291	0,45
(9/16)	14,29	11,58	1,05	12	48	1 7/8	43,3	14,73	7	33,25	(9/16)	30,29	7,20	11	3	2,25	0,0398	0,5
5/8	15,87	12,92	1,31	11	51	2	46,3	16,84	7	37,90	5/8	34,94	9,59	11	3,5	2,6	0,0531	0,6
3/4	19,05	15,80	1,96	10	54	2 1/8	48,6	18,55	6	41,91	3/4	38,95	11,91	11	4	2,95	0,0683	0,7
7/8	22,22	18,61	2,72	9	58	2 1/4	52,6	21,73	6	44,32	7/8	41,36	13,40	11	4,5	3,375	0,0895	0,75
1	25,40	21,33	3,57	8	61	2 1/2	55,6	24,28	6	47,82	1	44,86	15,80	11	5	3,8	0,113	0,8
1 1/8	28,57	23,93	4,50	7	64	2 3/4	58,6	26,97	6	51,99	1 1/8	49,03	18,90	11	5,5	4,15	0,135	0,9
1 1/4	31,75	27,10	5,77	7	67	2 3/4	61,6	29,80	6	53,80	1 1/4	50,84	20,29	11	6	4,5	0,159	1
1 3/8	34,92	29,50	6,84	6	70	2 3/4	64,6	32,78	6	59,61	2	56,65	25,21	11	(7)	5,35	0,225	1,1
1 1/2	38,10	32,68	8,39	6	74	2 7/8	68,6	36,96	6	65,72	1 1/2	62,76	30,93	11	(8)	6,2	0,302	1,2
1 3/4	41,27	34,77	9,50	5	77	3	71,6	40,26	6	70,00	1 3/4	67,04	35,30	11	(9)	7,05	0,390	1,3
1 7/8	44,45	37,94	11,31	5	(80)	3 1/4	73,5	42,43	5	76,23	1 7/8	73,27	42,17	11	(10)	7,9	0,490	1,4
2	47,62	40,40	12,82	4 1/2	83	3 1/4	76,5	45,96	5	82,47	2	79,51	49,70	11				
(2 1/8)	50,80	43,57	14,91	4 1/2	(86)	3 1/2	79,5	49,64	5	88,52	2 1/8	85,56	57,50	11				
(2 1/4)	53,97	46,75	17,17	4 1/2	89	3 1/2	82,5	53,46	5	93,94	2 1/4	90,98	65,01	11				
2 1/2	57,15	49,02	18,87	4	(93)	3 3/4	86,5	58,77	5	99,37	2 1/2	96,41	72,99	11				
(2 3/4)	60,32	52,19	21,39	4	96	3 3/4	89,5	62,91	5	104,79	2 3/4	101,83	81,40	11				
2 3/8	63,50	55,37	24,08	4	(99)	3 3/4	91,8	66,19	4 1/2	110,21	4	107,25	90,40	11				
(2 5/8)	66,67	58,54	26,92	4	102	4	94,8	70,58	4 1/2									
2 1/2	69,85	60,56	28,80	3 1/2	(105)	4 1/8	97,8	75,12	4 1/2									
(2 7/8)	73,02	63,73	31,90	3 1/2	108	4 1/8	100,8	79,80	4 1/2									
3	76,20	66,91	35,16	3 1/2	(112)	4 1/4	104,8	86,27	4 1/2									
(3 1/8)	79,37	70,08	38,57	3 1/2	115	4 1/4	107,8	91,27	4 1/2									
3 1/4	82,55	72,54	41,33	3 1/4	(118)	4 1/2	109,9	94,86	4									
(3 3/8)	85,72	75,71	45,02	3 1/4	121	4 1/2	112,9	100,1	4									
3 1/2	88,90	78,89	48,88	3 1/4	(124)	4 3/4	115,9	105,4	4									
(3 5/8)	92,07	82,06	52,89	3 1/4	127	5	118,9	111,0	4									
3 3/4	95,25	84,41	55,95	3	134	5 1/4	125,9	124,5	4									
(3 7/8)	98,42	87,58	60,24	3	140	5 1/2	130,7	134,2	3 1/2									
4	101,60	90,76	64,69	3	147	5 3/4	137,7	148,9	3 1/2									
4 1/8	107,95	96,64	73,34	2 3/4	153	6	143,7	162,2	3 1/2									
4 1/4	114,30	102,99	83,30	2 3/4	166	6 1/2	156,7	192,9	3 1/2									
4 1/2	120,65	108,82	93,01	2 3/4	178	7	168,7	223,4	3 1/2									
5	127,00	115,17	104,2	2 1/4	191	7 1/2	181,7	259,3	3 1/2									
5 1/8	133,35	120,96	114,9	2 1/4	204	8	194,7	297,7	3 1/2									
5 1/4	139,70	127,31	127,3	2 1/4	217	8 1/2	206,2	333,9	3									
5 1/2	146,05	133,04	139,0	2 1/4	230	9	219,2	377,4	3									
6	152,40	139,39	152,6	2 1/2	d a r ü b e r				3									

Whitworth

Loewenherz

Darstellung der Gänge auf 1 Zoll

Abb. 16

B e s c h l ä g e : Für Beschlüge war zunächst eine Festlegung der Bezeichnung „Rechts“- und „Links“-Tür erforderlich, was auf dem Blatt Bt 1 (Abb. 14) in acht schematischen Bildern übersichtlich zusammengestellt ist. Als Einzelheit sei das Blatt Bt 27 angeführt, das ein Sicherheitsschloß für Post- und Wertkammer enthält (Abb. 15).

G e w i n d e : Ein großer Wirrwarr herrschte in der deutschen Maschinenindustrie auf dem Gebiete des Schraubengewindes. Diese Verhältnisse hat Schlesinger im Forschungsheft 142 des V. D. I. eingehend dargelegt, und der Zustand auf den Werften erforderte dringend eine Vereinheitlichung. Es waren nicht nur zwischen den einzelnen Werften Unterschiede in den Gewindemaßen der gleichen Schraube, sondern es stimmten sogar die Angaben der Abteilungen derselben Werft nicht überein.

Der H N A hat sich für die vorläufige Beibehaltung des Whitworthgewindes entschieden, das noch bei allen Werften und Reedereien in Gebrauch ist; vor allem legten die Reedereien in Rücksicht auf etwaige Reparaturen im Auslande Wert auf die Beibehaltung der genannten Gewindeart. Da nun neuerdings die Physikalisch-Technische Reichsanstalt solche Gewinde eicht, so daß man einwandfreie, genaue Schneidwerkzeuge erhalten kann, ist die Beibehaltung des Whitworthgewindes wohl gerechtfertigt, da es sich im übrigen im praktischen Betriebe bewährt hat. Der einzige Mangel, daß die kleinen Schrauben zu grobes Gewinde tragen, erklärt sich durch das Bedürfnis, auch in Gußeisen gutes Gewinde einzuschneiden. Spalte 1 des Blattes G 1 (Abb. 16) enthält Angaben für das normale Whitworthgewinde bis 6" \varnothing und gibt die Abrundungen der Zollmaße auf $\frac{1}{100}$ mm genau an. Die zweite Rubrik enthält das Whitworthfeingewinde, das z. B. bei den Triebwerksteilen in Anwendung kommt. Die dritte Spalte des Blattes gibt die Maße für das übliche Gasgewinde, wobei 2 Durchmesser, 53, 80 mm und 70,00 mm neu eingefügt sind, um allzu große Sprünge auszugleichen. In der vierten Abteilung ist für die kleinen Durchmesser von 1 bis 6 mm das Löwenherzgewinde eingeschrieben, weil es noch zurzeit in der elektrischen Industrie gebräuchlich ist. Die in der Tabelle mit einer Klammer versehenen Werte sind nach Möglichkeit zu vermeiden.

Da sich die Herstellung des rechteckigen Flachgewindes auf der Drehbank recht teuer stellt und keine saubere Arbeit an den Flanken ergibt, hat der H N A an seiner Stelle sich für die Einführung des Trapezgewindes entschieden, dessen Maße sich auf Blatt G. 2 finden (Abb. 17). Das Gewinde wird ein-, zwei- und dreigängig hergestellt und ist mit genau den gleichen

H.N.A	Trapez - Grobgewinde Eingängig	Seite: G.2.											
<p>1. Die Steigung S und die Teilung t sind in achsialen Richtung, die Normalteilung T senkrecht zum Gewindengang gemessen.</p> <p>2. Bei Aufgabe sind folgende Angaben zu machen: z.B. Eingängiges Trapez-Grobgewinde 60^m Durchmesser, rechtsgängig Steigung 9^m/m</p> <p>3. Die eingeklammerten und schwachgedruckten Größen sind nicht zu verwenden.</p>													
Gewindedurchmesser								Eingängig				Schaft	
Spindel			Mutter		Gewinde- tiefe	Trag- tiefe	Mittlere ϕ	Steig- mm	Steig- winkel	Teilung		Durch- messer	Durch- messer
Äußere ϕ	Kern ϕ	Kern- Querschnitt	Bohrung	Grund ϕ						achsial	normal		
D	d	cm ²	d ₁	D ₁	g	h	D _m	S	α	t	T	a	b
10	6,5	0,33	7	10,5	1,75	1,5	8,5	3	3°25'	3	2,981	10	5
12	8,5	0,57	9	12,5	1,75	1,5	10,5	3	5°12'	3	2,988	12	8
14	9,5	0,71	10	14,5	2,25	2	12	4	8°3'	4	3,978	14	9
16	11,5	1,04	12	16,5	2,25	2	14	4	5°12'	4	3,984	16	11
18	13,5	1,43	14	18,5	2,25	2	16	4	4°33'	4	3,987	18	13
20	15,5	1,89	16	20,5	2,25	2	18	4	4°3'	4	3,990	20	15
22	16,5	2,14	17	22,5	2,75	2,5	19,5	5	4°40'	5	4,983	22	16
24	18,5	2,69	19	24,5	2,75	2,5	21,5	5	4°14'	5	4,986	24	18
26	20,5	3,30	21	26,5	2,75	2,5	23,5	5	3°52'	5	4,289	26	20
28	22,5	3,98	23	28,5	2,75	2,5	25,5	5	3°34'	5	4,990	28	22
30	23,5	4,34	24	30,5	3,25	3	27	6	4°3'	6	5,985	30	23
32	25,5	5,11	26	32,5	3,25	3	29	6	3°46'	6	5,987	32	25
(34)	27,5	5,94	28	34,5	3,25	3	31	6	3°32'	6	5,989	34	27
36	29,5	6,83	30	36,5	3,25	3	33	6	3°18'	6	5,990	36	28
(38)	30,5	7,31	31	38,5	3,75	3,5	34,5	7	3°42'	7	6,985	38	30
40	32,5	8,30	33	40,5	3,75	3,5	36,5	7	3°30'	7	6,987	40	32
(42)	34,5	9,35	35	42,5	3,75	3,5	38,5	7	3°19'	7	6,988	42	34
44	36,5	10,46	37	44,5	3,75	3,5	40,5	7	3°9'	7	6,989	44	36
(46)	37,5	11,04	38	46,5	4,25	4	42	8	3°28'	8	7,985	46	36
48	39,5	12,25	40	48,5	4,25	4	44	8	3°19'	8	7,987	48	38
(50)	41,5	13,53	42	50,5	4,25	4	46	8	3°10'	8	7,988	50	40
52	43,5	14,86	44	52,5	4,25	4	48	8	3°2'	8	7,989	52	42
55	45,5	16,26	46	55,5	4,75	4,5	50,5	9	3°15'	9	8,985	55	45
(58)	48,5	18,47	49	58,5	4,75	4,5	53,5	9	3°4'	9	8,987	58	48
60	50,5	20,03	51	60,5	4,75	4,5	55,5	9	2°57'	9	8,988	60	50
(62)	52,5	21,65	53	62,5	4,75	4,5	57,5	9	2°51'	9	8,989	62	52
65	54,5	23,33	55	65,5	5,25	5	60	10	3°2'	10	9,986	65	52
(68)	57,5	25,97	58	68,5	5,25	5	63	10	2°54'	10	9,987	68	55
70	59,5	27,81	60	70,5	5,25	5	65	10	2°48'	10	9,988	70	58
(72)	61,5	29,71	62	72,5	5,25	5	67	10	2°43'	10	9,989	72	60
75	64,5	32,67	65	75,5	5,25	5	70	10	2°38'	10	9,990	75	62
(78)	7,5	35,78	68	78,5	5,25	5	73	10	2°30'	10	9,991	78	65
80	69,5	37,94	70	80,5	5,25	5	75	10	2°28'	10	9,991	80	68
(82)	71,5	40,15	72	82,5	5,25	5	77	10	2°22'	10	9,992	82	70
85	72,5	41,28	73	85,5	6,25	6	79	12	2°46'	12	11,986	85	72

Abb. 17.

H.N.A.			Einheits-Schrauben mit Whitworth-Gewinde.										Seite: Schr. 1										
angenommen am 21. 11. 17																							
Gewöhnliche Schraube Bild 1.				Bild 3																			
Passschraube Bild 2.																							
				Größen in () nicht mehr verwenden																			
				Der Schaltdurchmesser kann für gewöhnliche Schrauben auch mit dem Maß der Spalte „d“ ausgeführt werden																			
				Schraubenlöcher für Passschrauben sind auszusken (Bild 3)																			
				Das in Spalte „l“ angegebene Minuszeichen																			
				(-) bedeutet, daß die Löcher mit Untermaß gebohrt werden, das höchstens betragen darf: bis 1 1/16" einschl. 0,5 mm, bis 2 1/16" einschl. 1 mm.																			
				Gewichte des runden Kopfes siehe „Schr. 2“.																			
				Splinte nach „St. 3“.																			
Zoll	Gewinde				Schaft ϕ		Kernspitze			Sechskant		Mutterhöhe	Kopf				Schl. Loch durchmesser (Annäh.)	Gewicht (Flüßlein) kg					
	äußerer ϕ	Kern		Gänge auf 1 Zoll	gewöhl. Sch.	P&S sch.	Länge			Schlüsselweite	ober. Eck (ann.)		Höhe	ϕ	Hallenmesser	Ab-schr.		Schl. Loch durchmesser	des Mutter	des Sechskant Kopfes	des Schaftes für 100mm Länge mit Mutter Gew. ϕ		
		mm	Durchmesser mm				Querschnitt cm ²	ϕ	mit Splint												ohne Splint	ϕ	f
d	d			a	b	c	f	g	s	e	h	i	k	r	o	i	m	a	b	ϕ			
7/16	4,76	3,41	0,091	24	4,7				9	10	5	4	9	0,5	1	-6	1	0,002	0,002	0,014	0,010		
1/4	6,35	4,72	0,175	20	6,25	8	4	3	2	12	14	6	5	11	1	2	-8	1	0,905	0,005	0,024	0,019	
5/16	7,94	6,13	0,293	18	7,85	9	6	4	2	14	16	8	6	14	1	2	-9	1	0,008	0,008	0,038	0,030	
3/8	9,52	7,49	0,441	16	9,4	11	7	4	2	17	20	9	7	16	1	2	-11	1	0,014	0,014	0,054	0,044	
1/2	12,7	9,99	0,784	12	12,6	14	9	5	3	21	24	11	9	20	1	3	-14	1	0,024	0,027	0,097	0,12	
5/8	15,87	12,92	1,31	11	15,75	18	12	6	3	27	31	14	11	25	1	3	-18	1	0,051	0,054	0,15	0,20	
3/4	19,05	15,8	1,96	10	18,9	21	15	6	3	31	36	16	13	30	1	4	-21	1	0,074	0,084	0,22	0,27	
7/8	22,22	18,61	2,72	9	22,1	25	18	8	4	35	40	19	15	34	1	4	-23	1	0,11	0,12	0,30	0,38	
1	25,4	21,33	3,57	8	25,25	28	20	8	4	40	46	21	17	38	2	5	-28	1	0,16	0,18	0,39	0,48	
1 1/8	28,57	23,93	4,50	7	28,4	32	23	10	4	45	52	24	19	42	2	6	-32	2	0,23	0,26	0,49	0,63	
1 1/4	31,75	27,10	5,77	7	31,55	35	26	10	5	49	57	26	21	46	2	6	-35	2	0,28	0,34	0,61	0,75	
1 3/8	34,92	29,50	6,84	6	34,7	38	29	10	5	54	62	29	23	50	2	7	-38	2	0,39	0,45	0,74	0,88	
1 1/2	38,1	32,68	8,39	6	37,9	42	32	10	5	58	67	31	25	55	2	7	-42	2	0,47	0,57	0,88	1,08	
1 3/4	41,27	34,77	9,50	5	41,0	45	34	12	5	63	73	34	27	60	3	8	-45	2	0,61	0,72	1,03	1,24	
1 7/8	44,45	37,94	11,31	5	44,2	48	36	12	6	67	77	36	29	65	3	9	-48	2	0,73	0,88	1,20	1,41	
2	47,62	40,40	12,82	4 1/2	47,4	52	38	12	6	72	83	39	31	68	3	9	-52	2	0,90	1,09	1,38	1,66	
2 1/8	50,8	43,57	14,91	4 1/2	50,55	55	40	12	6	76	88	41	33	72	3	10	-55	2	1,04	1,29	1,56	1,85	
2 1/4	57,15	49,02	18,87	4	56,9	62	45	16	8	85	98	46	37	82	4	11	-62	3	1,45	1,82	1,98	2,35	
2 1/2	63,5	55,37	24,08	4	63,2	68	50	16	8	94	109	51	41	92	4	13	-68	3	1,94	2,46	2,45	2,83	
2 3/4	69,85	60,56	28,80	3 1/2	69,5	75	55	16	10	103	119	56	45	100	4	14	-75	3	2,55	3,24	2,96	3,45	
3	76,20	66,91	33,16	3 1/2	76	80	60	16	10	112	129	61	49	110	6	15	80	3	3,26	4,16		3,92	
3 1/4	82,55	72,54	41,33	3 1/4	82	85	65		10	121	140	66	53	115	6	15	85	4	4,10	5,26		4,43	
3 1/2	88,9	78,89	48,88	3 1/4	88	90	70		10	130	150	71	57	125	6	18	90	4	5,04	6,53		4,96	
3 3/4	95,25	84,41	55,95	3	95	98	80		12	139	161	76	61	135	6	18	98	4	6,16	7,98		5,88	
4	101,6	90,76	64,69	3	101,5	105	85		12	148	171	81	65	145	6	20	103	4	7,39	9,64		6,75	
4 1/4	107,95	96,64	73,34	2 3/4	107,8	110	90		12	157	181	86	69	150	6	20	110	5	8,81	11,5		7,41	
4 1/2	114,3	102,99	83,30	2 3/4	114,2	115	100		12	166	192	90	73	160	8	20	115	5	10,2	13,6		8,10	
4 3/4	120,65	108,82	93,01	2 1/4	120,5	125	105		14	175	202	94	77	170	8	22	125	5	11,9	15,9		9,57	
5	127	115,17	104,2	2 1/4	126,9	130	110		14	184	212	98	81	175	8	22	130	5	13,6	18,3		10,4	
5 1/4	133,35	120,96	114,9	2 1/4	133,2	135	115		14	193	223	102	85	185	8	25	135	6	15,6	21,4		11,2	
5 1/2	139,7	127,31	127,3	2 1/4	139,6	145	125		14	202	233	106	89	195	8	25	145	6	17,6	24,5		12,9	
5 3/4	146,05	133,04	139,0	2 1/2	145,9	150	130		16	211	244	110	92	200	8	25	150	6	20,0	27,7		13,8	
6	152,4	139,39	152,6	2 1/2	152,3	155	135		16	220	254	114	95	210	8	28	155	6	22,4	31,2		14,7	

Abb. 18.

H.N.A.		Einheits-Schrauben mit Feingewinde										Seite: Schr. 2																														
angenommen am 21. 11. 17																																										
Gewinde				Schaft				Kernspitze		Sechskant		Mutterflanke			Kopf			Gewicht (Flußstahl) kg																								
äußerer Ø	Kern	Gänge		Ø	Ausbohrung			Höhe			Sechskantweite	über Eck (s. a. h.)	Kopfloche			Ø a	Gew. Ø	Ø a	Ø a	Ø a																						
genau mm	annäh. Zoll	Ø mm	Querschnitt cm	a	b	n	v	u	c	f			g	s	e						h	f	k	r	o	m	der Mutter	des Kopfes (ohne Ausbohrung)	des Schaftes L. 100mm Länge mit Gew. Ø													
d	d			a	b	n	v	u	c	f	g	s	e	h	f	k	r	o	m																							
26	1	23	4,15	11	27	23	15	20	6	20	8	4	40	46	21	17	38	2	5	1	0,15	0,14	0,45	0,37																		
29	1 1/16	25,8	5,23	10	30	25	16	22	8	23	10	4	45	52	24	19	42	2	6	2	0,22	0,19	0,55	0,46																		
32	1 1/8	28,4	6,33	9	33	28	18	25	8	26	10	5	49	57	26	21	46	2	6	2	0,28	0,26	0,67	0,56																		
35	1 1/8	30,9	7,50	8	36	30	20	28	9	29	12	5	54	62	29	23	50	2	7	2	0,38	0,33	0,79	0,67																		
39	1 1/2	34,9	9,57	8	40	34	20	30	9	32	12	5	58	67	31	25	55	2	7	2	0,45	0,44	0,98	0,84																		
42	1 1/2	37,3	10,93	7	44	36	24	32	10	35	14	5	63	73	34	27	60	3	8	2	0,58	0,56	1,19	0,97																		
45	1 3/8	40,3	12,76	7	46	40	24	35	10	38	14	6	67	77	36	29	65	3	9	2	0,69	0,70	1,30	1,12																		
48	1 7/8	43,3	14,73	7	50	42	25	38	10	40	16	6	72	83	39	31	68	3	9	2	0,87	0,82	1,53	1,28																		
51	2	46,3	16,84	7	52	45	26	40	10	42	16	6	76	88	41	33	72	3	10	2	1,00	0,97	1,66	1,45																		
54	2 1/16	48,6	18,55	6	55	48	28	42	12	45	20	8	83	98	44	35	75	3	10	3	1,44	1,13	1,85	1,61																		
58	2 1/8	52,6	21,73	6	60	52	30	45	12	48	20	8	85	98	46	37	82	4	11	3	1,38	1,43	2,21	1,87																		
61	2 1/8	55,6	24,28	6	62	55	30	48	12	52	20	8	94	109	49	39	83	4	11	3	1,90	1,61	2,36	2,08																		
64	2 1/2	58,6	26,97	6	65	58	32	50	12	55	20	8	94	109	51	41	92	4	13	3	1,87	1,97	2,59	2,30																		
67	2 1/2	61,6	29,80	6	68	60	32	52	12	58	20	8	103	119	54	43	95	4	13	3	2,50	2,21	2,83	2,53																		
70	2 3/4	64,6	32,78	6	72	62	35	55	12	62	20	10	103	119	56	45	100	6	14	3	2,46	2,57	3,18	2,77																		
74	2 7/8	68,6	36,96	6	75	68	35	58	12	65	24	10	112	129	59	47	105	6	14	3	3,16	2,98	3,45	3,11																		
77	3	71,6	40,26	6	78	70	35	60	12	68	24	10	112	129	61	49	110	6	15	3	3,11	3,39	3,73	3,38																		
83	3 1/4	76,5	45,96	5	85	75	40	65	15	72		10	121	140	66	53	115	6	15	4	4,0	4,04	4,43	3,90																		
89	3 1/2	82,5	53,46	5	90	80	40	70	15	78		10	130	150	71	57	125	6	18	4	4,91	5,05	4,96	4,50																		
96	3 3/4	89,5	62,91	5	98	88	45	75	15	85		12	139	161	76	61	135	6	18	4	5,91	6,37	5,88	5,27																		
102	4	94,8	70,58	4 1/2	105	92	50	80	18	90		12	148	171	81	65	145	6	20	4	7,13	7,77	6,75	5,93																		
108	4 1/4	109,8	79,80	4 1/2	110	100	50	85	18	95		12	157	181	86	69	150	6	20	5	8,58	8,90	7,41	6,68																		
115	4 1/2	107,8	91,27	4 1/2	120	105	58	90	18	100		12	166	192	90	73	160	8	20	5	9,91	10,8	8,82	7,60																		
121	4 3/4	112,9	100,1	4	125	110	58	95	18	105		14	175	202	94	77	170	8	22	5	11,6	12,8	9,57	8,40																		
127	5	118,9	111,0	4	130	115	60	100	18	110		14	184	212	98	81	175	8	22	5	13,3	14,3	10,4	9,26																		
134	5 1/4	125,9	124,5	4	135	120	60	105	18	120		14	193	223	102	85	185	8	25	6	15,1	16,6	11,2	10,4																		
140	5 1/2	130,7	134,2	3 1/2	145	125	70	110	20	125		14	202	233	106	89	195	8	25	6	17,3	19,5	12,9	11,2																		
147	5 3/4	137,7	146,9	3 1/2	150	135	70	115	20	130		16	211	244	110	92	200	8	25	6	19,4	21,2	13,8	12,4																		
153	6	143,7	162,2	3 1/2	155	140	70	120	20	135		16	220	254	114	95	210	8	28	6	21,9	23,9	14,7	13,5																		
166	6 1/2	156,7	192,9	3 1/2	170	150	75	130	20	145		16	238	275	122					6	27,2		17,7	16,0																		
178	7	168,7	223,4	3 1/2	180	165	75	135	20	160		18	256	296	130					6	33,6		19,8	18,4																		
191	7 1/2	181,7	239,3	3 1/2	195	175	85	145	20	175		18	274	316	138					6	40,6		23,3	21,3																		
204	8	191,7	297,7	3 1/2	210	190	90	155	20	185		18	292	337	146					6	48,6		27,0	24,3																		
217	9 1/2	206,2	333,9	3	220	200	90	165	25	200		20	310	358	154					6	57,7		29,6	27,4																		
230	9	219,2	377,4	3	235	210	100	175	25	210		20	328	379	162					6	67,7		33,8	30,9																		
d a r ü b e r																																										

Abb. 19.

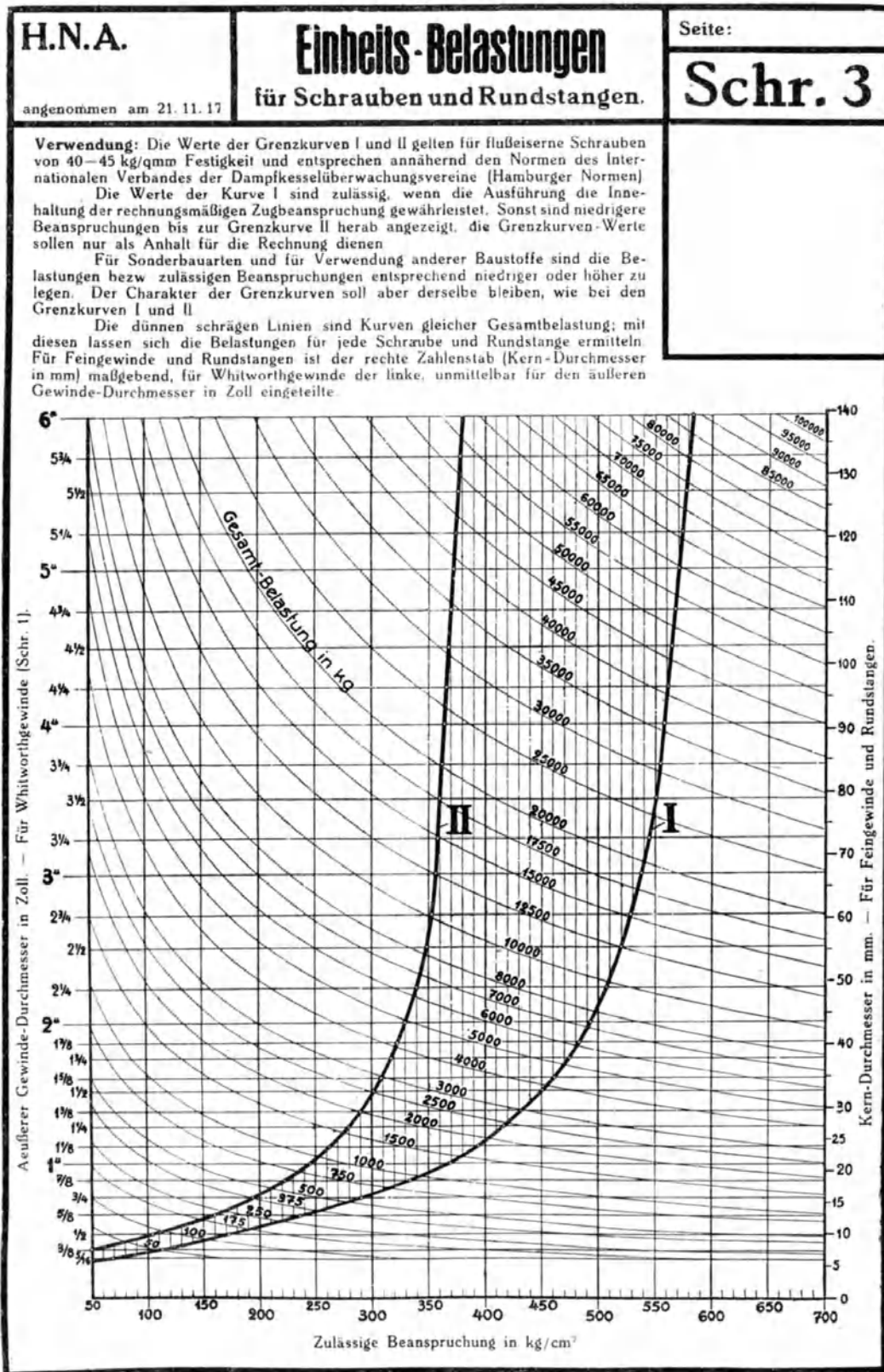


Abb. 20.

Abmessungen von dem Normenausschuß der deutschen Industrie übernommen worden.

Schrauben: Die Maße für die gewöhnlichen und für die Paßschrauben mit Whitworthgewinde sind auf dem Blatt Schr. 1 enthalten (Abb. 18). Erwähnenswert erscheint, daß für den Schaftdurchmesser der gewöhnlichen Schrauben bis $2\frac{3}{4}$ " ein etwas geringeres Maß angegeben ist, als der äußere Durchmesser des Gewindes beträgt, weil sich die äußeren Kanten bei der Herstellung mittels Gewindebacken etwas „aufschneiden“. Das in der Spalte 1 angegebene Minuszeichen (—) bedeutet, daß die Löcher für Paßbolzen mit Untermaß gebohrt und aufgerieben werden sollen. Als Abmessungen für die Mutter sind die bei der Kriegsmarine seit langem üblichen Größen angenommen worden und von uns auf die ganze deutsche Industrie übergegangen. Zwar ist die Mutter kleiner als bisher, aber eine Berechnung derselben auf Aufreißen, auf Abscheren oder Fressen des Gewindes, auf Flächenpressung des Sitzes, ergibt, daß die zulässigen Werte dabei nicht erreicht werden; sie hat auch niemals als Konstruktionselement versagt.

Die Vereinheitlichung der Muttergrößen hat es ermöglicht, auch für die Schraubenschlüssel zu einer Einigung zu kommen, die sich über ganz Deutschland erstreckt.

Schrauben mit Feingewinde sind auf Blatt Schr. 2 (Abb. 19) mit den zugehörigen Maßen enthalten. Der Unterschied zwischen Bild 1 und 2 besteht in einer verschiedenen Ausführungsart zur Erleichterung, indem auf Bild 1 die Schraube mit einer Ausbohrung, auf Bild 2 mit einer Abdrehung versehen ist. Wichtig erschien auch die genaue Ausarbeitung der Übergänge vom Schaft zum Kopf und vom Gewinde auf den vollen Durchmesser, die in Bild 3 und 4 zum Ausdruck kommen.

Das Blatt Schr. 3 (Abb. 20) ist vornehmlich für das Konstruktionsbüro entworfen. Es enthält zwei stark ausgezogene Grenzkurven (I u. II), die den zulässigen Belastungen für flußeiserne, gewöhnliche Schrauben (linke Ordinate) und für Bolzen mit Feingewinde (rechte Ordinate) entsprechen unter Annahme eines unteren und eines oberen Wertes für die Zugbeanspruchung. Die querliegenden, dünn ausgezogenen Kurven kommen bei gegebener Gesamtbelastung zur Anwendung.

Rohrverschraubungen: Als Rohrverbindungen für kleine Durchmesser sind Rohrverschraubungen — Blatt R. V. 1 (Abb. 21) zur Norm erhoben worden, die als Dichtungskörper eine Kugel in einem Konus haben,

H.N.A. angenommen am 8. 3. 1918		Einheits-Rohrverschraubungen. Lötverschraubung für HD. und ND. Betriebsdruck bis 200 kg/cm ² -> Probedruck bis 250 kg/cm ²										Seite: R.V. 1																																																																																																																																																																																																																																	
Verwendung: Für alle Leitungen. Baustoff: a) Kupferrohre: Überwurfmutter und Nippel aus Bronze, Kegel aus Kupfer oder Flanschbronze. b) Flußeisenrohre: Überwurfmutter aus Flußeisen oder Bronze, Nippel aus Flußeisen, Kegel aus Flußeisen, Flanschbronze oder Kupfer. Bearbeitung: Allseitig, soweit die Flächen nicht nach Maß gezogen oder gepreßt sind. Herstellung: Nippel und Kegel hart auflöten. Gewinde: Einheitsgasgewinde „G. 1“ Größen in () möglichst nicht verwenden. Zu diesen sind keine Ventile, Stutzen usw. vorhanden.																																																																																																																																																																																																																																													
			<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="3">Größe der Verschraubung</th> <th rowspan="3">Ganz-Länge</th> <th rowspan="3">Zwischenraum etc.</th> <th rowspan="3">Tiefe</th> <th rowspan="3">Äußerer Durchmesser des Rohres</th> <th colspan="8">a) lichter Durchmesser der Rohre</th> <th colspan="2">Gewicht einer vollständigen Verschraubung ohne Rohr aus:</th> </tr> <tr> <th colspan="4">Probedruck bis 10</th> <th colspan="4">bis 40</th> <th colspan="4">bis 150</th> <th colspan="2">bis 250 kg/cm²</th> </tr> <tr> <th>Kupfer</th> <th>Flußeisen</th> <th>Kupf.</th> <th>Flußeisen</th> <th>Kupf.</th> <th>Flußeisen</th> <th>Kupf.</th> <th>Flußeisen</th> <th>Kupf.</th> <th>Flußeisen</th> <th>Flußeisen kg</th> <th>Bronze kg</th> </tr> <tr> <th>b</th> <th>L</th> <th>z</th> <th>t</th> <th>h</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> <th>H.N.A.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>(5)</td><td>30,5</td><td>3</td><td>10</td><td>5</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>0,052</td><td>0,058</td></tr> <tr><td>7</td><td>33</td><td>3</td><td>10</td><td>7</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>4</td><td>0,085</td><td>0,094</td></tr> <tr><td>(9)</td><td>35,5</td><td>3,5</td><td>10</td><td>9</td><td>6</td><td>6</td><td>6</td><td>6</td><td>6</td><td>6</td><td>6</td><td>6</td><td>6</td><td>5</td><td>0,087</td><td>0,093</td></tr> <tr><td>11</td><td>37,5</td><td>3,5</td><td>10</td><td>11</td><td>8</td><td>8</td><td>8</td><td>8</td><td>8</td><td>8</td><td>8</td><td>8</td><td>7</td><td>7</td><td>0,12</td><td>0,13</td></tr> <tr><td>(14)</td><td>41,5</td><td>4,5</td><td>10,3</td><td>14</td><td>10</td><td>10</td><td>10</td><td>10</td><td>10</td><td>10</td><td>10</td><td>10</td><td>9</td><td>9</td><td>0,19</td><td>0,21</td></tr> <tr><td>16</td><td>45</td><td>5</td><td>13</td><td>16</td><td>12</td><td>11</td><td>12</td><td>11</td><td>12</td><td>11</td><td>12</td><td>11</td><td>10</td><td>11</td><td>0,25</td><td>0,27</td></tr> <tr><td>20</td><td>49,5</td><td>5,5</td><td>15</td><td>20</td><td>16</td><td>15</td><td>16</td><td>15</td><td>16</td><td>15</td><td>16</td><td>15</td><td>13</td><td>14</td><td>0,33</td><td>0,37</td></tr> <tr><td>25</td><td>54,5</td><td>5,5</td><td>16</td><td>25</td><td>21</td><td>20</td><td>20</td><td>20</td><td>19</td><td>20</td><td>19</td><td>19</td><td>16</td><td>17</td><td>0,42</td><td>0,46</td></tr> <tr><td>30</td><td>60,5</td><td>6,5</td><td>17</td><td>30</td><td>26</td><td>25</td><td>25</td><td>25</td><td>23</td><td>24</td><td>20</td><td>21</td><td>20</td><td>21</td><td>0,61</td><td>0,67</td></tr> <tr><td>35</td><td>66</td><td>7</td><td>17</td><td>35</td><td>31</td><td>30</td><td>30</td><td>30</td><td>26</td><td>28</td><td>23</td><td>24</td><td>24</td><td>24</td><td>0,79</td><td>0,86</td></tr> </tbody> </table>										Größe der Verschraubung	Ganz-Länge	Zwischenraum etc.	Tiefe	Äußerer Durchmesser des Rohres	a) lichter Durchmesser der Rohre								Gewicht einer vollständigen Verschraubung ohne Rohr aus:		Probedruck bis 10				bis 40				bis 150				bis 250 kg/cm ²		Kupfer	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Flußeisen kg	Bronze kg	b	L	z	t	h	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	(5)	30,5	3	10	5	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	0,052	0,058	7	33	3	10	7	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	0,085	0,094	(9)	35,5	3,5	10	9	6	6	6	6	6	6	6	6	6	5	0,087	0,093	11	37,5	3,5	10	11	8	8	8	8	8	8	8	8	7	7	0,12	0,13	(14)	41,5	4,5	10,3	14	10	10	10	10	10	10	10	10	9	9	0,19	0,21	16	45	5	13	16	12	11	12	11	12	11	12	11	10	11	0,25	0,27	20	49,5	5,5	15	20	16	15	16	15	16	15	16	15	13	14	0,33	0,37	25	54,5	5,5	16	25	21	20	20	20	19	20	19	19	16	17	0,42	0,46	30	60,5	6,5	17	30	26	25	25	25	23	24	20	21	20	21	0,61	0,67	35	66	7	17	35	31	30	30	30	26	28	23	24	24	24	0,79	0,86
Größe der Verschraubung	Ganz-Länge	Zwischenraum etc.	Tiefe	Äußerer Durchmesser des Rohres	a) lichter Durchmesser der Rohre													Gewicht einer vollständigen Verschraubung ohne Rohr aus:																																																																																																																																																																																																																											
					Probedruck bis 10				bis 40									bis 150				bis 250 kg/cm ²																																																																																																																																																																																																																							
					Kupfer	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Kupf.	Flußeisen	Flußeisen kg	Bronze kg																																																																																																																																																																																																																													
b	L	z	t	h	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.	H.N.A.																																																																																																																																																																																																																																
(5)	30,5	3	10	5	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	0,052	0,058																																																																																																																																																																																																																													
7	33	3	10	7	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	0,085	0,094																																																																																																																																																																																																																													
(9)	35,5	3,5	10	9	6	6	6	6	6	6	6	6	6	5	0,087	0,093																																																																																																																																																																																																																													
11	37,5	3,5	10	11	8	8	8	8	8	8	8	8	7	7	0,12	0,13																																																																																																																																																																																																																													
(14)	41,5	4,5	10,3	14	10	10	10	10	10	10	10	10	9	9	0,19	0,21																																																																																																																																																																																																																													
16	45	5	13	16	12	11	12	11	12	11	12	11	10	11	0,25	0,27																																																																																																																																																																																																																													
20	49,5	5,5	15	20	16	15	16	15	16	15	16	15	13	14	0,33	0,37																																																																																																																																																																																																																													
25	54,5	5,5	16	25	21	20	20	20	19	20	19	19	16	17	0,42	0,46																																																																																																																																																																																																																													
30	60,5	6,5	17	30	26	25	25	25	23	24	20	21	20	21	0,61	0,67																																																																																																																																																																																																																													
35	66	7	17	35	31	30	30	30	26	28	23	24	24	24	0,79	0,86																																																																																																																																																																																																																													
			<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Größe der Verschraubung</th> <th colspan="3">Gasgewinde</th> <th rowspan="2">Absatz</th> <th colspan="2">Sechskant</th> <th rowspan="2">Ansatz</th> <th rowspan="2">Ganze Länge</th> <th rowspan="2">Aus-senkung</th> <th rowspan="2">Erweiterg.</th> <th rowspan="2">Kegelø</th> <th colspan="2">Gewicht</th> </tr> <tr> <th>äußerer ø</th> <th>Kern-ø</th> <th>Länge</th> <th>S.W.</th> <th>Höhe</th> <th>Flußeisen kg</th> <th>Bronze kg</th> </tr> <tr> <th>b</th> <th>c</th> <th>d</th> <th>f</th> <th>g</th> <th>s</th> <th>h</th> <th>i</th> <th>k</th> <th>l</th> <th>m</th> <th>n</th> <th>o</th> <th>kg</th> <th>kg</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>(5)</td><td>16,67</td><td>14,96</td><td>8</td><td>3</td><td>14</td><td>9</td><td>2</td><td>10</td><td>22</td><td>7</td><td>4</td><td>13</td><td>0,021</td><td>0,023</td></tr> <tr><td>7</td><td>20,97</td><td>18,65</td><td>10</td><td>3</td><td>14</td><td>9</td><td>2</td><td>12</td><td>24</td><td>9</td><td>4</td><td>15</td><td>0,031</td><td>0,034</td></tr> <tr><td>(9)</td><td>20,97</td><td>18,65</td><td>10</td><td>3</td><td>17</td><td>10</td><td>3</td><td>14</td><td>26</td><td>11</td><td>5</td><td>17</td><td>0,032</td><td>0,035</td></tr> <tr><td>11</td><td>22,92</td><td>20,59</td><td>10</td><td>3</td><td>17</td><td>10</td><td>3</td><td>16</td><td>26</td><td>13</td><td>5</td><td>19</td><td>0,033</td><td>0,036</td></tr> <tr><td>(14)</td><td>26,44</td><td>24,12</td><td>11</td><td>3</td><td>27</td><td>12</td><td>3</td><td>20</td><td>29</td><td>16</td><td>6</td><td>22</td><td>0,075</td><td>0,083</td></tr> <tr><td>16</td><td>30,20</td><td>27,88</td><td>12</td><td>3</td><td>27</td><td>12</td><td>4</td><td>22</td><td>31</td><td>18</td><td>6</td><td>26</td><td>0,082</td><td>0,090</td></tr> <tr><td>20</td><td>37,90</td><td>34,94</td><td>14</td><td>4</td><td>31</td><td>13</td><td>4</td><td>27</td><td>35</td><td>23</td><td>6</td><td>32</td><td>0,12</td><td>0,14</td></tr> <tr><td>25</td><td>41,91</td><td>38,95</td><td>15</td><td>4</td><td>35</td><td>14</td><td>5</td><td>32</td><td>38</td><td>28</td><td>6</td><td>37</td><td>0,15</td><td>0,16</td></tr> <tr><td>30</td><td>47,82</td><td>44,86</td><td>17</td><td>4</td><td>40</td><td>15</td><td>6</td><td>38</td><td>42</td><td>33</td><td>6</td><td>43</td><td>0,20</td><td>0,22</td></tr> <tr><td>35</td><td>53,80</td><td>50,84</td><td>19</td><td>5</td><td>49</td><td>17</td><td>6</td><td>44</td><td>47</td><td>38</td><td>6</td><td>48</td><td>0,32</td><td>0,35</td></tr> </tbody> </table>										Größe der Verschraubung	Gasgewinde			Absatz	Sechskant		Ansatz	Ganze Länge	Aus-senkung	Erweiterg.	Kegelø	Gewicht		äußerer ø	Kern-ø	Länge	S.W.	Höhe	Flußeisen kg	Bronze kg	b	c	d	f	g	s	h	i	k	l	m	n	o	kg	kg	(5)	16,67	14,96	8	3	14	9	2	10	22	7	4	13	0,021	0,023	7	20,97	18,65	10	3	14	9	2	12	24	9	4	15	0,031	0,034	(9)	20,97	18,65	10	3	17	10	3	14	26	11	5	17	0,032	0,035	11	22,92	20,59	10	3	17	10	3	16	26	13	5	19	0,033	0,036	(14)	26,44	24,12	11	3	27	12	3	20	29	16	6	22	0,075	0,083	16	30,20	27,88	12	3	27	12	4	22	31	18	6	26	0,082	0,090	20	37,90	34,94	14	4	31	13	4	27	35	23	6	32	0,12	0,14	25	41,91	38,95	15	4	35	14	5	32	38	28	6	37	0,15	0,16	30	47,82	44,86	17	4	40	15	6	38	42	33	6	43	0,20	0,22	35	53,80	50,84	19	5	49	17	6	44	47	38	6	48	0,32	0,35																																							
Größe der Verschraubung	Gasgewinde			Absatz	Sechskant		Ansatz	Ganze Länge	Aus-senkung	Erweiterg.	Kegelø	Gewicht																																																																																																																																																																																																																																	
	äußerer ø	Kern-ø	Länge		S.W.	Höhe						Flußeisen kg	Bronze kg																																																																																																																																																																																																																																
b	c	d	f	g	s	h	i	k	l	m	n	o	kg	kg																																																																																																																																																																																																																															
(5)	16,67	14,96	8	3	14	9	2	10	22	7	4	13	0,021	0,023																																																																																																																																																																																																																															
7	20,97	18,65	10	3	14	9	2	12	24	9	4	15	0,031	0,034																																																																																																																																																																																																																															
(9)	20,97	18,65	10	3	17	10	3	14	26	11	5	17	0,032	0,035																																																																																																																																																																																																																															
11	22,92	20,59	10	3	17	10	3	16	26	13	5	19	0,033	0,036																																																																																																																																																																																																																															
(14)	26,44	24,12	11	3	27	12	3	20	29	16	6	22	0,075	0,083																																																																																																																																																																																																																															
16	30,20	27,88	12	3	27	12	4	22	31	18	6	26	0,082	0,090																																																																																																																																																																																																																															
20	37,90	34,94	14	4	31	13	4	27	35	23	6	32	0,12	0,14																																																																																																																																																																																																																															
25	41,91	38,95	15	4	35	14	5	32	38	28	6	37	0,15	0,16																																																																																																																																																																																																																															
30	47,82	44,86	17	4	40	15	6	38	42	33	6	43	0,20	0,22																																																																																																																																																																																																																															
35	53,80	50,84	19	5	49	17	6	44	47	38	6	48	0,32	0,35																																																																																																																																																																																																																															
			<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Größe der Verschraubung</th> <th rowspan="2">Durchmesser</th> <th colspan="7">Länge</th> <th rowspan="2">Aus-senkung</th> <th rowspan="2">Erweiterg.</th> <th rowspan="2">Halbmesser</th> <th colspan="3">Gewicht</th> </tr> <tr> <th>R₁</th> <th>h₁</th> <th>i₁</th> <th>k₁</th> <th>l₁</th> <th>m</th> <th>n</th> <th>r</th> <th>Flußeisen kg</th> <th>Bronze kg</th> <th>Kupfer kg</th> </tr> <tr> <th>b</th> <th>c₁</th> <th>d₁</th> <th>R₁</th> <th>h₁</th> <th>i₁</th> <th>k₁</th> <th>l₁</th> <th>m</th> <th>n</th> <th>r</th> <th>kg</th> <th>kg</th> <th>kg</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>(5)</td><td>8</td><td>13</td><td>3</td><td>8</td><td>2</td><td>5</td><td>15</td><td>7</td><td>4</td><td>5,5</td><td>0,008</td><td>0,009</td><td>0,009</td></tr> <tr><td>7</td><td>10</td><td>15</td><td>4</td><td>9</td><td>2</td><td>6</td><td>17</td><td>9</td><td>4</td><td>6,5</td><td>0,010</td><td>0,011</td><td>0,012</td></tr> <tr><td>(9)</td><td>12</td><td>17</td><td>4</td><td>9</td><td>2</td><td>6</td><td>17</td><td>11</td><td>5</td><td>7,5</td><td>0,012</td><td>0,013</td><td>0,014</td></tr> <tr><td>11</td><td>14</td><td>19</td><td>4</td><td>9</td><td>3</td><td>7</td><td>19</td><td>13</td><td>5</td><td>8,5</td><td>0,016</td><td>0,018</td><td>0,019</td></tr> <tr><td>(14)</td><td>17</td><td>22</td><td>5</td><td>11</td><td>3</td><td>7</td><td>21</td><td>16</td><td>6</td><td>10</td><td>0,022</td><td>0,024</td><td>0,025</td></tr> <tr><td>16</td><td>20</td><td>26</td><td>6</td><td>12</td><td>3</td><td>8</td><td>23</td><td>18</td><td>6</td><td>12</td><td>0,037</td><td>0,041</td><td>0,043</td></tr> <tr><td>20</td><td>25</td><td>32</td><td>8</td><td>14</td><td>3</td><td>8</td><td>25</td><td>23</td><td>6</td><td>15</td><td>0,061</td><td>0,067</td><td>0,070</td></tr> <tr><td>25</td><td>30</td><td>37</td><td>9</td><td>15</td><td>4</td><td>9</td><td>28</td><td>28</td><td>6</td><td>17,5</td><td>0,079</td><td>0,087</td><td>0,091</td></tr> <tr><td>30</td><td>35</td><td>43</td><td>10</td><td>16</td><td>4</td><td>10</td><td>30</td><td>33</td><td>6</td><td>20,5</td><td>0,11</td><td>0,12</td><td>0,13</td></tr> <tr><td>35</td><td>40</td><td>48</td><td>11</td><td>17</td><td>4</td><td>11</td><td>32</td><td>38</td><td>6</td><td>23</td><td>0,13</td><td>0,14</td><td>0,15</td></tr> </tbody> </table>										Größe der Verschraubung	Durchmesser	Länge							Aus-senkung	Erweiterg.	Halbmesser	Gewicht			R ₁	h ₁	i ₁	k ₁	l ₁	m	n	r	Flußeisen kg	Bronze kg	Kupfer kg	b	c ₁	d ₁	R ₁	h ₁	i ₁	k ₁	l ₁	m	n	r	kg	kg	kg	(5)	8	13	3	8	2	5	15	7	4	5,5	0,008	0,009	0,009	7	10	15	4	9	2	6	17	9	4	6,5	0,010	0,011	0,012	(9)	12	17	4	9	2	6	17	11	5	7,5	0,012	0,013	0,014	11	14	19	4	9	3	7	19	13	5	8,5	0,016	0,018	0,019	(14)	17	22	5	11	3	7	21	16	6	10	0,022	0,024	0,025	16	20	26	6	12	3	8	23	18	6	12	0,037	0,041	0,043	20	25	32	8	14	3	8	25	23	6	15	0,061	0,067	0,070	25	30	37	9	15	4	9	28	28	6	17,5	0,079	0,087	0,091	30	35	43	10	16	4	10	30	33	6	20,5	0,11	0,12	0,13	35	40	48	11	17	4	11	32	38	6	23	0,13	0,14	0,15																																													
Größe der Verschraubung	Durchmesser	Länge							Aus-senkung	Erweiterg.	Halbmesser	Gewicht																																																																																																																																																																																																																																	
		R ₁	h ₁	i ₁	k ₁	l ₁	m	n				r	Flußeisen kg	Bronze kg	Kupfer kg																																																																																																																																																																																																																														
b	c ₁	d ₁	R ₁	h ₁	i ₁	k ₁	l ₁	m	n	r	kg	kg	kg																																																																																																																																																																																																																																
(5)	8	13	3	8	2	5	15	7	4	5,5	0,008	0,009	0,009																																																																																																																																																																																																																																
7	10	15	4	9	2	6	17	9	4	6,5	0,010	0,011	0,012																																																																																																																																																																																																																																
(9)	12	17	4	9	2	6	17	11	5	7,5	0,012	0,013	0,014																																																																																																																																																																																																																																
11	14	19	4	9	3	7	19	13	5	8,5	0,016	0,018	0,019																																																																																																																																																																																																																																
(14)	17	22	5	11	3	7	21	16	6	10	0,022	0,024	0,025																																																																																																																																																																																																																																
16	20	26	6	12	3	8	23	18	6	12	0,037	0,041	0,043																																																																																																																																																																																																																																
20	25	32	8	14	3	8	25	23	6	15	0,061	0,067	0,070																																																																																																																																																																																																																																
25	30	37	9	15	4	9	28	28	6	17,5	0,079	0,087	0,091																																																																																																																																																																																																																																
30	35	43	10	16	4	10	30	33	6	20,5	0,11	0,12	0,13																																																																																																																																																																																																																																
35	40	48	11	17	4	11	32	38	6	23	0,13	0,14	0,15																																																																																																																																																																																																																																
			<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Größe der Verschraubung</th> <th colspan="3">Gasgewinde</th> <th rowspan="2">Tiefe</th> <th rowspan="2">Länge</th> <th colspan="2">Sechskant</th> <th rowspan="2">Bodenstärke</th> <th rowspan="2">Ganze Länge</th> <th rowspan="2">Lochø</th> <th colspan="2">Gewicht</th> </tr> <tr> <th>äußerer ø</th> <th>Kern-ø</th> <th>Länge</th> <th>S.W.</th> <th>Höhe</th> <th>Flußeisen kg</th> <th>Bronze kg</th> </tr> <tr> <th>h</th> <th>c</th> <th>d</th> <th>f₁</th> <th>g₂</th> <th>s₁</th> <th>h₂</th> <th>i₂</th> <th>k₂</th> <th>l₂</th> <th>u</th> <th>kg</th> <th>kg</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>(5)</td><td>16,67</td><td>14,96</td><td>11,5</td><td>4</td><td>21</td><td>11</td><td>3,5</td><td>20</td><td>15</td><td>9</td><td>0,023</td><td>0,025</td></tr> <tr><td>7</td><td>20,97</td><td>18,65</td><td>13</td><td>5</td><td>27</td><td>12</td><td>4</td><td>26</td><td>17</td><td>11</td><td>0,044</td><td>0,049</td></tr> <tr><td>(9)</td><td>20,97</td><td>18,65</td><td>13</td><td>5</td><td>27</td><td>12</td><td>4</td><td>26</td><td>17</td><td>13</td><td>0,043</td><td>0,047</td></tr> <tr><td>11</td><td>22,92</td><td>20,59</td><td>15</td><td>7</td><td>31</td><td>13</td><td>5</td><td>30</td><td>20</td><td>15</td><td>0,071</td><td>0,078</td></tr> <tr><td>(14)</td><td>26,44</td><td>24,12</td><td>17</td><td>8</td><td>35</td><td>14</td><td>5</td><td>34</td><td>22</td><td>18</td><td>0,094</td><td>0,10</td></tr> <tr><td>16</td><td>30,20</td><td>27,88</td><td>18</td><td>9</td><td>40</td><td>15</td><td>6</td><td>38</td><td>24</td><td>21</td><td>0,13</td><td>0,14</td></tr> <tr><td>20</td><td>37,90</td><td>34,94</td><td>20</td><td>10</td><td>45</td><td>16</td><td>6</td><td>44</td><td>26</td><td>26</td><td>0,15</td><td>0,16</td></tr> <tr><td>25</td><td>41,91</td><td>38,95</td><td>22</td><td>12</td><td>49</td><td>17</td><td>7</td><td>48</td><td>29</td><td>31</td><td>0,19</td><td>0,21</td></tr> <tr><td>30</td><td>47,82</td><td>44,86</td><td>25</td><td>14</td><td>58</td><td>19</td><td>8</td><td>56</td><td>33</td><td>36</td><td>0,30</td><td>0,33</td></tr> <tr><td>35</td><td>53,80</td><td>50,84</td><td>27</td><td>15</td><td>63</td><td>20</td><td>8</td><td>62</td><td>35</td><td>41</td><td>0,34</td><td>0,37</td></tr> </tbody> </table>										Größe der Verschraubung	Gasgewinde			Tiefe	Länge	Sechskant		Bodenstärke	Ganze Länge	Lochø	Gewicht		äußerer ø	Kern-ø	Länge	S.W.	Höhe	Flußeisen kg	Bronze kg	h	c	d	f ₁	g ₂	s ₁	h ₂	i ₂	k ₂	l ₂	u	kg	kg	(5)	16,67	14,96	11,5	4	21	11	3,5	20	15	9	0,023	0,025	7	20,97	18,65	13	5	27	12	4	26	17	11	0,044	0,049	(9)	20,97	18,65	13	5	27	12	4	26	17	13	0,043	0,047	11	22,92	20,59	15	7	31	13	5	30	20	15	0,071	0,078	(14)	26,44	24,12	17	8	35	14	5	34	22	18	0,094	0,10	16	30,20	27,88	18	9	40	15	6	38	24	21	0,13	0,14	20	37,90	34,94	20	10	45	16	6	44	26	26	0,15	0,16	25	41,91	38,95	22	12	49	17	7	48	29	31	0,19	0,21	30	47,82	44,86	25	14	58	19	8	56	33	36	0,30	0,33	35	53,80	50,84	27	15	63	20	8	62	35	41	0,34	0,37																																																														
Größe der Verschraubung	Gasgewinde			Tiefe	Länge	Sechskant		Bodenstärke	Ganze Länge	Lochø	Gewicht																																																																																																																																																																																																																																		
	äußerer ø	Kern-ø	Länge			S.W.	Höhe				Flußeisen kg	Bronze kg																																																																																																																																																																																																																																	
h	c	d	f ₁	g ₂	s ₁	h ₂	i ₂	k ₂	l ₂	u	kg	kg																																																																																																																																																																																																																																	
(5)	16,67	14,96	11,5	4	21	11	3,5	20	15	9	0,023	0,025																																																																																																																																																																																																																																	
7	20,97	18,65	13	5	27	12	4	26	17	11	0,044	0,049																																																																																																																																																																																																																																	
(9)	20,97	18,65	13	5	27	12	4	26	17	13	0,043	0,047																																																																																																																																																																																																																																	
11	22,92	20,59	15	7	31	13	5	30	20	15	0,071	0,078																																																																																																																																																																																																																																	
(14)	26,44	24,12	17	8	35	14	5	34	22	18	0,094	0,10																																																																																																																																																																																																																																	
16	30,20	27,88	18	9	40	15	6	38	24	21	0,13	0,14																																																																																																																																																																																																																																	
20	37,90	34,94	20	10	45	16	6	44	26	26	0,15	0,16																																																																																																																																																																																																																																	
25	41,91	38,95	22	12	49	17	7	48	29	31	0,19	0,21																																																																																																																																																																																																																																	
30	47,82	44,86	25	14	58	19	8	56	33	36	0,30	0,33																																																																																																																																																																																																																																	
35	53,80	50,84	27	15	63	20	8	62	35	41	0,34	0,37																																																																																																																																																																																																																																	

Abb. 21.

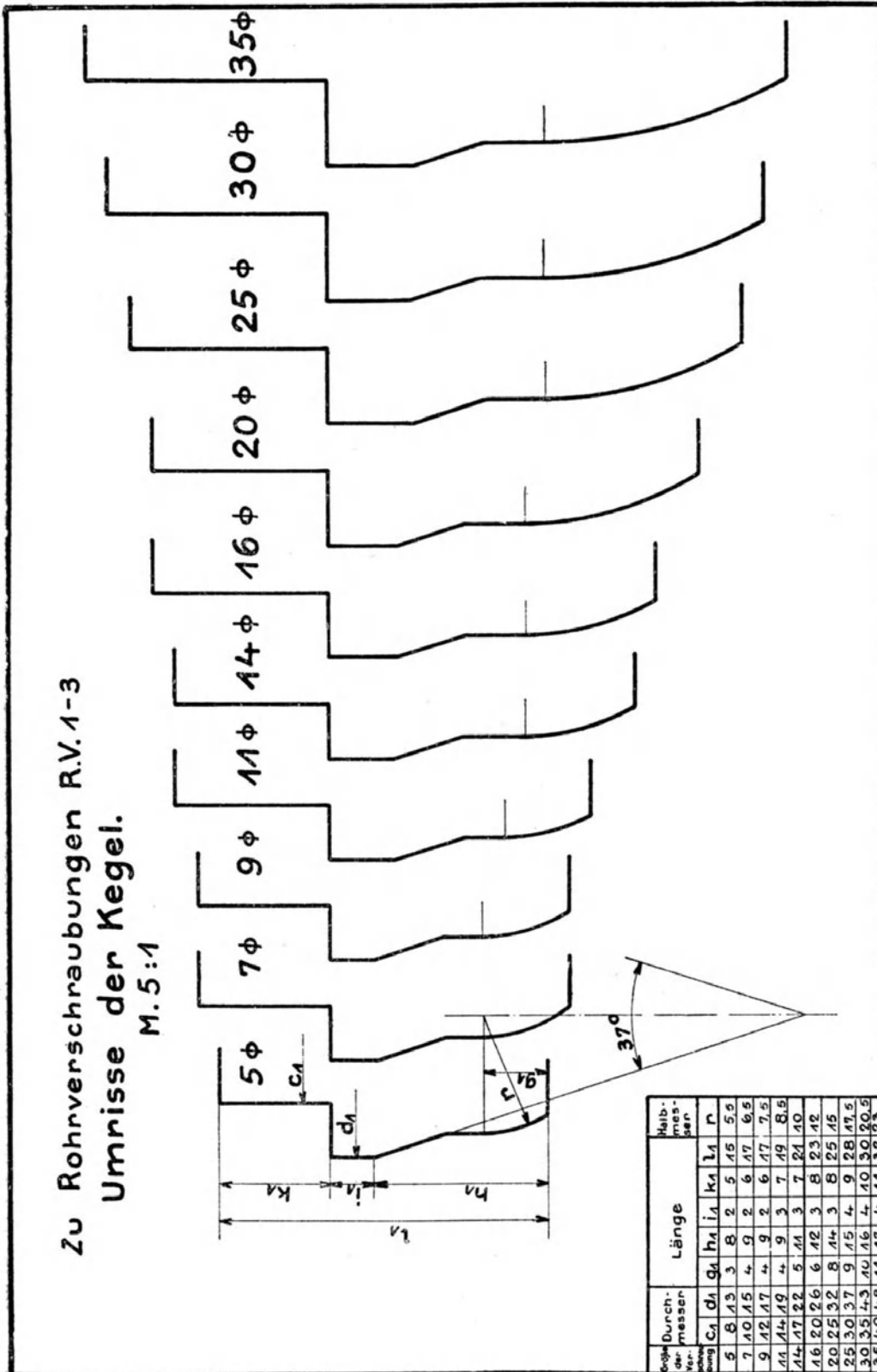


Abb. 22.

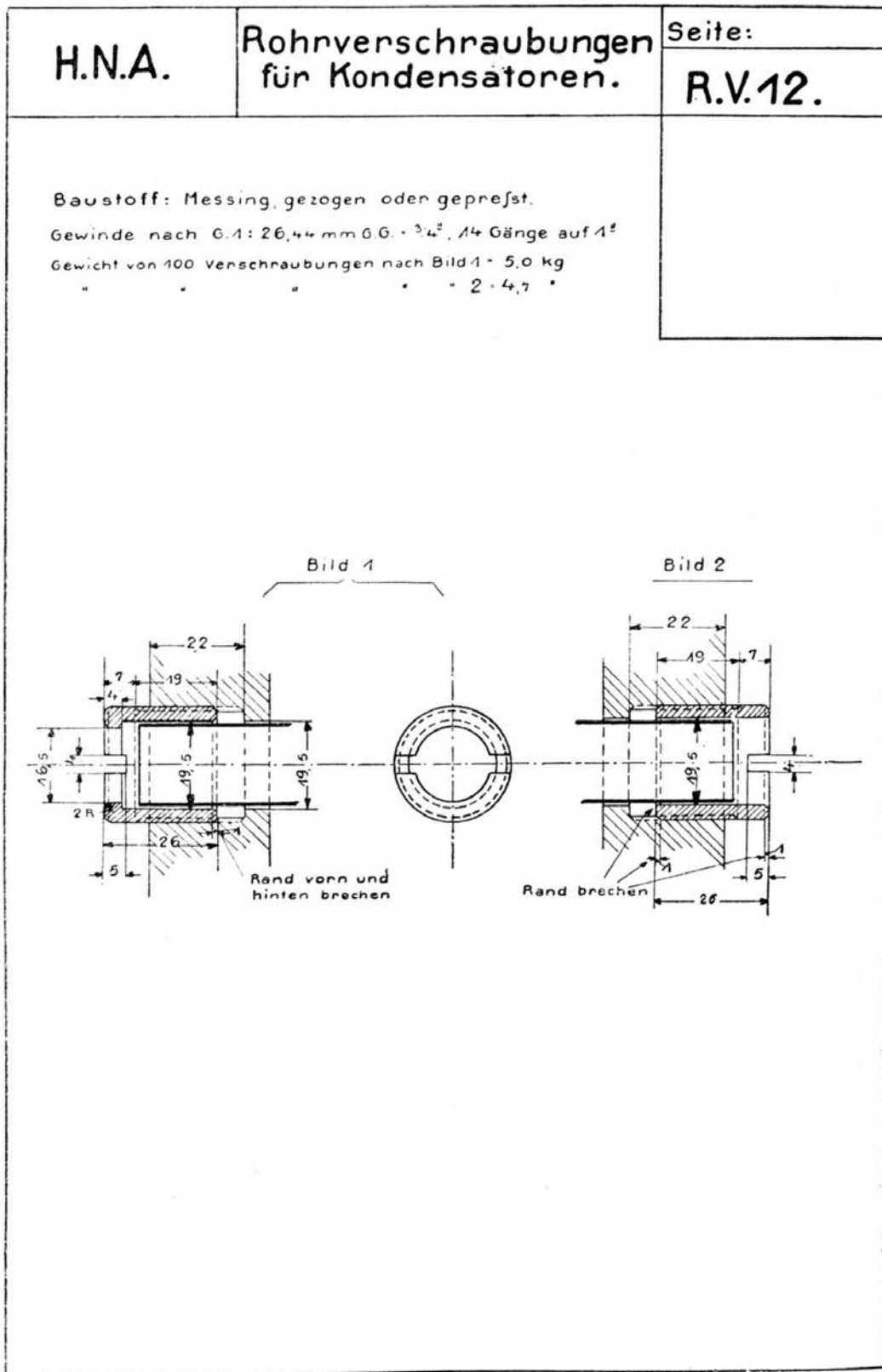


Abb. 23.


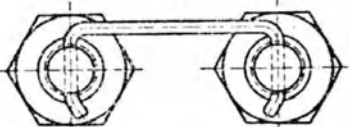
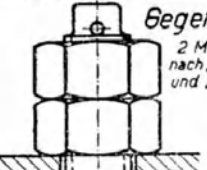
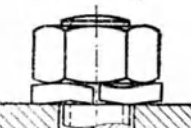
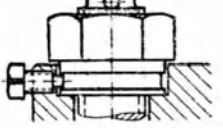
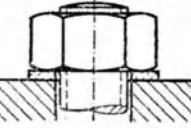
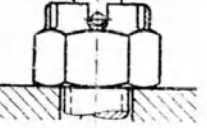
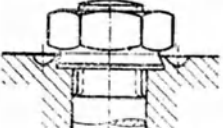
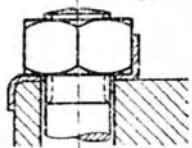
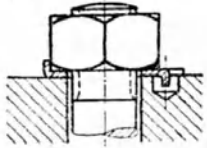
H.N.A. angenommen am 8. 3. 1918.		Einheits-Muttersicherungen		Seite: Si. 1	
<p>Bemerkung: Die in der vorletzten Spalte unter „Blatt“ eingetragene Bezeichnung gibt das Blatt an, auf dem die Einzelabmessungen für die betreffende Sicherung zu finden sind.</p>					
Art der Sicherung	Bild		Verwendungsbeispiele	Blatt	Seite
Abfall-sicherungen	<p><i>Splint</i>  <i>Draht</i> </p>		Verhinderung des Abfallens von Muttern.	Si. 3	
	Feststell-vorrichtungen	<p><i>Gegenmutter</i> 2 Muttern nach „Schr. 1“ und „Schr. 2“  <i>Federring</i> </p>		<p>Gegenmutter: Stopfbucenschrauben, Schieber- u. Steuerstäbe v. Hilfsmaschinen, Spindelmutter an Drucklagern. Federring: Spindelmutter an Handrädern und Kurbeln.</p>	—
Drehsicherungen für: nachstellbare Muttern nicht nachstellbare Muttern		<p><i>Penn'sche Mutter</i>  <i>Kupferscheibe</i> </p>		<p>Penn'sche Mutter: Pleuelstangenbolzen. Kupferscheibe: Kolbendeckel.</p>	Si. 7
	<p><i>Kronenmutter</i> </p>		Bewegte Maschinenteile.	Si. 4	•
	<p><i>Stemmsicherung</i> </p>		Turbinen-Innenteile.	Si. 5	
	<p><i>Umschlagbleche</i>  </p>		Ventile.	Si. 6	

Abb. 24.



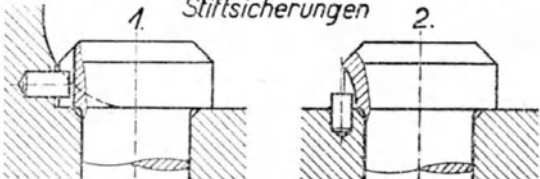


H.N.A. angenommen am 8. 3. 1918.		Einheits- Bolzen- und Kopfschraubensicherungen.		Seite: Si. 2	
Art der Sicherung	Bild	Verwendungsbeispiele	Blatt	Seite	
Abfallsicherung	<i>Drahtsicherung</i> 	Verhinderung des Abfallens von Bolzen.	Si. 3		
	<i>Stemmsicherung</i> <i>Schlitzschrauben-Sicherung</i> 	Turbinen-Innenteile. Stemmsicherung. Schlitzschraubensicherung.	Si. 5	—	
Drehsicherungen	<i>1. Stiftsicherungen</i> <i>2.</i> 	Lager und Gestänge.	Si. 10		
	<i>Umschlagbleche</i> 	Ventile.	Si. 6		
	<i>Kegel-Bund</i> <i>Zylindrischer Bund</i> 	Schraubenflügelstifte, Kolben.	Si. 10		

Abb. 25.

wie es bereits bei einigen Werften mit Erfolg der Gebrauch war. Die Verwendung zweier Kegeldichtungsflächen ist verlassen worden, weil sich die gewählte Ausführungsform bei wiederholter Anwendung als überlegen erwies. Die dahingehenden Versuche der Weserwerft haben sowohl das vorzügliche Dichthalten der Verschraubungen bei Drücken bis zu 200 Atm., als auch die reichliche Stärke der Abmessungen gegenüber absichtlicher Zerstörung nachgewiesen. Die Umrisse der Konen sind in Abb. 22 in vergrößertem Maßstabe herausgezeichnet.

Auch für die Kondensatorrohr-Verschraubungen ist eine Einigung erfolgt, die auf Blatt R. V. 12 dargestellt ist (Abb. 23). Sie haben alle nur noch einen einzigen Durchmesser, einen Querschlitz und normales $\frac{3}{4}$ "-Gasgewinde an Stelle der bisherigen, sehr verschiedenen Ausführungsformen. Die Wassereintrittsseite im Kondensator erhält glatte Verschraubungen, die Wasseraustrittsseite solche mit einem inneren Bund. Es ist nunmehr möglich, diese Verschraubungen, deren Verbrauch jährlich in die Tausende geht, mittels Automaten auf Vorrat anzufertigen, und die Reedereien haben nur noch eine einzige Sorte Verschraubungen auf Lager zu halten.

Sicherungen: Die verschiedenen in Gebrauch befindlichen Sicherungen der Schraubenmutter sind auf dem Blatt Si. 1 (Abb. 24) übersichtlich aufgeführt, während die Sicherungen für die Bolzen und Schraubenköpfe den Inhalt des Blattes Si. 2 bilden (Abb. 25). Es sollen nur die auf den Blättern gezeichneten Sicherungen verwandt werden, und für jede der dargestellten Arten ist ein Sonderblatt verfaßt worden, das die genauen Abmessungen für alle Schraubengrößen enthält. Als Beispiel sind die Blätter Si 5, Si 7 und Si 10 beigegeben. Si 5 zeigt die im Turbinenbau üblichen Stemmsicherungen, die Mutter und Bolzen gegen Drehen und Abfallen unbedingt sichern sollen (Abb. 26).

Si 7 bringt die Abmessungen für die Pennschen Mutter, die an den Triebwerksteilen der Schiffsmaschinen ausgedehnte Verwendung finden. Die früher manchmal übliche Ausführungsform mit einem losen Sicherungsring ist nicht zugelassen, sondern die Mutter hat einen festen, ringförmigen Ansatz zur Eindrehung der Sicherungsnut erhalten. Die Gesamthöhe ist dadurch größer als die einer gewöhnlichen Mutter geworden, was im Hinblick auf das häufige Nachstellen als ein großer Vorzug angesprochen wird. Die kleinen Sicherungsschrauben sind wegen der Gefahr des Abwürgens kräftiger gehalten als bisher (Abb. 27).

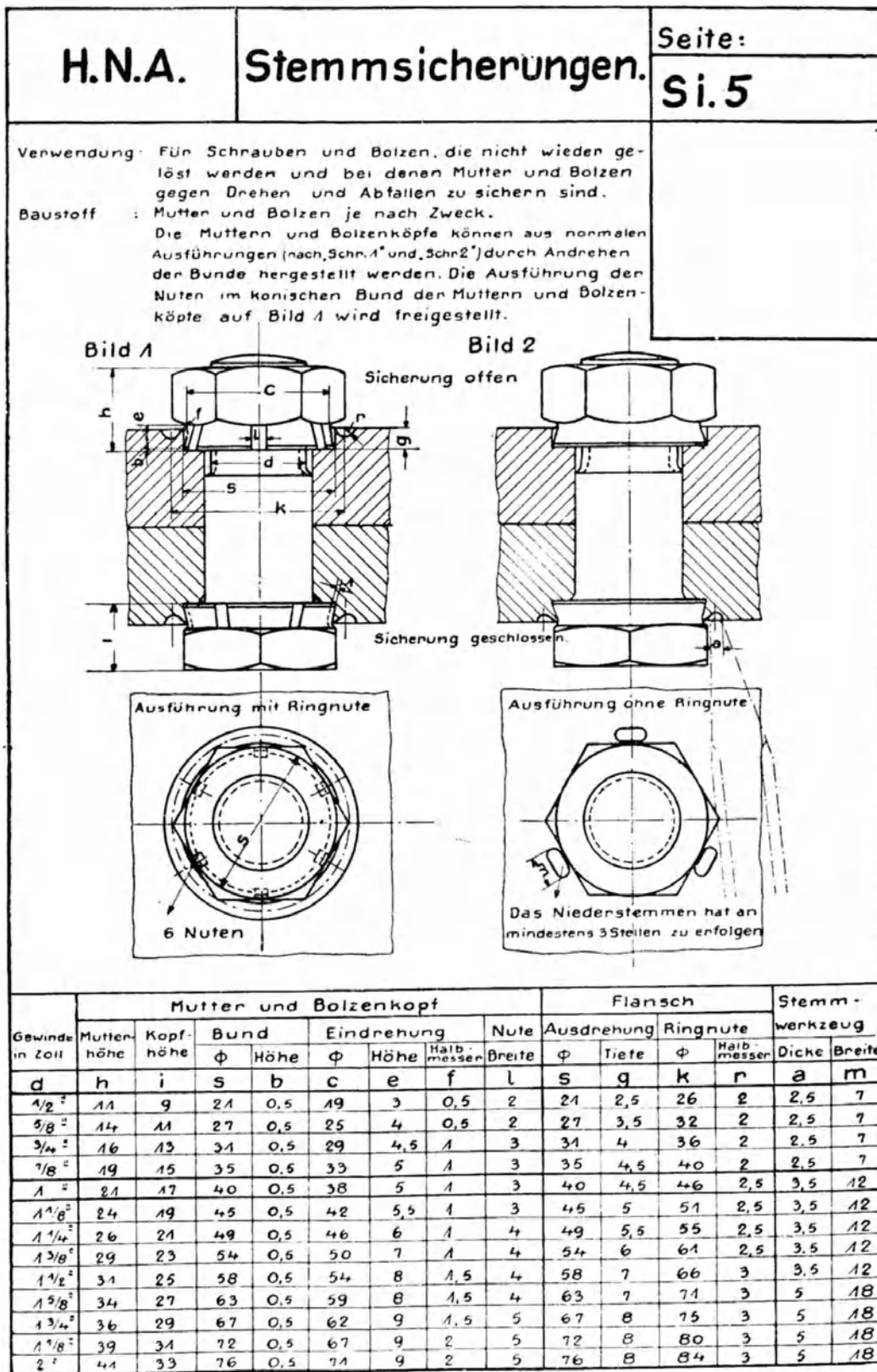


Abb. 26.

H.N.A.		Pennische-Muttern.		Seite: Si.7																	
<p><u>Verwendung:</u> Nur für den Handelsschiffbau, für Pleuelstangen, Schieberstangen, Grundlagen</p> <p><u>Baustoff:</u> Mutter und Vierkantdruckschraube aus Flußseisen.</p>																					
Whitworth-Gew.	Fein Gew.	Bund							Gan- ze Höhe	Sechskant			Vierkant Druckschraube				Gewicht in kg mit Whitworth Fein Gewinde		Lager Nr mit Whitworth Fein Gewinde		
Außeren ϕ Zoll	Kern ϕ mm	Außeren ϕ d	Kern ϕ	ϕ	Ein- drehung	Hö- he	Brei- te	Hö- he	l	Höhe	Schlus- selweite	über Eck- ansdh.	ϕ Zoll	Kopf- höhe	Schlus- sew.	Ab- stand	Whitworth Gewinde	Fein Gewinde	Whitworth Gewinde	Fein Gewinde	
1 1/2	38,10	32,68	39	34,9	56	54	4	8	8	50	30	58	67	3/8	9	12	11	0,67	0,64		
1 3/8	41,27	34,27	42	37,3	61	59	4	8	8	52	32	63	73	3/8	9	12	11	0,85	0,81		
1 3/4	44,45	37,94	45	40,3	65	63	4	8	8	54	34	67	77	3/8	9	12	11	0,97	0,93		
1 7/8	47,62	40,40	47	43,3	70	68	4	8	8	56	36	72	83	3/8	9	12	11	1,18	1,13		
2	50,80	43,57	51	46,3	74	72	4	8	8	58	38	76	88	3/8	9	12	11	1,35	1,30		
2 1/8			54	48,6	83	81	4	12	9	65	40	85	98	1/2	11	14	14		1,93		
2 1/4	57,15	49,02	58	52,6	83	81	4	12	9	67	42	85	98	1/2	11	14	14	1,92	1,83		
2 3/8			61	55,6	92	90	4	12	9	69	44	94	109	1/2	11	14	14		2,46		
2 1/2	63,50	55,37	64	58,6	92	90	4	12	9	71	46	94	109	1/2	11	14	14	2,48	2,38		
2 5/8			67	61,4	101	99	4	12	9	73	48	103	119	1/2	11	14	14		3,13		
2 3/4	69,85	60,56	70	64,6	101	99	4	12	9	75	50	103	119	1/2	11	14	14	3,16	3,04		
2 7/8			74	68,6	110	108	4	12	9	77	52	112	129	1/2	11	14	14		3,83		
3	76,20	66,91	77	71,6	110	108	4	12	9	79	54	112	129	1/2	11	14	14	3,92	3,73		
3 1/4	82,55	72,54	83	76,5	119	117	5	14	11	86	56	121	140	5/8	14	17	17	4,93	4,74		
3 1/2	88,90	78,89	89	82,5	128	126	5	14	11	90	60	130	150	5/8	14	17	17	5,94	5,77		
3 3/4	95,25	84,41	96	89,5	137	135	5	14	11	94	64	139	161	5/8	14	17	17	7,11	6,81		
4	101,60	90,76	102	94,8	146	144	5	14	11	98	68	148	171	5/8	14	17	17	8,37	8,11		
4 1/4	107,95	96,61	108	100,8	155	153	5	14	11	102	72	157	181	5/8	14	17	17	9,82	9,54		
4 1/2	114,30	102,99	115	107,9	164	162	5	14	11	106	76	166	192	5/8	14	17	17	11,4	11,0		
4 3/4	120,65	108,82	121	112,4	173	171	6	16	13	115	80	175	202	3/4	16	21	20	13,6	13,2		
5	127	115,11	127	118,9	182	180	6	16	13	119	84	184	212	3/4	16	21	20	15,6	15,2		
5 1/4	133,35	120,96	134	125,9	191	189	6	16	13	121	88	193	223	3/4	16	21	20	17,5	16,8		
5 1/2	139,70	127,31	140	130,7	200	198	6	16	13	125	90	202	233	3/4	16	21	20	19,6	19,3		
5 3/4	146,05	133,04	147	137,1	209	207	6	16	13	127	92	211	244	3/4	16	21	20	21,8	21,2		
6	152,40	139,39	153	143,1	218	216	6	16	13	130	95	220	254	3/4	16	21	20	24,3	23,6		

Abb. 27.

H.N.A.	Bolzensicherungen.	Seite: Si.10.																																																																																																																																																																																																																																												
Gegen Verdrehen ist der Bolzen durch Einstemmen einer Nut in den Flansch und Niederstemmen des Bundes in diese Nut zu sichern.																																																																																																																																																																																																																																														
Kegel - Bund Bild 1 	Zylind. Bund Bild 2 	Vierkant Bild 3 																																																																																																																																																																																																																																												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Gewinde in Zoll</th> <th colspan="4">Bund</th> <th rowspan="2">φ</th> <th rowspan="2">Gewinde in Zoll</th> <th colspan="4">Bund</th> <th rowspan="2">φ</th> </tr> <tr> <th>a</th> <th>b</th> <th>c</th> <th>r</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>c</th> <th>r</th> <th>e</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>3/8</td><td>2</td><td>13</td><td>3</td><td>0,5</td><td>13,5</td><td>1 1/4</td><td>4</td><td>52</td><td>7</td><td>3</td><td>52,5</td></tr> <tr><td>1/2</td><td>3</td><td>18</td><td>3</td><td>1</td><td>18,5</td><td>1 1/8</td><td>5</td><td>57</td><td>7</td><td>3</td><td>57,5</td></tr> <tr><td>5/8</td><td>3</td><td>21</td><td>4</td><td>1</td><td>21,5</td><td>2</td><td>5</td><td>60</td><td>8</td><td>3</td><td>60,8</td></tr> <tr><td>3/4</td><td>3</td><td>25</td><td>4</td><td>1</td><td>25,5</td><td>2 1/4</td><td>5</td><td>66</td><td>8</td><td>3</td><td>66,5</td></tr> <tr><td>7/8</td><td>3</td><td>28</td><td>5</td><td>1</td><td>28,5</td><td>2 1/2</td><td>5</td><td>73</td><td>9</td><td>3</td><td>73,5</td></tr> <tr><td>1</td><td>3</td><td>31</td><td>5</td><td>2</td><td>31,5</td><td>2 3/4</td><td>6</td><td>81</td><td>9</td><td>3</td><td>81,5</td></tr> <tr><td>1 1/8</td><td>4</td><td>36</td><td>6</td><td>2</td><td>36,5</td><td>3</td><td>6</td><td>87</td><td>10</td><td>3</td><td>87,5</td></tr> <tr><td>1 1/4</td><td>4</td><td>39</td><td>6</td><td>2</td><td>39,5</td><td>3 1/4</td><td>6</td><td>94</td><td>10</td><td>4</td><td>94,5</td></tr> <tr><td>1 3/8</td><td>4</td><td>42</td><td>6</td><td>2</td><td>42,5</td><td>3 1/2</td><td>6</td><td>100</td><td>11</td><td>4</td><td>100,5</td></tr> <tr><td>1 1/2</td><td>4</td><td>46</td><td>6</td><td>2</td><td>46,5</td><td>3 3/4</td><td>7</td><td>108</td><td>11</td><td>4</td><td>108,5</td></tr> <tr><td>1 5/8</td><td>4</td><td>49</td><td>7</td><td>3</td><td>49,5</td><td>4</td><td>7</td><td>115</td><td>12</td><td>4</td><td>115,5</td></tr> </tbody> </table>	Gewinde in Zoll	Bund				φ	Gewinde in Zoll	Bund				φ	a	b	c	r	a	b	c	r	e	3/8	2	13	3	0,5	13,5	1 1/4	4	52	7	3	52,5	1/2	3	18	3	1	18,5	1 1/8	5	57	7	3	57,5	5/8	3	21	4	1	21,5	2	5	60	8	3	60,8	3/4	3	25	4	1	25,5	2 1/4	5	66	8	3	66,5	7/8	3	28	5	1	28,5	2 1/2	5	73	9	3	73,5	1	3	31	5	2	31,5	2 3/4	6	81	9	3	81,5	1 1/8	4	36	6	2	36,5	3	6	87	10	3	87,5	1 1/4	4	39	6	2	39,5	3 1/4	6	94	10	4	94,5	1 3/8	4	42	6	2	42,5	3 1/2	6	100	11	4	100,5	1 1/2	4	46	6	2	46,5	3 3/4	7	108	11	4	108,5	1 5/8	4	49	7	3	49,5	4	7	115	12	4	115,5	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Gewinde in Zoll</th> <th colspan="3">Bund</th> <th rowspan="2">φ</th> </tr> <tr> <th>a</th> <th>s</th> <th>e</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>3/8</td><td>5</td><td>12</td><td>12,5</td></tr> <tr><td>1/2</td><td>6</td><td>14</td><td>14,5</td></tr> <tr><td>5/8</td><td>8</td><td>17</td><td>17,5</td></tr> <tr><td>3/4</td><td>10</td><td>21</td><td>21,5</td></tr> <tr><td>7/8</td><td>12</td><td>24</td><td>24,5</td></tr> <tr><td>1</td><td>12</td><td>27</td><td>27,5</td></tr> <tr><td>1 1/8</td><td>14</td><td>31</td><td>31,5</td></tr> <tr><td>1 1/4</td><td>14</td><td>35</td><td>35,5</td></tr> <tr><td>1 3/8</td><td>16</td><td>35</td><td>35,5</td></tr> <tr><td>1 1/2</td><td>16</td><td>40</td><td>40,5</td></tr> <tr><td>1 5/8</td><td>18</td><td>45</td><td>45,5</td></tr> <tr><td>1 3/4</td><td>20</td><td>45</td><td>45,5</td></tr> <tr><td>1 7/8</td><td>22</td><td>49</td><td>49,5</td></tr> <tr><td>2</td><td>24</td><td>54</td><td>54,5</td></tr> </tbody> </table>	Gewinde in Zoll	Bund			φ	a	s	e	3/8	5	12	12,5	1/2	6	14	14,5	5/8	8	17	17,5	3/4	10	21	21,5	7/8	12	24	24,5	1	12	27	27,5	1 1/8	14	31	31,5	1 1/4	14	35	35,5	1 3/8	16	35	35,5	1 1/2	16	40	40,5	1 5/8	18	45	45,5	1 3/4	20	45	45,5	1 7/8	22	49	49,5	2	24	54	54,5																				
Gewinde in Zoll		Bund						φ	Gewinde in Zoll	Bund				φ																																																																																																																																																																																																																																
	a	b	c	r	a	b	c			r	e																																																																																																																																																																																																																																			
3/8	2	13	3	0,5	13,5	1 1/4	4	52	7	3	52,5																																																																																																																																																																																																																																			
1/2	3	18	3	1	18,5	1 1/8	5	57	7	3	57,5																																																																																																																																																																																																																																			
5/8	3	21	4	1	21,5	2	5	60	8	3	60,8																																																																																																																																																																																																																																			
3/4	3	25	4	1	25,5	2 1/4	5	66	8	3	66,5																																																																																																																																																																																																																																			
7/8	3	28	5	1	28,5	2 1/2	5	73	9	3	73,5																																																																																																																																																																																																																																			
1	3	31	5	2	31,5	2 3/4	6	81	9	3	81,5																																																																																																																																																																																																																																			
1 1/8	4	36	6	2	36,5	3	6	87	10	3	87,5																																																																																																																																																																																																																																			
1 1/4	4	39	6	2	39,5	3 1/4	6	94	10	4	94,5																																																																																																																																																																																																																																			
1 3/8	4	42	6	2	42,5	3 1/2	6	100	11	4	100,5																																																																																																																																																																																																																																			
1 1/2	4	46	6	2	46,5	3 3/4	7	108	11	4	108,5																																																																																																																																																																																																																																			
1 5/8	4	49	7	3	49,5	4	7	115	12	4	115,5																																																																																																																																																																																																																																			
Gewinde in Zoll	Bund			φ																																																																																																																																																																																																																																										
	a	s	e																																																																																																																																																																																																																																											
3/8	5	12	12,5																																																																																																																																																																																																																																											
1/2	6	14	14,5																																																																																																																																																																																																																																											
5/8	8	17	17,5																																																																																																																																																																																																																																											
3/4	10	21	21,5																																																																																																																																																																																																																																											
7/8	12	24	24,5																																																																																																																																																																																																																																											
1	12	27	27,5																																																																																																																																																																																																																																											
1 1/8	14	31	31,5																																																																																																																																																																																																																																											
1 1/4	14	35	35,5																																																																																																																																																																																																																																											
1 3/8	16	35	35,5																																																																																																																																																																																																																																											
1 1/2	16	40	40,5																																																																																																																																																																																																																																											
1 5/8	18	45	45,5																																																																																																																																																																																																																																											
1 3/4	20	45	45,5																																																																																																																																																																																																																																											
1 7/8	22	49	49,5																																																																																																																																																																																																																																											
2	24	54	54,5																																																																																																																																																																																																																																											
Stiftsicherungen.																																																																																																																																																																																																																																														
Die Ausführung nach Bild 4 ist allgemein anzuwenden. Die Ausführung nach Bild 5 ist nur zulässig, wenn die Ausführung nach Bild 4 nicht anwendbar ist. Baustoff der Stifte: Flußstahl.																																																																																																																																																																																																																																														
Bild 4 	Bild 5 																																																																																																																																																																																																																																													
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Gewinde in Zoll</th> <th colspan="5">Stift</th> <th rowspan="2">Enfräsung</th> <th rowspan="2">Lagen Nr.</th> <th rowspan="2">Gewicht in kg für 10 Stück</th> <th rowspan="2">Gewinde in Zoll</th> <th colspan="10">Stift</th> <th rowspan="2">Enfräsung</th> <th rowspan="2">Lagen Nr.</th> <th rowspan="2">Gewicht in kg für 10 Stück</th> </tr> <tr> <th>d</th> <th>e</th> <th>f</th> <th>g</th> <th>i</th> <th>d</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>c</th> <th>e</th> <th>f</th> <th>g</th> <th>h</th> <th>i</th> <th>m</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1/2 bis 5/8</td><td>4</td><td>5</td><td>2</td><td>7</td><td>2</td><td>4,5</td><td>33004</td><td>0,007</td><td>1/2 bis 3/4</td><td>4</td><td>-</td><td>-</td><td>4</td><td>3</td><td>7</td><td>8</td><td>2,5</td><td>4,5</td><td>12,5</td><td>33041</td><td>0,007</td></tr> <tr><td>3/4</td><td>5</td><td>6</td><td>3</td><td>9</td><td>3</td><td>5,5</td><td>33002</td><td>0,014</td><td>7/8</td><td>6</td><td>-</td><td>-</td><td>6</td><td>5</td><td>11</td><td>10</td><td>3,5</td><td>6,5</td><td>12,5</td><td>33042</td><td>0,024</td></tr> <tr><td>1 1/8</td><td>6</td><td>8</td><td>4</td><td>12</td><td>4</td><td>6,5</td><td>33003</td><td>0,027</td><td>1 1/2</td><td>9</td><td>9/16</td><td>9</td><td>10</td><td>8</td><td>18</td><td>16</td><td>5</td><td>9,5</td><td>15</td><td>33043</td><td>0,084</td></tr> <tr><td>1 3/8</td><td>8</td><td>10</td><td>5</td><td>15</td><td>5</td><td>8,5</td><td>33004</td><td>0,059</td><td>1 3/4</td><td>12</td><td>3/8</td><td>12</td><td>12</td><td>10</td><td>22</td><td>19</td><td>6,5</td><td>12,5</td><td>15</td><td>33044</td><td>0,17</td></tr> <tr><td>2</td><td>10</td><td>12</td><td>6</td><td>18</td><td>6</td><td>10,5</td><td>33005</td><td>0,11</td><td>2 1/8</td><td>14</td><td>1/2</td><td>14</td><td>15</td><td>12</td><td>27</td><td>23</td><td>7,5</td><td>14,5</td><td>15</td><td>33045</td><td>0,30</td></tr> <tr><td>2 1/4</td><td>12</td><td>15</td><td>8</td><td>23</td><td>8</td><td>12,5</td><td>33006</td><td>0,20</td><td>3</td><td>17</td><td>5/8</td><td>17</td><td>18</td><td>15</td><td>33</td><td>28</td><td>9</td><td>17,5</td><td>20</td><td>33046</td><td>0,57</td></tr> <tr><td>3 1/2</td><td>15</td><td>18</td><td>10</td><td>28</td><td>10</td><td>15,5</td><td>33007</td><td>0,39</td><td>4</td><td>21</td><td>3/4</td><td>21</td><td>22</td><td>18</td><td>40</td><td>32</td><td>11</td><td>21,5</td><td>20</td><td>33047</td><td>1,03</td></tr> <tr><td>4 1/2</td><td>18</td><td>22</td><td>12</td><td>34</td><td>12</td><td>18,5</td><td>33008</td><td>0,67</td><td>5</td><td>24</td><td>7/8</td><td>24</td><td>25</td><td>22</td><td>47</td><td>40</td><td>12,5</td><td>24,5</td><td>25</td><td>33048</td><td>1,63</td></tr> <tr><td>5 1/2</td><td>20</td><td>25</td><td>15</td><td>40</td><td>15</td><td>20,5</td><td>33009</td><td>0,98</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Gewinde in Zoll	Stift					Enfräsung	Lagen Nr.	Gewicht in kg für 10 Stück	Gewinde in Zoll	Stift										Enfräsung	Lagen Nr.	Gewicht in kg für 10 Stück	d	e	f	g	i	d	a	b	c	e	f	g	h	i	m	n	1/2 bis 5/8	4	5	2	7	2	4,5	33004	0,007	1/2 bis 3/4	4	-	-	4	3	7	8	2,5	4,5	12,5	33041	0,007	3/4	5	6	3	9	3	5,5	33002	0,014	7/8	6	-	-	6	5	11	10	3,5	6,5	12,5	33042	0,024	1 1/8	6	8	4	12	4	6,5	33003	0,027	1 1/2	9	9/16	9	10	8	18	16	5	9,5	15	33043	0,084	1 3/8	8	10	5	15	5	8,5	33004	0,059	1 3/4	12	3/8	12	12	10	22	19	6,5	12,5	15	33044	0,17	2	10	12	6	18	6	10,5	33005	0,11	2 1/8	14	1/2	14	15	12	27	23	7,5	14,5	15	33045	0,30	2 1/4	12	15	8	23	8	12,5	33006	0,20	3	17	5/8	17	18	15	33	28	9	17,5	20	33046	0,57	3 1/2	15	18	10	28	10	15,5	33007	0,39	4	21	3/4	21	22	18	40	32	11	21,5	20	33047	1,03	4 1/2	18	22	12	34	12	18,5	33008	0,67	5	24	7/8	24	25	22	47	40	12,5	24,5	25	33048	1,63	5 1/2	20	25	15	40	15	20,5	33009	0,98														
Gewinde in Zoll		Stift									Enfräsung	Lagen Nr.	Gewicht in kg für 10 Stück	Gewinde in Zoll	Stift										Enfräsung	Lagen Nr.	Gewicht in kg für 10 Stück																																																																																																																																																																																																																			
	d	e	f	g	i	d	a	b	c	e					f	g	h	i	m	n																																																																																																																																																																																																																										
1/2 bis 5/8	4	5	2	7	2	4,5	33004	0,007	1/2 bis 3/4	4	-	-	4	3	7	8	2,5	4,5	12,5	33041	0,007																																																																																																																																																																																																																									
3/4	5	6	3	9	3	5,5	33002	0,014	7/8	6	-	-	6	5	11	10	3,5	6,5	12,5	33042	0,024																																																																																																																																																																																																																									
1 1/8	6	8	4	12	4	6,5	33003	0,027	1 1/2	9	9/16	9	10	8	18	16	5	9,5	15	33043	0,084																																																																																																																																																																																																																									
1 3/8	8	10	5	15	5	8,5	33004	0,059	1 3/4	12	3/8	12	12	10	22	19	6,5	12,5	15	33044	0,17																																																																																																																																																																																																																									
2	10	12	6	18	6	10,5	33005	0,11	2 1/8	14	1/2	14	15	12	27	23	7,5	14,5	15	33045	0,30																																																																																																																																																																																																																									
2 1/4	12	15	8	23	8	12,5	33006	0,20	3	17	5/8	17	18	15	33	28	9	17,5	20	33046	0,57																																																																																																																																																																																																																									
3 1/2	15	18	10	28	10	15,5	33007	0,39	4	21	3/4	21	22	18	40	32	11	21,5	20	33047	1,03																																																																																																																																																																																																																									
4 1/2	18	22	12	34	12	18,5	33008	0,67	5	24	7/8	24	25	22	47	40	12,5	24,5	25	33048	1,63																																																																																																																																																																																																																									
5 1/2	20	25	15	40	15	20,5	33009	0,98																																																																																																																																																																																																																																						

Abb. 28.

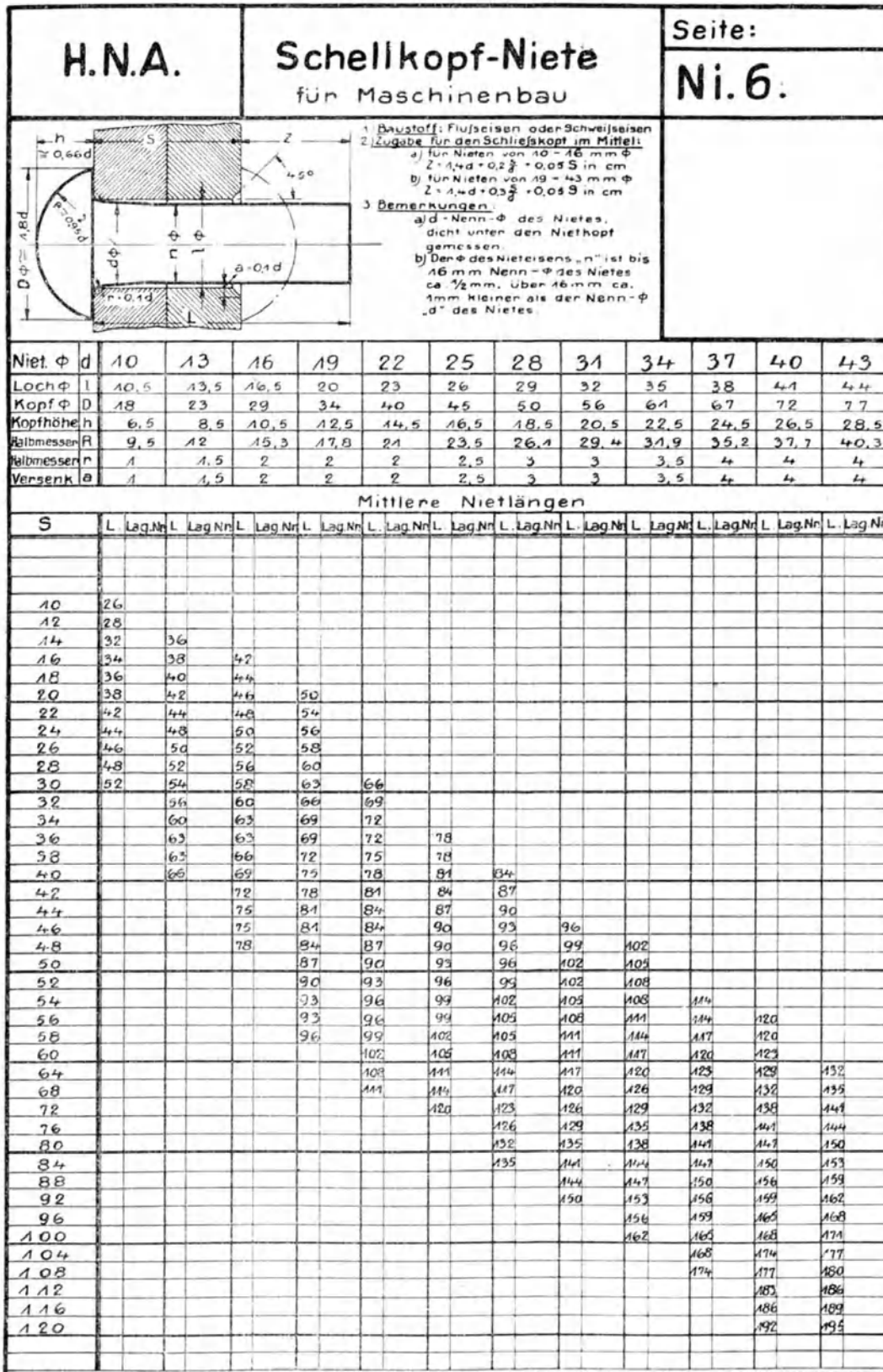


Abb. 29.

Das Blatt Si 10 behandelt die verschiedenen Bolzensicherungen und gibt die dafür erforderlichen Abmessungen. In der oberen Hälfte ist die Sicherung des Bolzens gegen Herausfallen durch konische und zylindrische Bunde sowie durch ein Vierkant dargestellt, während die untere Hälfte die bekannten Stiftsicherungen vor Augen führt (Abb. 28).

Maschinenbau-niete: Ni 6 (Abb. 29) gibt die Form und Größe der Schellkopfniete für den Maschinenbau an. Die Abmessungen stimmen mit denen für Schiffbauniete völlig überein mit der einzigen Ausnahme, daß der Kopfdurchmesser $D = 1,8d$ beträgt, um das Verstemmen des Kopfes besser zu ermöglichen. In einer angefügten Liste sind, nach Blechstärken geordnet, die auf Lager zu haltenden Längen aufgezählt. Gleichzeitig wird eine Lagerbezeichnung eingetragen, die in einfacher Weise jede Nietart kennzeichnet und für Bestellungen dient.

Das Blatt Ni 7 (Abb. 30) zeigt in gleicher Weise die Abmessungen und Längen für die Versenkните des Maschinenbaues. Die Anpassung der Wölbung und Konushöhe an die der Schiffbauniete wird noch erwogen, um völlige Übereinstimmung zu erhalten. Aus den beiden Aufzeichnungen (Abb. 31 u. 32) geht der ebene Verlauf der Nietabmessungen hervor.

Hochdruckflanschen: Bei der Festlegung der Hochdruckflanschen für Flußeisenrohre mußte zunächst grundsätzlich entschieden werden, ob man die von der Marine-Normalien-Kommission gewählten Abmessungen auch im Handelsschiffbau beibehalten könne. Es ergab sich, daß die größeren Wandstärken und die geringeren Schraubenbeanspruchungen des Handelsschiffmaschinenbaues zur Abweichung zwangen, daher wurde jeweils der nächstgrößere Flansch im Verhältnis zum Rohrdurchmesser angenommen. Die Richtigkeit der so erhaltenen Abmessungen wurde durch in natürlicher Größe ausgeführte Holzmodelle, die besonders unzugängliche Stellen des Schiffes darstellten, nachgewiesen. Den Ausgangspunkt für die Abmessungen bildeten die von den Walzwerken festgelegten äußeren Durchmesser für die Rohre, nachdem die Walzwerke erklärt hatten, hiervon nicht abgehen zu können. Dadurch erhielten die Rohre sowohl für den äußeren als auch inneren Durchmesser unrunde Maße, weil die Walzwerke seinerzeit der Ausfuhr wegen für die Abmessungen englische Maße angenommen hatten. Die Tabelle (Abb. 33) benutzt die handelsüblichen, nahtlos gewalzten Rohre, soweit dafür Abmessungen vorliegen, um Überpreise zu vermeiden und rasche Anlieferung zu ermöglichen. Zur Vereinfachung der Berechnungen und Bezeichnungen sind jedoch abgerundete „lichte Nenn-

H.N.A.		Versenk-Niete für Maschinenbau										Seite: Ni.7		
		<p>1. Material: Fluß-Eisen oder Schweiß-Eisen. 2. Bemerkungen: a, d - Nenn-Ø des Nieten dicht unter dem Nietkopf gemessen. b, d' - Nenn-Ø des Nieteisens „n“ ist bis 16mm Nenn-Ø des Nieten ca 0,5mm; über 16mm ca 1mm kleiner als den Nenn-Ø „d“ des Nieten.</p>												
Niet Φ	d	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37	40	43	
Loch Φ	L	10,5	13,5	16,5	20	23	26	29	32	35	38	41	44	
Kopf Φ	D	14,5	20	25	30	35	39	39,5	43,5	48	52	56,5	61	
Versenk- \angle	ψ	75°	75°	75°	60°	60°	60°	45°	45°	45°	45°	45°	45°	
Kopfhöhe	h	~ 2,9	~ 4,6	~ 5,9	~ 9,5	~ 11,3	~ 12,1	~ 13,9	~ 15,1	~ 16,9	~ 18,1	~ 19,9	~ 21,7	
Höhe d Wölb	c	1,5	2	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,5	5,0	5,5	6	6,5	
Halbmesser	R	18,3	26,0	32,5	39,0	45,5	49,5	50,1	54,8	60,2	61,8	69,5	74,3	
Versenk- Φ	b	13,1	18,5	23,5	28,5	33,5	37,5	38,3	42,3	46,8	50,8	55,4	59,7	
Mittlere Nietlängen.														
S	L	Lag.Nr	L	Lag.Nr	L	Lag.Nr	L	Lag.Nr	L	Lag.Nr	L	Lag.Nr	L	Lag.Nr
10	16													
12	18													
14	22	26												
16	24	28	26											
18	26	30	30											
20	28	32	32	38										
22	32	36	34	40										
24	34	38	36	42										
26	36	40	38	44										
28	38	42	40	46										
30	42	44	44	50	50									
32	48	46	46	52	54									
34	50	48	48	54	56									
36	52	50	56	58	60									
38	54	52	60	60	63									
40	56	54	63	63	63	58								
42	58	63	66	66	66	60								
44	60	66	66	69	63									
46	62	69	69	72	66	66								
48	64	72	72	75	69	69								
50	75	75	75	75	72	72								
52	75	78	78	78	72	75								
54	78	78	81	75	75	78	78							
56	81	81	84	78	78	81	81							
58	84	84	84	81	81	81	81							
60	87	87	87	81	81	84	84							
64	90	93	87	87	87	90	90							
68	96	96	96	96	93	93	96							
72	102	96	96	96	96	96	99							
76	105	102	102	102	102	102	105							
80	111	105	105	108	105	108	108							
84	114	111	111	111	111	111	114							
88	114	114	114	114	114	114	117							
92	120	120	120	120	120	120	123							
96	126	126	126	126	126	126	126							
100	129	129	129	129	129	129	132							
104	135	135	135	135	135	135	135							
108	135	135	135	135	135	135	135							
112	144	144	144	144	144	144	144							
116	150	150	150	150	150	150	150							
120	153	153	153	153	153	153	153							

Abb. 30.

Abmessungen der H. N. A. Schellkopfniete.

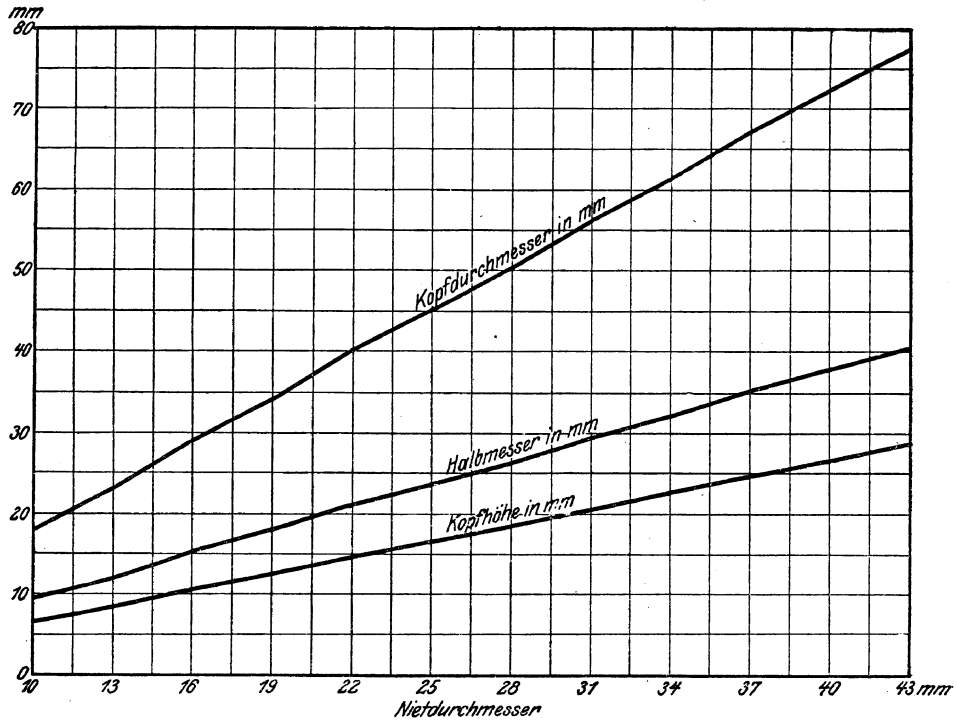


Abb. 31.

Abmessungen der H. N. A. Versenkniete.

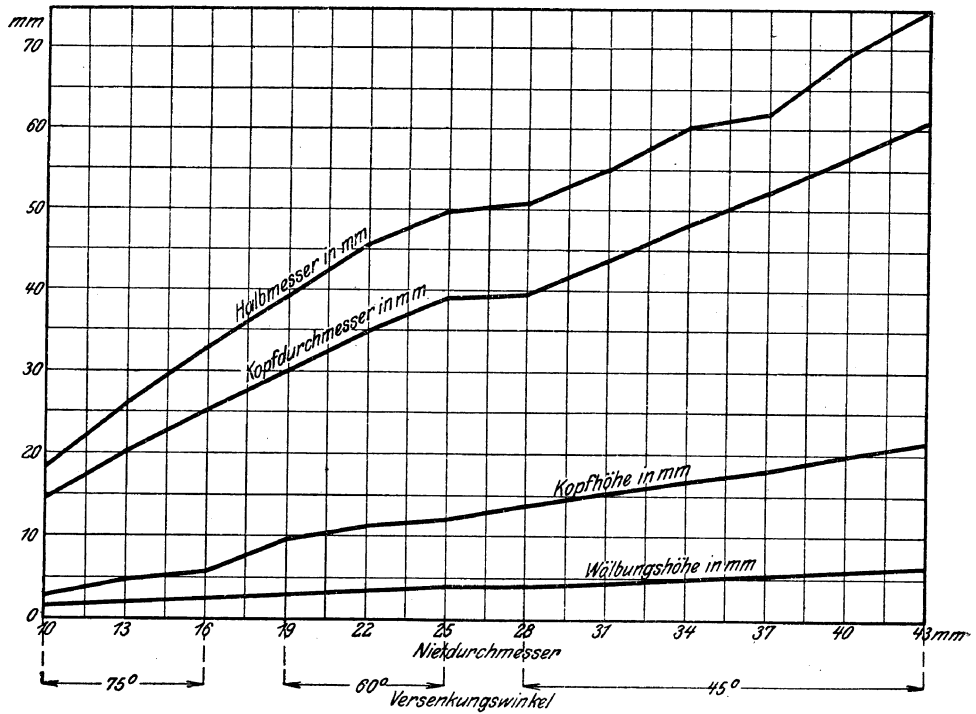


Abb. 32.

H.N.A.		H.D.-Flanschen für Flußstahlnöhre Probendruck bis 40 kg/cm ²												Seite: Fl. 4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
<p>Verwendung: Für H.D.-Dampf-, Wasser-, Luft- und Ölleitungen. Baustoff: Röhre und Flanschen aus Flußstahl. Röhre kaltgezogen, warmgewalzt oder überlappt geschweißt. Rohrwandstärke: $c = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma} + x$; $x = 2-3$ mm. Bearbeitung: Innenseite: Außenrand, Abfasungen, Dichtungsfläche und we- entfendliche Mutterauflage-Maße, n^o gilt für die fertig aufge- lösteten bzw. gedrehten und abgefrästen Flanschen. Diese sind daher bis einschließlich 100 L.N. mit mindestens 1 mm, die größeren mit mindestens 2 mm Zugabe anzufertigen. Herstellung: Bis 25 L.N. umgebördelt und samt Zugabe anzufertigen. Bis 25 L.N. ab überlappt angeschweißt, von 30 L.N. ab einge- drillt und umgebördelt, von 300 L.N. ab überlappt angeschweißt. Für Nietflanschen von 300 L.N. an gilt das Blatt „F. 2“ der K.M. Sämtliche Flanschen erhalten das Kennzeichen „R“.</p>																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="2">Röhre für Druck bis</th> <th colspan="12">Flanschen</th> <th colspan="2">Schrauben</th> <th colspan="4">Gewichte in kg für</th> </tr> <tr> <th>Lichte Nennweite</th> <th>Durchmesser</th> <th>12 kg/cm²</th> <th>16 kg/cm²</th> <th>Ant. der Röhre</th> <th>Durchmesser</th> <th>Lochkreis</th> <th>Halsdurchmesser</th> <th>Abflang zum Bördeln</th> <th>Fl. Dickenmaß</th> <th>Ge. Halshöhe</th> <th>Loch</th> <th>Rillen</th> <th>Lager Nr.</th> <th>Durchmesser</th> <th>Lager Nr.</th> <th>1m Rohr</th> <th>16</th> <th>4</th> <th>die vollst. Flanschverbdg.</th> </tr> <tr> <th>L.N.</th> <th>a/b</th> <th>c</th> <th>a/b</th> <th>c</th> <th>d</th> <th>e</th> <th>f</th> <th>g</th> <th>h</th> <th>i</th> <th>n</th> <th>o</th> <th>r</th> <th>l</th> <th>u</th> <th>v</th> <th>Zoll</th> <th>mm</th> <th>kg/cm²</th> <th>kg/cm²</th> <th>Flanschverbdg.</th> </tr> </thead> </table>														Röhre für Druck bis		Flanschen												Schrauben		Gewichte in kg für				Lichte Nennweite	Durchmesser	12 kg/cm ²	16 kg/cm ²	Ant. der Röhre	Durchmesser	Lochkreis	Halsdurchmesser	Abflang zum Bördeln	Fl. Dickenmaß	Ge. Halshöhe	Loch	Rillen	Lager Nr.	Durchmesser	Lager Nr.	1m Rohr	16	4	die vollst. Flanschverbdg.	L.N.	a/b	c	a/b	c	d	e	f	g	h	i	n	o	r	l	u	v	Zoll	mm	kg/cm ²	kg/cm ²	Flanschverbdg.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
Röhre für Druck bis		Flanschen												Schrauben		Gewichte in kg für																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
Lichte Nennweite	Durchmesser	12 kg/cm ²	16 kg/cm ²	Ant. der Röhre	Durchmesser	Lochkreis	Halsdurchmesser	Abflang zum Bördeln	Fl. Dickenmaß	Ge. Halshöhe	Loch	Rillen	Lager Nr.	Durchmesser	Lager Nr.	1m Rohr	16	4	die vollst. Flanschverbdg.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
L.N.	a/b	c	a/b	c	d	e	f	g	h	i	n	o	r	l	u	v	Zoll	mm	kg/cm ²	kg/cm ²	Flanschverbdg.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="22" style="text-align: center;">Flanschen nach Bild 1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>10</td><td>9/14</td><td>2,5</td><td>9/14</td><td>2,5</td><td>82</td><td>56</td><td>24</td><td>2</td><td>3</td><td>12</td><td>18</td><td>5</td><td>-14</td><td></td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>0,71</td><td>0,71</td><td>0,44</td><td>1,25</td></tr> <tr><td>15</td><td>15/20</td><td>2,5</td><td>15/20</td><td>2,5</td><td>88</td><td>62</td><td>30</td><td>2</td><td>3</td><td>12</td><td>18</td><td>5</td><td>-14</td><td></td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>1,07</td><td>1,07</td><td>0,50</td><td>1,38</td></tr> <tr><td>20</td><td>20/25</td><td>2,5</td><td>20/25</td><td>2,5</td><td>94</td><td>68</td><td>36</td><td>2</td><td>3</td><td>12</td><td>18</td><td>5</td><td>-14</td><td></td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>1,38</td><td>1,38</td><td>0,57</td><td>1,52</td></tr> <tr><td>25</td><td>25/30</td><td>2,5</td><td>25/30</td><td>2,5</td><td>98</td><td>72</td><td>40</td><td>2</td><td>3</td><td>12</td><td>18</td><td>5</td><td>-14</td><td></td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>1,68</td><td>1,68</td><td>0,64</td><td>1,60</td></tr> </tbody> </table>														Flanschen nach Bild 1																						10	9/14	2,5	9/14	2,5	82	56	24	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	0,71	0,71	0,44	1,25	15	15/20	2,5	15/20	2,5	88	62	30	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	1,07	1,07	0,50	1,38	20	20/25	2,5	20/25	2,5	94	68	36	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	1,38	1,38	0,57	1,52	25	25/30	2,5	25/30	2,5	98	72	40	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	1,68	1,68	0,64	1,60																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Flanschen nach Bild 1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
10	9/14	2,5	9/14	2,5	82	56	24	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	0,71	0,71	0,44	1,25																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
15	15/20	2,5	15/20	2,5	88	62	30	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	1,07	1,07	0,50	1,38																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
20	20/25	2,5	20/25	2,5	94	68	36	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	1,38	1,38	0,57	1,52																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
25	25/30	2,5	25/30	2,5	98	72	40	2	3	12	18	5	-14				1/2	4	1,68	1,68	0,64	1,60																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="22" style="text-align: center;">Flanschen nach Bild 2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>30</td><td>30/35</td><td>2,5</td><td>30/35</td><td>2,5</td><td>108</td><td>82</td><td>46</td><td>50</td><td>2</td><td>3</td><td>14</td><td>32</td><td>6</td><td>-14</td><td>3</td><td>0,76</td><td></td><td>1/2</td><td>6</td><td>1,99</td><td>1,99</td><td>0,92</td><td>2,43</td></tr> <tr><td>35</td><td>35/45</td><td>3</td><td>35/45</td><td>3</td><td>114</td><td>88</td><td>52</td><td>56</td><td>3</td><td>4,5</td><td>14</td><td>34</td><td>6</td><td>-14</td><td>3</td><td>0,75</td><td></td><td>1/2</td><td>6</td><td>2,83</td><td>2,83</td><td>1,00</td><td>2,59</td></tr> <tr><td>40</td><td>40/45</td><td>3</td><td>40/45</td><td>3</td><td>136</td><td>102</td><td>58</td><td>62</td><td>3</td><td>4,5</td><td>16</td><td>36</td><td>6</td><td>-18</td><td>3</td><td>0,75</td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>3,27</td><td>3,27</td><td>1,55</td><td>4,25</td></tr> <tr><td>50</td><td>50/57</td><td>3,5</td><td>50/57</td><td>3,5</td><td>148</td><td>114</td><td>70</td><td>74</td><td>3</td><td>4,5</td><td>16</td><td>38</td><td>8</td><td>-18</td><td>3</td><td>0,75</td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>4,59</td><td>4,59</td><td>1,88</td><td>4,91</td></tr> <tr><td>60</td><td>63/70</td><td>3,5</td><td>62/70</td><td>4</td><td>164</td><td>130</td><td>85</td><td>89</td><td>4</td><td>6</td><td>18</td><td>40</td><td>8</td><td>-18</td><td>3</td><td>0,75</td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>5,70</td><td>6,47</td><td>2,54</td><td>6,29</td></tr> <tr><td>70</td><td>69/76</td><td>3,5</td><td>68/76</td><td>4</td><td>170</td><td>136</td><td>91</td><td>95</td><td>4</td><td>6</td><td>18</td><td>42</td><td>8</td><td>-18</td><td>3</td><td>1</td><td></td><td>5/8</td><td>8</td><td>6,22</td><td>7,06</td><td>2,66</td><td>6,88</td></tr> <tr><td>80</td><td>81/89</td><td>4</td><td>80/89</td><td>4,5</td><td>182</td><td>148</td><td>104</td><td>108</td><td>4</td><td>6</td><td>20</td><td>44</td><td>8</td><td>-18</td><td>3</td><td>1</td><td></td><td>5/8</td><td>8</td><td>8,33</td><td>9,32</td><td>3,23</td><td>8,08</td></tr> <tr><td>90</td><td>94/102</td><td>4</td><td>93/102</td><td>4,5</td><td>206</td><td>168</td><td>118</td><td>122</td><td>4</td><td>6</td><td>20</td><td>46</td><td>8</td><td>-21</td><td>4</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>8</td><td>9,61</td><td>10,75</td><td>4,09</td><td>10,7</td></tr> <tr><td>100</td><td>100/108</td><td>4</td><td>98/108</td><td>4</td><td>212</td><td>174</td><td>124</td><td>128</td><td>4</td><td>6</td><td>20</td><td>48</td><td>8</td><td>-21</td><td>4</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>8</td><td>10,2</td><td>12,6</td><td>4,30</td><td>11,0</td></tr> <tr><td>110</td><td>112/121</td><td>4,5</td><td>111/121</td><td>5</td><td>226</td><td>188</td><td>137</td><td>141</td><td>5</td><td>7,5</td><td>22</td><td>50</td><td>8</td><td>-21</td><td>4</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>8</td><td>12,6</td><td>14,2</td><td>5,17</td><td>12,9</td></tr> <tr><td>120</td><td>124/133</td><td>4,5</td><td>122/133</td><td>5,5</td><td>240</td><td>202</td><td>150</td><td>154</td><td>5</td><td>7,5</td><td>22</td><td>52</td><td>8</td><td>-21</td><td>4</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>8</td><td>14,2</td><td>17,2</td><td>5,84</td><td>14,2</td></tr> <tr><td>130</td><td>130/140</td><td>5</td><td>129/140</td><td>5,5</td><td>246</td><td>208</td><td>157</td><td>161</td><td>5</td><td>7,5</td><td>22</td><td>52</td><td>8</td><td>-21</td><td>4</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>10</td><td>16,5</td><td>18,1</td><td>5,90</td><td>14,9</td></tr> <tr><td>140</td><td>142/152</td><td>5</td><td>140/152</td><td>6</td><td>260</td><td>222</td><td>170</td><td>174</td><td>5</td><td>7,5</td><td>24</td><td>54</td><td>8</td><td>-21</td><td>4</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>10</td><td>18,0</td><td>21,5</td><td>6,99</td><td>17,2</td></tr> <tr><td>150</td><td>154/165</td><td>5,5</td><td>152/165</td><td>6,5</td><td>272</td><td>234</td><td>183</td><td>187</td><td>5</td><td>7,5</td><td>24</td><td>56</td><td>8</td><td>-21</td><td>4</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>10</td><td>21,5</td><td>25,3</td><td>7,50</td><td>18,4</td></tr> <tr><td>160</td><td>167/178</td><td>5,5</td><td>165/178</td><td>6,5</td><td>294</td><td>256</td><td>198</td><td>204</td><td>6</td><td>9</td><td>24</td><td>58</td><td>10</td><td>-21</td><td>5</td><td>1</td><td></td><td>3/4</td><td>12</td><td>23,3</td><td>27,3</td><td>8,96</td><td>21,8</td></tr> <tr><td>180</td><td>179/191</td><td>6</td><td>177/191</td><td>7</td><td>311</td><td>272</td><td>211</td><td>217</td><td>6</td><td>9</td><td>26</td><td>60</td><td>10</td><td>-25</td><td>5</td><td>1</td><td></td><td>7/8</td><td>12</td><td>27,2</td><td>31,6</td><td>10,4</td><td>26,4</td></tr> <tr><td>200</td><td>203/216</td><td>6,5</td><td>200/216</td><td>8</td><td>340</td><td>298</td><td>236</td><td>242</td><td>6</td><td>9</td><td>26</td><td>62</td><td>10</td><td>-25</td><td>5</td><td>1</td><td></td><td>7/8</td><td>12</td><td>33,4</td><td>40,8</td><td>11,9</td><td>29,5</td></tr> <tr><td>220</td><td>227/241</td><td>7</td><td>224/241</td><td>8,6</td><td>366</td><td>324</td><td>263</td><td>269</td><td>7</td><td>10,5</td><td>28</td><td>64</td><td>10</td><td>-25</td><td>6</td><td>1</td><td></td><td>7/8</td><td>14</td><td>40,1</td><td>48,4</td><td>14,1</td><td>35,0</td></tr> <tr><td>240</td><td>239/254</td><td>7,5</td><td>236/254</td><td>9</td><td>380</td><td>338</td><td>276</td><td>282</td><td>7</td><td>10,5</td><td>28</td><td>66</td><td>10</td><td>-25</td><td>6</td><td>1</td><td></td><td>7/8</td><td>14</td><td>45,3</td><td>54,0</td><td>14,9</td><td>36,6</td></tr> <tr><td>260</td><td>263/279</td><td>8</td><td>260/279</td><td>9,5</td><td>406</td><td>364</td><td>301</td><td>307</td><td>8</td><td>12</td><td>30</td><td>68</td><td>10</td><td>-25</td><td>6</td><td>1</td><td></td><td>7/8</td><td>16</td><td>53,1</td><td>62,7</td><td>17,0</td><td>41,8</td></tr> <tr><td>280</td><td>288/305</td><td>8,5</td><td>285/305</td><td>10</td><td>444</td><td>398</td><td>327</td><td>333</td><td>8</td><td>12</td><td>30</td><td>70</td><td>10</td><td>-28</td><td>6</td><td>1</td><td></td><td>1</td><td>16</td><td>61,8</td><td>72,3</td><td>19,7</td><td>50,4</td></tr> </tbody> </table>														Flanschen nach Bild 2																						30	30/35	2,5	30/35	2,5	108	82	46	50	2	3	14	32	6	-14	3	0,76		1/2	6	1,99	1,99	0,92	2,43	35	35/45	3	35/45	3	114	88	52	56	3	4,5	14	34	6	-14	3	0,75		1/2	6	2,83	2,83	1,00	2,59	40	40/45	3	40/45	3	136	102	58	62	3	4,5	16	36	6	-18	3	0,75		5/8	6	3,27	3,27	1,55	4,25	50	50/57	3,5	50/57	3,5	148	114	70	74	3	4,5	16	38	8	-18	3	0,75		5/8	6	4,59	4,59	1,88	4,91	60	63/70	3,5	62/70	4	164	130	85	89	4	6	18	40	8	-18	3	0,75		5/8	6	5,70	6,47	2,54	6,29	70	69/76	3,5	68/76	4	170	136	91	95	4	6	18	42	8	-18	3	1		5/8	8	6,22	7,06	2,66	6,88	80	81/89	4	80/89	4,5	182	148	104	108	4	6	20	44	8	-18	3	1		5/8	8	8,33	9,32	3,23	8,08	90	94/102	4	93/102	4,5	206	168	118	122	4	6	20	46	8	-21	4	1		3/4	8	9,61	10,75	4,09	10,7	100	100/108	4	98/108	4	212	174	124	128	4	6	20	48	8	-21	4	1		3/4	8	10,2	12,6	4,30	11,0	110	112/121	4,5	111/121	5	226	188	137	141	5	7,5	22	50	8	-21	4	1		3/4	8	12,6	14,2	5,17	12,9	120	124/133	4,5	122/133	5,5	240	202	150	154	5	7,5	22	52	8	-21	4	1		3/4	8	14,2	17,2	5,84	14,2	130	130/140	5	129/140	5,5	246	208	157	161	5	7,5	22	52	8	-21	4	1		3/4	10	16,5	18,1	5,90	14,9	140	142/152	5	140/152	6	260	222	170	174	5	7,5	24	54	8	-21	4	1		3/4	10	18,0	21,5	6,99	17,2	150	154/165	5,5	152/165	6,5	272	234	183	187	5	7,5	24	56	8	-21	4	1		3/4	10	21,5	25,3	7,50	18,4	160	167/178	5,5	165/178	6,5	294	256	198	204	6	9	24	58	10	-21	5	1		3/4	12	23,3	27,3	8,96	21,8	180	179/191	6	177/191	7	311	272	211	217	6	9	26	60	10	-25	5	1		7/8	12	27,2	31,6	10,4	26,4	200	203/216	6,5	200/216	8	340	298	236	242	6	9	26	62	10	-25	5	1		7/8	12	33,4	40,8	11,9	29,5	220	227/241	7	224/241	8,6	366	324	263	269	7	10,5	28	64	10	-25	6	1		7/8	14	40,1	48,4	14,1	35,0	240	239/254	7,5	236/254	9	380	338	276	282	7	10,5	28	66	10	-25	6	1		7/8	14	45,3	54,0	14,9	36,6	260	263/279	8	260/279	9,5	406	364	301	307	8	12	30	68	10	-25	6	1		7/8	16	53,1	62,7	17,0	41,8	280	288/305	8,5	285/305	10	444	398	327	333	8	12	30	70	10	-28	6	1		1	16	61,8	72,3	19,7	50,4
Flanschen nach Bild 2																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
30	30/35	2,5	30/35	2,5	108	82	46	50	2	3	14	32	6	-14	3	0,76		1/2	6	1,99	1,99	0,92	2,43																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
35	35/45	3	35/45	3	114	88	52	56	3	4,5	14	34	6	-14	3	0,75		1/2	6	2,83	2,83	1,00	2,59																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
40	40/45	3	40/45	3	136	102	58	62	3	4,5	16	36	6	-18	3	0,75		5/8	6	3,27	3,27	1,55	4,25																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
50	50/57	3,5	50/57	3,5	148	114	70	74	3	4,5	16	38	8	-18	3	0,75		5/8	6	4,59	4,59	1,88	4,91																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
60	63/70	3,5	62/70	4	164	130	85	89	4	6	18	40	8	-18	3	0,75		5/8	6	5,70	6,47	2,54	6,29																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
70	69/76	3,5	68/76	4	170	136	91	95	4	6	18	42	8	-18	3	1		5/8	8	6,22	7,06	2,66	6,88																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
80	81/89	4	80/89	4,5	182	148	104	108	4	6	20	44	8	-18	3	1		5/8	8	8,33	9,32	3,23	8,08																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
90	94/102	4	93/102	4,5	206	168	118	122	4	6	20	46	8	-21	4	1		3/4	8	9,61	10,75	4,09	10,7																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
100	100/108	4	98/108	4	212	174	124	128	4	6	20	48	8	-21	4	1		3/4	8	10,2	12,6	4,30	11,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
110	112/121	4,5	111/121	5	226	188	137	141	5	7,5	22	50	8	-21	4	1		3/4	8	12,6	14,2	5,17	12,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
120	124/133	4,5	122/133	5,5	240	202	150	154	5	7,5	22	52	8	-21	4	1		3/4	8	14,2	17,2	5,84	14,2																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
130	130/140	5	129/140	5,5	246	208	157	161	5	7,5	22	52	8	-21	4	1		3/4	10	16,5	18,1	5,90	14,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
140	142/152	5	140/152	6	260	222	170	174	5	7,5	24	54	8	-21	4	1		3/4	10	18,0	21,5	6,99	17,2																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
150	154/165	5,5	152/165	6,5	272	234	183	187	5	7,5	24	56	8	-21	4	1		3/4	10	21,5	25,3	7,50	18,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
160	167/178	5,5	165/178	6,5	294	256	198	204	6	9	24	58	10	-21	5	1		3/4	12	23,3	27,3	8,96	21,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
180	179/191	6	177/191	7	311	272	211	217	6	9	26	60	10	-25	5	1		7/8	12	27,2	31,6	10,4	26,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
200	203/216	6,5	200/216	8	340	298	236	242	6	9	26	62	10	-25	5	1		7/8	12	33,4	40,8	11,9	29,5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
220	227/241	7	224/241	8,6	366	324	263	269	7	10,5	28	64	10	-25	6	1		7/8	14	40,1	48,4	14,1	35,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
240	239/254	7,5	236/254	9	380	338	276	282	7	10,5	28	66	10	-25	6	1		7/8	14	45,3	54,0	14,9	36,6																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
260	263/279	8	260/279	9,5	406	364	301	307	8	12	30	68	10	-25	6	1		7/8	16	53,1	62,7	17,0	41,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
280	288/305	8,5	285/305	10	444	398	327	333	8	12	30	70	10	-28	6	1		1	16	61,8	72,3	19,7	50,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="22" style="text-align: center;">Flanschen nach Bild 3</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>300</td><td>301/318</td><td>8,5</td><td>297/318</td><td>10,5</td><td>446</td><td>398</td><td></td><td>332</td><td></td><td></td><td>32</td><td>120</td><td>10</td><td>-28</td><td></td><td></td><td></td><td>1</td><td>16</td><td>64,5</td><td>79,1</td><td>19,4</td><td>49,9</td></tr> <tr><td>320</td><td>322/340</td><td>9</td><td>317/340</td><td>11,5</td><td>470</td><td>422</td><td></td><td>354</td><td></td><td></td><td>32</td><td>120</td><td>10</td><td>-28</td><td></td><td></td><td></td><td>1</td><td>16</td><td>73,0</td><td>92,6</td><td>21,0</td><td>53,1</td></tr> <tr><td>340</td><td>341/360</td><td>9,5</td><td>336/360</td><td>12</td><td>502</td><td>448</td><td></td><td>374</td><td></td><td></td><td>34</td><td>125</td><td>12</td><td>-32</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/8</td><td>16</td><td>81,6</td><td>102,3</td><td>25,2</td><td>66,0</td></tr> <tr><td>360</td><td>360/380</td><td>10</td><td>355/380</td><td>12,5</td><td>524</td><td>470</td><td></td><td>394</td><td></td><td></td><td>34</td><td>125</td><td>12</td><td>-32</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/8</td><td>16</td><td>90,7</td><td>112,6</td><td>27,0</td><td>69,8</td></tr> <tr><td>380</td><td>379/400</td><td>10,5</td><td>374/400</td><td>13</td><td>544</td><td>490</td><td></td><td>414</td><td></td><td></td><td>36</td><td>130</td><td>12</td><td>-32</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/8</td><td>18</td><td>100,2</td><td>123,3</td><td>29,5</td><td>76,7</td></tr> <tr><td>400</td><td>399/420</td><td>10,5</td><td>393/420</td><td>13,5</td><td>566</td><td>512</td><td></td><td>436</td><td></td><td></td><td>36</td><td>130</td><td>12</td><td>-32</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/8</td><td>18</td><td>105,4</td><td>134,5</td><td>32,0</td><td>81,8</td></tr> <tr><td>420</td><td>418/440</td><td>11</td><td>412/440</td><td>14</td><td>598</td><td>538</td><td></td><td>456</td><td></td><td></td><td>38</td><td>135</td><td>14</td><td>-35</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/4</td><td>18</td><td>115,6</td><td>146,1</td><td>37,8</td><td>98,8</td></tr> <tr><td>440</td><td>437/460</td><td>11,5</td><td>431/460</td><td>14,5</td><td>620</td><td>560</td><td></td><td>478</td><td></td><td></td><td>38</td><td>135</td><td>14</td><td>-35</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/4</td><td>20</td><td>126,4</td><td>158,3</td><td>40,7</td><td>105,8</td></tr> <tr><td>460</td><td>466/490</td><td>12</td><td>460/490</td><td>15</td><td>650</td><td>590</td><td></td><td>508</td><td></td><td></td><td>40</td><td>140</td><td>14</td><td>-35</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/4</td><td>20</td><td>140,6</td><td>174,6</td><td>44,7</td><td>115,8</td></tr> <tr><td>480</td><td>485/510</td><td>12,5</td><td>479/510</td><td>15,5</td><td>672</td><td>612</td><td></td><td>530</td><td></td><td></td><td>40</td><td>145</td><td>14</td><td>-35</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/4</td><td>20</td><td>152,4</td><td>187,8</td><td>48,2</td><td>122,8</td></tr> <tr><td>500</td><td>509/530</td><td>13</td><td>498/530</td><td>16</td><td>692</td><td>632</td><td></td><td>550</td><td></td><td></td><td>42</td><td>150</td><td>14</td><td>-35</td><td></td><td></td><td></td><td>1 1/4</td><td>22</td><td>158,9</td><td>201,5</td><td>54,7</td><td>133,0</td></tr> </tbody> </table>														Flanschen nach Bild 3																						300	301/318	8,5	297/318	10,5	446	398		332			32	120	10	-28				1	16	64,5	79,1	19,4	49,9	320	322/340	9	317/340	11,5	470	422		354			32	120	10	-28				1	16	73,0	92,6	21,0	53,1	340	341/360	9,5	336/360	12	502	448		374			34	125	12	-32				1 1/8	16	81,6	102,3	25,2	66,0	360	360/380	10	355/380	12,5	524	470		394			34	125	12	-32				1 1/8	16	90,7	112,6	27,0	69,8	380	379/400	10,5	374/400	13	544	490		414			36	130	12	-32				1 1/8	18	100,2	123,3	29,5	76,7	400	399/420	10,5	393/420	13,5	566	512		436			36	130	12	-32				1 1/8	18	105,4	134,5	32,0	81,8	420	418/440	11	412/440	14	598	538		456			38	135	14	-35				1 1/4	18	115,6	146,1	37,8	98,8	440	437/460	11,5	431/460	14,5	620	560		478			38	135	14	-35				1 1/4	20	126,4	158,3	40,7	105,8	460	466/490	12	460/490	15	650	590		508			40	140	14	-35				1 1/4	20	140,6	174,6	44,7	115,8	480	485/510	12,5	479/510	15,5	672	612		530			40	145	14	-35				1 1/4	20	152,4	187,8	48,2	122,8	500	509/530	13	498/530	16	692	632		550			42	150	14	-35				1 1/4	22	158,9	201,5	54,7	133,0																																																																																																																																																																																																																																																
Flanschen nach Bild 3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
300	301/318	8,5	297/318	10,5	446	398		332			32	120	10	-28				1	16	64,5	79,1	19,4	49,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
320	322/340	9	317/340	11,5	470	422		354			32	120	10	-28				1	16	73,0	92,6	21,0	53,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
340	341/360	9,5	336/360	12	502	448		374			34	125	12	-32				1 1/8	16	81,6	102,3	25,2	66,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
360	360/380	10	355/380	12,5	524	470		394			34	125	12	-32				1 1/8	16	90,7	112,6	27,0	69,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
380	379/400	10,5	374/400	13	544	490		414			36	130	12	-32				1 1/8	18	100,2	123,3	29,5	76,7																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
400	399/420	10,5	393/420	13,5	566	512		436			36	130	12	-32				1 1/8	18	105,4	134,5	32,0	81,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
420	418/440	11	412/440	14	598	538		456			38	135	14	-35				1 1/4	18	115,6	146,1	37,8	98,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
440	437/460	11,5	431/460	14,5	620	560		478			38	135	14	-35				1 1/4	20	126,4	158,3	40,7	105,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
460	466/490	12	460/490	15	650	590		508			40	140	14	-35				1 1/4	20	140,6	174,6	44,7	115,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
480	485/510	12,5	479/510	15,5	672	612		530			40	145	14	-35				1 1/4	20	152,4	187,8	48,2	122,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
500	509/530	13	498/530	16	692	632		550			42	150	14	-35				1 1/4	22	158,9	201,5	54,7	133,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				

Abb. 33

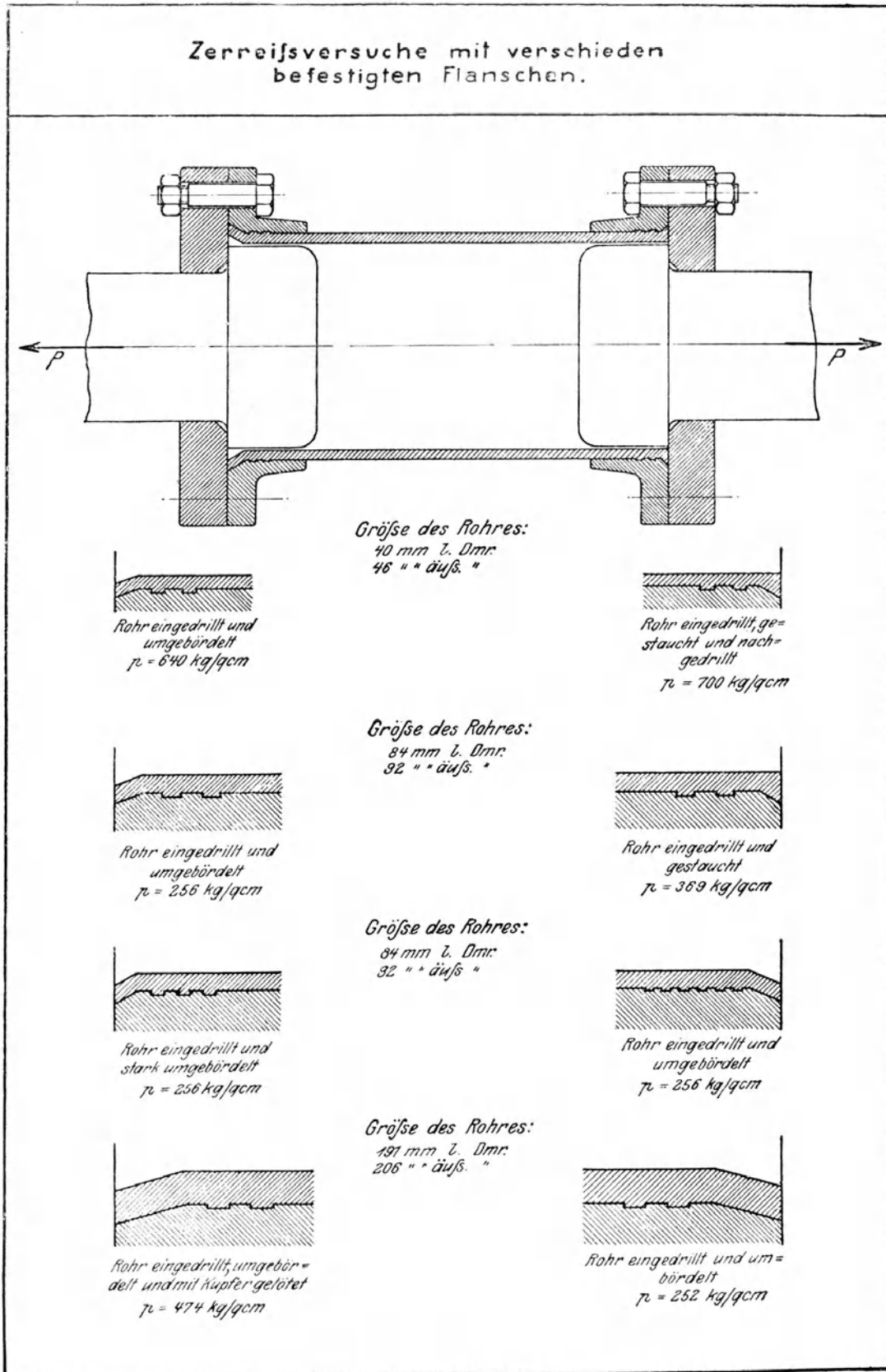


Abb. 34.

weiten“ in der ersten Spalte aufgeführt worden, die den wirklichen, lichten Durchmessern angenähert entsprechen.

Zur Befestigung des Flansches an den Rohren dienen drei verschiedene Ausführungsarten, und zwar werden die Rohre bis 25 mm l. N. umbördelt und hart gelötet (Bild 1), von da ab eindrillt und umbördelt (Bild 2) und von 300 mm l. N. ab überlappt angeschweißt (Bild 3). Die Grenzen dieser drei Befestigungsarten ergeben sich daraus, daß sich unter 30 und über 300 mm l. N. das Eindrillen des Rohres in die Nuten nicht zuverlässig ausführen läßt. Das in Bild 2 angewandte Verfahren der Eindrillung und Umbördelung des Rohres ist durch Versuche der Kaiserlichen Werft Kiel als außerordentlich zuverlässig nachgewiesen worden. Es mußten die Fragen geklärt werden, ob das Umbördeln gleichwertig sei mit dem früher üblichen Anstauchen der Rohre, ferner, ob die Zahl und Größe der Nuten ausreichend sei. Zu diesem Zweck wurden die auf dem Blatt (Abb. 34) dargestellten verschiedenen Formen auf der Zerreißmaschine untersucht und dabei festgestellt, daß ein innerer Druck von über 250 Atm. erst imstande sein würde, die Flanschverbindung eines Rohres von 191 mm l. \varnothing gewaltsam zu lösen. Die im Bild 3 des Normalblatts dargestellten Rohre können von den Rohrwerken als „überlappt geschweißte Rohre mit angeschweißten Flanschen“, auf Maß fertig bearbeitet, bezogen werden. An Stelle dieser Flanschen können für Sonderfälle auch Nietflanschen verwandt werden, für die ein besonderes Blatt der Marine-Normalien-Kommission ausgearbeitet worden ist.

Es hat besondere Schwierigkeiten bereitet, zwischen den verschiedenen Bedingungen, die für die Dimensionierung der Flanschen von Einfluß sind, zu vermitteln. Aber wie aus den beiden Kurvenblättern (Abb. 35 und 36) hervorgeht, ist die endgültige Form so gestaltet, daß die einzelnen Abmessungen und Schrauben-Beanspruchungen in stetigen Linien verlaufen. Insbesondere ist aus dem weiteren Blatt (Abb. 37) ersichtlich, daß der von der Schraube bis zur Rohrwand nötige Abstand x bzw. y sorgsam eingehalten ist, um ein gutes Anziehen der Schrauben zu gewährleisten; dabei mußte an einen möglichen Anschluß des Rohres an Stützen aus Stahlguß und Gußeisen gedacht werden, was aus den zweierlei Größen für c erhellt. Wieviel besser in dieser Hinsicht die H N A-Hochdruckflanschen als die bisher üblichen bemessen sind, zeigt die Zusammenstellung der entsprechenden Größen auf dem Blatt (Abb. 38), das in den Ordinaten außer den neuen Abmessungen die bei zwei Reedereien bisher gebräuchlichen, ganz unregelmäßigen Entfernungen x aufweist und gleichzeitig die bedeutende Zugabe gegenüber den knappen Abständen

Hochdruckflanschen H. N. A.

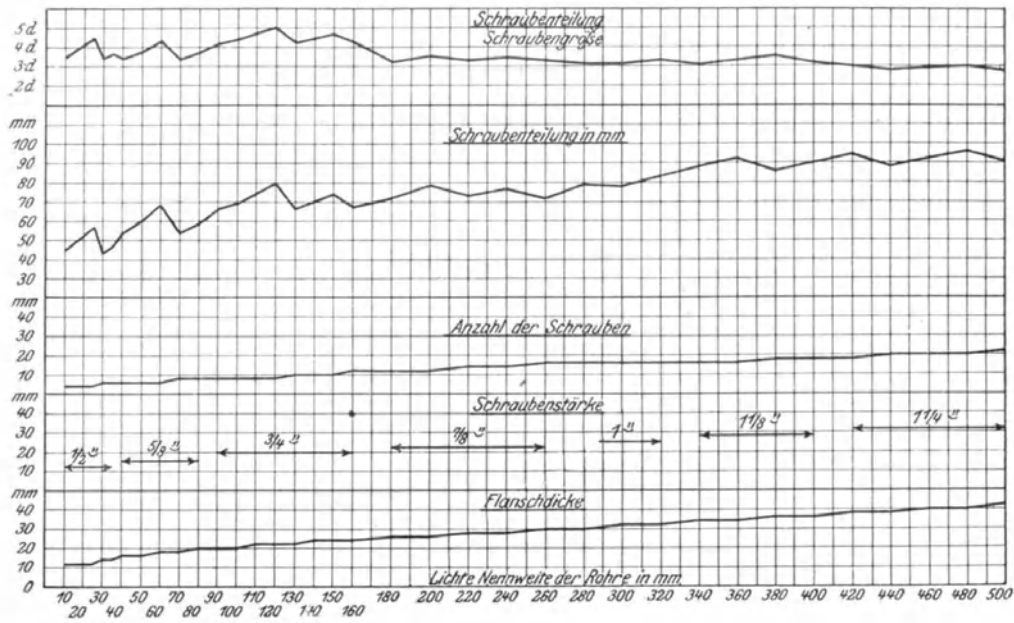


Abb. 35.

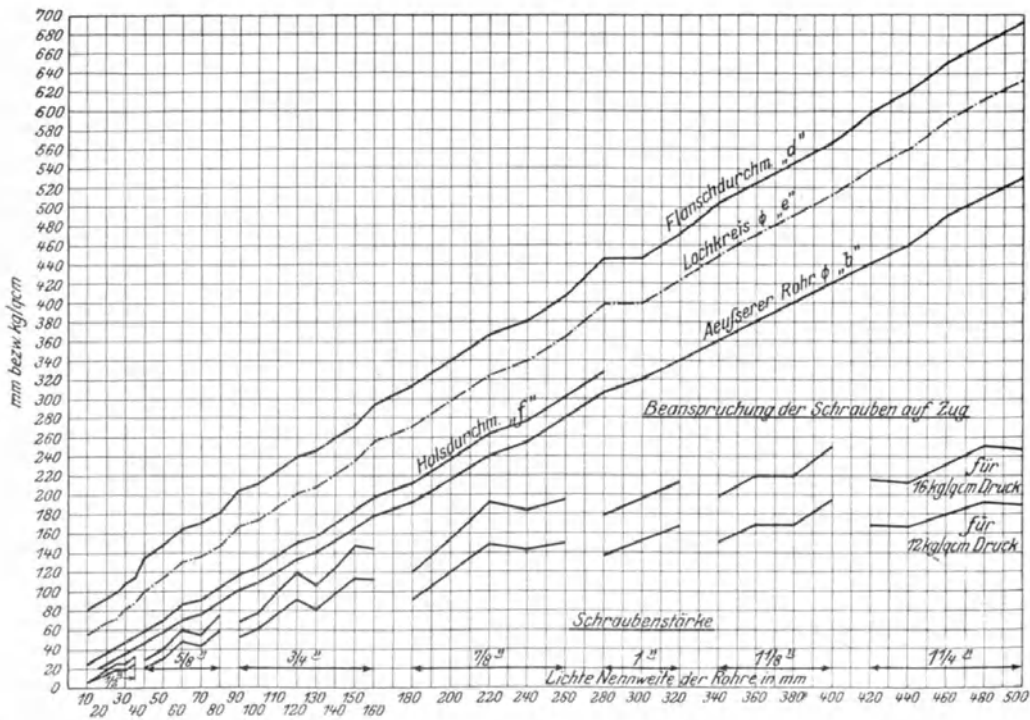


Abb. 36.

Schrauben-Abstände der H. N. A. Hochdruckflanschen.

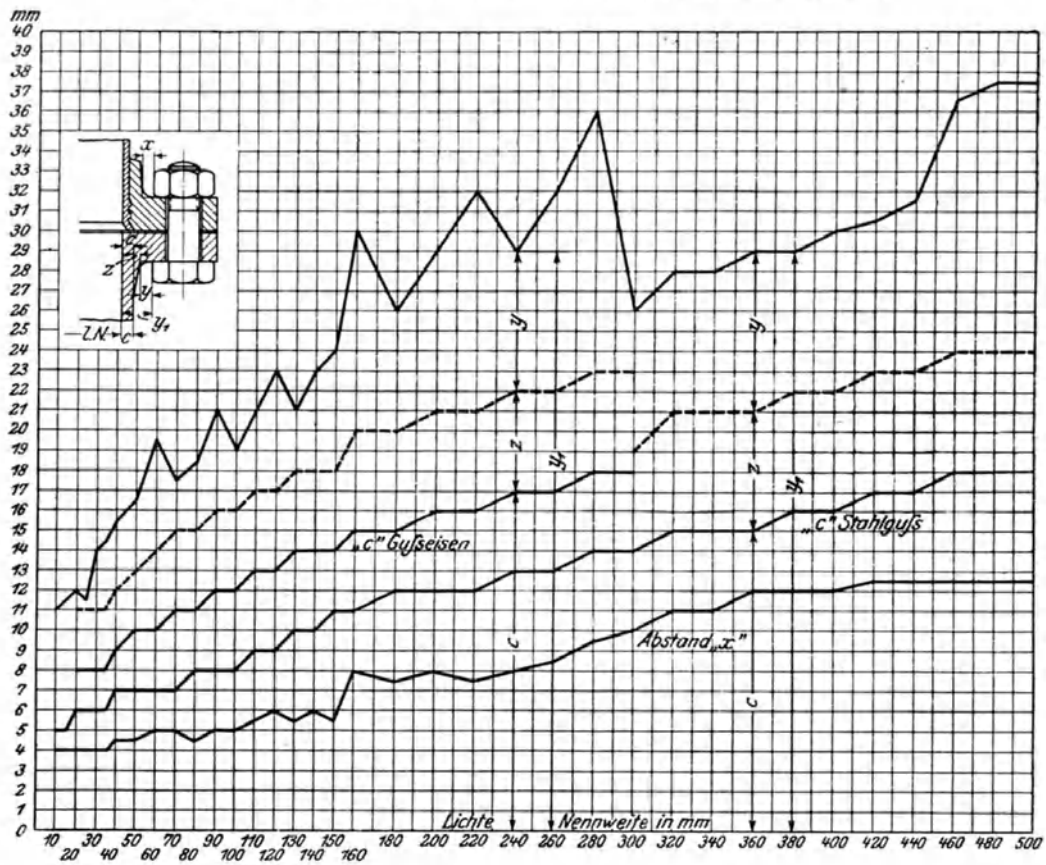


Abb. 37.

Schrauben-Abstände nach verschiedenen Normalien.

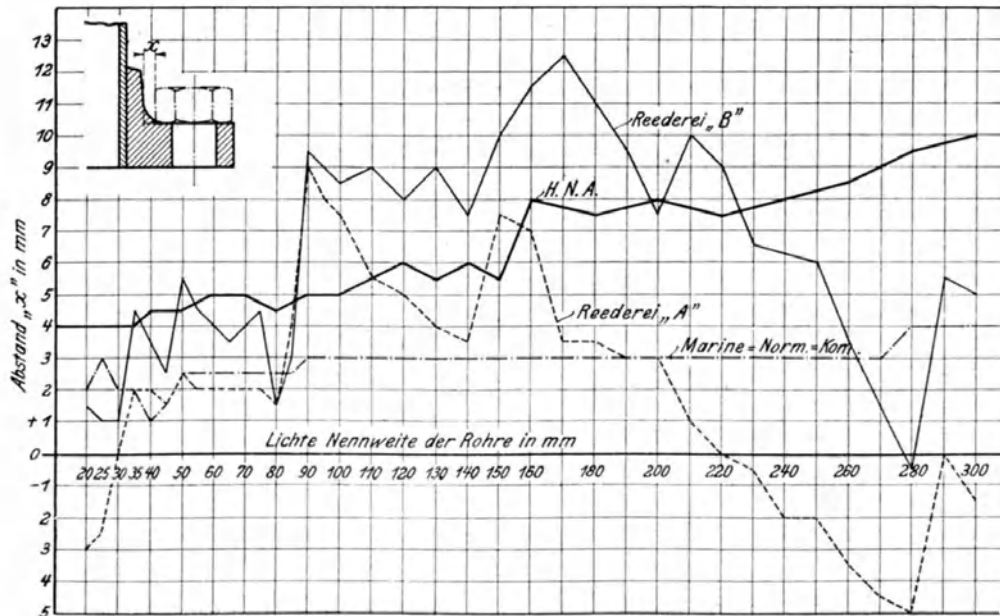


Abb. 38.

der Marine-Normen veranschaulicht. Die in den H N A - Normen noch verbliebenen kleinen Sprünge für „y“ erklären sich durch den Unterschied zwischen den wirklichen Rohrdurchmessern und den lichten Nennweiten sowie durch die wechselnde Flanschbefestigung.

Zur Festlegung der Flanschen war außerdem erforderlich, über die Wandstärke und Flanschdicke von Hoch- und Niederdruck-Gußstücken Normen zu schaffen, die in Abb. 39 wiedergegeben sind, und auch für die Übergänge von der Wand zu den Flanschen mußte eine Vereinbarung getroffen

Flanschdicken und Wandstärken für Gußstücke.

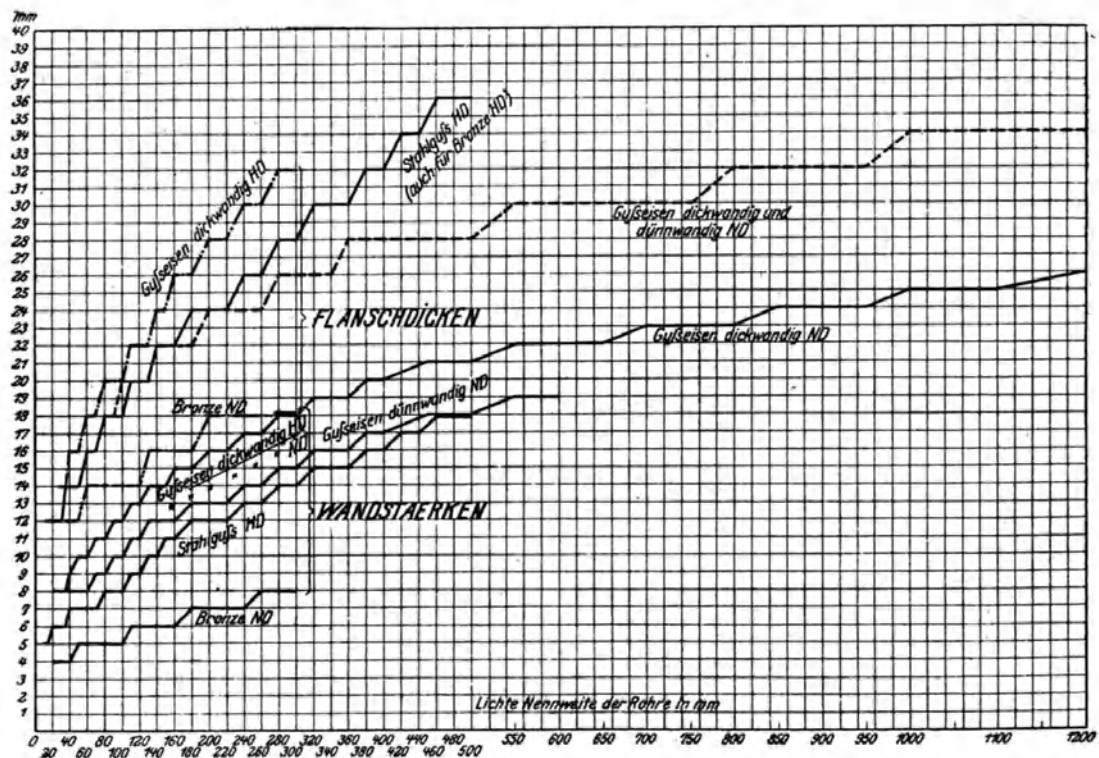


Abb. 39.

werden, welche die verschiedenen Stärken und Baustoffe einigermaßen berücksichtigt, wie es in Abb. 40 zum Ausdruck kommt.

Niederdruckflanschen: Für die Niederdruckflanschen konnten ebenfalls die Abmessungen der Marine nicht beibehalten werden, weil die Verwendung von Gußeisen für Ventile und dergleichen wesentlich größere Flanschen verlangt. Der Verlauf der Kurven auf den Zeichnungen Abb. 41 und 42 beweist, daß auch bei diesen Flanschen ein gleichmäßiges Wachsen

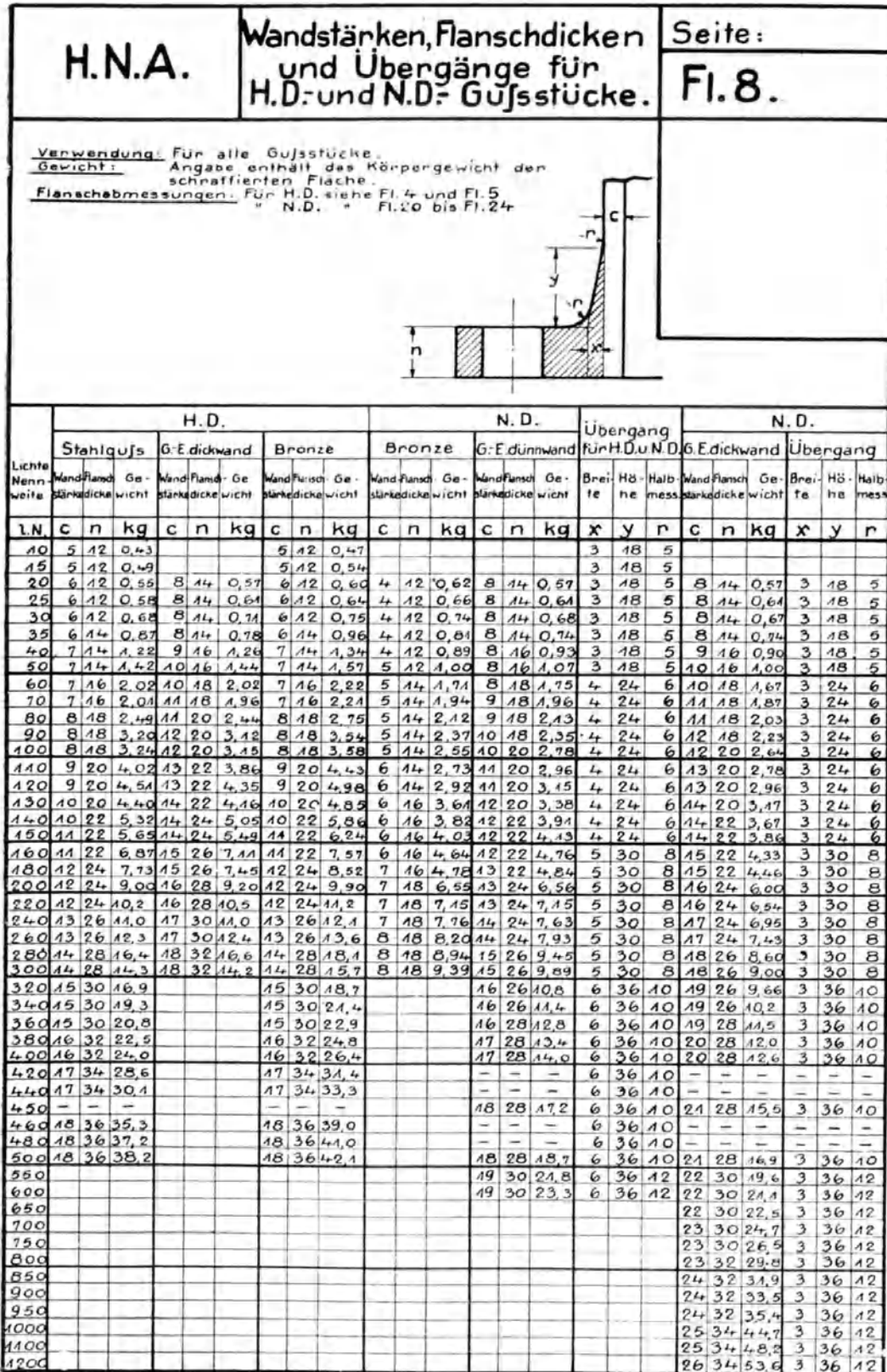


Abb. 40.

H. N. A. Niederdruckflanschen.

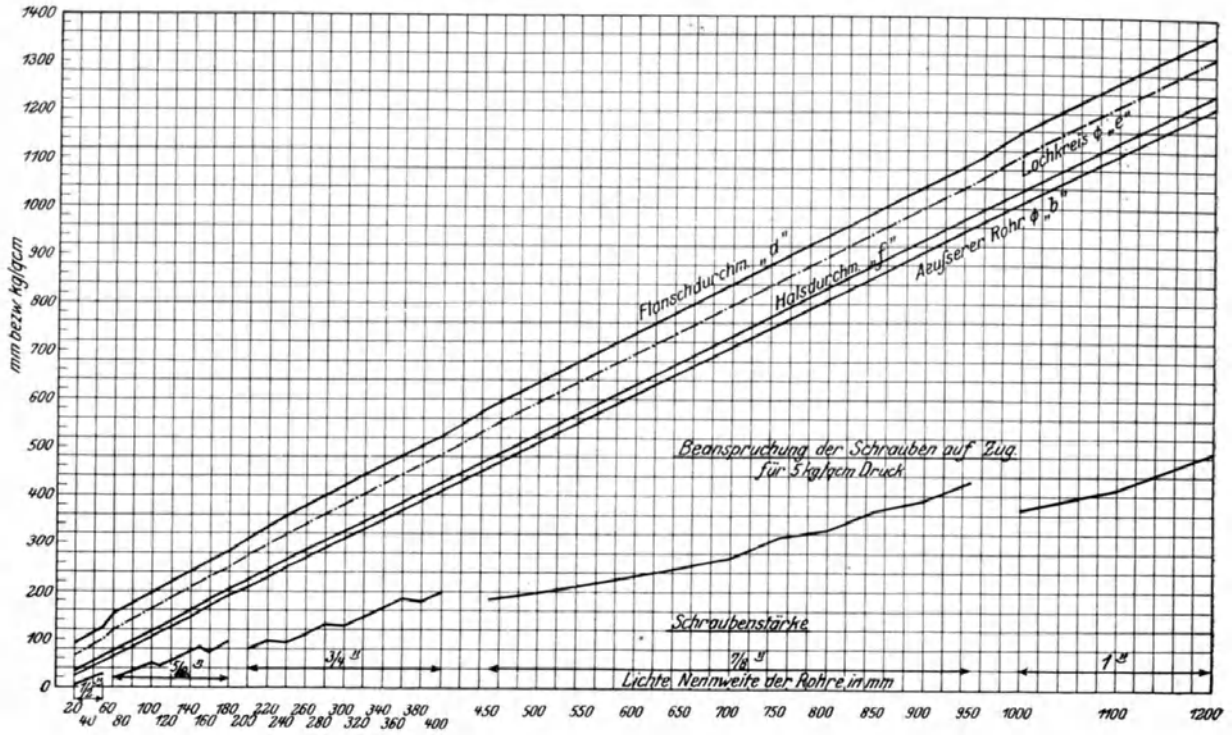


Abb. 41.

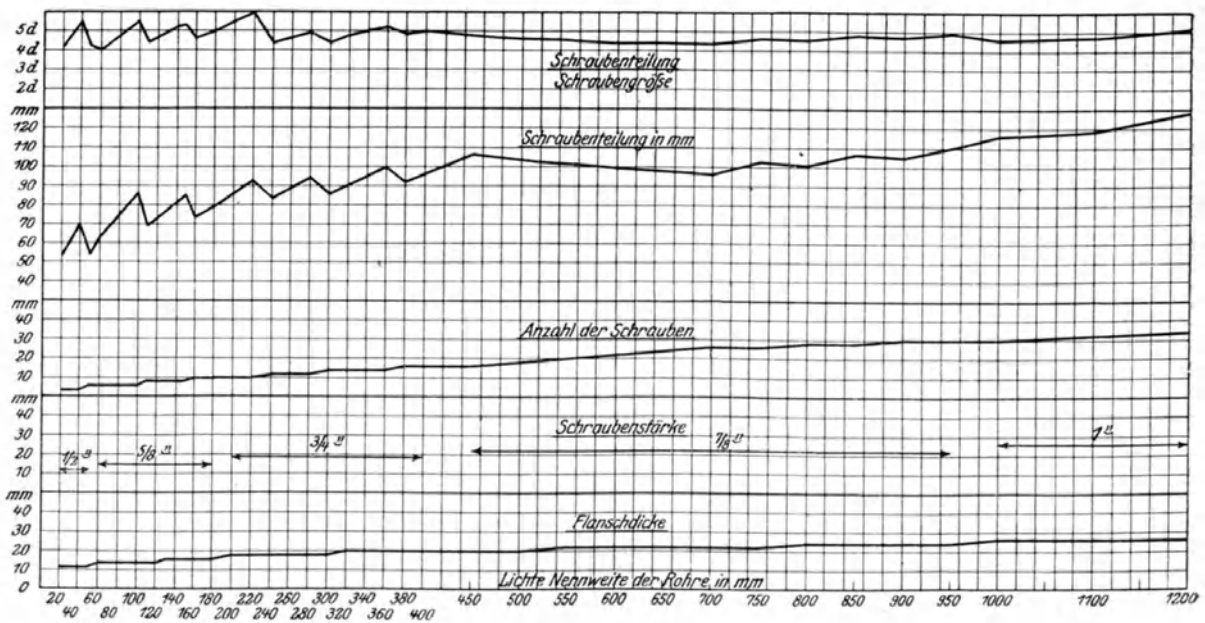


Abb. 42.

H.N.A.		N.D.-Lötflanschen für Flußeisenrohre Probdruck 10 kg/cm ²													Seite: Fl. 20				
Verwendung:		Für N.D.-Dampf-, Abgas-, Wasser-, Luft- und Ölleitungen.																	
Material:		Rohre und Flanschen aus Flußeisen. Rohre kaltgezogen, warmgewälzt, überlappt- oder autogen geschweißt.																	
Bearbeitung:		Innenrand, Außenrand, Abfasungen, Dichtungsfläche und wo erforderlich Mutterauflage. Maß „n“ gilt für die fertig aufgelöteten und abgefrästen Flanschen. Diese sind daher bis einschließlich 100 L.N. mit mindestens 1mm, die größeren mit mindestens 2mm Zugabe anzufertigen.																	
Herstellung:		Rohr umgebündelt und hart gelötet. Sämtliche Flanschen erhalten das Kennzeichen „R“. Walzflanschen siehe Fl. 21. Schweißflanschen siehe Fl. 22. Flanschen und Rohre unter 30 L.N. stimmen mit denen auf Blatt Fl. 4 überein.																	
Lichte Henn- weite	Rohre			Flanschen										Schrauben		Gewichte i. kg für			
	Durch- messer	Wand- stärke	Lichter- Rohr- querschnitt	Durch- messer	Loch- kreis φ	Halb- kreis φ	Abfasung zum		Fl- Dicke	Ge- samt- höhen	Halb- höhen	Loch φ	Lager Nn	Durch- mes- sen	An- zahl	Lager Nn	A m	A	die voll- ständig Flansch- verbin- dung.
L.N.	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l		Zoll	Stück		Rohr	Flansch	
20	20/25	2,5	3,14	94	68	36	2	3	1	12	18	5	-14	1/2	4		1,38	0,57	1,52
25	25/30	2,5	4,91	93	72	40	2	3	1	12	18	5	-14	1/2	4		1,68	0,61	1,60
30	30/35	2,5	7,07	104	78	44	2	3	1	12	18	5	-14	1/2	4		1,99	0,68	1,75
35	33/38	2,5	8,88	110	84	48	2	3	1	12	18	5	-14	1/2	4		2,18	0,76	1,92
40	39,5/44,5	2,5	12,25	116	90	54	2	3	1	12	18	5	-14	1/2	4		2,57	0,82	2,05
50	49/54	2,5	18,86	128	102	64	2	3	1	12	18	5	-14	1/2	6		3,16	0,95	2,48
60	57,5/63,5	3	25,97	154	120	74	2	3	1	14	22	6	-18	5/8	6		4,45	1,00	4,32
70	70/76	3	38,48	166	132	86	2	3	1	14	22	6	-18	5/8	6		5,37	1,19	4,72
80	77/83	3	46,57	176	142	94	2	3	1	14	22	6	-18	5/8	6		5,88	2,00	5,16
90	89/95	3	62,24	188	154	106	2	3	1	14	22	6	-18	5/8	6		6,76	2,21	5,58
100	102/108	3	81,14	198	164	118	2	3	1	14	22	6	-18	5/8	6		7,72	2,32	5,80
110	107/111,4	3,5	89,92	210	176	126	3	4,5	1	14	22	6	-18	5/8	8		9,48	2,59	6,71
120	120/127	3,5	113,1	220	186	140	3	4,5	1	14	22	6	-18	5/8	8		10,6	2,72	6,97
130	126/133	3,5	124,7	232	198	146	3	4,5	1	16	22	6	-18	5/8	8		11,1	3,42	8,44
140	139/146	3,5	151,8	242	208	160	3	4,5	1	16	22	6	-18	5/8	8		12,2	3,56	8,73
150	152/159	3,5	181,5	252	218	174	3	4,5	1	16	22	6	-18	5/8	8		13,3	3,68	8,99
160	163/171	4	208,7	268	234	186	3	4,5	1,5	16	22	6	-18	5/8	10		16,4	4,05	10,7
180	183/191,2	4	263,0	284	250	206	3	4,5	1,5	16	22	6	-18	5/8	10		18,3	4,24	10,7
200	195/203	4	298,7	316	278	218	3	4,5	1,5	18	25	7	-21	3/4	10		19,5	6,27	15,6
220	220/229	4,5	380,1	336	298	244	3	4,5	1,5	18	25	7	-21	3/4	10		24,8	6,50	16,1
240	245/254	4,5	471,4	358	320	268	3	4,5	1,5	18	25	7	-21	3/4	12		27,5	6,76	17,1
260	258/267	4,5	522,8	378	340	282	3	4,5	1,5	18	25	7	-21	3/4	12		28,9	7,69	19,1
280	283/292	4,5	629,0	400	362	308	3	4,5	1,5	18	25	7	-21	3/4	12		31,7	8,10	19,3
300	296/305	4,5	688,7	420	382	322	3	4,5	1,5	18	25	7	-21	3/4	14		33,1	9,00	22,3
320	320/330	5	804,3	442	404	346	4	6	2	20	25	8	-21	3/4	14		39,8	10,2	24,8
340	340/350	5	907,9	462	424	366	4	6	2	20	25	8	-21	3/4	14		42,3	10,8	26,1
360	360/370	5	1018	482	444	386	4	6	2	20	25	8	-21	3/4	14		44,7	11,3	27,4
380	380/390	5	1134	504	466	408	4	6	2	20	25	8	-21	3/4	16		47,2	12,1	29,3
400	400/410	5	1257	524	486	428	4	6	2	20	25	8	-21	3/4	16		49,6	12,7	30,5

Abb. 43.

H.N.A.		N.D.-Walzflanschen für Flußseisenrohre Probendruck bis 10 kg/cm ² .										Seite: Fl. 21.								
Verwendung:		Für N.D.-Dampf-, Abgas-, Wasser-, Luft- und Ölleitungen.																		
Baustoff:		Rohre und Flanschen aus Flußseisen. Rohre warmgewalzt, überlappt oder autogen geschweißt.																		
Bearbeitung:		Innenrand, Außenrand, Abfasungen, Dichtungsfläche wo erforderlich und Mutterauflage Maße, n° gilt für die fertig aufgewalzten und abgefrästen Flanschen. Diese Flanschen erhalten an den Dichtungsflächen Zugabe für Bearbeitung entsprechend der Differenz der Maße „n-2“, die erst nach dem Einwalzen der Rohre abgedreht werden darf.																		
Herstellung:		Die Rohre sind nur maschinell aufzuwalzen. Beim Aufwalzen ist auf den Flansch außen ein etwas kegeliger Schrumpfring oder eine zweiteilige Schelle aufzuziehen. Sämtliche Flanschen erhalten das Kennzeichen „R° N.D.-Löfflanschen“ siehe Fl. 20. N.D.-Schweißflanschen siehe Fl. 22. Die aufgewalzten Flanschen sollen nicht feuerverzinkt werden.																		
Lichte Nennweite	Rohre			Flanschen										Schrauben		Gewichte i. kg. für				
	Durchmesser	Wandstärke	Lichter-Rohrquerschnitt	Durchmesser	Lochkreis	Hals-φ	Rillen			Flanschdicke		Ge- samthöhe	Halb- mess- φ	Loch- φ	Durch- messer	An- zahl	1m Rohr	1 Flansch	die voll- ständig Flansch- verbin- dung ohne Rohr	
L.N.	a/b	c	cm ²	d	e	f	Breite	Tiefe	v	h	n	z	roh	o	r	l	Zoll			
20	20/25	2,5	3,14	94	68	36	2,5	3	0,5	1	12	13	18	5	-14	1/2	4	4,38	0,57	1,52
25	25/30	2,5	4,91	98	72	40	2,5	3	0,5	1	12	13	18	5	-14	1/2	4	4,68	0,61	1,60
30	30/35	2,5	7,07	104	78	44	2,5	3	0,5	1	12	13	18	5	-14	1/2	4	4,99	0,68	1,75
35	33/38	2,5	8,55	110	84	48	2,5	3	0,5	1	12	13	18	5	-14	1/2	4	5,18	0,76	1,92
40	39,5/44,5	2,5	12,25	116	90	54	2,5	3	0,5	1	12	13	18	5	-14	1/2	4	5,57	0,82	2,05
50	49/54	2,5	18,84	128	102	64	2,5	3	0,5	1	12	13	18	5	-14	1/2	6	6,16	0,95	2,48
60	57,5/63,5	3	25,77	154	120	74	2,5	3	0,5	1	14	17	22	6	-18	5/8	6	7,45	1,00	2,32
70	70/76	3	38,48	166	132	86	2,5	3	0,5	1	14	17	22	6	-18	5/8	6	8,27	1,19	2,72
80	77/83	3	46,57	176	142	94	2,5	3	0,5	1	14	17	22	6	-18	5/8	6	8,88	1,20	3,16
90	89/95	3	62,24	188	154	106	2,5	3	0,5	1	14	17	22	6	-18	5/8	6	9,76	1,21	3,58
100	102/108	3	81,71	198	164	118	2,5	3	0,5	1	14	17	22	6	-18	5/8	6	11,12	1,32	4,00
110	107/114	3,5	89,93	210	176	126	2,5	3	0,5	1	14	18	22	6	-18	5/8	8	12,48	1,59	4,71
120	120/127	3,5	113,1	220	186	140	2,5	3	0,5	1	14	18	22	6	-18	5/8	8	14,06	1,72	5,27
130	126/133	3,5	124,7	232	198	146	2,5	3	0,5	1	16	18	22	6	-18	5/8	8	14,4	1,72	5,44
140	139/146	3,5	151,8	242	208	160	2,5	3	0,5	1	16	18	22	6	-18	5/8	8	15,2	1,76	5,73
150	152/159	3,5	181,5	252	218	174	2,5	3	0,5	1	16	18	22	6	-18	5/8	8	16,3	1,68	6,09
160	163/171	4	208,7	268	234	186	3	4	0,5	1	16	20	22	6	-18	5/8	10	16,4	1,65	6,1
180	183/191	4	263,0	284	250	206	3	4	0,5	1	16	20	22	6	-18	5/8	10	18,3	1,74	6,7
200	195/203	4	298,7	316	278	218	3	4	0,5	1	18	20	25	7	-21	3/4	10	19,5	1,67	6,56
220	220/229	4,5	380,1	336	298	244	3	4	0,75	1,25	18	22,5	25	7	-21	3/4	10	24,8	1,65	6,1
240	245/254	4,5	471,4	358	320	268	3	4	0,75	1,25	18	22,5	25	7	-21	3/4	12	27,5	1,76	6,71
260	258/267	4,5	522,8	378	340	282	3	4	0,75	1,25	18	22,5	25	7	-21	3/4	12	28,9	1,69	6,91
280	283/292	4,5	629,0	400	362	308	3	4	0,75	1,25	18	22,5	25	7	-21	3/4	12	31,7	1,80	7,29
300	296/305	4,5	688,1	420	382	322	3	4	0,75	1,25	18	22,5	25	7	-21	3/4	14	33,1	1,90	7,23
320	320/330	5	804,3	442	404	346	3	4	0,75	1,25	20	25	25	8	-21	3/4	14	39,8	1,92	7,48
340	340/350	5	907,9	462	424	366	3	4	0,75	1,25	20	25	25	8	-21	3/4	14	42,3	1,98	7,61
360	360/370	5	1018	482	444	386	3,5	4,5	1	1,5	20	25	25	8	-21	3/4	14	44,7	1,93	7,71
380	380/390	5	1134	504	466	408	3,5	4,5	1	1,5	20	25	25	8	-21	3/4	16	47,2	1,94	7,93
400	400/410	5	1257	524	486	428	3,5	4,5	1	1,5	20	25	25	8	-21	3/4	16	49,6	1,97	8,05

Abb. 41.

H.N.A.		N.D.:Schweißflanschen für Flufseisenrohre. Probendruck 10 kg/cm ²												Seite: Fl.22.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
Verwendung:		Für N.D.-Dampf-, Abgas-, Wasser-, Luft- und Ölleitungen.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Baustoff:		Rohre und Flanschen aus Flufseisen. Rohre wärmegewalzt, überlappt oder autogen geschweißt.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Bearbeitung:		Innenrand aufeinander, Abflängen, Dichtungsfläche und wo erforderlich Mutterauflage Maß „n“ gut für die fertig geschweißten und abgefrästen Flanschen. Diese sind daher bis einschließlich 100 L.N. mit mindestens 1 mm die gröfseren mit mindestens 2 mm Zugabe anzufertigen.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Herstellung:		Flanschen autogen aufschweißen. Ausführung nach Bild 1, 2 oder 3 ist freigestellt. Sämtliche Flanschen erhalten das Kennzeichen „R“ N.D. Lotflanschen siehe Fl. 20. N.D. Walzflanschen siehe Fl. 21.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Gewicht:		des Flansches nach Bild 1 u. 2. Bei Bild 3, auf die schraffierte Fläche außerhalb des Durchmessers „b“ bezogen, sind noch 2 bis 3% hinzu zurechnen.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
		<table border="1"> <tr> <td>Schn. Φ</td> <td>1 1/2"</td> <td>2"</td> <td>3"</td> <td>4"</td> <td>6"</td> <td>8"</td> <td>10"</td> <td>12"</td> <td colspan="4"></td> </tr> <tr> <td>Φ L</td> <td>44</td> <td>48</td> <td>54</td> <td>60</td> <td>66</td> <td>72</td> <td>78</td> <td>84</td> <td>90</td> <td>96</td> <td>102</td> <td>108</td> <td>114</td> </tr> <tr> <td>Halbm. n</td> <td>5</td> <td>6</td> <td>8</td> <td>10</td> <td>12</td> <td colspan="7"></td> </tr> </table>												Schn. Φ	1 1/2"	2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"					Φ L	44	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	Halbm. n	5	6	8	10	12																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
Schn. Φ	1 1/2"	2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
Φ L	44	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
Halbm. n	5	6	8	10	12																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
		<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Bild 1</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Bild 2</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Bild 3</p> </div> </div>																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Rohre</th> <th colspan="12">Flanschen</th> <th colspan="2">Schrauben</th> <th colspan="2">Gewichte in kg.</th> </tr> <tr> <th>Lichte Nennweite</th> <th>Durchmesser</th> <th>Wandstärke</th> <th>Flanschenhöhe</th> <th>Durchmesser</th> <th>Lochkreis</th> <th>Maß Φ</th> <th colspan="6">Schweißnaht</th> <th>Stauhöhe</th> <th>Fl. drücke</th> <th>Mind. Höhe</th> <th>Φ</th> <th>Anzahl</th> <th>für 1 m Rohr</th> <th>nach Bild 1 u. 2 für 1 Flansch</th> <th>die vollständig Flanschverbg. ohne Rohr</th> </tr> <tr> <th>L.N.</th> <th>a b</th> <th>c</th> <th>cm²</th> <th>d</th> <th>e</th> <th>f</th> <th>g</th> <th>h</th> <th>i</th> <th>k</th> <th>l</th> <th>m</th> <th>n</th> <th>o</th> <th></th> <th></th> <th></th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>20</td><td>20/25</td><td>2,5</td><td>3,14</td><td>94</td><td>e8</td><td>27</td><td>29</td><td>6</td><td>2</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>12</td><td>20</td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>4,58</td><td>0,55</td><td>4,48</td></tr> <tr><td>25</td><td>25/30</td><td>2,5</td><td>4,91</td><td>98</td><td>72</td><td>32</td><td>34</td><td>6</td><td>2</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>12</td><td>20</td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>4,68</td><td>0,58</td><td>4,55</td></tr> <tr><td>30</td><td>30/35</td><td>2,5</td><td>7,07</td><td>104</td><td>78</td><td>37</td><td>39</td><td>6</td><td>2</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>12</td><td>20</td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>4,99</td><td>0,65</td><td>4,69</td></tr> <tr><td>35</td><td>35/38</td><td>2,5</td><td>9,55</td><td>110</td><td>84</td><td>40</td><td>42</td><td>6</td><td>2</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>12</td><td>20</td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>2,48</td><td>0,73</td><td>1,86</td></tr> <tr><td>40</td><td>39,5/43</td><td>2,5</td><td>12,25</td><td>116</td><td>90</td><td>47</td><td>49</td><td>6</td><td>2</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>12</td><td>20</td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>4</td><td>2,97</td><td>0,79</td><td>1,98</td></tr> <tr><td>50</td><td>49,5/54</td><td>2,5</td><td>18,24</td><td>128</td><td>102</td><td>56</td><td>58</td><td>6</td><td>2</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>12</td><td>22</td><td></td><td></td><td>1/2</td><td>6</td><td>3,16</td><td>0,90</td><td>2,38</td></tr> <tr><td>60</td><td>57,5/63,5</td><td>3</td><td>25,97</td><td>154</td><td>120</td><td>66</td><td>68</td><td>7</td><td>3</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>14</td><td>22</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>4,45</td><td>1,32</td><td>4,16</td></tr> <tr><td>70</td><td>70/76</td><td>3</td><td>38,48</td><td>166</td><td>132</td><td>78</td><td>80</td><td>7</td><td>3</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>14</td><td>22</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>5,37</td><td>1,70</td><td>4,53</td></tr> <tr><td>80</td><td>77/83</td><td>3</td><td>46,57</td><td>176</td><td>142</td><td>85</td><td>87</td><td>7</td><td>3</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>14</td><td>24</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>5,88</td><td>1,90</td><td>4,94</td></tr> <tr><td>90</td><td>87/93</td><td>3</td><td>62,24</td><td>188</td><td>154</td><td>97</td><td>99</td><td>7</td><td>3</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>14</td><td>24</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>6,76</td><td>2,09</td><td>5,34</td></tr> <tr><td>100</td><td>102/108</td><td>3</td><td>84,31</td><td>198</td><td>164</td><td>110</td><td>112</td><td>7</td><td>3</td><td>6</td><td>5</td><td>3</td><td>14</td><td>24</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>6</td><td>7,72</td><td>2,49</td><td>5,55</td></tr> <tr><td>110</td><td>107/114</td><td>3,5</td><td>95,92</td><td>210</td><td>176</td><td>117</td><td>119</td><td>8</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>14</td><td>26</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>8</td><td>9,48</td><td>2,45</td><td>6,42</td></tr> <tr><td>120</td><td>120/127</td><td>3,5</td><td>113</td><td>220</td><td>186</td><td>130</td><td>132</td><td>8</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>14</td><td>26</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>8</td><td>10,6</td><td>2,54</td><td>6,62</td></tr> <tr><td>130</td><td>126/133</td><td>3,5</td><td>129</td><td>232</td><td>198</td><td>136</td><td>138</td><td>8</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>16</td><td>26</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>8</td><td>11,1</td><td>3,29</td><td>8,18</td></tr> <tr><td>140</td><td>139/146</td><td>3,5</td><td>157,8</td><td>242</td><td>206</td><td>149</td><td>151</td><td>8</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>16</td><td>26</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>8</td><td>12,2</td><td>3,40</td><td>8,41</td></tr> <tr><td>150</td><td>152/159</td><td>3,5</td><td>187,5</td><td>252</td><td>218</td><td>162</td><td>164</td><td>8</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>16</td><td>28</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>8</td><td>13,3</td><td>3,50</td><td>8,62</td></tr> <tr><td>160</td><td>163/171</td><td>4</td><td>208,7</td><td>268</td><td>234</td><td>174</td><td>176</td><td>9</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>16</td><td>28</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>10</td><td>16,4</td><td>3,85</td><td>9,69</td></tr> <tr><td>180</td><td>183/191</td><td>4</td><td>262,8</td><td>284</td><td>250</td><td>194</td><td>196</td><td>9</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>16</td><td>28</td><td></td><td></td><td>5/8</td><td>10</td><td>18,3</td><td>4,04</td><td>10,0</td></tr> <tr><td>200</td><td>198/203</td><td>4</td><td>298,7</td><td>316</td><td>271</td><td>206</td><td>208</td><td>9</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>18</td><td>30</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>10</td><td>19,5</td><td>5,98</td><td>15,0</td></tr> <tr><td>220</td><td>220/229</td><td>4,5</td><td>380,4</td><td>336</td><td>298</td><td>232</td><td>234</td><td>9</td><td>3</td><td>7</td><td>6</td><td>3</td><td>18</td><td>30</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>10</td><td>24,8</td><td>6,17</td><td>15,4</td></tr> <tr><td>240</td><td>245/254</td><td>4,5</td><td>471,4</td><td>358</td><td>320</td><td>257</td><td>259</td><td>10</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>3</td><td>18</td><td>30</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>12</td><td>27,5</td><td>6,42</td><td>16,5</td></tr> <tr><td>260</td><td>258/267</td><td>4,5</td><td>522,8</td><td>378</td><td>340</td><td>270</td><td>272</td><td>10</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>3</td><td>18</td><td>32</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>12</td><td>28,9</td><td>7,32</td><td>18,3</td></tr> <tr><td>280</td><td>283/292</td><td>4,5</td><td>629,6</td><td>400</td><td>362</td><td>295</td><td>297</td><td>10</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>3</td><td>18</td><td>32</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>12</td><td>31,7</td><td>7,66</td><td>19,0</td></tr> <tr><td>300</td><td>296/305</td><td>4,5</td><td>748,5</td><td>420</td><td>382</td><td>308</td><td>310</td><td>10</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>3</td><td>18</td><td>32</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>14</td><td>33,1</td><td>8,51</td><td>21,3</td></tr> <tr><td>320</td><td>320/330</td><td>5</td><td>804,3</td><td>442</td><td>404</td><td>334</td><td>337</td><td>11</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>4</td><td>20</td><td>34</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>14</td><td>39,8</td><td>9,83</td><td>24,1</td></tr> <tr><td>340</td><td>340/350</td><td>5</td><td>907,9</td><td>462</td><td>424</td><td>354</td><td>357</td><td>11</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>4</td><td>20</td><td>34</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>14</td><td>42,3</td><td>10,4</td><td>25,3</td></tr> <tr><td>360</td><td>360/370</td><td>5</td><td>1048</td><td>482</td><td>444</td><td>374</td><td>377</td><td>11</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>4</td><td>20</td><td>34</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>14</td><td>44,7</td><td>10,9</td><td>26,3</td></tr> <tr><td>380</td><td>380/390</td><td>5</td><td>1134</td><td>504</td><td>466</td><td>394</td><td>397</td><td>11</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>4</td><td>20</td><td>34</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>16</td><td>47,2</td><td>11,6</td><td>28,3</td></tr> <tr><td>400</td><td>400/410</td><td>5</td><td>1257</td><td>524</td><td>486</td><td>414</td><td>417</td><td>11</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>4</td><td>20</td><td>36</td><td></td><td></td><td>3/4</td><td>16</td><td>49,6</td><td>12,2</td><td>29,5</td></tr> <tr><td>450</td><td>449/460</td><td>5,5</td><td>1583</td><td>586</td><td>544</td><td>464</td><td>467</td><td>11</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>4</td><td>20</td><td>36</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>16</td><td>61,3</td><td>14,9</td><td>37,1</td></tr> <tr><td>500</td><td>499/510</td><td>5,5</td><td>1956</td><td>638</td><td>594</td><td>514</td><td>517</td><td>11</td><td>3</td><td>8</td><td>7</td><td>4</td><td>20</td><td>36</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>18</td><td>68,8</td><td>16,3</td><td>40,9</td></tr> <tr><td>550</td><td>549/560</td><td>5,5</td><td>2367</td><td>688</td><td>644</td><td>564</td><td>567</td><td>11</td><td>4</td><td>9</td><td>8</td><td>4</td><td>22</td><td>38</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>20</td><td>74,7</td><td>19,8</td><td>48,9</td></tr> <tr><td>600</td><td>549/560</td><td>5,5</td><td>2818</td><td>738</td><td>696</td><td>614</td><td>617</td><td>11</td><td>4</td><td>9</td><td>8</td><td>4</td><td>22</td><td>38</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>22</td><td>81,5</td><td>21,5</td><td>53,1</td></tr> <tr><td>650</td><td>648/660</td><td>6</td><td>3248</td><td>788</td><td>746</td><td>664</td><td>667</td><td>11</td><td>4</td><td>9</td><td>8</td><td>4</td><td>22</td><td>38</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>24</td><td>96,2</td><td>22,9</td><td>57,1</td></tr> <tr><td>700</td><td>698/710</td><td>6</td><td>3826</td><td>842</td><td>800</td><td>714</td><td>717</td><td>11</td><td>4</td><td>9</td><td>8</td><td>4</td><td>22</td><td>40</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>26</td><td>103,3</td><td>25,4</td><td>62,9</td></tr> <tr><td>750</td><td>748/760</td><td>6</td><td>4394</td><td>892</td><td>850</td><td>764</td><td>767</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>4</td><td>22</td><td>40</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>26</td><td>110,8</td><td>27,2</td><td>66,5</td></tr> <tr><td>800</td><td>798/810</td><td>6</td><td>5001</td><td>942</td><td>900</td><td>818</td><td>821</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>4</td><td>24</td><td>40</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>28</td><td>118,2</td><td>31,4</td><td>76,1</td></tr> <tr><td>850</td><td>846/860</td><td>7</td><td>5621</td><td>994</td><td>952</td><td>868</td><td>871</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>4</td><td>24</td><td>42</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>28</td><td>146,3</td><td>34,0</td><td>81,4</td></tr> <tr><td>900</td><td>896/910</td><td>7</td><td>6305</td><td>1044</td><td>1002</td><td>918</td><td>921</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>5</td><td>24</td><td>42</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>30</td><td>154,4</td><td>35,8</td><td>85,9</td></tr> <tr><td>950</td><td>946/960</td><td>7</td><td>7029</td><td>1094</td><td>1052</td><td>968</td><td>971</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>5</td><td>24</td><td>42</td><td></td><td></td><td>7/8</td><td>30</td><td>163,3</td><td>37,7</td><td>89,9</td></tr> <tr><td>1000</td><td>994/1010</td><td>8</td><td>7760</td><td>1160</td><td>1112</td><td>1048</td><td>1051</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>5</td><td>26</td><td>44</td><td></td><td></td><td>1</td><td>30</td><td>196,1</td><td>48,1</td><td>116,6</td></tr> <tr><td>1100</td><td>1094/1110</td><td>8</td><td>9400</td><td>1260</td><td>1212</td><td>1118</td><td>1121</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>5</td><td>26</td><td>44</td><td></td><td></td><td>1</td><td>32</td><td>216</td><td>52,7</td><td>127,3</td></tr> <tr><td>1200</td><td>1194/1210</td><td>8</td><td>11197</td><td>1360</td><td>1314</td><td>1218</td><td>1221</td><td>11</td><td>4</td><td>10</td><td>9</td><td>5</td><td>26</td><td>44</td><td></td><td></td><td>1</td><td>32</td><td>236</td><td>58,3</td><td>138,7</td></tr> </tbody> </table>												Rohre		Flanschen												Schrauben		Gewichte in kg.		Lichte Nennweite	Durchmesser	Wandstärke	Flanschenhöhe	Durchmesser	Lochkreis	Maß Φ	Schweißnaht						Stauhöhe	Fl. drücke	Mind. Höhe	Φ	Anzahl	für 1 m Rohr	nach Bild 1 u. 2 für 1 Flansch	die vollständig Flanschverbg. ohne Rohr	L.N.	a b	c	cm ²	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o						20	20/25	2,5	3,14	94	e8	27	29	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	4,58	0,55	4,48	25	25/30	2,5	4,91	98	72	32	34	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	4,68	0,58	4,55	30	30/35	2,5	7,07	104	78	37	39	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	4,99	0,65	4,69	35	35/38	2,5	9,55	110	84	40	42	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	2,48	0,73	1,86	40	39,5/43	2,5	12,25	116	90	47	49	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	2,97	0,79	1,98	50	49,5/54	2,5	18,24	128	102	56	58	6	2	6	5	3	12	22			1/2	6	3,16	0,90	2,38	60	57,5/63,5	3	25,97	154	120	66	68	7	3	6	5	3	14	22			5/8	6	4,45	1,32	4,16	70	70/76	3	38,48	166	132	78	80	7	3	6	5	3	14	22			5/8	6	5,37	1,70	4,53	80	77/83	3	46,57	176	142	85	87	7	3	6	5	3	14	24			5/8	6	5,88	1,90	4,94	90	87/93	3	62,24	188	154	97	99	7	3	6	5	3	14	24			5/8	6	6,76	2,09	5,34	100	102/108	3	84,31	198	164	110	112	7	3	6	5	3	14	24			5/8	6	7,72	2,49	5,55	110	107/114	3,5	95,92	210	176	117	119	8	3	7	6	3	14	26			5/8	8	9,48	2,45	6,42	120	120/127	3,5	113	220	186	130	132	8	3	7	6	3	14	26			5/8	8	10,6	2,54	6,62	130	126/133	3,5	129	232	198	136	138	8	3	7	6	3	16	26			5/8	8	11,1	3,29	8,18	140	139/146	3,5	157,8	242	206	149	151	8	3	7	6	3	16	26			5/8	8	12,2	3,40	8,41	150	152/159	3,5	187,5	252	218	162	164	8	3	7	6	3	16	28			5/8	8	13,3	3,50	8,62	160	163/171	4	208,7	268	234	174	176	9	3	7	6	3	16	28			5/8	10	16,4	3,85	9,69	180	183/191	4	262,8	284	250	194	196	9	3	7	6	3	16	28			5/8	10	18,3	4,04	10,0	200	198/203	4	298,7	316	271	206	208	9	3	7	6	3	18	30			3/4	10	19,5	5,98	15,0	220	220/229	4,5	380,4	336	298	232	234	9	3	7	6	3	18	30			3/4	10	24,8	6,17	15,4	240	245/254	4,5	471,4	358	320	257	259	10	3	8	7	3	18	30			3/4	12	27,5	6,42	16,5	260	258/267	4,5	522,8	378	340	270	272	10	3	8	7	3	18	32			3/4	12	28,9	7,32	18,3	280	283/292	4,5	629,6	400	362	295	297	10	3	8	7	3	18	32			3/4	12	31,7	7,66	19,0	300	296/305	4,5	748,5	420	382	308	310	10	3	8	7	3	18	32			3/4	14	33,1	8,51	21,3	320	320/330	5	804,3	442	404	334	337	11	3	8	7	4	20	34			3/4	14	39,8	9,83	24,1	340	340/350	5	907,9	462	424	354	357	11	3	8	7	4	20	34			3/4	14	42,3	10,4	25,3	360	360/370	5	1048	482	444	374	377	11	3	8	7	4	20	34			3/4	14	44,7	10,9	26,3	380	380/390	5	1134	504	466	394	397	11	3	8	7	4	20	34			3/4	16	47,2	11,6	28,3	400	400/410	5	1257	524	486	414	417	11	3	8	7	4	20	36			3/4	16	49,6	12,2	29,5	450	449/460	5,5	1583	586	544	464	467	11	3	8	7	4	20	36			7/8	16	61,3	14,9	37,1	500	499/510	5,5	1956	638	594	514	517	11	3	8	7	4	20	36			7/8	18	68,8	16,3	40,9	550	549/560	5,5	2367	688	644	564	567	11	4	9	8	4	22	38			7/8	20	74,7	19,8	48,9	600	549/560	5,5	2818	738	696	614	617	11	4	9	8	4	22	38			7/8	22	81,5	21,5	53,1	650	648/660	6	3248	788	746	664	667	11	4	9	8	4	22	38			7/8	24	96,2	22,9	57,1	700	698/710	6	3826	842	800	714	717	11	4	9	8	4	22	40			7/8	26	103,3	25,4	62,9	750	748/760	6	4394	892	850	764	767	11	4	10	9	4	22	40			7/8	26	110,8	27,2	66,5	800	798/810	6	5001	942	900	818	821	11	4	10	9	4	24	40			7/8	28	118,2	31,4	76,1	850	846/860	7	5621	994	952	868	871	11	4	10	9	4	24	42			7/8	28	146,3	34,0	81,4	900	896/910	7	6305	1044	1002	918	921	11	4	10	9	5	24	42			7/8	30	154,4	35,8	85,9	950	946/960	7	7029	1094	1052	968	971	11	4	10	9	5	24	42			7/8	30	163,3	37,7	89,9	1000	994/1010	8	7760	1160	1112	1048	1051	11	4	10	9	5	26	44			1	30	196,1	48,1	116,6	1100	1094/1110	8	9400	1260	1212	1118	1121	11	4	10	9	5	26	44			1	32	216	52,7	127,3	1200	1194/1210	8	11197	1360	1314	1218	1221	11	4	10	9	5	26	44			1	32	236	58,3	138,7		
Rohre		Flanschen												Schrauben		Gewichte in kg.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Lichte Nennweite	Durchmesser	Wandstärke	Flanschenhöhe	Durchmesser	Lochkreis	Maß Φ	Schweißnaht						Stauhöhe	Fl. drücke	Mind. Höhe	Φ	Anzahl	für 1 m Rohr	nach Bild 1 u. 2 für 1 Flansch	die vollständig Flanschverbg. ohne Rohr																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
L.N.	a b	c	cm ²	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
20	20/25	2,5	3,14	94	e8	27	29	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	4,58	0,55	4,48																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
25	25/30	2,5	4,91	98	72	32	34	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	4,68	0,58	4,55																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
30	30/35	2,5	7,07	104	78	37	39	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	4,99	0,65	4,69																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
35	35/38	2,5	9,55	110	84	40	42	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	2,48	0,73	1,86																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
40	39,5/43	2,5	12,25	116	90	47	49	6	2	6	5	3	12	20			1/2	4	2,97	0,79	1,98																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
50	49,5/54	2,5	18,24	128	102	56	58	6	2	6	5	3	12	22			1/2	6	3,16	0,90	2,38																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
60	57,5/63,5	3	25,97	154	120	66	68	7	3	6	5	3	14	22			5/8	6	4,45	1,32	4,16																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
70	70/76	3	38,48	166	132	78	80	7	3	6	5	3	14	22			5/8	6	5,37	1,70	4,53																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
80	77/83	3	46,57	176	142	85	87	7	3	6	5	3	14	24			5/8	6	5,88	1,90	4,94																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
90	87/93	3	62,24	188	154	97	99	7	3	6	5	3	14	24			5/8	6	6,76	2,09	5,34																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
100	102/108	3	84,31	198	164	110	112	7	3	6	5	3	14	24			5/8	6	7,72	2,49	5,55																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
110	107/114	3,5	95,92	210	176	117	119	8	3	7	6	3	14	26			5/8	8	9,48	2,45	6,42																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
120	120/127	3,5	113	220	186	130	132	8	3	7	6	3	14	26			5/8	8	10,6	2,54	6,62																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
130	126/133	3,5	129	232	198	136	138	8	3	7	6	3	16	26			5/8	8	11,1	3,29	8,18																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
140	139/146	3,5	157,8	242	206	149	151	8	3	7	6	3	16	26			5/8	8	12,2	3,40	8,41																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
150	152/159	3,5	187,5	252	218	162	164	8	3	7	6	3	16	28			5/8	8	13,3	3,50	8,62																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
160	163/171	4	208,7	268	234	174	176	9	3	7	6	3	16	28			5/8	10	16,4	3,85	9,69																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
180	183/191	4	262,8	284	250	194	196	9	3	7	6	3	16	28			5/8	10	18,3	4,04	10,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
200	198/203	4	298,7	316	271	206	208	9	3	7	6	3	18	30			3/4	10	19,5	5,98	15,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
220	220/229	4,5	380,4	336	298	232	234	9	3	7	6	3	18	30			3/4	10	24,8	6,17	15,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
240	245/254	4,5	471,4	358	320	257	259	10	3	8	7	3	18	30			3/4	12	27,5	6,42	16,5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
260	258/267	4,5	522,8	378	340	270	272	10	3	8	7	3	18	32			3/4	12	28,9	7,32	18,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
280	283/292	4,5	629,6	400	362	295	297	10	3	8	7	3	18	32			3/4	12	31,7	7,66	19,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
300	296/305	4,5	748,5	420	382	308	310	10	3	8	7	3	18	32			3/4	14	33,1	8,51	21,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
320	320/330	5	804,3	442	404	334	337	11	3	8	7	4	20	34			3/4	14	39,8	9,83	24,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
340	340/350	5	907,9	462	424	354	357	11	3	8	7	4	20	34			3/4	14	42,3	10,4	25,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
360	360/370	5	1048	482	444	374	377	11	3	8	7	4	20	34			3/4	14	44,7	10,9	26,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
380	380/390	5	1134	504	466	394	397	11	3	8	7	4	20	34			3/4	16	47,2	11,6	28,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
400	400/410	5	1257	524	486	414	417	11	3	8	7	4	20	36			3/4	16	49,6	12,2	29,5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
450	449/460	5,5	1583	586	544	464	467	11	3	8	7	4	20	36			7/8	16	61,3	14,9	37,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
500	499/510	5,5	1956	638	594	514	517	11	3	8	7	4	20	36			7/8	18	68,8	16,3	40,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
550	549/560	5,5	2367	688	644	564	567	11	4	9	8	4	22	38			7/8	20	74,7	19,8	48,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
600	549/560	5,5	2818	738	696	614	617	11	4	9	8	4	22	38			7/8	22	81,5	21,5	53,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
650	648/660	6	3248	788	746	664	667	11	4	9	8	4	22	38			7/8	24	96,2	22,9	57,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
700	698/710	6	3826	842	800	714	717	11	4	9	8	4	22	40			7/8	26	103,3	25,4	62,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
750	748/760	6	4394	892	850	764	767	11	4	10	9	4	22	40			7/8	26	110,8	27,2	66,5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
800	798/810	6	5001	942	900	818	821	11	4	10	9	4	24	40			7/8	28	118,2	31,4	76,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
850	846/860	7	5621	994	952	868	871	11	4	10	9	4	24	42			7/8	28	146,3	34,0	81,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
900	896/910	7	6305	1044	1002	918	921	11	4	10	9	5	24	42			7/8	30	154,4	35,8	85,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
950	946/960	7	7029	1094	1052	968	971	11	4	10	9	5	24	42			7/8	30	163,3	37,7	89,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
1000	994/1010	8	7760	1160	1112	1048	1051	11	4	10	9	5	26	44			1	30	196,1	48,1	116,6																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
1100	1094/1110	8	9400	1260	1212	1118	1121	11	4	10	9	5	26	44			1	32	216	52,7	127,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
1200	1194/1210	8	11197	1360	1314	1218	1221	11	4	10	9	5	26	44			1	32	236	58,3	138,7																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							

Abb. 45.

der Abmessungen und eine gute Stetigkeit der Schraubenbeanspruchungen und Schraubenteilungen erreicht ist.

Die Befestigung des Flußeisenrohres in den Flanschen kann entweder durch Löten und Umbördeln, durch Einwalzen oder durch autogenes Schweißen geschehen. Dementsprechend sind drei verschiedene Normalblätter entstanden: Fl. 20, 21, 22 (Abb. 43, 44, 45). Die Rohre bis 70 mm l. N. sind nahtlos und darüber hinaus überlappt oder autogen geschweißt. Von den Befestigungsarten ist neuerdings besonders die autogene Schweißung in den Vordergrund getreten, und es ist dabei die Frage aufgetaucht, ob diese Schweißung

Zerreißversuche mit verschiedenen angeschweißten Flanschen.

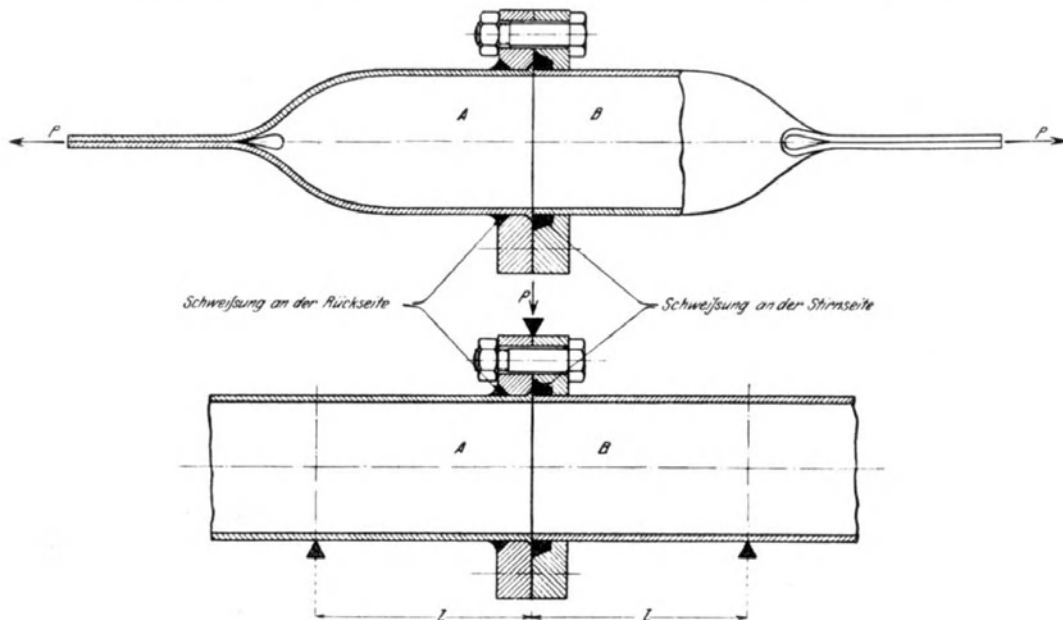


Abb. 46.

besser an der Stirnseite des Flansches oder an seiner Rückseite vorzunehmen sei. Jede der beiden Arten fand ihre Verfechter. Gegen die Schweißung an der Stirnseite wurde geltend gemacht, daß die beste Schweißung an der Oberfläche stattfindet und daß diese gute Schweischicht bei der nachfolgenden Bearbeitung des Flansches großenteils entfernt werde, während im Innern der Schweifuge keine gute Bindung erfolge. Gegen die Schweißung an der Rückseite des Flansches wurde angeführt, daß dabei leicht die Rohrwand verbrannt werde. Um einen Vergleich zwischen beiden Schweiarten zu ermöglichen, hat die Weserwerft eine Reihe von Versuchen angestellt, deren Anordnung aus der Abb. 46 hervorgeht. Es wurden Rohrstücke, an denen

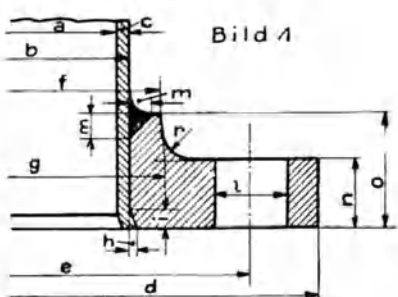
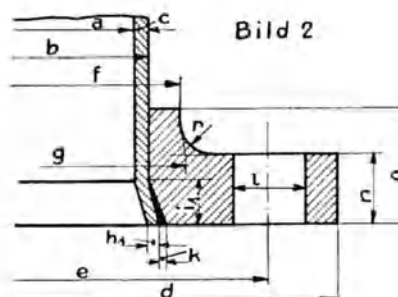
H.N.A.	H.D.- Flanschen für Kupferrohre Probdruck bis 40 kg/cm ²	Seite: Fl. 5.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
<p>Verwendung: Für Dampf-, Speisewasser- und Öldruckleitungen. Kupferrohre sollen für Dampf nur dann verwendet werden, wenn Drahtumwicklung nach der Vorschrift des Germanischen Lloyd noch nicht in Frage kommt, also bei 12 kg/cm² die Rohre bis 90 L.N., bei 16 kg/cm² die Rohre bis 70 L.N.</p> <p>Baustoff: Rohre nahtlos aus Kupfer, Flanschen aus Bronze und Schrauben aus Flußstahl.</p> <p>Bearbeitung: Innenrand, Außenrand, Abfasungen, Dichtungsfläche und wo erforderlich Mutterauflage, Maß „n“ gilt für die fertig aufgelöteten bzw. abgefrästen Flanschen. Diese sind daher bis einschließlich 100 L.N. mit mindestens 4 mm, die größeren mit mindestens 2 mm Zugabe anzufertigen.</p> <p>Herstellung: Rohre umgebördelt und hart aufgelötet. Ausführung nach Bild 1 oder 2 ist freigestellt. Sämtliche Flanschen erhalten das Kennzeichen „R“. Die Flanschen passen zu den entsprechend auf Fl. 4.</p>																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>Bild 1</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>Bild 2</p> </div> </div>																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: small;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Licht- Nenn- weite</th> <th colspan="6">Rohre für Druck bis:</th> <th colspan="11">Flanschen</th> <th colspan="2">Schrauben</th> <th colspan="4">Gewichte i. kg für</th> </tr> <tr> <th colspan="2">12 kg/cm²</th> <th colspan="2">16 kg/cm²</th> <th rowspan="2">Φ</th> <th rowspan="2">Loch- kreis Φ</th> <th rowspan="2">Hals- durch- messer</th> <th colspan="2">Abfasung</th> <th rowspan="2">Fl. Dicke</th> <th rowspan="2">Be- weck.</th> <th rowspan="2">Hals- höhen</th> <th rowspan="2">Loch- Φ</th> <th rowspan="2">Φ</th> <th rowspan="2">An- zahl</th> <th colspan="2">4m Rohr- 12 kg/cm²</th> <th colspan="2">16 kg/cm²</th> <th rowspan="2">1 Flansch- verb.</th> <th rowspan="2">bis von 12 kg/cm² Flansch- verb.</th> </tr> <tr> <th>LN.</th> <th>a/b</th> <th>c</th> <th>cm²</th> <th>a/b</th> <th>c</th> <th>cm²</th> <th>d</th> <th>e</th> <th>f</th> <th>g</th> <th>h</th> <th>i</th> <th>j</th> <th>k</th> <th>l</th> <th>n</th> <th>o</th> <th>l</th> <th>l</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>10</td><td>10/14</td><td>2</td><td>0,785</td><td>10/14</td><td>2</td><td>0,785</td><td>82</td><td>56</td><td>24</td><td>-</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>12</td><td>18</td><td>5</td><td>-</td><td>14</td><td>1/2</td><td>4</td><td>0,68</td><td>0,68</td><td>0,48</td><td>1,35</td></tr> <tr><td>15</td><td>16/20</td><td>2</td><td>2,01</td><td>16/20</td><td>2</td><td>2,01</td><td>88</td><td>62</td><td>30</td><td>-</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>12</td><td>18</td><td>5</td><td>-</td><td>14</td><td>1/2</td><td>4</td><td>1,02</td><td>1,02</td><td>0,55</td><td>1,50</td></tr> <tr><td>20</td><td>21/25</td><td>2</td><td>3,46</td><td>21/25</td><td>2</td><td>3,46</td><td>94</td><td>68</td><td>36</td><td>-</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>14</td><td>20</td><td>5</td><td>-</td><td>14</td><td>1/2</td><td>4</td><td>1,30</td><td>1,30</td><td>0,72</td><td>1,85</td></tr> <tr><td>25</td><td>26/30</td><td>2</td><td>5,31</td><td>26/30</td><td>2</td><td>5,31</td><td>98</td><td>72</td><td>40</td><td>-</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>14</td><td>20</td><td>5</td><td>-</td><td>14</td><td>1/2</td><td>4</td><td>1,58</td><td>1,58</td><td>0,77</td><td>1,96</td></tr> <tr><td>30</td><td>31/35</td><td>2</td><td>7,55</td><td>30/35</td><td>2</td><td>7,07</td><td>108</td><td>82</td><td>46</td><td>50</td><td>2</td><td>3</td><td>5</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>14</td><td>22</td><td>5</td><td>-</td><td>14</td><td>1/2</td><td>6</td><td>1,86</td><td>2,30</td><td>0,93</td><td>2,48</td></tr> <tr><td>35</td><td>37/41</td><td>2</td><td>10,75</td><td>36/41</td><td>2</td><td>10,18</td><td>114</td><td>88</td><td>52</td><td>56</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>14</td><td>22</td><td>5</td><td>-</td><td>14</td><td>1/2</td><td>6</td><td>2,50</td><td>3,01</td><td>1,02</td><td>2,68</td></tr> <tr><td>40</td><td>42/47</td><td>2</td><td>14,19</td><td>41/47</td><td>2</td><td>13,53</td><td>136</td><td>102</td><td>58</td><td>62</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>16</td><td>24</td><td>5</td><td>-</td><td>18</td><td>5/8</td><td>6</td><td>3,18</td><td>3,78</td><td>1,60</td><td>4,35</td></tr> <tr><td>50</td><td>51/57</td><td>2</td><td>20,83</td><td>50/57</td><td>2</td><td>20,03</td><td>148</td><td>114</td><td>70</td><td>74</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>10</td><td>3</td><td>1</td><td>16</td><td>26</td><td>5</td><td>-</td><td>18</td><td>5/8</td><td>6</td><td>4,22</td><td>4,94</td><td>1,95</td><td>5,13</td></tr> <tr><td>60</td><td>61/70</td><td>3</td><td>32,17</td><td>62/70</td><td>3</td><td>30,68</td><td>164</td><td>130</td><td>85</td><td>89</td><td>4</td><td>6</td><td>6</td><td>14</td><td>4</td><td>1</td><td>15</td><td>18</td><td>28</td><td>6</td><td>-</td><td>18</td><td>5/8</td><td>6</td><td>5,68</td><td>7,02</td><td>2,63</td><td>6,56</td></tr> <tr><td>70</td><td>69/76</td><td>3</td><td>37,39</td><td>68/76</td><td>4</td><td>36,32</td><td>170</td><td>136</td><td>91</td><td>95</td><td>4</td><td>6</td><td>6</td><td>14</td><td>4</td><td>1</td><td>15</td><td>18</td><td>30</td><td>6</td><td>-</td><td>18</td><td>5/8</td><td>8</td><td>7,17</td><td>8,14</td><td>2,71</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>80</td><td>81/89</td><td>3</td><td>52,17</td><td>81/89</td><td>4</td><td>51,53</td><td>182</td><td>148</td><td>100</td><td>108</td><td>4</td><td>6</td><td>6</td><td>14</td><td>4</td><td>1</td><td>15</td><td>20</td><td>32</td><td>6</td><td>-</td><td>18</td><td>5/8</td><td>8</td><td>9,04</td><td>9,61</td><td>3,28</td><td>8,31</td></tr> <tr><td>90</td><td>91/102</td><td>4</td><td>69,50</td><td>93/102</td><td>4</td><td>68,98</td><td>206</td><td>168</td><td>118</td><td>122</td><td>4</td><td>6</td><td>7</td><td>14</td><td>4</td><td>1</td><td>15</td><td>20</td><td>34</td><td>6</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>8</td><td>11,1</td><td>11,7</td><td>4,17</td><td>10,9</td></tr> <tr><td>100</td><td>100/108</td><td>4</td><td>78,54</td><td>99/108</td><td>4</td><td>76,98</td><td>212</td><td>174</td><td>124</td><td>128</td><td>4</td><td>6</td><td>7</td><td>14</td><td>4</td><td>1</td><td>15</td><td>20</td><td>36</td><td>6</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>8</td><td>11,8</td><td>13,2</td><td>4,41</td><td>11,4</td></tr> <tr><td>110</td><td>112/121</td><td>4</td><td>99,35</td><td>111/121</td><td>5</td><td>96,77</td><td>226</td><td>188</td><td>137</td><td>141</td><td>5</td><td>7</td><td>7</td><td>14</td><td>4</td><td>1</td><td>15</td><td>22</td><td>38</td><td>8</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>8</td><td>14,0</td><td>16,4</td><td>5,29</td><td>13,3</td></tr> <tr><td>120</td><td>124/133</td><td>4</td><td>124,7</td><td>122/133</td><td>5</td><td>116,9</td><td>240</td><td>202</td><td>151</td><td>155</td><td>5</td><td>7</td><td>8</td><td>14</td><td>4</td><td>1</td><td>15</td><td>22</td><td>40</td><td>8</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>10</td><td>15,5</td><td>19,8</td><td>5,96</td><td>14,7</td></tr> <tr><td>130</td><td>131/140</td><td>4</td><td>134,8</td><td>128/140</td><td>5</td><td>129,6</td><td>246</td><td>208</td><td>158</td><td>162</td><td>5</td><td>7</td><td>8</td><td>11</td><td>5</td><td>2</td><td>22</td><td>42</td><td>8</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>10</td><td>17,2</td><td>21,8</td><td>6,08</td><td>15,6</td></tr> <tr><td>140</td><td>142/152</td><td>4</td><td>159,4</td><td>139/152</td><td>6</td><td>152,8</td><td>260</td><td>222</td><td>170</td><td>174</td><td>5</td><td>7</td><td>8</td><td>11</td><td>5</td><td>2</td><td>24</td><td>44</td><td>8</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>10</td><td>19,8</td><td>25,8</td><td>7,16</td><td>17,8</td></tr> <tr><td>150</td><td>155/165</td><td>5</td><td>188,7</td><td>152/165</td><td>6</td><td>181,5</td><td>272</td><td>234</td><td>183</td><td>187</td><td>5</td><td>7</td><td>8</td><td>11</td><td>5</td><td>2</td><td>24</td><td>46</td><td>8</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>10</td><td>22,6</td><td>29,1</td><td>7,75</td><td>19,0</td></tr> <tr><td>160</td><td>161/178</td><td>5</td><td>219,0</td><td>163/178</td><td>7</td><td>210,6</td><td>294</td><td>256</td><td>198</td><td>204</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>5</td><td>2</td><td>24</td><td>48</td><td>10</td><td>-</td><td>21</td><td>3/4</td><td>12</td><td>26,8</td><td>35,0</td><td>9,18</td><td>22,7</td></tr> <tr><td>180</td><td>179/194</td><td>6</td><td>254,7</td><td>175/194</td><td>8</td><td>247,8</td><td>314</td><td>272</td><td>211</td><td>217</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>5</td><td>2</td><td>26</td><td>50</td><td>10</td><td>-</td><td>25</td><td>7/8</td><td>12</td><td>31,4</td><td>40,2</td><td>10,9</td><td>27,9</td></tr> <tr><td>200</td><td>203/216</td><td>6</td><td>323,7</td><td>199/216</td><td>8</td><td>311,0</td><td>340</td><td>298</td><td>238</td><td>244</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>5</td><td>2</td><td>26</td><td>54</td><td>10</td><td>-</td><td>25</td><td>7/8</td><td>12</td><td>33,5</td><td>43,8</td><td>12,4</td><td>31,6</td></tr> <tr><td>220</td><td>226/241</td><td>7</td><td>402,7</td><td>222/241</td><td>9</td><td>387,1</td><td>366</td><td>324</td><td>263</td><td>270</td><td>7</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td><td>10</td><td>2</td><td>26</td><td>58</td><td>10</td><td>-</td><td>25</td><td>7/8</td><td>14</td><td>47,9</td><td>62,2</td><td>14,4</td><td>37,3</td></tr> <tr><td>240</td><td>238/254</td><td>7</td><td>444,6</td><td>233/254</td><td>10</td><td>428,0</td><td>380</td><td>338</td><td>278</td><td>284</td><td>7</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td><td>10</td><td>2</td><td>26</td><td>62</td><td>10</td><td>-</td><td>25</td><td>7/8</td><td>14</td><td>54,0</td><td>70,6</td><td>16,4</td><td>40,3</td></tr> <tr><td>260</td><td>262/279</td><td>8</td><td>539,1</td><td>257/279</td><td>11</td><td>518,8</td><td>406</td><td>364</td><td>303</td><td>309</td><td>8</td><td>12</td><td>10</td><td>21</td><td>6</td><td>2</td><td>26</td><td>66</td><td>10</td><td>-</td><td>25</td><td>7/8</td><td>16</td><td>65,0</td><td>83,3</td><td>18,8</td><td>46,3</td></tr> <tr><td>280</td><td>281/304</td><td>9</td><td>646,9</td><td>281/304</td><td>12</td><td>627,4</td><td>446</td><td>398</td><td>329</td><td>335</td><td>8</td><td>12</td><td>10</td><td>21</td><td>6</td><td>2</td><td>26</td><td>70</td><td>10</td><td>-</td><td>28</td><td>1</td><td>16</td><td>75,3</td><td>97,3</td><td>22,8</td><td>57,5</td></tr> </tbody> </table>			Licht- Nenn- weite	Rohre für Druck bis:						Flanschen											Schrauben		Gewichte i. kg für				12 kg/cm ²		16 kg/cm ²		Φ	Loch- kreis Φ	Hals- durch- messer	Abfasung		Fl. Dicke	Be- weck.	Hals- höhen	Loch- Φ	Φ	An- zahl	4m Rohr- 12 kg/cm ²		16 kg/cm ²		1 Flansch- verb.	bis von 12 kg/cm ² Flansch- verb.	LN.	a/b	c	cm ²	a/b	c	cm ²	d	e	f	g	h	i	j	k	l	n	o	l	l	10	10/14	2	0,785	10/14	2	0,785	82	56	24	-	2	3	4	10	3	1	12	18	5	-	14	1/2	4	0,68	0,68	0,48	1,35	15	16/20	2	2,01	16/20	2	2,01	88	62	30	-	2	3	4	10	3	1	12	18	5	-	14	1/2	4	1,02	1,02	0,55	1,50	20	21/25	2	3,46	21/25	2	3,46	94	68	36	-	2	3	4	10	3	1	14	20	5	-	14	1/2	4	1,30	1,30	0,72	1,85	25	26/30	2	5,31	26/30	2	5,31	98	72	40	-	2	3	4	10	3	1	14	20	5	-	14	1/2	4	1,58	1,58	0,77	1,96	30	31/35	2	7,55	30/35	2	7,07	108	82	46	50	2	3	5	10	3	1	14	22	5	-	14	1/2	6	1,86	2,30	0,93	2,48	35	37/41	2	10,75	36/41	2	10,18	114	88	52	56	3	4	5	10	3	1	14	22	5	-	14	1/2	6	2,50	3,01	1,02	2,68	40	42/47	2	14,19	41/47	2	13,53	136	102	58	62	3	4	5	10	3	1	16	24	5	-	18	5/8	6	3,18	3,78	1,60	4,35	50	51/57	2	20,83	50/57	2	20,03	148	114	70	74	3	4	5	6	10	3	1	16	26	5	-	18	5/8	6	4,22	4,94	1,95	5,13	60	61/70	3	32,17	62/70	3	30,68	164	130	85	89	4	6	6	14	4	1	15	18	28	6	-	18	5/8	6	5,68	7,02	2,63	6,56	70	69/76	3	37,39	68/76	4	36,32	170	136	91	95	4	6	6	14	4	1	15	18	30	6	-	18	5/8	8	7,17	8,14	2,71	7,09	80	81/89	3	52,17	81/89	4	51,53	182	148	100	108	4	6	6	14	4	1	15	20	32	6	-	18	5/8	8	9,04	9,61	3,28	8,31	90	91/102	4	69,50	93/102	4	68,98	206	168	118	122	4	6	7	14	4	1	15	20	34	6	-	21	3/4	8	11,1	11,7	4,17	10,9	100	100/108	4	78,54	99/108	4	76,98	212	174	124	128	4	6	7	14	4	1	15	20	36	6	-	21	3/4	8	11,8	13,2	4,41	11,4	110	112/121	4	99,35	111/121	5	96,77	226	188	137	141	5	7	7	14	4	1	15	22	38	8	-	21	3/4	8	14,0	16,4	5,29	13,3	120	124/133	4	124,7	122/133	5	116,9	240	202	151	155	5	7	8	14	4	1	15	22	40	8	-	21	3/4	10	15,5	19,8	5,96	14,7	130	131/140	4	134,8	128/140	5	129,6	246	208	158	162	5	7	8	11	5	2	22	42	8	-	21	3/4	10	17,2	21,8	6,08	15,6	140	142/152	4	159,4	139/152	6	152,8	260	222	170	174	5	7	8	11	5	2	24	44	8	-	21	3/4	10	19,8	25,8	7,16	17,8	150	155/165	5	188,7	152/165	6	181,5	272	234	183	187	5	7	8	11	5	2	24	46	8	-	21	3/4	10	22,6	29,1	7,75	19,0	160	161/178	5	219,0	163/178	7	210,6	294	256	198	204	6	9	10	11	5	2	24	48	10	-	21	3/4	12	26,8	35,0	9,18	22,7	180	179/194	6	254,7	175/194	8	247,8	314	272	211	217	6	9	10	11	5	2	26	50	10	-	25	7/8	12	31,4	40,2	10,9	27,9	200	203/216	6	323,7	199/216	8	311,0	340	298	238	244	6	9	10	11	5	2	26	54	10	-	25	7/8	12	33,5	43,8	12,4	31,6	220	226/241	7	402,7	222/241	9	387,1	366	324	263	270	7	10	11	12	10	2	26	58	10	-	25	7/8	14	47,9	62,2	14,4	37,3	240	238/254	7	444,6	233/254	10	428,0	380	338	278	284	7	10	11	12	10	2	26	62	10	-	25	7/8	14	54,0	70,6	16,4	40,3	260	262/279	8	539,1	257/279	11	518,8	406	364	303	309	8	12	10	21	6	2	26	66	10	-	25	7/8	16	65,0	83,3	18,8	46,3	280	281/304	9	646,9	281/304	12	627,4	446	398	329	335	8	12	10	21	6	2	26	70	10	-	28	1	16	75,3	97,3	22,8	57,5
Licht- Nenn- weite	Rohre für Druck bis:						Flanschen											Schrauben		Gewichte i. kg für																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
	12 kg/cm ²		16 kg/cm ²		Φ	Loch- kreis Φ	Hals- durch- messer	Abfasung		Fl. Dicke	Be- weck.	Hals- höhen	Loch- Φ	Φ	An- zahl	4m Rohr- 12 kg/cm ²		16 kg/cm ²		1 Flansch- verb.	bis von 12 kg/cm ² Flansch- verb.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																		
LN.	a/b	c	cm ²	a/b				c	cm ²							d	e	f	g			h	i	j	k	l	n	o	l	l																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									
10	10/14	2	0,785	10/14	2	0,785	82	56	24	-	2	3	4	10	3	1	12	18	5	-	14	1/2	4	0,68	0,68	0,48	1,35																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
15	16/20	2	2,01	16/20	2	2,01	88	62	30	-	2	3	4	10	3	1	12	18	5	-	14	1/2	4	1,02	1,02	0,55	1,50																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
20	21/25	2	3,46	21/25	2	3,46	94	68	36	-	2	3	4	10	3	1	14	20	5	-	14	1/2	4	1,30	1,30	0,72	1,85																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
25	26/30	2	5,31	26/30	2	5,31	98	72	40	-	2	3	4	10	3	1	14	20	5	-	14	1/2	4	1,58	1,58	0,77	1,96																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
30	31/35	2	7,55	30/35	2	7,07	108	82	46	50	2	3	5	10	3	1	14	22	5	-	14	1/2	6	1,86	2,30	0,93	2,48																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
35	37/41	2	10,75	36/41	2	10,18	114	88	52	56	3	4	5	10	3	1	14	22	5	-	14	1/2	6	2,50	3,01	1,02	2,68																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
40	42/47	2	14,19	41/47	2	13,53	136	102	58	62	3	4	5	10	3	1	16	24	5	-	18	5/8	6	3,18	3,78	1,60	4,35																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
50	51/57	2	20,83	50/57	2	20,03	148	114	70	74	3	4	5	6	10	3	1	16	26	5	-	18	5/8	6	4,22	4,94	1,95	5,13																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
60	61/70	3	32,17	62/70	3	30,68	164	130	85	89	4	6	6	14	4	1	15	18	28	6	-	18	5/8	6	5,68	7,02	2,63	6,56																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
70	69/76	3	37,39	68/76	4	36,32	170	136	91	95	4	6	6	14	4	1	15	18	30	6	-	18	5/8	8	7,17	8,14	2,71	7,09																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
80	81/89	3	52,17	81/89	4	51,53	182	148	100	108	4	6	6	14	4	1	15	20	32	6	-	18	5/8	8	9,04	9,61	3,28	8,31																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
90	91/102	4	69,50	93/102	4	68,98	206	168	118	122	4	6	7	14	4	1	15	20	34	6	-	21	3/4	8	11,1	11,7	4,17	10,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
100	100/108	4	78,54	99/108	4	76,98	212	174	124	128	4	6	7	14	4	1	15	20	36	6	-	21	3/4	8	11,8	13,2	4,41	11,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
110	112/121	4	99,35	111/121	5	96,77	226	188	137	141	5	7	7	14	4	1	15	22	38	8	-	21	3/4	8	14,0	16,4	5,29	13,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
120	124/133	4	124,7	122/133	5	116,9	240	202	151	155	5	7	8	14	4	1	15	22	40	8	-	21	3/4	10	15,5	19,8	5,96	14,7																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
130	131/140	4	134,8	128/140	5	129,6	246	208	158	162	5	7	8	11	5	2	22	42	8	-	21	3/4	10	17,2	21,8	6,08	15,6																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
140	142/152	4	159,4	139/152	6	152,8	260	222	170	174	5	7	8	11	5	2	24	44	8	-	21	3/4	10	19,8	25,8	7,16	17,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
150	155/165	5	188,7	152/165	6	181,5	272	234	183	187	5	7	8	11	5	2	24	46	8	-	21	3/4	10	22,6	29,1	7,75	19,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
160	161/178	5	219,0	163/178	7	210,6	294	256	198	204	6	9	10	11	5	2	24	48	10	-	21	3/4	12	26,8	35,0	9,18	22,7																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
180	179/194	6	254,7	175/194	8	247,8	314	272	211	217	6	9	10	11	5	2	26	50	10	-	25	7/8	12	31,4	40,2	10,9	27,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
200	203/216	6	323,7	199/216	8	311,0	340	298	238	244	6	9	10	11	5	2	26	54	10	-	25	7/8	12	33,5	43,8	12,4	31,6																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
220	226/241	7	402,7	222/241	9	387,1	366	324	263	270	7	10	11	12	10	2	26	58	10	-	25	7/8	14	47,9	62,2	14,4	37,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
240	238/254	7	444,6	233/254	10	428,0	380	338	278	284	7	10	11	12	10	2	26	62	10	-	25	7/8	14	54,0	70,6	16,4	40,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
260	262/279	8	539,1	257/279	11	518,8	406	364	303	309	8	12	10	21	6	2	26	66	10	-	25	7/8	16	65,0	83,3	18,8	46,3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
280	281/304	9	646,9	281/304	12	627,4	446	398	329	335	8	12	10	21	6	2	26	70	10	-	28	1	16	75,3	97,3	22,8	57,5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												

Abb. 47.

H.N.A.	N.D.-Flanschen für Kupferrohre. Probendruck 40 kg/cm ²	Seite: Fl.23.																					
<p>Verwendung: Für Ab-Dampf-, Abgas-, Wasser-, Luft und Ölleitungen</p> <p>Baustoff: Kupferrohre, Flanschen aus Bronze oder Flußseisen; Niete aus Kupfer.</p> <p>Bearbeitung: Innenrand, Außenrand, Abfasungen, Dichtungsfläche und wo erforderlich Mutterauflage Maß, n gilt für die fertig aufgelöteten bzw. aufgenieteten unabgetrasten Flanschen. Diese sind daher bis einschließlic 400 LN. mit mindestens 1 mm, die größeren mit mindestens 2 mm Zugabe anzufertigen.</p> <p>Herstellung: Rohre umgebündelt und hart gelötet bei Ausführung nach Bild 1. Rohre umgebündelt, genietet und weich gelötet bei Ausführung nach Bild 2. Sämtliche Flanschen erhalten das Kennzeichen „R“</p>																							
Bild 1	Bild 2																						
Lichte Nenn- weite	Rohre	Flanschen										Nieren	Schnauben		Gewichte in kg für								
LN	Durch- messer a/b	Nenn- höhe c	Lichte Rohr- weite d	Durch- messer e	Loch- kreis φ	Hals- höhe f	Hals- weite g	Abfassung zum Bündelmaß h	Dicke i	Ge- samthöhe j	Hals- höhe k	Loch- φ l	Nier- ab- stand m	Lager- N ^o n	Lager- N ^o q	Dreh- An- zahl w	φ Zoll	An- zahl Stück	Lager- N ^o r	1 m Rohr	1 Flansch (Bronze)	die voll- ständig Flansch- verbin- dung	
20	21/25	2	3,46	9,4	6,8	3,6	2	3	12	18	5	-14					1/2	4		1,30	0,63	1,65	
25	26/30	2	5,31	9,8	7,2	4,0	2	3	12	18	5	-14					1/2	4		1,58	0,67	1,72	
30	31/35	2	7,25	10,4	7,6	4,4	2	3	12	18	5	-14					1/2	4		1,87	0,75	1,90	
35	34/38	2	9,08	11,0	8,4	4,8	2	3	12	18	5	-14					1/2	4		2,04	0,84	2,09	
40	40,5/44,5	2	12,88	11,6	9,0	5,4	2	3	12	18	5	-14					1/2	4		2,40	0,94	2,33	
50	50/54	2	19,64	12,6	10,2	6,4	2	3	12	18	5	-14					1/2	6		2,94	1,05	2,68	
60	59,5/63,5	2	27,81	15,4	12,0	7,4	2	3	14	22	6	-18					5/8	6		3,48	1,17	4,07	
70	72/76	2	40,72	16,6	13,2	8,6	2	3	14	22	6	-18					5/8	6		4,18	1,28	5,11	
80	78/83	2,5	47,78	17,6	14,2	9,4	2	3	14	22	6	-18					5/8	6		5,69	2,21	5,59	
90	90/95	2,5	63,62	18,8	15,4	10,6	2	3	14	22	6	-18					5/8	6		6,54	2,44	6,06	
100	103/108	2,5	83,32	19,8	16,4	11,8	2	3	14	22	6	-18					5/8	6		7,46	2,56	6,37	
110	109/114	2,5	93,31	21,0	17,6	12,6	3	4	14	22	6	-18					5/8	8		7,88	2,86	7,27	
120	122/127	2,5	116,9	22,0	18,6	14,0	3	4	14	22	6	-18					5/8	8		8,80	3,00	7,57	
130	128/133	2,5	128,7	23,2	19,8	14,6	3	4	14	22	6	-18					5/8	8		9,23	3,17	9,17	
140	141/146	2,5	156,2	24,2	20,8	16,0	3	4	14	22	6	-18					5/8	8		10,1	3,33	9,60	
150	154/159	2,5	186,3	25,2	21,8	17,4	3	4	14	22	6	-18					5/8	8		11,1	4,05	9,75	
160	166/171	2,5	216,4	26,8	23,4	18,6	3	4	14	22	6	-18					5/8	10		11,9	4,47	11,0	
180	185/191	3	268,9	28,4	25,0	20,6	3	4	14	22	6	-18					5/8	10		15,9	4,68	11,4	
200	197/203	3	304,8	31,6	27,8	21,8	3	4	14	22	7	-21					3/4	10		17,0	6,92	16,9	
220	223/229	3	390,6	33,6	29,8	24,4	3	4	14	22	7	-21					3/4	10		19,2	7,17	17,5	
240	248/254	3	483,1	35,8	32,0	26,8	3	4	14	22	7	-21					3/4	12		21,3	7,46	18,6	
260	261/267	3	535,0	37,8	34,0	28,2	3	4	14	22	7	-21					3/4	12		22,4	8,48	20,7	
280	286/292	3	642,4	40,0	36,2	30,8	3	4	14	22	7	-21					3/4	12		24,5	8,93	21,6	
300	299/305	3	702,2	42,0	38,2	32,2	3	4	14	22	7	-21					3/4	14		25,6	9,92	24,2	
320	324/330	3	824,5	44,2	40,4	34,6	4	6	2	20	25	8	-21				3/4	14		27,7	11,3	27,1	
340	343/350	3,5	924,0	46,2	42,4	36,6	4	6	2	20	25	8	-21				3/4	14		34,3	11,9	28,3	
360	363/370	3,5	1035,	48,2	44,4	38,6	4	6	2	20	25	8	-21				3/4	14		36,3	12,5	29,6	
380	383/390	3,5	1152,	50,4	46,6	40,8	4	6	2	20	25	8	-21				3/4	16		38,3	13,3	31,8	
400	403/410	3,5	1276,	52,4	48,6	42,8	4	6	2	20	25	8	-21				3/4	16		40,2	14,0	33,2	
Flanschen nach Bild 2																							
450	452/460	4	1605	58,6	54,4	47,6	4,80	4	6	2	20	50	10	-25	35		10	48	7/8	16	51,6	19,6	48,8
500	502/510	4	1979	63,6	59,4	52,6	5,30	4	6	2	20	50	10	-25	35		10	52	7/8	18	57,2	21,5	53,6
550	552/560	4	2393	68,8	64,6	57,8	5,82	4	6	2	22	52	10	-25	37		10	58	7/8	20	62,9	26,1	64,4
600	601/610	4,5	2837	73,8	69,6	62,8	6,32	4	6	2	22	52	10	-25	37		10	62	7/8	22	77,1	28,3	69,9
650	651/660	4,5	3329	78,8	74,6	68,0	6,84	4	6	2	22	52	10	-25	37		10	66	7/8	24	83,4	30,8	76,3
700	700/710	5	3848	84,2	80,0	73,0	7,34	4	6	2	22	52	10	-25	37		10	70	7/8	26	99,6	34,0	83,6
750	750/760	5	4418	89,2	85,0	78,2	7,86	5	7,5	2	22	52	10	-25	37		10	74	7/8	28	106,7	36,9	89,8
800	800/810	5	5027	94,2	90,0	83,2	8,36	5	7,5	2	24	54	12	-25	39		10	78	7/8	28	113,8	42,0	101,6
850	849/860	5,5	5661	99,4	95,2	88,2	8,86	5	7,5	2	24	62	12	-25	42		13	68	7/8	28	132,9	47,3	115,4
900	899/910	5,5	6318	104,4	100,2	93,4	9,38	5	7,5	2	24	62	12	-25	42		13	72	7/8	30	140,7	50,7	123,7
950	948/960	6	7058	109,4	105,2	98,4	9,88	5	7,5	2	24	62	12	-25	42		13	76	7/8	30	161,9	53,5	131,0
1000	998/1010	6	7823	116,0	111,2	103,4	10,38	5	7,5	2	26	64	12	-28	44		13	80	1	30	170,3	66,9	162,4
1100	1097/1110	6,5	9451	126,0	121,2	113,8	11,40	5	7,5	2	26	64	12	-28	44		13	88	1	32	203,0	72,8	177,7
1200	1196/1210	7	11234	136,2	131,4	123,6	12,40	5	7,5	2	26	64	12	-28	44		13	94	1	32	238,0	80,4	193,9

Abb. 48.

H.N.A.	N.D.- Flanschen für Bleirohre	Seite: Fl.24.															
<p><u>Verwendung:</u> Für Frischwasser- Tank-, Bilge- Closett- und Baderleitungen.</p> <p><u>Baustoff:</u> Bleirohre, Bleiflanschen, Überwurfflanschen und Schrauben aus Flußeisen.</p> <p><u>Bearbeitung:</u> Innenrand, Außenrand, Abfasung und Dichtungsfläche.</p> <p><u>Herstellung:</u> Flanschen weich auflöten. Sämtliche Flanschen erhalten das Kennzeichen R.</p>																	
Lichte Nennweite	Rohre	Flanschen	Schrauben	Gewichte in kg für:													
	Durchmesser	W. St.	φ	Lochkreis φ	Blei Fl. Löffase	Fl. E. Fl. Fase φ	Fl. D	Loch φ	Lg. Nr. für Fl. E. Fl.	Lg. Nr. für Blei Fl.	φ	Anzahl	Lg. Nr.	1 m Rohr	1 Flansch aus		die vollständig Flanschverbindg.
L.N.	a/b	c	d	e	f	h	g	i	n	l	Zoll	Stück		Blei	Fl. E		
10	10/18	4	82	56	6	8	24	3	12	-14	1/2	4		1,99	0,60	0,39	2,40
15	15/23	4	88	62	6	8	29	3	12	-14	1/2	4		2,70	0,68	0,45	2,68
20	20/28	4	94	68	6	8	34	3	12	-14	1/2	4		3,41	0,77	0,50	2,97
25	25/35	5	98	72	6	8	44	3	12	-14	1/2	4		5,33	0,80	0,52	3,07
30	30/40	5	104	78	6	8	46	3	12	-14	1/2	4		6,21	0,89	0,58	3,36
35	35/45	5	110	84	6	8	51	3	12	-14	1/2	4		7,10	0,99	0,63	3,67
40	40/52	6	116	90	6	8	58	3	12	-14	1/2	4		9,80	1,06	0,68	3,90
50	50/62	6	128	102	6	8	68	3	12	-14	1/2	6		11,9	1,21	0,77	4,59
60	60/72	6	154	120	7	10	80	3	14	-18	5/8	6		14,1	2,06	1,31	7,98
70	70/84	7	166	132	7	10	92	3	14	-18	5/8	6		19,1	2,31	1,46	8,78
80	80/94	7	176	142	7	10	102	3	14	-18	5/8	6		21,6	2,51	1,59	9,43
90	90/106	8	188	154	7	10	114	3	14	-18	5/8	6		27,8	2,75	1,74	10,2
100	100/116	8	198	164	7	10	124	3	14	-18	5/8	6		30,7	2,96	1,86	10,9
110	110/128	9	210	176	7	10	136	3	14	-18	5/8	8		38,0	3,12	1,96	11,8
120	120/138	9	220	186	7	10	146	3	14	-18	5/8	8		41,2	3,32	2,09	12,5
130	130/150	10	232	198	8	12	158	4	16	-18	5/8	8		49,7	4,08	2,54	15,0
140	140/160	10	242	208	8	12	168	4	16	-18	5/8	8		53,3	4,31	2,68	15,4
150	150/170	10	252	218	8	12	178	4	16	-18	5/8	8		56,8	4,65	2,83	16,7
160	160/182	11	268	234	8	12	190	4	16	-18	5/8	10		66,8	5,04	3,15	18,6
180	180/202	11	284	250	8	12	210	4	16	-18	5/8	10		74,6	5,20	3,22	19,0
200	200/224	12	316	278	9	14	234	4	18	-21	3/4	10		90,3	7,23	4,44	26,9
220	220/244	12	336	298	9	14	254	4	18	-21	3/4	10		98,8	7,82	4,80	28,8
240	240/266	13	358	320	9	14	276	4	18	-21	3/4	12		116,8	8,32	5,09	31,0
260																	
280																	
300																	

Abb. 49.

je ein Flansch in einer der genannten Arten angeschweißt war, einer Zug- und einer Biegungsprobe bis zum Bruch unterworfen. Dabei war das Ergebnis, daß die Schweißung von der Rückseite etwas höhere Festigkeit aufwies, daß aber beide Arten der Flanschverbindung eine vielfache Sicherheit gegen die voraussichtliche Beanspruchung im Betriebe besitzen.

Zwar wird das Kupfer als Baustoff nach dem Kriege nur sehr sparsam zu verwenden sein, aber doch wird sich sein Gebrauch bei bestimmten Rohrleitungen nicht ganz umgehen lassen. Daher sind zwei Flanschtabelle für

Schrauben-Abstände für H. N. A. Niederdruckflanschen.

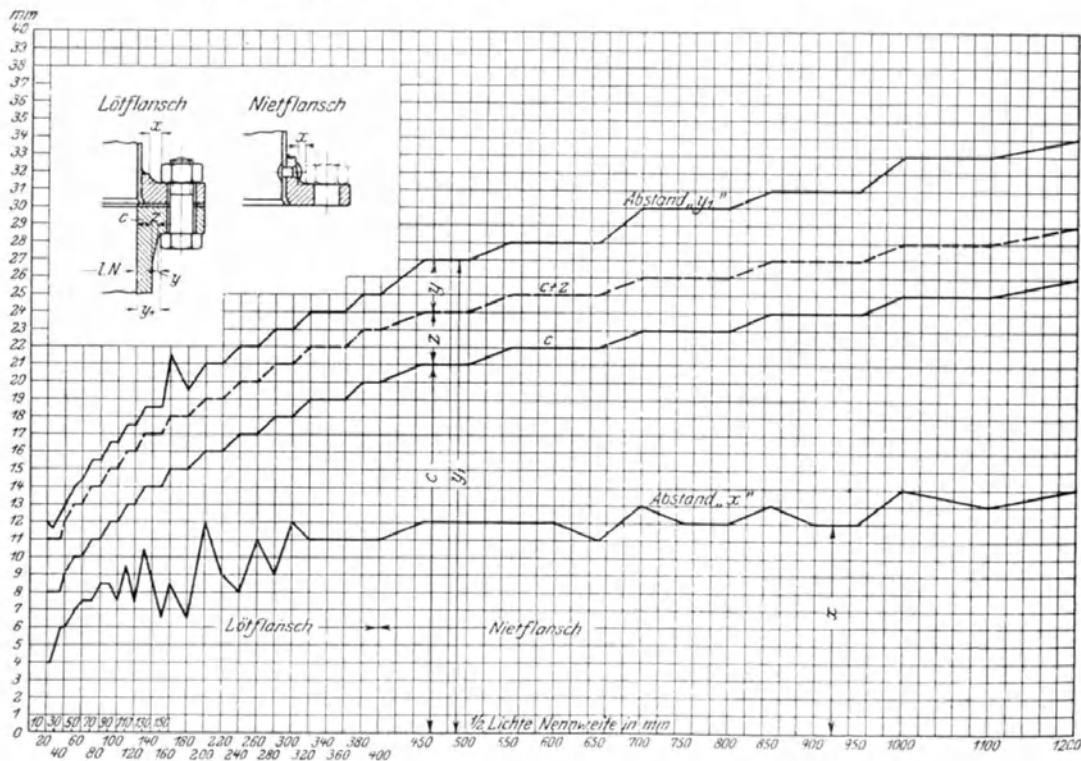


Abb. 50.

Kupferrohre, Fl. 5 für Hochdruck-, Fl. 23 für Niederdruckleitungen aufgestellt worden, die im übrigen die gleichen Abmessungen zeigen, wie die Flanschen für Flußeisenrohre. (Abb. 47 und 48.)

Für Bilge-, Ballast- und andere Rohrleitungen an Bord läßt sich die Verwendung von Bleirohren nicht vermeiden. Daher ist auf Blatt Fl. 24 eine Normung der dafür notwendigen Flanschen vorgenommen. Die Abmessungen für äußere Durchmesser, Schraubenkreis usw. stimmen mit denen für die anderen Niederdruckleitungen überein. Erwähnenswert ist, daß die Bleizwischenlage sich über die volle Breite des Flansches erstreckt (Abb. 49).

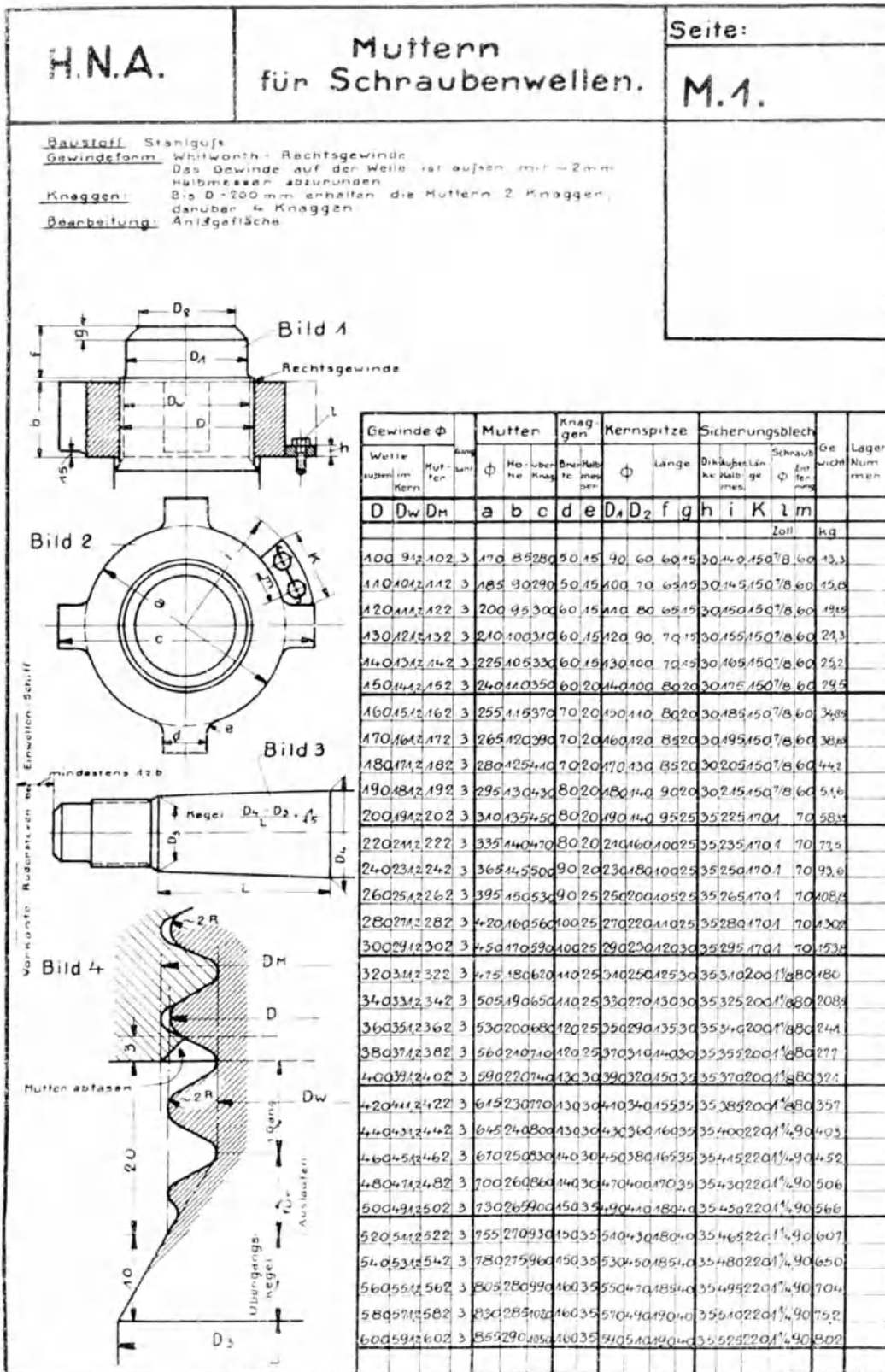


Abb. 51.

H.N.A.		Baustoffe der Ventile, Stutzen u. Rohre.			Seite: R.10
Abkürzungen:					
Kupfer = Ku. Bronze = Br. Gufseisen = G.E. Stahlgufs = Stg. Flußeisen = Fl.E. verzinkt (innen & außen) = vzkt. asphaltiert = asph. auf freiem Deck = auf fr. Deck geschweisft = geschw.					
Art der Leitung		Baustoff			Bemerkung.
		der Ventile	der Stutzen	der Rohre	
Dampf- ltg.	Zudampf- ltg. (Heißdampf)	Stg.	Stg.	Fl. E. auf Deck außen vzkt.	
	Zudampf- ltg. (Naßdampf) (auch Dampfheizung)	Stg. oder G. E. am Kessel b. 10 Atm. G. E. bis 30 l. φ Br.	Stg. oder G. E. am Kessel b. 10 Atm. G. E.	Fl. E. auf Deck außen vzkt auf fr. Deck Ku	Rohre bis 30 l. φ Ku.
	Abdampf- ltg.	G. E. bis 30 l. φ Br.	G. E.	Fl. E. auf Deck außen vzkt. auf fr. Deck Ku.	Rohre bis 30 l. φ Ku.
Frisch-, Trink- und Kesselspeisewasser- ltg.	Speisewasser- Saugeltg.	G. E.	G. E. oder Fl. E. geschw.	Fl. E. oder Ku.	
	Speisewasser- Druckltg.	Stg. oder Br. Kesselventile Br.	Stg. oder Br.	Fl. E. oder Ku	
	Wasserstands- ltg.	Stg. oder G. E. am Kessel b. 10 Atm. G. E.	Stg. oder G. E. am Kessel b. 10 Atm. G. E.	Ku.	Wasserstands- körper Br.
	Kessel; Abschäum- -, Auspump- u. Ausbläsel- ltg.	Stg. oder G. E. am Kessel b. 10 Atm. G. E.	Stg. oder G. E. am Kessel b. 10 Atm. G. E.	Fl. E. vzkt.	
	Sauge- und Druck- ltg. der Luftpumpe	G. E.	G. E. oder Fl. E. geschw. vzkt.	G. E. oder Fl. E. vzkt.	
	Entwässerungs- ltg.	Stg. oder G. E. bis 30 l. φ Br.	G. E.	Fl. E. vzkt	
	Trinkwasser- Sauge- und Druck- ltg.	G. E. vzkt bis 30 l. φ Br. verzinkt	G. E. vzkt. oder Fl. E. geschw. vzkt.	Fl. E. vzkt	
Frischwasser- Sauge- und Druck- ltg.	G. E. bis 30 l. φ Br.	G. E. oder Fl. E. geschw.	Fl. E. vzkt.	kleine Anschl. Blei?	
Seewasser- ltg. (warm und kalt)	Seewasser, kalt Sauge- und Druck- ltg.	G. E. bis 30 l. φ Br. im Rinnstein Br.	G. E.	Fl. E. vzkt. oder G. E. heiß asph.	kleine Anschl. Blei?
	Seewasser, warm Sauge- und Druck- ltg.	G. E. bis 30 l. φ Br.	G. E.	G. E. oder Fl. E. vzkt. oder verbleit	kleine Anschl. Blei?
	Sauge- und Druck- ltg. der Kreiselpumpe	G. E.	G. E.	G. E. heiß asph. oder Fl. E. vzkt. oder heiß asph.	
	Kühlwasser- ltg.	G. E.	G. E.	Fl. E. vzkt.	
	Druckltg. zum Aschejektor	Stg.	Stg.	Fl. E. vzkt.	Krümmen Ku. od. Stg.
Seewasser- ltg.	Bilge- und Ballast- Sauge- und Druck- ltg. i. Masch. R.	G. E.	G. E. Sauger Fl. E. vzkt. oder verbleit	G. E. heiß asph. oder Fl. E. vzkt. oder verbleit	Krümmen Ku. od. Blei oder Fl. E. vzkt. od. verbleit
	Bilge-Sauge- und Druck- ltg. in den Laderäumen	G. E.	G. E.	G. E. heiß asph. oder Blei oder Fl. E. vzkt. oder verbleit	Krümmen Ku. od. Blei oder Fl. E. vzkt. od. verbleit
Verschiedene Ltg.	Ölleitung	G. E.	G. E.	Fl. E.	
	Preisluft- und Entlüftung- ltg.	Stg. oder G. E.	Stg. oder G. E.	Fl. E.	
	Hydr- ltg.	Stg. oder G. E.	Stg. oder G. E.	Fl. E.	
	Dampf- feuertösch- ltg. u. Claytonanlage	Stg. oder G. E. auf fr. Deck Br.	Stg. oder G. E.	Fl. E. galv. vzkt	

Abb. 52.

Für die Niederdruck-Flanschen sind ebenfalls, wie bei den Hochdruck-Flanschen, die Abstände x und y zwischen Schraube und Wand eingehend geprüft worden. Die erhaltenen Werte bilden den Inhalt der Zeichnung Abb. 50. Die Abstände wachsen regelmäßig mit zunehmendem Durchmesser, weil einerseits die größeren Schrauben stärkere Schlüssel erfordern und andererseits die Ungenauigkeiten der Gußstücke zunehmen.

H. N. A. Hochdruckventil aus Stahlguß.

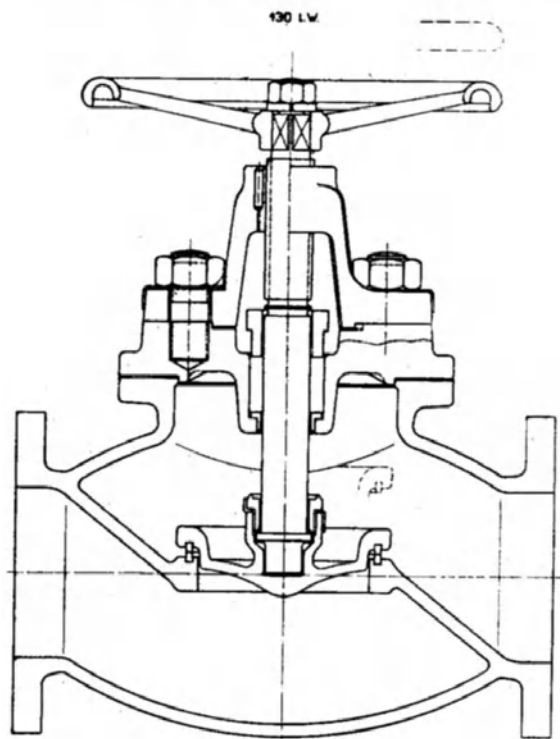


Abb. 53 a.

H. N. A. Niederdruck-Eckventil aus Gußeisen.

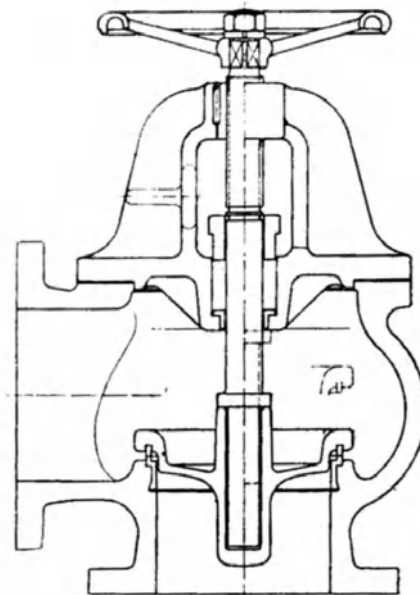


Abb. 53 b.

Muttern für Schraubenwellen: Um die Muttern für Schraubenwellen, die als große Stahlgußstücke eine lange Lieferfrist verlangen, auf Vorrat anfertigen zu können, ist ihre Normung erfolgt. Das Blatt M 1 (Abb. 51) enthält alle erforderlichen Abmessungen zu ihrer Bestellung, und Erwähnung verdient noch, daß zur Befestigung Whitworth-Rechtsgewinde mit außen abgerundeten Kanten angenommen ist. Als Baustoff für diese Muttern wurde Stahlguß gewählt, weil Schweißeisen nicht mehr erhältlich ist und Flußstahl die Gefahr des Fressens im Gewinde bringen würde.

Baustoffe: Eine sehr wichtige Arbeit hat ihren Niederschlag in Blatt R. 10 (Abb. 52) gefunden, das die Baustoffe für die an Bord vorkom-

menden Armaturen, Ventile und Rohrleitungen enthält. Besonders auf diesem Gebiet hat bisher ein großer Widerstreit der Meinungen bestanden, der bei jedem Schiff zu langwierigen Verhandlungen führte und die Ausführung beträchtlich verzögerte.

Ventile: In Arbeit befinden sich zurzeit Ventile von den kleinsten bis zu den größten bei uns vorkommenden Abmessungen. Es sind zur Veranschaulichung in den Abb. 53 a und 53 b ein Hochdruck-Durchgangsventil aus Stahlguß von 130 mm Durchmesser und ein Niederdruck-Rückschlagventil aus Gußeisen von 130 mm Durchmesser dargestellt, wie sie der Unterausschuß vorzulegen beabsichtigt. Neu sind bei diesen Ventilen folgende Gesichtspunkte:

- die Spindel erhält normales Trapezgewinde,
- der Führungbock besteht aus gepreßtem Stahl,
- der Ventilsitz wird nach dem Einpressen zum sicheren Halt an der unteren Kante umgebördelt, indem man einen nach innen vorspringenden Wulst glatt walzt,
- der Ventilkegel erhält grundsätzlich keine Rippen,
- die Dichtungsflächen sind so gelegt, daß sie entweder aus dem Vollen gedreht oder durch eingesprengte Ringe gebildet werden können,
- die Baulänge ist so gewählt, daß die Verbindungsschrauben bequem zugänglich sind.

Der freie Durchgangsquerschnitt des Ventils ist reichlich bemessen, selbst beim Rückschlagkegel beträgt er noch 80 % der Rohrfläche, was durch Versuche als durchaus genügend nachgewiesen wurde. Die Form des Ventilkegels ist außerordentlich widerstandsfähig — der Kegel eines 150-mm-Ventils hielt beim Angriff durch eine Einzelkraft in der Mitte eine Bruchbelastung von 28 t aus —, der zugehörige Führungsblock, der gleichfalls auf der Zerreißmaschine untersucht wurde, war einer noch höheren Bruchbelastung gewachsen, während die Betriebsbelastung nur 5 t beträgt. Die grundlegenden Zahlen für die Ventile von 110 bis 300 mm sind in dem Kurvenblatt Abb. 54 übersichtlich aufgetragen.

Schieber: Die Behandlung der Schieber im Unterausschuß hat zurzeit eingesetzt, und von dem bisherigen Verlauf gibt die nachfolgende Abb. 55 einen ungefähren Begriff, die einen Niederdruck-Schieber von 150 mm l. W. darstellt. Das zweiteilige Gehäuse ist aus Gußeisen, ebenso der Keil. Die eingewalzten oder eingestemmtten bzw. aufgeschrumpften Dichtungsringe

Ventilbeanspruchungen.

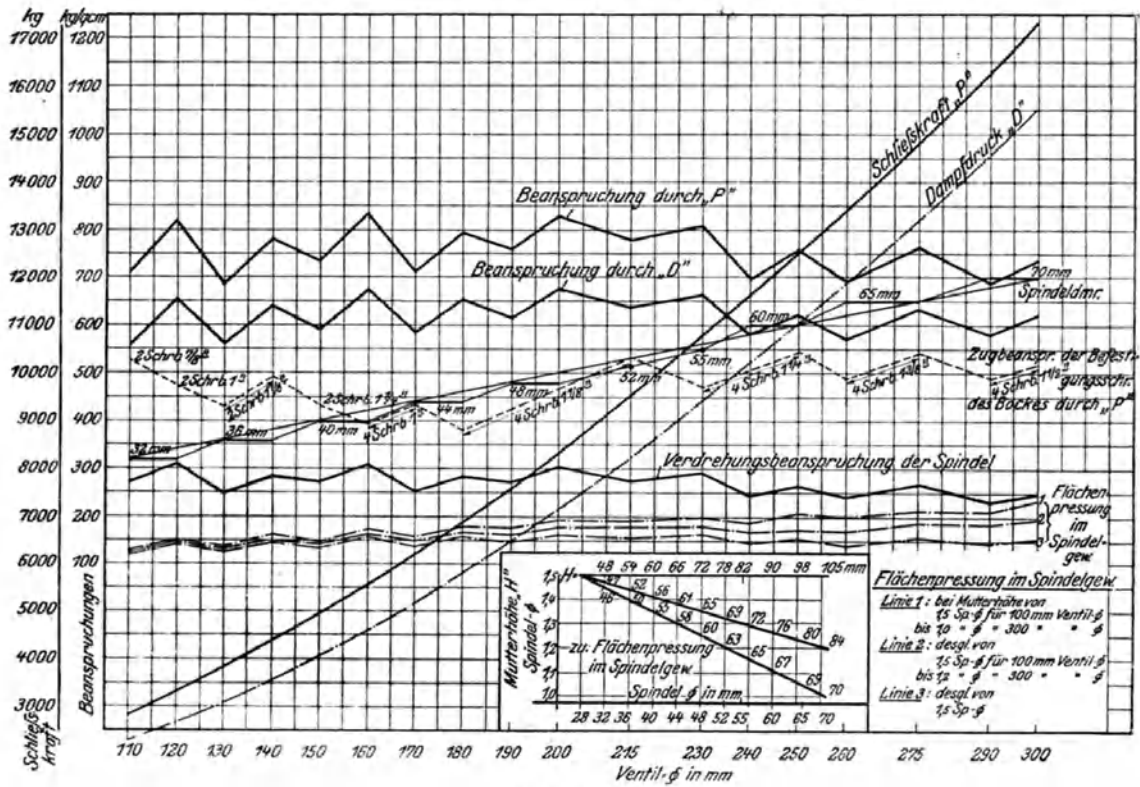


Abb. 54.

HNA Schieber

aus Gußeisen l. W.

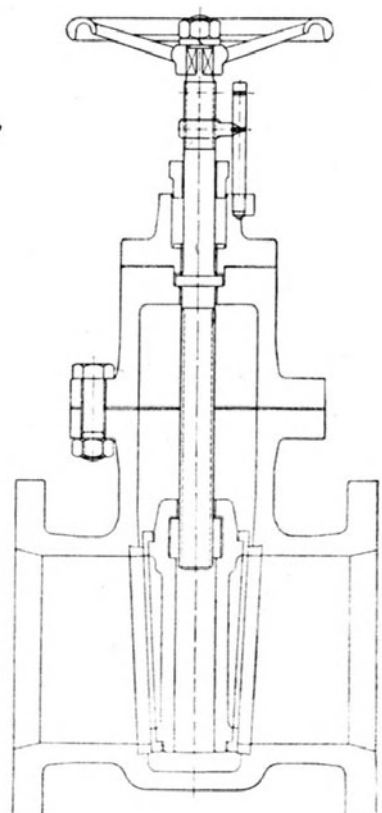


Abb. 55.

und die Spindel sind aus Bronze. Die Einwalzung der Ringe geschieht entweder in ähnlicher Weise, wie es bei den Ventilsitzen beschrieben ist, oder durch Aufweiten. Die Keile der Schieber unter 100 mm Durchmesser sind ganz aus Bronze, die Keilschräge beträgt 1 : 10, auf die volle Breite gemessen. Die Spindel hat Trapezgewinde.

Die abgekürzten Bezeichnungen für die Normenblätter Po, Lü usw. haben ihre Begründung darin, daß beabsichtigt ist, sämtliche Blätter in einer Mappe zu vereinigen und alphabetisch nach diesen Stichworten in zusammengehörigen Gruppen zu ordnen.

Eine Liste der von dem H N A noch zu normenden Teile ist als Anhang beigegeben. Wie darauf weiter ersichtlich ist, wird für bestimmte Dinge keine Normung, sondern nur eine Typenschöpfung beabsichtigt; für einige weitere Gegenstände ist lediglich die Herausgabe von Musterblättern ohne genauere Maßangaben ins Auge gefaßt.

Die vorgeführten Zeichnungen sollen nicht das denkbar Allerbeste darstellen, was auf diesem Gebiete zu leisten möglich ist, sondern nur ein Beispiel geben dafür, wie es gemacht werden kann. Die Normung wird, wenn erst ein Jahrzehnt fleißiger Kleinarbeit verflossen ist, auf einer höheren Warte stehen, als heute; manche der jetzt angenommenen Normen werden veraltet oder überflüssig erscheinen. Aber es muß einmal damit begonnen werden, und jetzt ist der gegebene Augenblick; die Gefahr des späteren Veralteteins der Normen ist nur ein Beweis für den natürlichen Fortschritt auch auf diesem Gebiet.

Zur Frage der Normung gehört auch ein Vorschlag, den Professor L i e n a u im Jahre 1911 zur Förderung der Massenerzeugung im Handelsschiffbau veröffentlicht hat. Er regt an, Schiffe ohne Sprung auszuführen, wie es in der Abb. 56 wiedergegeben ist, die ein und dasselbe Schiff mit normalem und ohne Sprung darstellt. Als Vorteile werden Gleichheit der Außenhautplatten, Vereinheitlichung der Nietteilungen und Verwendung von Vielfach-Lochmaschinen genannt, was eine billigere Herstellung des Schiffes und auch eine leichtere Instandhaltung zur Folge haben würde. Außerdem wird auf die Möglichkeit der Einstellung von ungelerten Arbeitern in größerem Umfange hingewiesen. Abb. 57 zeigt, wie die Außenhaut- und Deckplatten des entsprechenden Schiffes miteinander übereinstimmen würden. Gleichzeitig versucht L i e n a u, wie in dem Spantenriß eines Turmdeckschiffes — Abb. 58 — erläutert ist, durch eine Vereinfachung der Linien und durch ein paralleles Mittelschiff auf 0,55 der Länge die mit dem Biegen der Spanten und mit der

Beplattung verbundenen Arbeiten abzukürzen. Inwieweit sich sein Vorschlag zur Beschleunigung des Wiederaufbaues unserer Handelsflotte eignet,

Schiff mit und ohne Sprung.

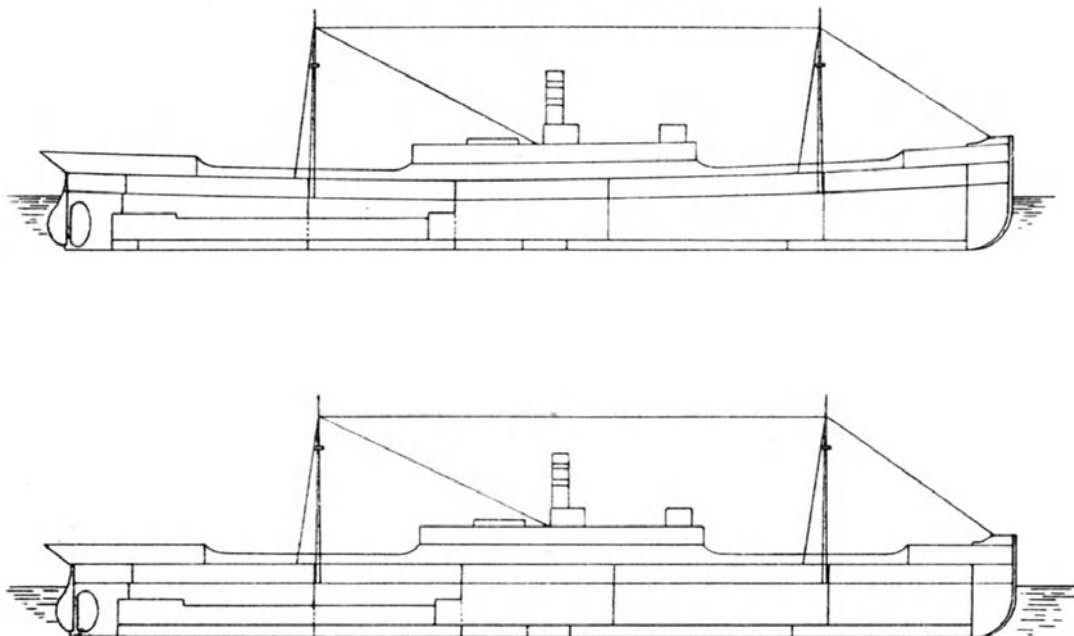


Abb. 56.

Normalisierte Beplattung.

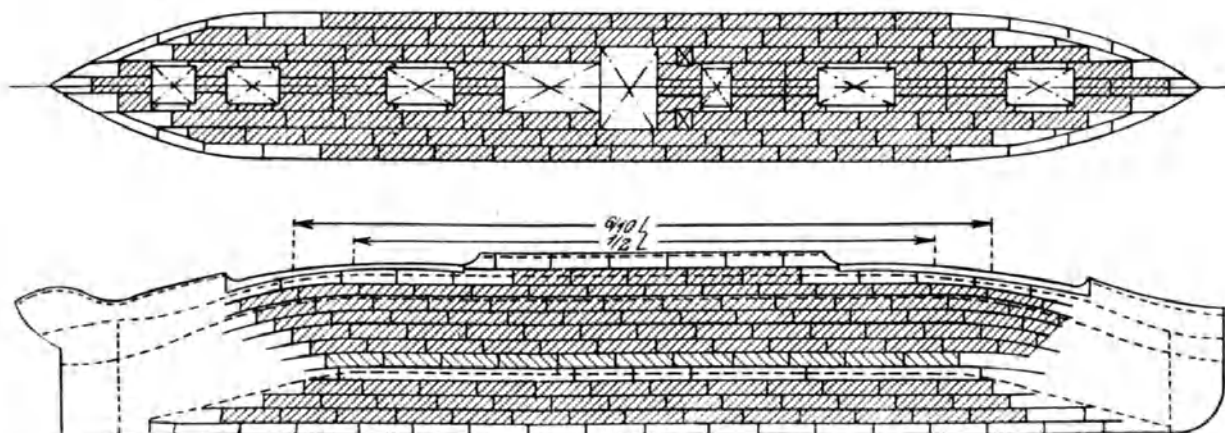


Abb. 57.

sei dem Urteil der berufenen Fachleute überlassen. Man hat jedenfalls in England und Amerika zur Deckung der heutigen Schiffsraumnot zu den von Professor Li e n a u vorgeschlagenen Verfahren gegriffen, um die Neubauten

zu beschleunigen. Es liegen auch gleichartige Erfahrungen an Kriegsschiffen und Binnenfahrzeugen vor, insbesondere beim letztgenannten Gebiet hat Geheimrat F l a m m verschiedentlich auf die Vorteile einheitlicher Formen hingewiesen.

Die drei Begriffe der Normung, Staffelnung und Aussonderung gehen, wie gesagt, ineinander über und ergänzen sich gegenseitig. Man muß bei der Normung von Maschinenteilen außer der Formgebung auch eine gewisse Abstufung der Größe nach eintreten lassen, um nur eine engbegrenzte Zahl von

Turmdeckschiff mit parallelem Mittelschiff auf 0,55 Länge.

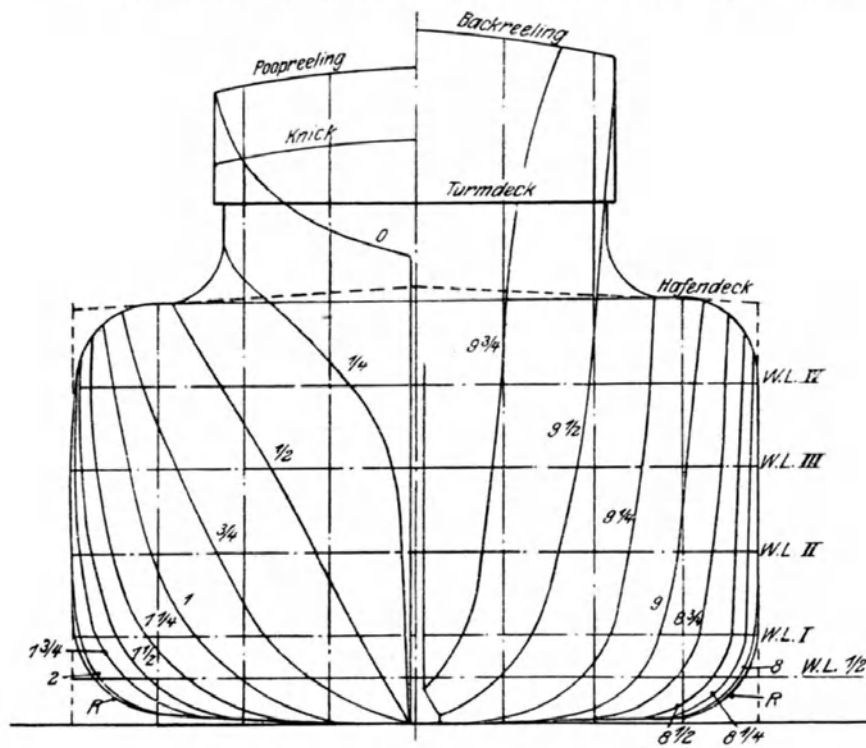


Abb. 58.

Ausführungsformen zu erhalten, und man wird die Stufen so groß wählen, daß der Bedarf in einer einzelnen Stufe möglichst hoch wird und der Vielfach-Herstellung Vorschub leistet. Wenn wir nun die Staffelnung als Sonderbegriff für sich allein betrachten, so ist damit die alleinige Festsetzung der Abstufungen gemeint, ohne in das Innere der fraglichen Gegenstände tiefer einzudringen.

Beispielsweise wird man bei der Staffelnung von Hilfsmaschinen ihre Leistung als Grundlage nehmen, und ihr stufenweises

Anwachsen wird von selbst die Typen ergeben, wie es tatsächlich schon bei den betreffenden Firmen der Fall ist; dazwischenliegende Forderungen werden durch Verwendung des nächstliegenden Modells erfüllt. Es passen auch unverändert bestimmte Einzelteile für mehrere Maschinensorten, wie Dampfkolben, Zylinderdeckel, Stopfbüchsen, Schmiergefäße, Ventile und dergl. Aber die Ausführungen der einzelnen Firmen und die Wünsche der Reedereien sind untereinander derart verschieden, daß alle Vorteile der gemeinsamen Typenbildung, wie Beschleunigung der Lieferung, Verbilligung, Verringerung des Lagers, Vertrautheit der Bedienungsmannschaft fehlen. So unterscheiden sich, von anderem abgesehen, die Winden dadurch, daß die Ritzel auf Vierkant, Sechskant oder runder Welle mit Keil verschiebbar sein sollen, ferner, daß die Ritzel aus Stahlguß oder Gußeisen mit gefrästen oder rohen Zähnen oder auch mit Winkelzähnen vorgeschrieben sind. Quel embarras de richesse!

Der bisherige Gang bei der Beschaffung der Hilfsmaschinen und Hilfsapparate war folgender:

Nach der Bauvorschrift, die mehr oder weniger genaue Angaben enthielt, wurde eine gleichlautende Anfrage an die verschiedenen Unterlieferanten gerichtet. Die einlaufenden Angebote unterschieden sich jedoch so bedeutend, daß Rückfragen zur Erlangung einer richtigen Vergleichsgrundlage nötig wurden, denn sie enthielten meist nichtssagende Zeichnungen, die unverbindlich, oft nicht maßstäblich waren und keinerlei Aufschluß über die Konstruktion gaben. Erst nach der Bestellung bestand die Möglichkeit, vollständige Schnittzeichnungen zu bekommen, die in Rücksicht auf die obwaltenden Umstände angefertigt waren. Diese Unterlagen kamen dann an die Reederei zur Genehmigung und veranlaßten häufig eingehende Verhandlungen, bis eine Übereinstimmung über alle Einzelheiten erzielt war. Nach der Erledigung sämtlicher Punkte entstand schließlich die endgültige, für den Rohrplan maßgebende Zeichnung der Hilfsmaschine. Inzwischen waren 2—3 kostbare Monate verflossen, die durch eine vorherige Verständigung auf Grund einer festliegenden Staffelung hätten gewonnen werden können.

Oft hängt auch das Angebot für ein Schiff ab von den einlaufenden Offerten für Hilfsmaschinen und Hilfsapparate, und aus dem eben Gesagten folgt, wie umständlich der Kostenvoranschlag sich stellt, wenn die genannten Fragen erst geklärt sein müssen. Bei den hohen Preisen und dem großen Mangel an Schiffsraum nach dem Kriege tut genaue Kalkulation, Zeitgewinn und Arbeitersparung bitter nötig. Daher unterliegt es im H N A

zurzeit noch der Prüfung, ob wenigstens die Festlegung der Hauptabmessungen für Hilfsmaschinen, wie Winden, Pumpen, Spille barbeitet werden soll, um für die Bestellung solcher Hilfsmaschinen gleichwertige und gleichartige Angebote zu erhalten. Das würde außerdem noch den Vorteil bringen, die Hilfsmaschinen beim Eintreffen auf der Werft je nach Erfordernis in beliebige Dampfer einbauen zu können; andererseits könnte die Hilfsmaschinen-Industrie ihre Erzeugnisse in Serien für Abruf auf Lager bauen.

Man wird bei der Staffeln sich nicht um Einzelheiten kümmern, sondern außer den genannten Daten vielleicht noch den Baustoff der hauptsächlichlichen Teile (in Rücksicht auf die jeweilige Aufgabe) festlegen. Es steht auch nichts im Wege, für eine bestimmte Stufe mehrere Ausführungsarten (schweres und leichtes Modell) zuzulassen, ebenso, wie die Gattung des fraglichen Schiffes bei dem Entschluß über den Typ von Einfluß sein kann, aber grundsätzlich ist eine Einigung über die genannten Hauptgesichtspunkte für die rasche Förderung unserer Arbeiten zu erstreben. Das einzige Bedenken, das von Seiten der Hilfsindustrie geäußert wird, ist, daß bei einer derartigen Festlegung leicht der inländische Wettbewerb sich stark fühlbar machen würde. Demgegenüber haben aber unsere Spezialfabriken die Vorteile langjähriger Erfahrung und genauer Kenntnis der Bordverhältnisse, sowie des festbegründeten Vertrauens der Werften und Reedereien.

Bei der Beratung über solche Sondererzeugnisse würden natürlich Vertreter der entsprechenden Industriegruppen ebenso hinzuzuziehen sein, wie es bei der Behandlung der Rohre und Ventile geschehen ist, oder noch besser, man wird zur Gründung eines besonderen Unterausschusses schreiten.

Für den schnellen und billigen Bau der Handelsdampfer könnte auch die Annahme von Leistungsstufen der Hauptmaschinen von bedeutendem Einfluß sein. Die Zahl der Zeichnungen, die für den Bau einer Maschinen- und Kesselanlage von 3000 PS. für ein Einschrauben-Schiff benötigt werden, beträgt ungefähr 300 Stück; dazu tritt noch eine beträchtliche Menge von Anfrage- und Bestellzeichnungen. Daher ist es „ein Ziel, aufs innigste zu wünschen“, daß diese Arbeit sich nicht bei jedem Einzelschiff wiederholt, sondern, daß die gleiche Anlage unverändert zum Einbau gelangt. Auch für die Werkstatt und für die Montage bringt die Wiederholung mehrerer Aufträge einen wesentlichen Zeitgewinn und Arbeitersparnis, insbesondere werden die leitenden Stellen entlastet. Die Zusammensetzung von Kesselanlagen durch Verwendung einiger weniger festliegender Kesselgrößen erscheint ohne weiteres angängig, und die Leistung der Hauptdampfmaschinen läßt sich

durch Unterschiede in Füllung, Dampfdruck und Umdrehungszahl in genügend großen Grenzen so verändern, daß eine gewisse Staffellung durchaus erreichbar dünkt. Besonders günstig für einheitliche Maschinenanlagen in großen Abstufungen gestaltet sich die Anordnung von Triebturbinen, wie es in Abb. 59 veranschaulicht ist.

Maschinenraum eines Triebturbinenschiffes.

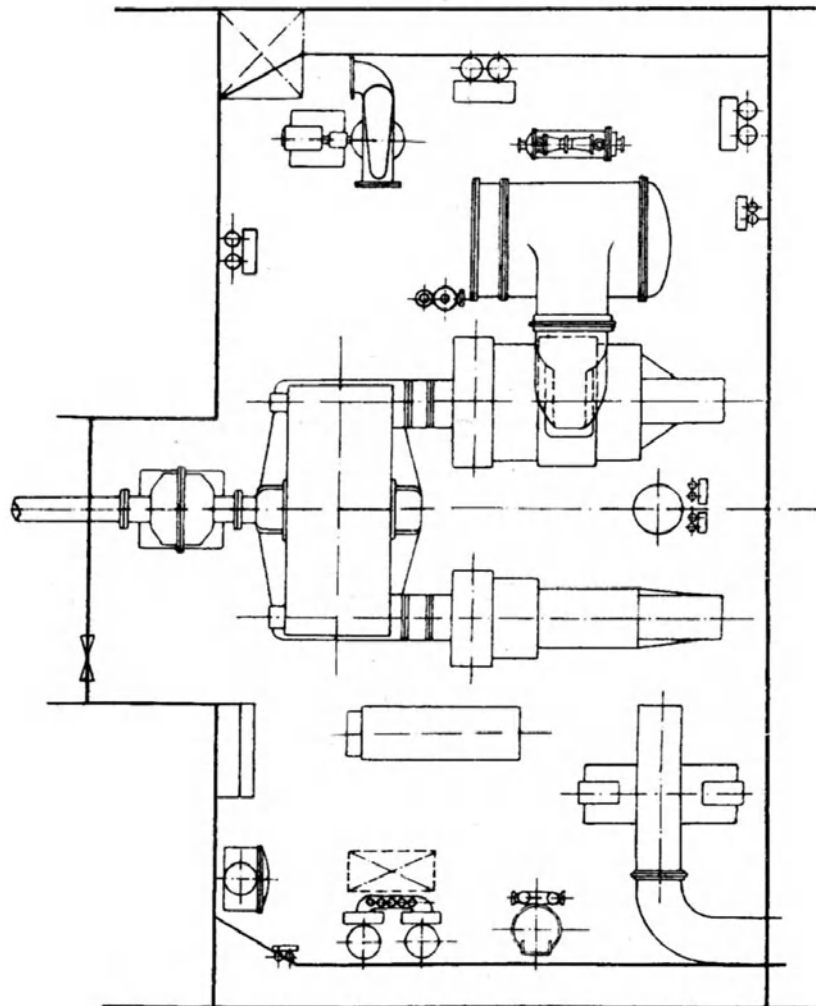


Abb. 59.

Bei der deutschen Kriegsmarine ist durch die Wahl eines einzigen Kesselsystems ein wichtiger Schritt zur Vereinheitlichung geschehen, auch in der österreichischen und amerikanischen Marine sind ähnliche Entscheidungen getroffen; dagegen hatte beim Kriegsausbruch Frankreich 57 verschiedene Kesselrohre für große Schiffe auf Lager. Auch hat es den An-

Frachtdampfer für 8000 Tonnen Staffel.

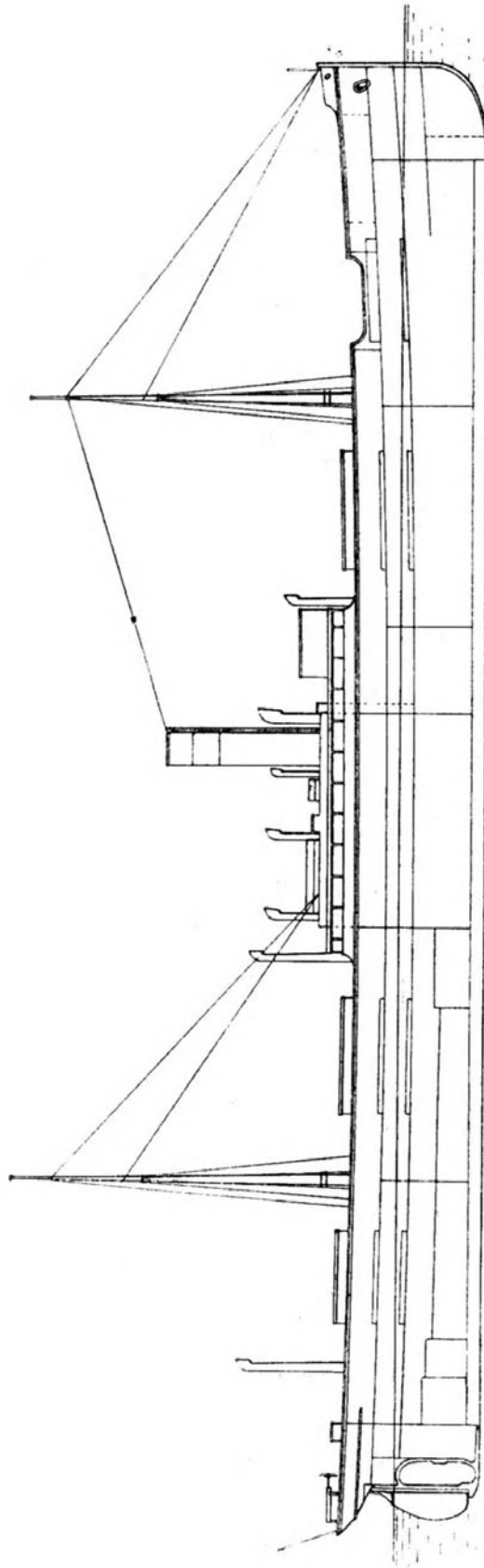


Abb. 60.

schein, als ob die Weiterentwicklung des Turbinenantriebs zu einer gewissen Annäherung der verschiedenen Systeme führen wird. Bei den Ölmaschinen ist es zweifellos ein Vorzug, der manche andere Nachteile aufwiegt, daß sie in allen Zylindern auswechselbare Elemente haben.

Die Entscheidung liegt allerdings in der *Bemessung der Schiffsgroößen*, und wenn es gelingt, in dieser Hinsicht eine beschränkte Staffelung zu erreichen, dann bedeutet es die Krönung aller vorgenannter Maßnahmen zum schnellen Wiederaufbau unserer Handelsflotte. Aus dieser Erwägung heraus ist der in Abb. 60 dargestellte Entwurf eines Frachtdampfers entstanden, der als Typschiff von 8000 t Tragfähigkeit den Wünschen und Forderungen mehrerer Reedereien gerecht werden sollte.

Die Eigenart der deutschen Schifffahrt als *Linien-Reederei* hat durch die zielbewußte Entwicklung und folgerichtige Durchführung der auf einer bestimmten Route gemachten Erfahrungen zu eng begrenzten Typen geführt, von denen die Reedereien aus mehreren Gründen nicht gut abweichen können. Dazu gehören: Fahrwassertiefe, Art und Ausrüstung der Endhäfen, Ladevorkehrungen und Besonderheiten der Ladung. Daher kommen Standardschiffe, wie sie jetzt in England im Zwange der äußersten Notwendigkeit entstanden sind, für unsere Schifffahrt nicht in Frage. Wir können nur zwischen den einzelnen Bedingungen der Reedereien vermitteln, und jede Werft muß sich auf eine bestimmte Anzahl von Sondertypen einstellen, aber damit ist das Geringstmaß von Verständigung gekennzeichnet.

Mit der Frage der Normung und Staffelung im Schiffbau steht eine Erwägung im Zusammenhang, die *Wolfrom* über die Aussichten des Gruppen-Schiffbaues angestellt hat. Nach seiner Meinung kommt nur $\frac{1}{12}$ der Schiffbauarbeiten für die Normung in Betracht, da höchstens bei $\frac{1}{4}$ der Arbeiter und bei $\frac{1}{3}$ des Materials eine Massenherstellung sich durchführen lasse. Zur Erreichung eines Vorteils muß man möglichst viele Werkstattarbeiten für alle Schiffe einer Gruppe gleichzeitig in Angriff nehmen und diese Teile baldigst einbauen. Zum Vergleich zwischen Gruppen- und Einzelherstellung wählt der Verfasser ein Jahres-Bauprogramm von 8 Schiffen, indem entweder 2×4 Schiffe gebaut werden oder ein Schiff nach dem andern entsteht. Das erste System bringt kurze Bauzeiten der Schiffe auf dem Helgen und lange Lagerzeit des Materials bis zum Einbauen, das zweite System braucht längere Bauzeiten und doppelte Anzahl von Hellingen. Zu dessen Gunsten wird allerdings angeführt, daß das Material im eingebauten Zustande am besten aufgehoben ist und daß man die Stille in den Schiffbau-

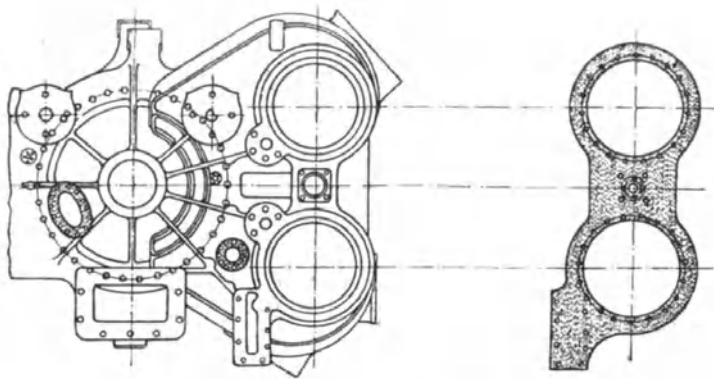
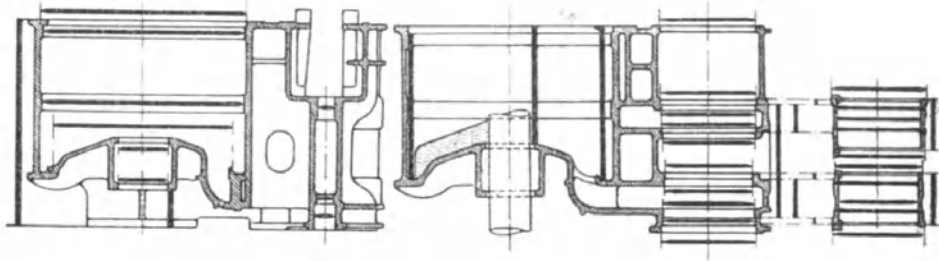
Einheitsmaße und Schablonen für englische Kriegsschiffsmaschinen.

Abb. 61.

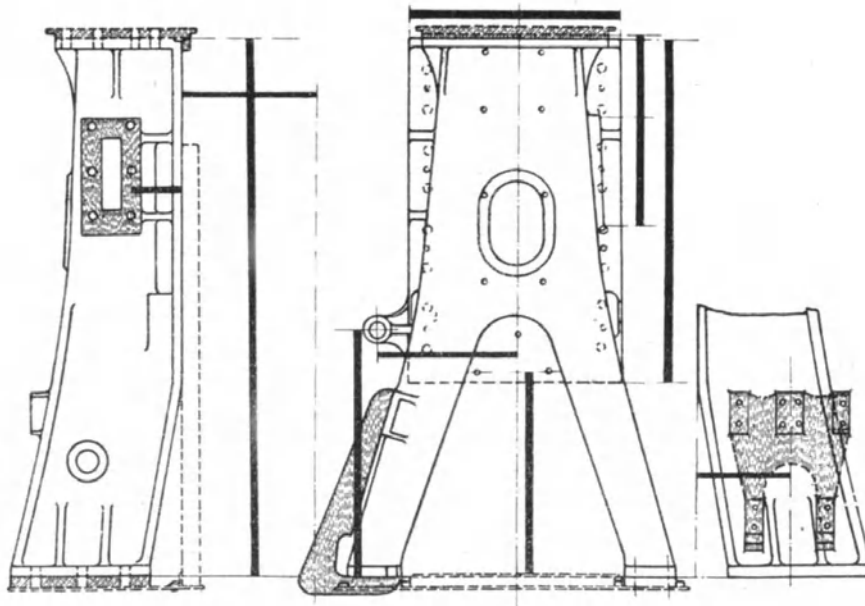


Abb. 62.

arbeiten für Niet- und Stemmarbeiten verwenden kann, daher sei eine Annäherung an die Einzelherstellung zu bevorzugen. Beim Gruppenschiffbau macht das Aufstapeln der Platten Schwierigkeiten, die Zeit von der Anlieferung des Materials bis zur Ablieferung des Schiffes ist bei den beiden Bauarten ungefähr die gleiche. Es besteht die Möglichkeit, das ältere Arbeitsverfahren des Anzeichnens und Schablonisierens mit neueren Methoden zu

Einheitsmaße für englische Kriegsschiffsmaschinen.

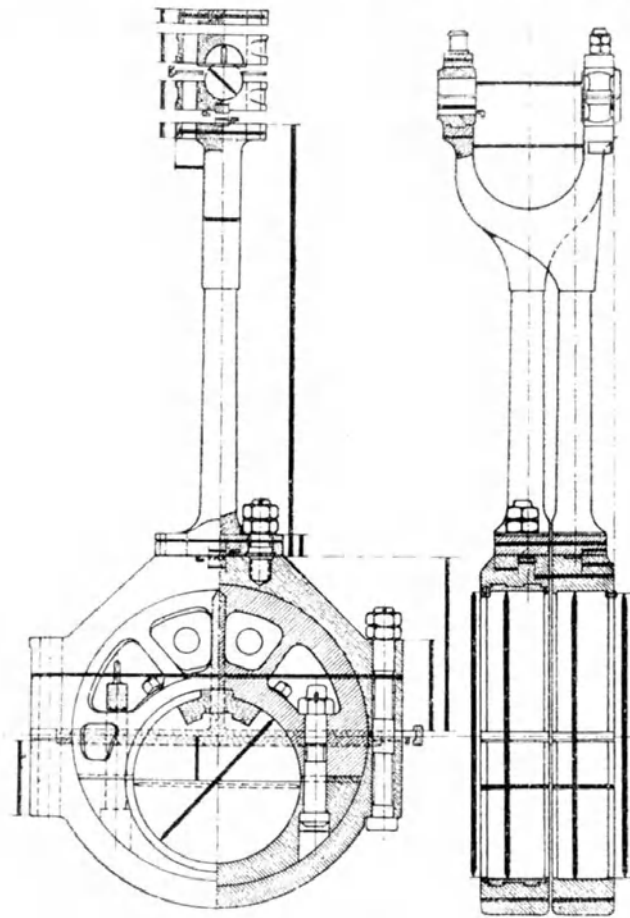


Abb. 63.

verbinden, und als Bestes erscheint, die bisher geübte Bauweise beizubehalten unter weiterer Vervollkommnung und mit Berücksichtigung örtlicher Verhältnisse.

Die Wichtigkeit einer raschen Reparatur im Kriege hat im Jahre 1906 dazu geführt, für 6 große englische Panzerkreuzer die Auswechselbarkeit der Maschinenanlage in allen Teilen vorzuschreiben. Als Hauptgesichts-

punkte dafür wurden geltend gemacht: Wenn eine Flotte nach der Schlacht zu ihrem Stützpunkt zurückkehrt, braucht sie sicherlich ausgedehnte Überholungsarbeiten und hierfür ist der Vorrat einer genügenden Zahl von Reserveteilen insofern von großem Einfluß, als es den Schiffen ermöglicht, wieder früher zur Gefechtslinie zurückzukehren. Ist die Anzahl dieser Ersatzteile ungenügend, so wäre es immerhin möglich, von den am meisten beschädigten Schiffen einige Gegenstände für die übrigen Schiffe der Flotte herauszunehmen und so die Verminderung der Schiffszahl nach einer Seeschlacht zu verringern.

Zu dem Zweck der völligen Übereinstimmung der Maschinen mußten die in Betracht kommenden Firmen nach den gleichen Zeichnungen, Lehren und Schablonen arbeiten. Die Rohrleitungen und Ventile stimmten in ihren Hauptmaßen überein und wurden, um ihre Gleichheit zu sichern, für alle Kreuzer in derselben Fabrik angefertigt. Die Maschinenanlage bestand aus zwei Stück Vierzylinder-Dreifach-Expansionsmaschinen von 12 000 PSi. Zur Veranschaulichung des Vorgehens sind hier die Abb. 61, 62, 63 beigelegt, die den Mitteldruckzylinder, den dazugehörigen Ständer und die Exzenterstangen mit den getroffenen Vorkehrungen wiedergeben. Alle Lehren wurden in einer Werkstatt aus weichem Stahl gefertigt, die Büchsen für die Bohrlöcher waren gehärtet. Jede Einzelheit in den Maschinen wurde nach Lehren und Schablonen bearbeitet und keine Zeichnung trug ein Maß. Ein Gußstück war nur anzureißen zum Ausbohren, für alle übrigen Abmessungen wurden fertige Stichmaße hergestellt, die in den Abbildungen durch starke Linien hervorgehoben sind.

Den stärksten Beweis für die Tragweite der Normung, Staffelung und Aussonderung bildet die Entstehung der englischen Standard-Schiffe, die den großen Verlust an Handelsschiffsraum während des Krieges trotz Mangel an Arbeitern, Knappheit an Material und schwierigster Umstände wieder gutmachen sollen. Wegen der Wichtigkeit und Größe dieser Aufgabe verlohnt es sich, die darüber erschienenen Mitteilungen ausführlicher wiederzugeben.



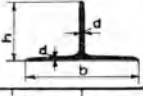
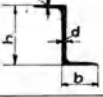

Gegen Ende 1915 wurde es England klar, daß es sehr große Anstrengungen machen mußte, um den notwendigen Frachtraum zur Befriedigung der Bedürfnisse des Landes bereitzustellen. Während dieses und des folgenden Jahres war die Arbeiterzahl auf den Schiffswerften außerordentlich vermindert, indem viele Leute die Arbeit zum Eintritt in das Heer verlassen hatten und andere zur Herstellung von Heeresbedarf herangeholt waren. Ab-

gesehen davon, war auch die Nachfrage nach Kriegsschiffen aller Art sehr groß, und der Bedarf an Stahl für Kriegszwecke erreichte eine solche Höhe, daß die verfügbare Zufuhr nicht ausreichte. Die mannigfachen Nachfragen nach Stahl waren alle brennend, und es war schwierig, in gerechter Weise zwischen ihnen zu entscheiden. Im Schiffbau wurde sämtlicher Stahl für Kriegsschiffe gebraucht mit dem Ergebnis, daß für die Handelsschiffe trotz des wachsenden Bedürfnisses nichts übrig blieb. Ende 1916 wurde zur wirksamen Ergänzung der Handelsflotte ein Ausschuß eingesetzt, der sofort ein ausgedehntes Bauprogramm für Frachtschiffe einfachster Konstruktion in Angriff nahm. Es waren damals in England nahezu 500 Schiffe mit einem Gesamttonnagehalt von über 1 800 000 t im Bau, darunter schnelle und langsame Liniendampfer, Passagier- und Frachtschiffe, Kanaldampfer, Schiffe zur Beförderung besonderer Ladungen, Trampdampfer und Küstenfahrer. Selbst wenn der Typ der gleiche war, unterschieden sich die Schiffe in Größe, Geschwindigkeit und Einrichtung. Viele von ihnen waren für besondere Zwecke bestimmt, und alle verkörperten die Gedanken, die jedem Schiffseigner und Schiffbauer eigen waren. Viele von diesen Sonderheiten dienten zweifellos ihrem Zweck, aber es ist fraglich, ob sie alle notwendig waren. Jedenfalls gibt man seit der Normung der Frachtschiffe zu, daß manche Neuerung auch unter normalen Bedingungen weiterhin ausgeführt werden wird, weil damit eine Ersparnis an Zeit und Arbeit erzielt ist.

Es war erwünscht, die Zahl der Typen möglichst zu beschränken, aber man mußte auch die Verwendung der verfügbaren Baugelegenheiten auf den Schiffswerften zu größtem Nutzen ins Auge fassen. Aus diesem Grunde wurden verschiedene Schiffslängen gewählt. Die Schwierigkeit der Vereinheitlichung war groß, jeder Schiffbauer hatte seine eigenen Sondererfahrungen und seinen besonderen Schiffstyp; auch die Bauweise war in den verschiedenen Gegenden nicht übereinstimmend. Die Reeder waren bedacht, die Eigenart ihrer Flotte aufrechtzuerhalten und in den Neubauten ähnliche Schiffe zu bekommen. Man hat behauptet, daß, wenn die Werften in der gewohnten Weise nach eigenen Plänen hätten vorgehen können, die Ausbeute an Schiffen größer geworden wäre. Aber diese Ansicht ist nicht stichhaltig, wenn man alle Umstände in Betracht nimmt. Ein Haupt Gesichtspunkt war der Mangel an Stahl. Wenn jeder Schiffbauer seinen eigenen Typ genommen hätte, würde die Mannigfaltigkeit der verlangten Profile große Verzögerung im Walzen auf den Stahlwerken erzeugt haben. Gewiß wird das erste Standardschiff mehr Zeit erfordern, als die gewohnte Bauart, aber bei mehr-

Engl. Normalprofile für den Schiffbau.																		
* im Schiffbau gebräuchliche Profile. † Schiffstyp, für den das Profil verwendet wird ‡ selten gewalzte Profile.				Standard-Schiffe	Admiralit.-Fischdampfer	Admiralit.-Ölschiffe	Minensucher, Sperrschiffe	Kriegsschiffe				Standard-Schiffe	Admiralit.-Fischdampfer	Admiralit.-Ölschiffe	Minensucher, Sperrschiffe	Kriegsschiffe		
				Winkelleisen		Stärke												
Hauptmaße		Stärke																
		von	bis															
* 6" x 3"		0,375	0,475	0,5"														
* 5" x 2 1/2"		0,3125	0,4"	0,375"														
* 4" x 2"		0,25	0,35	0,375"														
* 3" x 1 1/2"		0,25	0,35	0,3125"														
* 8" x 8"		0,5"	1,0"	†														
* 6" x 6"		0,375"	1,0"	†	†	†												
* 6" x 3 1/2"		0,375"	0,75"	†	†													
* 5" x 5"		0,375"	0,75"				†	†	†									
* 5" x 3"		0,35"	0,75"				†	†	†									
* 4" x 4"		0,35"	0,75"															
* 4" x 3"		0,30"	0,75"				†											
* 3 1/2" x 3 1/2"		0,30"	0,75"	†				†	†	†								
* 3 1/2" x 2 1/2"		0,25"	0,75"															
* 3" x 3"		0,25"	0,75"	†	†													
* 3" x 2"		0,187"	0,5"															
* 2 1/2" x 2 1/2"		0,187"	0,5"				†											
* 2 1/2" x 2"		0,187"	0,5"															
* 2 1/2" x 1 1/2"		0,125"	0,5"															
* 2" x 2"		0,125"	0,5"															
* 1 1/2" x 1 1/2"		0,125"	0,5"				†	†										
* 1" x 1"		0,125"	0,25"															
Wulstwinkel																		
Hauptmaße		Stärke																
		von	bis															
* 12" x 3 1/2"																		
* 12" x 4"		0,5"	0,75"															
* 11" x 3 1/2"		0,5"	0,75"															
* 10" x 3 1/2"		0,5"	0,75"	†	†													
* 9" x 3 1/2"		0,45"	0,7"	†	†													
* 8" x 3"		0,4"	0,65"	†	†													
* 7" x 3"		0,35"	0,6"				†	†										
* 6" x 3"		0,35"	0,6"															
* 5" x 2 1/2"		0,3"	0,55"				†	†										
I-Eisen																		
Hauptmaße		Stärke		Flansch			Hauptmaße			Mindestgewicht in lbs/ft								
		von	bis															
* 20" x 7 1/2"																		
* 18" x 7"																		
* 16" x 6"																		
* 15" x 5"																		
* 14" x 6"																		
* 12" x 6"																		
* 12" x 5"																		
* 10" x 5"																		
* 9" x 4"																		
* 8" x 6"																		
* 8" x 5"																		
* 8" x 4"																		
* 7" x 4"																		
* 6" x 5"																		
* 6" x 4 1/2"																		
* 6" x 3"																		
* 5" x 3"																		
* 4 3/4" x 1 3/4"																		
* 4" x 3"																		
* 3" x 1 1/2"																		
Aufser den angeführten Profilen sind Bulb-eisen 1 1/2" x 1 1/2" bis 1 1/2" für Fischdampfer-Kiele erhältlich.																		

Abb. 64.

Kriegsliste der deutschen Normalprofile.																																																																																																																																
T-Eisen 						Profil Nr.	Breite b	Stärke d	Gewicht kg/m	Profil Nr.	Breite		Stärke d	Gewicht kg/m																																																																																																																		
											a	b																																																																																																																				
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>8</td><td>80</td><td>42</td><td>3,9</td><td>5,9</td><td>5,95</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>4,5</td><td>6,8</td><td>8,32</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>58</td><td>5,1</td><td>7,7</td><td>11,15</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>66</td><td>5,7</td><td>8,6</td><td>14,37</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>74</td><td>6,3</td><td>9,5</td><td>17,90</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>82</td><td>6,9</td><td>10,4</td><td>21,90</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>90</td><td>7,5</td><td>11,3</td><td>26,30</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>98</td><td>8,1</td><td>12,2</td><td>31,09</td></tr> <tr><td>24</td><td>240</td><td>106</td><td>8,7</td><td>13,1</td><td>36,19</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>113</td><td>9,4</td><td>14,1</td><td>41,92</td></tr> <tr><td>28</td><td>280</td><td>119</td><td>10,1</td><td>15,2</td><td>47,96</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>125</td><td>10,8</td><td>16,2</td><td>54,24</td></tr> <tr><td>32</td><td>320</td><td>131</td><td>11,5</td><td>17,3</td><td>61,07</td></tr> <tr><td>36</td><td>360</td><td>143</td><td>13,0</td><td>19,5</td><td>76,22</td></tr> <tr><td>40</td><td>400</td><td>155</td><td>14,4</td><td>21,6</td><td>92,63</td></tr> <tr><td>45</td><td>450</td><td>170</td><td>16,2</td><td>24,3</td><td>115,40</td></tr> <tr><td>50</td><td>500</td><td>185</td><td>18,0</td><td>27,0</td><td>141,30</td></tr> <tr><td>55</td><td>550</td><td>200</td><td>19,0</td><td>30,0</td><td>167,21</td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	8	80	42	3,9	5,9	5,95	10	100	50	4,5	6,8	8,32	12	120	58	5,1	7,7	11,15	14	140	66	5,7	8,6	14,37	16	160	74	6,3	9,5	17,90	18	180	82	6,9	10,4	21,90	20	200	90	7,5	11,3	26,30	22	220	98	8,1	12,2	31,09	24	240	106	8,7	13,1	36,19	26	260	113	9,4	14,1	41,92	28	280	119	10,1	15,2	47,96	30	300	125	10,8	16,2	54,24	32	320	131	11,5	17,3	61,07	36	360	143	13,0	19,5	76,22	40	400	155	14,4	21,6	92,63	45	450	170	16,2	24,3	115,40	50	500	185	18,0	27,0	141,30	55	550	200	19,0	30,0	167,21	4	40	4 6 8 5 7	2,42 3,32 4,55 3,38 4,60	8/16	160	80	12 14 16	21,59 24,96 31,64 35,87
						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																					
						8	80	42	3,9	5,9	5,95																																																																																																																					
						10	100	50	4,5	6,8	8,32																																																																																																																					
						12	120	58	5,1	7,7	11,15																																																																																																																					
						14	140	66	5,7	8,6	14,37																																																																																																																					
						16	160	74	6,3	9,5	17,90																																																																																																																					
						18	180	82	6,9	10,4	21,90																																																																																																																					
						20	200	90	7,5	11,3	26,30																																																																																																																					
						22	220	98	8,1	12,2	31,09																																																																																																																					
						24	240	106	8,7	13,1	36,19																																																																																																																					
						26	260	113	9,4	14,1	41,92																																																																																																																					
						28	280	119	10,1	15,2	47,96																																																																																																																					
						30	300	125	10,8	16,2	54,24																																																																																																																					
						32	320	131	11,5	17,3	61,07																																																																																																																					
36	360	143	13,0	19,5	76,22																																																																																																																											
40	400	155	14,4	21,6	92,63																																																																																																																											
45	450	170	16,2	24,3	115,40																																																																																																																											
50	500	185	18,0	27,0	141,30																																																																																																																											
55	550	200	19,0	30,0	167,21																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>4 1/2</td><td>45</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>5</td><td>50</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>5 1/2</td><td>55</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>6</td><td>60</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>7</td><td>70</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>9</td><td>90</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>13</td><td>130</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>15</td><td>150</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	4 1/2	45					5	50					5 1/2	55					6	60					6 1/2	65					7	70					8	80					9	90					10	100					12	120					13	130					15	150					16	160					4 1/2	45	9 5 7 9	5,76 3,77 5,15 6,47	Hochstegige T-Eisen 																																		
						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																					
						4 1/2	45																																																																																																																									
						5	50																																																																																																																									
						5 1/2	55																																																																																																																									
						6	60																																																																																																																									
						6 1/2	65																																																																																																																									
						7	70																																																																																																																									
						8	80																																																																																																																									
						9	90																																																																																																																									
						10	100																																																																																																																									
						12	120																																																																																																																									
						13	130																																																																																																																									
						15	150																																																																																																																									
						16	160																																																																																																																									
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Breite b</th> <th>Höhe h</th> <th>Stärke d</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>3/3</td><td>30</td><td>30</td><td>4</td><td>1,77</td></tr> <tr><td>4/4</td><td>40</td><td>40</td><td>5</td><td>2,96</td></tr> <tr><td>5/5</td><td>50</td><td>50</td><td>6</td><td>4,44</td></tr> <tr><td>6/6</td><td>60</td><td>60</td><td>7</td><td>6,23</td></tr> <tr><td>8/8</td><td>80</td><td>80</td><td>9</td><td>10,68</td></tr> <tr><td>10/10</td><td>100</td><td>100</td><td>11</td><td>16,41</td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Breite b	Höhe h	Stärke d	Gewicht kg/m	3/3	30	30	4	1,77	4/4	40	40	5	2,96	5/5	50	50	6	4,44	6/6	60	60	7	6,23	8/8	80	80	9	10,68	10/10	100	100	11	16,41	5 1/2	55	6 8 10	4,95 6,46 7,90	Breitfüßige T-Eisen 																																																																																			
						Profil Nr.	Breite b	Höhe h	Stärke d	Gewicht kg/m																																																																																																																						
						3/3	30	30	4	1,77																																																																																																																						
						4/4	40	40	5	2,96																																																																																																																						
						5/5	50	50	6	4,44																																																																																																																						
						6/6	60	60	7	6,23																																																																																																																						
						8/8	80	80	9	10,68																																																																																																																						
						10/10	100	100	11	16,41																																																																																																																						
						<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>7</td><td>70</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>9</td><td>90</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>13</td><td>130</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>15</td><td>150</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65					7	70					8	80					9	90					10	100					12	120					13	130					15	150					16	160					6 1/2	65	7 9 11	7,38 9,34 11,23	Z-Eisen 																																																				
												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																															
												6 1/2	65																																																																																																																			
												7	70																																																																																																																			
												8	80																																																																																																																			
												9	90																																																																																																																			
												10	100																																																																																																																			
12	120																																																																																																																															
13	130																																																																																																																															
15	150																																																																																																																															
16	160																																																																																																																															
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	7	70	7 9 11 12	7,38 9,34 11,23 12,17	fällt fort																																		
												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																															
												6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																															
												8	80	48	6	8	8,64																																																																																																															
						10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																					
						12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																					
						14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																					
						16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																					
						18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																					
						20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																					
						22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																					
						23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																					
						26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																					
						30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																					
						<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	8	80	10 12 14	11,85 14,05 17,82	Quadrant-Eisen Zores-Eisen 																																		
Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																											
6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																											
8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																											
10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																											
12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																											
14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																											
16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																											
18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																											
20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																											
22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																											
23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																											
26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																											
30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	9	90	11 13 14	12,17 14,05 17,82	fallen fort																																		
						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																					
						6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																					
						8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																					
						10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																					
						12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																					
						14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																					
						16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																					
						18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																					
						20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																					
						22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																					
						23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																					
						26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																					
						30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																					
						<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	10	100	12 14	17,82 20,57	Flacheisen 																																		
Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																											
6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																											
8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																											
10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																											
12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																											
14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																											
16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																											
18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																											
20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																											
22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																											
23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																											
26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																											
30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	12	120	11 13 15	19,94 23,31 26,61	Universaleisen 																																		
						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																					
						6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																					
						8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																					
						10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																					
						12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																					
						14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																					
						16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																					
						18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																					
						20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																					
						22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																					
						23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																					
						26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																					
						30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																					
						<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	13	130	12 14 16	20,57 23,55 27,24	Breiten von 20 bis 60mm in allen gewünschten Abstufungen. Darüber nur Breiten von 70, 80, 90, 100, 130 und 150 mm.																																		
Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																											
6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																											
8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																											
10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																											
12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																											
14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																											
16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																											
18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																											
20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																											
22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																											
23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																											
26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																											
30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	14	140	14 16	23,31 26,61	Breiten von 160 bis 200mm in Abstufungen von 10mm. Über 200 bis 500mm in Abstufungen von 20mm. Über 500mm in Abstufungen von 50mm.																																		
						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																					
						6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																					
						8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																					
						10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																					
						12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																					
						14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																					
						16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																					
						18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																					
						20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																					
						22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																					
						23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																					
						26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																					
						30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																					
						<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	15	150	15 17	27,24 30,85																																			
Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																											
6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																											
8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																											
10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																											
12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																											
14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																											
16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																											
18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																											
20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																											
22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																											
23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																											
26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																											
30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	16	160	17 19	31,64 35,87																																			
						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																					
						6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																					
						8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																					
						10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																					
						12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																					
						14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																					
						16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																					
						18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																					
						20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																					
						22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																					
						23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																					
						26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																					
						30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																					
						<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	17	170	18 20	36,19 40,66																																			
Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																											
6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																											
8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																											
10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																											
12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																											
14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																											
16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																											
18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																											
20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																											
22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																											
23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																											
26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																											
30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6 1/2</td><td>65</td><td>42</td><td>5,5</td><td>7,5</td><td>7,09</td></tr> <tr><td>8</td><td>80</td><td>48</td><td>6</td><td>8</td><td>8,64</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td><td>50</td><td>6</td><td>8,5</td><td>10,60</td></tr> <tr><td>12</td><td>120</td><td>55</td><td>7</td><td>9</td><td>13,35</td></tr> <tr><td>14</td><td>140</td><td>60</td><td>7</td><td>10</td><td>16,01</td></tr> <tr><td>16</td><td>160</td><td>65</td><td>7,5</td><td>10,5</td><td>18,84</td></tr> <tr><td>18</td><td>180</td><td>70</td><td>8</td><td>11</td><td>21,98</td></tr> <tr><td>20</td><td>200</td><td>75</td><td>8,5</td><td>11,5</td><td>25,28</td></tr> <tr><td>22</td><td>220</td><td>80</td><td>9</td><td>12,5</td><td>29,36</td></tr> <tr><td>23 1/2</td><td>235</td><td>90</td><td>10</td><td>12</td><td>33,28</td></tr> <tr><td>26</td><td>260</td><td>90</td><td>10</td><td>14</td><td>37,92</td></tr> <tr><td>30</td><td>300</td><td>100</td><td>10</td><td>16</td><td>46,16</td></tr> </tbody> </table>												Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09	8	80	48	6	8	8,64	10	100	50	6	8,5	10,60	12	120	55	7	9	13,35	14	140	60	7	10	16,01	16	160	65	7,5	10,5	18,84	18	180	70	8	11	21,98	20	200	75	8,5	11,5	25,28	22	220	80	9	12,5	29,36	23 1/2	235	90	10	12	33,28	26	260	90	10	14	37,92	30	300	100	10	16	46,16	18	180	20 22	40,66 45,14																																			
						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																					
						6 1/2	65	42	5,5	7,5	7,09																																																																																																																					
						8	80	48	6	8	8,64																																																																																																																					
						10	100	50	6	8,5	10,60																																																																																																																					
						12	120	55	7	9	13,35																																																																																																																					
						14	140	60	7	10	16,01																																																																																																																					
						16	160	65	7,5	10,5	18,84																																																																																																																					
						18	180	70	8	11	21,98																																																																																																																					
						20	200	75	8,5	11,5	25,28																																																																																																																					
						22	220	80	9	12,5	29,36																																																																																																																					
						23 1/2	235	90	10	12	33,28																																																																																																																					
						26	260	90	10	14	37,92																																																																																																																					
						30	300	100	10	16	46,16																																																																																																																					
						<table border="1"> <thead> <tr> <th>Profil Nr.</th> <th>Höhe h</th> <th>Breite b</th> <th>Stegstärke d</th> <th>Flanschstärke t</th> <th>Gewicht kg/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6</td></tr></tbody></table>						Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m	6																																																																																																														
Profil Nr.	Höhe h	Breite b	Stegstärke d	Flanschstärke t	Gewicht kg/m																																																																																																																											
6																																																																																																																																

Englische Standard-Frachtschiffe.

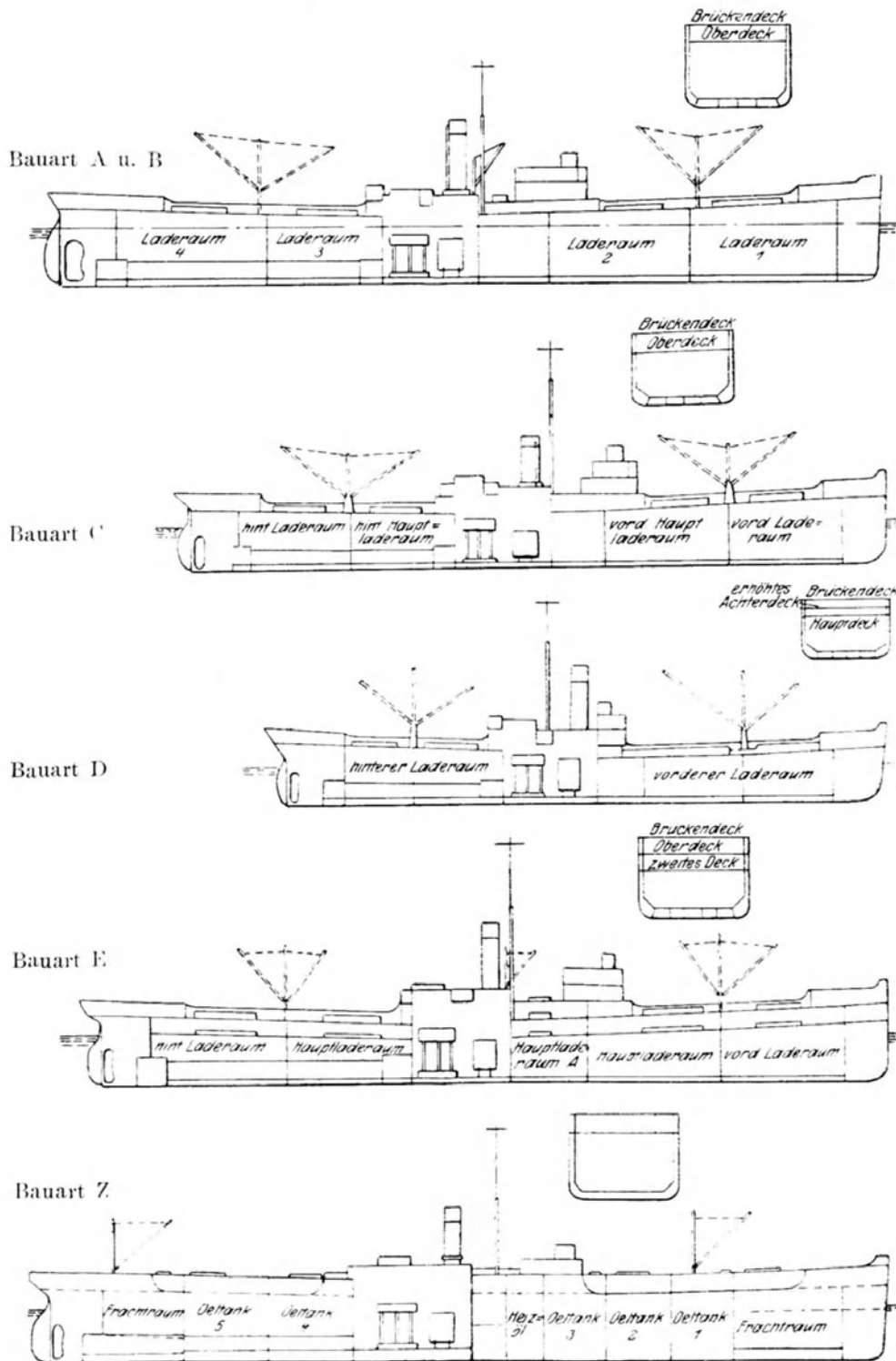


Abb. 66.

fach wiederholten Bauten trifft dieses nicht mehr zu. Jedenfalls hat sich der Bau von Standardschiffen als Kriegsnotmaßnahme gerechtfertigt, und als Vorteile dafür werden geltend gemacht:

1. Die Ausarbeitung des Entwurfes für ein Typschiff kann einem Schiffbauer anvertraut werden, der diese Schiffsklasse kennt, die notwendigen Berechnungen macht, die Materialbereitung vorbereitet und alle Konstruktionszeichnungen anderen Werften mit gleichem Auftrag übergibt.
2. Da der Entwurf in der Hand einer einzelnen Firma liegt, können alle Stahlverbände sorgfältig geprüft werden zum Zweck, die Zahl der Profile auf das Geringstmaß zu beschränken. Dies bewirkt den geringsten Walzenwechsel auf den Hüttenwerken und das Auswalzen einer viel größeren Anzahl von Profilen und Platten einer Sorte. So war es möglich, die Zahl der Profile für Standardschiffe auf 9 zu vermindern, an Stelle von 30—40 vorher notwendigen, wie aus der beifolgenden Tabelle der englischen Kriegsprofile Abb. 64 ersichtlich ist. (Zum Vergleich sei die deutsche Kriegsprofiliste Abb. 65 gegenübergestellt.)
3. Alle Schnürbodenarbeit wird durch eine einzige Werft geleistet, welche Abzüge von den erhaltenen Linien den übrigen Firmen zur Verfügung stellt.
4. Die Stahlwerke und Schiffbauer können sich über die Einteilung der Materialbestellungen und über geeignete Lieferzeiten beiderseitig einigen.
5. Die Konstruktionsarbeiten für Haupt- und Hilfsmaschinen, Rohrpläne und Ausrüstung können unter verschiedenen Werften verteilt werden unter Berücksichtigung besonderer Erfahrungen. Man kann die Maschinensätze je nach Fertigstellung in beliebige Schiffe einsetzen, um Überlastungen und Verzögerungen auszugleichen. Die Einzelteile können in großer Anzahl bei demselben Fabrikanten bestellt und für irgendein beliebiges Schiff benutzt werden.

Die Mittellängsschnitte der Standardschiffe sind in Abb. Nr. 66 wiedergegeben; die Hauptabmessungen und Einzelheiten sind in der Tabelle auf Seite 696 enthalten.

Es waren nur zwei Arten von Maschinen erforderlich, von denen die A-, B- und E-Schiffe die eine Größe, die C- und D-Schiffe die andere Größe erhielten.

Beim Entwurf der Standardschiffe war besonders die Notwendigkeit ins Auge gefaßt, so schnell als möglich einfache Frachtschiffe von der größten

Hauptmaschine der Standardschiffe.

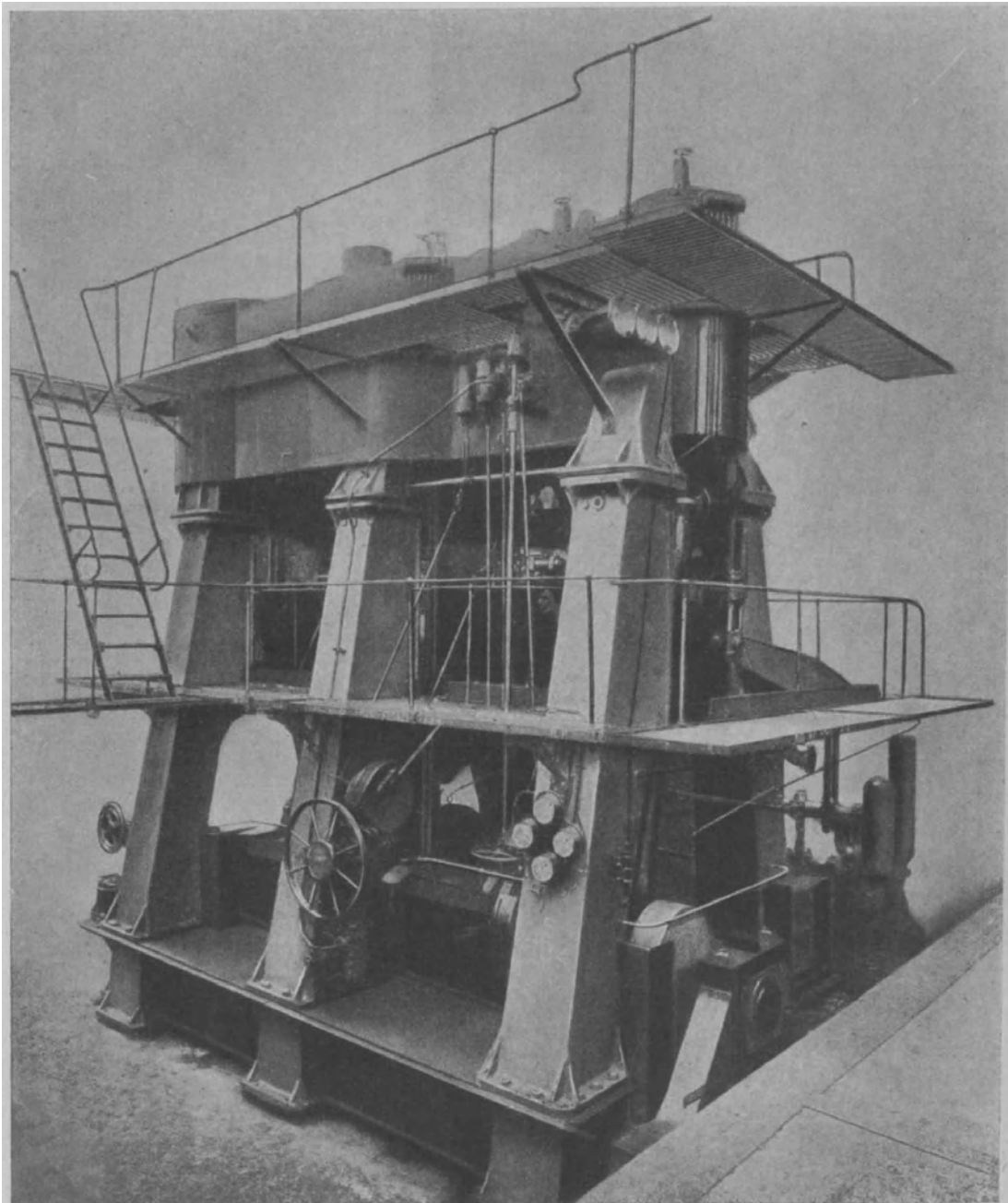


Abb. 67.

Ladefähigkeit mit dem geringsten Aufwande an Material und Arbeit und in Abmessungen, die sich der Mehrzahl der Werften und den Schifffahrtsbedin-

gungen anpaßten, herzustellen. Um das Laden und Entladen der Frachten zu erleichtern, wurden recht große Ladeluken vorgesehen zu einer ausgiebigen

Hauptmaschine der Standardschiffe.

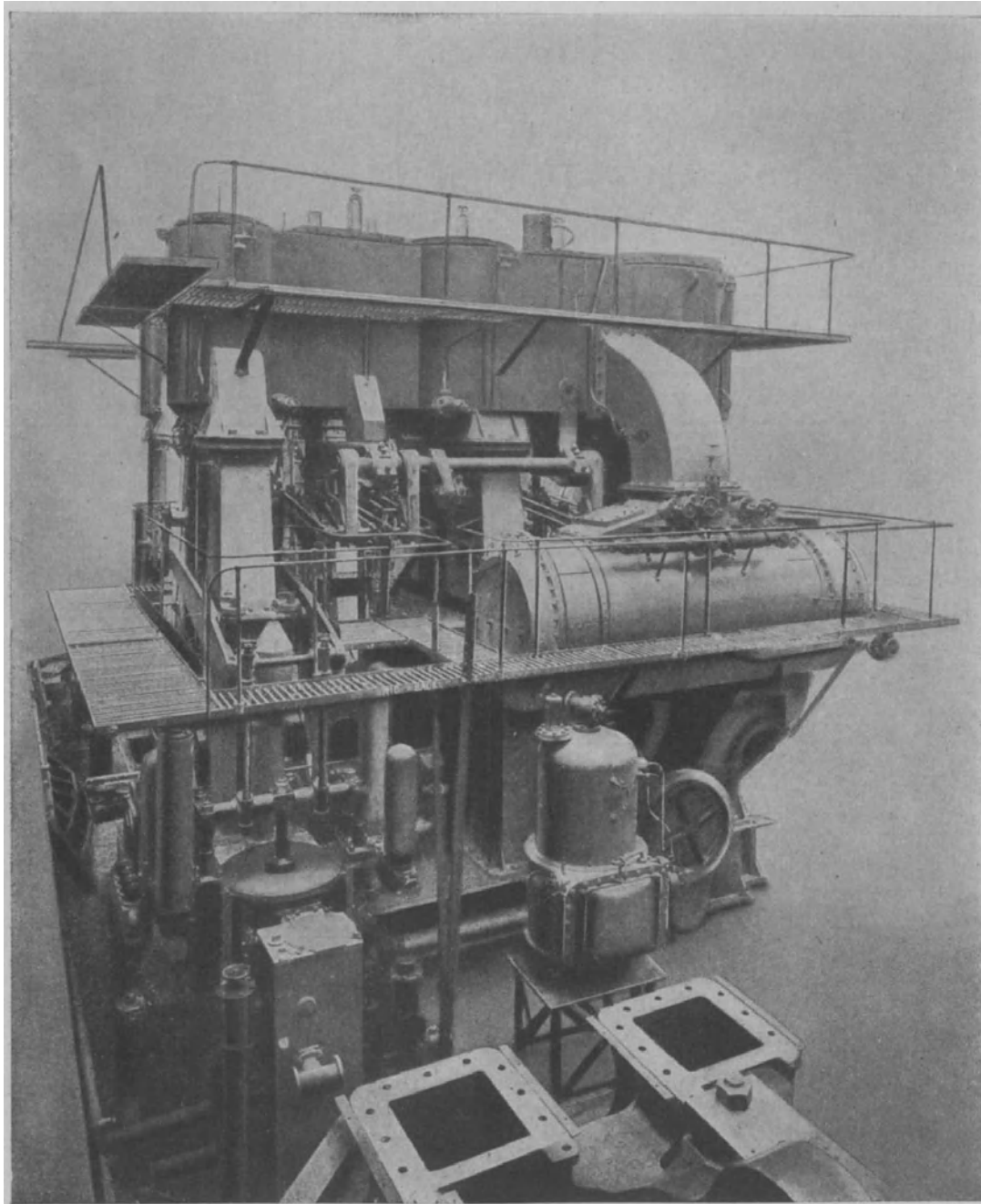


Abb. 68.

Verwendung der Ladebäume und Winden. In Rücksicht auf die Minengefahr wurde die Mannschaft auf dem Poopdeck untergebracht anstatt im Vorschiff,

	Typ A*) Typ B	Typ C	Typ D	Typ E	Typ Z Oelsch. Abänder. v. A u. B	2SS-Typ Oelsch. u. Drei- decker
Hauptabmessungen						
Länge zw. d. Loten m	122	101	87	114,8	122	137,3
Breite über Hauptspant m	15,9	14,2	12,8	15,7	15,9	17,7
Höhe v. Oberkante Kiel m	9,45	7,8	6,48	8,85	9,45	12,2
Verdrängung t	11 552	7 312	4 823	10 066	11 600	—
Tiefgang m	7,66	6,65	5,8	7,3	7,66	—
Völligkeit —	0,762	0,760	0,732	0,749	0,762	—
Gesamt-Tragfähigkeit t	8 300	5 130	3 025	7 130	8 120	10 680
Brutto-Raumgehalt Reg-T	5 030	3 000	2 300	4 400	5 800	—
Schiffskörper (Eisen) t	2 260	1 410	1 128	1 950	—	—
Holz u. Ausrüstung t	412	305	244	406	—	—
Maschinen (gewogen) t	580	467	426	580	580	—
Leergewicht	3 252	2 182	1 798	2 936	3 455	—
Maschinen (1 Schraube)						
H. D. Zyl. mm	686	635	635	686	686	686
M. D. „ mm	1 118	1 042	1 042	1 118	1 118	1 118
N. D. „ mm	1 855	1 730	1 730	1 855	1 855	1 855
Hub mm	1 220	1 145	1 145	1 220	1 220	1 220
PSi	2 500	1 900	1 900	2 500	2 500	2×2 500
Kessel						
Zahl	3	3	2	3	3	—
Durchmesser mm	4 760	4 275	5 060	4 760	4 760	—
Länge mm	3 540	3 540	3 630	3 540	3 540	—
Luftdruck	Howden	Howden	Howden	Howden	Howden	—

wie es bisher üblich war. Ferner hielt man die Sichtbarkeit der Standard-schiffe so klein als möglich, die Lademasten und Ladebäume wurden niederlegbar eingerichtet und nur ein Teleskopmast für die Funkentelegraphie angeordnet. Zwar hätte eine größere Anzahl von Schotten die Unversenkbarkeit der Schiffe verbessert, aber andererseits einen Mehraufwand an Stahl erfordert und das Befrachten und Entladen der Schiffe stärker behindert.

Von Einzelheiten des Schiffskörpers sei erwähnt, daß die Wegerungen auf dem Doppelboden und der Seitenstringer wegfielen, ferner, daß nur ein Längsträger an jeder Seite des Doppelbodens vorhanden war und große Einfachwinkel an den oberen und unteren Ecken des Mittellängsträgers ange-

*) Typ A (Eindecker), Typ B (Zweidecker).

ordnet sind. Nur an jedem dritten Spant waren in den Laderäumen und im Kesselraum Bodenwrangen angebracht mit Ausnahme des C- und D-Typs, die zu Erz- und Kohletransport dienen sollten und daher an jedem Spant Bodenwrangen erhielten. Im allgemeinen wurde auf eine gleichmäßige Verteilung der Verbände und Verwendung gleicher Materialstärken geachtet. Zur Vermeidung des Biegens der Spanten sind Stützbleche von besonderer Höhe an den Seitenplatten eingefügt und die Spanten sind ohne Einfall am Oberschiff. Die Deckstützen wurden möglichst sparsam verwandt, um die Laderäume frei zu halten und durch verstärkte Lukenendbalken und Längssäule ersetzt. Der Wellentunnel hat keine Verbindung mit dem Maschinenraum und ist nur vom Oberdeck aus zugänglich. Der Schiffskörper wiegt ungefähr $\frac{2}{3}$ des üblichen.

Die Maschinenanlage wurde von einer einzigen Firma entworfen und zur Gewichtsersparnis ungefähr um 25 % überlastet. Wie aus den Abb. 67 und 68 folgt, ist es die übliche Dreifach-Expansionsmaschine mit doppeltem Ständer. Zwecks leichter Herstellung hat der Mitteldruckzylinder einen Kolbenschieber erhalten. Die Kühlwasserpumpe ist auf der Grundplatte der Hauptmaschine aufgebaut, um sie gleich mit allen Rohren anschließen zu können. Die Auswechselbarkeit der Maschineneinzelteile hat sich in einigen Ersatzfällen gut bewährt. Der Grundsatz der Massenherstellung wurde, wo zugänglich, durchgeführt, und Hilfsmaschinen, Rohrleitungen mit Paßstücken, Ventile, Stutzen von einer Zentrale aus bei Spezialfirmen fertig bearbeitet bestellt. Die Aufstellung der Hilfsmaschinen ist so gewählt, daß die verschiedenen Anschlußrohre einfache und leicht anbringbare Formen erhielten. Kupferrohre waren möglichst durch stählerne ersetzt derart, daß das Gewicht an Kupfer noch nicht $\frac{1}{6}$ des bisherigen Bedarfs in solchen Schiffen betrug.

Die Kesselanlage besteht aus 3 bzw. 2 Dreiflammrohrkesseln mit künstlichem Zug. Die Rauch- und Feuerrohre stimmen überall überein, ihre Lage ist nach einheitlichen Schablonen bestimmt.

Man wird beachten müssen, ob diese einfachen Schiffsbauten auch im Frieden nutzbringend arbeiten oder ob sie im Werte sinken. Auch wird es von Belang sein, festzustellen, ob ihre jetzige Einfachheit erhalten bleibt oder ob die früher üblichen Besonderheiten nachträglich eingebaut werden.

Um für den Frieden die Vorteile der Normung beizubehalten, wurden von der North-East-Coast-Institution of Engineers and Shipbuilders für Frachtdampfermaschinenanlagen Leitsätze über einheitliche Annahme für folgende Punkte beschlossen:

Amerikanisches Standardschiff aus Holz.

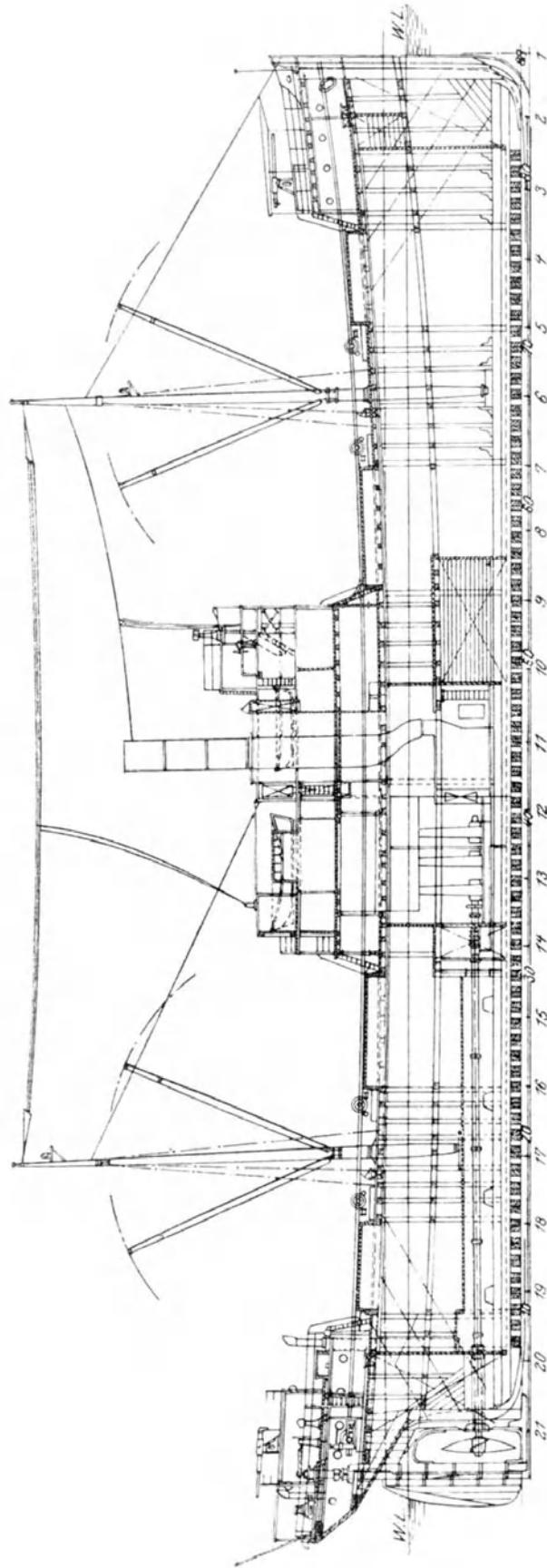


Abb. 69.

1. Abmessung der Zylinder.
2. Umdrehungszahl.
3. Kesseldruck.
4. Dampfgeschwindigkeiten.
5. Belastung der arbeitenden Teile.
6. Kurbelwellen und Wellenleitungen.
7. Pleuelstange und Kreuzkopf.
8. Grundlager.
9. Beanspruchungen der Triebwerksteile.

Kessel des amerik. Standard-Holzschiffes.

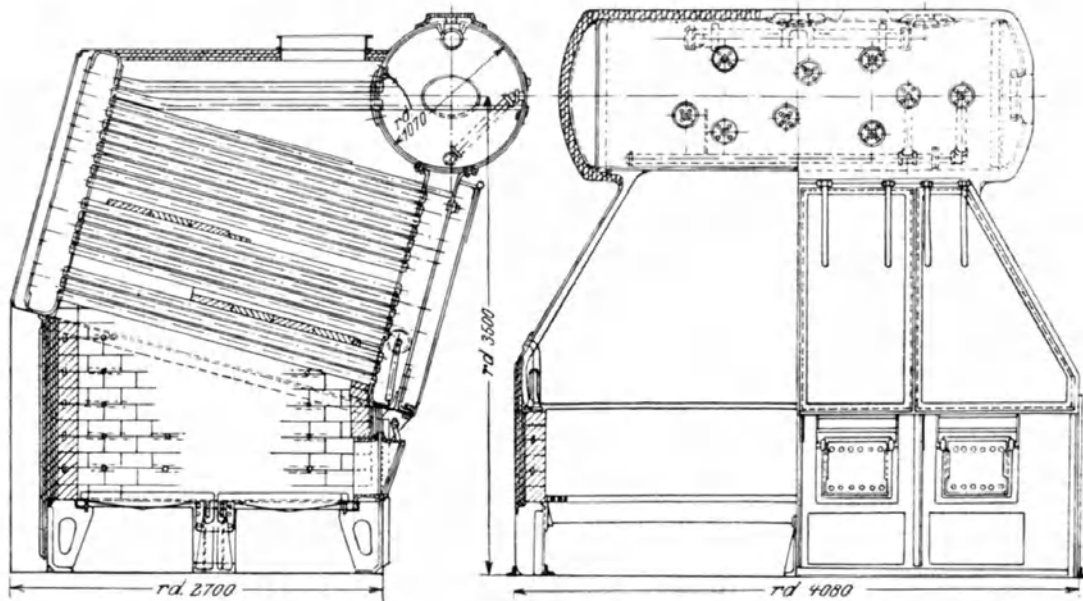


Abb. 70.

10. Steuerungsteile.
11. Angehängte Pumpen (Kühlpumpe, Luftpumpe, Speisepumpe).
12. Kondensation.
13. Vorschriften zur Erhöhung der Ökonomie (Vermeidung der Abdampfwärme und Verhinderung der Druck- und Wärmeverluste).
14. Vorschriften zur Vermeidung von Betriebsstörungen (Vermeidung von Öleintritt in die Kessel und Entlüftung des Speisewassers).

Die allgemeine Anerkennung dieser Leitsätze würde zweifellos eine starke Vereinheitlichung des englischen Schiffsmaschinenbaues zur Folge haben.

In den Vereinigten Staaten von Amerika wurden zur Bekämpfung der Schiffsraumnot zunächst Holzschiffe in Angriff genommen, von denen Abb. 69 eine Vorstellung gibt. Als Baustoff kam hauptsächlich Kiefernholz zur Verwendung, und, nach der Zeichnung zu urteilen, ging man damit wenig sparsam um. Die Hauptdaten des Schiffes sind folgende:

Länge über Alles 86 m, Breite etwa 14 m, Tiefgang 7,2 m, 6000 t Verdrängung, Gewicht der Maschinenanlage 280 t, Tragfähigkeit 3700 t, 10 Seemeilen Geschwindigkeit.

Amerik. Standardschiff aus Stahl.

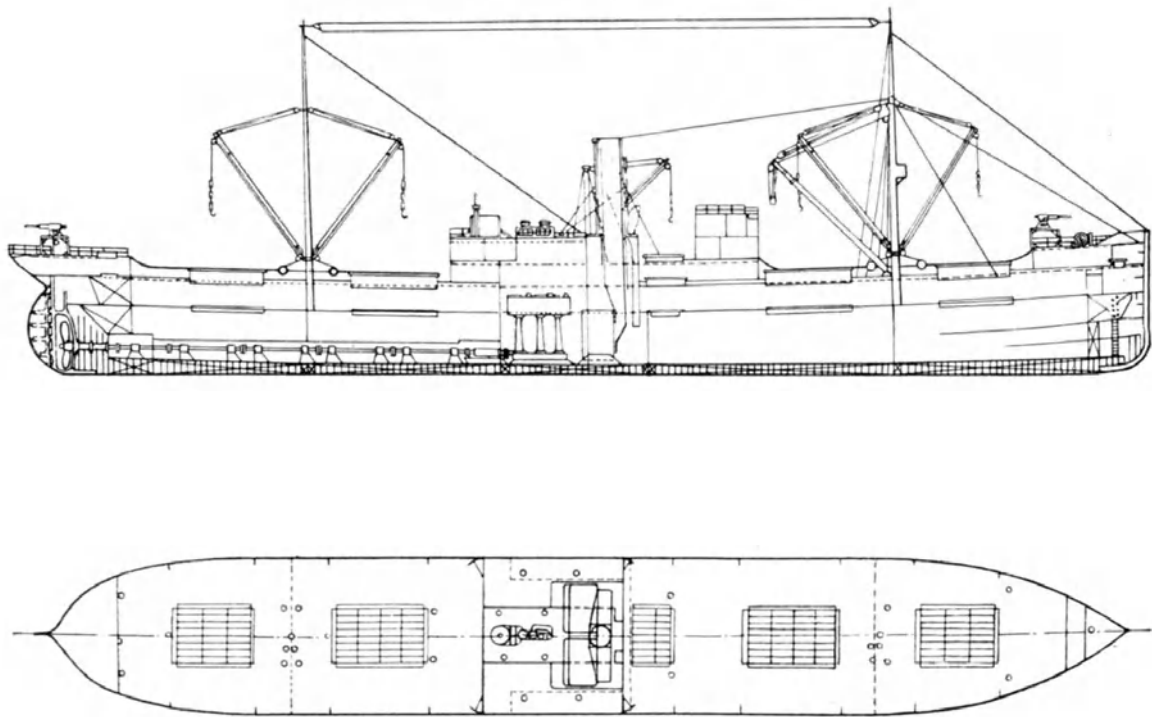


Abb. 71.

Die Schiffe wurden als Ein- und Doppelschrauber gebaut, zu ihrem Antrieb dienten Dreifachmaschinen oder Triebturbinen von 1400 PSe. Zur Dampferzeugung waren 2 Dreiflammrohrkessel oder Wasserrohrkessel mit Kohlefeuerung vorgesehen. Der letztgenannte Kessel (Abb. 70) war besonders einfach konstruiert, um ihn für die Massenerzeugung im Inlande geeignet zu machen. Er besitzt eine Quertrommel und gerade Rohre zwischen parallelen Wasserkammern. Die Heizfläche ist 237 qm, die Rostfläche 7,2 qm.

Bei einem Versuch betrug die Verdampfung 6800 kg in der Stunde mit künstlichem Zug.

Als man in Amerika im Holzschiffbau auf Schwierigkeiten stieß, ging man zum Bau von Standard-Stahlschiffen über, die in Abb. 71 dargestellt sind. Die nachfolgende Tabelle gibt die Hauptabmessungen und wichtigsten Angaben über dieses Schiff:

Hauptabmessungen des Schiffes:		
Länge über Alles gemessen	117	m
Länge zwischen den Loten	113	m
Breite über Spanten	16,2	m
Höhe von Oberkante Kiel	9,15	m
Konstruktions-Ladetiefgang	7,35	m
Geschwindigkeit	11,5	sm
Völligkeit	0,78	
Tragfähigkeit	7430	t
Brutto-Raumgehalt	4865	Br.-Reg.-T.

Das Schiff hat eine Schraube, geraden Steven, elliptisches Heck und Schoonertakelage mit zwei stählernen Stangenmasten. Ein erhöhtes Vorschiff, lange Brücke und volles Poopdeck ist vorhanden, und auf dem Brückendeck steht ein eisernes Deckshaus mit den Offizierskammern. Der Doppelboden, in fünf Längsabteilungen geteilt, läuft über das ganze Schiff. Die Abteilung unter dem Maschinenraum und unter den Laderäumen sind Öl- und Speisewassertanks. 6 Schotten teilen das Schiff in 7 wasserdichte Abteilungen, 4 der Schotte sind bis zum oberen Deck durchgeführt und 2 bis zum Hauptdeck. Die Ladung wird durch 5 Luken im Ober- und Hauptdeck und durch je eine Luke im Brücken- und Poopdeck eingebracht.

Die Maschinenanlage besteht aus einer Dreifachmaschine und 2 Einfachkesseln mit 4 Flammrohren für Ölheizung. Neben dem Maschinen- und Kesselraum sind Seitenbunker für Heizöl eingebaut. Vom Pumpenkreuzkopf wird die Luft-, Speise-, Bilge- und Verdampfpumpe betätigt, die übrigen Pumpen sind unabhängig aufgestellt. Statt der Kolbenmaschine und der Flammrohrkessel sind auch Triebturbinen und Wasserrohrkessel zugelassen.

Ein weiteres Mittel, um den Bau von Schiffen zu beschleunigen, bestand darin, Inlandfirmen, wie Eisenkonstruktionswerkstätten, die Herstellung einzelner Schiffbauteile zu übertragen, die dann an die Küste gesandt und dort zusammengebaut wurden. Es waren die sogenannten Fabricated-Ships, sie haben keine Bucht und keinen Sprung, senkrechte Seitenwände und einen

genau rechteckigen Hauptspant mit nur geringen Abrundungen an den Bilgen. Dieser Querschnitt wird auf $\frac{1}{3}$ Schiffslänge beibehalten. Der Schiffskörper ist vollständig aus Profilen und Blechplatten zusammengesetzt, die sonst für Brücken- und Hochbau gebraucht wurden. Die Länge des Schiffes ist 105 m, Breite auf Spanten 14 m, Höhe von Oberkante Kiel 8,7 m, Tragfähigkeit etwa 5500 t. Die Maschinenanlage besteht aus einer Westinghouse-Triebturbine

Vereinfachte Linien für Frachtschiffe.

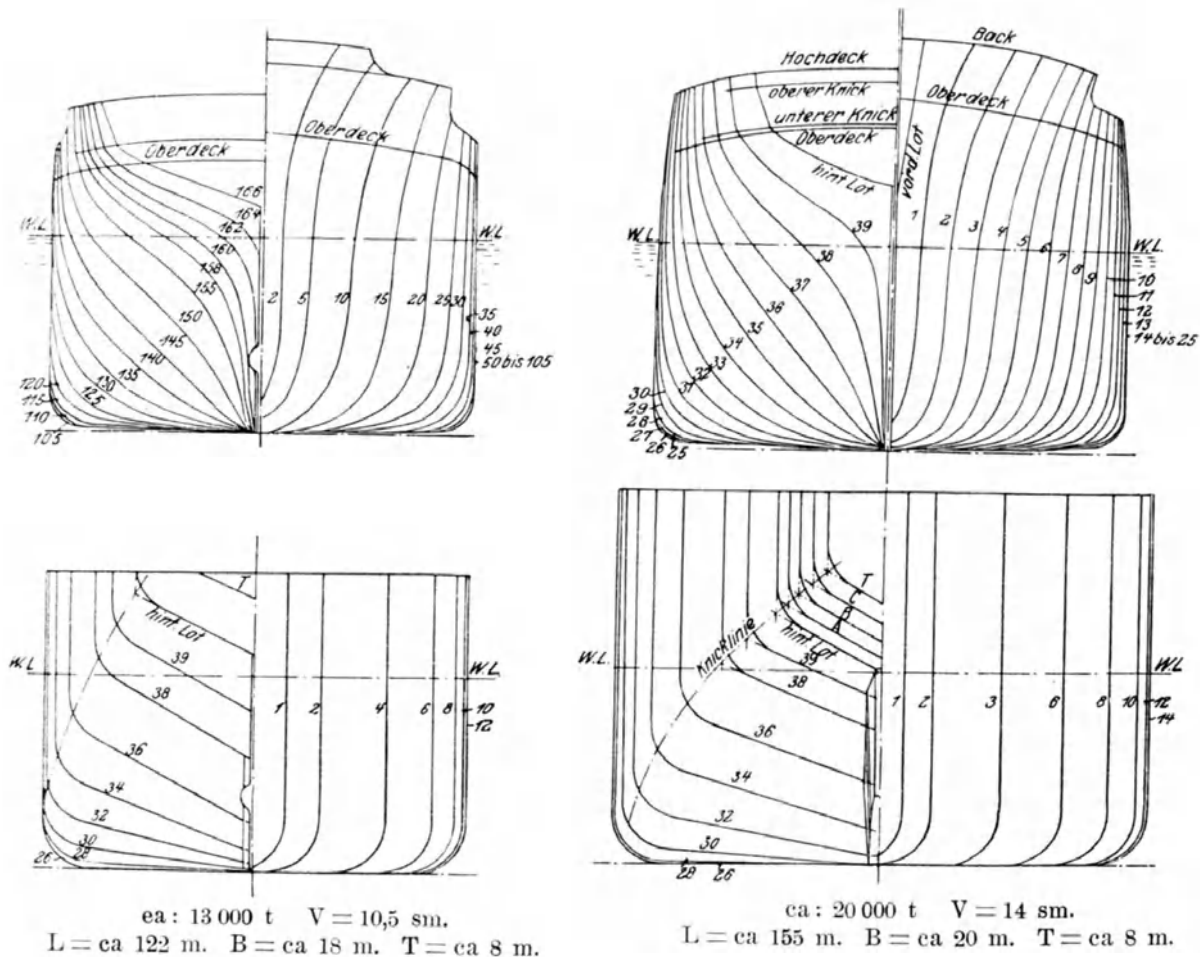


Abb. 72.

mit 3600 Umdrehungen in der Minute. Die Übersetzung ist 1 : 40, so daß die Schraube 90 Umdrehungen macht. Der Dampf wird geliefert von 2 Wasserrohrkesseln, System Babcock & Wilcox.

Zur Beschleunigung des Baues wurden vereinfachte Schiffslinien in Vorschlag gebracht, die in Abb. 72 unten dargestellt sind und die sehr gute Schleppresultate im Verhältnis zu den darüber stehenden üblichen Formen

ergeben haben. Man muß allerdings beim Betrachten der Querschnitte sehr große Bedenken äußern, ob sich derartige Schiffe als seetüchtig erweisen werden.

* * *

Die Bedeutung der Normung, Staffelung und Aussonderung für den billigen und schnellen Wiederaufbau unserer Handelsflotte ist nunmehr wohl genügend erkannt. Zu ihrer Annahme drängen: der Wettbewerb des Auslandes, steigende Forderungen der Arbeiter und die Notwendigkeit der Erhaltung der in den Werften und Reedereien angelegten Werte. Man hat früher mehr von der Einzelarbeit gehalten, heutzutage ist Zusammenschluß und Gemeinsamkeit die Losung. Der Vorteil der genannten Maßnahmen ist jetzt schon bemerkbar, aber das Ergebnis wird erst lohnend und der Vorzug voll genießbar sein, wenn sie dauernd bleiben und noch weiter ausgedehnt werden. Der Hauptgesichtspunkt bei der Weiterentwicklung muß bleiben: Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit. Diejenigen Vereinbarungen, die eine Einengung bringen, werden von selbst verschwinden, und nur das Gute wird bleiben. Es ist schon ein Verdienst, wenn überhaupt die vorhandenen vielen Abarten und Unterschiede einmal kritisch untersucht werden, vieles davon ist unhaltbar und nur durch einen gewissen Eigensinn zu erklären. Auch möglichste Einheitlichkeit aller behördlichen Vorschriften bedeutet eine wichtige Forderung.

Die Gefahr einer Kristallisation, die den Fortschritt verhindert, muß sorgfältig vermieden werden, wenn die Normung endgültig Gewinn bringen soll. Man darf keine Versteinerungen liebevoll aufbewahren, daher ist von Zeit zu Zeit eine Durchsicht der Normen zur Vermeidung der Erstarrung nötig. Die Normung ist nie endgültig, sie ist gewissermaßen eine Verständigung von Erzeuger und Käufer über den Status quo, die Anerkennung einer Anzahl gegenwärtig gültiger, aber mit der Zeit wechselnder Formen. Für die Normung ist, neben der Zuziehung von Fachleuten, wesentlich: die gemeinsame Arbeit beider Parteien, und das Vertrauen von Hersteller und Verbraucher in die genormten Teile. Massenerzeugung eines beliebigen Dinges ist keine Normung, das ist nur eine Wiederholung zwecks billigerer Herstellung. Normung heißt, das Beste finden, fortschreitend das Beste erhalten und davon die größte Menge anfertigen durch geschickte Aussonderung. Der Fortschritt liegt in der Verminderung der Herstellungskosten und Vermehrung

der Arbeitsleistung. Eine fruchtbringende industrielle Tätigkeit bedingt vollkommene technische Ausrüstung, zeitgemäße Betriebsführung und dauernde Verständigung aller Beteiligten.

Nach dem Kriege ist ein Ersatz der verlorenen Schiffe, eine Reparatur der jetzt dauernd gebrauchten und außerdem eine Überholung der stillgelegten Dampfer erforderlich. Zwar wird der Kriegsschiffbau zugunsten der Handelsflotte eingeschränkt werden, aber allergrößte Sparsamkeit an Menschen und Material wird gebieterisch verlangt. Es sollen keine Änderungen des einfachen Schiffes eintreten, die zwecklose Mehrarbeit verlangen. Die Erhaltung des Nationalvermögens muß den Vorrang haben gegenüber dem freien Spiel persönlicher Eigenheiten. Wenn es der deutschen Kriegsmarine gelingt, für so fern auseinanderliegende Schiffsarten, wie U-Boote, Torpedoboote, Linienschiffe, gemeinsame Normen aufzustellen — Schiffe, deren Aufgaben viel weiter auseinanderliegen und bei deren Entwurf die Rücksichten auf Gewicht und Platz viel schärfer beachtet werden müssen, als im Handelsschiffbau — so müssen sich auch für die üblichen Fracht- und Passagierschiffe einheitliche Normen finden lassen.

Bei der Durchsicht der von uns gelieferten Maschinenanlagen, deren erste für einen kleinen Elbdampfer, deren letzte für den schnellen Ozeanriesen „Bismarck“ gebaut ist und die für Schiffe mit den mannigfachsten Aufgaben fast aller deutschen Reedereien bestimmt sind, haben wir keine gefunden, bei der die Anwendung der bis jetzt angenommenen Normen ausgeschlossen wäre. Daß der gewöhnliche Frachtdampfer mit seinen schiffbaulichen und maschinenbaulichen Einzelteilen in den Rahmen der Normung hineinpaßt, ist ohne weiteres zu verstehen. Bei Schiffen, für welche die Erzielung geringsten Gewichtes eine Rolle spielt, wird man ebenfalls nicht von den Normen abzuweichen brauchen, sondern durch Wahl der entsprechenden Baustoffe und Annahme höherer Geschwindigkeiten und Beanspruchungen die erforderliche Gewichtsverminderung erreichen. Immerhin sei nochmals darauf hingewiesen, daß Sonderaufgaben Sonderlösungen verlangen dürfen. Für diese Fälle können zwei Preise abgegeben werden, für ein Normalschiff und für ein Sonderschiff, und der Unterschied muß sich durch Ersparnis im Betrieb rechtfertigen. Daß die Passagierschiffe noch einige Spezialnormen für ihren Sonderzweck der Personenbeförderung erhalten müssen, die auf den Frachtschiffen nicht vorkommen, ist eigentlich selbstverständlich und sei hier nur erwähnt, um Mißdeutungen die Spitze abzubrechen.

Die Jahre nach dem Kriege erfordern unbedingt die billigste und schnellste Herstellung guter Schiffe, wir müssen die jetzt zerrissenen Fäden unserer Weltwirtschaft wieder anknüpfen, bevor uns der Wettbewerb fremder Staaten zuvorkommt. Deren Stellung hat der Krieg gestärkt, indem er ihnen die dauernde Verbindung offen ließ und außerdem noch große Vermögenswerte in den Schoß warf. Diesen Vorsprung anderer Völker müssen wir wieder einholen, und das Wiederaufblühen unserer Industrie hängt nur ab von der Höhe unserer späteren Gütererzeugung. Insbesondere muß der Schiffbau zeigen, was er kann, denn unsere Industrie, unser Handel braucht dringend die Einfuhr der Rohstoffe und die Ausfuhr von Fertigfabrikaten unter deutscher Flagge!

A. Zu normende Teile.

I. Schiffbau:

Treppen:	Geländerstutzen, Ruderfingerlinge, Speigattenverschlüsse
Grätting:	
Lampen:	Öllampen, Handlampen
Schrauben:	Schrauben für Befestigung und Holzdeck
Klampen:	Feste und gebaute Klampen, Seiten- und Tauklüsen
Wasserdichter Verschuß:	Mannlochdeckel, Klapptüren, Schotttüren, Außenhauttüren, Lukendeckel
Beschläge für Schiffbau:	für Treppen, Luken, Laderäume, Pforten, Fallreeps
Beschläge für Tischlerei:	Schlösser, Riegel, Haken, Hänge usw.
Bunkereinrichtung:	Kohlenzargen und Trichter
Stützen:	für Geländer und Sonnensegel, Jackstange, Köpfe und Füße für Deckstützen
Fenster:	Runde Klapp-Seitenfenster, feste Fenster, Oberlichter, Deckgläser
Ladegeschirr:	Mast- und Ladebaumbeschläge, Eisen- und Holzblöcke
Rudieranlage:	Einzelheiten des Ruders und der Steuerleitung
Kammereinrichtung:	Kojen, Waschtische, Schränke
Ankergeschirr:	Anker und Einzelheiten des Geschirrs
Davits:	Anker-, Boots- und Fallreepsdavits mit Einzelheiten
Boote:	Rettungs- und Klappboote mit Ausrüstung und Bootsklampen

Schütten:	Asch-, Speise- und Kohlenschütten
Schilder:	Schilder aller Art, Ahmings-, Schiffsnamen
Schiffsrohr- leitung:	Speigatten, Luft- und Peilrohre mit Verschlüssen
Heizkörper:	Heizkörper und Zubehör
Beleuchtung:	Laternen und Laternenbretter
Kommando- gerät:	Telegraphen, Zifferblätter, Glocken
Kücheneinrich- tung:	
Sanitäre Anlagen:	
Ausrüstung:	
Ketten:	

II. Maschinenbau:

a) Einfache Maschinenteile.

Schrauben:	Stiftschrauben, Versenkschrauben, Schlitzschrauben, Stellschrauben, Abdrückschrauben, Händel- (Ring) Schrauben, Augbolzen, Kernstopfen, Verschlusschrauben, Heftschrauben mit Kordelgewinde
Muttern:	Flügelmuttern; besonders hohe Muttern (für Zylinderdeckel usw.); besonders niedrige Muttern (für Hähne usw.); Kapselmuttern für Pumpengestänge; Kapselmuttern für Propeller; Korbmutter, Muttern mit Gasgewinde, Nocken für Schrauben bei Gußteilen
Konus:	für Kolben- und Schieberstangen; für Kuppelungsbolzen
Nieten:	Kleine Niete für Behälter, Schornsteine usw.
Schlüssel:	Ringschlüssel für Schraubenflügel; Aufsteckschlüssel, Hahnschlüssel, einfacher Schraubenschlüssel, Doppelschlüssel
Sicherungen:	
Unterleg- scheiben:	für Kesselstehbolzen, für Kesselanker

b) Rohrleitungsteile.

- Rohre:** Gasrohre, gewöhnliche stumpfgeschweißte, nahtlose Stahlrohre für hohen Druck über 16 atm; Rohre für Schmierleitung, Sprachleitung aus Kupfer, Flußeisen, Aluminium, Messing-T- und Formstücke für Gasrohre; Bleirohre für Lenz-, Klosett- und Badeleitung; Gasrohre (\varnothing , Wandstärke und Länge), Federrohre, Rohrstopfbüchsen, Kohlensäure-Leitungen, Rohre
- Flanschen:** Gasflanschen (mit Gewinde) für Kohlensäureleitungen; viereckige und ovale Flanschen (Kohlensäure-Kompressorleitung); Schottflanschen
- Dichtungen:**
- Stützen:** für H. D. aus Gußeisen, Stahlguß, Bronze geschweißt; für N. D. aus Gußeisen, Bronze geschweißt; Deckstützen in Gußeisen, Stahl, Bronze, Schottstützen, Schottdurchführungen, Stützen für Thermometer und Pyrometerverschraubung
- Verschraubungen:** Deckverschraubungen; Verschraubung für Bleirohre, Schläuche, Frischwasser-Fülleitung; Ölpumpenleitung, Entwässerungsschrauben für Kessel und Rohrleitung; Verschraubung für Kesseldruckprobe; Sprachrohrverschraubungen und Sprachrohrteile
- Ventile:** Lenzventile; Ventile für Kohlensäure und Druckluft; Krümmerventile; vereinigtcs Rückschlag- und Speiseventil am Kessel; Aschkühlventil mit Mundstück; Schnüffelventil; Salinometerventil; Schlauchventil für Feuerlöschleitung; Ventilkasten für Dampf- feuerlösch-, Lenz- und Ballastleitung; Probierventile, horizontal und vertikal; Sturmventil

- Rückschlag-
ventile: Mit und ohne Spindel für Wasser und Öl; Füll-
ventile; Flutventile
- Überdruck-
ventile: Sicherheitsventile für Zylinder; Sicherheitsven-
tile für Pumpen (Wasser und Luft), Außen-
bord, Kessel, Überhitzer, Dampfküche
- Reduzier-
ventile:
- Wechsel-
ventile:
- Spindeln:
- Stopfbüchsen: Für Ventile, Kolben, Schieberstangen; für
Weich- und Metallpackung, Wasser, Dampf,
Schottstopfbüchsen
- Hähne: H. D.- und N. D.-Durchgangshähne; H. D.- und
N. D.-Eckhähne; Gelenkhähne für Kühl-
wasserleitung
- Handräder:
- Handkurbeln:
- c) Gestänge, Fernbewegungen und Kupplungen.
Hebel für Ventilgehäuse, Hahnzüge usw.; Griffe,
Zeiger, Zahnräder, Kegelräder, Stirnräder,
Kettenräder, Keile, Schnecken, Hauben,
Lager, Kugellager, Gabelgelenke, Kupp-
lungen für Fernbewegungen; Kupplungen
für Wellen; Knarre für Drehvorrichtung
- d) Kessel.
Kessel: Rohr \varnothing 00 mm, Rohrgewinde, Stehbolzen-
gewinde; Mannlochdeckel; Nietflanschen für
Armaturen; Roststäbe für natürlichen Zug,
ungeteilt und geteilt; Roststäbe für künst-
lichen Zug; Vorreiber, Scharniere und Ösen
für Rauchkammertüren, Silley-Verschuß;
Vorwärmerrohre; Feuertür für natürlichen
Zug; Feuertür für künstlichen Zug; Feuer-
geschirr; Fassonsteine für Feuerbrücke und

Bogennaht; Kappen; Siederohrabdichter und Schlüssel; Kohlenwagen; Kohlenkarren; Ascheimer und Karabinerhaken; Hand-Rußbläser mit Schlauch; Schmelzpfropfen; Abschaumventil-Brausekopf; Schilder für Kessel-Armaturen; Schornsteinstagen und Ösen; Aschejektor; Aschwinde .

Überhitzer : Bügel; Stiftschrauben usw.; Rohre
Zinkschutz-
platten : Befestigung für Kessel; Befestigung für Kondensatoren; Größe der Platten; Schutzkasten

e) Kondensator.

Rohre,
Gewinde für Anker,
Ankerschrauben mit Bund.

f) Verschiedenes.

Crompton-Apparat, Schmiergefäße: Staufferbüchsen, Schmiervasen,
Gefäße für Maschinen und Pumpen,
Wasserstandsapparate: Ventile, Hähne, Schutzgitter,
Ölstände,
Ölzapfhähne,
Gräting und Flurplatten,
Einzelteile des Drucklagers, der Wellenleitung und des Stevenrohres,
Handschmierpresse,
Kondenswasserableiter,
Schlammkasten, Saugekörbe,
Rückschlagklappen für Doppelboden,
Storz-Kupplung,
Meldescheiben für Heizraum, Maschinenraum, Brücke, Rudertelegraph, Docktelegraph,
Einzelteile für Telegraphen (Lagerböcke, Rollen usw.),
Einzelteile für Telemotorleitung,
Lagerstühle für Decksrohre.

Heizung : Öfen; Ventile; Flanschen; Lagerung der Heizkörper; Ölkannen; Schläuche und Schlauchhaspeln; Dampfpeife.

B. Hilfsmaschinen und Apparate (Staffelung).

Umsteuermaschine (Rundlauf, Brown),
 Drehmaschine,
 Manometer,
 Vacuummeter,
 Luftdruckmesser, Thermometer, Pyrometer,
 Dampfpumpen (Durchmesser, Hub, Leistung),
 der Speise-, Lenz-, Ballast-, Klosett-, Trinkwasser- und Kühl-
 wasserpumpe,
 Gebläse-, Licht- und Kühlmaschinen,
 Vorwärmer, Verdampfer,
 Winden, Rudermaschinen, Ankerspills,
 Trinkwasserfilter, Destillierapparate,
 Injektor- und Ejektordüsen.

C. Musterblätter.

Hauptmaschine:

Zylinder, Flansch, Einsatz, Deckel, Bekleidung für Naß- und Heiß-
 dampf,
 Kolben, Ramsbottom, Schmeck, Mc. Laine, Peck usf.,
 Pleuelstange,
 Kreuzköpfe,
 Grundlager,
 Kurbelwangen, Kurbelzapfen,
 Kurbelwelle und Wellenformel für die Bemessung, Zuschläge zu
 der Germanischen-Lloyd-Formel,
 Gleitbahn und Ständer,
 Drucklager: Hufeisenring, Traglager,
 Laufwellenlager,
 Wellenkupplungen, feste und aufgesetzte Flanschkupplungen,
 Schalenkupplungen, Kupplungsbolzen, zylindrisch, kegelförmig,
 Wellenrohre,
 Propellernabe,
 Schieber (Rund-, Flachschieber; Dach-, Penn-, Trickschieber),
 Schieberstangen,
 Exzenterstangen,
 Exzenter,
 Kulissen, Umsteuerhebel,
 Lager für Umsteuerwelle,
 Kondensatorvorlage; Befestigung,
 Angehängte Pumpen; Speise-, Lenz-, Luft-, Kühlpumpe.
 Antrieb: Schnallen, Balancier,

Kessel: Befestigung der Anker- und Siederohre,
Längsankerbefestigung, Stehbolzen, Deckenträger, Feuerbrücke für
Einender und Doppelender, Rostenträger, Bekleidung, Fundamente.

Erörterung.

Herr Professor Pagel:

Meine Herren, ich stehe unter dem Eindruck, daß der Herr Vortragende das Gebiet der Normung im Schiffs- und Schiffsmaschinenbau so sachkundig und erschöpfend behandelt hat, daß für den Freund dieser Bestrebungen kaum etwas hinzuzufügen bleibt. Nur einen Gedanken, der mir als dem Vorsitzenden des Handelsschiffs-Normenausschusses besonders am Herzen liegt, möchte ich noch vortragen.

Der Handelsschiffs-Normenausschuß ist eine freie Vereinigung der am Handelsschiffbau beteiligten Kreise. Irgend welche Machtmittel, um einen Zwang auszuüben, stehen uns nicht zu Gebote. Die Einführung unserer Normen kann nur durch die freie Entschließung der Reedereien und Werften erfolgen. Dazu ist natürlich nötig, daß sie Vertrauen zu unserer Sache haben. Wir sind uns wohl bewußt, daß dieses Vertrauen von selbst eintreten wird, wenn wir Normen schaffen, die der sachlichen Kritik standhalten und sich im Betriebe bewähren. Der Erfolg der Normen wird dann auch den Zwang herbeiführen, den wir jetzt entbehren. Dieses Erfolges unserer Normen sind wir im berechtigten Selbstvertrauen sicher. Aber um den Erfolg schnell zu erringen, und darauf kommt es jetzt an, ist es erforderlich, daß wir von Anfang an die Mitwirkung aller Reeder und aller Werften haben, die darin besteht, daß sie die Normen grundsätzlich annehmen und anwenden. Um diese Mitwirkung werben wir nun mit dem Hinweis auf die Sachkunde, die Uneigennützigkeit und die Gewissenhaftigkeit, mit der in unserem Ausschuß gearbeitet wird. In den Unterausschüssen sind die ersten Vertreter eines Fachgebietes vereinigt, um ihre Betriebs Erfahrungen bekanntzugeben und auszutauschen. Schon hierin liegt ein großer Gewinn für die Gesamtheit, aber auch für den einzelnen, denn wo viele geben, wird der einzelne mehr gewinnen, als er gibt; und hier geben in der Tat viele, weit über 100 Ingenieure sind an unserem Werke im Handelsschiff-Normenausschuß beteiligt, und zwar durchweg erste Kräfte, da es sich hier um ein Arbeitsgebiet handelt, das neu ist und nur von selbständig Arbeitenden behandelt werden kann. Mit welcher Gewissenhaftigkeit vorgegangen wird, hat der Herr Vortragende überzeugend dargestellt. Dazu kommt, daß satzungsgemäß ausgeschlossen ist, daß etwa eine Zufallsmehrheit bindende Beschlüsse faßt. Darüber hinaus aber wird angestrebt, und zwar bisher mit bestem Erfolg, daß möglichst nur einstimmige oder wenigstens nahezu einstimmige Beschlüsse gefaßt werden. Aus diesen Maßnahmen ergibt sich die Gewähr dafür, daß wirklich nur Bestes zusammengetragen wird. Diese Überzeugung, meine Herren, sollte sich jeder zu eigen machen. Wer die Normung ablehnt, weil ihm Einzelnes nicht gefällt, nimmt zur Sache einen falschen Standpunkt ein. Das Einzelne mag verbesserungsfähig sein — und dann wird es verbessert werden — das Ganze aber ist gut und nützlich.

Ich bin überzeugt, daß die Zeit nicht fern ist, wo der Wert, den die Normung und was damit zusammenhängt für den einzelnen sowohl wie für die gesamte Volkswirtschaft hat, allgemein anerkannt wird. Möge dann niemand nötig haben, zu bedauern, daß er seinen eigenen Vorteil nicht rechtzeitig erkannt hat. (Lebhafter Beifall.)

Herr Marine-Oberbaurat Krell:

Meine Herren, nach dem ausführlichen Vortrag des Herrn Oberingenieurs Sütterlin und den Worten des Herrn Professor Pagel beabsichtige ich natürlich nicht, noch irgendwie auf die Normung einzugehen. Ich habe hier nur um das Wort gebeten, um eine Dankeschuld abzutragen.

Meine Herren, die Normung bedeutet für die großen Schiffswerften und die Schiffsbauindustrie in gewissem Sinne den Anbruch einer neuen Zeit. Bisher war es allgemein üblich, daß jeder sich abschloß, seine Erfahrungen für sich behielt, im besonderen Betriebs- erfahrungen und Fabrikationserfahrungen nicht den anderen mitteilte. Hier haben nun die Normalisierungsbestrebungen bahnbrechend zum Guten gewirkt. In Erkenntnis der Wichtigkeit der allgemein gültigen Normalien haben sich alle größeren Werften bereitgefunden, voll und ganz an der Aufstellung der Normalien mitzuarbeiten und hierbei in weitherzigster Weise ihre Betriebs- und Fabrikationserfahrungen mitzuteilen und auszutauschen. In dem Handelsschiffnormenausschuß und der Marine-Normalienkommission sitzen erfahrene Vertreter aller großen Schiffswerften und der Reichswerften und arbeiten zusammen zum gemeinsamen Wohle. Die großen Schiffswerften bringen hierbei, wie Herr Professor Pagel schon sagte, erhebliche Opfer, denn der Aufbau der Normen erfordert eine ganz erhebliche Arbeit. Die Tafeln, die heute vorgezeigt wurden, machen ja einen sehr einfachen Eindruck. Ich möchte aber nur z. B. anführen, daß ein Blatt, wie die Hochdruckflanschen, oder ein Blatt, wie die Verschraubungen, etwa 10 bis 15 verschiedene Auflagen erlebt hat, daß es über ein Jahr gedauert hat, bis ein solches Blatt fertig wurde, und daß zum Teil umfangreiche Werkstattversuche, die viele Tausende gekostet haben, notwendig waren.

Ich möchte nun im besonderen hier meinen Dank aussprechen für das vorzügliche Zusammenarbeiten, das ich persönlich miterleben durfte. Als Vorsitzender der Marine-Normalienkommission war es mir stets eine Freude, die Vertreter der Privatindustrie zu sehen und mit ihnen die Erfahrungen der Kriegsmarine und Handelsmarine auszutauschen. Das Verhältnis zum Handelsschiff-Normenausschuß ist ein ideales zu nennen. Wir arbeiten vollständig Hand in Hand. Soweit es irgend möglich ist, sind unsere Normen genau dieselben, und da, wo der Handelsschiff-Normenausschuß Abweichungen mit Rücksicht auf die Sonderinteressen des Handelsschiffbaues machen muß, werden wenigstens dieselben Grundelemente benutzt.

Aber, wie Herr Professor Pagel schon sagte, kandelt es sich hierbei nicht bloß um die Schaffung der Normen, sondern nebenher geht ein Austausch von Betriebs- erfahrungen und Konstruktionserfahrungen. Es findet dies Gebiet seinen Niederschlag in besonderen Konstruktionsunterlagen, in Betriebsvorschriften und wahrscheinlich späterhin auch in der Einsetzung besonderer Kommissionen, die wir vorhaben zur Klärung und Bearbeitung besonderer Fragen. Ich denke daran, daß sich der Handelsschiff-Normenausschuß und die Marine-Normalienkommission zur Gründung von besonderen Ausschüssen kommen werden, wie sie in England zum Beispiel in dem Corrosion-Committee zur Feststellung der Ursachen für Anfressungen bestehen. Wir haben jedenfalls vor, zunächst eine Kommission zu gründen, welche die Frage der Kondensatorrohr-Anfressungen auch für den Handelsschiffbau weiter klärt, um Versuche auf diesem Gebiete, die wir jetzt beim gleichzeitigen Bau von Handelsschiffen vielleicht mit Erfolg durchführen können, in Gang zu bringen.

Mit dem Normenausschuß der deutschen Industrie in Berlin haben wir von Anfang an engste Fühlung genommen, und es ist gelungen, der allgemeinen Industrie eine ganze Reihe von Marinennormen doch so schmackhaft zu machen, daß sie ohne Änderung übernommen worden sind, trotzdem natürlich ein erheblicher Widerstand im Anfang vorhanden war. Die allgemeine Industrie hat, wie erwähnt, schon unsere Musterabmessungen über-

nommen. Es gibt jetzt in Deutschland einheitliche Mutterabmessungen für Gewinde und einheitliche Schraubenschlüssel. Ebenso hat sich die Industrie entschlossen, das von uns ausgearbeitete Trapezgewinde zu übernehmen, sogar zu meiner großen Freude die gesamte Werkzeugindustrie.

Meine Herren, ich möchte nur zum Schluß einige Worte über die Notwendigkeit der Normen sagen. Die allgemeinen Gründe sind ja so ausführlich dargestellt, daß eine Ergänzung überflüssig erscheint. Ich möchte nur einige Beispiele anführen, welche Zustände bisher auf vielen Gebieten herrschten:

Bisher waren in Deutschland z. B. nicht einmal die Maßstäbe übereinstimmend. Die einen Vertriebe hatten ihre Maßstäbe geeicht, so daß sie bei 0° das Sollmaß hatten. Teilweise lagen die Verhältnisse so, daß die im allgemeinen aus Stahl hergestellten Maßstäbe zum Absetzen wichtiger Maße auf 0° geeicht, die Leeren dagegen bei 20° geeicht waren. Die Längenunterschiede der Meßinstrumente aus Stahl sind bei einer Temperaturdifferenz von 20° nun recht erheblich. Eine Austauschbarkeit von leerenhaltigen Werkstücken, welche mit Leeren von 0° und Leeren von 20° hergestellt, ist im allgemeinen ausgeschlossen. Es bestand also tatsächlich bis jetzt in Deutschland der Zustand, daß man bei Bestellung eines Gegenstandes von einer bestimmten Länge von verschiedenen Fabriken verschieden lange Gegenstände erhalten konnte. (Heiterkeit.) Wenn man sich nicht mit diesem Gebiete eingehend beschäftigt hat, hält man es gar nicht für möglich, welche zwecklosen und außerordentlich hindernden Unterschiede auf den verschiedensten Gebieten noch existieren, ohne daß auch der leiseste Grund für die Verschiedenheit vorhanden ist. Ich möchte hier nur auf das Nebeneinanderbestehen der vielen verwilderten Zollgewinde hinweisen, ebenso bei den verschiedenen Mutterabmessungen, die voneinander um 1–2 mm differieren.

Ich möchte daher die Hoffnung aussprechen und die Bitte an alle Beteiligten, daß der Geist der Einigkeit und des Zusammenarbeitens, der sich jetzt im Krieg auf diesem Gebiete glücklicherweise gezeigt hat, noch wenigstens für die nächsten Jahre anhalten möge.

Ich möchte diese Hoffnung deshalb hegen, weil die anscheinend so trockene Materie für alle Beteiligten unendlich viel interessanter ist, als wie sie sich hier bei dem flüchtigen Einblick in die nüchternen Tabellen darstellt. Ich persönlich habe jedenfalls nicht eine einzige Sitzung unserer Marine-Normalkommission versäumt, weil mir die Verhandlungen viel zu interessant waren, um auch nur einmal davon fern zu bleiben. Ich hoffe, daß auch für die Zukunft dieses Interesse bei allen Beteiligten erhalten bleiben möge und die Gesamtindustrie einerseits und andererseits und nicht zuletzt die Abnehmer, die Reeder, welche unsere deutsche Handelsflagge wieder auf dem Weltmeere zeigen sollen, den Vorteil von diesen Arbeiten haben. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Dr. B e n d e m a n n :

Meine sehr geehrten Herren! Ich kann gleich an die Ausführungen des Herrn Voredners anknüpfen. Alles, was er zuletzt gesagt hat, war wie aus meiner Erfahrung gesprochen. Wir haben im Flugzeugbau ganz dieselben Erfahrungen und Erlebnisse in der Normalisierungsarbeit gehabt, wie es eben geschildert wurde. Wir haben vor 2 Jahren etwa angefangen. Die Nöte der Stahlrohrbeschaffung gaben den Anstoß. Man machte eine Übersicht des Bedarfes, und da zeigte sich, daß nicht weniger als 475 verschiedene Sorten verlangt wurden, meist nur um zufällige Kleinigkeiten des Durchmessers und der Wandstärke verschiedene, ganz sinnlose Varianten, sodaß man es mit Händen greifen konnte, daß hier durch Vereinheitlichung gewaltig zu gewinnen war. An einem Nachmittag waren die 475 Sorten auf 66 zusammengestrichen, zu allgemeiner Befriedigung. Ähnlich war es dann mit den anderen, einfachen Konstruktionsmaterialien. Dann ging es zu den Kon-

struktionssteilen; Spannschlösser zum Beispiel, die von über 140 verschiedenen Sorten auf 14 zurückgeführt wurden. Aber da haben wir es erfahren, welche Arbeit in so einem Normenblatt steckt, wenn es sich nicht mehr nur um zwei einfache Zahlenreihen handelt, wie bei Rohrdurchmesser und Wandstärke, sondern um eine Konstruktion mit einer Vielzahl von Maßzahlen und von abzuwägenden Vor- und Nachteilen. Dabei fanden wir andererseits aber, wie doppelt fruchtbar solche Arbeit ist. Sie hat ja noch eine Nebenwirkung, an die man zunächst gar nicht denkt: man geht natürlich von dem Bekannten und Bewährten aus. Und beim Vergleichen und Suchen nach dem Besten entdeckt man ganz oft, besonders bei Massenteilen, die von alters her gewohnheitsmäßig von Sonderfabriken bezogen wurden, daß da eine Menge alter Gedankenlosigkeiten immerfort mitgeschleppt worden sind. Sogar in dem noch so jungen Flugzeugbau haben wir das erlebt. Wie ein Umgraben eines alten Ackers schuf die Normungsarbeit an manchen Stellen ganz neue Fruchtbarkeit, z. B. bei Hähnen und Ventilen — „Rohrschalter“ haben wir sie zusammenfassend genannt — mußten wir uns zu ganz durchgreifenden Neuerungen entschließen. Ein eigens dazu ausgeschriebener Wettbewerb hat die Entwicklung in ganz neue Bahnen gebracht.

Der Herr Vortragende hat das Verdienst gehabt, in der Titelbezeichnung seines Vortrages zwei neue deutsche Worte vorzuschlagen. Es wird vielleicht manchen als Nebensächlichlichkeit erscheinen, ob man nun Typisierung mit Staffelung und Spezialisierung mit Aussonderung verdeutscht. Aber die Sache hat doch ihre Bedeutung. Man kann ja darüber streiten, ob die Fremdwörterjagd überhaupt wichtig und richtig ist. Ich lasse das ganz dahingestellt. Typisierung und Spezialisierung sind aber nicht nur Fremdworte, sondern entschieden unschöne Worte, und ich nehme an, wir wollen sie ersetzen. Dann ist es aber wünschenswert, daß auch die Wortstämme richtig herauskommen. Typisierung durch Staffelung zu übersetzen, bedeutet, daß man Type durch Staffel übersetzt. Das geht nur, wenn man allein an eine Größenabstufung denkt. Damit kommen wir aber nicht durch! Können wir denn eine Schiffstype durch eine Schiffsstaffel übersetzen? Eine Staffel ist doch etwas ganz anderes. Wir reden von Kampfstaffeln, von Artilleriestaffeln, die hinter den Batterien kommen. Schiffsstaffeln sind Gruppen von Schiffen, die hintereinander aufmarschieren. Der Wunsch, das Wort Type zu ersetzen, hat im Flugzeugwesen schon vor langer Zeit, schon vor dem Kriege, bei der Bearbeitung von Prüfungsvorschriften für die Luftgesetzgebung, zu einem anderen Vorschlag geführt: für Type ist das Wort „Muster“ gewählt worden und so wird es wahrscheinlich in dem Gesetz erscheinen. „Muster“ klingt vielleicht etwas wunderlich. Man denkt an den Musterkoffer des Handelsreisenden und an die Schürzenmuster, die er darin hat. Aber das Wort trifft die Sache besser als Bauart und dergl. Denn es handelt sich um die genaue Vorlage, das Muster eben. Und das Wort hat sich ganz gut bewährt. Bei uns redet man schon dauernd vom Muster. Das erste Stück, der Prototyp, ist das Musterstück, und alle sonst nötigen Zusammensetzungen und Abwandlungen lassen sich glatt bilden. Eine Industrie, eine Maschinengattung typisiert sich — sie bemustert sich. Und Typisierung, worauf es hier ankommt, ist Bemusterung oder einfach Musterung. Ich möchte den Herrn Vortragenden bitten, sich diesen Vorschlag einmal zu überlegen. Ich weiß nicht, wie weit das Wort Staffelung bei Ihnen schon eingeführt ist. Aber es ist sehr wünschenswert, daß wir uns darüber einigen. Man kann tausend Vorschläge machen. Ich würde mir nicht erlauben, mit einem Gegenvorschlag zu kommen, wenn wir nicht schon so weit damit wären. Ich bitte Sie, wenn es irgend geht, „Staffelung“ durch „Musterung“ zu ersetzen.

Ich komme jetzt auf „Aussonderung“. Spezialfall heißt Sonderfall, speziell: besonders. „Sonder“ ist der gegebene Wortstamm. Aber, wenn eine Firma sich spezialisiert, sondert sie sich dann aus? (Rufe: Nein!) Aussondern kann man alles Mögliche:

Ausschuß und Fehlgüsse, die ältesten Stiefel und die jüngsten Mädchen. Für „Spezialisieren“ möchte ich ein spezielles, ein „besonderes“ Wort haben. „Besonders“ — „besondern“ — warum sollen wir nicht daraus das neue Wort machen: sich spezialisieren — sich besondern; eine Fabrik besondert sich auf Fischdampfer, Muster Nr. 3. Und so kommen wir zu dem Wort „Besonderung“ statt „Aussonderung“. Damit haben wir etwas Neues und doch nichts Fremdes, Unverständliches in die Sprache gebracht, und wir vermeiden die Schwäche, die Gefahr aller Fremdwortvertilgung, daß man die Sprache verarmt und verwässert, daß sie verliert an Klarheit, Schärfe, Prägnanz. Wer die englische Sprache kennt, der weiß, welch enormer Vorteil in der Prägnanz der englischen Sprache liegt. Danach müssen wir im Deutschen auch streben, neue Worte mit eigenartigem Charakter hervorzubringen. Darum bitte ich: Wählen Sie also „Besonderung“.

Ich möchte mir nun noch erlauben, auf einen mehr sachlichen Punkt einzugehen: Die Normalisierung in Amerika. Der Herr Vortragende hat schon erwähnt, wie weit und wie früh man dort den Normalisierungsgedanken ergriffen hat. Ich weiß nicht, ob auch im Schiffbau, der ja während des Krieges von den Amerikanern als eine neue große Aufgabe aufgenommen worden ist, viel von amerikanischen Normen verlautet ist. Im Flugzeugbau sind die Amerikaner sehr energisch an die Normung gegangen. Es sind internationale Aircraft-Standards erschienen, „Weltflugnormen“ nennen wir sie in der Übersetzung, auf die ich Sie aufmerksam machen möchte, weil sie weit über das Sondergebiet des Flugwesens hinaus von allgemeinem Interesse sein werden: Man hat da nämlich nicht, wie bei uns überall, sich auf Sondernormen beschränkt, auf die einzelnen Bauteile, sondern man hat ganz grundlegend mit den Baustoffen, den Rohmaterialien angefangen. Ich habe hier das erste Exemplar unserer Übersetzung. Es bringt nur sehr wenig flugtechnische Sondernormen. Die haben die Gegner offenbar einstweilen zurückgehalten. Dagegen bringt es vor allen Dingen eine ganz ins einzelne gehende Normung der gesamten Werkstoffe, wie wir sie bisher überhaupt noch nicht kennen. In dem internationalen Flugnormenausschuß, der da von den Amerikanern, Engländern, Kanadiern, Italienern und Franzosen gebildet worden ist, kann das unmöglich so rasch entstanden sein. Es stammt offenbar aus der amerikanischen Industrie, die ja ganz anders als wir es kennen, vertraut, vereinheitlicht, ist, und die Vorteile der Vereinheitlichung voll ausnutzt. Da finden wir sämtliche Stahl- und Eisensorten, einschließlich der legierten Sonderstähle, nach ihrer chemischen Zusammensetzung, physikalischen Eigenschaften, Festigkeiten, Dehnung usw., mit genauen Vorschriften ihrer Wärmebehandlung, Lieferungsvorschriften, in welchen Längen usw., Probeentnahme, Art der Prüfung, Prüfungsverfahren, Art der Analyse und dergl. Es liegt auf der Hand, wie es die Lagerhaltung vereinfacht in den Fabriken und im Handel, wenn man die Unzahl der möglichen Sorten auf eine bestimmte, planmäßig abgestufte Reihe von Sorten beschränkt; und wie der Konstrukteur an Sicherheit gewinnt, wenn er genau weiß, welches Material er für ein Zahnrad, eine Lagerschale vorschreiben soll und welche genauen Eigenschaften es hat. So sind also alle Stähle und die sämtlichen anderen Metalle und Legierungen, alles, was sonst im Flugzeugbau in Betracht kommt, Leime und Lacke, Bespannungsstoffe, Hölzer usw., alles auf diese Weise durchgearbeitet. Einzelnes fehlt noch und soll folgen. Das meiste im Kapitel Rohstoffe ist aber hierzu schon vorhanden. Ich halte solches Vorgehen auch für uns für außerordentlich wichtig. Aber es ist sehr schwer, damit vorwärts zu kommen. Bei unseren Rohstoff-Produzenten, den Hütten- und Stahlwerken, findet die Normalisierung noch wenig Gegenliebe. Denn sie haben zunächst am wenigsten Vorteil davon. Es geht ihnen auch so ganz gut. Und den Hauptvorteil haben die Konsumenten, die Verbraucher: Handel, Lagerhaltung usw. Es wäre zu begrüßen, wenn auch von hier, vom Schiffbau aus, der Appell an unsere Rohstoff-Produzenten erginge, die Führung auf diesem Gebiet selbst in die Hand zu nehmen.

Schließlich möchte ich noch mit einem Wort auf die nicht unwichtige Frage der Systematik, der Nummerierung usw. aufmerksam machen. Ich sehe, daß hier ein mnemotechnisches Zeichensystem benutzt wird. Da bedeutet Si: Sicherung, Po: Poller, G: Gewinde usw. Das ist zweifellos sehr praktisch. Aber ich weiß nicht, ob man ganz damit durchkommt. Wenn man in eine sehr große Zahl von verschiedenen Kapiteln hineingeht, wenn Hunderte von Gegenständen erscheinen, wie sie auf dem Programm stehen, dann sind die Ansprüche sehr groß, die an das Gedächtnis gestellt werden, und wer nicht dauernd damit zu tun hat, findet sich nicht mehr durch. Man weiß bald nicht mehr, ob Si Sicherung oder Siederrohr oder Sirene oder Silberstahl oder Siemensstahl oder Sitzmöbel oder Signalgerät bedeuten sollte. Man muß also doch immer eine Tabelle, ein Inhaltsverzeichnis zur Hand haben. Und ferner muß man ja doch einmal eine Reihenfolge für die sämtlichen Normenblätter haben, nach der man die ganze Geschichte anordnet. Man kommt also doch nicht darum herum, die ganzen Blätter durchzunummerieren. Wir haben uns allerdings erst neuerdings, da wir im Kriege keine Zeit dazu hatten, näher mit dieser Frage der Systematik befaßt. Es scheint aber, daß wir mit dem mnemotechnischen System nicht durchkommen und wahrscheinlich auf ein Zahlensystem herauskommen, wo bestimmte Zahlengruppen zunächst eine systematische Haupteinteilung, eine beschränkte Zahl von Hauptgebieten bilden, und weiter angehängte Zahlen dann die Unterteilung abgeben, sodaß jedem Gegenstand und jedem Blatt von vornherein eine bestimmte Stelle angewiesen ist, an der man es nicht dem Namen, sondern dem Wesen nach zwangsläufig findet. (Lebhafter Beifall.)

Herr Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. Reitz:

Meine hochgeehrten Herren! Wir Ingenieure sind als ein kritisches Volk bekannt; das wissen wir selbst am besten. Und je jünger wir waren, je kritischer waren wir, und je leichter haben wir uns entschlossen, Konstruktionen abzuändern und wie wir glaubten zu verbessern, die wir vielleicht nicht immer ganz verstanden. Meine Herren, diese Eigenschaft des Ingenieurs ist gewiß oft förderlich für einen flotten Fortschritt, aber sie ist der Todfeind der Normalien; und es scheint mir hier nötig zu sein, daß wir hervorheben, daß wir in dem Moment, wo wir uns dazu entschließen, Normalien aufzustellen und anzunehmen, auch das Gelöbnis ablegen, uns selbst und unseren Nachwuchs dazu zu erziehen, daß wir bezüglich der Normalien diese Kritik etwas zügeln und nur von berufener Stelle Änderungen verlangen, wenn sie unzweifelhaft offensichtliche Vorteile bringen. Ich möchte sagen: wir müssen die Normalien als ein Heiligtum hinnehmen, in dem wir die tüchtige Arbeit und das gründliche Wissen unserer Kollegen ehren und an dem nur im äußersten Notfall gerührt werden darf. Das ist eine Notwendigkeit, die für die Normalien nach meiner Ansicht als etwas ganz Grundlegendes zu bezeichnen ist. Wir alle — der Bureauvorsteher, der Konstrukteur, vor allen Dingen die Herren Lehrer der verschiedenen Technischen Schulen, die Professoren der Technischen Hochschulen — müssen uns die Aufgabe stellen, die Jugend dahin zu erziehen — und wir müssen da selbst mit gutem Beispiel vorangehen — daß sie die Normalien als etwas Festes, Fertiges annimmt und erhält, als etwas, was wir behalten wollen, auch selbst wenn wir glauben, kleine Nachteile mit in Kauf nehmen zu müssen. Auf diese Weise werden dann die Normalien eine Verbreitung und eine Anwendung finden, wie sie sie eben haben sollen, um die gewünschten wirtschaftlichen Ersparnisse zu erwirken. So werden wir, glaube ich, allein den Erfolg haben, der uns jetzt hier durch die interessanten Vorträge in Aussicht gestellt worden ist. Ich möchte nicht verfehlen, Ihnen an dieser Stelle und in diesem Augenblick diese Mahnung noch ganz besonders ans Herz zu legen.

Herr Marinebaurat Schlichting :

Meine Herren, die Normalisierung ist, soweit wir jetzt schon gesehen haben, sicherlich ein außerordentliche großer Erfolg für den Schiffbau geworden. Doch scheint es mir fraglich, ob man bei der Normalisierung stehen bleiben darf. Von dem Herrn Vortragenden ist bereits erwähnt worden, daß auch noch Vorschläge gemacht worden seien, die über das Gebiet der Normalisierung hinausgehen, wie z. B. der Vorschlag von Herrn Professor Lienau, den Sprung fortzulassen usw. Ob diese Maßnahme zweckmäßig sei, glaubt der Herr Vortragende jedoch dem Urteil berufener Fachleute überlassen zu müssen. Es fragt sich, wer für die Untersuchung dieser Frage eintreten soll, für alle Fragen, die über das Gebiet der Normalisierung hinausgehen. Herr Oberbaurat Krell hat weiter erwähnt, daß der Normenausschuß bereits dazu übergegangen sei, sich mit Fragen, die außerhalb der Normalisierung liegen, zu beschäftigen, z. B. mit der Frage der Korrosion der Kondensatorrohre. Es fragt sich, welche Stelle dafür gewissermaßen verantwortlich zu machen ist, daß systematisch geprüft wird, für welche Angelegenheiten eine einheitliche Behandlung geboten ist, und dafür, daß diese tatsächlich ins Werk gesetzt wird. Bisher ist es gewissermaßen dem Zufall überlassen, ob der Normenausschuß sich ihrer annimmt. Bei der Beantwortung dieser Frage muß man nach meiner Ansicht von dem Gesichtspunkt ausgehen, daß die Konkurrenz des Auslandes der Hauptfeind ist, mit dem es Deutschland zu tun haben wird, und daß alles, was an Erfahrungen auf den Werften vorhanden ist, durchaus zusammengeschweißt werden muß. Es scheint mir unökonomisch, wenn die Werften auf den Gebieten, wo sie gemeinsam arbeiten können, noch getrennt maschieren mit Reibung aneinander und gegeneinander. Ein Spezialgebiet, das mir nahesteht, die Untersuchung der Schiffsforn, ist z. B. auch eins von den Dingen, die gemeinsam bearbeitet werden müssen, wenn ökonomisch gearbeitet werden soll. Diesem Gesichtspunkt widerspricht es, daß die einzelnen Werften Versuche in Auftrag geben, die mehr oder weniger einander überschneiden. Das ist umso weniger angebracht, als es recht fraglich ist, ob der einzelne Auftraggeber auf Grund seiner Erfahrungen imstande ist, die Versuchsreihen so auszuwählen, daß sie das Optimum der Form tatsächlich erfassen. Dagegen ist dies mit großer Sicherheit auf Grund systematischer Versuche möglich, deren Durchführung eine gemeinsame Beteiligung voraussetzt. Eine sachgemäße technische Ausbildung der Schiffsfornen muß an Stelle der gefühlsmäßigen treten. Aus der Gleichartigkeit der für die meisten Schiffe vorliegenden Bedingungen ergeben sich dann auch einheitliche Schiffsfornen. Über dem Ganzen muß bei der Entwicklung der Schiffsforn, die ich hier nur als ein Beispiel anführen will, heutzutage die Frage stehen: wie stelle ich die Form am billigsten her? Es muß die Frage untersucht werden, welche möglichst einfachen Krümmungen und Spannformen lassen eine geeignete seefähige Form erzielen, die keinen nennenswerten höheren Widerstand gebraucht als irgend eine andere. Ebensovohl wie auf diesem Gebiete möchte es auf dem Gebiete der Festigkeit eine Reihe von grundlegenden Fragen geben, die durch einheitliche Untersuchungen zu lösen sind. Über den Kreis der grundlegenden Fragen hinaus muß Gemeinsamkeit auch in den Konstruktionsgrundsätzen, unter Umständen auch in den betriebstechnischen Verfahren angestrebt werden, soweit das bei der lokalen Verschiedenheit der Bedingungen möglich ist. Die Werften müssen ihre Erfahrungen auf diesen Gebieten austauschen.

Und schließlich als letztes: Auch einheitliche Baubedingungen müssen für alle gleichartigen Bedürfnisse gelten. Dazu müssen die Reedereien die Hand bieten. Das Streben nach diesem Ziel bedeutet nicht, daß nur ein Standard gebaut werden soll, sondern es soll erreichen, daß nicht für gleichartige Zwecke verschiedenartige Bauten in Auftrag gegeben werden; die Schiffe im allgemeinen können jedenfalls auf eine erheblich geringere Zahl von Typen gebracht werden, als sie gegenwärtig besteht.

Ich kehre zu der Frage zurück, die ich vorhin anschnitt: wer ist dafür verantwortlich, daß diese Fragen überhaupt untersucht werden? Nach meiner Ansicht ist das heutzutage eine Reichssache, besonders deswegen, weil das Reich heutzutage so erhebliche Mittel für den Aufbau der Handelsflotte aufwenden muß. Wir haben bisher keine Stelle im Reich, die diese Fragen, die überhaupt die Entwicklung des Schiffbaus wahrzunehmen hat. Der Ausschuß zum Wiederaufbau der Handelsflotte hat nur rechtlich wirtschaftliche Aufgaben, er hat die Verträge mit den Reedereien abzuschließen, die zum Wiederaufbau der Handelsschiffe nötig sind, aber keine technische Funktionen. Ob er die gegebene Stelle dafür wäre, um diese Fragen zu untersuchen, deren Studium nicht eine Bevormundung der Werften oder der Reedereien herbeizuführen braucht, das lasse ich dahingestellt. Aber vielleicht beschäftigt sich unsere Gesellschaft oder der Vorstand unserer Gesellschaft einmal mit der Frage, wie eine Organisation gegründet werden kann, die pflicht- und planmäßig eben alle Fragen in die Hand nimmt, deren gemeinsame Lösung geboten erscheint. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Helmich:

Seitens des Normenausschusses der deutschen Industrie haben wir dem Handelsnormenausschuß unseren verbindlichsten Dank für die bisher geleisteten Arbeiten zu sagen. Es liegt in der Natur der Sache, daß der Handelsnormenausschuß, der ja nur ein begrenztes Gebiet behandelt, schneller vorwärts kommt als der Normenausschuß, dessen Arbeiten sich über die ganze Industrie erstrecken. Dieses schnellere Vorwärtsgehen hat uns aber in vielen schwierigen Fragen das Arbeiten erleichtert. Es ist uns möglich gewesen, eine ganze Reihe von Normen fast unverändert zu übernehmen, und wir sind ferner bei vielen Normen über die Hauptschwierigkeiten durch die vorangegangenen Arbeiten des Handelsnormenausschusses schneller hinweggekommen.

Die von dem Herrn Vorredner zuletzt angeschnittenen Fragen der wirtschaftlichen Fertigung werden — ich weiß nicht, ob es Ihnen bekannt ist — bereits von einem neben dem Normenausschuß stehenden, aber mit ihm eng zusammenarbeitenden Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung behandelt. Und mir scheint es vielleicht der gegebene Weg zu sein, daß die Schiffbautechnische Gesellschaft von sich aus für das Gebiet des Schiffbaues einen Ausschuß einsetzt, der im Rahmen des Ausschusses für wirtschaftliche Fertigung arbeitet. Es liegen dort schon sehr reiche Erfahrungen auf den verschiedenen anderen Gebieten vor, die hier nutzbar gemacht werden könnten.

Sehr richtig ist die letzte Bemerkung des Herrn Vorredners, daß es eigentlich eine Reichssache sei, hier zu helfen und hier zu fördern. Meine Herren, der Normenausschuß der deutschen Industrie wäre eigentlich auch eine Reichssache, denn seine Arbeiten kommen nicht nur der Industrie, die jetzt bisher in der Hauptsache die Kosten aufgebracht hat, zugute, sondern auch dem Abnehmer und vor allem unserer ganzen Volkswirtschaft. Ebenso würde eine Einrichtung, die sich im Interesse der Werften mit der wirtschaftlichen Fertigung befaßt, durchaus eine Sache sein, zu der mindestens die Allgemeinheit wesentlich beitragen müßte. Die technischen Zentralbehörden haben das auch durchaus anerkannt. Wir haben während des Krieges eine überaus reiche Unterstützung — in Geldmitteln allerdings nicht so reich, aber es wurden uns immerhin auch Geldmittel von den Ministerien zugewendet — durch die Mitarbeit aller Herren, die an leitenden Stellen in den technischen Zentralbehörden sitzen, bekommen. Es haben die Vertreter dieser Behörden — ich nenne das Kriegsministerium, das Eisenbahnministerium, das Reichsmarineamt, die Post, die staatlichen Prüfungsbehörden, kurz alle technischen Reichs- und Staatsbehörden — maßgebend mitgewirkt. Es ist nun aber leider, nachdem die Beweglichkeit in der Geldausgabe, die im Kriege möglich war, nicht mehr vorliegt, die Sache instanzmäßig an das Reichsfinanzministerium gerückt, und hier hat man, trotz der wärmsten Befürwortung durch das Reichswirtschaftsamt, überhaupt

kein Verständnis für die technische Notwendigkeit. Man steht hier auf dem Standpunkte, das sei Sache der Industrie, denn es kämen ihr auch die Vorteile unserer Arbeiten zugute. Ich möchte dieser Auffassung ganz scharf entgentreten. Die Industrie hat nicht nur reiche Mittel aufgebracht, um die Arbeiten selbst durchzuführen, sie hat vor allem enorme Opfer gebracht, um im Interesse der Allgemeinheit sich in vielen Dingen umzustellen. Ich erinnere nur daran, was es heißt, wenn die Industrie sich auf eine andere Bezugstemperatur und auf ein anderes Fassungs-system umstellen muß. Das bedeutet unter Umständen für ein Werk Millionen. Wir haben bei der Industrie Verständnis für die Notwendigkeit dieser Opfer im Allgemeininteresse gefunden. Die Industrie hat aber auch unbedingt den berechtigten Wunsch, daß nunmehr die Behörden, und zwar die verwaltenden Behörden — bei den technischen Behörden liegt ja diese Einsicht vor — auch ihrerseits anerkennen, daß die Normung und die wirtschaftliche Fertigung eine Sache der Allgemeinheit sind, denn sie kommen unserer gesamten Wirtschaft zugute. Und mir scheint es viel richtiger zu sein, daß man einige Mittel für diese Zwecke locker macht, als für all die ideologischen Zwecke, die heute von der Regierungsseite unterstützt werden.

Wenn also der Wunsch des Herrn Vorredners hier Boden findet, daß man den Fragen der wirtschaftlichen Fertigung im Schiffbau sich weiter zuwendet, so möchte ich seine weitere Bitte, daß das Reich hier helfend und fördernd eintritt, indem es dem besonderen Ausschuß, der für die wirtschaftliche Fertigung im Schiffbau eingesetzt werden soll, Mittel zuführt, ganz lebhaft unterstützen.

Herr Oberingenieur Sütterlin (Schlußwort):

Meine Herren, zunächst danke ich sämtlichen Rednern der Diskussion für die ausgesprochene Anerkennung und die gegebenen Anregungen.

Die Mitarbeit des Germanischen Lloyd im Vorsitz des Handelsschiffs-Normenausschusses und auch in der Geschäftsführung ist uns außerordentlich wertvoll gewesen. Es war eigentlich bei unseren ersten Bemühungen der Ausgangspunkt, den Germanischen Lloyd für unsere Ziele zu gewinnen, und mit seiner Teilnahme konnte man erst die Gründung des Handelsschiff-Normenausschusses als vollzogen ansehen.

Auch die freundliche Mitarbeit der Marine-Normalienkommission war uns jederzeit eine wertvolle Unterstützung; weil sie früher angefangen hatte, sich mit den einzelnen Dingen zu beschäftigen, hatten wir immer einen Maßstab des Erreichbaren. Bei der Kriegsmarine sind ja die Verhältnisse an Bord viel enger gezogen; die Grenzen liegen viel schärfer, sodaß mit dem geringsten Maß von Gewicht und Platz ausgekommen werden mußte. Wir hatten also immer die untere Grenze bei unseren Arbeiten, die wir nicht unterschreiten konnten. Infolgedessen war es das Beste für uns, wenn wir uns in paralleler Linie mit den Arbeiten der Marinekommission bewegten. Es ist sogar manchmal die Übereinstimmung so groß geworden, z. B. bei den Hochdruckflanschen, daß wir die nächstgrößere Nummer für den entsprechend kleineren Durchmesser wählten. Auf diese Weise ist es möglich, bei den Werften gleiche Bohrschablonen für die Flanschen zu verwenden.

Die Anregung des Herrn Professor Bendemann, bessere deutsche Worte für „Staffelung“ und „Aussonderung“ einzuführen, begrüße ich sehr. Anfänglich stand ich ja allein mit meinem Vorschlag und habe versucht, sowohl von Ingenieuren wie auch von Germanisten darüber eine Anregung zu bekommen. Naturgemäß waren mir die diesbezüglichen Arbeiten des Flugzeugbaues fremd. Ob das Wort „Muster“ besser ist als das Wort „Staffel“, darüber möchte ich heute hier nicht debattieren. Das Wort „Bemusterung“ hat leider einen ganz anderen Sinn. Das Wort „Staffelung“ hat doch immerhin die Bedeutung, daß es mit einer gewissen Gleichmäßigkeit einen Unterschied verbindet, und zwar der

Größe nach. Man will damit sagen: Die Sache baut sich organisch auf und der Begriff ist ganz ungezwungen entstanden aus der aufeinanderfolgenden Aufzeichnung von einem 8000-Tonnen-Schiff, einem 10 000-Tonnen-Schiff, einem 12 000-Tonnen-Schiff usw. In solchem Fall wurde bisher immer gesagt: der 8000-Tonnen-„Typ“, und ganz von selbst ergab sich bei Größenzusammenstellungen die Frage: wie ist denn die nächste Staffel? Gemeint war „Stufe“. Das Wort „Staffel“ ist allerdings ein süddeutsches Wort, es wird hier im Norden nicht in dem Sinne gebraucht, aber in Süddeutschland ist allgemein das Wort „Staffel“ für „Stufe“ üblich. Und aus diesem Gebrauch heraus ist das Wort „Staffelung“ entstanden, also zur Kennzeichnung einer gewissen Ähnlichkeit, aber einer höher liegenden Ähnlichkeit. Es soll eine Anordnung nach den Abmessungen, eine „Abstufung“, andeuten und erscheint mir vorläufig recht passend. Wenn sich trotzdem das Wort „Bemusterung“ einführt, bin ich gern bereit, auf das Wort „Staffelung“ zu verzichten.

Ebenso liegt es mit dem Wort „Besonderung“. Das Wort „aussondern“ hat doch die ganz klare Bedeutung, daß ich aus einer Reihe von Möglichkeiten eine bestimmte für mich heraussondere, herausnehme, herauslese. Ich spezialisiere mich auf Drehbänke, indem ich die Drehbänke als mein Fabrikationsgebiet „aussondere“. Das Wort „Aussonderung“ hat selbstverständlich noch einen übertragenen Sinn in der deutschen Sprache. Das ist aber mit vielen Worten so. Das Wort „Mutter“ ist auch allgemein üblich in der deutschen Sprache; und doch, wenn wir von Mutter reden, wissen wir, daß wir die Schraubenmutter meinen. Ähnliches gilt auch für das Wort „Aussonderung“ und, wenn wir später sagen, das ist eine Fabrik, die sich der Aussonderung widmet, so verstehen wir eben darunter, daß sie sich der Spezialfabrikation widmet. Daher halte ich „Aussonderung“ besser als „Besonderung“.

Sachlich möchte ich zu den Anregungen des Herrn Professor Bendemann bemerken, daß hinsichtlich der Materialien auch schon Arbeiten des HNA im Gange sind. Wir haben es für notwendig erachtet, uns in den Bezeichnungen zu verständigen. Das Wort „Bronze“ z. B., das einen ganz großen Umfang von Legierungen umfaßt, war uns viel zu allgemein. Wir haben versucht, in diesem Fall Rotguß oder Messing oder Edelmessing zu wählen, um auch darin schon eine gewisse gleichmäßige Bezeichnung in unserem kleinen Kreise festzulegen. Wir waren dazu gezwungen, weil wir auch Werkstattzeichnungen und nicht nur die Normalien in Arbeit haben; eine Firma macht für ihr Gebiet die Werkstattzeichnungen für alle anderen Werften. Daher war es notwendig, daß wir uns über die Bezeichnung der notwendigen Materialien einig wurden. Wenn wir heute sagen: wir nehmen für ein Stück Rotguß, so wissen wir, welche Legierung damit gemeint ist.

Auch die Systematik haben wir bereits bearbeitet, und zwar hat ein Mitarbeiter speziell den Auftrag bekommen, von vornherein das ganze Gebiet des Schiffbaues durchzuarbeiten, sämtliche Teile im Schiffe zu benennen. Diese Benennung wurde ebenfalls im Ausschuß erwogen und wir haben schließlich doch das Alphabet als Grundlage gewählt, um eine gewisse Mnemotechnik dabei zu erhalten. Das Wort 4358 ist entschieden nicht so vorteilhaft. Wenn ich sage Po 5, so bedeutet das eine ganz bestimmte Poller-Art. Die beiden Buchstaben sollen einen gewissen Anklang an den betreffenden Gegenstand haben. In dem Normenbuch wird später die Reihenfolge einfach alphabetisch sein. Also das Blatt Po 5 kommt nach Ni 7. Diese Systematik liegt vor; und wenn sich Herr Professor Bendemann dafür interessiert, bin ich gern bereit, ihm eine Aufstellung darüber zu schicken.

Herr Geheimrat Reitz hat darauf hingewiesen, daß an den Normalien unter allen Umständen festgehalten werden muß. Das ist ein außerordentlich wichtiger Gesichtspunkt; denn bei unseren Arbeiten tauchen immer wieder Versuche auf, das bisher Geleistete umzustoßen. Es kommen immer wieder Schwierigkeiten, weil man auf Eigenheiten verzichten muß. Bei der Eröffnung der ersten Normaliensitzung in Kiel hat Herr Direktor Regen-

bogen das gute Wort geprägt: normalisieren heißt verzichten! Man muß, wenn der Ausschuß sich für etwas entschieden hat, darüber klar sein: es ist vorläufig, wenn sich nicht unbedingt eine Änderung als notwendig erweist, daran festzuhalten!

Der Vortrag heute ist daraus entstanden, daß wir einem größeren Mitarbeiterkreis das bisher Geleistete vorlegen wollten. Ich bitte Sie auch um Ihre Mitarbeit darin. Wir werden alle Anregungen, die nachträglich kommen, dankbar annehmen; denn nur in der gemeinsamen Arbeit haben wir die Gewähr, daß wir nichts übersehen.

Die beiden letzten Redner haben eine Zentrale für weitere Untersuchungen von besonders wichtigen Gedanken vorgeschlagen. Selbstverständlich ist das zu begrüßen. Die Normung, wie wir sie vorhaben, ist ja bereits eine starke Belastung der Werften. Unsere Werft von Blohm & Voß hat heute bereits über 20 Konstrukteure und Zeichner im Normalienbüro. Das bringt eine Belastung von über 100 000 *M* im Jahre. Weitere Lasten kann die Werft vorläufig nicht übernehmen. Die Normungsarbeit an sich ist ja ganz unproduktiv. Die Anregung, die Verfahren von Lienau näher zu prüfen, ist sehr beachtenswert. Ich kann allerdings dazu sagen, daß der Vorschlag auch bereits in Deutschland zur Anwendung gelangt ist, indem gegenwärtig an der Weser einige Schiffe ausgeführt werden, die in dem Mittelteil des Schiffes ohne Sprung sind, um gleiche Beplattung zu erhalten.

Unser Handelsschiff-Normenausschuß hat das Gute, daß wir eine ganz scharf umrissene Arbeit haben. Der Normenausschuß der deutschen Industrie, für den Herr Direktor Hellmich eben gesprochen hat, steht vor einer unendlich schwierigeren Aufgabe. Wenn Sie sich vorstellen, daß in dem Rohrausschuß z. B. Vertreter der Zementindustrie, der Tonwarenindustrie, der Optik, der Rohr-Walzwerke anwesend waren, so können Sie sich denken, was für eine enorme Arbeit dazu gehört, erst einmal in die verschiedenen Gebiete einer einzelnen Abteilung Ordnung zu bringen, ehe man an das Normalisieren selbst gelangen kann. Wir haben uns auch entschlossen, alle Arbeiten, die wir vom N A D I übernehmen können, ohne weiteres anzuwenden, z. B. Keile oder die normalen Bohrungen haben wir in dankenswerter Weise vom Normenausschuß der deutschen Industrie erhalten.

Zum Schluß, meine Herren, möchte ich darauf hinweisen, daß wir uns bewußt sind, in dieser Normung nur eine Vorarbeit zu leisten. Die Normen werden späterhin zu einem Allgemeingut werden. Man wird darin in der Hochschule aufwachsen, man wird alle Für- und Gegenerwägungen, die heute geltend gemacht worden sind, gar nicht mehr wissen. Man wird sich einfach hineinleben so, wie wir heute z. B. Schraubenbolzen und Mutter anwenden, ohne zu bedenken, welche große Tat es war, als Whitworth im Jahre 1841 dafür Normen aufstellte. Und ich bitte Sie, bei Ihren Arbeiten immer zu versuchen, die Normen jetzt schon anzuwenden und zu prüfen, ob sich irgend etwas ergeben sollte, was eine Korrektur für die Zukunft erfordert. Wir haben auch dafür eine Zentrale eingerichtet, eine Stelle, die alle Anregungen aus der Industrie sammelt und bei einer späteren Nachprüfung berücksichtigen wird. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren, Herr Oberingenieur Sütterlin hat uns eindringlich auseinandergesetzt, welche großen Vorteile wir zu erwarten haben, wenn wir die Normung und Staffelung einführen, und zwar nicht bloß in den Konstruktionsbureaus, sondern auch in den Werkstätten. Von verschiedenen Seiten ist die Arbeit lobenswert anerkannt worden, die der Handelsschiffs-Normenausschuß bisher geleistet hat. Die Seele dieses Ausschusses ist, wie allgemein bekannt, Herr Oberingenieur Sütterlin. Daraus läßt sich ermessen, welche ungemeine Arbeitslast er auf seine Schultern genommen hat und welchen großen Dank wir ihm dafür schulden, den ich ihm hiermit ausgesprochen haben möchte. (Lebhafter Beifall.)

Zur Berechnung des Wirkungsgrades und Schubes der alleinfahrenden Schiffsschraube.

Vorgetragen von Dipl.-Ing. H. Wittmaack, Marine-Diplomingenieur, Berlin.

Die Berechnung der Wirkung einer beliebigen Schiffsschraube erscheint nur möglich, wenn die Wirkungsweise der einzelnen Flügelelemente, aus denen sich dieselbe zusammensetzt, bekannt ist.

1. Wirkungsweise eines beliebigen treibenden Flügelelementes.

Es soll daher die Wirkungsweise eines beliebigen Flügelelementes in einer reibungsfreien Flüssigkeit untersucht werden, wobei angenommen wird, daß die Umlenkung der Flüssigkeit stoßfrei erfolgt.

Hierzu denken wir uns den Schraubenstrahl aus einer Reihe einander umschließenden Hohlzylinder zusammengesetzt und betrachten die Bewegung eines reibungsfreien Flüssigkeitsteilchens, das aus dem Unendlichen mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit v der am Ort umlaufenden Schraube zuströmt, beim Durchgang durch ein solches Hohlzylinderelement. Hierbei nehmen wir an, daß die benachbarten Teilchen sich in der gleichen Richtung und mit der gleichen Geschwindigkeit bewegen, so daß die Bewegung des betrachteten Teilchens durch benachbarte Flüssigkeitsteilchen nicht beeinflußt wird.

a) Ablenkung und Geschwindigkeit von Flüssigkeit.

Das Hohlzylinderelement sei in eine Ebene abgewickelt (Abb. 1). Ein unendlich dünnes Flügelblatt mit konstanter Steigung erscheint dann als eine Gerade (AC), die mit dem Steigungswinkel α gegen eine zur Schraubenachse senkrechte Ebene geneigt ist und senkrecht zur Schraubenachse mit der Geschwindigkeit $d \pi n$ fortschreitet.

Wenn das Produkt aus Steigung und Umlaufszahl in der Sekunde Hn gleich v ist, bewegt sich das Flüssigkeitsteilchen im Verhältnis zum Flügel

in der Richtung und mit der Geschwindigkeit CA , d. h. in der Richtung des Flügelblattes. Es wird daher durch das Flügelblatt nicht aus seiner wirklichen achsialen Bewegungsrichtung abgelenkt und weder beschleunigt noch verzögert.

Wenn Hn größer ist als v (Abb. 2), würde sich das von der Schraube nicht beeinflusste Flüssigkeitsteilchen im Verhältnis zum Flügel in einer Richtung CG bewegen, die zu einem zur Schraubenachse senkrecht stehenden Ebene mit einem Winkel β geneigt ist, der kleiner ist als α . Durch die Schraube wird es aus seiner Bewegungsrichtung im Verhältnis zum Flügelblatt CG in der Umlaufsrichtung der Schraube um den Winkel $\widehat{GCA} = \varepsilon = \alpha - \beta$ in die Richtung CA abgelenkt. Diese Ablenkung aus der relativen Bewegungsrichtung CG bedingt auch eine Ablenkung aus der absoluten Bewegungsrichtung CB in der Umlaufsrichtung der Schraube um einen zunächst unbekanntem Winkel \widehat{BCD} , der mit ξ bezeichnet werden soll.

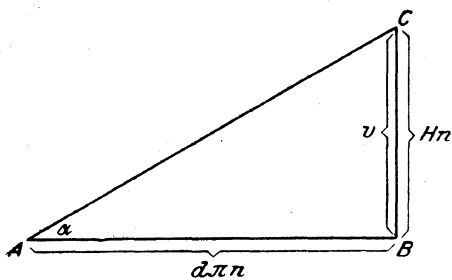


Abb. 1.

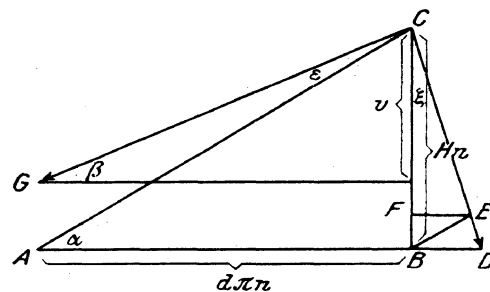


Abb. 2.

Während der Punkt A des Flügels sich von A nach D bewegt, bewegt sich das Flüssigkeitsteilchen von C nach D.

Wenn wir durch B als Parallele zu AC die Linie BE zeichnen, gibt uns CE dann die neue Geschwindigkeit (v_a diagonal) und Bewegungsrichtung des Flüssigkeitsteilchens an. Die Projektionen CF und FE geben die achsiale (v_a achsial) und tangentiale (v_a tangential) Geschwindigkeit des Flüssigkeitsteilchens.

Durch den Winkel ξ ist demnach der Einfluß des Schraubenelementes auf die Bewegung des Flüssigkeitsteilchens bestimmt.

Die Geschwindigkeit, mit der sich das Flüssigkeitsteilchen im Verhältnis zum Flügelblatt bewegt, verhält sich zur wirklichen Geschwindigkeit wie CA zu CD . Da das die Ablenkung bewirkende Drehmoment und

die geleistete Arbeit in beiden Fällen die gleichen sind, muß sich der Ablenkungswinkel im Verhältnis zum Flügelblatt ε zum wirklichen Ablenkungswinkel ξ verhalten wie CD zu CA*). Demnach wird $\xi = \varepsilon \frac{CA}{CD}$, da

$$CA = \frac{Hn}{\sin \alpha} \text{ und } CD = \frac{Hn}{\cos \xi} \text{ ist, wird } \xi = \varepsilon \frac{\cos \xi}{\sin \alpha} \text{ oder } \frac{\cos \xi}{\xi} = \frac{\sin \alpha}{\varepsilon}.$$

Da α und ε bekannt sind, läßt sich mit Hilfe dieser Gleichung ξ und mit Hilfe von ξ die diagonale, achsiale und tangentielle Austrittsgeschwindigkeit des Flüssigkeitsteilchens bestimmen.

$$v_{a \text{ diag}} = \frac{Hn \cos \alpha}{\cos(\alpha - \xi)}$$

$$v_{a \text{ achs}} = v_{a \text{ diag}} \times \cos \xi$$

$$v_{a \text{ tang}} = v_{a \text{ diag}} \times \sin \xi.$$

b) Schub und Wirkungsgrad ohne Reibungs- und Formwiderstand (η).

Die von einem Flügelement, das die abgewinkelte Breite AC hat, in der Sekunde beschleunigte Masse ist gleich

$$\frac{\gamma}{g} \times AC \times \cos \alpha \times v_{a \text{ achs}}.$$

Die achsiale Geschwindigkeitszunahme der Masse ist gleich

$$v_{a \text{ achs}} - v.$$

Die tangentielle Geschwindigkeitszunahme ist gleich $v_{a \text{ tang}}$. Wenn man annimmt, daß die Flüssigkeit nicht gleichzeitig in achsialer und tangentialer, sondern erst (vor dem Eintritt in die Schraube) in achsialer und dann später (beim Eintritt in die Schraube) in tangentialer Richtung beschleunigt wird, und weiterhin annimmt, daß der der tangentialen Geschwindigkeitszunahme entsprechende Druck auch in achsialer Richtung wirkt, wird der achsiale Schub P_a gleich der Masse $\left(\frac{\gamma}{g} AC \cos \alpha v_{a \text{ achs}} t\right)$ multipliziert mit der Summe der achsialen Beschleunigung $\left(\frac{v_{a \text{ achs}} - v}{t}\right)$ und der tangentialen Beschleunigung $\left(\frac{v_{a \text{ tang}}}{t}\right)$.

$$P_a = \frac{\gamma}{g} AC \times \cos \alpha \times v_{a \text{ achs}} [(v_{a \text{ achs}} - v) + v_{a \text{ tang}}].$$

Die auf die Flüssigkeit übertragene Arbeit ist gleich der Summe der vor

*) Die beiden gleichen Wege, die den Werten CA und CD entsprechen, sind $\pi CA \frac{\varepsilon}{180}$ und $\pi CD \frac{\xi}{180}$, d. h. $CA \varepsilon = CD \xi$.

dem Eintritt in die Schraube übertragenen Arbeit $\left[m \frac{(v_{a \text{ achs}} - v)^2}{2} \right]$ und der nach dem Eintritt in die Schraube übertragenen Arbeit $\left[m \frac{(v_{a \text{ tang}})^2}{2} \right]$ gleich.

$$\frac{\gamma AC \times \cos \alpha \times v_{a \text{ achs}} [(v_{a \text{ achs}} - v)^2 + v_{a \text{ tang}}^2]}{2g}$$

Die achsiale Beschleunigung der Flüssigkeit erfolgt schon vor dem Eintritt derselben in die Schraube. Die tangentielle Beschleunigung der Flüssigkeit beginnt erst beim Eintritt der Flüssigkeitsteilchen in die Schraube. Im Bereich der Schraube ist die mittlere achsiale Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Verhältnis zur Schraube gleich $v_{a \text{ achs}}$, die mittlere tangentielle Geschwindigkeit gleich $d \pi n - \frac{v_{a \text{ tang}}}{2}$.

Der achsiale Schub P_a verhält sich zum tangentialen P_{tg} , wie die mittlere tangentielle Geschwindigkeit zur mittleren achsialen Geschwindigkeit

$$P_{tg} = P_a \frac{v_{a \text{ achs}}}{d \pi n - \frac{v_{a \text{ tang}}}{2}}$$

Die Nutzarbeit wird dann gleich $P_a \times v$, und die aufgewandte Gesamtarbeit in einer reibungsfreien Flüssigkeit und bei unendlich dünnen Flügeln gleich:

$$P_a \frac{v_{a \text{ achs}}}{d \pi n - \frac{v_{a \text{ tang}}}{2}} \times d \pi n + \frac{\gamma AC \cos \alpha v_{a \text{ achs}} [(v_{a \text{ achs}} - v)^2 + v_{a \text{ tang}}^2]}{2g}$$

Der Wirkungsgrad des Schraubenelementes ohne Berücksichtigung des Reibungs- und Formwiderstandes der Flügel wird dann

$$\eta = \frac{P_a \times v}{P_a \frac{v_{a \text{ achs}}}{d \pi n - \frac{v_{a \text{ tang}}}{2}} \times d \pi n + \frac{\gamma AC \cos \alpha v_{a \text{ achs}} [(v_{a \text{ achs}} - v)^2 + v_{a \text{ tang}}^2]}{2g}}$$

c) Reibungs- und Formwiderstand.

Bei der Betrachtung der Wirkungsweise des Schraubenelementes ist die genaue Berücksichtigung des Reibungs- und Formwiderstandes nicht möglich, da derselbe von der Größe und Form des ganzen Flügelquerschnittes abhängt. Andererseits erscheint die Einführung dieser Widerstände in die Rechnung erwünscht, um einen Vergleich der berechneten Werte mit den bei Versuchen ermittelten möglich zu machen.

Der Reibungs- und Formwiderstand ist gleich

$$q \cdot 2 f \left[v_{a \text{ achs}}^2 + \left(d \pi n - \frac{v_{a \text{ tang}}}{2} \right)^2 \right]$$

und die zur Überwindung desselben aufzuwendende Arbeit gleich

$$e \times 2 f \times \left[v_a^2 \text{achs} + \left(d \pi n - \frac{v_a \text{tang}}{2} \right)^2 \right]^{3/2},$$

wobei f die abgewinkelte Fläche bedeutet. Die Austrittsgeschwindigkeiten der Flüssigkeitsteilchen sind nach dem oben Gesagten von der Ablenkung derselben bedingt. Der Reibungs- und Formwiderstand wirkt in der Bewegungsrichtung der Flüssigkeitsteilchen und kann daher eine Ablenkung und Veränderung der Austrittsgeschwindigkeiten nicht bewirken.

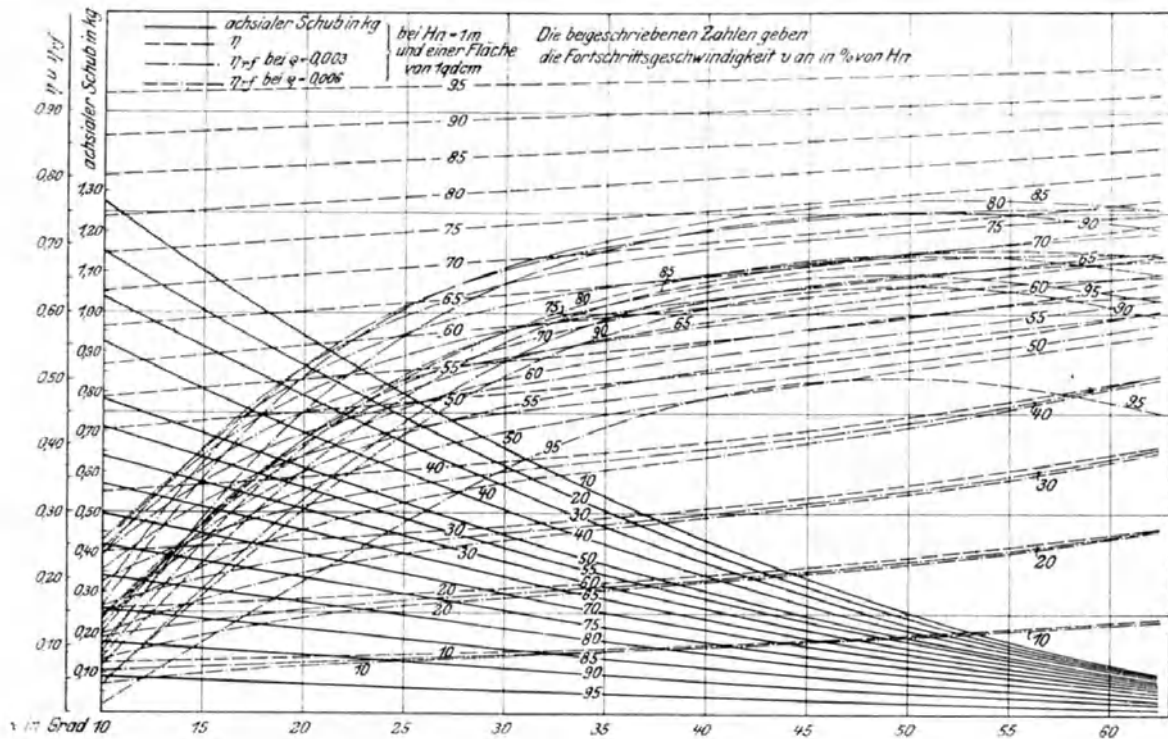


Abb. 3.

d) Schub und Wirkungsgrad mit Form- und Reibungswiderstand (η_{rf}).

Da der Schub von den Geschwindigkeiten abhängt, und diese die gleichen bleiben, wird er durch den Reibungs- und Formwiderstand nicht geändert. Die aufgewandte Arbeit wird um den Betrag der Reibungs- und Formwiderstandsarbeit vergrößert, d. h. bei gleichbleibendem Schub wird der Wirkungsgrad durch diesen Widerstand verringert.

Dieser neue Wirkungsgrad wurde mit η_{rf} bezeichnet.

$$\eta_{rf} = \frac{P_a \times v}{\frac{P_a \times v}{\eta} + e \times 2 f \times \left[v_a^2 \text{achs} + \left(d \pi n - \frac{v_a \text{tang}}{2} \right)^2 \right]^{3/2}}$$

e) Geschwindigkeiten und Wirkungsgrade bei verschiedenen Steigungswinkeln und Fortschrittsgeschwindigkeiten.

In den Tabellen auf S. 30 bis 55 sind mit Hilfe der oben abgeleiteten Formeln für $H_n = 1$, $\frac{v}{g} = 0,1$, eine Elementfläche von 1 qdcm und $\rho = 0,003$ und $= 0,006$, die Ablenkungswinkel ξ , die Austrittsgeschwindigkeiten, die achsialen und tangentialen Schübe und die Wirkungsgrade η und η_{rf} für die Steigungsverhältnisse $H/d = 0,8; 1,00; 1,2; 1,4; 1,6; 2,0; 2,4; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 5,0$ und $6,0$, sowie für die Geschwindigkeitsverhältnisse $v/H_n = 0,95; 0,90; 0,85; 0,80; 0,75; 0,65; 0,60; 0,55; 0,50; 0,40; 0,30; 0,20$ und $0,10$ berechnet.

Auf der Abb. 3 sind auf dem Steigungswinkel α als Abszisse die achsialen Schübe und die Wirkungsgrade η und η_{rf} bei den verschiedenen Verhältniswerten v/H_n als Ordinaten aufgetragen. Aus den Anlagen ist zu ersehen, daß, wenn Reibungs- und Formwiderstand nicht vorhanden sind, der Wirkungsgrad η mit zunehmendem Schub abnimmt. Der achsiale Schub P_a nimmt mit abnehmendem Steigungswinkel oder abnehmendem Verhältniswert H/d zu. Der achsiale Schub P_a wächst mit abnehmendem Verhältniswert v/H_n .

f) Günstigste Verhältniswerte H/d und $\frac{v}{H_n}$

Wenn kein Reibungs- und Formwiderstand vorhanden wäre, würde das Schraubenelement um so günstiger arbeiten, je größer H/d und je größer v/H_n wäre. Durch den Reibungs- und Formwiderstand werden diese Verhältnisse derart geändert, daß der Wirkungsgrad bei einer bestimmten Größe von H/d und einer bestimmten Größe von v/H_n am größten wird und bei Verringerung oder Vergrößerung dieser Werte abnimmt.

Die Größe der Werte von H/d und v/H_n , bei denen η_{rf} am günstigsten wird, ändert sich, wenn ρ sich ändert. Da nach allen bisherigen Erfahrungen ρ desto größer wird, je kleiner die absolute Breite der Flügel ist, ist anzunehmen, daß die günstigsten Wirkungsgrade bei großen Schrauben bei größeren Werten von H/d und v/H_n erreicht werden, wie bei ähnlichen kleinen Schrauben und Schraubenmodellen.

2. Wirkungsweise eines beliebigen getriebenen Flügelementes.

Wenn das Produkt aus Steigung und Umlaufszahl H_n kleiner ist als die Fortschrittsgeschwindigkeit des Flüssigkeitsteilchens v (Abb. 4), bewegt

sich das Flüssigkeitsteilchen im Verhältnis zum Schraubenflügel in einer Richtung, die zu einer zur Schraubenachse senkrecht stehenden Ebene in einem Winkel geneigt ist, der größer ist als α . Es wird aus seiner absoluten achsialen Richtung in einer der Umlaufrichtung der Schraube entgegengesetzten Richtung um einen Winkel ξ abgelenkt. Für diesen Winkel gilt das gleiche, wie vorher in dem Falle, wo H_n größer war als v .

$$\xi = \varepsilon \frac{\cos \xi}{\sin \alpha} \quad \text{oder} \quad \frac{\cos \xi}{\xi} = \frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$$

Wenn wir ξ , trotzdem die Flüssigkeit in entgegengesetzter Richtung abgelenkt wird, wie in dem vorhergehenden Falle als positiven Winkel rechnen, ergibt sich:

$$v_{a \text{ diagonal}} = \frac{H_n \cos \alpha}{\cos(\alpha + \xi)}$$

$$v_{a \text{ achsial}} = v_{a \text{ diagonal}} \times \cos \xi$$

$$v_{a \text{ tangential}} = v_{a \text{ diagonal}} \times \sin \xi$$

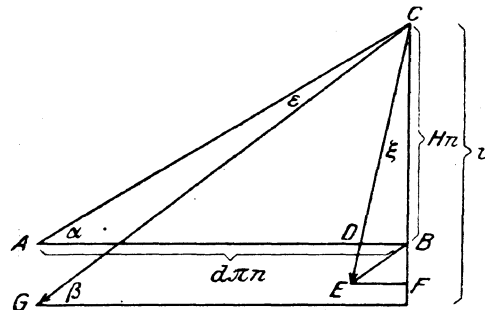


Abb. 4.

Die achsiale Austrittsgeschwindigkeit des Flüssigkeitsteilchens $v_{a \text{ achs}}$ wird kleiner als die Geschwindigkeit des von der Schraube nicht beeinflussten Flüssigkeitsteilchens v . Das Flüssigkeitsteilchen wird von der Schraube nicht beschleunigt, sondern verzögert und wirkt auf eine Vergrößerung der Umlaufgeschwindigkeit der Schraube, d. h. die Schraube wirkt als Turbine. Dann wird:

$$P_a = \frac{\gamma}{g} AC \times \cos \alpha v_{a \text{ achs}} [(v - v_{a \text{ achs}}) + \overline{v_{a \text{ tang}}}]$$

und die auf die Flüssigkeit übertragene Arbeit gleich

$$\frac{\gamma}{2g} AC \cos \alpha v_{a \text{ achs}} [(v - v_{a \text{ achs}})^2 + v_{a \text{ tang}}^2]$$

$$P_{tg} = P_a \frac{d \pi n}{2}$$

$$\eta = \frac{P_{tg} d \pi n}{P_a \times v + \frac{\gamma A v \cos \alpha v_{a \text{achs}} [(V - v_{a \text{achs}})^2 + v_{a \text{tang}}^2]}{2g}}$$

$$\eta_{rf} = \frac{P_{tg} d \pi n}{\eta + \rho \times 2 f \left[v_{a \text{achs}}^2 + \left(d \pi n + \frac{v_{a \text{tang}}}{2} \right)^2 \right]^{3/2}}$$

In den Tabellen auf S. 56 bis 61 sind mit Hilfe der oben abgeleiteten Formeln für $Hn = 1, \frac{\gamma}{g} = 0,1$ eine Elementfläche von 1 qdcm und $\rho = 0,003$ die Ablen-

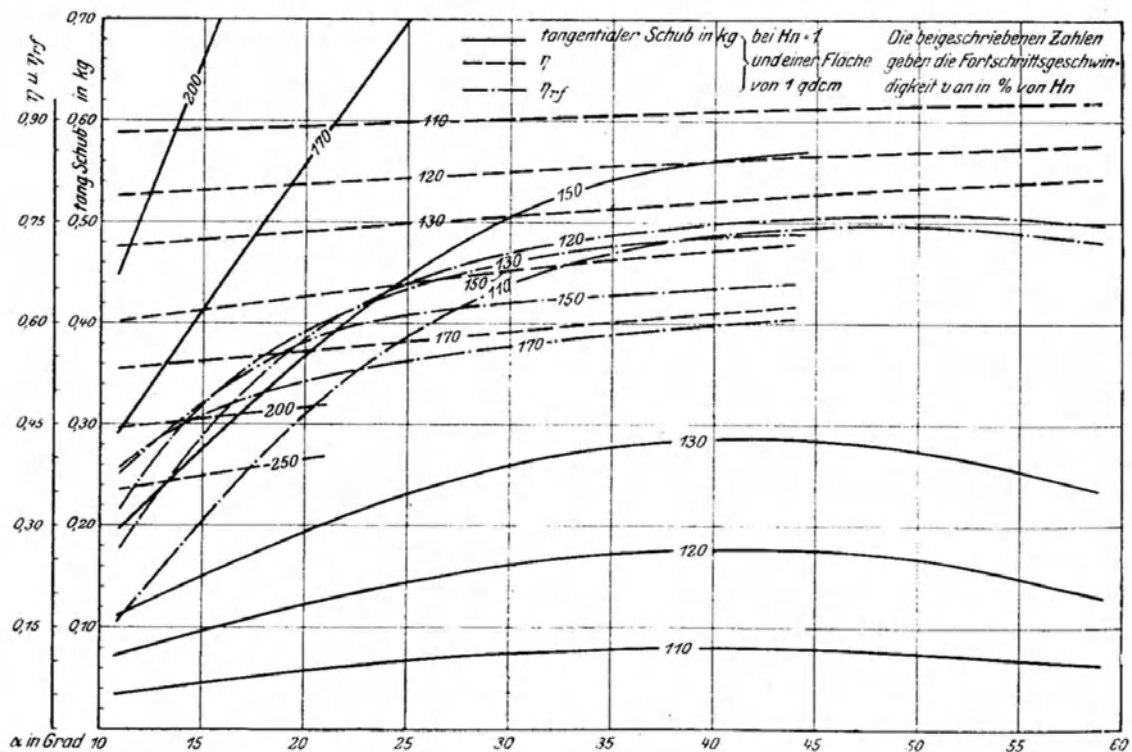


Abb. 5.

kungswinkel ξ , die Austrittsgeschwindigkeiten, die achsialen und tangentialen Schübe und die Wirkungsgrade η und η_{rf} für die Steigungsverhältnisse $H/d = 0,6; 0,8; 1,00; 1,20; 2,00; 3,00; 4,00$ und $5,00$, sowie für die Geschwindigkeitsverhältnisse $v/Hn = 1,10; 1,20; 1,30; 1,50; 1,70; 2,00$ und $2,500$ berechnet.

Auf der Abb. 5 sind auf den Steigungswinkeln α als Abszissen die tangentialen Schübe und die Wirkungsgrade η und η_{rf} bei den verschiedenen Verhältniswerten v/Hn als Ordinaten aufgetragen.

3. Wirkungsweise eines beliebigen Flügelschnittes.

a) Ersatzschnitt.

Bei den materiellen Schraubenflügeln ist die Steigung an der Saugseite und an der Druckseite verschieden und ändert sich von der Vorderkante nach der Hinterkante zu. Wenn man die oben ausgeführten Betrachtungen über die Wirkungsweise des Schraubenelementes auf den materiellen Flügel ausdehnen will, muß man daher zunächst einmal den materiellen Flügelschnitt durch einen ideellen unendlich dünnen ersetzen, der die Flüssigkeit in der gleichen Weise ablenkt wie der materielle. Diesen Ersatzschnitt findet man, wenn man durch den gegebenen materiellen Flügelschnitt eine Zahl von Senkrechten zur Schraubenachse zieht, diese halbiert und die Halbierungspunkte verbindet, den so erhaltenen Ersatzschnitt kann man sich in eine beliebige Zahl von einzelnen Teilen zerlegen, die alle mit anderem Steigungswinkel und anderem Verhältniswert v/H_n arbeiten.

b) Übertragene Arbeiten.

Die von dem Flügelschnitt auf die Flüssigkeit übertragene achsiale und tangential Arbeit ist dann gleich der Summe der von den einzelnen Teilen des Ersatzschnittes bei dem zugehörigen v/H_n auf die Flüssigkeit übertragenen achsialen und tangentialen Arbeiten.

c) Mittlere achsiale und tangential Geschwindigkeitszunahme.

Da nach dem vorher Gesagten die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit in den Bereich des Flügelschnittes eintritt, gleich der Geschwindigkeit ist, mit der sie austritt, kann man die mittlere achsiale Geschwindigkeit berechnen, mit der sich die Flüssigkeit im Bereiche der Flügelschnitte bewegt, wenn der freie Durchtrittsquerschnitt bekannt ist. Dieser freie Durchtrittsquerschnitt ist gleich dem um die senkrecht zur Schraubenachse gemessenen größten Dicken der Flügel verringerten Kreisumfang. Mit diesem mit $d\pi c$ bezeichneten Durchtrittsquerschnitt und der Summe der von den Flügelschnitten auf die Flüssigkeit übertragenen achsialen Arbeiten kann man die mittlere Durchtrittsgeschwindigkeit und mittlere achsiale Geschwindigkeitszunahme mit Hilfe folgender Formel bestimmen:

$$2 \times \text{Summe der achsialen Arbeiten aller Flügelschnitte} = d\pi c \cdot v_{m \text{ achs}} (v_{m \text{ achs}} - v)^2.$$

Hierbei bedeutet v die achsiale Fortschrittsgeschwindigkeit der Schraube und $v_{m \text{ achsial}}$ die mittlere achsiale Geschwindigkeit der Flüssigkeitsteilchen im Ver-

hältnis zur Schraube, $(v_{m \text{ achs}} - v)$ die mittlere achsiale Geschwindigkeitszunahme der Flüssigkeit. Die mittlere tangentielle Geschwindigkeitszunahme $v_{m \text{ tangential}}$ kann man dann ermitteln mit Hilfe der Formel:

$$2 \times \text{Summe der tangentialen Arbeiten aller Flügelschnitte} = d \pi c v_{m \text{ achs}} v_{m \text{ tang}}^2$$

d) Achsialer und tangentialer Schub.

Wenn die mittleren Geschwindigkeitszunahmen und die durchtretende Masse bekannt ist, ist auch der achsiale Schub

$$P_a = \frac{\gamma}{g} \times d \pi c v_{m \text{ achs}} [(v_{m \text{ achs}} - v) + v_{m \text{ tang}}]$$

und der tangentialer Schub $P_{tg} = P_a \frac{v_{m \text{ achs}}}{d \pi n - \frac{v_{m \text{ tang}}}{2}}$ bekannt.

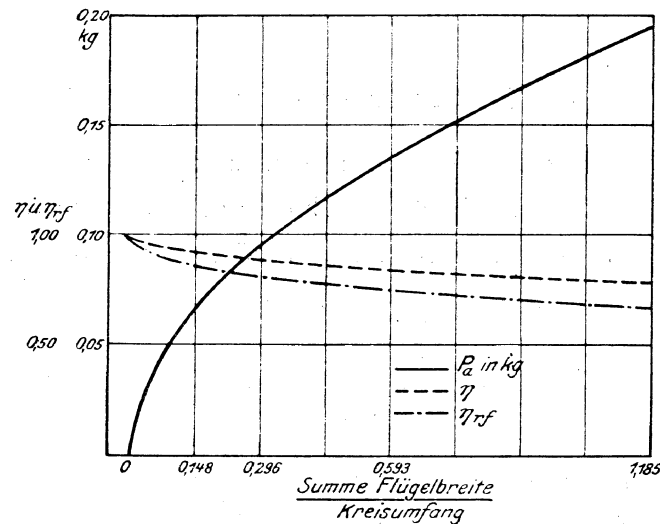


Abb. 6.

Es ergibt sich dann:

$$\eta = \frac{P_a \times v}{P_{tg} \times d \pi n + (\text{Summe der übertr. achsial. und tangent. Arb.})}$$

$$\eta_{rf} = \frac{P_a \times v}{\frac{P_a \times v}{\eta} + \varrho 2 f \left[v_{m \text{ achs}}^2 + \left(d \pi n - \frac{v_{m \text{ tang}}}{2} \right)^2 \right]^{3/2}}$$

In entsprechender Weise läßt sich auch der tangentialer Schub und Wirkungsgrad eines als Turbine arbeitenden Flügelschnittes bestimmen.

Verwickelter wird die Bewegung der Flüssigkeit, wenn der vordere Teil des Flügelschnittes als Turbine und der hintere als Schraube arbeitet. Dann wird anscheinend die tangentialer durch die beiden Teile herbeigeführte

Bewegung der Flüssigkeit ganz oder zum Teil in eine achsiale nach hinten gerichtete Bewegung umgewandelt.

Da die Arbeitsverhältnisse derartig arbeitender Flügelschnitte praktisch nur von geringem Interesse sind und zu ihrer Aufklärung eine besondere eingehende rechnerische Prüfung nötig ist, soll hier nicht weiter auf sie eingegangen werden.

e) Abhängigkeit des Schubs und Wirkungsgrades vom Verhältnis der Flügelbreite zu $d\pi$.

Die oben dargelegte Berechnung der Wirkung eines Flügelschnittes gibt uns eine Erklärung für die Tatsache, daß der Schub pro Flächeneinheit und der Wirkungsgrad wächst, wenn das Verhältnis der abgewickelten Flügel- fläche zur Diskfläche abnimmt. Wenn z. B. $H_n = 1$, $v = 0,8$, $H/d = 2$ und die Steigung des Ersatzschnittes konstant ist, ergeben sich bei verschiedenen Verhältnissen der Summe der abgewickelten Flügelbreiten zum Kreisumfang. einem Kreisumfang von 0,8436 dcm und einer radialen Höhe von 1 dcm die in der nachstehenden Tabelle und auf der Abb. 6 zusammengestellten Werte.

Summe der Flügelbreiten durch Kreisumfang	Doppelte übertragene achsiale Arbeit mkg	Doppelte übertragene tangentiale Arbeit mkg	$v_{m\text{achs}} - v$ m	$v_{m\text{tang}}$ m	P_a kg	P_{tg} kg	η	η_{rf} bei $q = 0,003$
1,185	0,00732	0,0194	0,0933	0,1597	0,196	0,118	0,788	0,680
0,593	0,00366	0,0097	0,0706	0,1150	0,136	0,078	0,842	0,750
0,296	0,00183	0,00485	0,0505	0,0822	0,095	0,053	0,882	0,807
0,148	0,00092	0,00243	0,0362	0,0587	0,067	0,036	0,920	0,859

Bei der obigen Berechnung von η_{rf} ist q für alle Verhältnisswerte $\frac{\text{Summe der Flügelbreiten}}{\text{Kreisumfang}}$ gleich 0,003 gesetzt.

In Wirklichkeit wird q bei einer Verringerung dieses Wertes zunehmen.

4. Wirkungsweise einer beliebigen Schiffsschraube.

Wenn für jeden Flügelschnitt die aufgewandte Arbeit und die Nutz- arbeit bekannt ist, läßt sich durch Summierung dieser Arbeiten für alle Flügel- schnitte die Nutzarbeit und aufgewandte Arbeit und somit auch der achsiale Schub und Wirkungsgrad der Flügel bestimmen.

Um den Schub und Wirkungsgrad der ganzen Schraube zu erhalten, muß dann noch die durch den Reibungs- und Formwiderstand der Nabe sich

ergebende Änderung in die Rechnung eingeführt werden. Da diese Widerstände ebenfalls in der Bewegungsrichtung der Flüssigkeitsteilchen wirken, können sie eine tangentiale Ablenkung der Flüssigkeitsteilchen nicht bewirken. Durch sie wird daher die Nutzarbeit und der Schub nicht verändert. Die aufgewandte Arbeit wird aber um die zur Überwindung dieser Widerstände erforderliche Arbeit vergrößert. Daher wird der Wirkungsgrad η_{rf} der ganzen Schraube kleiner als der der Flügel allein.

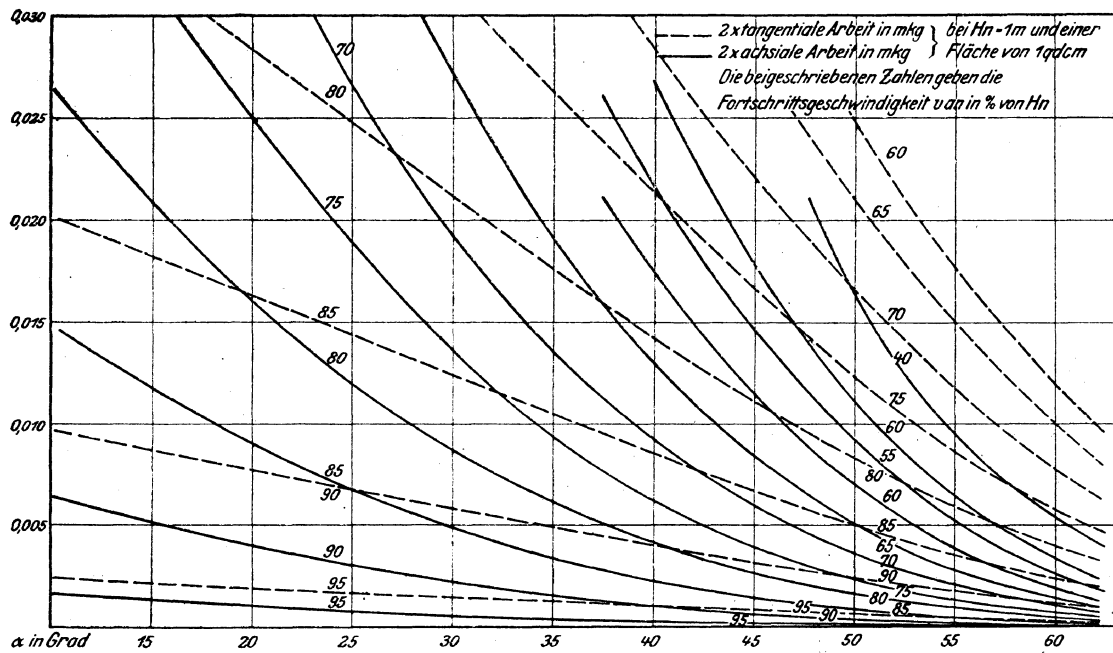


Abb. 7.

5. Bei verschiedenen Steigungswinkeln und Fortschrittsgeschwindigkeiten übertragene Arbeiten.

Da man bei der Berechnung des Schubes und Wirkungsgrades einer Schiffsschraube von den von den einzelnen Elementen derselben auf die Flüssigkeit übertragenen Arbeit ausgeht, sind in den Tabellen auf S. 30 bis 61 für $H_n = 1$, eine abgewinkelte Elementfläche von 1 dem Breite und 1 dem radialer Höhe und den Wert $\frac{\gamma}{g} = 0,1$ die bei verschiedenen Steigungswinkeln und verschiedenen Verhältnisswerten $\frac{v}{H_n}$ übertragenen doppelten axialen und tangentialen Arbeiten berechnet. Auf den Abb. 7 und 8 sind diese Arbeiten für das Schraubenelement und auf der Abb. 9 für das Turbinenelement über den Steigungswinkeln α als Abszissen in Kurven aufgetragen.

Die von einem beliebig großen Element übertragene Arbeit kann man dann bestimmen, indem man die aus den Kurven bei dem Steigungswinkel des Elementes und den zugehörigen Verhältniswert v/Hn ermittelten Werte mit der abgewickelten Elementfläche in $q\text{dm}^2$ und der dritten Potenz des Produktes aus der Steigung des Elementes und der Umlaufzahl in der Sekunde multipliziert.

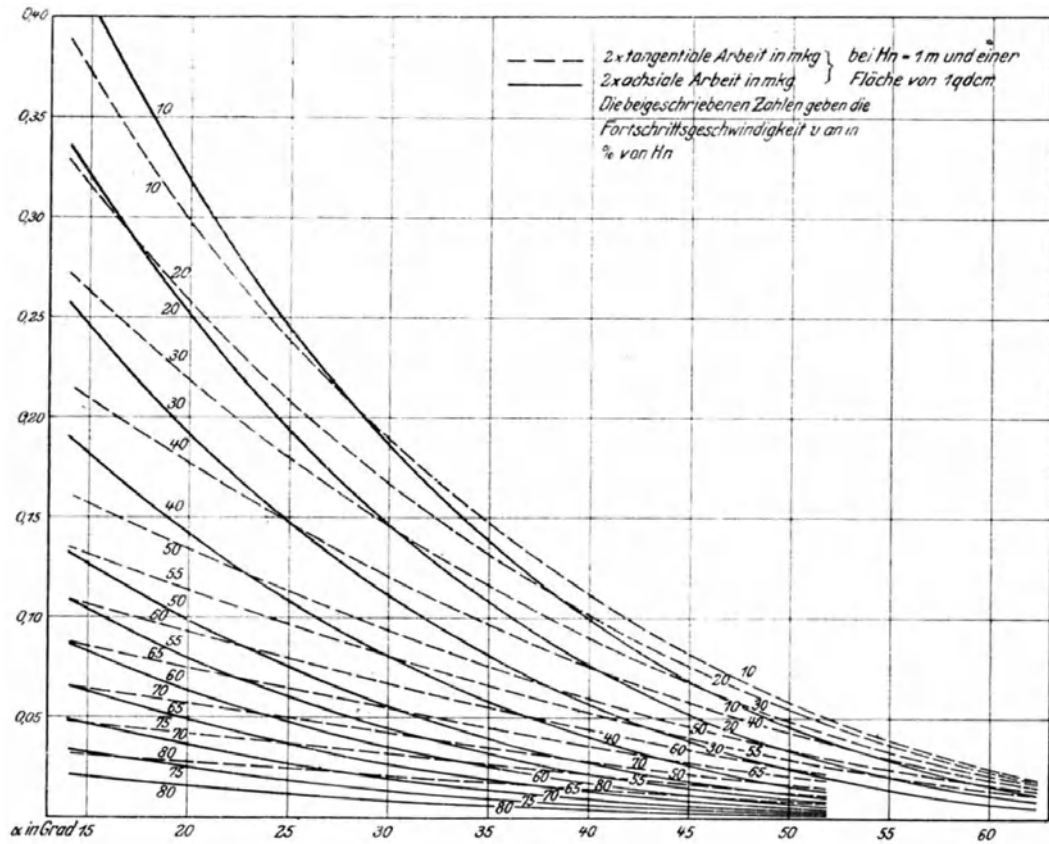


Abb. 8.

6. Berechnung von Schraubenmodellen.

Zur Prüfung des oben beschriebenen Berechnungsverfahrens wurden für mehrere in Versuchsanstalten untersuchte Schraubenmodelle von verschiedenen Verhältniswerten H/D , verschiedenen Verhältniswerten der gesamten Flügelfläche zur Diskfläche und verschiedenen Formen der Flügelquerschnitte der Schub und Wirkungsgrad berechnet.

Diese Rechnungen sind in den Tabellen auf S. 62 bis 75 zusammengestellt.

Das erste berechnete Schraubenmodell ist das größte der von G e b e r s bei seinen Versuchen zur Prüfung der Anwendbarkeit des Ähnlichkeits-

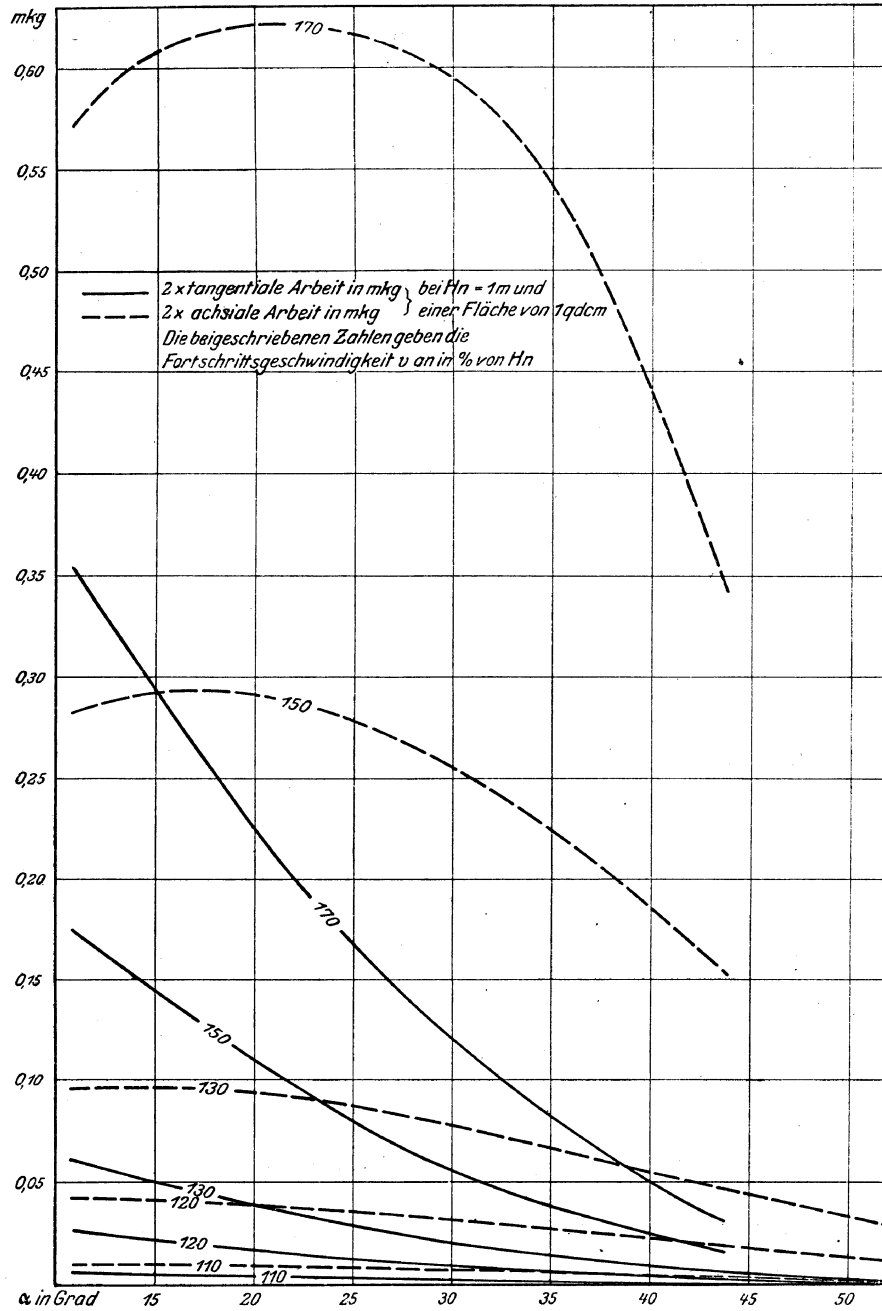


Abb. 9.

gesetzes auf Schrauben (Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910) benutzten Modelle.

Seine Hauptabmessungen und Verhältniswerte sind folgende:

$D = 300 \text{ mm}$ Ges. proj. Fl. = 375,2 qcm Flügelquerschnitt

$H = 285 \text{ mm}$ Ges. abgew. Fl. = 436 qcm normal.

$H/D = 0,95$ $\frac{\text{Ges. proj. Fl.}}{\text{Diskfl.}} = 0,533$

Nabendurchm. = 56 mm $\frac{\text{Ges. abgew. Fl.}}{\text{Dirkfl.}} = 0,620$

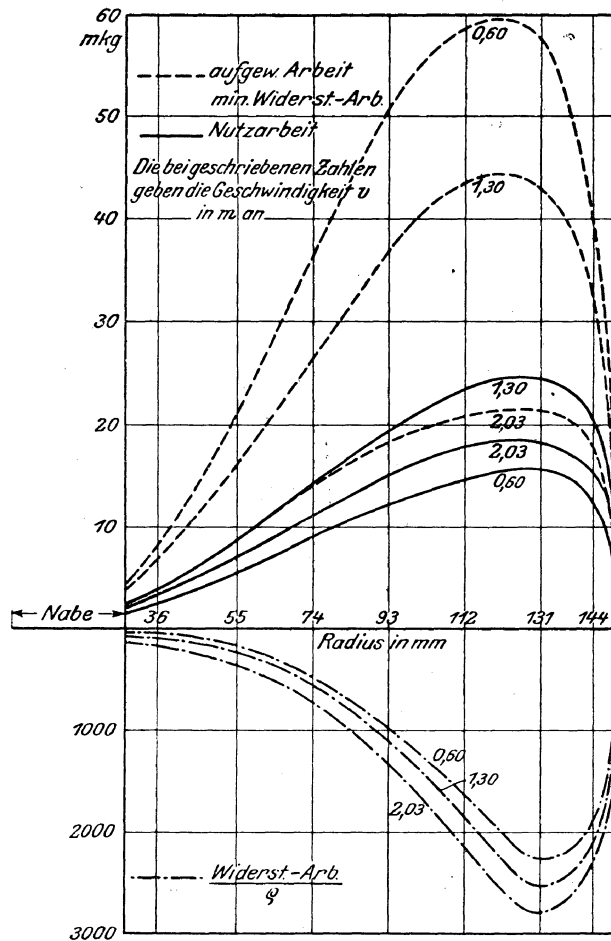


Abb. 10.

Da der Faktor ϱ für die Widerstandsarbeit nicht bekannt ist und wahrscheinlich auch bei den verschiedenen Querschnitten der Flügel etwas variiert, wurden die Werte Widerstandsarbeit : ϱ für die verschiedenen Querschnitte berechnet. Diese Werte sowie die berechneten Werte für die Nutzarbeit ($P \times v$) und die um die Widerstandsarbeit verringerte aufgewandte Arbeit

sind auf der Abb. 10 auf dem als Abszisse dienenden Radius als Ordinaten aufgetragen.

Wenn man als Mittelwert für ρ 0,002 einsetzt, ergeben sich die in der nachstehenden Tabelle zusammengestellten berechneten Werte:

v m	Schub kg	Aufgew. Arbeit minus Widerst. Arbeit mkg	Widerst. Arbeit der Flügel mkg	Widerst. Arbeit der Naben mkg	Aufgew. Arbeit mkg	η	$\eta r f$
0,60	20,4	46,28	2,35	0,01	48,64	0,265	0,252
1,30	14,95	34,68	2,71	0,02	37,41	0,561	0,520
2,03	7,34	17,80	3,18	0,05	21,03	0,838	0,710

Der Vergleich mit den von Gebers gemessenen Werten ergibt folgendes:

	Schub in kg	Aufgew. Arb. mkg	$\eta r f$	
berechnet	20,4	48,64	0,252	} bei $v = 0,60$ m
gemessen	21,0	48,46	0,260	
berechnet }	0,971	1,004	0,968	} bei $v = 1,30$ m
gemessen }				
berechnet	14,95	37,41	0,520	
gemessen	14,30	35,75	0,520	
berechnet }	1,045	1,047	1,000	
gemessen }				
berechnet	7,34	21,03	0,710	} bei $v = 2,03$ m
gemessen	7,10	20,88	0,690	
berechnet }	1,034	1,007	1,028	
gemessen }				

Auf der Abb. 11 sind die bei den einzelnen Querschnitten durch Rechnung und die von Gebers durch Messung ermittelten tangentialen, achsialen Geschwindigkeiten und Ablenkungswinkel aufgetragen.

Die von Gebers ermittelten bedeutend größeren Geschwindigkeiten können danach nicht die mittleren im Bereich der betreffenden Querschnittskreise vorhandenen Geschwindigkeiten sein. Auch die von Gebers angegebenen Geschwindigkeiten von der Schraube, die kleiner sind als die Fortschrittsgeschwindigkeit v , können nicht richtig sein. Anscheinend haben die Messungen in dem Unterdruckgebiet vor der Schraube zu kleine und die Messungen in dem Überdruckgebiet hinter der Schraube zu große Ge-

schwindigkeiten ergeben, weil die Wirkung des Unter- bzw. Überdrucks nicht berücksichtigt ist.

Die nächsten berechneten Schraubenmodelle waren die von A. V. Curtis und L. F. Hewins (Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers 1905) benutzten Modelle Nr. 75, 53 und 93, sowie das von Tailor (Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers 1904) benutzte Modell Nr. 23. Diese Modelle unterscheiden sich nur durch die Anzahl der Flügel. Ihre Hauptabmessungen und Verhältniswerte sind folgende:

$$D = 406,4 \text{ mm} \quad \text{Proj. Fl. eines Flügels} = 81,10 \text{ qcm} \quad \text{Flügelquersch.}$$

$$H = 609,6 \text{ mm} \quad \text{Abgew. Fl. „ „} = 139,13 \text{ qcm} \quad \text{normal.}$$

$$H/D = 1,50 \quad \frac{\text{Proj. Fl. eines Flügels}}{\text{Diskfläche}} = 0,0624$$

$$\text{Nabendurchm.} = 79,37 \text{ mm} \quad \frac{\text{Abgew. Fl. eines Flüg.}}{\text{Diskfläche}} = 0,1072$$

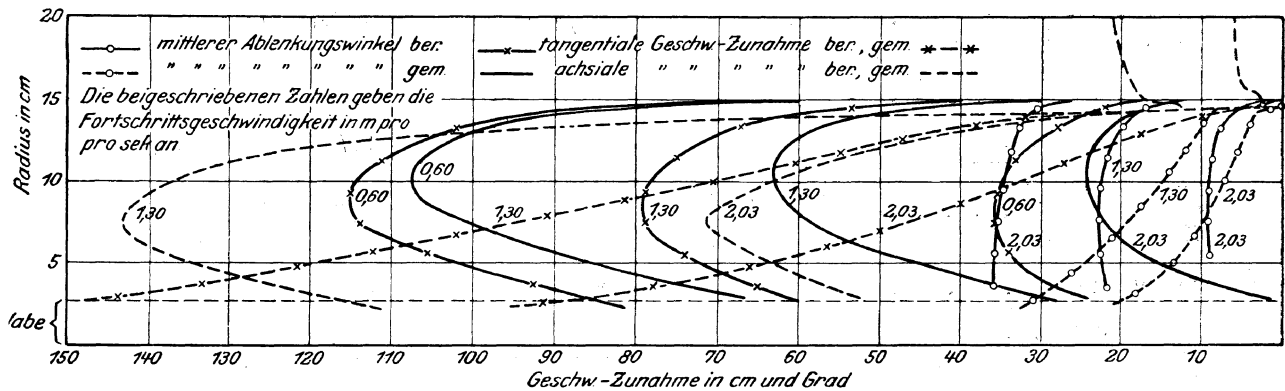


Abb. 11.

Die Flügelzahlen waren 2, 3, 4 und 6. Die Rechnung wurde nur für eine Geschwindigkeit $v = 2,572 \text{ m}$ ausgeführt.

Die berechneten Werte für $\frac{\text{Widerstandsarbeit}}{\rho}$, Nutzarbeit und die um die Widerstandsarbeit verminderte aufgewandte Arbeit sind auf Abb. 17 aufgetragen.

Wenn als Mittelwert für ρ 0,003 eingesetzt wird, ergeben sich die in der nachstehenden Tabelle zusammengestellten Werte:

Flügel- zahl	Schub kg	Aufgew. Arbeit minus Widerst. Arbeit mkg	Widerst. Arbeit der Flügel mkg	Widerst. Arbeit der Naben mkg	Aufgew. Arbeit mkg	η	η_{rf}
2	11,430	33,04	2,16	0,80	36,00	0,889	0,817
3	14,059	41,36	3,22	0,82	45,40	0,874	0,797
4	16,283	48,60	4,19	0,84	53,63	0,862	0,781
6	19,984	61,88	6,29	0,87	69,04	0,831	0,744

Der Vergleich mit den gemessenen Werten ergibt folgendes:

	Schub in kg	Aufgew. Arb. mkg	η_{rf}	
berechnet	11,43	36,00	0,817	} 2 Flügel
gemessen	11,38	36,59	0,800	
berechnet } gemessen }	1,004	0,983	1,021	
berechnet	14,059	45,40	0,797	} 3 Flügel
gemessen	12,30	40,66	0,778	
berechnet } gemessen }	1,143	1,116	1,024	
berechnet	16,283	53,63	0,781	} 4 Flügel
gemessen	18,420	65,62	0,722	
berechnet } gemessen }	0,884	0,825	1,082	
berechnet	19,984	69,04	0,744	} 6 Flügel
gemessen	20,880	79,56	0,675	
berechnet } gemessen }	0,957	0,863	1,096	

Die Differenz zwischen den gemessenen und berechneten Werten beträgt hiernach bei 2 Flügeln etwa 2 Prozent, bei 3, 4 und 6 Flügeln aber ganz bedeutend mehr.

Wenn man sich die berechneten und gemessenen Werte für den Schub und die aufgewandte Arbeit über den Flügelzahlen als Kurven aufträgt, erhält man das auf Abb. 13 wiedergegebene Bild.

Dieses zeigt, daß die gemessenen Werte mit einander nicht in Einklang stehen. Bei den Messungen bzw. bei der Auswertung derselben müssen Fehler gemacht worden sein. Da die Werte für das zweiflügelige Modell mit den berechneten Werten gut übereinstimmen, kann man annehmen, daß sie

richtig sind. Die anderen gemessenen Werte für das drei-, vier- und sechsflügelige Modell bedürfen der Nachprüfung. Da die berechneten Werte auf gut strakenden bei der Flügelzahl 0 einlaufenden Kurven liegen, kann man annehmen, daß sie richtig sind. Zum Vergleich sei noch erwähnt, daß sich die Schübe einer 4flügeligen, 3flügeligen und 2flügeligen Schraube nach

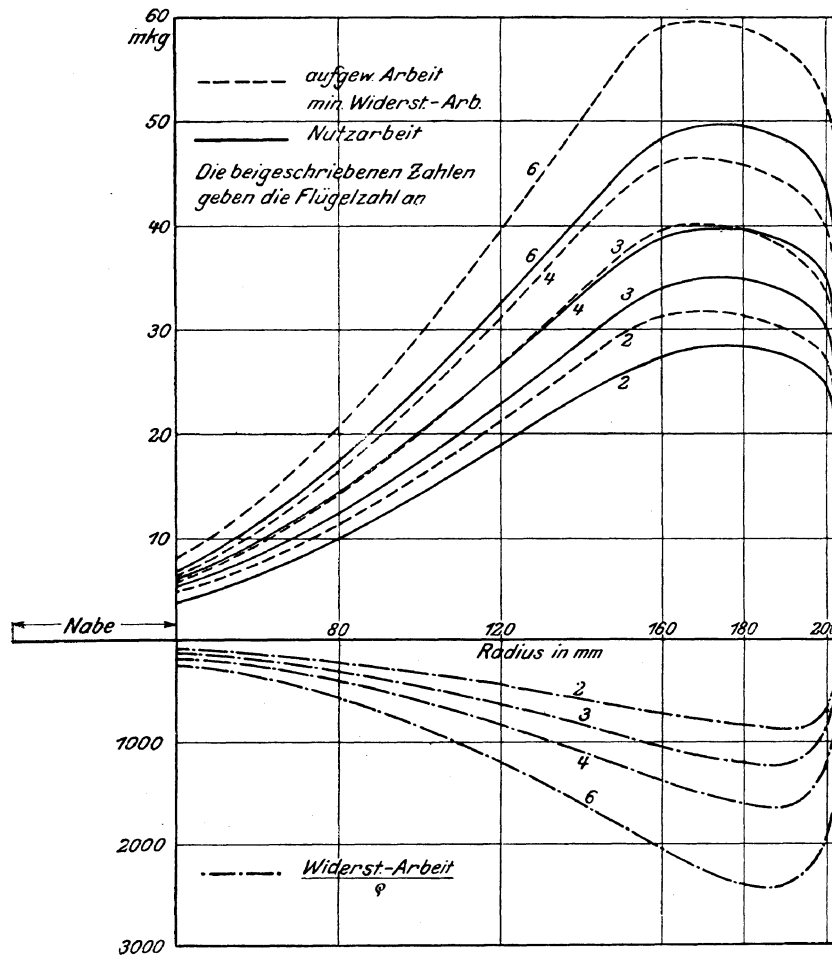


Abb. 12.

den Froudeschen Modellversuchen wie 1 : 0,865 : 0,650 verhalten, während sich die berechneten Werte wie 1 : 0,863 : 0,702 verhalten.

Das letzte berechnete Schraubenmodell ist das von Schaffran (Systematische Propellerversuche, Schiffbau 1916) untersuchte dreiflügelige Modell Nr. 65. Seine Hauptabmessungen und Verhältniszahlen sind folgende:

$D = 120 \text{ mm}$	Ges. proj. Fl. = 28,25 qcm	Flügelquerschnitt:
$H = 120 \text{ mm}$	Ges. abgew. Fl. = 34,00 qcm	Druck- u. Saugseite

$$H/D = 1,00 \quad \frac{\text{Ges. proj. Fl.}}{\text{Diskfl.}} = 0,250 \quad \text{nach außen gewölbt}$$

$$\text{Nabendurchm.} = 20 \text{ mm} \quad \frac{\text{Ges. abgew. Fl.}}{\text{Diskfl.}} = 0,300$$

Die berechneten Werte für Widerstandsarbeit ρ , Nutzbarkeit und die um die Widerstandsarbeit verringerte aufgewandte Arbeit sind auf Abb. 14 aufgetragen.

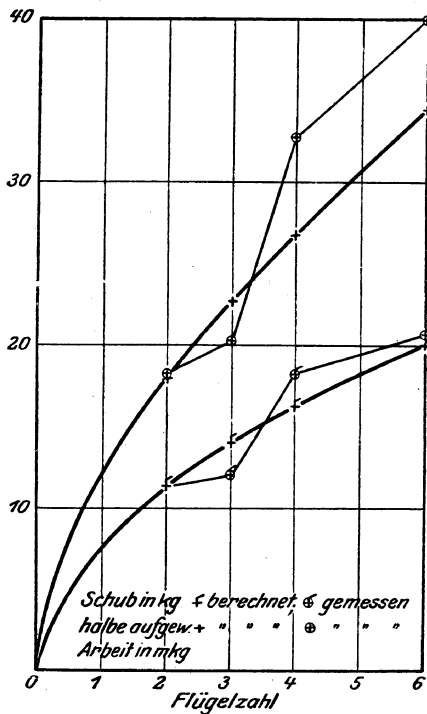
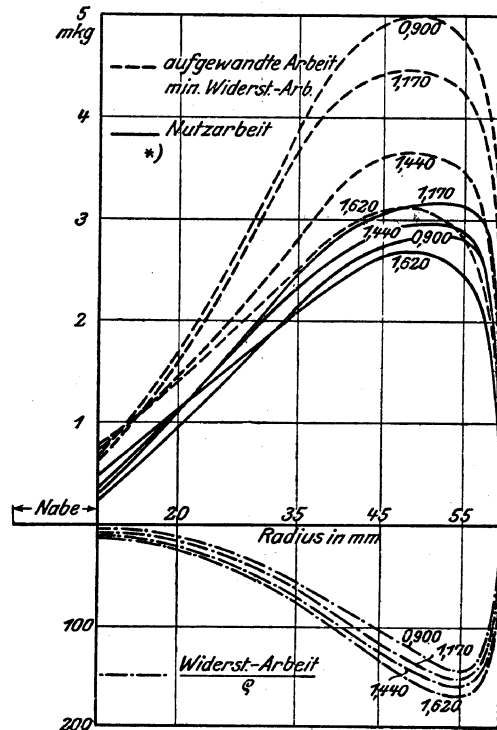


Abb. 13.



*) Die beigeschriebenen Zahlen geben die Geschwindigkeit v in m pro Sek. an.

Abb. 14.

Wenn als Mittelwert für ρ 0,005 eingesetzt wird, ergeben sich die in der nachstehenden Tabelle zusammengestellten Werte:

v	Schub	Aufgew. Arbeit eines Widerst. Arbeit	Widerst. Arbeit der Flügel	Widerst. Arbeit der Naben	Aufgew. Arbeit	η	$\eta r f$
m	kg	mkg	mkg	mkg	mkg		
1,62	0,577	1,104	0,208	0,0114	1,3234	0,847	0,706
1,44	0,714	1,294	0,192	0,0084	1,4944	0,794	0,688
1,17	0,913	1,544	0,174	0,0054	1,7234	0,692	0,620
0,90	1,0622	1,698	0,158	0,0034	1,8594	0,562	0,514

Der Vergleich mit den von Schaffran gemessenen Werten ergibt folgendes:

	Schub in kg	Aufgew. Arb. mkg	$\eta r f$	
berechnet	0,577	1,323	0,706	} bei $v = 1,62$ m
gemessen	0,546	1,254	0,705	
berechnet }	1,057	1,055	1,001	}
gemessen }				
berechnet	0,714	1,494	0,688	} bei $v = 1,44$ m
gemessen	0,695	1,440	0,695	
berechnet }	1,027	1,037	0,990	}
gemessen }				
berechnet	0,913	1,723	0,620	} bei $v = 1,17$ m
gemessen	0,928	1,751	0,620	
berechnet }	0,984	0,984	1,000	}
gemessen }				
berechnet	1,062	1,859	0,514	} bei $v = 0,90$ m
gemessen	1,119	1,963	0,513	
berechnet }	0,949	0,947	1,002	}
gemessen }				

Der Unterschied der gerechneten von den gemessenen Werten beträgt bei den untersuchten Fällen, wenn man die Fälle, bei denen die Versuchsergebnisse nicht einwandfrei sind (3,4- und 6flügeliges Modell von Taylor, A. V. Curtis und L. F. Hewins), ausscheidet, im Maximum etwa 6 % und im Durchschnitt etwa 3 %.

Dies zeigt, daß man auf dem in dem Berechnungsverfahren eingeschlagenen Wege zu einer einwandfreien Berechnung des Schubes und Wirkungsgrades von alleinfahrenden Schiffsschrauben, die ohne Kavitation arbeiten, gelangen kann. Dieses Verfahren hat dann vor der Bestimmung obiger Werte durch Versuche den großen Vorzug, daß es uns in den Stand setzt, die Wirkungsweise der einzelnen Teile der Schraube zu bestimmen. Hierdurch wird die Verbesserung der Schraubenform wesentlich erleichtert. Es hat außerdem den Vorzug, daß man die sich mit der Veränderung des Maßstabes der Schraube ergebende Veränderung des Wertes ϱ ohne weiteres berücksichtigen kann, während dies bei der Umrechnung der Modellversuchsergebnisse für eine große Schraube sehr schwierig ist.

Der einzige zunächst unbekannte Faktor in der Rechnung ist der Wert ϱ . Die Größe dieses Wertes wird sich bei gleichem Material und gleicher Glätte der Oberfläche mit der absoluten Breite des Flügelquerschnittes, mit dem Verhältnis derselben zur Dicke und in geringerem Maße wohl auch mit dem Abstand der Flügelquerschnitte von einander und der Form derselben ändern.

Wenn man als mittlere Flügelbreite den Wert

$$\frac{\text{abgewickelte Fläche des Flügels}}{\text{Radius minus Nabenradius}}$$

einsetzt, ergeben sich bei den untersuchten Schraubenmodellen die in der nachstehenden Tabelle zusammengestellten Vergleichswerte:

Bez. des Modells	Flügelzahl	ϱ	mittl. Flügelbr. cm	mittl. Flügeldicke cm	$\frac{\text{mittl. Fl.-Breite}}{\text{mittl. Fl.-Dicke}}$
Gebers . . .	3	0,002	11,9	0,75	15,86
Curtis . . .	2	0,003	8,5	0,75	11,33
Schaffran . .	3	0,005	2,3	0,23	10,00

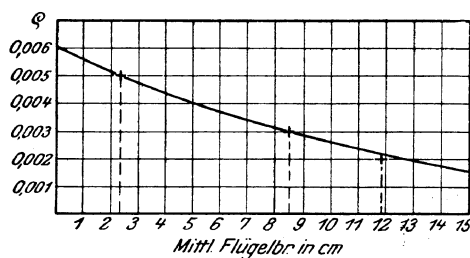


Abb. 15.

Auf Abb. 15 sind diese Werte von ϱ über den mittleren Flügelbreiten aufgetragen.

Der Wert von $\varrho = 0,002$ bei dem Modell von Gebers erscheint hier-nach im Vergleich zu den beiden anderen etwas zu klein. Dies erklärt sich aber dadurch, daß bei diesem Modell das Breitenverhältnis etwa 16 ist, während es bei den anderen nur 11 bzw. 10 ist.

Zur Bestimmung der Größe von ϱ wären Versuche wünschenswert, bei denen außer der Größe und Form der Flügel auch ihr Abstand berücksichtigt wird. Um die durch die Ablenkung der Flüssigkeit sich ergebenden Komplikationen zu vermeiden, könne man bei ihnen vielleicht Schrauben benutzen, bei denen der Ersatzschnitt den Steigungswinkel 90° hat und gerade ist.

Diese Modelle müßten dann bei der Umdrehungszahl 0, also stillstehend mit einer Geschwindigkeit geschleppt werden, die gleich dem Mittel aus den sich für die einzelnen Querschnitte ergebenden Werte

$$\sqrt{\left(d \pi n - \frac{v_m \text{ tang}}{2}\right)^2 + v_m^2 \text{ achs}}$$

des entsprechenden mit geringerem Steigungswinkel versehenen Modells ist.

7. Druckverteilung und Druckgrenze.

Der von der Flüssigkeit auf den Schraubenflügel ausgeübte Druck kann an keiner Stelle desselben größer werden als der um den Druck der über dem Flügelement stehenden Flüssigkeitssäule vergrößerten Atmosphärendruck. Durch diese Druckbegrenzung erklären sich die Erscheinungen, die im allgemeinen als Kavitationserscheinungen bezeichnet werden. Um beurteilen zu können, unter welchen Umständen an einzelnen Stellen einer Schraube diese oberste Druckgrenze erreicht wird, muß man außer dem sich aus dem obigen Rechnungsverfahren schon ergebenden mittleren Druck an den einzelnen Querschnitten noch die Verteilung des Drucks in den einzelnen Flügelquerschnitten kennen.

Das von dem ganzen Flügelquerschnitt beschleunigte Volumen ist gleich dem durch die Flügelzahl dividierten freiem Durchtrittsquerschnitt multipliziert mit der angenommenen radialen Höhe und mit der achsialen Austrittsgeschwindigkeit. Die beschleunigte Masse wird dann bei einer radialen Höhe von 1 dem gleich

$$\frac{d \pi c \text{ in cm}}{z} \times v_m \text{ achs} \times \frac{\gamma}{g}$$

Mit Hilfe dieser Masse und der von dem Flügelquerschnitt auf diese Masse an den verschiedenen Stellen übertragenen Arbeiten kann man sich die diesen Arbeiten entsprechenden Werte für die achsiale und tangential Geschwindigkeitszunahme

$$(v_m \text{ achs} - v) \text{ und } v_m \text{ tang}$$

in der früher beschriebenen Weise bestimmen und so auch die Geschwindigkeitszunahme pro cm Flügelbreite an den einzelnen Stellen ermitteln. Das Produkt aus einem Zehntel der oben angegebenen Masse und der Summe der tangentialen und achsialen Geschwindigkeitszunahme pro cm Breite an der betreffenden Stelle ergibt dann den Druck, der an dieser Stelle vorhanden ist, in kg pro qcm.

Auf der Abb. 16 sind die Ergebnisse einer derartigen für den bei $d = 0,186$ m liegenden Querschnitt des von Gebers benutzten Schraubenmodells,

eine Fortschrittsgeschwindigkeit von 2,03 m und eine Umlaufszahl von 8,66 pro Sekunde durchgeführten Berechnung aufgezeichnet. Bei der vorwärts arbeitenden Schraube ergibt sich eine ziemlich gleichmäßige Verteilung des Drucks auf die Flügelbreiten, weil die übertragenen Arbeiten mit zunehmender Entfernung von der Eintrittskante entsprechend zunehmen. Der größte

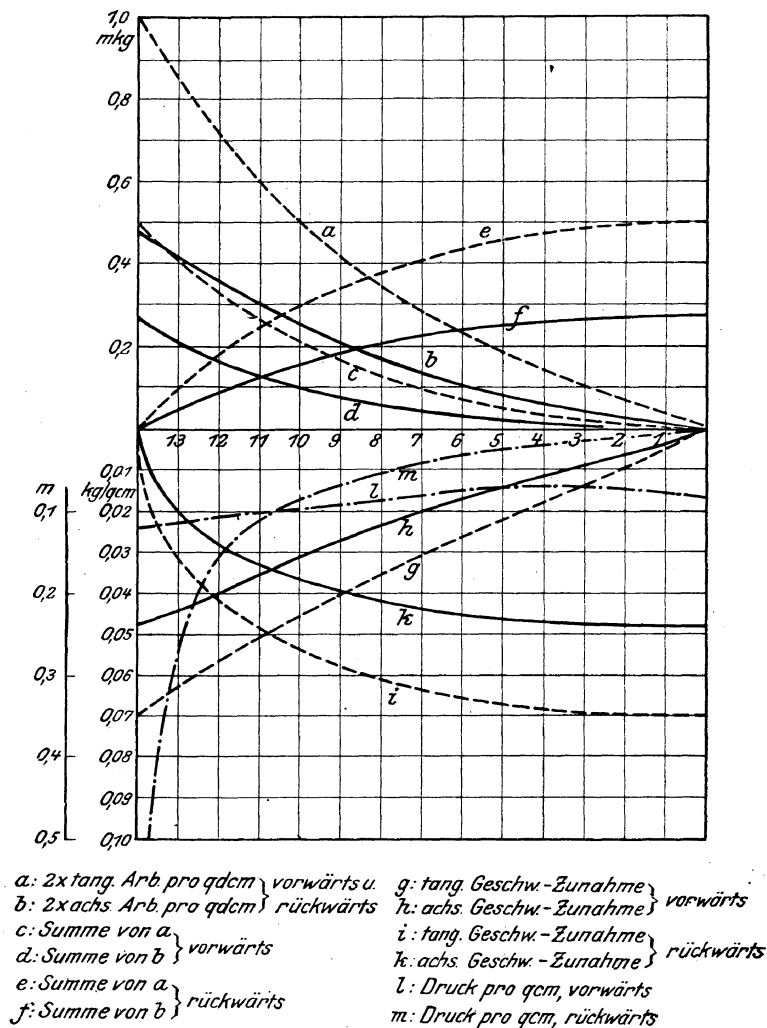


Abb. 16.

an der Hinterkante auftretende Druck pro qcm beträgt 0,024 kg pro qcm und der geringste etwa 4 cm hinter der Vorkante auftretende Druck 0,0135 kg pro qcm bei einem mittleren Druck von 0,0175 kg pro qcm . Ganz bedeutend ungleichmäßiger wird die Druckverteilung, wenn man dasselbe Schraubenmodell umgekehrt arbeiten läßt, so daß die frühere Druckseite zur Saugseite wird. Dann ist die Steigung des Ersatzschnittes an der Eintrittskante am

größten und nimmt nach der Austrittskante zu ab. Die gesamten übertragenen Arbeiten bleiben die gleichen. Schub und Wirkungsgrad bleiben unverändert. Dann ergeben sich die auf Abb. 16 eingetragenen Geschwindigkeitszunahmen und die eingetragene, sehr ungleichmäßige Druckverteilung, bei der der größte Druck an der Eintrittskante, d. h. der früheren Austrittskante etwa 0,316 kg pro qcm und der kleinste Druck an der Austrittskante etwa 0,00 kg pro qcm beträgt, bei einem mittleren Druck von 0,0175 kg pro qcm. Dieses letzte Beispiel zeigt, daß der größte auftretende Druck bei einer für die Druckverteilung ungünstigen Form des Querschnittes ganz bedeutend größer sein kann als der mittlere Druck. Da der Druck mit zunehmender Fortschrittsgeschwindigkeit und gleichbleibendem Verhältnis $\frac{v}{Hn}$ wie das Quadrat der

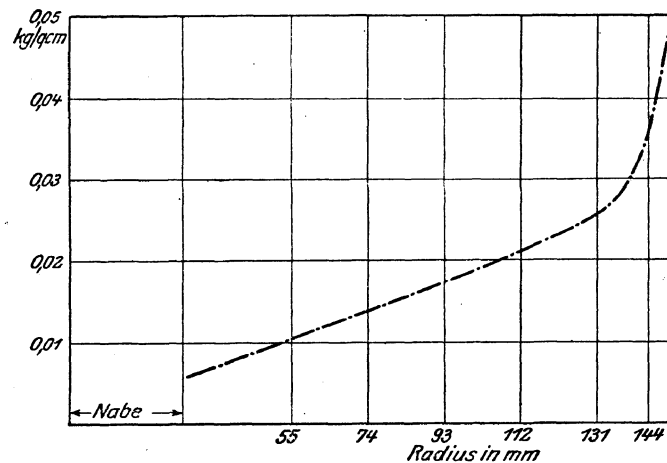


Abb. 17.

Fortschrittsgeschwindigkeit wächst, würde die Druckgrenze von etwa 1 kg pro qcm an dem betrachteten Querschnitt bei vorwärts arbeitendem Modell bei einer Fortschrittsgeschwindigkeit von 12,8 m i. d. Sek. und bei rückwärts arbeitendem Modell bei einer Fortschrittsgeschwindigkeit von 3,61 m i. d. Sek. erreicht werden.

Da die Form der Querschnitte sich mit der Änderung des Radius ändert und der an den einzelnen Querschnitten auftretende mittlere Druck sich ebenfalls mit der Entfernung derselben von der Nabe ändert, kann an anderen Querschnitten als den untersuchten die Druckgrenze schon bei einer geringeren Fortschrittsgeschwindigkeit erreicht werden. Die bei dem von Gebers benutzten Modell bei der Fortschrittsgeschwindigkeit 2,03 und der Umlaufzahl pro Sekunde von 8,66 berechneten mittleren Drucke an den ein-

zelen Querschnitten sind auf Abb. 17 eingezeichnet. Hiernach würde bei dem vorwärts arbeitenden Modell die Druckgrenze an den Flügelspitzen schon bei einer Geschwindigkeit von etwa 9,2 m i. d. Sek. erreicht, wenn die Druckverteilung auf den äußersten Querschnitten gleichmäßig wäre. Nach den mit Schiffsschrauben gemachten Erfahrungen und den wenigen vorliegenden Modellversuchen von Taylor, bei denen die Druckbegrenzung die Arbeit des Modells beeinflusste, ist anzunehmen, daß der Schub und Wirkungsgrad durch dieselbe verringert wird.

Ein Versuch, den Einfluß der wirkenden Druckbegrenzung rechnerisch zu ermitteln, erscheint zurzeit ziemlich aussichtslos, da das vorliegende Versuchsmaterial für eine systematische Untersuchung viel zu gering ist. Erwünscht wären zur Feststellung des Einflusses der Druckbegrenzung Versuche mit möglichst großer Fortschrittsgeschwindigkeit und schmalen Flügeln, bei denen die Modelle sowohl in der normalen Stellung mit der ebenen Seite nach hinten wie in der umgekehrten Stellung, mit der ebenen Seite nach vorne untersucht werden müßten. Nach der oben berechneten Druckverteilung ist anzunehmen, daß man bei umgekehrter Stellung die Druckgrenze schon bei verhältnismäßig geringer Geschwindigkeit und großem Verhältniswert $\frac{v}{Hn}$ erreichen kann.

Im Anschluß hieran wären auch entsprechende Versuche mit gegenläufigen Schraubenmodellen erwünscht, bei denen der Schub nach den wenigen bisher bekanntgewordenen Versuchsergebnissen von Luke und Schaffran bei den größten Verhältniswerten $\frac{v}{Hn}$ größer als doppelt so groß wird wie bei der einfachen Schraube.

Bei dem beschriebenen Berechnungsverfahren ist angenommen, daß die Wirkung der Schraube durch die an den durch den Schraubenkreis fließenden Strom grenzenden Flüssigkeitsschichten nicht beeinflusst wird. Nach dem Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Versuchsergebnissen, ist diese Annahme bei den untersuchten Modellformen zulässig. Wie die Abb. 11 zeigt, nehmen die achsialen und tangentialen Geschwindigkeitszunahmen bei normaler Flügelblattform außen sehr schnell ab, so daß sie an der Peripherie des Schraubenkreises nahezu gleich Null sind. Wenn man die Flügel außen sehr breit macht, ergeben sich auch an der Peripherie des Schraubenkreises große achsiale und tangentiale Geschwindigkeitszunahmen. Dann würden die an die äußerste Schicht des Schraubenstromes grenzenden Flüssigkeitsschichten von dem Schraubenstrom mitgeschleppt werden und daher die Wir-

kung der Schraube beeinflussen. Der Schub und Wirkungsgrad der Flügelspitzen würde dann etwas größer werden als die sich nach der Rechnung ergebenden Werte.

Bei sehr stark von den normalen abweichenden Flügelquerschnittsformen, wie z. B. bei Querschnittsformen mit einem gebrochenen Ersatzschnitt, würden sich in Wirklichkeit wahrscheinlich noch eine etwas andere Schraubenwirkung ergeben als nach der Rechnung. Bei einigermaßen normalen Flügelformen kann man wie die obigen Vergleiche gezeigt haben, aber höchstwahrscheinlich mit dem beschriebenen Berechnungsverfahren den Schub und Wirkungsgrad sowie die Druckverteilung von jeder beliebigen alleinfahrenden Schraube bestimmen, wenn der Wert des Koeffizienten ϱ bei verschiedenen Flügelbreiten und Dickenverhältnissen ermittelt ist.

Zum Schluß sei noch darauf aufmerksam gemacht, daß sich dieses Berechnungsverfahren nicht ohne weiteres auch auf in der Luft arbeitende Schrauben anwenden läßt, weil bei ihm angenommen ist, daß das spezifische Gewicht des durch die Schrauben hindurchfließenden Volumens konstant ist. Das spezifische Gewicht der Luft ändert sich aber mit dem auf dieselbe ausgeübten Druck. Da die Luft von der Schraube angesaugt wird, also vor derselben expandiert, wird die von der Schraube beschleunigte Masse kleiner als die sich nach der Rechnung bei konstantem spezifischen Gewicht ergebende. Es erscheint auch nicht ausgeschlossen, daß die Wirkung der Schraube in der Luft infolge der Elastizität derselben auch sonst eine etwas andere ist als in einer Flüssigkeit.

Ich bitte, das vorgeschlagene Berechnungsverfahren durch Untersuchung von möglichst vielen Schraubenmodellen, deren Versuchsergebnisse bekannt sind, auf seine praktische Brauchbarkeit hin zu prüfen.

Berechnung der Geschwindigkeiten, Schube, Arbeiten und von 1 dcm abgewickelter Breite

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ϵ	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\epsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 0,80$	95	0,24192	0° 41'	2° 47'	0,9799	0,0485	0,0480
$d \pi n = 3,927 \text{ m}$	0,95	13° 36'	0,3612	11° 30'	0,989	0,9988	0,9878
$\text{tg } \alpha = 0,25465$	90	0,22919	1° 22'	5° 36'	0,9885	0,0976	0,0957
$\alpha = 14^\circ 17'$	0,90	12° 55'	0,1800	8° 41'	0,980	0,9952	0,9752
$\sin \alpha = 0,2467$	85	0,21645	2° 4'	8° 15'	0,9945	0,1435	0,1398
$\cos \alpha = 0,96908$	0,85	12° 13'	0,1199	6° 2'	0,974	0,9897	0,9644
	80	0,20372	2° 46'	11° 0'	0,9983	0,1908	0,1853
	0,80	11° 31'	0,0891	3° 17'	0,971	0,9816	0,9531
	75	0,19099	3° 28'	13° 40'	0,9999	0,2363	0,2290
	0,75	10° 49'	0,0711	0° 37'	0,969	0,9717	0,9416
	70	0,17836	4° 10'	16° 11'	0,9993	0,2787	0,2703
	0,70	10° 7'	0,0592	2° 6'	0,970	0,9604	0,9313
	65	0,16552	4° 53'	18° 50'	0,9968	0,3228	0,3138
	0,65	9° 24'	0,0505	4° 33'	0,972	0,9465	0,9202
	60	0,15279	5° 36'	21° 0'	0,9931	0,3584	0,3497
	0,60	8° 41'	0,0440	6° 43'	0,976	0,9336	0,9110
	55	0,14006	6° 18'	23° 36'	0,9868	0,4003	0,3931
	0,55	7° 59'	0,0391	9° 19'	0,982	0,9163	0,8998
	50	0,12733	7° 2'	25° 50'	0,9797	0,4358	0,4310
	0,50	7° 15'	0,0351	11° 33'	0,989	0,9001	0,8903
	40	0,10186	8° 28'	30° 0'	0,9626	0,5000	0,5034
	0,40	5° 49'	0,0291	15° 43'	1,007	0,8660	0,8718
	30	0,07640	9° 55'	33° 50'	0,9423	0,5568	0,5726
	0,30	4° 22'	0,0249	19° 33'	1,028	0,8307	0,8543
	20	0,05093	11° 22'	37° 0'	0,9224	0,6018	0,6322
	0,20	2° 55'	0,0217	22° 43'	1,051	0,7986	0,8390
	10	0,02547	12° 50'	40° 0'	0,9004	0,6428	0,6920
	0,10	1° 27'	0,0192	25° 43'	1,076	0,7660	0,8240

Wirkungsgrade für ein als Schraube arbeitendes Flügelelement und 1 cm radialer Höhe.

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $\rho = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b \rho = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b \rho = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0378	0,0821	0,0209	0,3900	0,4739	0,165	0,00143	0,00138
0,957	0,0780	0,0821	0,0839	0,930	0,090	0,0023	0,00220
0,0753	0,1616	0,0406	0,3840	0,5504	0,264	0,00567	0,00536
0,945	0,1454	0,1594	0,1664	0,874	0,156	0,00916	0,00866
0,1144	0,2377	0,0594	0,3741	0,6226	0,324	0,01300	0,01216
0,935	0,2020	0,2333	0,2485	0,813	0,203	0,0196	0,01832
0,1531	0,3034	0,0754	0,3688	0,6915	0,351	0,02341	0,02162
0,924	0,2427	0,2961'	0,3227	0,752	0,229	0,0342	0,03160
0,1916	0,3836	0,0944	0,3628	0,7742	0,372	0,03680	0,03356
0,912	0,2877	0,3707	0,4114	0,699	0,253	0,0524	0,04778
0,2313	0,4529	0,1112	0,3564	0,8500	0,373	0,05336	0,04822
0,903	0,3170	0,4366	0,4936	0,642	0,263	0,0729	0,06582
0,2702	0,5209	0,1272	0,3504	0,9263	0,366	0,0729	0,06502
0,892	0,3386	0,4995	0,5759	0,588	0,265	0,0985	0,08786
0,3110	0,5834	0,1416	0,3440	0,9969	0,351	0,0967	0,08538
0,883	0,3500	0,5561	0,6529	0,536	0,261	0,1225	0,10816
0,3498	0,6478	0,1562	0,3400	1,0748	0,332	0,1225	0,10816
0,872	0,3563	0,6134	0,7348	0,485	0,252	0,1544	0,13464
0,3903	0,7080	0,1698	0,3331	1,1455	0,309	0,1521	0,13110
0,862	0,3540	0,6668	0,8124	0,436	0,239	0,1858	0,16016
0,4718	0,8240	0,1955	0,3216	1,2903	0,255	0,2228	0,18826
0,845	0,3296	0,7677	0,9687	0,340	0,204	0,2530	0,21378
0,5543	0,9331	0,2189	0,3138	1,4364	0,195	0,3069	0,25412
0,828	0,2799	0,8596	1,1226	0,249	0,160	0,3283	0,27184
0,6390	1,0335	0,2401	0,3063	1,5774	0,131	0,4083	0,33194
0,813	0,2067	0,9429	1,2711	0,163	0,110	0,3994	0,32472
0,7240	1,1313	0,2603	0,2973	1,7202	0,066	0,5242	0,41884
0,799	0,1131	1,0222	1,4229	0,080	0,056	0,4788	0,38256

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m	
$H/d = 1,00$ $d \pi n = 3,1416 \text{ m}$ $\text{tg } \alpha = 0,3183$ $\alpha = 17^\circ 39'$ $\sin \alpha = 0,3032$ $\cos \alpha = 0,9529$	95	0,3024	$0^\circ 49'$	$2^\circ 41'$	0,9661	0,0468	0,0461
	0,95	$16^\circ 50'$	0,3713	$14^\circ 58'$	0,986	0,9989	0,9849
	90	0,2865	$1^\circ 40'$	$5^\circ 35'$	0,9779	0,0973	0,0948
	0,90	$15^\circ 59'$	0,1819	$12^\circ 4'$	0,974	0,9953	0,9694
	85	0,2706	$2^\circ 30'$	$8^\circ 10'$	0,9863	0,1421	0,1373
	0,85	$15^\circ 9'$	0,1212	$9^\circ 29'$	0,966	0,9899	0,9562
	80	0,2546	$3^\circ 22'$	$11^\circ 0'$	0,9932	0,1908	0,1830
	0,80	$14^\circ 17'$	0,0901	$6^\circ 39'$	0,959	0,9816	0,9413
	75	0,2387	$4^\circ 13'$	$13^\circ 36'$	0,9975	0,2351	0,2245
	0,75	$13^\circ 26'$	0,0719	$4^\circ 3'$	0,955	0,9719	0,9282
	70	0,2228	$5^\circ 5'$	$16^\circ 6'$	0,9996	0,2773	0,2643
	0,70	$12^\circ 34'$	0,0596	$1^\circ 33'$	0,953	0,9608	0,9156
	65	0,2069	$5^\circ 58'$	$18^\circ 36'$	0,9999	0,3190	0,3040
	0,65	$11^\circ 41'$	0,0508	$0^\circ 57'$	0,953	0,9478	0,9033
	60	0,1910	$6^\circ 50'$	$21^\circ 0'$	0,9983	0,3584	0,3423
	0,60	$10^\circ 49'$	0,0444	$3^\circ 21'$	0,955	0,9336	0,8916
	55	0,1751	$7^\circ 43'$	$23^\circ 36'$	0,9947	0,4003	0,3835
	0,55	$9^\circ 56'$	0,0393	$5^\circ 57'$	0,958	0,9163	0,8778
50	0,1592	$8^\circ 36'$	$25^\circ 50'$	0,9898	0,4358	0,4197	
0,50	$9^\circ 3'$	0,0353	$8^\circ 11'$	0,963	0,9001	0,8668	
40	0,1273	$10^\circ 24'$	$30^\circ 0'$	0,9769	0,5000	0,4875	
0,40	$7^\circ 15'$	0,0292	$12^\circ 21'$	0,975	0,8660	0,8444	
30	0,0955	$12^\circ 12'$	$33^\circ 50'$	0,9604	0,5568	0,5523	
0,30	$5^\circ 27'$	0,0249	$16^\circ 11'$	0,992	0,8307	0,8241	
20	0,0637	$14^\circ 0'$	$37^\circ 0'$	0,9436	0,6018	0,6078	
0,20	$3^\circ 39'$	0,0217	$19^\circ 21'$	1,010	0,79856	0,8066	
10	0,0318	$15^\circ 50'$	$40^\circ 0'$	0,9249	0,6428	0,6621	
0,10	$1^\circ 49'$	0,0191	$22^\circ 21'$	1,030	0,7660	0,7890	

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,035	0,0762	0,0241	0,2052	0,2825	0,256	0,00122	0,0012
0,939	0,0724	0,0757	0,0773	0,937	—	0,00213	0,0020
0,0694	0,1517	0,0475	0,2040	0,3595	0,380	0,00482	0,0044
0,924	0,1365	0,1492	0,1555	0,878	—	0,00899	0,0082
0,1062	0,2218	0,0690	0,1992	0,4297	0,439	0,0112	0,0102
0,911	0,1885	0,2168	0,2305	0,818	—	0,0188	0,0172
0,1413	0,2909	0,0898	0,1950	0,5010	0,464	0,0199	0,0178
0,897	0,2327	0,2821	0,3060	0,760	—	0,0335	0,0300
0,1782	0,3560	0,1091	0,1908	0,5699	0,469	0,0317	0,0280
0,884	0,2670	0,3427	0,3791	0,704	—	0,0506	0,0448
0,2156	0,4185	0,1273	0,1860	0,6366	0,460	0,0466	0,0406
0,872	0,2930	0,3999	0,4506	0,650	—	0,0697	0,0608
0,2533	0,4798	0,1449	0,1830	0,7056	0,442	0,0640	0,0552
0,861	0,3119	0,4552	0,5226	0,597	—	0,0924	0,0796
0,2916	0,5388	0,1617	0,1788	0,7727	0,418	0,0852	0,0724
0,850	0,3233	0,5080	0,5939	0,544	—	0,1170	0,0994
0,3278	0,5954	0,1771	0,1746	0,8367	0,391	0,1076	0,0900
0,837	0,3275	0,5564	0,6631	0,495	—	0,1474	0,1234
0,3668	0,6496	0,1920	0,1713	0,9030	0,360	0,1347	0,1112
0,826	0,3248	0,6032	0,7317	0,444	—	0,1764	0,1458
0,4444	0,7502	0,2185	0,1650	1,0265	0,292	0,1971	0,1586
0,805	0,3001	0,6864	0,8615	0,348	—	0,2381	0,1916
0,5241	0,8450	0,2430	0,1590	1,1498	0,220	0,2746	0,2156
0,785	0,2535	0,7634	0,9908	0,256	—	0,3047	0,2392
0,6066	0,9339	0,2654	0,1542	1,2717	0,147	0,3684	0,2832
0,769	0,1868	0,8338	1,1175	0,167	—	0,3697	0,2842
0,6890	1,0160	0,2852	0,1492	1,3885	0,073	0,4747	0,3570
0,752	0,1016	0,8960	1,2393	0,082	—	0,4382	0,3296

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 1,20$	95	0,3629	$0^\circ 57'$	$2^\circ 40'$	0,9497	0,0465	0,0457
$d \pi n = 2,618$	0,95	$19^\circ 57'$	0,3754	$18^\circ 14'$	0,9837	0,9989	0,9826
$\text{tg } \alpha = 0,38197$	90	0,3438	$1^\circ 56'$	$5^\circ 24'$	0,9636	0,0941	0,0912
$\alpha = 20^\circ 54'$	0,90	$18^\circ 58'$	0,1845	$15^\circ 30'$	0,9695	0,9956	0,9652
$\sin \alpha = 0,3567$	85	0,3247	$2^\circ 55'$	$8^\circ 5'$	0,9751	0,1406	0,1347
$\cos \alpha = 0,9342$	0,85	$17^\circ 59'$	0,1223	$12^\circ 49'$	0,9581	0,9901	0,9486
	80	0,3056	$3^\circ 54'$	$10^\circ 50'$	0,9846	0,1880	0,1784
	0,80	$17^\circ 0'$	0,0915	$10^\circ 4'$	0,9488	0,9822	0,9319
	75	0,2865	$4^\circ 55'$	$13^\circ 24'$	0,9914	0,2318	0,2184
	0,75	$15^\circ 59'$	0,0725	$7^\circ 30'$	0,9423	0,9728	0,9167
	70	0,2674	$5^\circ 56'$	$16^\circ 2'$	0,9964	0,2757	0,2585
	0,70	$14^\circ 58'$	0,0601	$4^\circ 52'$	0,9376	0,9609	0,9008
	65	0,2483	$6^\circ 57'$	$18^\circ 32'$	0,9992	0,3178	0,2971
	0,65	$13^\circ 57'$	0,0513	$2^\circ 22'$	0,9349	0,9481	0,8864
	60	0,2292	$7^\circ 59'$	$21^\circ 0'$	1,000	0,3584	0,3348
	0,60	$12^\circ 55'$	0,0447	$0^\circ 6'$	0,9342	0,9336	0,8722
	55	0,2101	$9^\circ 2'$	$23^\circ 24'$	0,9991	0,3971	0,3713
	0,55	$11^\circ 52'$	0,0395	$2^\circ 30'$	0,9350	0,9177	0,8580
	50	0,1910	$10^\circ 5'$	$25^\circ 36'$	0,9966	0,4321	0,4051
	0,50	$10^\circ 49'$	0,0354	$4^\circ 42'$	0,9374	0,9018	0,8453
	40	0,1528	$12^\circ 13'$	$29^\circ 50'$	0,9879	0,4975	0,4704
	0,40	$8^\circ 41'$	0,0292	$8^\circ 56'$	0,9456	0,8675	0,8203
	30	0,1146	$14^\circ 22'$	$33^\circ 50'$	0,9747	0,5568	0,5336
	0,30	$6^\circ 32'$	0,0248	$12^\circ 56'$	0,9584	0,8307	0,7961
	20	0,0764	$16^\circ 32'$	$37^\circ 0'$	0,9608	0,6018	0,5851
	0,20	$4^\circ 22'$	0,0216	$16^\circ 6'$	0,9723	0,7986	0,7765
	10	0,0382	$18^\circ 43'$	$40^\circ 0'$	0,9449	0,6428	0,6355
	0,10	$2^\circ 11'$	0,0191	$19^\circ 6'$	0,9886	0,7660	0,7573

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0326	0,0719	0,0272	0,1278	0,2004	0,341	0,00106	0,00097
0,918	0,0683	0,0712	0,0726	0,940	0,208	0,00209	0,00192
0,0652	0,1411	0,0529	0,1236	0,2681	0,474	0,00425	0,00383
0,902	0,1270	0,1385	0,1445	0,879	0,324	0,00832	0,00750
0,0986	0,2067	0,0769	0,1212	0,3349	0,525	0,00972	0,00861
0,886	0,1757	0,2013	0,2137	0,822	0,385	0,01822	0,01614
0,1319	0,2703	0,0996	0,1170	0,3992	0,542	0,01742	0,01517
0,871	0,2162	0,2608	0,2822	0,766	0,419	0,03168	0,02759
0,1667	0,3296	0,1204	0,1143	0,4618	0,535	0,02788	0,02386
0,856	0,2472	0,3152	0,3475	0,711	0,429	0,04752	0,04068
0,2008	0,3867	0,1399	0,1113	0,5228	0,518	0,04040	0,03402
0,842	0,2707	0,3663	0,4115	0,658	0,427	0,06708	0,05648
0,2364	0,4417	0,1586	0,1080	0,5828	0,494	0,05570	0,04612
0,828	0,2871	0,4152	0,4748	0,605	0,416	0,08821	0,07304
0,2722	0,4947	0,1760	0,1056	0,6422	0,462	0,07398	0,06029
0,815	0,2968	0,4608	0,5366	0,553	0,397	0,11222	0,09146
0,3080	0,5448	0,1922	0,1029	0,6993	0,428	0,09486	0,07608
0,802	0,2996	0,5032	0,5964	0,502	0,373	0,13764	0,11039
0,3453	0,5928	0,2075	0,1012	0,7562	0,392	0,11903	0,09403
0,790	0,2964	0,5432	0,6550	0,453	0,346	0,16403	0,12958
0,4203	0,6823	0,2348	0,0957	0,8626	0,316	0,17640	0,13512
0,766	0,2729	0,6147	0,7669	0,356	0,282	0,22090	0,16921
0,4961	0,7661	0,2594	0,0918	0,9685	0,237	0,24602	0,18304
0,744	0,2298	0,6791	0,8767	0,262	0,217	0,28516	0,21216
0,5765	0,8422	0,2813	0,0888	1,0699	0,157	0,33293	0,24137
0,725	0,1684	0,7364	0,9811	0,172	0,145	0,34220	0,24810
0,6573	0,9140	0,3009	0,0852	1,1684	0,078	0,43165	0,30518
0,707	0,0914	0,7878	1,0832	0,084	0,073	0,40400	0,28563

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ϵ	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\epsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m	
$H/d = 1,40$	95	0,4238	1° 3'	2° 35'	0,9308	0,0451	0,0443
$d \pi n = 2,244$	0,95	22° 58'	0,3876	21° 26'	0,9813	0,9990	0,9803
$\text{tg } \alpha = 0,44563$	90	0,4011	2° 10'	5° 19'	0,9472	0,0927	0,0894
$\alpha = 24^\circ 1'$	0,90	21° 51'	0,1878	18° 42'	0,9643	0,9956	0,9600
$\sin \alpha = 0,4070$	85	0,3788	3° 16'	7° 55'	0,9606	0,1378	0,1310
$\cos \alpha = 0,9134$	0,85	20° 45'	0,1246	16° 6'	0,9509	0,9905	0,9419
	80	0,3565	4° 24'	10° 40'	0,9730	0,1851	0,1738
	0,80	19° 37'	0,0925	13° 21'	0,9387	0,9827	0,9225
	75	0,3342	5° 32'	13° 15'	0,9824	0,2292	0,2131
	0,75	18° 29'	0,0736	10° 46'	0,9298	0,9734	0,9051
	70	0,3119	6° 42'	16° 0'	0,9903	0,2756	0,2542
	0,70	17° 19'	0,0607	8° 1'	0,9223	0,9613	0,8866
	65	0,2897	7° 52'	18° 25'	0,9955	0,3159	0,2898
	0,65	16° 9'	0,0517	5° 26'	0,9175	0,9487	0,8704
	60	0,2674	9° 2'	20° 55'	0,9985	0,3570	0,3266
	0,60	14° 59'	0,0451	3° 6'	0,9148	0,9341	0,8545
	55	0,2451	10° 15'	23° 10'	0,9999	0,3934	0,3594
	0,5	13° 46'	0,0397	0° 51'	0,9135	0,9194	0,8399
	50	0,2228	11° 27'	25° 10'	0,9998	0,4253	0,3886
	0,50	12° 34'	0,0355	1° 9'	0,9136	0,9051	0,8269
	40	0,1783	13° 54'	30° 0'	0,9945	0,5000	0,4593
	0,40	10° 7'	0,0293	5° 59'	0,9185	0,8660	0,7954
	30	0,1337	16° 24'	33° 45'	0,9856	0,5556	0,5149
	0,30	7° 37'	0,0248	9° 44'	0,9267	0,8315	0,7706
	20	0,08913	18° 56'	37° 0'	0,9744	0,6018	0,5641
	0,20	5° 5'	0,0215	12° 59'	0,9374	0,7986	0,7486
	10	0,04456	21° 28'	40° 0'	0,9613	0,6428	0,6108
	0,10	2° 33'	0,0190	15° 59'	0,9502	0,7660	0,7279

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a \text{ achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a \text{ achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a \text{ tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0303	0,0668	0,0295	0,0858	0,1533	0,414	0,00092	0,00082
0,895	0,0635	0,0662	0,0675	0,941	—	0,00196	0,00175
0,0600	0,1310	0,0572	0,0828	0,2162	0,545	0,0036	0,00316
0,877	0,1179	0,1283	0,1334	0,884	—	0,00799	0,0070
0,0919	0,1917	0,0829	0,0804	0,2774	0,587	0,0084	0,0072
0,860	0,1629	0,1860	0,1970	0,827	—	0,0172	0,0148
0,1225	0,2498	0,1068	0,0777	0,3365	0,594	0,0149	0,0126
0,843	0,1998	0,2397	0,2588	0,772	—	0,0303	0,0255
0,1551	0,3045	0,1289	0,0750	0,3929	0,581	0,0240	0,0198
0,827	0,2284	0,2893	0,3179	0,718	—	0,0454	0,0375
0,1866	0,3570	0,1495	0,0723	0,4479	0,558	0,0346	0,0280
0,810	0,2499	0,3355	0,3756	0,665	—	0,0645	0,0522
0,2204	0,4056	0,1682	0,0705	0,5006	0,527	0,0485	0,0386
0,795	0,2636	0,3774	0,4301	0,613	—	0,0841	0,0669
0,2545	0,4538	0,1864	0,0681	0,5534	0,492	0,0647	0,0505
0,781	0,2723	0,4183	0,4853	0,561	—	0,1069	0,0835
0,2899	0,4980	0,2026	0,0660	0,6023	0,454	0,0841	0,0645
0,767	0,2739	0,4546	0,5363	0,511	—	0,1289	0,0989
0,3269	0,5402	0,2179	0,0648	0,6512	0,415	0,1069	0,0807
0,755	0,2701	0,4890	0,5864	0,461	—	0,1513	0,1142
0,3954	0,6213	0,2454	0,0606	0,7446	0,334	0,1560	0,1134
0,727	0,2485	0,5507	0,6840	0,363	—	0,2106	0,1531
0,4706	0,6938	0,2691	0,0580	0,8332	0,250	0,2218	0,1561
0,704	0,2081	0,6039	0,7752	0,268	—	0,2650	0,1866
0,5486	0,7611	0,2904	0,0564	0,9200	0,165	0,3014	0,2062
0,684	0,1522	0,6517	0,8636	0,176	—	0,3181	0,2176
0,6279	0,8237	0,3093	0,0532	1,0024	0,082	0,3943	0,2622
0,665	0,0824	0,6941	0,9492	0,087	—	0,3730	0,2480

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 1,60$	95	0,48384	1° 10'	2° 35'	0,9105	0,0451	0,0441
$d \pi n = 1,9635$	0,95	25° 49'	0,3888	24° 24'	0,9784	0,9990	0,9774
$\text{tg } \alpha = 0,5092$	90	0,45838	2° 22'	5° 10'	0,9284	0,09005	0,0864
$\alpha = 26^\circ 59'$	0,90	24° 37'	0,1916	21° 49'	0,9596	0,9959	0,9557
$\sin \alpha = 0,4537$	85	0,43290	3° 35'	7° 49'	0,9446	0,1360	0,1283
$\cos \alpha = 0,8909$	0,85	23° 24'	0,1266	19° 10'	0,9432	0,9907	0,9344
	80	0,40744	4° 48'	10° 30'	0,9589	0,1822	0,1693
	0,80	22° 11'	0,0945	16° 29'	0,9291	0,9833	0,9136
	75	0,38198	6° 4'	13° 5'	0,9706	0,2264	0,2078
	0,75	20° 55'	0,0748	13° 54'	0,9179	0,9741	0,8941
	70	0,35672	7° 21'	15° 40'	0,9806	0,2700	0,2453
	0,70	19° 38'	0,0617	11° 19'	0,9085	0,9629	0,8748
	65	0,33104	8° 40'	18° 15'	0,9883	0,3131	0,2822
	0,65	18° 19'	0,0523	8° 44'	0,9014	0,9497	0,8561
	60	0,30558	9° 59'	20° 30'	0,9936	0,3502	0,3140
	0,60	17° 0'	0,0454	6° 29'	0,8966	0,9367	0,8398
	55	0,28012	11° 20'	23° 5'	0,9977	0,3920	0,3501
	0,55	15° 39'	0,0400	3° 54'	0,8930	0,9199	0,8215
	50	0,25466	12° 42'	25° 25'	0,9997	0,4292	0,3825
	0,50	14° 17'	0,0357	1° 24'	0,8911	0,9032	0,8048
	40	0,20372	15° 28'	29° 50'	0,9988	0,4975	0,4438
	0,40	11° 31'	0,0293	2° 51'	0,8920	0,8675	0,7738
	30	0,15280	18° 18'	33° 45'	0,9930	0,5556	0,4985
	0,30	8° 41'	0,0248	6° 46'	0,8972	0,8315	0,7460
	20	0,10186	21° 10'	37° 0'	0,9848	0,6018	0,5444
	0,20	5° 49'	0,0214	10° 1'	0,9047	0,7986	0,7225
	10	0,05093	24° 4'	40° 32'	0,9722	0,6495	0,5952
	0,10	2° 55'	0,0188	13° 33'	0,9164	0,7604	0,6968

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{\text{aachs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{\text{aachs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{\text{a tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0274	0,0623	0,0614	0,0614	0,1241	0,477	0,00074	0,00064
0,871	0,0592	0,0627	0,0627	0,944	0,319	0,00194	0,00169
0,0557	0,1209	0,0602	0,0591	0,1818	0,598	0,00310	0,00264
0,851	0,1088	0,1182	0,1227	0,887	0,451	0,00746	0,00635
0,0844	0,1770	0,0871	0,0571	0,2379	0,633	0,00712	0,00592
0,832	0,1505	0,1710	0,1808	0,832	0,510	0,0164	0,0136
0,1136	0,2303	0,1120	0,0548	0,2916	0,632	0,01290	0,01050
0,814	0,1842	0,2199	0,2368	0,778	0,532	0,0286	0,0233
0,1441	0,2884	0,1387	0,0524	0,3502	0,618	0,02075	0,01654
0,797	0,2163	0,2723	0,2978	0,726	0,537	0,0432	0,0344
0,1748	0,3273	0,1555	0,0506	0,3911	0,586	0,0306	0,02384
0,779	0,2291	0,3053	0,3405	0,673	0,519	0,0600	0,0467
0,2061	0,3726	0,1750	0,0487	0,4388	0,552	0,0424	0,0324
0,763	0,2422	0,3436	0,3901	0,621	0,496	0,0795	0,0607
0,2398	0,4142	0,1926	0,0473	0,4839	0,514	0,0576	0,0431
0,748	0,2485	0,3782	0,4366	0,569	0,477	0,0986	0,0738
0,2715	0,4550	0,2090	0,0458	0,5281	0,474	0,0739	0,0541
0,732	0,2503	0,4104	0,4823	0,519	0,436	0,1225	0,0897
0,3048	0,4928	0,2238	0,0439	0,5669	0,435	0,0930	0,0667
0,717	0,2464	0,4394	0,5230	0,471	0,403	0,1462	0,1048
0,3738	0,5633	0,2503	0,0412	0,6487	0,347	0,1398	0,0963
0,689	0,2253	0,4915	0,6075	0,371	0,327	0,1970	0,1357
0,4460	0,6281	0,2733	0,0392	0,7246	0,260	0,1989	0,1323
0,665	0,1884	0,5366	0,6854	0,275	0,247	0,2484	0,1652
0,5225	0,6871	0,2935	0,0373	0,7968	0,172	0,2728	0,1757
0,644	0,1374	0,5763	0,7595	0,181	0,165	0,2962	0,1908
0,5950	0,7391	0,3092	0,0350	0,8619	0,086	0,3540	0,2198
0,621	0,0739	0,6071	0,8269	0,089	0,823	0,3540	0,2198

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m	
$H/d = 2,00$	95	0,6048	1° 19'	2° 27'	0,8657	0,0425	0,0414
$d \pi n = 1,5708$	0,95	31° 10'	0,4077	30° 2'	0,9745	0,9991	0,9736
$\text{tg } \alpha = 0,6366$	90	0,5729	2° 41'	4° 59'	0,8870	0,0869	0,0827
$\alpha = 32^\circ 29'$	0,90	29° 48'	0,2001	27° 30'	0,9511	0,9962	0,9475
$\sin \alpha = 0,5370$	85	0,5411	4° 4'	7° 29'	0,9063	0,1302	0,1212
$\cos \alpha = 0,8436$	0,85	28° 25'	0,1320	25° 1'	0,9308	0,9915	0,9229
	80	0,5093	5° 30'	10° 5'	0,9246	0,1750	0,1597
	0,80	26° 59'	0,0976	22° 24'	0,9124	0,9846	0,8983
	75	0,4775	6° 58'	12° 49'	0,9417	0,2218	0,1987
	0,75	25° 31'	0,0771	19° 40'	0,8958	0,9751	0,8735
	70	0,4456	8° 28'	15° 29'	0,9563	0,2670	0,2355
	0,70	24° 1'	0,0634	17° 0'	0,8821	0,9637	0,8501
	65	0,4138	10° 0'	17° 49'	0,9674	0,3060	0,2668
	0,65	22° 29'	0,0537	14° 40'	0,8720	0,9520	0,8301
	60	0,3820	11° 34'	20° 10'	0,9770	0,3448	0,2977
	0,60	20° 55'	0,0464	12° 19'	0,8635	0,9387	0,8106
	55	0,3501	13° 11'	22° 49'	0,9858	0,3878	0,3319
	0,55	19° 18'	0,0407	9° 40'	0,8558	0,9218	0,7889
	50	0,3183	14° 49'	25° 0'	0,9914	0,4226	0,3596
	0,50	17° 40'	0,0362	7° 29'	0,8509	0,9063	0,7712
	40	0,2546	18° 12'	29° 39'	0,9988	0,4947	0,4178
	0,40	14° 17'	0,0295	2° 50'	0,8446	0,8691	0,7340
	30	0,1910	21° 40'	33° 49'	0,9997	0,5565	0,4696
	0,30	10° 49'	0,0248	1° 20'	0,8439	0,8308	0,7011
	20	0,1273	25° 14'	37° 0'	0,9969	0,6018	0,5092
	0,20	7° 15'	0,0213	4° 31'	0,8462	0,7986	0,6758
	10	0,0637	28° 54'	41° 0'	0,9890	0,6561	0,5597
	0,10	3° 35'	0,0186	8° 31'	0,8530	0,7547	0,6438

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $q = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b q = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b q = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0236	0,0534	0,0335	0,0368	0,0905	0,560	0,00056	0,00046
0,821	0,0507	0,0526	0,0537	0,944	0,398	0,00171	0,00140
0,0475	0,1040	0,0644	0,0350	0,1388	0,674	0,00226	0,00181
0,799	0,0936	0,1012	0,1038	0,902	0,538	0,00684	0,00547
0,0729	0,1512	0,0924	0,0333	0,1862	0,690	0,00531	0,00414
0,779	0,1285	0,1451	0,1529	0,840	0,585	0,0146	0,01137
0,0983	0,1955	0,1178	0,0316	0,2300	0,680	0,00966	0,00732
0,758	0,1564	0,1850	0,1984	0,788	0,598	0,0256	0,01940
0,1235	0,2375	0,1410	0,0300	0,2716	0,656	0,0152	0,01120
0,737	0,1781	0,2215	0,2416	0,737	0,592	0,0395	0,0291
0,1501	0,2765	0,1618	0,0286	0,3113	0,622	0,0225	0,0161
0,717	0,1936	0,2542	0,2827	0,685	0,570	0,0554	0,0397
0,1801	0,3128	0,1806	0,0274	0,3473	0,585	0,0324	0,0227
0,700	0,2033	0,2837	0,3199	0,636	0,543	0,0712	0,0498
0,2106	0,3477	0,1982	0,0262	0,3829	0,545	0,0444	0,0304
0,684	0,2086	0,3113	0,3567	0,585	0,510	0,0887	0,0607
0,2389	0,3802	0,2135	0,0251	0,4162	0,502	0,0570	0,0380
0,666	0,2091	0,3354	0,3911	0,535	0,474	0,1102	0,0734
0,2712	0,4107	0,2277	0,0240	0,4478	0,459	0,0734	0,0478
0,651	0,2054	0,3577	0,4238	0,485	0,435	0,1296	0,0844
0,3340	0,4654	0,2508	0,0222	0,5048	0,369	0,1116	0,0691
0,619	0,1862	0,3940	0,4826	0,386	0,353	0,1747	0,1081
0,4011	0,5146	0,2701	0,0204	0,5575	0,277	0,1608	0,0950
0,591	0,1544	0,4243	0,5371	0,287	0,267	0,2209	0,1306
0,4758	0,5615	0,2883	0,0194	0,6105	0,184	0,2260	0,1288
0,570	0,1123	0,4529	0,5911	0,190	0,178	0,2591	0,1477
0,5438	0,5992	0,2988	0,0179	0,6524	0,092	0,2950	0,1602
0,543	0,0599	0,4694	0,6345	0,094	0,089	0,3132	0,1701

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 2,40$	95	0,7257	1° 25'	2° 20'	0,8187	0,0407	0,0395
$d \pi n = 1,3090$	0,95	35° 58'	0,4284	35° 3'	0,9705	0,9992	0,9697
$\text{tg } \alpha = 0,7639$	90	0,6875	2° 52'	4° 42'	0,8420	0,0820	0,0774
$\alpha = 37^\circ 23'$	0,90	34° 31'	0,2118	32° 39'	0,9437	0,9966	0,9405
$\sin \alpha = 0,6071$	85	0,6493	4° 23'	7° 10'	0,8640	0,1248	0,1148
$\cos \alpha = 0,7946$	0,85	33° 0'	0,1385	30° 13'	0,9197	0,9922	0,9125
	80	0,6111	5° 57'	9° 36'	0,8847	0,1674	0,1504
	0,80	31° 26'	0,1020	27° 47'	0,8982	0,9860	0,8856
	75	0,5729	7° 35'	12° 23'	0,9063	0,2144	0,1880
	0,75	29° 48'	0,0801	25° 0'	0,8768	0,9767	0,8564
	70	0,5347	9° 15'	14° 50'	0,9236	0,2560	0,2202
	0,70	28° 8'	0,0656	22° 33'	0,8603	0,9667	0,8317
	65	0,4965	10° 59'	17° 23'	0,9397	0,2987	0,2526
	0,65	26° 24'	0,0553	20° 0'	0,8456	0,9543	0,8070
	60	0,4583	12° 46'	19° 50'	0,9534	0,3393	0,2828
	0,60	24° 37'	0,0476	17° 33'	0,8334	0,9407	0,7840
	55	0,4201	14° 36'	22° 30'	0,9664	0,3827	0,3147
	0,55	22° 47'	0,0416	14° 53'	0,8222	0,9239	0,7596
	50	0,3820	16° 29'	25° 0'	0,9767	0,4226	0,3438
	0,50	20° 54'	0,0368	12° 23'	0,8136	0,9063	0,7374
	40	0,3056	20° 23'	29° 23'	0,9903	0,4906	0,3937
	0,40	17° 0'	0,0298	8° 0'	0,8024	0,8714	0,6992
	30	0,2292	24° 28'	33° 50'	0,9981	0,5568	0,4433
	0,30	12° 55'	0,0248	3° 33'	0,7961	0,8307	0,6613
	20	0,1528	28° 42'	37° 50'	1,000	0,6134	0,4874
	0,20	8° 41'	0,0212	0° 27'	0,7946	0,7898	0,6276
	10	0,0764	33° 1'	41° 0'	0,9980	0,6561	0,5224
	0,10	4° 22'	0,0184	3° 37'	0,7962	0,7547	0,6009

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0197	0,0456	0,0343	0,0251	0,0708	0,612	0,00039	0,00030
0,771	0,0433	0,0449	0,0457	0,947	0,452	0,00156	0,00120
0,0405	0,0881	0,0652	0,0236	0,1118	0,709	0,00164	0,00123
0,747	0,0793	0,0854	0,0882	0,899	0,585	0,00599	0,00447
0,0625	0,1285	0,0937	0,0222	0,1511	0,723	0,00391	0,0028
0,725	0,1092	0,1227	0,1289	0,847	0,630	0,0132	0,0096
0,0856	0,1661	0,1192	0,0207	0,1872	0,710	0,00733	0,0052
0,704	0,1329	0,1560	0,1665	0,798	0,639	0,0226	0,0159
0,1064	0,2002	0,1411	0,0195	0,2200	0,683	0,0113	0,0077
0,680	0,1502	0,1847	0,2005	0,749	0,627	0,0353	0,0240
0,1317	0,2326	0,1614	0,0187	0,2517	0,647	0,0174	0,0115
0,661	0,1628	0,2113	0,2330	0,699	0,602	0,0484	0,0320
0,1570	0,2626	0,1792	0,0175	0,2805	0,609	0,0246	0,0158
0,641	0,1707	0,2346	0,2630	0,649	0,573	0,0640	0,0410
0,1840	0,2908	0,1953	0,0168	0,3068	0,569	0,0339	0,0211
0,623	0,1745	0,2556	0,2900	0,602	0,539	0,0800	0,0498
0,2096	0,3167	0,2089	0,0157	0,3324	0,524	0,0440	0,0266
0,604	0,1742	0,2735	0,3167	0,550	0,500	0,0992	0,0599
0,2374	0,3406	0,2207	0,0150	0,3549	0,480	0,0562	0,0329
0,586	0,1703	0,2889	0,3399	0,503	0,460	0,1180	0,0691
0,2992	0,3853	0,2422	0,0135	0,3984	0,387	0,0894	0,0497
0,556	0,1541	0,3170	0,3849	0,400	0,374	0,1550	0,0862
0,3613	0,4224	0,2569	0,0124	0,4346	0,292	0,1305	0,0685
0,525	0,1267	0,3363	0,4222	0,300	0,283	0,1964	0,1031
0,4276	0,4566	0,2690	0,0113	0,4682	0,195	0,1827	0,0912
0,499	0,0913	0,3521	0,4569	0,200	0,190	0,2374	0,1185
0,5009	0,4881	0,2799	0,0105	0,5018	0,097	0,2510	0,1197
0,477	0,0488	0,3664	0,4913	0,099	0,095	0,2728	0,1301

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 2,80$	95	0,8467	1° 28'	2° 12'	0,7714	0,0384	0,0372
$d \pi n = 1,1220$	0,95	40° 15'	0,454	39° 31'	0,968	0,9993	0,9673
$\text{tg } \alpha = 0,89126$	90	0,8021	2° 59'	4° 30'	0,7963	0,0785	0,0736
$\alpha = 41^\circ 43'$	0,90	38° 44'	0,223	37° 13'	0,937	0,9969	0,9341
$\sin \alpha = 0,6655$	85	0,7576	4° 34'	6° 46'	0,8197	0,1178	0,1073
$\cos \alpha = 0,7464$	0,85	37° 9'	0,1457	34° 57'	0,911	0,9931	0,9047
	80	0,7130	6° 14'	9° 20'	0,8444	0,1622	0,1434
	0,80	35° 29'	0,1053	32° 23'	0,884	0,9868	0,8723
	75	0,6684	7° 58'	11° 43'	0,8660	0,2031	0,1751
	0,75	33° 45'	0,0835	30° 0'	0,862	0,9792	0,8441
	70	0,6239	9° 46'	14° 16'	0,8866	0,2464	0,2075
	0,70	31° 57'	0,0681	27° 27'	0,842	0,9691	0,8160
	65	0,5793	11° 38'	16° 45'	0,9066	0,2882	0,2372
	0,65	30° 5'	0,0572	24° 58'	0,823	0,9576	0,7881
	60	0,5348	13° 35'	19° 15'	0,9241	0,3297	0,2664
	0,60	28° 8'	0,0490	22° 28'	0,808	0,9441	0,7628
	55	0,4902	15° 36'	21° 52'	0,9407	0,3724	0,2953
	0,55	26° 7'	0,0427	19° 50'	0,793	0,9281	0,7360
	50	0,4456	17° 42'	24° 15'	0,9539	0,4107	0,3212
	0,50	24° 1'	0,0376	17° 28'	0,782	0,9118	0,7130
	40	0,3565	22° 6'	29° 10'	0,9761	0,4874	0,3729
	0,40	19° 37'	0,0301	12° 33'	0,765	0,8732	0,6680
	30	0,2674	26° 45'	33° 50'	0,9906	0,5568	0,4193
	0,30	14° 58'	0,0249	7° 53'	0,753	0,8307	0,6255
	20	0,1783	31° 38'	38° 0'	0,9979	0,6157	0,4605
	0,20	10° 5'	0,0210	3° 43'	0,748	0,7880	0,5894
	10	0,0891	36° 38'	41° 23'	0,9999	0,6626	0,4946
	0,10	5° 5'	0,0182	0° 20'	0,746	0,7490	0,5591

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0173	0,0394	0,0345	0,0188	0,0581	0,643	0,00030	0,00022
0,722	0,0374	0,0387	0,0393	0,951	—	0,00138	0,00100
0,0341	0,0751	0,0647	0,0176	0,0925	0,731	0,00116	0,00081
0,697	0,0676	0,0726	0,0749	0,903	—	0,00542	0,00378
0,0547	0,1094	0,0926	0,0164	0,1252	0,743	0,0030	0,00203
0,675	0,0930	0,1039	0,1088	0,855	—	0,01145	0,00773
0,0723	0,1404	0,1166	0,0152	0,1543	0,728	0,0052	0,00339
0,651	0,1123	0,1308	0,1391	0,807	—	0,02045	0,0133
0,0941	0,1696	0,1384	0,0142	0,1818	0,699	0,0088	0,00554
0,630	0,1272	0,1552	0,1676	0,759	—	0,0306	0,0193
0,1160	0,1970	0,1578	0,0135	0,2077	0,664	0,0135	0,0082
0,609	0,1379	0,1771	0,1942	0,710	—	0,0429	0,0261
0,1381	0,2207	0,1733	0,0125	0,2290	0,627	0,0190	0,0112
0,588	0,1435	0,1944	0,2165	0,663	—	0,0562	0,0330
0,1628	0,2442	0,1884	0,0117	0,2408	0,608	0,0265	0,0151
0,569	0,1465	0,2114	0,2391	0,613	—	0,0708	0,0403
0,1860	0,2642	0,1996	0,0109	0,2683	0,542	0,0346	0,0190
0,549	0,1453	0,2240	0,2574	0,565	—	0,0870	0,0478
0,2130	0,2842	0,2108	0,0103	0,2863	0,496	0,0454	0,0242
0,532	0,1421	0,2365	0,2760	0,515	—	0,1030	0,0548
0,2660	0,3188	0,2276	0,0091	0,3168	0,402	0,0707	0,0353
0,499	0,1275	0,2554	0,3077	0,414	—	0,1391	0,0694
0,3255	0,3478	0,2385	0,0079	0,3412	0,306	0,1060	0,0495
0,467	0,1043	0,2676	0,3333	0,313	—	0,1756	0,0820
0,3894	0,3740	0,2472	0,0073	0,3646	0,205	0,1513	0,0666
0,440	0,0748	0,2774	0,3573	0,209	—	0,2120	0,0933
0,4591	0,3977	0,2542	0,0067	0,3869	0,103	0,2107	0,0879
0,417	0,0398	0,2852	0,3802	0,105	—	0,2450	0,1022

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 3,2$	95	0,9676	1° 29'	2° 5'	0,7260	0,0363	0,0350
$d \pi n = 0,98175$	0,95	44° 3'	0,4812	43° 27'	0,9649	0,9993	0,9642
$\text{tg } \alpha = 1,0186$	90	0,9167	3° 1'	4° 13'	0,7511	0,0736	0,0686
$\alpha = 45^\circ 32'$	0,90	42° 31'	0,2366	41° 19'	0,9326	0,9973	0,9301
$\sin \alpha = 0,7137$	85	0,8658	4° 39'	6° 32'	0,7772	0,1138	0,1026
$\cos \alpha = 0,7005$	0,85	40° 53'	0,1535	39° 0'	0,9013	0,9935	0,8954
	80	0,8149	6° 21'	8° 48'	0,8013	0,1530	0,1338
	0,80	39° 11'	0,1124	36° 44'	0,8742	0,9882	0,8639
	75	0,7639	8° 10'	11° 22'	0,8274	0,1971	0,1669
	0,75	37° 22'	0,0874	34° 10'	0,8466	0,9804	0,8300
	70	0,7130	10° 2'	13° 45'	0,8500	0,2377	0,1959
	0,70	35° 30'	0,0711	31° 47'	0,8241	0,9713	0,8004
	65	0,6621	12° 2'	16° 12'	0,8718	0,2790	0,2242
	0,65	33° 30'	0,0593	29° 20'	0,8035	0,9603	0,7716
	60	0,6112	14° 6'	18° 52'	0,8936	0,3234	0,2535
	0,60	31° 26'	0,0506	26° 40'	0,7839	0,9463	0,7418
	55	0,5602	16° 16'	21° 6'	0,9104	0,3590	0,2762
	0,55	29° 16'	0,0439	24° 26'	0,7694	0,9334	0,7182
	50	0,5093	18° 32'	23° 52'	0,9304	0,4047	0,3047
	0,50	27° 0'	0,0385	21° 30'	0,7529	0,9145	0,6885
	40	0,4074	23° 22'	29° 2'	0,9588	0,4854	0,3546
	0,40	22° 10'	0,0305	16° 30'	0,7306	0,8743	0,6388
	30	0,3056	28° 32'	33° 32'	0,9782	0,5525	0,3956
	0,30	17° 0'	0,0250	12° 0'	0,7161	0,8336	0,5969
	20	0,2037	34° 1'	37° 52'	0,9911	0,6138	0,4338
	0,20	11° 31'	0,0210	7° 40'	0,7068	0,7894	0,5579
	10	0,1019	39° 43'	41° 2'	0,9969	0,6565	0,4613
	10	5° 49'	0,0180	4° 30'	0,7027	0,7543	0,5300

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a \text{ achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a \text{ achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a \text{ tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0142	0,0332	0,0332	0,0152	0,0483	0,652	0,00020	0,000135
0,675	0,0315	0,0326	0,0331	0,952	0,496	0,00123	0,000830
0,0301	0,0645	0,0633	0,0140	0,0779	0,746	0,00091	0,00059
0,652	0,0581	0,0621	0,0639	0,909	0,632	0,00471	0,00307
0,0454	0,0928	0,0893	0,0129	0,1045	0,755	0,00206	0,00129
0,627	0,0789	0,0877	0,0916	0,861	0,672	0,0105	0,00658
0,0639	0,1196	0,1129	0,0120	0,1294	0,740	0,00408	0,00247
0,605	0,0957	0,1108	0,1174	0,815	0,677	0,0179	0,01083
0,0800	0,1434	0,1325	0,0110	0,1511	0,712	0,0064	0,00372
0,581	0,1076	0,1301	0,1401	0,768	0,664	0,0279	0,0162
0,1004	0,1662	0,1505	0,0101	0,1714	0,679	0,0100	0,00561
0,561	0,1163	0,1478	0,1613	0,721	0,641	0,0384	0,0215
0,1216	0,1871	0,1660	0,0094	0,1900	0,640	0,0148	0,0080
0,541	0,1216	0,1630	0,1806	0,673	0,610	0,0502	0,0272
0,1418	0,2056	0,1784	0,0087	0,2055	0,600	0,0198	0,0103
0,520	0,1234	0,1751	0,1968	0,627	0,576	0,0642	0,0334
0,1682	0,2235	0,1902	0,0082	0,2212	0,555	0,0282	0,0142
0,503	0,1229	0,1867	0,2134	0,577	0,535	0,0762	0,0383
0,1885	0,2377	0,1973	0,0076	0,2332	0,510	0,0355	0,0171
0,482	0,1189	0,1937	0,2256	0,527	0,493	0,0929	0,0448
0,2388	0,2652	0,2106	0,0064	0,2541	0,418	0,0571	0,0255
0,447	0,1061	0,2068	0,2477	0,428	0,407	0,1258	0,0562
0,2969	0,2895	0,2204	0,0058	0,2734	0,318	0,0882	0,0369
0,418	0,0869	0,2164	0,2676	0,325	0,311	0,1566	0,0655
0,3579	0,3096	0,2258	0,0051	0,2837	0,218	0,1030	0,0403
0,391	0,0619	0,2217	0,2786	0,222	0,214	0,1883	0,0736
0,4300	0,3307	0,2333	0,0047	0,3036	0,109	0,1645	0,0610
0,371	0,0331	0,2290	0,2989	0,111	0,107	0,2128	0,0789

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$		ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 3,6$	95	1,0886	$1^\circ 27'$	$1^\circ 55'$	0,6837	0,0335	0,0322
$d \pi n = 0,87266$	0,95	$47^\circ 26'$	0,520	$46^\circ 58'$	0,962	0,9994	0,9614
$\text{tg } \alpha = 1,14592$	90	1,0313	$3^\circ 0'$	$3^\circ 59'$	0,7084	0,0695	0,0645
$\alpha = 48^\circ 53'$	0,90	$45^\circ 53'$	0,2511	$44^\circ 54'$	0,928	0,9976	0,9258
$\sin \alpha = 0,7534$	85	0,9740	$4^\circ 39'$	$6^\circ 10'$	0,7347	0,1074	0,0961
$\cos \alpha = 0,6576$	0,85	$44^\circ 14'$	0,1620	$42^\circ 43'$	0,895	0,9942	0,8898
	80	0,9167	$6^\circ 22'$	$8^\circ 24'$	0,7606	0,1461	0,1264
	0,80	$42^\circ 31'$	0,1183	$40^\circ 29'$	0,865	0,9892	0,8557
	75	0,8594	$8^\circ 12'$	$10^\circ 48'$	0,7853	0,1874	0,1569
	0,75	$40^\circ 41'$	0,09188	$38^\circ 5'$	0,837	0,9823	0,8222
	70	0,8021	$10^\circ 9'$	$13^\circ 15'$	0,8127	0,2292	0,1854
	0,70	$38^\circ 44'$	0,07423	$35^\circ 38'$	0,809	0,9734	0,7875
	65	0,7448	$12^\circ 12'$	$15^\circ 40'$	0,8366	0,2700	0,2122
	0,65	$36^\circ 41'$	0,06175	$33^\circ 13'$	0,786	0,9629	0,7568
	60	0,6876	$14^\circ 22'$	$18^\circ 0'$	0,8582	0,3090	0,2367
	0,60	$34^\circ 31'$	0,05244	$30^\circ 53'$	0,766	0,9511	0,7285
	55	0,6303	$16^\circ 40'$	$20^\circ 45'$	0,8813	0,3543	0,2643
	0,55	$32^\circ 13'$	0,0452	$28^\circ 8'$	0,746	0,9352	0,6977
	50	0,5730	$19^\circ 4'$	$23^\circ 6'$	0,9005	0,3923	0,2864
	0,50	$29^\circ 49'$	0,0395	$25^\circ 47'$	0,730	0,9199	0,6715
	40	0,4584	$24^\circ 16'$	$28^\circ 48'$	0,9392	0,4818	0,3373
	0,40	$24^\circ 37'$	0,0310	$20^\circ 5'$	0,700	0,8763	0,6134
	30	0,3438	$29^\circ 54'$	$33^\circ 6'$	0,9623	0,5461	0,3730
	0,30	$18^\circ 59'$	0,0252	$15^\circ 47'$	0,683	0,8377	0,5721
	20	0,2292	$35^\circ 58'$	$38^\circ 0'$	0,9820	0,6157	0,4125
	0,20	$12^\circ 55'$	0,0209	$10^\circ 53'$	0,670	0,7880	0,5280
	10	0,1146	$42^\circ 21'$	$41^\circ 36'$	0,9919	0,6639	0,4402
	0,10	$6^\circ 32'$	0,0178	$7^\circ 17'$	0,663	0,7476	0,4957

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0114	0,0276	0,0310	0,0127	0,0402	0,651	0,00013	0,00008
0,638	0,0262	0,0271	0,0275	0,953	—	0,00104	0,00066
0,0258	0,0550	0,0606	0,0117	0,0661	0,749	0,00066	0,00040
0,609	0,0495	0,0529	0,0544	0,910	—	0,00416	0,00253
0,0398	0,0795	0,0858	0,0108	0,0889	0,760	0,00158	0,00092
0,585	0,0676	0,0749	0,0781	0,866	—	0,00924	0,00541
0,0557	0,1025	0,1084	0,0097	0,1097	0,747	0,0031	0,00175
0,563	0,0820	0,0946	0,1000	0,820	—	0,0159	0,00895
0,0722	0,1239	0,1283	0,0089	0,1290	0,720	0,0052	0,0028
0,541	0,0929	0,1120	0,1201	0,774	—	0,0246	0,0133
0,0875	0,1414	0,1428	0,0082	0,1437	0,688	0,0077	0,0040
0,518	0,0990	0,1246	0,1355	0,731	—	0,0342	0,0177
0,1068	0,1594	0,1574	0,0075	0,1590	0,652	0,0114	0,0057
0,498	0,1036	0,1374	0,1515	0,684	—	0,0449	0,0224
0,1285	0,1799	0,1689	0,0066	0,1715	0,612	0,0166	0,0080
0,479	0,1049	0,1474	0,1649	0,636	—	0,0561	0,0269
0,1477	0,1891	0,1782	0,0063	0,1828	0,569	0,0219	0,0101
0,459	0,1040	0,1555	0,1765	0,589	—	0,0697	0,0320
0,1715	0,2024	0,1863	0,0058	0,1930	0,524	0,0295	0,0130
0,442	0,1012	0,1626	0,1872	0,541	—	0,0818	0,0362
0,2134	0,2219	0,1933	0,0049	0,2056	0,432	0,0454	0,0183
0,403	0,0888	0,1687	0,2007	0,439	—	0,1136	0,0458
0,2721	0,2426	0,2023	0,0043	0,2206	0,330	0,0729	0,0274
0,376	0,0728	0,1765	0,2163	0,337	—	0,1391	0,0523
0,3280	0,2569	0,2035	0,0037	0,2295	0,224	0,1076	0,0373
0,347	0,0514	0,1776	0,2258	0,228	—	0,1706	0,0592
0,3957	0,2725	0,2070	0,0033	0,2410	0,113	0,1568	0,0511
0,326	0,0273	0,1806	0,2377	0,115	—	0,1936	0,0631

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ϵ	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\epsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 4,00$	95	1,2096	1° 30'	1° 55'	0,6437	0,0335	0,0322
$d \pi n = 0,7854$	0,95	50° 21'	0,5242	49° 56'	0,960	0,9994	0,9594
$\text{tg } \alpha = 1,2732$	90	1,1459	2° 58'	3° 47'	0,6683	0,0660	0,0618
$\alpha = 51^\circ 51'$	0,90	48° 53'	0,2647	48° 4'	0,923	0,9978	0,9220
$\sin \alpha = 0,7864$	85	1,0823	4° 35'	5° 55'	0,6955	0,1031	0,0916
$\cos \alpha = 0,6177$	0,85	47° 16'	0,1716	45° 56'	0,888	0,9947	0,8833
	80	1,0186	6° 19'	7° 55'	0,7202	0,1378	0,1182
	0,80	45° 32'	0,1245	43° 56'	0,858	0,9905	0,8498
	75	0,9549	8° 10'	10° 24'	0,7495	0,1806	0,1488
	0,75	43° 41'	0,0963	41° 27'	0,824	0,9836	0,8105
	70	0,8913	10° 8'	12° 40'	0,7751	0,2193	0,1748
	0,70	41° 43'	0,0776	39° 11'	0,797	0,9757	0,7776
	65	0,8276	12° 16'	15° 10'	0,8019	0,2616	0,2014
	0,65	39° 35'	0,0641	36° 41'	0,770	0,9652	0,7432
	60	0,7639	14° 28'	17° 36'	0,8266	0,3022	0,2257
	0,60	37° 23'	0,0543	34° 15'	0,747	0,9532	0,7120
	55	0,7003	16° 51'	19° 55'	0,8487	0,3406	0,2480
	0,55	35° 0'	0,0467	31° 56'	0,728	0,9402	0,6845
	50	0,6366	19° 22'	23° 1'	0,8760	0,3910	0,2757
	0,50	32° 29'	0,0406	28° 50'	0,705	0,9204	0,6489
	40	0,5093	24° 51'	28° 30'	0,9181	0,4772	0,3212
	0,40	27° 0'	0,0316	23° 21'	0,673	0,8788	0,5914
	30	0,3820	30° 56'	33° 0'	0,9464	0,5446	0,3556
	0,30	20° 55'	0,0254	18° 51'	0,653	0,8387	0,5477
	20	0,2546	37° 34'	37° 50'	0,9702	0,6134	0,3907
	0,20	14° 17'	0,0209	14° 1'	0,637	0,7898	0,5031
	10	0,1273	44° 36'	41° 51'	0,9848	0,6672	0,4183
	0,10	7° 15'	0,0176	10° 0'	0,627	0,7449	0,4671

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{a\text{tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0094	0,0247	0,0308	0,0112	0,0357	0,658	0,00009	0,00005
0,593	0,0235	0,0242	0,0245	0,959	0,501	0,00104	0,00062
0,0220	0,0478	0,0584	0,0101	0,0572	0,752	0,00048	0,00027
0,570	0,0430	0,0459	0,0471	0,913	0,639	0,00382	0,00218
0,0333	0,0682	0,0809	0,0092	0,0753	0,770	0,00111	0,00061
0,546	0,0580	0,0635	0,0661	0,877	0,686	0,00839	0,00458
0,0498	0,0882	0,1032	0,0084	0,0938	0,753	0,00248	0,00130
0,525	0,0706	0,0811	0,0854	0,827	0,691	0,0139	0,00730
0,0605	0,1049	0,1196	0,0075	0,1079	0,729	0,00366	0,00183
0,501	0,0787	0,0939	0,1004	0,784	0,682	0,0222	0,01112
0,0776	0,1212	0,1350	0,0068	0,1216	0,697	0,0060	0,00288
0,480	0,0848	0,1060	0,1148	0,739	0,660	0,0306	0,0147
0,0932	0,1352	0,1467	0,0062	0,1327	0,662	0,0087	0,00399
0,459	0,0879	0,1152	0,1265	0,695	0,633	0,0406	0,0186
0,1120	0,1486	0,1567	0,0056	0,1423	0,627	0,0125	0,00550
0,440	0,0892	0,1231	0,1367	0,653	0,603	0,0510	0,0216
0,1345	0,1618	0,1674	0,0052	0,1535	0,580	0,0180	0,0076
0,423	0,0890	0,1315	0,1483	0,600	0,561	0,0615	0,0260
0,1489	0,1703	0,1707	0,0046	0,1584	0,538	0,0222	0,0089
0,401	0,0852	0,1341	0,1538	0,554	0,523	0,0760	0,0305
0,1914	0,1871	0,1771	0,0038	0,1684	0,444	0,0365	0,0133
0,365	0,0748	0,1391	0,1646	0,454	0,434	0,1030	0,0376
0,2477	0,2039	0,1838	0,0053	0,1794	0,341	0,0615	0,0208
0,338	0,0612	0,1444	0,1761	0,348	0,335	0,1260	0,0426
0,3031	0,2158	0,1840	0,0028	0,1853	0,233	0,0918	0,0285
0,311	0,0432	0,1445	0,1825	0,231	0,230	0,1528	0,0475
0,3671	0,2270	0,1840	0,0024	0,1918	0,118	0,1347	0,0389
0,289	0,0227	0,1445	0,1894	0,120	0,117	0,1747	0,0505

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m	
$H/d = 5,00$	95	1,5119	1° 20'	1° 37'	0,5558	0,0279	0,0267
$d \pi n = 0,62832$	0,95	56° 31'	0,6351	56° 14'	0,9573	0,9996	0,9569
$\text{tg } \alpha = 1,5915$	90	1,4324	2° 46'	3° 17'	0,5797	0,0572	0,0525
$\alpha = 57^\circ 51'$	0,90	55° 5'	0,3060	54° 34'	0,9179	0,9984	0,9164
$\sin \alpha = 0,8466$	85	1,3528	4° 19'	5° 5'	0,6051	0,0886	0,0779
$\cos \alpha = 0,5321$	0,85	53° 32'	0,1961	52° 46'	0,8794	0,9961	0,8760
	80	1,2732	6° 0'	7° 0'	0,6313	0,1219	0,1027
	0,80	51° 51'	0,1411	50° 51'	0,8429	0,9926	0,8367
	75	1,1936	7° 48'	9° 0'	0,6580	0,1564	0,1265
	0,75	50° 3'	0,1085	48° 51'	0,8086	0,9877	0,7986
	70	1,1141	9° 46'	11° 18'	0,6876	0,1960	0,1516
	0,70	48° 5'	0,0867	46° 33'	0,7738	0,9806	0,7588
	65	1,0345	11° 53'	13° 45'	0,7181	0,2377	0,1761
	0,65	45° 58'	0,0712	44° 6'	0,7410	0,9713	0,7197
	60	0,9549	14° 10'	16° 10'	0,7468	0,2784	0,1984
	0,60	43° 41'	0,0598	41° 41'	0,7125	0,9605	0,6844
	55	0,8753	16° 39'	18° 36'	0,7744	0,3189	0,2191
	0,55	41° 12'	0,0508	39° 15'	0,6871	0,9478	0,6512
	50	0,7958	19° 20'	21° 0'	0,8002	0,3584	0,2383
	0,50	38° 31'	0,0438	36° 51'	0,6650	0,9336	0,6208
	40	0,6366	25° 22'	27° 0'	0,8585	0,4540	0,2814
	0,40	32° 29'	0,0334	30° 51'	0,6198	0,8910	0,5522
	30	0,4775	32° 19'	32° 51'	0,9063	0,5424	0,3184
	0,30	25° 32'	0,0262	25° 0'	0,5871	0,8401	0,4932
	20	0,3183	40° 12'	37° 30'	0,9376	0,6088	0,3455
	0,02	17° 39'	0,0211	20° 21'	0,5675	0,7934	0,4502
	10	0,1592	48° 48'	42° 0'	0,9620	0,6691	0,3701
	0,10	9° 3'	0,0173	15° 51'	0,5531	0,7431	0,4110

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{a\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $q = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b q = 0,003$	$(v_{a\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b q = 0,006$	2 $v_{a\text{tang}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m ²	mkg
0,0069	0,0171	0,0266	0,0089	0,0258	0,632	0,00005	0,000025
0,509	0,0163	0,0167	0,0169	0,964	0,470	0,00071	0,00036
0,0164	0,0336	0,0511	0,0079	0,0407	0,742	0,00027	0,00013
0,488	0,0302	0,0321	0,0328	0,921	0,621	0,00276	0,00135
0,0260	0,0484	0,0719	0,0070	0,0538	0,764	0,00068	0,00032
0,466	0,0411	0,0452	0,0468	0,878	0,676	0,00607	0,00283
0,0367	0,0620	0,0899	0,0063	0,0655	0,757	0,00135	0,00060
0,445	0,0496	0,0565	0,0592	0,838	0,692	0,0106	0,00472
0,0486	0,0744	0,1032	0,0056	0,0756	0,738	0,00236	0,00100
0,425	0,0558	0,0661	0,0700	0,797	0,687	0,0161	0,00684
0,0588	0,0850	0,1166	0,0050	0,0836	0,712	0,00346	0,00140
0,404	0,0595	0,0733	0,0786	0,757	0,672	0,0230	0,00929
0,0697	0,0941	0,1254	0,0044	0,0901	0,679	0,00486	0,00186
0,383	0,0612	0,0788	0,0857	0,714	0,648	0,0310	0,0119
0,0844	0,1029	0,1331	0,0039	0,0959	0,643	0,00712	0,00259
0,364	0,0617	0,0856	0,0920	0,671	0,618	0,0392	0,0143
0,1012	0,1111	0,1395	0,0035	0,1013	0,603	0,0102	0,00354
0,374	0,0611	0,0877	0,0978	0,625	0,583	0,0480	0,0167
0,1208	0,1185	0,1445	0,0031	0,1056	0,562	0,0146	0,0048
0,330	0,0593	0,0908	0,1025	0,579	0,546	0,0566	0,0187
0,1522	0,1275	0,1444	0,0024	0,1071	0,476	0,0231	0,0068
0,294	0,0510	0,0907	0,1057	0,482	0,466	0,0790	0,0232
0,1932	0,1340	0,1409	0,0019	0,1086	0,370	0,0373	0,0098
0,262	0,0402	0,0885	0,1067	0,377	0,364	0,1013	0,0265
0,2502	0,1430	0,1413	0,0016	0,1122	0,255	0,0625	0,0150
0,240	0,0286	0,0888	0,1106	0,259	0,251	0,1193	0,0286
0,3110	0,1492	0,1384	0,0013	0,1139	0,131	0,0967	0,0212
0,219	0,0149	0,0870	0,1126	0,133	0,130	0,1370	0,0300

$H_n = 1 \text{ m}$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % v. H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha - \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$ m
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha - \xi$	$v_a \text{ diag}$ m	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$ m
$H/d = 6,00$	95	1,814	$1^\circ 13'$	$1^\circ 22'$	0,4848	0,0236	0,0226
$d \pi n = 0,5236$	0,95	$61^\circ 9'$	0,7280	$61^\circ 0'$	0,9567	0,9997	0,956
$\text{tg } \alpha = 1,910$	90	1,719	$2^\circ 33'$	$2^\circ 53'$	0,5078	0,0503	0,0459
$\alpha = 62^\circ 22'$	0,90	$59^\circ 50'$	0,3474	$59^\circ 29'$	0,9130	0,9987	0,912
$\sin \alpha = 0,886$	85	1,623	$4^\circ 0'$	$4^\circ 30'$	0,5319	0,0785	0,0685
$\cos \alpha = 0,4638$	0,85	$58^\circ 22'$	0,2215	$57^\circ 52'$	0,872	0,9969	0,869
	80	1,528	$5^\circ 34'$	$6^\circ 17'$	0,5580	0,1094	0,0909
	0,80	$56^\circ 48'$	0,1592	$56^\circ 5'$	0,831	0,9940	0,826
	75	1,432	$7^\circ 17'$	$8^\circ 10'$	0,5850	0,1421	0,1127
	0,75	$55^\circ 5'$	0,1217	$54^\circ 12'$	0,793	0,9899	0,785
	70	1,337	$9^\circ 10'$	$10^\circ 15'$	0,6141	0,1779	0,1343
	0,70	$53^\circ 12'$	0,0960	$52^\circ 7'$	0,755	0,9840	0,743
	65	1,241	$11^\circ 13'$	$12^\circ 30'$	0,6445	0,2164	0,1558
	0,65	$51^\circ 9'$	0,0790	$49^\circ 52'$	0,720	0,9763	0,703
	60	1,146	$13^\circ 28'$	$14^\circ 50'$	0,6750	0,2560	0,1759
	0,60	$48^\circ 54'$	0,0658	$47^\circ 32'$	0,687	0,9667	0,664
	55	1,050	$15^\circ 57'$	$17^\circ 20'$	0,7067	0,2979	0,1954
	0,55	$46^\circ 25'$	0,0555	$45^\circ 2'$	0,656	0,9546	0,626
	50	0,955	$18^\circ 42'$	$20^\circ 0'$	0,7388	0,3420	0,2148
	0,50	$43^\circ 40'$	0,0474	$42^\circ 22'$	0,628	0,9397	0,590
	40	0,764	$24^\circ 40'$	$25^\circ 10'$	0,7966	0,4252	0,2475
	0,40	$37^\circ 42'$	0,0359	$37^\circ 12'$	0,582	0,9051	0,527
	30	0,573	$32^\circ 32'$	$31^\circ 40'$	0,8598	0,5250	0,2830
	0,30	$29^\circ 50'$	0,0272	$30^\circ 42'$	0,539	0,8511	0,459
	20	0,382	$41^\circ 27'$	$37^\circ 0'$	0,9036	0,6018	0,3087
	0,20	$20^\circ 55'$	0,0214	$25^\circ 22'$	0,513	0,7986	0,410
	10	0,191	$51^\circ 32'$	$43^\circ 0'$	0,9434	0,6820	0,3355
	0,10	$10^\circ 50'$	0,0172	$19^\circ 22'$	0,492	0,7314	0,360

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v_{\text{achs}} - v$	P_a	P_{tg}	Widerst.- Arbeit bei $e = 0,003$	aufgew. Arbeit	η_{rf} $b e = 0,003$	$(v_{\text{achs}} - v)^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m	kg	kg	mkg	mkg		m^2	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$P_a \times v$	$P_{tg} \times d \pi n$	aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit	η	η_{rf} $b e = 0,006$	$\frac{2}{v_{\text{a tang}}}$	doppelte übertragene tangent. Arbeit
	mkg	mkg	mkg			m^2	mkg
0,006	0,0127	0,0237	0,0071	0,0196	0,619	0,00004	0,000018
0,443	0,0121	0,0124	0,0125	0,968	0,453	0,00051	0,00023
0,012	0,0245	0,0445	0,0068	0,0306	0,722	0,00014	0,000059
0,423	0,0221	0,0233	0,0238	0,929	0,591	0,00211	0,00089
0,019	0,0353	0,0627	0,0059	0,0397	0,755	0,00036	0,000145
0,403	0,0300	0,0328	0,0338	0,888	0,657	0,00469	0,00189
0,026	0,0448	0,0774	0,0052	0,0474	0,755	0,00068	0,00026
0,383	0,0358	0,0405	0,0422	0,848	0,681	0,00826	0,00316
0,035	0,0538	0,0904	0,0046	0,0544	0,743	0,00123	0,00045
0,364	0,0404	0,0473	0,0498	0,811	0,685	0,0127	0,00462
0,043	0,0612	0,0996	0,0040	0,0596	0,718	0,00185	0,00064
0,345	0,0428	0,0522	0,0556	0,770	0,679	0,0180	0,00621
0,053	0,0681	0,1074	0,0035	0,0641	0,691	0,00281	0,00092
0,326	0,0443	0,0562	0,0606	0,731	0,655	0,0243	0,00792
0,064	0,0739	0,1128	0,0030	0,0681	0,651	0,00410	0,00126
0,308	0,0443	0,0591	0,0651	0,680	0,623	0,0309	0,00951
0,076	0,0787	0,1157	0,0026	0,0695	0,623	0,00578	0,00168
0,290	0,0433	0,0606	0,669	0,647	0,601	0,0381	0,01105
0,090	0,0835	0,1184	0,0023	0,0717	0,583	0,00810	0,00222
0,274	0,0418	0,0620	0,0694	0,602	0,565	0,0462	0,01266
0,127	0,0914	0,1205	0,0017	0,0724	0,506	0,01612	0,00393
0,244	0,0366	0,0631	0,0707	0,518	0,497	0,0612	0,01493
0,159	0,0942	0,1131	0,0013	0,0717	0,395	0,02528	0,00538
0,213	0,0283	0,0592	0,0704	0,402	0,388	0,0800	0,01704
0,210	0,0986	0,1094	0,0010	0,0115	0,276	0,04410	0,0083
0,190	0,0197	0,0573	0,0705	0,279	0,272	0,0954	0,01813
0,260	0,0994	0,1006	0,0008	0,0705	0,140	0,06760	0,01129
0,167	0,0099	0,0527	0,0697	0,142	0,139	0,1124	0,01877

Berechnung der Geschwindigkeiten, Schube, Arbeiten und von 1 dcm abgewickelter Breite

$H_n = 1 \text{ m}$ $\frac{\gamma}{g} = 0,100$	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
	v in % von H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha + \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$
	1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b
	v in m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha + \xi$	$v_a \text{ diag}$	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$
					m		m
$H/d = 0,6$ $d \pi n = 5,236$ $\text{tg } \alpha = 0,19099$ $\alpha = 10^\circ 49'$ $\sin \alpha = 0,1876$ $\cos \alpha = 0,9821.$	110	0,2101	$1^\circ 3'$	$5^\circ 33'$	0,9595	0,0967	0,0990
	1,10	$11^\circ 52'$	0,1786	$16^\circ 22'$	1,0236	0,9953	1,0188
	120	0,2292	$2^\circ 7'$	$11^\circ 4'$	0,9279	0,1920	0,2032
	1,20	$12^\circ 56'$	0,0886	$21^\circ 53'$	1,0584	0,9814	1,0387
	130	0,2482	$3^\circ 8'$	$16^\circ 0'$	0,8925	0,2756	0,3033
	1,30	$13^\circ 57'$	0,0599	$26^\circ 49'$	1,1004	0,9613	1,0578
	150	0,2865	$5^\circ 10'$	$25^\circ 0'$	0,8109	0,4226	0,5118
	1,50	$15^\circ 29'$	0,0363	$35^\circ 49'$	1,2111	0,9063	1,0976
	170	0,3247	$7^\circ 1'$	$32^\circ 12'$	0,7312	0,5329	0,7157
	1,70	$17^\circ 59'$	0,0262	$43^\circ 1'$	1,3431	0,8462	1,1365
	200	0,3820	$10^\circ 6'$	$40^\circ 45'$	0,6216	0,6528	1,0314
	2,00	$20^\circ 55'$	0,0186	$51^\circ 34'$	1,5800	0,7575	1,1969
	250	0,4774	$14^\circ 42'$	$50^\circ 5'$	0,4864	0,7670	1,5486
	2,50	$25^\circ 31'$	0,0128	$60^\circ 54'$	2,0191	0,6417	1,2956
	$H/d = 0,8$ $d \pi n = 3,927$ $\text{tg } \alpha = 0,2546$ $\alpha = 14^\circ 17'$ $\sin \alpha = 0,2467$ $\cos \alpha = 0,9691.$	110	0,2801	$1^\circ 22'$	$5^\circ 30'$	0,9410	0,09585
1,10		$15^\circ 39'$	0,1805	$19^\circ 47'$	1,0299	0,9954	1,0252
120		0,3056	$2^\circ 43'$	$10^\circ 48'$	0,9057	0,1873	0,2004
1,20		$17^\circ 0'$	0,0908	$25^\circ 5'$	1,0700	0,9824	1,0512
130		0,3310	$4^\circ 2'$	$15^\circ 43'$	0,8660	0,2709	0,3031
1,30		$18^\circ 19'$	0,0612	$30^\circ 0'$	1,1190	0,9626	1,0771
150		0,3820	$6^\circ 38'$	$24^\circ 28'$	0,7799	0,4141	0,5146
1,50		$20^\circ 55'$	0,0372	$38^\circ 45'$	1,2426	0,9102	1,1310
170		0,4329	$9^\circ 8'$	$31^\circ 33'$	0,6968	0,5232	0,7277
1,70		$23^\circ 25'$	0,0270	$45^\circ 50'$	1,3908	0,8522	1,1852
200		0,5093	$12^\circ 43'$	$39^\circ 40'$	0,5885	0,6383	1,0511
2,00		$27^\circ 0'$	0,0194	$53^\circ 57'$	1,6467	0,7698	1,2676
250		0,6366	$18^\circ 12'$	$48^\circ 37'$	0,4540	0,7503	1,6015
2,50		$32^\circ 29'$	0,0136	$62^\circ 54'$	2,1345	0,6611	1,4111

Wirkungsgrade für ein als Turbine arbeitendes Flügelement und 1 dcm radialer Höhe.

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v - v_a$ achs	Pa in kg	Ptg	Widerst.- Arbeit b. $q = 0,003$	aufgew. Arbeit	η	$(v - v_a \text{ achs})^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m		kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	$Pa \times v$	Ptg $\times d \pi n$	aufgew. Arbeit — Widerst.- Arbeit	achsialer Widerstand	$\eta r f$ b. $q = 0,003$	$v_a \text{ tang}^2$	doppelte übertragene tangentiale Arbeit
	mkg	mkg	mkg	kg		m ²	mkg
0,0812	0,1804	0,0348	0,934	1,141	0,881	0,00659	0,0066
1,001	0,1984	0,1820	0,2066	1,037	0,160	0,00980	0,0098
0,1613	0,3718	0,0724	0,961	1,441	0,789	0,0259	0,0264
1,020	0,4462	0,3791	0,4804	1,200	0,263	0,0412	0,0420
0,2422	0,5668	0,1113	0,993	1,808	0,715	0,0586	0,0609
1,039	0,7368	0,5828	0,8151	1,391	0,322	0,0920	0,0956
0,4024	0,9855	0,1970	1,054	2,761	0,604	0,1619	0,1745
1,0780	1,4783	1,0315	1,7067	1,841	0,374	0,2619	0,2823
0,5635	1,4278	0,2901	1,111	3,951	0,535	0,3175	0,3544
1,1162	2,4273	1,5190	2,8403	2,324	0,384	0,5122	0,5717
0,8031	2,1564	0,4487	1,218	6,535	0,442	0,6450	0,7582
1,1755	4,3128	2,3494	5,3171	3,267	0,360	1,0638	1,2505
1,2044	3,5029	0,7551	1,396	12,596	0,353	1,4410	1,8335
1,2724	8,7573	3,9537	11,1998	5,038	0,314	2,3982	3,0515
0,0748	0,1725	0,0445	0,417	0,615	0,885	0,0056	0,0056
0,994	0,1898	0,1747	0,1975	0,559	0,284	0,0097	0,0097
0,1488	0,3558	0,0929	0,432	0,891	0,795	0,0222	0,0226
1,019	0,4270	0,3648	0,4587	0,742	0,409	0,0400	0,0409
0,2229	0,5491	0,1450	0,451	1,239	0,723	0,0497	0,0519
1,044	0,7138	0,5694	0,7877	0,953	0,460	0,0918	0,0958
0,3690	0,9684	0,2618	0,487	2,159	0,615	0,1362	0,1493
1,0960	1,4526	1,0281	1,6723	1,439	0,476	0,2648	0,2902
0,5148	1,4271	0,3941	0,529	3,411	0,537	0,2650	0,3044
1,1486	2,4261	1,5476	2,8824	2,006	0,454	0,5295	0,6082
0,7324	2,1909	0,6237	0,595	6,035	0,450	0,5364	0,6589
1,2284	4,3818	2,4493	5,4397	3,018	0,406	1,1048	1,3571
1,0889	3,6791	1,0981	0,720	12,491	0,366	1,1840	1,6191
1,3675	9,1978	4,3122	11,7711	4,996	0,345	2,5648	3,5074

$H_n = 1 \text{ m}$ $\frac{\gamma}{g} = 0,100$	1 a	2 a	3 a	4 a	5 a	6 a	7 a
	v in % von H_n	$\text{tg } \beta$	ε	ξ	$\cos(\alpha + \xi)$	$\sin \xi$	$v_a \text{ tang}$
	1 b	2 b	3 b	4 b	5 b	6 b	7 b
	v in m	β	$\frac{\sin \alpha}{\varepsilon}$	$\alpha + \xi$	$v_a \text{ diag}$	$\cos \xi$	$v_a \text{ achs}$
					m		m
$H/d = 1,00$ $d \pi n = 3,1416$ $\text{tg } \alpha = 0,3183$ $\alpha = 17^\circ 39'$ $\sin \alpha = 0,3032$ $\cos \alpha = 0,9529.$	110	0,3501	1°38'	5°22'	0,9204	0,0935	0,0968
	1,10	19°17'	0,1856	23°1'	1,0353	0,9956	1,0307
	120	0,3820	3°16'	10°36'	0,8809	0,1839	0,1989
	1,20	20°55'	0,0928	28°15'	1,0817	0,9829	1,0632
	130	0,4138	4°50'	15°24'	0,8382	0,2655	0,3018
	1,30	22°29'	0,0627	33°3'	1,1368	0,9642	1,0961
	150	0,4775	7°53'	23°50'	0,7490	0,4041	0,5141
	1,50	25°32'	0,0384	41°29'	1,2722	0,9147	1,1637
	170	0,5411	10°46'	30°30'	0,6672	0,5075	0,7248
	1,70	28°25'	0,0282	48°9'	1,4282	0,8616	1,2305
	200	0,6366	14°50'	38°20'	0,5594	0,6202	1,0564
	2,00	32°29'	0,0204	55°59'	1,7034	0,7844	1,3361
	250	0,7958	20°52'	47°0'	0,4282	0,7314	1,6277
	2,50	38°31'	0,0145	64°39'	2,2254	0,6820	1,5177
$H/d = 1,20$ $d \pi n = 2,6180$ $\text{tg } \alpha = 0,3820$ $\alpha = 20^\circ 54'$ $\sin \alpha = 0,3568$ $\cos \alpha = 0,9342.$	110	0,4202	1°54'	5°17'	0,8974	0,0921	0,0959
	1,10	22°48'	0,1878	26°11'	1,0410	0,9958	1,0366
	120	0,4584	3°44'	10°18'	0,8554	0,1788	0,1953
	1,20	24°38'	0,0956	31°12'	1,0921	0,9839	1,0745
	130	0,4966	5°30'	14°53'	0,8112	0,2569	0,2958
	1,30	26°24'	0,0649	35°47'	1,1516	0,9664	1,1129
	150	0,5730	8°55'	23°0'	0,7205	0,3907	0,5065
	1,50	29°49'	0,0401	43°54'	1,2965	0,9205	1,1934
	170	0,6494	12°6'	29°30'	0,6373	0,4924	0,7218
	1,70	33°0'	0,0295	50°24'	1,4659	0,8704	1,2759
	200	0,7639	16°29'	37°0'	0,5314	0,6018	1,0580
	2,00	37°23'	0,0216	57°54'	1,7580	0,7986	1,4039
	250	0,9549	22°47'	45°0'	0,4084	0,7071	1,6174
	2,50	43°41'	0,0157	65°54'	2,2874	0,7071	1,6174

8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a
$v - v_a$ achs	Pa in kg	Ptg	Widerst.- Arbeit b. $q = 0,003$	aufgew. Arbeit	η	$(v - v_a \text{ achs})^2$	doppelte übertragene achsiale Arbeit
m		kg	mkg	mkg		m ²	mkg
8b	9b	10b	11b	12b	13b	14b	15b
beschl. Masse	Pa $\times v$	Ptg $\times d \pi n$	aufgew. Arbeit — Widerst.- Arbeit	achsialer Widerstand	$\eta r f$ b. $q = 0,003$	$v_a \text{ tang}^2$	doppelte übertragene tangentiale Arbeit
	mkg	mkg	mkg	kg		m ²	mkg
0,0693	0,1631	0,0527	0,226	0,412	0,888	0,0048	0,0047
0,982	0,1794	0,1656	0,1864	0,375	0,402	0,0094	0,0092
0,1368	0,3401	0,1116	0,238	0,676	0,801	0,0187	0,0189
1,013	0,4081	0,3506	0,4375	0,563	0,519	0,0396	0,0401
0,2039	0,5280	0,1757	0,251	1,006	0,730	0,0416	0,0434
1,044	0,6864	0,5520	0,7557	0,774	0,549	0,0912	0,0952
0,3363	0,9430	0,3277	0,268	1,892	0,634	0,1131	0,1254
1,1089	1,4145	1,0295	1,6237	1,261	0,544	0,2643	0,2930
0,4695	1,4003	0,4917	0,306	3,124	0,548	0,2204	0,2584
1,1725	2,3805	1,5447	2,8176	1,838	0,494	0,5253	0,6159
0,6639	2,1903	0,7974	0,356	5,726	0,467	0,4169	0,5380
1,2732	4,3806	2,5051	5,3697	2,863	0,437	1,1160	1,4402
0,9823	3,7746	1,4485	0,457	12,507	0,377	0,9649	1,3954
1,4462	9,4365	4,5506	12,0500	5,003	0,364	2,6494	3,8316
0,0634	0,1542	0,0600	0,142	0,318	0,892	0,0040	0,0039
0,968	0,1696	0,1571	0,1760	0,289	0,494	0,0092	0,0089
0,1255	0,3221	0,1274	0,149	0,562	0,807	0,0157	0,0158
1,004	0,3865	0,3335	0,4134	0,468	0,593	0,0380	0,0382
0,1871	0,5022	0,2021	0,159	0,885	0,738	0,0350	0,0364
1,040	0,6529	0,5291	0,7165	0,681	0,598	0,0874	0,0909
0,3066	1,0181	0,4232	0,180	1,903	0,643	0,0940	0,1048
1,115	1,5272	1,1079	1,7225	1,269	0,582	0,2565	0,2860
0,4241	1,3658	0,5850	0,204	2,944	0,559	0,1799	0,2144
1,1919	2,3219	1,5315	2,7396	1,731	0,520	0,5210	0,6210
0,5961	2,1704	0,9682	0,244	5,552	0,478	0,3553	0,4660
1,3115	4,3408	2,5347	5,3079	2,776	0,457	1,1194	1,4681
0,8826	3,7775	1,7830	0,327	12,336	0,389	0,7790	1,1771
1,5110	9,4438	4,6679	12,0089	4,934	0,378	2,6160	3,9530

	1 a	2 a	3 a	4 a	5 a	6 a	7 a
	1 b	2 b	3 b	4 b	5 b	6 b	7 b
	1 c	2 c	3 c	4 c	5 c	6 c	7 c
H/d = 2,00	110	0,7003	2°31'	4°41'	0,7969	0,0817	0,0865
d π n = 1,5703	1,10	35°0'	0,2133	37°10'	1,0586	0,9966	1,0550
tg α = 0,6366	120	0,7639	4°53'	8°59'	0,7493	0,1561	0,1758
α = 32° 29'	1,20	37°22'	0,1100	41°28'	1,1259	0,9877	1,1120
sin α = 0,5370	130	0,8276	7°8'	12°57'	0,7018	0,2241	0,2694
cos α = 0,8436	1,30	39°37'	0,0753	45°26'	1,2021	0,9746	1,1716
	150	0,9549	11°12'	19°50'	0,6113	0,3393	0,4682
	1,50	43°41'	0,0479	52°19'	1,3800	0,9407	1,2982
	170	1,0822	14°46'	25°0'	0,375	0,4226	0,6633
	1,70	47°15'	0,0364	57°29'	1,5695	0,9063	1,4224
H/d = 3,00	110	1,0504	2°45'	3°58'	0,6739	0,0692	0,0743
d π n = 1,0472	1,10	46°25'	0,2511	47°38'	1,0735	0,9976	1,0709
tg α = 0,9549	120	1,1459	5°13'	7°32'	0,6265	0,1311	0,1514
α = 43° 40'	1,20	48°53'	0,1328	51°12'	1,1547	0,9914	1,1448
sin α = 0,6905	130	1,2414	7°29'	10°39'	0,5833	0,1848	0,2292
cos α = 0,7234	1,30	51°9'	0,0923	54°19'	1,2402	0,9828	1,2189
	150	1,4324	11°25'	15°55'	0,5062	0,2742	0,3919
	1,50	55°5'	0,0605	59°35'	1,4291	0,9617	1,3744
	170	1,6234	14°42'	20°0'	0,4436	0,3420	0,5577
	1,70	58°22'	0,0470	63°40'	1,6307	0,9397	1,5324
H/d = 4,00	110	1,4006	2°37'	3°20'	0,5710	0,0581	0,0629
d π n = 0,7854	1,10	54°28'	0,3005	55°11'	1,0818	0,9983	1,0800
tg α = 1,2732	120	1,5279	4°57'	6°17'	0,5280	0,1094	0,1280
α = 51° 51'	1,20	56°48'	0,1589	58°8'	1,1699	0,9940	1,1629
sin α = 0,7864	130	1,6552	7°1'	8°50'	0,4896	0,1536	0,1938
cos α = 0,6177	1,30	58°52'	0,1121	60°41'	1,2616	0,9881	1,2466
H/d = 5,00	110	1,7508	2°25'	2°52'	0,4891	0,0500	0,0544
d π n = 0,6283	1,10	60°16'	0,3503	60°43'	1,0879	0,9987	1,0865
tg α = 1,5915	120	1,9099	4°31'	5°19'	0,4514	0,0927	0,1093
α = 57° 51'	1,20	62°22'	0,1874	63°10'	1,1788	0,9957	1,1737
sin α = 0,8466	130	2,0691	6°21'	7°28'	0,4176	0,1299	0,1655
cos α = 0,5321	1,30	64°12'	0,1333	65°19'	1,2742	0,9915	1,2634

8 a	9 a	10 a	11 a	12 a	13 a	14 a	15 a
8 b	9 b	10 b	11 b	12 b	13 b	14 b	15 b
8 c	9 c	10 c	11 c	12 c	13 c	14 c	15 c
0,0450	0,1170	0,0765	0,043	0,176	0,904	0,0020	0,0018
0,8900	0,1287	0,1202	0,1329	0,160	0,683	0,0075	0,0067
0,0901	0,2494	0,1672	0,047	0,365	0,827	0,0081	0,0076
0,938	0,2993	0,2626	0,3176	0,304	0,719	0,0309	0,0290
0,1284	0,3930	0,2700	0,053	0,608	0,764	0,0164	0,0162
0,988	0,5109	0,4241	0,5548	0,468	0,697	0,0724	0,0715
0,2018	0,7337	0,5277	0,066	1,309	0,667	0,0408	0,0447
1,095	1,1006	0,8289	1,2428	0,873	0,633	0,2190	0,2398
0,2776	1,2232	0,9145	0,080	2,495	0,595	0,0770	0,1001
1,300	2,0794	1,4365	2,4154	1,467	0,576	0,4400	0,5720
0,0291	0,0801	0,0791	0,021	0,112	0,914	0,00085	0,00066
0,775	0,0881	0,0828	0,0906	0,102	0,740	0,0055	0,00428
0,0552	0,1711	0,1744	0,025	0,241	0,845	0,00305	0,00252
0,828	0,2053	0,1826	0,2160	0,201	0,757	0,0228	0,0189
0,0811	0,2737	0,2871	0,028	0,410	0,788	0,00658	0,0058
0,882	0,3558	0,3007	0,3818	0,315	0,733	0,0524	0,0462
0,1256	0,5144	0,5687	0,038	0,904	0,688	0,0158	0,0157
0,994	0,7716	0,5955	0,8658	0,603	0,659	0,1536	0,1527
0,1676	0,8044	0,9295	0,049	1,604	0,626	0,0281	0,0312
1,109	1,3675	0,9734	1,5552	0,944	0,607	0,3110	0,3442
0,0200	0,0553	0,0731	0,015	0,077	0,921	0,00040	0,00027
0,667	0,0608	0,0574	0,0623	0,070	0,745	0,00396	0,00264
0,0371	0,1185	0,1622	0,018	0,167	0,858	0,00138	0,00099
0,718	0,1422	0,1274	0,1485	0,139	0,762	0,01638	0,01176
0,0534	0,1903	0,2689	0,021	0,284	0,803	0,00285	0,00219
0,770	0,2474	0,2112	0,2630	0,218	0,743	0,0376	0,02895
0,0135	0,0392	0,0650	0,012	0,056	0,927	0,00018	0,00010
0,578	0,0431	0,0408	0,0440	0,051	0,728	0,00296	0,00171
0,0263	0,0784	0,1347	0,015	0,113	0,863	0,00069	0,00043
0,625	0,0941	0,0846	0,0980	0,094	0,749	0,01188	0,00743
0,0366	0,1358	0,2406	0,018	0,204	0,812	0,00134	0,00090
0,672	0,1765	0,1512	0,1861	0,157	0,741	0,02730	0,01835

Berechnung vo

Dreiflügeliges, von Gebers (Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910) benutztes Schraubenmodell.

$D = 300 \text{ mm Ges. proj. Fläche} = 375,2 \text{ qcm}$

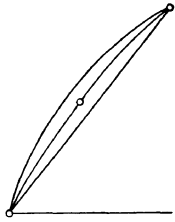
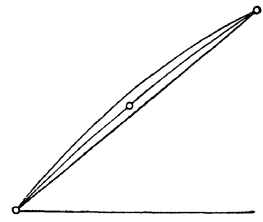
$H = 285 \text{ mm Ges. abgew. Fläche} = 436 \text{ qcm}$

1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a	8a	9a	10a	11a	12a	13a
d	$d\pi$	v	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v_a^2 \text{ tang}$	$v_a \text{ achs-v}$	$(v_a \text{ achs-v})^2$	$b \times \cos \alpha$
m	m	m			m		dcm	m	m ²	m	m ²	$\times v_a$
1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b	8b	9b	10b	11b	12b	13b
n	$d\pi n$	tang β	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v_a^2 \text{ tang}$	$v_a \text{ achs-v}$	$(v_a \text{ achs-v})^2$	$b \times \cos \alpha$
i. d. Sec.	m				m		dcm	m	m ²	m	m ²	$\times v_a$
1c	2c	3c	4c	5c	6c	7c	8c	9c	10c	11c	12c	13c
dn	b	β	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v_a^2 \text{ tang}$	$v_a \text{ achs-v}$	$(v_a \text{ achs-v})^2$	$b \times \cos \alpha$
m	dcm				m		dcm	m	m ²	m	m ²	$\times v_a$
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,072	0,226	1,30	41° 0'	2,73	1,704	0,762	0,755	0,290	0,084	0,152	0,0231	1,096
8,66	1,957	0,664	51° 30'	3,95	2,47	0,526	0,623	0,650	0,422	0,353	0,1246	1,029
0,624	1,00	33° 35'	62° 0'	5,90	3,682	0,353	0,470	0,983	0,966	0,530	0,2809	0,860
0,072	0,226	0,60	41° 0'	2,73	1,704	0,352	0,755	0,682	0,4651	0,510	0,2601	0,838
8,66	1,957	0,307	51° 30'	3,95	2,47	0,243	0,623	0,936	0,8760	0,689	0,4747	0,803
0,624	1,00	17° 5'	62° 0'	5,90	3,682	0,163	0,470	1,186	1,4066	0,880	0,7744	0,695
0,110	0,346	2,03	34° 0'	2,12	2,030	1,00	0,962	0	0	0	0	1,952
8,66	2,996	0,6775	39° 30'	2,59	2,468	0,823	0,895	0,321	0,1030	0,170	0,0289	1,969
0,953	1,16	34° 7'	45° 0'	3,14	2,992	0,678	0,820	0,631	0,3981	0,332	0,1102	1,936
0,110	0,346	1,30	34° 0'	2,12	2,030	0,640	0,962	0,546	0,2981	0,361	0,1303	1,597
8,66	2,996	0,4339	39° 30'	2,59	2,468	0,527	0,895	0,782	0,6115	0,518	0,2683	1,627
0,953	1,16	23° 27'	45° 0'	3,14	2,992	0,434	0,820	1,020	1,0404	0,673	0,4529	1,617
0,110	0,346	0,60	34° 0'	2,12	2,030	0,296	0,962	0,940	0,8836	0,788	0,6209	1,335
8,66	2,996	0,2003	39° 30'	2,59	2,468	0,243	0,895	1,120	1,2544	0,958	0,9178	1,394
0,953	1,16	11° 20'	45° 0'	3,14	2,992	0,201	0,820	1,305	1,703	1,077	1,1599	1,375

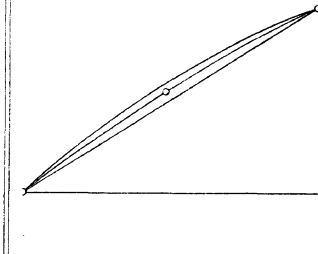
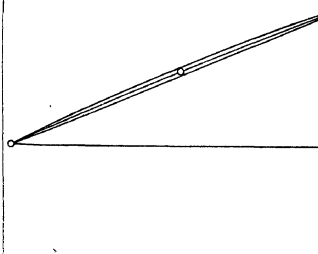
Schraubenmodellen.

$$H : D = 0,95 \quad \frac{\text{Ges. abgew. Fläche}}{\text{Diskfläche}} = 0,62$$

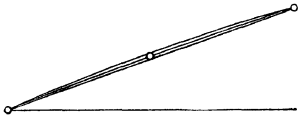

$$\text{Nabendurchm.} = 56 \text{ mm} \quad \frac{\text{Ges. proj. Fläche}}{\text{Diskfläche}} = 0,533.$$

14a	15a	16a	17a	18a	19a	20a	21a	abgewickelter Querschnitt. o Punkte, an denen die Steigungswinkel gemessen sind.
13a × 12a	13a × 10a	doppelte achsiale Arbeit mkg	v _a achs m	$\frac{16a}{d \pi c}$	v _m tang m	P _{tg} kg	Aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit mkg	
14b	15b	16b	17b	18b	19b	20b	21b	
13a × 12a	13a × 10a	$\frac{16a}{b_{\text{proj}} \times Z}$	doppelte tangentiale Arbeit mkg	v _m achs - v m	$\frac{v_{m \text{ achs}}}{d \pi n - \frac{v_{m \text{ tang}}^2}{2}}$	P _{tg} × d π n mkg	η	
14c	15c	16c	17c	18c	19c	20c	21c	
13a × 12a	13a × 10a	v _a achs - v m	v _a tang m	v _m achs m	P _a kg	P _a × v mkg	Widerst.-Arb. q mkg	
—	—	—	—	—	—	—	—	d π c = 2,26 - 0,36 = 1,90 dcm
—	—	—	—	—	—	—	—	proj. b × z = 0,61 × 3
—	—	—	—	—	—	—	—	= 1,83 dcm
0,0253	0,0921	0,3901	1,658	0,2053	0,651	3,201	7,124	
0,1283	0,4346	0,2132	1,3307	0,352	1,0128	6,264	0,577	
0,2416	0,8309	0,358	0,662	1,652	3,161	4,109	75,42	
0,2180	0,3898	1,1408	1,294	0,6004	0,926	3,374	8,212	
0,3812	0,7034	0,6234	2,0909	0,684	0,8594	6,602	0,287	
0,5387	0,9784	0,694	0,940	1,284	3,926	2,356	45,87	
0	0	0,2206	2,223	0,0703	0,338	2,796	8,982	d π c = 3,46 - 0,32 = 3,14 dcm
0,0569	0,2028	0,0822	0,7911	0,178	0,7810	8,377	0,818	proj. b × z = 0,895 × 3
0,2135	0,7710	0,193	0,364	2,208	3,580	7,2674	320,16	= 2,685 dcm
0,2082	0,4763	1,3437	1,824	0,4279	0,739	4,7010	16,291	
0,4366	0,9950	0,5004	3,0698	0,489	0,6811	14,084	0,551	
0,7327	1,6833	0,524	0,792	1,789	6,902	8,973	225,50	
0,8290	1,1798	3,7716	1,551	1,201	1,058	5,566	21,194	
1,2798	1,7491	1,4046	5,2590	0,896	0,6064	16,678	0,260	
1,5950	2,3418	0,951	1,124	1,496	9,180	5,508	167,04	

1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a	8a	9a	10a	11a	12a	13a
d	$d\pi$	v	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v_a^2 \text{ tang}$	$v_a \text{ achs} - v$	$(v_a \text{ achs} - v)^2$	$b \times \cos$ $\times v_a \text{ ael}$
m	m	m			m		dcm	m	m ²	m	m ²	
1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b	8b	9b	10b	11b	12b	13b
n i. d. Sec.	$d \pi n$	tang β	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v_a^2 \text{ tang}$	$v_a \text{ achs} - v$	$(v_a \text{ achs} - v)^2$	$b \times \cos$ $\times v_a \text{ ael}$
	m				m		dcm	m	m ²	m	m ²	
1c	2c	3c	4c	5c	6c	7c	8c	9c	10c	11c	12c	13c
dn	b	β	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v_a^2 \text{ tang}$	$v_a \text{ achs} - v$	$(v_a \text{ achs} - v)^2$	$b \times \cos$ $\times v_a \text{ ael}$
m	dcm				m		dcm	m	m ²	m	m ²	
0,148	0,465	2,03	26° 45'	1,58	2,03	1,00	1,179	0	0	0	0	2,3934
8,66	4,027	0,5041	31° 30'	1,93	2,47	0,822	1,125	0,356	0,1267	0,220	0,0484	2,5315
1,282	1,32	26° 45'	36° 15'	2,30	2,95	0,688	1,065	0,681	0,4638	0,419	0,1756	2,6082
0,148	0,465	1,30	26° 45'	1,58	2,03	0,640	1,179	0,581	0,3376	0,446	0,1989	2,0585
8,66	4,027	0,3228	31° 30'	1,93	2,47	0,526	1,125	0,865	0,7482	0,640	0,4096	2,1825
1,282	1,32	17° 54'	36° 15'	2,30	2,95	0,441	1,065	1,115	1,2432	0,829	0,6872	2,2674
0,148	0,465	0,60	26° 45'	1,58	2,03	0,296	1,179	1,0760	1,1578	0,9094	0,8270	1,7796
8,66	4,027	0,1490	31° 30'	1,93	2,47	0,243	1,125	1,2399	1,5373	1,1115	1,2354	1,9254
1,282	1,32	8° 28'	36° 15'	2,30	2,95	0,203	1,065	1,4455	2,0895	1,2950	1,6770	2,0182
0,186	0,584	2,03	22° 30'	1,30	2,09	0,971	1,293	0,0543	0,0030	0,0376	0,0014	2,6734
8,66	5,057	0,4014	26° 0'	1,53	2,47	0,822	1,258	0,375	0,1406	0,2570	0,0660	2,8770
1,611	1,400	21° 52'	29° 30'	1,79	2,88	0,705	1,219	0,680	0,4624	0,469	0,2200	3,0463
0,186	0,584	1,30	22° 30'	1,30	2,09	0,622	1,293	0,654	0,4277	0,518	0,2683	2,3507
8,66	5,057	0,2571	26° 0'	1,53	2,47	0,526	1,258	0,918	0,8427	0,725	0,5256	2,5475
1,611	1,400	14° 25'	29° 30'	1,79	2,88	0,451	1,219	1,158	1,3410	0,924	0,8538	2,7111
0,186	0,584	0,60	22° 30'	1,30	2,09	0,287	1,293	1,114	1,2410	1,030	1,0609	2,1076
8,66	5,057	0,1186	26° 0'	1,53	2,47	0,243	1,258	1,321	1,7450	1,233	1,5203	2,3059
1,611	1,400	6° 46'	29° 30'	1,79	2,88	0,208	1,219	1,524	2,322	1,420	2,0164	2,4624
0,224	0,704	2,030	19° 30'	1,10	2,13	0,953	1,301	0,063	0,0040	0,044	0,0019	2,6983
8,66	6,097	0,3330	22° 0'	1,27	2,47	0,822	1,278	0,388	0,1505	0,282	0,0795	2,9547
1,940	1,38	18° 25'	24° 30'	1,43	2,77	0,733	1,256	0,703	0,4942	0,511	0,2611	3,1915
0,224	0,704	1,30	19° 30'	1,10	2,13	0,610	1,301	0,643	0,4134	0,527	0,2777	2,3769
8,66	6,097	0,2132	22° 0'	1,27	2,47	0,526	1,278	0,951	0,9044	0,788	0,6209	2,6685
1,940	1,38	12° 2'	24° 30'	1,43	2,77	0,469	1,256	1,208	1,4593	1,007	1,0140	2,8976
0,224	0,704	0,60	19° 30'	1,10	2,13	0,282	1,301	1,1779	1,3874	1,1140	1,2410	2,2299
8,66	6,097	0,0984	22° 0'	1,27	2,47	0,243	1,278	1,3783	1,8997	1,3165	1,7332	2,4493
1,940	1,38	5° 37'	24° 30'	1,43	2,77	0,217	1,256	1,5401	2,3719	1,4736	2,1715	2,6044

14a	15a	16a	17a	18a	19a	20a	21a	abgewickelter Querschnitt. o Punkte, an denen die Steigungswinkel gemessen sind.
13a × 12a	13a × 10a	doppelte achsiale Arbeit mkg	v _a achs m	$\frac{16a}{d \pi c}$	v _m tang m	P _{tg} kg	Aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit mkg	
14b	15b	16b	17b	18b	19b	20b	21b	
13a × 12a	13a × 10a	$\frac{16a}{b \text{ proj} \times Z}$	doppelte tangentiale Arbeit mkg	v _m achs - v m	$\frac{v_{m \text{ achs}}}{d \pi n - \frac{v_{m \text{ tang}}}{2}}$	P _{tg} × d π n mkg	η	
14c	15c	16c	17c	18c	19c	20c	21c	
13a × 12a	13a × 10a	v _a achs - v m	v _a tang m	v _m achs m	P _a kg	P _a × v mkg	Widerst.-Arb. q mkg	
0	0	0,4740	2,279	0,1105	0,359	3,281	14,073	$d \pi c = 4,65 - 0,36 = 4,29$ $\text{proj. } b \times z = 1,12 \times 3 = 3,36$ 
0,1225	0,3207	0,1411	1,2463	0,222	0,5853	13,213	0,808	
0,4580	0,2490	0,249	0,403	2,252	5,608	11,378	697	
0,4094	0,6949	2,7716	1,951	0,6461	0,788	5,579	26,364	
0,8339	1,6329	0,8261	5,0227	0,585	0,5189	22,467	0,530	
1,5582	2,8188	0,651	0,876	1,885	10,752	13,978	539	
1,4717	2,0604	7,1853	1,716	1,6749	1,143	7,0165	36,377	
2,3786	2,9599	2,1385	9,0585	1,018	0,4683	28,255	0,247	
3,3845	4,2170	1,116	1,253	1,618	14,983	8,990	440	
0,0037	0,0080	0,7168	2,317	0,1301	0,348	3,4195	18,409	
0,1899	0,4045	0,1911	1,5173	0,239	0,4646	17,2924	0,812	
0,6702	1,4086	0,287	0,418	2,269	7,360	14,941	1310	
0,6307	1,0054	4,1507	2,037	0,7533	0,789	6,2023	36,747	
1,3390	2,1468	1,1069	6,6141	0,626	0,4131	31,3650	0,531	
2,3147	3,6356	0,737	0,931	1,926	15,014	19,518	1081	
2,2360	2,6155	10,6118	1,840	1,9259	1,150	7,6547	50,123	
3,5056	4,0238	2,8298	12,2142	1,073	0,3732	38,7098	0,245	
4,9652	5,7177	1,240	1,330	1,673	20,511	12,307	919	
0,0051	0,0108	0,889	2,345	0,1313	0,331	3,3599	20,614	$d \pi c = 7,04 - 0,27 = 6,77 \text{ dem}$ $\text{proj. } b \times z = 1,278 \times 3 = 3,825$ 
0,2349	0,4447	0,2324	1,6834	0,241	0,3829	20,485	0,864	
0,8333	1,5772	0,315	0,433	2,271	8,775	17,813	2120	
0,6601	0,9826	5,113	2,098	0,7552	0,755	6,066	43,256	
1,6569	2,4134	1,3367	7,4319	0,626	0,3368	36,984	0,541	
2,9382	4,2276	0,798	0,962	1,926	18,012	23,416	1824	
2,7673	3,0938	12,7016	1,916	1,8761	1,110	7,353	58,252	
4,2451	4,6529	3,3207	13,941	1,062	0,2999	44,831	0,253	
5,6555	6,1774	1,316	1,380	1,662	24,519	14,711	1603	

1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a	8a	9a	10a	11a	12a	13a
d	$d\pi$	v	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v^2_a \text{ tang}$	$v_a \text{ achs} - v$	$(v_a \text{ achs} - v)^2$	$b \times \cos \alpha$
m	m	m			m		dcm	m	m ²	m	m ²	$\times v_a$
1b	2b	3b	4b	5b	6b	7b	8b	9b	10b	11b	12b	13b
n	$d \pi n$	tang β	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v^2_a \text{ tang}$	$v_a \text{ achs} - v$	$(v_a \text{ achs} - v)^2$	$b \times \cos \alpha$
i. d. Sec.	m				m		dcm	m	m ²	m	m ²	$\times v_a$
1c	2c	3c	4c	5c	6c	7c	8c	9c	10c	11c	12c	13c
dn	b	β	α	H/d	Hn	$\frac{v}{Hn}$	$b \times \cos \alpha$	$v_a \text{ tang}$	$v^2_a \text{ tang}$	$v_a \text{ achs} - v$	$(v_a \text{ achs} - v)^2$	$b \times \cos \alpha$
m	dcm				m		dcm	m	m ²	m	m ²	$\times v_a$
0,262	0,826	2,03	17° 0'	0,96	2,18	0,931	1,109	0,142	0,0202	0,105	0,0110	2,368
8,66	7,153	0,2838	19° 0'	1,09	2,47	0,822	1,097	0,398	0,1584	0,301	0,0906	2,557
2,269	1,16	15° 51'	21° 0'	1,22	2,77	0,733	1,083	0,643	0,4134	0,493	0,2430	2,732
0,262	0,826	1,30	17° 0'	0,96	2,18	0,596	1,109	0,759	0,5761	0,650	0,4225	2,163
8,66	7,153	0,1817	19° 0'	1,09	2,47	0,526	1,097	0,978	0,9565	0,832	0,6922	2,339
2,269	1,16	10° 18'	21° 0'	1,22	2,77	0,469	1,083	1,180	1,3924	1,017	1,0343	2,509
0,262	0,826	0,60	19° 0'	0,96	2,18	0,275	1,109	1,243	1,5450	1,199	1,4376	1,995
8,66	7,153	0,0839	19° 0'	1,09	2,47	0,243	1,097	1,422	2,0221	1,383	1,9126	2,175
2,269	1,16	4° 48'	21° 0'	1,22	2,77	0,217	1,083	1,601	2,5632	1,557	2,4242	2,336
0,288	0,905	2,03	15° 0'	0,84	2,10	0,967	0,676	0,065	0,0042	0,050	0,0025	1,406
8,66	7,837	0,2590	17° 30'	0,99	2,47	0,822	0,668	0,403	0,1624	0,311	0,0967	1,563
2,494	0,700	14° 31'	20° 0'	1,14	2,84	0,715	0,658	0,704	0,4956	0,557	0,3036	1,698
0,288	0,905	1,30	15° 0'	0,84	2,10	0,619	0,676	0,701	0,4914	0,613	0,3757	1,293
8,66	7,837	1,650	17° 30'	0,99	2,47	0,526	0,668	1,015	1,0302	0,857	0,7344	1,440
2,494	0,700	9° 25'	20° 0'	1,14	2,84	0,458	0,658	1,244	1,5475	1,088	1,1837	1,571
0,288	0,905	0,60	15° 0'	0,89	2,10	0,286	0,676	1,2096	1,4631	1,174	1,3783	1,199
8,66	7,837	0,0766	17° 30'	0,99	2,47	0,243	0,668	1,4450	2,0880	1,4128	1,9960	1,344
2,494	0,700	4° 23'	20° 0'	1,14	2,84	0,211	0,658	1,6692	2,7682	1,6358	2,6758	1,471

14a	15a	16a	17a	18a	19a	20a	21a	abgewickelter Querschnitt. o Punkte, an denen die Steigungswinkel gemessen sind.
$13a \times 12a$	$13a \times 10a$	doppelte achsiale Arbeit mkg	$v_{a\text{achs}}$ m	$\frac{16a}{d\pi c}$	$v_{m\text{tang}}$ m	P_{tg} kg	Aufgew. Arbeit minus Widerst.- Arbeit mkg	
14b	15b	16a	17b	18b	19b	20b	21b	
$13a \times 12a$	$13a \times 10a$	$\frac{16a}{b_{proj} \times Z}$	doppelte tangente- niale Arbeit mkg	$v_{m\text{achs}} - v$ m	$\frac{v_{m\text{achs}}}{d\pi n - \frac{v_{m\text{tang}}^2}{2}}$	$P_{tg} \times d\pi n$ mkg	η	
14c	15c	16c	17c	18c	19c	20c	21c	
$13a \times 12a$	$13a \times 10a$	$v_{a\text{achs}} - v$ m	$v_{a\text{tang}}$ m	$v_{m\text{achs}}$ m	P_a kg	$P_a \times v$ mkg	Widerst.-Arb. ρ mkg	
0,0260	0,0478	0,8083	2,353	0,1000	0,278	2,8317	21,359	$d\pi c = 8,26 - 0,18 = 8,08$ dcm $proj. b \times z = 1,1 \times 3 = 3,3$
0,2317	0,4050	0,2447	1,399	0,211	0,3195	20,255	0,842	
0,6639	1,1294	0,323	0,425	2,241	8,863	17,992	2777	
0,9139	1,2461	4,9927	2,140	0,6179	0,672	5,1909	43,049	
1,6191	2,2373	1,512	6,844	0,574	0,2749	37,1305	0,570	
2,5951	3,4935	0,840	1,000	1,874	18,883	24,548	2457	
2,8682	3,0824	12,5870	1,986	1,5578	1,020	6,1706	57,099	
4,1607	4,3989	3,814	13,333	0,990	0,2393	44,1383	0,271	
5,6629	5,9876	1,386	1,430	1,590	25,786	15,472	2220	
0,0035	0,0059	0,5619	2,373	0,0630	0,218	2,162	17,691	$d\pi c = 9,05 - 0,135$ $= 8,915$ dcm $proj. b \times z = 0,67 \times 3$ $= 2,01$ dcm
0,1512	0,2540	0,2783	0,9318	0,169	0,2845	16,944	0,872	
0,5156	0,8417	0,343	0,442	2,199	7,599	15,426	2176	
0,4859	0,6355	3,2893	2,168	0,3689	0,536	3,618	32,050	
1,0582	1,4844	1,6364	4,5023	0,458	0,2322	28,354	0,628	
1,8599	2,4316	0,868	1,015	1,758	15,582	20,257	1970	
1,6529	1,7545	8,1623	2,018	0,9156	0,825	3,879	38,752	
2,6838	2,8075	4,0608	8,5418	0,807	0,1895	30,400	0,317	
3,9366	4,0991	1,418	1,450	1,407	20,468	12,281	1810	

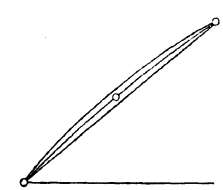
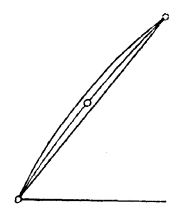
$D = 406,4$ mm proj. Fläche eines Flügels = 81,00 qcm

$H = 609,6$ „ abgew. Fläche eines Flügels = 139,13 „

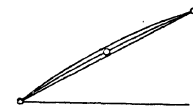
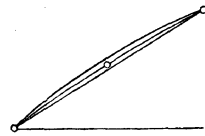
$H : D = 1,5$ $\frac{\text{proj. Fläche eines Flügels}}{\text{Diskfläche}} = 0,0624$

Nabendurchm. = 79,37 „ $\frac{\text{abgew. Fläche eines Flügels}}{\text{Diskfläche}} = 0,1072$

14a	15a	16a	17a	18a	19a	20a	21a	abgewickelter Querschnitt. o Punkte, an denen die Steigungswinkel gemessen sind.
14b	15b	16b	17b	18b	19b	20b	21b	
14c	15c	16c	17c	18c	19c	20c	21c	
0,0003	0,0023	0,1056	2,757	0,0216	0,211	4,0946	11,193	2 Fl.: $d \pi c = 5,026 - 2 \times 0,07$ $= 4,886$ dcm; $b \text{ proj. } \times z = 0,56 \cdot 2 = 1,12$ 3 Fl.: $d \pi c = 4,816$; $b \text{ proj. } \times z = 1,68$ 4 Fl.: $d \pi c = 4,746$; $b \text{ proj. } \times z = 2,24$ 6 Fl.: $d \pi c = 4,606$; $b \text{ proj. } \times z = 3,36$
0,0446	0,2371	0,0943	0,5781	0,090	1,0464	10,851	0,899	
0,1380	0,7835	0,185	0,433	2,662	3,913	10,064	176,4	
—	—	0,1584	2,757	0,0329	0,259	5,0825	13,981	
—	—	0,0943	0,8672	0,111	1,0644	13,468	0,878	
—	—	0,185	0,433	2,683	4,775	12,2813	264,7	
—	—	0,2112	2,757	0,0445	0,300	5,9443	16,436	
—	—	0,0943	1,1562	0,128	1,0800	15,7524	0,861	
—	—	0,185	0,433	2,700	5,504	14,1563	352,8	
—	—	0,3168	2,757	0,0688	0,371	7,3890	20,606	
—	—	0,0943	1,7343	0,159	1,1083	19,5809	0,832	
—	—	0,185	0,433	2,731	6,667	17,1475	529,3	
0,0022	0,0083	0,3358	2,858	0,0454	0,238	5,1354	21,151	2 Fl.: $d \pi c = 7,540 - 2 \times 0,075$ $= 7,39$ dcm; $b \text{ proj. } \times z = 0,72 \times 2 = 1,44$ 3 Fl.: $d \pi c = 7,32$; $b \text{ proj. } \times z = 2,16$ 4 Fl.: $d \pi c = 7,24$; $b \text{ proj. } \times z = 2,88$ 6 Fl.: $d \pi c = 7,09$; $b \text{ proj. } \times z = 4,32$
0,1384	0,4579	0,2332	1,130	0,130	0,7005	20,418	0,891	
0,4518	1,5501	0,286	0,524	2,702	7,331	18,8553	387	
—	—	0,5037	2,858	0,0688	0,291	6,4113	26,590	
—	—	0,2332	1,695	0,159	0,7130	25,4913	0,870	
—	—	0,286	0,524	2,731	8,992	23,1274	581	
—	—	0,6716	2,858	0,0928	0,337	7,5070	31,313	
—	—	0,2332	2,260	0,183	0,7235	29,8478	0,852	
—	—	0,286	0,524	2,755	10,376	26,6870	774	
—	—	1,0074	2,858	0,1421	0,413	9,4012	39,578	
—	—	0,2332	3,390	0,226	0,7423	37,379	0,823	
—	—	0,286	0,524	2,798	12,665	32,5744	1161	



14 a	15 a	16 a	17 a	18 a	19 a	20 a	21 a	abgewickelter Querschnitt. ° Punkte, an denen die Steigungswinkel gemessen sind.
14 b	15 b	16 b	17 b	18 b	19 b	20 b	21 b	
14 c	15 c	16 c	17 c	18 c	19 c	20 c	21 c	
0,0017	0,0042	0,7226	2,982	0,0731	0,238	5,7230	31,450	2 Fl: $d \pi_c = 10,05 - 2 \times 0,08 = 9,89$; b proj. $\times z = 0,72 \times 2 = 1,44$ 3 Fl: $d \pi_c = 9,81$; b proj. $\times z = 2,16$ 4 Fl: $d \pi_c = 9,73$; b proj. $\times z = 2,88$ 6 Fl: $d \pi_c = 9,57$; b proj. $\times z = 4,32$
0,2223	0,5627	0,5018	1,5251	0,163	0,5279	30,3262	0,887	
1,2769	2,3202	0,410	0,596	2,735	10,841	27,883	680	
—	—	1,0839	2,982	0,1105	0,290	7,1571	39,611	
—	—	0,5018	2,2877	0,200	0,5378	37,9255	0,864	
—	—	0,410	0,596	2,772	13,3081	34,2284	1020	
—	—	1,4452	2,982	0,1485	0,345	8,2668	46,054	
—	—	0,5018	3,0502	0,230	0,5466	43,8058	0,845	
—	—	0,410	0,596	2,802	15,124	38,8989	1360	
—	—	2,1678	2,982	0,2265	0,409	10,5727	59,396	
—	—	0,5018	4,5753	0,282	0,5602	56,0247	0,817	
—	—	0,410	0,596	2,854	18,873	48,541	2040	
0	0	0,6395	2,978	0,0571	0,219	5,1408	31,710	2 Fl: $d \pi_c = 11,31 - 2 \times 0,06 = 11,19$; b proj. $\times z = 0,65 \times 2 = 1,30$ 3 Fl: $d \pi_c = 11,13$; b proj. $\times z = 1,95$ 4 Fl: $d \pi_c = 11,07$; b proj. $\times z = 2,60$ 6 Fl: $d \pi_c = 10,95$; b proj. $\times z = 3,90$
0,2388	0,5433	0,4919	1,4601	0,145	0,4641	30,6597	0,898	
0,9634	2,2073	0,406	0,614	2,717	11,077	28,490	796	
—	—	0,9593	2,978	0,0862	0,268	6,4086	39,795	
—	—	0,4919	2,1902	0,177	0,4715	38,2209	0,878	
—	—	0,406	0,614	2,749	13,592	34,9586	1189	
—	—	1,2790	2,978	0,1155	0,308	7,3858	46,149	
—	—	0,4919	2,9202	0,214	0,4778	44,0489	0,861	
—	—	0,406	0,614	2,776	15,458	39,7580	1579	
—	—	1,9185	2,978	0,1752	0,377	9,4398	59,449	
—	—	0,4919	4,3803	0,249	0,4885	56,2990	0,836	
—	—	0,406	0,614	2,821	19,324	49,7013	39,795	
0	0	0,4777	3,014	0,0383	0,173	4,0498	27,585	2 Fl: $d \pi_c = 12,57 - 2 \times 0,05 = 12,47$; b proj. $\times z = 0,405 \times 2 = 0,81$ 3 Fl: $d \pi_c = 12,42$; b proj. $\times z = 1,215$ 4 Fl: $d \pi_c = 12,37$; b proj. $\times z = 1,62$ 6 Fl: $d \pi_c = 12,27$; b proj. $\times z = 2,43$
0,1688	0,3559	0,5898	1,0086	0,119	0,4114	26,842	0,917	
0,7581	1,6022	0,442	0,643	2,691	9,844	25,319	637	
—	—	0,7166	3,014	0,0577	0,212	5,0187	34,378	
—	—	0,5898	1,5129	0,146	0,4167	33,2639	0,901	
—	—	0,442	0,643	2,718	12,044	30,9772	850	
—	—	0,9554	3,014	0,0772	0,244	5,8760	40,432	
—	—	0,5898	2,0172	0,168	0,4211	38,9461	0,888	
—	—	0,442	0,643	2,740	13,954	35,8897	1264	
—	—	1,4331	3,014	0,1168	0,298	7,3483	51,934	
—	—	0,5898	3,0258	0,205	0,4286	48,7045	0,866	
—	—	0,442	0,643	2,777	17,145	44,0969	1890	



Dreiflügeliges von Schaffran benutztes Schraubenmodell Nr. 65. (Systematische Propellerversuche, Schiffbau 1916).

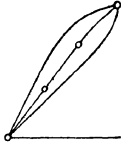
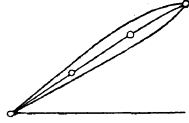
D = 120 mm Ges. proj. Fläche = 28,25 qcm

H = 120 mm Ges. abgew. Fläche = 34,00 qcm

1 a	2 a	3 a	4 a	5 a	6 a	7 a	8 a	9 a	10 a	11 a	12 a	13 a
1 b	2 b	3 b	4 b	5 b	6 b	7 b	8 b	9 b	10 b	11 b	12 b	13 b
1 c	2 c	3 c	4 c	5 c	6 c	7 c	8 c	9 c	10 c	11 c	12 c	13 c
0,04	0,1256	1,620	40° 40'	—	1,620	1,00	—	—	—	—	—	—
15	1,884	0,8598	51° 30'	—	2,368	0,684	—	—	—	—	—	—
0,60	0,22	40° 42'	51° 30'	—	2,368	0,684	—	—	—	—	—	—
—	—	—	51° 30'	—	2,368	0,684	—	—	—	—	—	—
0,04	0,1256	1,440	40° 40'	—	1,620	0,889	—	—	—	—	—	—
15	1,884	0,7643	51° 30'	—	2,368	0,608	—	—	—	—	—	—
0,60	0,22	37° 23'	51° 30'	—	2,368	0,608	—	—	—	—	—	—
—	—	—	51° 30'	—	2,368	0,608	—	—	—	—	—	—
0,04	0,1256	1,170	40° 40'	—	1,620	0,722	—	—	—	—	—	—
15	1,884	0,6210	51° 30'	—	2,368	0,494	—	—	—	—	—	—
0,60	0,22	31° 50'	51° 30'	—	2,368	0,494	—	—	—	—	—	—
—	—	—	51° 30'	—	2,368	0,494	—	—	—	—	—	—
0,04	0,1256	0,900	40° 40'	—	1,620	0,556	—	—	—	—	—	—
15	1,884	0,4777	51° 30'	—	2,368	0,380	—	—	—	—	—	—
0,60	0,22	25° 20'	51° 30'	—	2,368	0,380	—	—	—	—	—	—
—	—	—	51° 30'	—	2,368	0,380	—	—	—	—	—	—
0,07	0,2199	1,620	26° 10'	—	1,620	1,00	—	—	—	—	—	—
15	3,299	0,4911	33° 0'	—	2,142	0,756	—	—	—	—	—	—
1,05	0,26	26° 10'	33° 0'	—	2,142	0,756	—	—	—	—	—	—
—	—	—	33° 0,	—	2,142	0,756	—	—	—	—	—	—
0,07	0,2199	1,440	26° 10'	—	1,620	0,889	—	—	—	—	—	—
15	3,299	0,4364	33° 0'	—	2,142	0,672	—	—	—	—	—	—
1,05	0,26	23° 35'	33° 0'	—	2,142	0,672	—	—	—	—	—	—
—	—	—	33° 0'	—	2,142	0,672	—	—	—	—	—	—
0,07	0,2199	1,170	26° 10'	—	1,620	0,722	—	—	—	—	—	—
15	3,299	0,3546	33° 0'	—	2,142	0,546	—	—	—	—	—	—
1,05	0,26	19° 30'	33° 0'	—	2,142	0,546	—	—	—	—	—	—
—	—	—	33° 0'	—	2,142	0,546	—	—	—	—	—	—
1,07	0,2199	0,900	26° 10'	—	1,620	0,556	—	—	—	—	—	—
15	3,299	0,2728	33° 0'	—	2,142	0,420	—	—	—	—	—	—
1,05	0,26	15° 15'	33° 0'	—	2,142	0,420	—	—	—	—	—	—
—	—	—	33° 0'	—	2,142	0,420	—	—	—	—	—	—

$$H/D = 1,00 \quad \frac{\text{Ges. proj. Fläche}}{\text{Dirk}} = 0,250$$

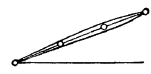
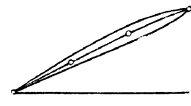
$$\text{Nabendurchm.} = 20 \text{ mm} \quad \frac{\text{Ges. abgew. Fläche}}{\text{Dirk}} = 0,300$$

14a	15a	16a	17a	18a	19a	20a	21a	abgewickelter Querschnitt. ◦ Punkte, an denen die Steigungswinkel gemessen sind.
14b	15b	16b	17b	18b	19b	20b	21b	
14c	15c	16c	17c	18c	19c	20c	21c	
0	0	0,0260	1,801	0,0238	0,257	0,7027	1,3997	$d \pi c = 1,256 - 0,165 = 1,091 \text{ dcm}$ proj. $b \times z = 0,44 \text{ dcm}$ 
0,0099	0,0478	0,0591	0,1255	0,117	0,9891	1,3239	0,822	
0,0099	0,0478	0,181	0,398	1,737	0,7105	1,151	19,8	
0,0099	0,0478	—	—	—	—	—	—	
0,00107	0,00530	0,0385	1,668	0,0353	0,295	0,7055	1,4241	
0,0162	0,0633	0,0875	0,1512	0,149	0,9153	1,3292	0,779	
0,0162	0,0633	0,228	0,454	1,589	0,7708	1,1100	17,3	
0,0162	0,0633	—	—	—	—	—	—	
0,0075	0,0228	0,0750	1,506	0,0687	0,397	0,7767	1,6205	
0,0272	0,0932	0,1704	0,2393	0,222	0,8258	1,4633	0,679	
0,0272	0,0932	0,336	0,601	1,392	0,9405	1,100	13,8	
0,0272	0,0932	—	—	—	—	—	—	
0,0190	0,0476	0,1231	1,354	0,1128	0,494	0,7741	1,6802	
0,0438	0,1142	0,2798	0,3204	0,306	0,7367	1,4584	0,563	
0,0438	0,1142	0,454	0,737	1,206	1,0507	0,9456	11,2	
0,0438	0,1142	—	—	—	—	—	—	
0	0	0,0706	1,861	0,0397	0,226	0,7269	2,525	$d \pi c = 2,199 - 0,165 = 2,034 \text{ dcm}$ proj. $b \times z = 65 \text{ dcm}$ 
0,0269	0,0699	0,1086	0,1835	0,140	0,5524	2,398	0,844	
0,0269	0,0699	0,241	0,389	1,760	1,316	2,132	75,2	
0,0269	0,0699	—	—	—	—	—	—	
0,0038	0,0090	0,1307	1,777	0,0643	0,298	0,8608	3,0555	
0,0490	0,1112	0,2011	0,2966	0,198	0,5200	2,8398	0,781	
0,0490	0,1112	0,337	0,506	1,638	1,6554	2,3838	69,8	
0,0490	0,1112	—	—	—	—	—	—	
0,0233	0,0465	0,2642	1,664	0,1299	0,414	1,0076	3,7017	
0,0961	0,1859	0,4065	0,5111	0,297	0,4744	3,3241	0,670	
0,0961	0,1859	0,494	0,687	1,467	2,1240	2,4851	62,4	
0,0961	0,1859	—	—	—	—	—	—	
0,0621	0,1004	0,4183	1,545	0,2056	0,507	1,0195	3,9124	
0,1494	0,2428	0,6435	0,6799	0,398	0,4262	3,3633	0,550	
0,1494	0,2428	0,645	0,823	1,298	2,3920	2,1528	56,6	
0,1494	0,2428	—	—	—	—	—	—	

794 Wittmack, Zur Berechnung des Wirkungsgrades der alleinfahrenden Schiffsschraube.

1 a	2 a	3 a	4 a	5 a	6 a	7 a	8 a	9 a	10 a	11 a	12 a	13 a
1 b	2 b	3 b	4 b	5 b	6 b	7 b	8 b	9 b	10 b	11 b	12 b	13 b
1 c	2 c	3 c	4 c	5 c	6 c	7 c	8 c	9 c	10 c	11 c	12 c	13 c
0,09	0,2827	1,620	21° 0'	—	1,620	1,00	—	—	—	—	—	—
15	4,2405	0,3820	25° 0'	—	1,977	0,819	—	—	—	—	—	—
1,35	0,24	20° 56'	27° 30'	—	2,208	0,734	—	—	—	—	—	—
—	—	—	27° 30'	—	2,208	0,734	—	—	—	—	—	—
0,09	0,2827	1,440	21° 0'	—	1,620	0,889	—	—	—	—	—	—
15	4,2405	0,3395	25° 0'	—	1,977	0,728	—	—	—	—	—	—
1,35	0,24	18° 45'	27° 30'	—	2,208	0,652	—	—	—	—	—	—
—	—	—	27° 30'	—	2,208	0,652	—	—	—	—	—	—
0,09	0,2827	1,170	21° 0'	—	1,620	0,722	—	—	—	—	—	—
15	4,2405	0,2759	25° 0'	—	1,977	0,592	—	—	—	—	—	—
1,35	0,24	15° 25'	27° 30'	—	2,208	0,530	—	—	—	—	—	—
—	—	—	27° 30'	—	2,208	0,530	—	—	—	—	—	—
0,09	0,2827	0,900	21° 0'	—	1,620	0,556	—	—	—	—	—	—
15	4,2405	0,2122	25° 0'	—	1,977	0,455	—	—	—	—	—	—
1,35	0,24	12° 0'	27° 30'	—	2,208	0,408	—	—	—	—	—	—
—	—	—	27° 30'	—	2,208	0,408	—	—	—	—	—	—
0,11	0,3456	1,620	21° 30'	—	2,042	0,793	—	—	—	—	—	—
15	5,184	0,3025	21° 30'	—	2,042	0,793	—	—	—	—	—	—
1,65	0,175	17° 21'	21° 30'	—	2,042	0,793	—	—	—	—	—	—
—	—	—	21° 30'	—	2,042	0,793	—	—	—	—	—	—
0,11	3,456	1,440	21° 30'	—	2,042	0,705	—	—	—	—	—	—
15	5,184	0,2778	21° 30'	—	2,042	0,705	—	—	—	—	—	—
1,65	0,175	15° 32'	21° 30'	—	2,042	0,705	—	—	—	—	—	—
—	—	—	21° 30'	—	2,042	0,705	—	—	—	—	—	—
0,11	3,456	1,170	21° 30'	—	2,042	0,573	—	—	—	—	—	—
15	5,184	0,2256	21° 30'	—	2,042	0,573	—	—	—	—	—	—
1,65	0,175	12° 40'	21° 30'	—	2,042	0,573	—	—	—	—	—	—
—	—	—	21° 30'	—	2,042	0,573	—	—	—	—	—	—
0,11	3,456	0,900	21° 30'	—	2,042	0,441	—	—	—	—	—	—
15	5,184	0,1736	21° 30'	—	2,042	0,441	—	—	—	—	—	—
1,65	0,175	9° 50'	21° 30'	—	2,042	0,441	—	—	—	—	—	—
—	—	—	21° 30'	—	2,042	0,441	—	—	—	—	—	—

14 a	15 a	16 a	17 a	18 a	19 a	20 a	21 a	abgewickelter Querschnitt. ° Punkte, an denen die Steigungswinkel gemessen sind.
14 b	15 b	16 b	17 b	18 b	19 b	20 b	21 b	
14 c	15 c	16 c	17 c	18 c	19 c	20 c	21 c	
0	0	0,0950	1,896	0,0351	0,203	0,6990	3,110	$d \pi_c = 2,827 - 0,120$ $= 2,707$ dcm; proj. $b \times z = 0,66$ dcm.
0,0185	0,0386	0,1439	0,1965	0,141	0,4257	2,9641	0,855	
0,04775	0,0986	0,276	0,396	1,762	1,642	2,660	132,0	
0,04775	0,0986	—	—	—	—	—	—	
0,0040	0,0106	0,1635	1,810	0,0604	0,265	0,8011	3,6337	
0,0412	0,0780	0,2477	0,3096	0,193	0,3975	3,3971	0,799	
0,0811	0,1536	0,370	0,508	1,633	2,0154	2,9022	125,0	
0,0811	0,1536	—	—	—	—	—	—	
0,0303	0,0499	0,3337	1,713	0,1233	0,369	0,9393	4,4195	
0,0931	0,1533	0,5057	0,5391	0,291	0,3602	3,9831	0,690	
0,1503	0,2406	0,543	0,690	1,461	2,6077	3,0510	115,0	
0,1503	0,2406	—	—	—	—	—	—	
0,0751	0,1099	0,5584	1,622	0,2063	0,475	0,9968	4,9032	
0,1673	0,2336	0,8461	0,7943	0,399	0,3245	4,2269	0,564	
0,2357	0,3372	0,722	0,861	1,299	3,0717	2,7645	104,0	
0,2357	0,3372	—	—	—	—	—	—	
0,0249	0,0444	0,0747	1,9031	0,0221	0,151	0,5235	2,8180	$d \pi_c = 3,456 - 0,07$ $= 3,386$ dcm; proj. $b \times z = 0,49$ dcm.
0,0249	0,0444	0,1524	0,1332	0,113	0,3393	2,7138	0,887	
0,0249	0,0444	0,283	0,378	1,733	1,543	2,500	165,0	
0,0249	0,0444	—	—	—	—	—	—	
0,0474	0,0797	0,1422	1,837	0,0420	0,210	0,6359	3,4871	
0,0474	0,0797	0,2902	0,2391	0,162	0,3154	3,2965	0,833	
0,0474	0,0797	0,397	0,515	1,602	2,0163	2,9035	158,0	
0,0474	0,0797	—	—	—	—	—	—	
0,0989	0,1483	0,2967	1,757	0,8763	0,304	0,7487	4,2520	
0,0989	0,1483	0,6055	0,4449	0,249	0,2820	3,8813	0,731	
0,0989	0,1483	0,587	0,719	1,419	2,6549	3,1062	150,0	
0,0989	0,1483	—	—	—	—	—	—	
0,1708	0,2251	0,5124	1,687	1,5133	0,400	0,7914	4,6964	
0,1708	0,2257	1,0457	0,6753	0,348	0,2504	4,1026	0,606	
0,1708	0,2251	0,787	0,904	1,248	3,1606	2,8445	142,0	
0,1708	0,2251	—	—	—	—	—	—	



Erörterung.

Herr Ingenieur Stielau :

Meine Herren, mit dieser Arbeit „zur Berechnung des Wirkungsgrades und Schubes der alleinfahrenden Schiffsschraube“ ist ein Mann der Praxis, Herr Wittmaack, an die Öffentlichkeit getreten. Es ist bei ihm zu bewundern, daß er bei seiner vielseitigen dienstlichen Tätigkeit die Möglichkeit zu so ausgiebiger wissenschaftlicher Tätigkeit gefunden hat. Es liegt ein großer Mut darin für einen Mann der Praxis, in einer so theoretischen Frage vor ein solches Forum, wie es dieses hier ist, zu treten. Ich möchte ihm Dank sagen, daß er diesen Mut gefunden hat, denn inwieweit auch immer seine Behauptungen zutreffend sein mögen, so ist das eine doch sicher, daß seine Arbeit nicht ganz vergebens sein wird und daß sie ein Stein weiter zu dem Bau sein wird, den wir vor uns sehen, nämlich zu der völligen Erkenntnis und der Beherrschung der Gesetze, die mit dem Propeller und seiner Wirkung verknüpft sind.

Wenn ich nun im einzelnen auf den Vortrag ein wenig eingehen darf, so möchte ich zunächst einmal unerörtert lassen, ob in demselben Fehler auf mathematischem oder physikalischem Gebiet vorliegen. Nehmen wir einmal an, der Vortragende hat vollständig recht in allen seinen Behauptungen und Ableitungen, so glaube ich doch, daß er zu weit geht, wenn er aus der guten Übereinstimmung seiner Rechnungsergebnisse mit den verschiedenen Versuchen den Schluß zieht, daß die Versuche da, wo die Übereinstimmung weniger gut ist, falsch sind. Jedenfalls wäre eine Nachprüfung doch auch erst notwendig, ob die Grundlagen seiner Rechnung so weit richtig sind, daß es möglich ist, eine genaue Übereinstimmung bei Rechnung und Versuch herbeizuführen.

Wie bei allen solchen theoretischen Erörterungen sind Annahmen nicht zu vermeiden. Als erste Annahme stößt mir die auf, daß der Vortragende sagt, das Flüssigkeitsteilchen kommt aus der Unendlichkeit mit einer gleichmäßigen Geschwindigkeit V der Schraube zugeflossen. Dann sagt er weiter, die Beschleunigung, die das Flüssigkeitsteilchen erfährt, soll nicht gleichzeitig in achsialer und tangentialer Richtung erfolgen, sondern er sagt, die Beschleunigung erfolgt in achsialer Richtung schon vorher, ehe das Teilchen in den Flügel eintritt, und in tangentialer Richtung sei es umgekehrt, da trete es mit unveränderter Geschwindigkeit in den Flügel ein. Mit anderen Worten: die Flüssigkeit dreht sich vorher noch gar nicht, sondern das Drehen fängt erst an, wenn das Flüssigkeitsteilchen in dem Bereich des Flügels ist. Das sind zweifellos Annahmen, die erstens einmal in gewissem Widerspruch zu einander stehen, denn wenn ein Flüssigkeitsteilchen mit gleichbleibender Geschwindigkeit ankommt, kann es nicht vorher schon seine volle Beschleunigung erlangt haben, wenn es in den Flügel eintritt. Sodann ist ohne weiteres anzunehmen, daß die Voraussetzung, daß die Beschleunigung in achsialer Richtung vor dem Flügel, in tangentialer Richtung dagegen erst im Bereiche desselben vor sich geht, nicht der Wirklichkeit entspricht. Das ist allgemein bekannt und es ist auch zweifellos,

daß Herr Wittmaack sich auf diesen Standpunkt stellt. Er hat aber in seinem Text hier auf der Seite 6 einfach gesagt: „Die achsiale Beschleunigung der Flüssigkeit erfolgt schon vor dem Eintritt derselben in die Schraube“. Das sieht so aus, als wenn er selbst daran glaubt, während er doch zweifellos hat sagen wollen: „Nehmen wir einmal an, daß es so erfolgte“. Das Gleiche gilt auch von der tangentialen Beschleunigung.

Also die Grundlagen sind doch immerhin etwas vage. Solche Annahmen werden vielleicht nicht zu umgehen sein, denn dadurch allein ist es wohl zu erklären, daß auf verhältnismäßig einfache rechnerische Weise eine Aufgabe gelöst werden kann, die mit zu den schwierigsten gehört, die es wohl gibt. Stellen wir uns einmal vor, was der Vortragende sich zur Aufgabe macht! Er sagt, die Wirkungsweise der Schiffsschraube kann ich nur bestimmen, wenn ich die Wirkungsweise des einzelnen Flügelements kenne. Ja, da liegt eben der Hase im Pfeffer! Das ist eine außerordentlich schwierige Frage, und die Lösung, die uns der Herr Vortragende gegeben hat, ist, möchte ich sagen, verblüffend einfach. Sie ist so einfach, daß mir, der ich ebenfalls in der Hauptsache Praktiker bin, gewisse Bedenken gekommen sind, ob da nicht irgendwelche Fehler oder Irrtümer vorliegen, die der scharfen wissenschaftlichen Prüfung auf dem Gebiete der Mathematik und der Physik nicht ganz standhalten.

So habe ich ernste Bedenken gegen einen Satz auf der Seite 725. Er sagt da: „Die tangentiale Geschwindigkeitszunahme ist gleich $V_a \text{ tang}$. Wenn man annimmt, daß die Flüssigkeit nicht gleichzeitig in achsialer und tangentialer, sondern erst (vor dem Eintritt in die Schraube) in achsialer und dann später (beim Eintritt in die Schraube) in tangentialer Richtung beschleunigt wird, und weiterhin annimmt, daß der der tangentialen Geschwindigkeitszunahme entsprechende Druck auch in achsialer Richtung wirkt“ — das ist wieder eine Annahme, deren Richtigkeit, wenn sie nicht bewiesen werden kann, doch wenigstens diskutiert werden muß — „wird der achsiale Schub“ — und darauf kommt es an — „gleich der Masse, multipliziert mit der Summe der achsialen und tangentialen Beschleunigung.“ Das ist der alte bekannte Satz: Kraft gleich Masse mal Beschleunigung. Dagegen ist ein Zweifel nicht möglich. Wohl aber hege ich Bedenken gegen die Addition der Beschleunigungen. Das eine ist eine Beschleunigung in achsialer Richtung, und das andere ist eine Beschleunigung in tangentialer Richtung. Wenn wir auf den Satz: Kraft gleich Masse mal Beschleunigung eingehen, so sagt dieser nichts weiter als: wenn eine Kraft auf eine Masse einwirkt, so wird die Masse unter der Wirkung dieser Kraft beschleunigt. Diese Beschleunigung kann aber doch nur in der Richtung erfolgen, in der die Kraft wirkt. Hier haben wir es mit zwei verschiedenen Richtungen zu tun. Jedenfalls habe ich Bedenken gegen die Richtigkeit des angeführten Satzes, und dieser Satz zieht sich wie ein roter Faden durch die ganze Aufgabe. Wenn Sie weiter blättern, haben Sie immer wieder den Ausdruck $(V_a \text{ achs} - V) + V_a \text{ tang}$. Also er summiert die Beschleunigung in achsialer und in tangentialer Richtung und sagt, das sei dann die Gesamtbeschleunigung. Ich möchte jedenfalls den Beweis für die Richtigkeit dieses Satzes dem Herrn Vortragenden zuschieben. Das ist das Hauptbedenken, das ich gegen die wissenschaftliche Grundlage des Vortrages habe.

Sonst sind mir nur Kleinigkeiten aufgestoßen, auf der ersten Seite z. B., wo der Herr Vortragende von dem Element spricht. Dort heißt es: „Das Hohlzylinderelement ist in eine Ebene abgewickelt, das ist Abb. 1.“ Er sagt weiter, die Hohlzylinderelemente entstehen dadurch, daß wir uns den Schraubenstrom in Hohlzylinder zerlegt denken, also in unendlich viele dünne Röhren, nehme ich an. Es ist doch eine solche Röhre noch kein Element, weil sie noch unendlich lang sein kann. Da ist zweifellos etwas gar zu kurz ausgedrückt. Ich nehme an, unter Flügelement versteht der Vortragende nicht die

ganze Röhre, sondern die Durchdringung der Röhre mit den unendlich dünn gedachten Flügeln; die Abwicklung dieser Linie in die Ebene gibt dann der Figur die Gerade AC. Das ist nur ein kleiner Schönheitsfehler.

Auf der Seite 11 steht unter „mittlere achsiale und tangentiale Geschwindigkeitszunahme“: „Da nach dem vorher Gesagten die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit in den Bereich des Flügelschnittes eintritt, gleich der Geschwindigkeit ist, mit der sie austritt . . .“ Das sieht so aus, als ob eine Beschleunigung überhaupt nicht erfolgen soll. Augenscheinlich fehlt das Wort „achsiale“, also: „Da nach dem vorher Gesagten die achsiale Geschwindigkeit usw.“ Die Beschleunigung erfolgt dann eben nach Annahme des Vortragenden schon vorher, ehe das Flüssigkeitsteilchen in den Propeller eintritt.

Dann gibt er auf Seite 431 unten eine Formel an, nach der man die achsiale Geschwindigkeitszunahme bestimmen kann. Diese Formel scheint mir auch einen kleinen Schönheitsfehler zu enthalten. Da ist nämlich gesagt: 2 mal Summe der achsialen Arbeiten aller Flügelschnitte ist gleich einem Ausdruck, der da rechts steht. Diese Formel hat zur Grundlage die bekannte Beziehung: Kraft mal Weg gleich $m \cdot v^2 \cdot \frac{1}{2}$. Da ist also von der Masse die Rede. Wenn nun der Vortragende sagt $d\pi c \cdot v_m \text{ achs.}$, so ist das noch keine Masse. Denn $d\pi c$ ist eine Kreisfläche, und $v_m \text{ achs.}$ ist eine Geschwindigkeit, ein lineares Maß. Also ist $d\pi c \cdot v_m \text{ achs.}$ ein kleiner Zylinder, ein Volumen. Und um das Volumen zur Masse zu machen, müssen wir das Gewicht ausdrücken und durch die Erdbeschleunigung dividieren. Bei der Berechnung seiner Tabellen wird, wie ich zugeben muß, dieser kleine Schönheitsfehler kaum in die Erscheinung getreten sein, weil der Herr Vortragende ja das Element so gewählt hat, daß Gewicht durch Erdbeschleunigung $\frac{G}{g} = 0,1$ ist. Der Unterschied ist also höchstens durch die Dezimalstelle erkenntlich. Aber ich glaubte doch, darauf hinweisen zu müssen.

Auf der Seite 432 finden Sie genau denselben Ausdruck: 2 mal Summe der tangentialen Arbeiten aller Flügelschnitte gleich — da fehlt rechts auch die Erdbeschleunigung. Sie sehen weiter auf der Seite 432 unter achsialem und tangentialem Schub wieder die Formel für P_a , den achsialen Schub: Kraft gleich Masse mal Beschleunigung. Da haben Sie die Masse multipliziert nicht mit einer einfachen Beschleunigung, sondern mit einer Beschleunigung nach zwei Richtungen. Hier sind auch diese Beschleunigungen summiert. Den Beweis dafür, daß die Summierung kein Fehler ist, muß ich dem Herrn Vortragenden zuschieben.

Im übrigen kann ich nur freudig begrüßen, wie ich schon zu Anfang sagte, daß der Herr Vortragende sich mit der Arbeit an die Öffentlichkeit gewagt hat, denn wenn auch hier und da etwas daran zu korrigieren sein sollte, so bietet diese Abhandlung doch so viel Anregungen, daß sie zusammen mit den anderen uns schon bekannten Veröffentlichungen z. B. eines Gümbel, wie sie hier vorgetragen sind, und ähnlichen wissenschaftlichen Untersuchungen auf diesem Gebiet dazu führe dürften, daß die Praxis einen Nutzen davon haben wird. Wir können heute jede Vervollkommnung gebrauchen. Auch die kleinste Verbesserung des Wirkungsgrades unseres Propellers kann in unserer wirtschaftlich bedrängten Zeit nur freudig begrüßt werden. Insofern glaube ich, im Sinne der Zuhörer zu sprechen, wenn ich dem Herrn Vortragenden für diese Arbeit meine Anerkennung ausspreche und die Bitte unterstütze, die er am Schlusse ausspricht, das vorgeschlagene Berechnungsverfahren durch Untersuchungen von möglichst vielen Schraubenmodellen, deren Versuchsergebnisse bekannt sind, auf seine praktische Brauchbarkeit hin zu prüfen. Ich möchte noch weiter hinzufügen, daß man natürlich die Untersuchung nicht allein auf den Vergleich der Resultate beschränken darf, sondern daß man auch den der Rechnung

zugrunde liegenden Annahmen mit dem Seziermesser, wenn auch in wohlwollender Weise, nähertreten wird. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr. Borck :

Meine Herren, der Herr Vorredner hat zum größten Teil schon vorweggenommen, was ich sagen wollte. Es bleiben daher noch einige wenige Punkte übrig, auf die ich eingehen möchte.

Die sekundlich beschleunigte Masse ist hier angegeben als $\text{tg. } A C \cdot \cos \alpha \cdot v_{a \text{ achs}}$. Darin stellt $v_{a \text{ achs}}$ die Geschwindigkeit dar, mit der an dieser Stelle die Flüssigkeit durch das Element der Schraubenkreisfläche hindurchströmt. Gleich dahinter steht: die axiale Geschwindigkeitszunahme der Masse ist gleich $v_{a \text{ achs}} - v$. Ich möchte darauf hinweisen, daß von dort auch noch eine weitere Geschwindigkeitszunahme stattfindet. An der Hand von Schraubenstrahlphotographien kann man ohne weiteres sehen, daß hinter der Schraubenkreisfläche noch eine weitere Beschleunigung stattfindet.

Auch die Rechnung zeigt, daß das so sein muß, wie es bereits Professor Bendemann anlässlich früherer Sitzungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft erwähnt hat. Nach Bendemann ist der höchstmögliche Wirkungsgrad durch die Formel

$$\frac{1 - \eta_1}{\eta_1^3} = \frac{g \cdot N}{2 \gamma \cdot v^3 \cdot F} \text{ *)}$$

gegeben.

Man kann daher über einen gewissen durch die Belastung der Schraubenkreisfläche PS/m^2 gegebenen Wirkungsgrad, der noch dazu durch den Sog und andere Verluste verschlechtert wird, nicht hinauskommen.

Ich will Sie mit der Ableitung der Formel nicht aufhalten, da die Zeit bereits sehr knapp geworden ist. Das eine aber ist sicher. Unter gegebenen Umständen kann der Wirkungsgrad der praktisch gebrauchten Propeller nicht mehr viel verbessert werden.

Wenn man die Leistung, die der Propeller verbraucht, analysiert, so sieht man, daß man stets nahezu 100 % erhält, wenn man die einzelnen Teile der Leistung addiert. Das, was noch gewonnen werden kann, scheint tatsächlich so wenig zu sein, daß es innerhalb der Fehler der Meßgenauigkeit liegt.

Dann findet sich in der Arbeit auch ein Begriff, der sehr viel für sich hat, der aber, nicht klar und richtig verstanden, schon sehr viel Unheil angerichtet hat. Das ist das Verhältnis von Steigung zu Durchmesser. Vielfach findet man die Ansicht vertreten, als ob dieses Verhältnis allein maßgebend sei für die Güte eines Propellers. Das ist aber nur der Fall, wenn man ganz frei in der Wahl des Propellers ist, d. h., wenn man neben Durchmesser, Breite und Steigung auch die Drehzahl bestimmen kann.

Der Propellerfabrikant steht aber leider nicht vor dieser Aufgabe, sondern ihm ist die Drehzahl meistens vorgeschrieben. Er erhält als Konstruktionsunterlage

1. die Maschinenleistung,
2. die Schiffsgeschwindigkeit,
3. den größten zulässigen Durchmesser,
4. die Drehzahl,
5. ev. Angaben über die Schiffsform.

Die brauchbarsten Unterlagen, auf Grund dieser Angaben den günstigsten Propeller

*) Siehe auch Borck, Ztschr. Schiffbau 1919 Nr. 7, S. 165.

zu finden, geben da fast allein die Ergebnisse der systematischen Versuche von Schaffran aus der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau.

Diese Versuche zeigen ganz deutlich, daß der Propeller mit dem höheren Verhältnis H/D zwar der bessere sein kann, daß das aber nicht immer der Fall ist, da er sich unter Umständen bei der gegebenen Fahrgeschwindigkeit nicht im Gebiet der höchsten Wirkungsgrade befindet.

Ein anderer Propeller mit einem kleineren H/D kann oft bei dieser Geschwindigkeit einen höheren Wirkungsgrad erreichen.

Ich möchte daher den Herrn Vortragenden bitten, falls die Zeit es noch gestattet, die Frage zu beantworten, wie diese Arbeit praktisch verwendet werden kann, um den günstigsten Propeller unter diesen gegebenen, die Wahl stark einschränkenden, Umständen zu finden.

Herr Dipl.-Ing. Wittmaack (Schlußwort):

Zunächst möchte ich den Herren, die sich an der Diskussion beteiligt haben, meinen Dank aussprechen für das Interesse, das sie meiner Arbeit entgegengebracht haben.

Herr Ingenieur Stielau hat mir den Vorwurf gemacht, daß ich die Versuche, wenn sie mit meinen Berechnungen übereinstimmen, für richtig, wenn sie aber nicht mit meinen Berechnungen übereinstimmen, für falsch halte. Es handelt sich hierbei um die amerikanischen Versuche. Nun habe ich die Versuche nicht deshalb für falsch gehalten, weil sie nicht mit meinen Berechnungen übereinstimmen, sondern weil sie an sich nicht übereinstimmen. Wenn Herr Stielau sich die Figur 13 ansieht, wird er sich selbst sagen müssen, daß da Fehler in den Versuchen sein müssen, denn daß die 2, 3, 4 und 6 Flügelschrauben so unregelmäßige Schube und Wirkungsgrade ergeben, erscheint ausgeschlossen.

Dann hat Herr Stielau noch eingewendet, ich hätte am Eingang gesagt, daß das Flüssigkeitsteilchen der am Orte umlaufenden Schraube aus der Unendlichkeit mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit v zuströme und nachher gesagt, daß die Beschleunigung des Flüssigkeitsteilchens schon vor der Schraube stattfindet. Er sagt: „Das läßt sich nicht miteinander vereinigen.“ Meine Herren, meiner Meinung nach läßt sich das gut vereinigen. Ich habe nicht gesagt, daß die Beschleunigung schon in der Unendlichkeit vor der Schraube beginnt. Aus der Unendlichkeit strömt das Flüssigkeitsteilchen mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit v zu und wird erst kurz vor oder in der Nähe der Schraube auf die große achsiale Geschwindigkeit gebracht.

Dann wendet Herr Stielau ein, daß ich gleichsam als Dogma hingestellt habe: „Die axiale Beschleunigung findet schon vor der Schraube statt und die tangentielle Beschleunigung findet erst nach dem Eintritt in die Schraube statt.“ Ich habe dies aber ausdrücklich als Annahme bezeichnet. Ich habe gesagt: wenn wir annehmen, daß die axiale Beschleunigung schon vor der Schraube eintritt und die tangentielle Beschleunigung erst beim Eintritt in die Schraube eintritt, dann erhalten wir den Wert.

Weiterhin wies Herr Ingenieur Stielau noch darauf hin, daß man einen Hohlzylinderelement nicht abwickeln könnte oder so ähnlich. Ihm war das nicht ganz verständlich, daß ich von einem abgewickelten Hohlzylinderelement spreche. Wenn ich einen Hohlzylinder habe, kann ich mir aus dem Hohlzylinder einen Teil herauschneiden, den ich als Element nehme. Er hat auch eine Krümmung, und in diesem Teil kann gerade der betrachtete Flügelabschnitt sein. Dieses Element wickele ich ab. Dann erhalte ich das abgewickelte Hohlzylinderelement mit dem Flügelelement, das bei konstanter Steigung als Gerade erscheint.

Auf die sonst von Herrn Stielau angeführten, von ihm selbst als Schönheitsfehler bezeichneten Punkte möchte ich hier nicht weiter eingehen.

Es blieben dann die Einwendungen des zweiten Herrn Vorredners und der Wunsch, den er eben ausgesprochen hat. (Zuruf: Tangentiale Beschleunigung!) Ja, Herr Stielau wandte sich dann auch noch dagegen, daß ich die achsiale und tangentielle Beschleunigung addiert habe. Dies entspricht auch der Annahme, die ich vorher gemacht habe. Ich habe gesagt: wir nehmen an, daß der der tangentialen Beschleunigung entsprechende Druck auch in achsialer Richtung wirkt. Ich habe dann also zwei in achsialer Richtung wirkende Drücke, den durch die achsiale Beschleunigung veranlaßten und den durch die tangentielle Beschleunigung veranlaßten, und kann diese Drücke, die durch die Beschleunigung ausgedrückt werden, in der Rechnung meiner Meinung nach addieren. Ob diese Annahme richtig ist, ist ja nicht sicher. Meiner Meinung nach scheinen aber die Rechnungen, die doch ergeben, daß, wenn man diese Annahme macht, man zu richtigen Resultaten kommt, anzuzeigen, daß diese Annahme zutrifft. Man kann sich auch klar machen, daß der tangentielle Druck auch in achsialer Richtung wirkt, wenn man die tangentielle Flüssigkeitsbewegung zwischen zwei Flügelschnitten betrachtet (an der Tafel erläuternd). Das Wasser strömt tangential von hier (Druckseite des einen Schnittes) nach da hin (Saugseite des zweiten Schnittes). Es ergibt sich hier (an der Druckseite) ein Abströmen, also ein Überdruck und hier (an der Saugseite des zweiten Schnittes) ein Unterdruck. Der Unterdruck wirkt an der Saugseite und der Überdruck wirkt an der Druckseite. So kann sich sehr wohl aus der tangentialen Beschleunigung ein achsial wirkender Druck ergeben. Einen mathematischen Beweis dafür, daß diese Annahme zutreffend ist, kann man meiner Meinung nach bei den bisher bei uns vorhandenen Kenntnissen über die Wirkungsweise der Schraube überhaupt nicht erbringen. Der einzige Beweis in dieser Sache ist eben ein Vergleich mit den Versuchsergebnissen. Und den habe ich gemacht.

Dem zweiten Herrn Vorredner möchte ich dann erwidern, daß es doch noch fraglich erscheint, ob hinter der Schraube eine weitere Zusammenziehung des Schraubenstroms stattfindet. Es liegen Photographien mit Spiralwirbeln vor, bei denen dies so scheint. Ich weiß aber nicht, ob man sie als Beweis hier anführen kann, da wieder andere Messungen vorliegen, nach denen diese Zusammenziehung nicht stattfindet.

Der Herr Diskussionsredner hat dann gesagt, es komme nicht darauf an, daß der Wirkungsgrad einer Schraube an einer beliebigen Stelle möglichst groß wird, sondern es komme darauf an, daß der Wirkungsgrad der Schraube hier, bei der Geschwindigkeit, mit der sie arbeitet, möglichst groß wird. Er würde also eine Schraubenform, die bei dieser Geschwindigkeit den größten Wirkungsgrad hat, vorziehen vor der ersten Schraubenform, die bei einer anderen Geschwindigkeit mit größerem Wirkungsgrad arbeitet. Dies ist theoretisch nicht richtig, denn mit der ersten Schraube können Sie, wenn Sie dieselbe entsprechend dimensionieren, auch bei der gegebenen Geschwindigkeit einen größeren Wirkungsgrad erreichen, als mit der zweiten Schraube. Das ist nur eine Frage der Dimensionierung der Schraube.

Zum Schluß hat der zweite Herr Diskussionsredner den Wunsch geäußert, ich sollte ihm sagen, wie er für einen bestimmten Fall die günstigste Schraubenform findet. Ich kann ihm nur den Ratschlag geben, sich einmal Schraubenformen, die ungefähr in Betracht kommen, aufzuzeichnen und mit Hilfe meines Berechnungsverfahrens nachzurechnen, welche von ihnen die günstigste Wirkung ergibt. Ihm so ohne weiteres sagen, gleichsam mit dem Rechenschieber ausschieben: „das ist die beste“, kann ich nicht.

Zum Schluß möchte ich noch einmal dem Wunsch Ausdruck geben, daß auch andere Herren sich eingehend mit diesem Rechnungsverfahren beschäftigen und dasselbe auf seine praktische Brauchbarkeit hin nachprüfen. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren, Herr Ingenieur Wittmaack hat uns ein Verfahren vorgeführt, nach dem er den Wirkungsgrad und den Schub einer allein fahrenden Schiffsschraube errechnet, und er hat gezeigt, daß seine Rechnungsergebnisse mit den am Schraubenmodell bei den wenigen bekannten Versuchen gemessenen Werten recht gut übereinstimmen. Damit ist nun nicht gesagt, daß seine Methode auch dann noch annehmbare Resultate liefern wird, wenn eine sehr große Anzahl von solchen Werten vorliegen würden. Trotzdem bleibt es beachtenswert, daß Herr Ingenieur Wittmaack sich der Mühe unterzogen hat, eine große Anzahl von Tabellen zu errechnen, mit deren Hilfe sein Berechnungsverfahren ausgeübt und für die Praxis nutzbar gemacht werden kann. Schon wegen der fleißigen Arbeit, die er damit leistete, hat er sich unseren Dank verdient, den ich ihm im Namen der Anwesenden aussprechen möchte. (Lebhafter Beifall.)

XIV. Dünnwandiger Stahlguß.

Vorgetragen von Dr.-Ing. S. Werner, Düsseldorf.

Viele Veröffentlichungen der letzten Jahre befassen sich mit dem Wesen, den Herstellungsarten und den Anwendungsgebieten des Stahlgusses. Besonderes Interesse verdienen von diesen die Arbeiten, die in der Zeitschrift „Stahl und Eisen“ von Professor Oberhoffer, Irresberger und Dr.-Ing. Krieger erschienen sind. Oberhoffer hat in sehr schönen Untersuchungen sich mit den Vorgängen beim Glühen des Stahlgusses beschäftigt. Durch die Ergebnisse seiner Arbeiten dürfen diese Vorgänge wohl für den normalen Stahlguß als vollkommen aufgeklärt gelten. Auch für das Verhalten der nickelhaltigen Stahlgußlegierungen sind seine Untersuchungen von großem Wert. Irresberger hat in dankenswerter Weise über die neuzeitliche Entwicklung der Herstellungsverfahren des Stahlgusses zusammenfassend berichtet und Herr Dr. Krieger hat aus dem reichen Schatz seiner Erfahrungen über Stahlguß als Konstruktionsmaterial wertvolle Mitteilungen gemacht. Daher kann auf allgemeine Ausführungen im wesentlichen verzichtet werden, wenn im Folgenden einiges aus dem Sondergebiet der Herstellung des dünnwandigen Stahlgusses berichtet wird.

Der Stahlguß, der sich für das Vergießen von Gußstücken mit geringen Wandstärken eignet, wird bekanntlich in der Hauptsache im Tiegelofen, im Kleinkonverter und im kleinen Martinofen oder im Elektroofen erschmolzen. Das Schmelzen im Tiegelofen steht schon seit vielen Jahren in hoher Blüte. Mit diesem Verfahren sind schon früher recht dünnwandige Stücke vornehmlich in weicher Qualität vorzüglich hergestellt worden. Der allgemeinen Einführung stand nur im Wege, daß die Schmelzkosten sehr hoch sind; daher hat sich das Kleinkonverterverfahren schon vor dem Kriege an vielen Stellen mit großem Erfolg eingebürgert. Denn wenn für das Vorschmelzen im Kupolofen gute Rohstoffe zur Verfügung stehen, lassen sich mit dem Klein-

konverter Gußstücke herstellen, die in keiner Weise denen nachstehen, die das Tiegelgußverfahren liefert. Dabei sind aber die Erzeugungskosten ganz erheblich geringer. Das gleiche gilt für die Erzeugung dünnwandiger Gußstücke aus dem kleinen Martinofen, der sauer und basisch zugestellt verwendet wird. Insbesondere hat der kleine Martinofen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika für die Herstellung dünnwandiger Gußstücke Verbreitung gefunden. In neuerer Zeit aber, auch schon vor dem Kriege, hat der Elektroofen sich seinen Platz neben den anderen Schmelzverfahren für die Erzeugung dünnwandigen Stahlgusses erobert. Er wird insbesondere dort mit Erfolg angewendet werden können, wo die elektrische Energie zu einem billigen Preise zur Verfügung steht. Der Elektroofen wird sowohl basisch wie sauer zugestellt benutzt; auch werden beide Ofenarten im Zusammenhang miteinander betrieben, da dem Stahlgießer für das eine Stück der basische, für das andere Stück der saure Guß erwünscht ist. Die Einheiten der Elektroöfen, die in den Stahlgießereien verwendet werden, sind schon recht groß geworden, doch sind ganz bedeutende Einheiten notwendig, wenn die Leistungsfähigkeit des Kleinkonverterverfahrens erreicht werden soll. In einem Betrieb, der eine Kriegssondererzeugung betreibt, werden z. B. mit einer Konverteranlage von 2 t Fassung monatliche Schmelzleistungen von 2000 t erreicht. Die Schmelzkosten halten sich bei dem Kleinkonverterverfahren und beim Schmelzen aus dem kleinen Martinofen ungefähr die Wage. Beim Elektroofen hängen die Schmelzkosten, wie schon erwähnt, vom Preise der elektrischen Energie ab, sie sind aber nicht unerheblich höher, als die der beiden anderen Verfahren.

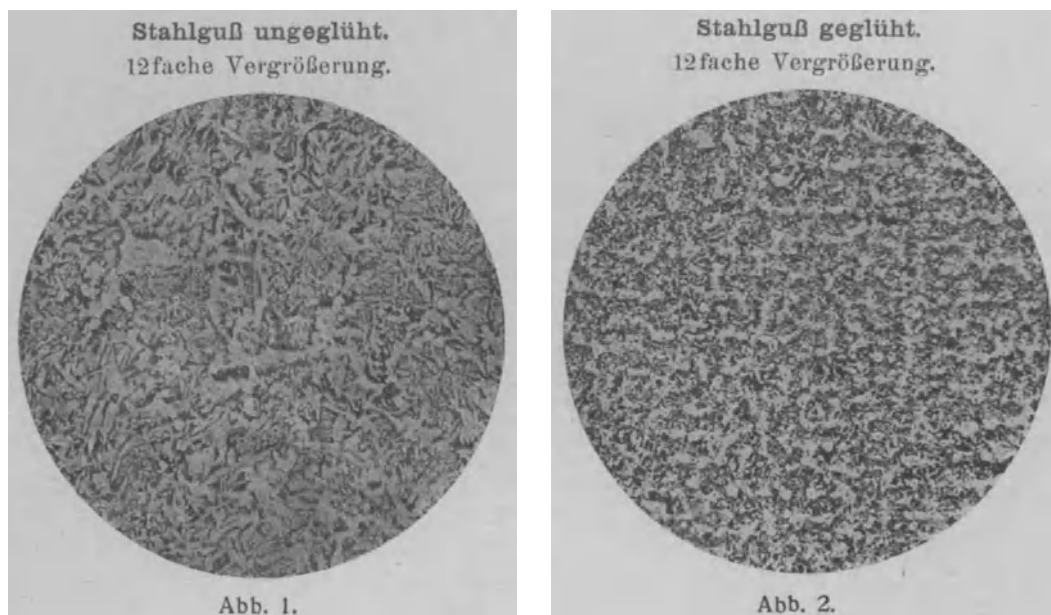
Geformt wird der dünnwandige Stahlguß meist in Sand. Selten ist Formmasse erforderlich. Die Formen werden sowohl erst nach vorhergehender Trocknung als auch naß vergossen. In bestimmten Fällen ist eine Vereinigung beider Formverfahren notwendig. So kann man z. B. bei Gußstücken einer gewissen Länge der auftretenden Schrumpfung dadurch Rechnung tragen, daß man die Stellen der Form, die bei der Schrumpfung Widerstand leisten, naß formt. Der zur Verwendung kommende Sand findet sich an vielen Stellen Deutschlands. Anfänglich glaubte man, daß nur der belgische Sand brauchbar sei. Es hat sich aber bald ergeben, daß geeignete Mischungen verschiedenster Sandsorten bei einer ganz einfachen Aufbereitung durchaus brauchbares Formmaterial liefern. Mehr als sonst in Gießereien üblich, muß besondere Aufmerksamkeit auf leichte und doch widerstandsfähige Formkasten mit sauberen Teilflächen und Stiftenführungen verwendet werden.

Ganz erhebliche Sorgfalt muß auf die Herstellung der Modelle für dünnwandige Stahlgußteile verwendet werden. Da in der Regel im nassen Sand geformt wird, verziehen sich die Modelle bald, wenn sie nicht aus ganz trockenem Holz hergestellt sind. Bei Rippenkörpern findet man vielfach die Ausführung der Modelle in „Natur“, d. h. das Modell ist genau so hergestellt, wie das Stück selbst. Solche Modelle halten aber infolge der dünnen Holzstärken meist nur wenige Abgüsse aus. Sie lassen sich auch nicht so leicht aus dem Sand herausheben und verursachen daher viel Flickarbeit in der Form. Es ist daher immer vorzuziehen, solche Modelle „mit Kern“ herzustellen. Bei großen und sperrigen Stücken macht die genaue Einhaltung der Wandstärke nicht selten besondere Schwierigkeit. Hier ist eine bestimmte Art der Ausführung der Modelle notwendig, um ein Formverfahren zu ermöglichen, das beim Zulegen der Kasten die Prüfung der Wandstärken bis zuletzt gestattet. Es empfiehlt sich daher auch immer, über die Anfertigung der Modelle eine Verständigung mit der Gießerei herbeizuführen.

Ganz allgemein hat Stahlguß im Kriege eine Wertschätzung erfahren, die von den Stahlgießereien wohl erhofft aber nicht für möglich gehalten wurde. Stahlguß wurde in großem Umfange als Ersatz für Schmiede- und Preßstücke verwendet, als unsere Hammer- und Preßanlagen durch andere Arbeiten bis an die Grenze ihrer Leistungsfähigkeiten in Anspruch genommen wurden. Hierüber finden Sie auch Angaben in der Arbeit von Herrn Dr. Krieger. Der dünnwandige Stahlguß hat im Kriege in ganz bedeutendem Umfange den Metallguß ersetzen müssen. In beiden Fällen hat, wenn eine sachgemäße Herstellung der Stücke möglich war, Stahlguß vollauf befriedigt. Fehlschläge sind nicht immer zu vermeiden gewesen. Herr Dr. Krieger berichtet in ausführlicher Weise über die Ursachen, die solchen Mißerfolgen meist zugrunde liegen. Der Konstrukteur unterschätzt häufig die Schwierigkeit der Herstellung aus Unkenntnis der anzuwendenden Form- und Gießverfahren. So darf es nicht wundern, wenn es nicht immer gelang, ein schwieriges Schmiedestück durch Stahlguß zu ersetzen, besonders wenn die Vorschläge des Stahlgießers für die Anpassung der Konstruktion an die Eigenarten des Stahlgusses nicht angenommen werden konnten. Stahlguß kann nicht immer mit Schmiede- oder Preßstücken in Wettbewerb treten, im Frieden vielfach schon des Preises wegen nicht. Dann ist aber auch das unter dem Hammer oder in der Presse verdichtete Material in vielen Fällen unbedingt vorzuziehen. Ganz allgemein läßt sich aber z. B. eine Massenerzeugung in Stahlguß viel schneller einrichten und die erzielten Gußstücke

genügen bei sachgemäßem Entwurf sehr weitgehenden Ansprüchen. Der dünnwandige Stahlguß ist schon vor dem Krieg häufig an die Stelle des Metallgusses getreten. Die französische Marine verwendet seit Jahren auf ihren Torpedobooten gern den sogenannten weichen Stahlguß für Rohrteile, dessen Erzeugung mit besonderem Erfolg von einigen belgischen Stahlgießereien betrieben wurde. In Deutschland hat sich der dünnwandige Stahlguß nur allmählich eingebürgert, weil nur eine kleine Zahl von Werken die Herstellung betrieb und ihre Erzeugung meist in der Hauptsache auf ein Sondergebiet eingestellt hatte. Im Kriege wurden nun immer neue Anforderungen gestellt. Der Schiffbau verlangte Ventile, Schieber, Rohrstücke und dergl., der Maschinenbau Rahmen, Gestelle, Hebel und viele andere Teile, insbesondere der Ölmaschinen. Der Geschützbau ersetzte zuerst die Teile der Richtmaschinen, die bisher aus Bronze hergestellt wurden, durch dünnwandigen Stahlguß, und auch andere Zweige unserer Kriegsindustrie gingen in immer steigenderem Maße dazu über, Stahlguß zu verwenden. Im Geschützbau übertrug man die vorzüglichen Erfahrungen, die man mit Stahlguß bei den 21-cm-Mörsern gemacht hatte, auf andere Geschützarten und stellte nach eingehenden Versuchen und Beschußproben auch die wichtigsten Teile der Geschütze aus Stahlguß her. Im größten Umfang hat aber der Schiffbau Metallguß durch dünnwandigen Stahlguß ersetzt. Bei vielen Konstrukteuren herrschte und herrscht zum Teil auch heute noch ein Vorurteil gegen Stahlguß. Dies hat seine gewisse Berechtigung, denn Stahlguß hat zu oft enttäuscht. Andererseits wird aber auch vielfach der Fehler gemacht, daß an den Hersteller des Stahlgußteiles nicht ohne weiteres erfüllbare Anforderungen gestellt werden. Wenn z. B. ein Körper aus Bronze seit Jahren hergestellt wird und erst ganz allmählich die heutige komplizierte Form angenommen hat, so daß der Gießer des Bronzestückes schrittweise seine Erfahrungen machen konnte, dann wird häufig jetzt vom Stahlgießer verlangt, daß er sofort das komplizierte Stück ohne Ausschuß herstellen soll. Ganz allgemein darf man aber wohl sagen, daß der Stahlguß sich im Krieg in vielen Fällen als vollwertiger Ersatz für Bronze gezeigt hat, und es ist zu erwarten, daß Stahlguß nach dem Krieg, wenn erst eine ruhigere und sorgfältigere Arbeit möglich ist, in noch verstärktem Maße den Ersatz von Bronze übernehmen kann. Wenn vom Konstrukteur den Eigenheiten von dünnwandigem Stahlguß Rechnung getragen wird, dann gibt es kein Bronzestück, das durch die Ausführung in Stahlguß nicht ersetzt werden könnte. Bronze und Rotguß wie auch der übrige Metallguß werden dabei immer ihre Sondergebiete behalten.

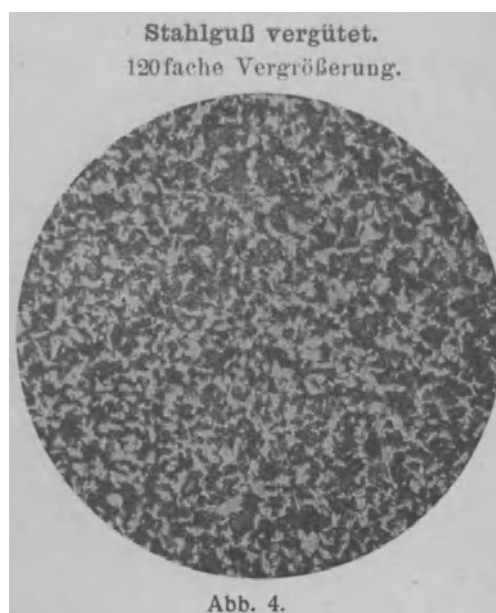
Allerdings erscheint es wahrscheinlich, daß aus wirtschaftlichen Gründen die Herstellung von Metallguß für absehbare Zeit nicht wieder in früherem Umfange möglich sein wird. Dann wird der dünnwandige Stahlguß als Ersatzstoff für Metallguß auch in steigendem Maße Eingang in die Friedensarbeit finden. Stahlguß hat außerdem Eigenschaften, die ihn für viele Anwendungszwecke der Bronze überlegen machen. Häufig ist die Erzielung eines möglichst niedrigen Gewichtes von Bedeutung. Das Stahlgußstück wiegt etwa 20 % weniger als z. B. das Bronzestück gleicher Wandstärke. Die Ausnutzung der höheren Qualitätsziffern des guten Stahlgusses gestatten



dem Konstrukteur gelegentlich eine noch weitere Gewichtsverminderung. Das Bronzestück wird meist so verwendet, wie es aus der Form kommt; das Stahlgußstück wird gegläht oder gar noch vergütet. Jedes Gußstück aber hat Spannungen, diese bleiben dem Bronzestück erhalten. Im Stahlgußstück können sie durch sorgfältige, wärmetechnische Behandlung fast immer vollkommen zum Verschwinden gebracht werden. Der Bruch eines Bronzestückes zeigt, daß an der Oberfläche und im Kern des Bruches eine verschiedene Körnung vorhanden ist. Ein sorgfältig geglähtes Stahlgußstück zeigt über dem Querschnitt ein gleichmäßig verteiltes Feinkorn. Daher ist auch die Streckgrenze bei Stahlguß erheblich höher, als die von normaler Bronze gleicher Festigkeit. Welch' außerordentliche Verfeinerung des Kornes durch die wärmetechnische Nachbehandlung des Stahlgußstückes erreicht wird,

zeigen die Abb. 1 bis 4. Abb. 1 zeigt das Bruchgefüge eines ungeglühten Stückes in zwölfacher Vergrößerung. Abb. 2 zeigt das Bruchgefüge desselben Stückes in zwölfacher Vergrößerung nach dem Glühen. Abb. 3 zeigt das Bruchgefüge dieses Stückes in zwölfacher Vergrößerung nach der Vergütung, Abb. 4 dasselbe Bruchgefüge in 150 facher Vergrößerung.

Die physikalischen Werte, die diesen Schliffen entsprechen, sind für das geglühte Stück 52,2 kg Festigkeit, 29,8 kg Streckgrenze und 26,6 % Dehnung, für das vergütete Stück 72,8 kg Festigkeit, 54,4 kg Streckgrenze und 18,3 % Dehnung. Von besonderem Interesse ist hierbei, daß auch die Schlag-



biegefestigkeit bei richtiger Glühung eine ganz außerordentliche Steigerung erfährt. Professor Oberhoffer gibt in seiner Arbeit über das Glühen des Stahlgusses z. B. folgende Tabelle (Abb. 5). Es zeigt sich in der dieser Tabelle entsprechenden Kurve der spezifischen Schlagarbeit (Abb. 6) ein förmlicher Sprung bei 890° auf fast das Zehnfache. Diese Temperatur ist auch aus anderen Gründen die günstigste für das behandelte Material. Die Festigkeit und die Streckgrenze liegen bei der normalen Bronze meistens nicht besonders hoch. Dadurch waren dem Konstrukteur bei Verwendung von Bronze stets gewisse Grenzen von selbst gegeben. Durch Zusatz von Phosphor, Mangan oder anderen Stoffen ließen sich Steigerungen der Festigkeit und der Streckgrenze wohl erreichen, aber auch dann noch immer nicht in dem Maße, wie dies bei Stahlguß möglich ist. Für den Geschützbau

sind z. B. laufend Stahlgußteile geliefert worden, für die eine Festigkeit von 60 kg, Streckgrenze 30 kg und die Dehnung nicht unter 16 % vorgeschrieben waren. Erreicht wurden in laufender Erzeugung nach Vergütung des Werkstoffes Festigkeiten von über 70 kg, Streckgrenzen von über 40 kg und Dehnungen von über 18 %. Einige Probestäbe, die diesen Werten entsprechen und deren Bruchgefüge kennzeichnend ist, sind im Vorraum niedergelegt. Für die Erzeugung des üblichen dünnwandigen Stahlgusses wird von den meisten Werken mit Festigkeitsgrenzen von 40 bis 55 kg und einer Dehnung von nicht unter 18 % gearbeitet, dabei liegt die Streckgrenze in der Regel

Schlagbiegeversuche.

(Stahlguß mit 0,11% Kohlenstoff)

Ofen- temperatur °e	Spezifische Schlagarbeit mkg/cm
Ungeglüht	3,64
770	2,30
800	2,09
830	1,85
860	1,45
890	15,50
920	17,16
950	16,24
1000	10,33

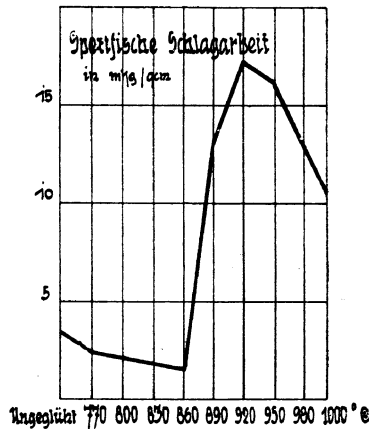


Abb. 5.

Abb. 6.

etwas über der Hälfte der erreichten Zerreißfestigkeit. Der Werkstoff gestattet eine Biegung um 180° bei einem Krümmungsradius, der der Dicke des Probestabes entspricht. Für besondere Zwecke wird eine etwas weichere Zusammensetzung geliefert, die Festigkeiten zwischen 37 und 44 kg ergibt und Dehnungen über 20 %. Für höher beanspruchte Teile verwendet man Stahlguß von 55 bis 65 kg Festigkeit bei einer Streckgrenze von mindestens 28 kg und einer Dehnung von über 16 %. Aber auch ganz weicher Stahlguß kann geliefert werden, der bei etwa 35 kg Festigkeit eine Mindestdehnung von 25 % aufweist, ebenso wie auch durch Vergütung die schon erwähnten hohen Ziffern gut erreicht werden können.

Meist wird auf die Wichtigkeit der Streckgrenze vom Konstrukteur bei der Vorschrift der Materialqualität zu wenig Wert gelegt. Die Streck-

grenze ist aber doch kennzeichnend für die Güte des Materials, denn erst ihre Kenntnis gestattet die Berechnung der Querschnitte. Insbesondere muß eine gute Streckgrenze verlangt werden bei allen Teilen, die stoßweiser Beanspruchung unterliegen, und bei diesen ist auch die richtige Glühtemperatur an Hand der Analyse festzustellen, damit ein Höchstmaß von Kerbschlagfestigkeit im Material vorhanden ist. Stahlguß für solche Teile darf auch nur geringe Gehalte an Phosphor und Schwefel, Arsen und Kupfer aufweisen. Der Einfluß von Schwefel wird vielfach unterschätzt. So ist noch kürzlich auf einer Versammlung amerikanischer Gießereifachleute die Ansicht vertreten worden, daß Gußstücke auch bei verhältnismäßig hohem Schwefelgehalt allen Ansprüchen genügen. Für normale Stahlgußteile mag dies vielleicht zutreffen, wenn auch schon in der Gießerei ein höherer Schwefelgehalt sich unangenehm bemerkbar macht. Durch Versuche, die während des Krieges stattgefunden haben, insbesondere an Geschützteilen, ist aber die Schädlichkeit des höheren Schwefelgehaltes einwandfrei festgestellt. Es scheint auch, als ob niedrige Gehalte an Phosphor und Schwefel Stahlguß widerstandsfähiger gegen Rosten machen. Versuche, die hierüber angestellt werden, sind noch nicht zum Abschluß gelangt. Die Herstellung dünnwandiger Stahlgußteile in legiertem Stahlguß bereitet keine wesentlichen Schwierigkeiten. Dadurch können aber nennenswerte Steigerungen der Qualitätsziffern erreicht werden. So liefert z. B. eine amerikanische Stahlgießerei, die Reading Steel Castings Comp. dünnwandige Stahlgußteile mit einem Kupferzusatz von 1 % und soll regelmäßig 48—50 kg Festigkeit, 28—30 kg Streckgrenze und 32—35 % Dehnung erzielen. Eine erhebliche Erhöhung der Streckgrenze und der Dehnung wird durch Nickelzusatz erreicht, und zwar genügt schon ein Zusatz von 1 %. Mit Erfolg sind auch dünnwandige Stahlgußteile aus Manganstahl hergestellt worden, d. h. mit einem Stahl von über 11 % Mangan-gehalt. In Zukunft werden für die verschiedensten Anwendungsgebiete solche dünnwandigen Manganstahlgußteile eine gewisse Bedeutung haben, auch solche von höchster Säurebeständigkeit, die im Schiffbau gelegentlich angefordert werden, lassen sich in hochsiliziertem Stahlguß herstellen.

Für den Entwurf von dünnwandigen Stahlgußteilen gilt in der Hauptsache dasselbe, was Herr Dr. Krieger in seiner schon mehrfach erwähnten Arbeit als allgemein für Stahlguß erforderlich ausgesprochen hat, insbesondere, daß jedes Stahlgußstück grundsätzlich mit möglichst gleichmäßigen Wandstärken entworfen werden sollte. Da es sich bei dünnwandigem Stahlguß vielfach um sperrige Stücke handelt, muß beim Entwurf auf die Möglich-

Gestell und Grundplatte einer Oelmaschine.
Länge = 3200 mm, durchgehende Wandstärke 9 mm.

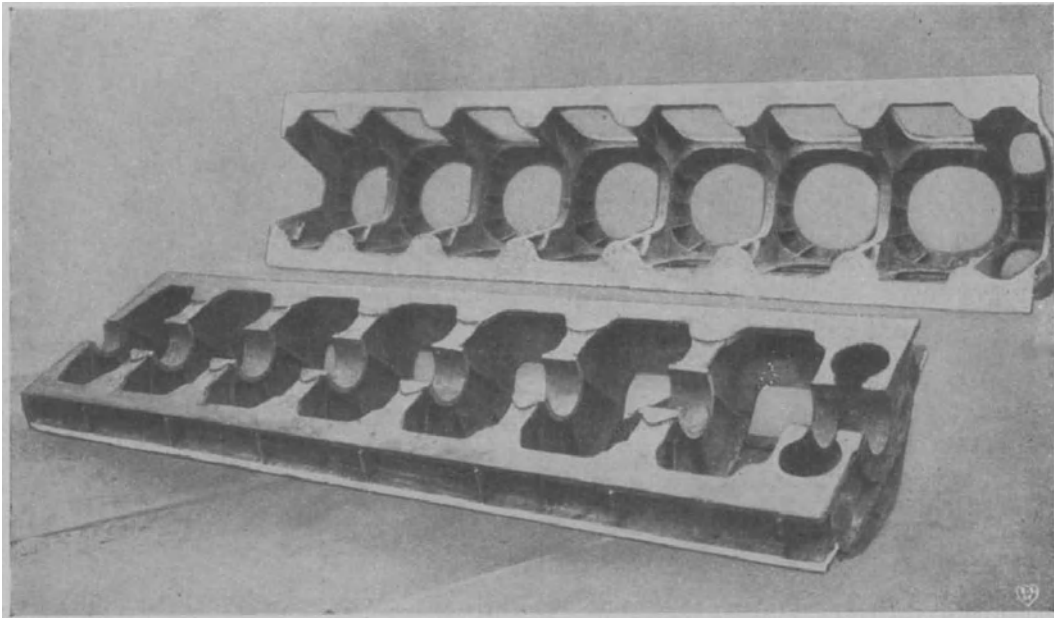


Fig. 7.

Gestell und Grundplatte einer kleinen Oelmaschine.
Länge 2350 mm, durchgehende Wandstärke 6 mm.

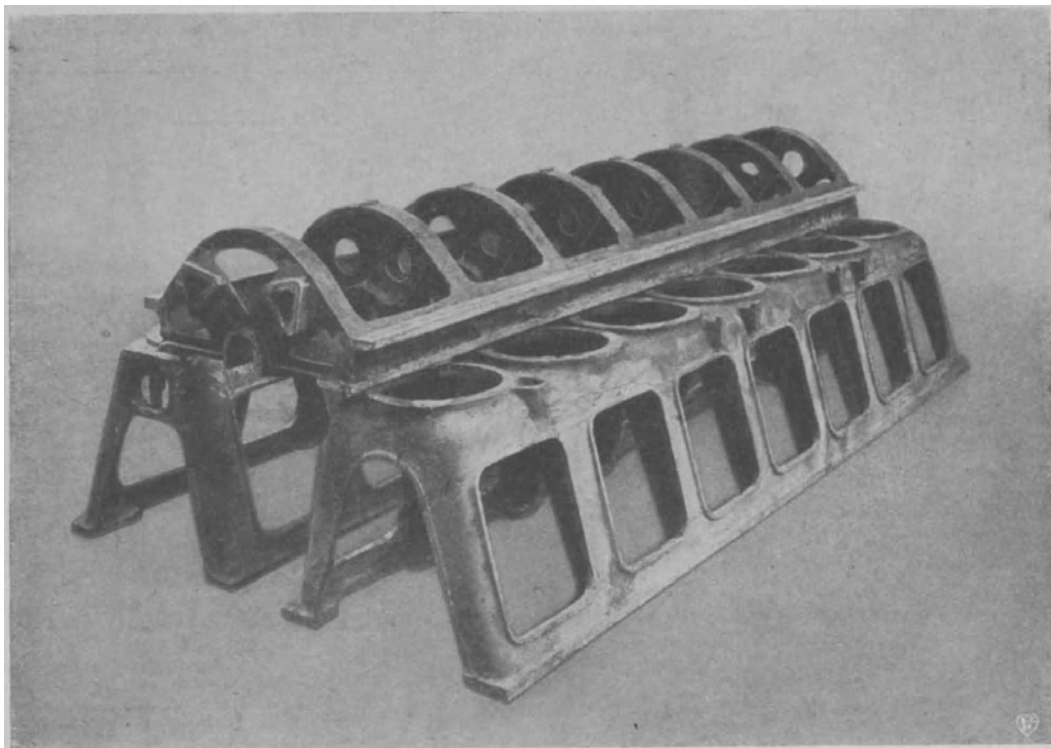


Fig. 8.

keit richtiger Schrumpfung besondere Rücksicht genommen werden. Es ist zwar gelungen, z. B. Gußstücke der Art Abb. 7 in einer Länge von über 3200 mm mit einer durchgehenden Wandstärke von 9 mm oder in Abb. 8 dargestellte von über 2000 mm bei einer durchgehenden Wandstärke von 6 mm vollkommen rißfrei herzustellen. Das ist aber nur möglich, weil keine hervorstehenden Teile die Schrumpfung hemmen; das erste Gußstück wird z. B. bei 1,8 % Schwindung um fast 6 cm kürzer. Würden nun vom Konstrukteur an verschiedenen Stellen vom Hauptkörper abstehende Nebenkörper vorgesehen, dann sind nicht zu beseitigende Spannungen, Warmrisse u. dgl. oft gar nicht zu verhindern. Bei dünnwandigem Stahlguß versagen dabei auch leicht die Kniffe des Stahlgießers, von denen Herr Dr. Krieger spricht. Es ist immer zweckmäßig, wenn sich bei sperrigen und zusammengesetzten Gußstücken Konstrukteur und Stahlgießer miteinander verständigen. Bringt der Konstrukteur der Arbeit des Stahlgießers Verständnis entgegen und trägt er den unvermeidlichen Lunker- und Saugerscheinungen Rechnung, dann entstehen Entwürfe, die nicht nur dem Stahlgießer die Arbeit erleichtern, sondern auch die Herstellungskosten und damit den Preis verringern. Gelegentlich sieht aber ein Stahlgußstück auf der Zeichnung in der fertig bearbeiteten Form ganz richtig entworfen aus. Durch die Bearbeitungszugaben, die nicht unter 5 mm gewählt werden sollten, ergeben sich aber Materialanhäufungen, die das Gußstück unter Umständen nur mit Schwierigkeiten herstellbar machen. Das zeigt sich recht deutlich schon bei dem normalen Flansch, wenn, wie dies häufig vorkommt, auch Bearbeitung auf der Rückseite verlangt wird (siehe Abb. 9 b). Der Stahlgießer muß zu recht zweifelhaften Mitteln greifen, um die Rückseite des Flansches dicht gießen zu können. Dazu kommt, daß infolge der starken Materialanhäufung die Gefahr des Abreißen beim Schrumpfen für den Flansch vorliegt. Eine Verbesserung ist die Ausführung nach Abb. 9 c, aber eigentlich erst dann, wenn für die Schrauben Nocken vorgesehen sind und nicht ein umlaufender Ring. Dies gilt auch insbesondere für den Zwischenflansch nach Abb. 9 a. Wird Wert auf einen längeren Schraubenbolzen gelegt, so kann die Ausführung nach Abb. 9 d gewählt werden. Bei längeren Rohren empfiehlt es sich mit Rücksicht auf die Erstarrungsvorgänge beim Schrumpfen auf die Verstärkung der Rohrwandstärke nach dem Flansch zu verzichten. Die Erfahrung zeigt, daß Rohrstücke mit bis zum Flansch gleicher Wandstärke ohne starke Hohlkehle sich am besten gießen. Das gleiche gilt für das Ansetzen der Rippen, die mit nicht mehr Verjüngung angesetzt werden sollten, als daß sich das

Modell gut aus der Form heben läßt und dann mit schwachen Hohlkehlen. — Ein weiteres Beispiel für Herstellungsschwierigkeiten bei an sich einfachen Stücken zeigen die Abb. 10 und 11. Für das Stück Abb. 10 wurde gefordert, daß es an allen zu bearbeitenden Stellen vollkommen dicht ist. Dieser Forderung konnte nur dann genügt werden, wenn der Innenraum voll gegossen und ausgedreht wurde. Der Ring Abb. 11 stellt an sich

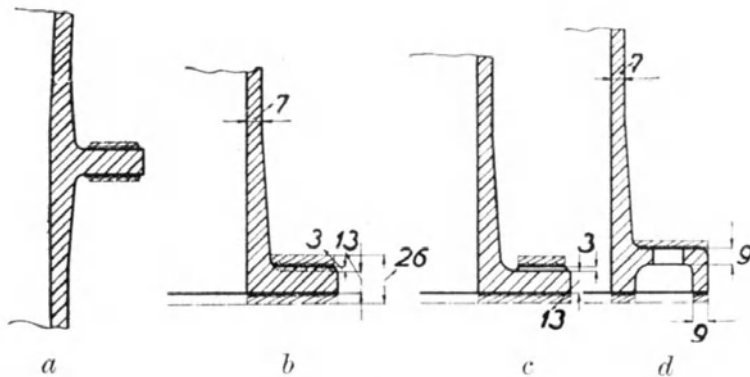


Abb. 9.

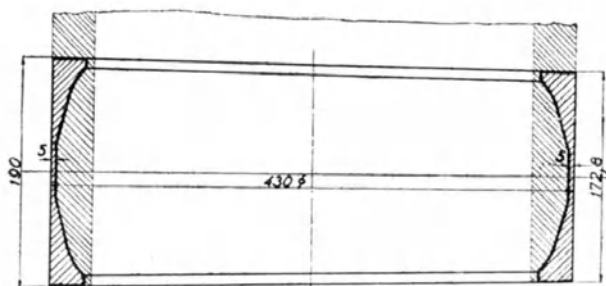


Abb. 10.

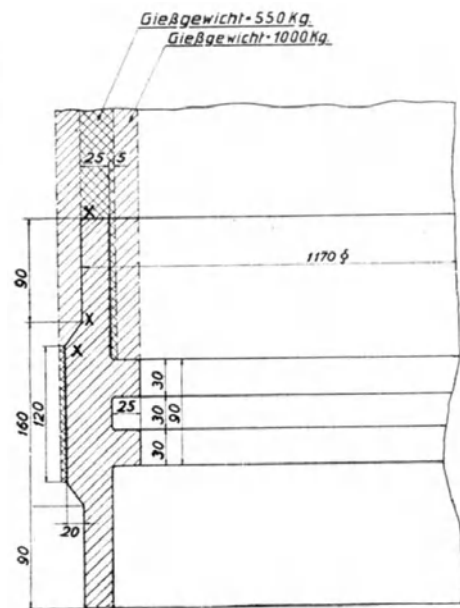


Abb. 11.

schon infolge seiner Größe besondere Ansprüche an die Güte des Materials, aus dem er gegossen wird. Der Schwefelgehalt muß recht niedrig sein, sonst zeigen sich Risse, und außerdem muß ein recht nachgiebiger Kern verwendet werden. Schließlich müßte mit Rücksicht auf die vorzunehmende Bearbeitung eine Ausführung wie strichpunktirt erfolgen. Die Zugaben für Bearbeitung einschließlich des verlorenen Kopfes würden ein Gießgewicht von etwas über 1000 kg bei einem Fertiggewicht von nur 230 kg ergeben haben. Dadurch, daß der Besteller den Vorschlag der Gießerei annahm und auf die Bearbeitung der Fläche XX verzichtete, konnte

eine andere Gießmethode angewendet werden, durch die das Gießgewicht auf 550 kg heruntergedrückt wurde. Solche Stücke sollten, wenn es möglich ist, überhaupt nicht in Stahlguß hergestellt werden. In diesem Zusammenhang sei erwähnt, daß bei der Herstellung von dünnwandigem Stahlguß im allgemeinen nur mit einem durchschnittlichen Ablieferungsgewicht von 50 % des Schmelzgewichtes gerechnet werden kann. Die folgenden Abbildungen zeigen eine Anzahl von Ausführungsbeispielen, die einen kleinen Überblick über die Anwendungsmöglichkeit von dünnwandigem Stahlguß geben. Die

Vorstevenschuh.

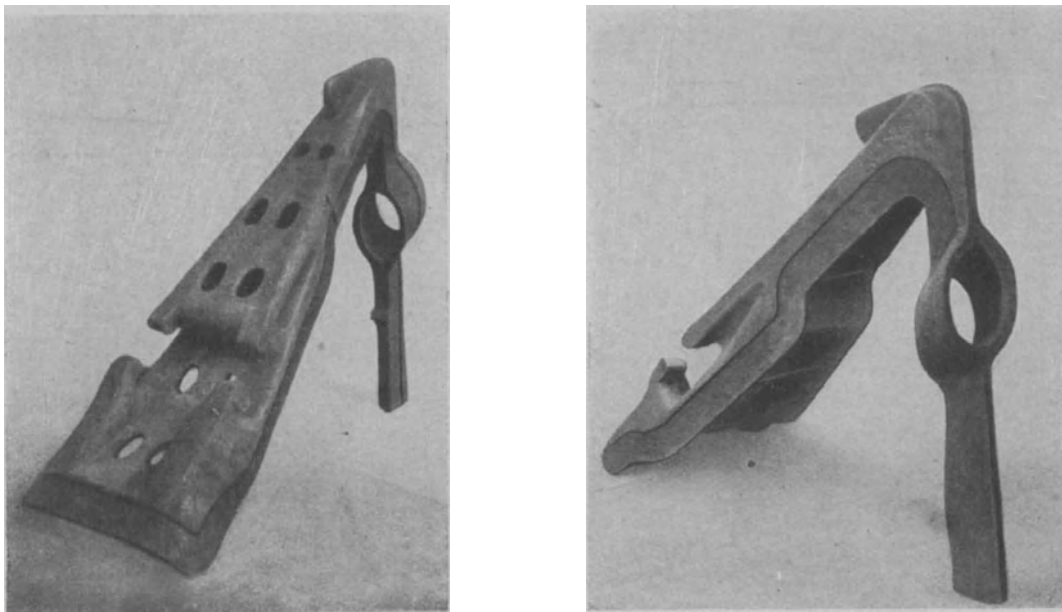


Abb. 12.

schon gezeigten Gestelle von Ölmaschinen sind geradezu als für den Stahlgießer ideal entworfene Gußstücke zu bezeichnen. Das gleiche gilt für die zugehörigen Grundplatten. Abb. 12 stellt einen Vorstevenschuh dar, dessen Grundwandstärke 10—12 mm beträgt.

Die folgenden Abb. 13, 14, 15 zeigen Gruppen von Gehäusen, Ventilkasten und andern Armaturen des Schiffmaschinenbaues, die früher aus Bronze hergestellt wurden. Im Vorraum sind einige dieser Stücke in geschnittenem Zustand aufgestellt. Abb. 16 zeigt mittlere und kleine Propeller, bei denen die Schneiden im rohen Guß mit den vorgeschriebenen geringen Wandstärken hergestellt wurden. Im Vorraum ist ein kleiner Propeller dieser

Art niedergelegt. Abb. 17 stellt ein Kugelstück der Rohrleitung eines Saugbaggers dar, das eine Wandstärke von 10 mm im rohen Guß bei 850 mm Durchgang besitzt.

Schiebergehäuse.

Hauptwandstärken 8 und 10 mm.

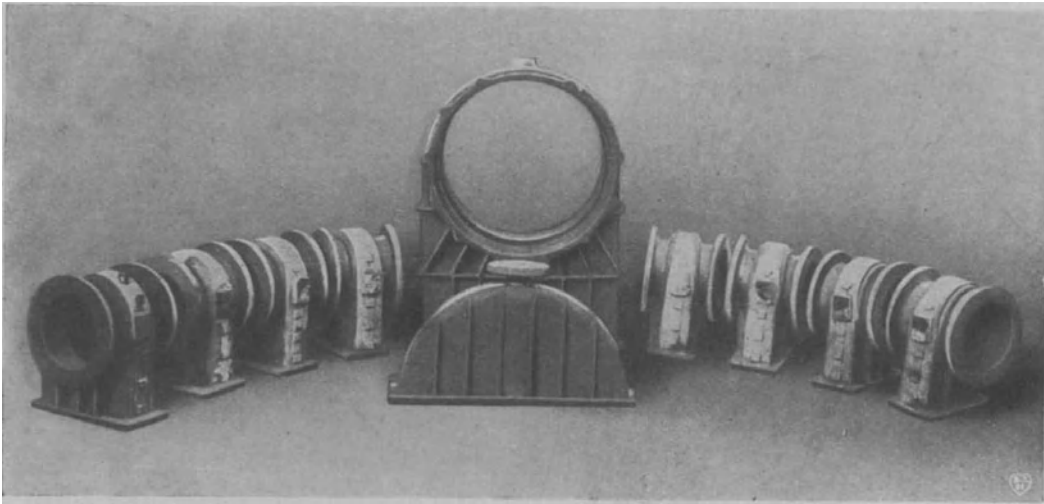


Abb. 13.

Ventilkasten und Hauben.

Hauptwandstärken 5, 6 und 8 mm.

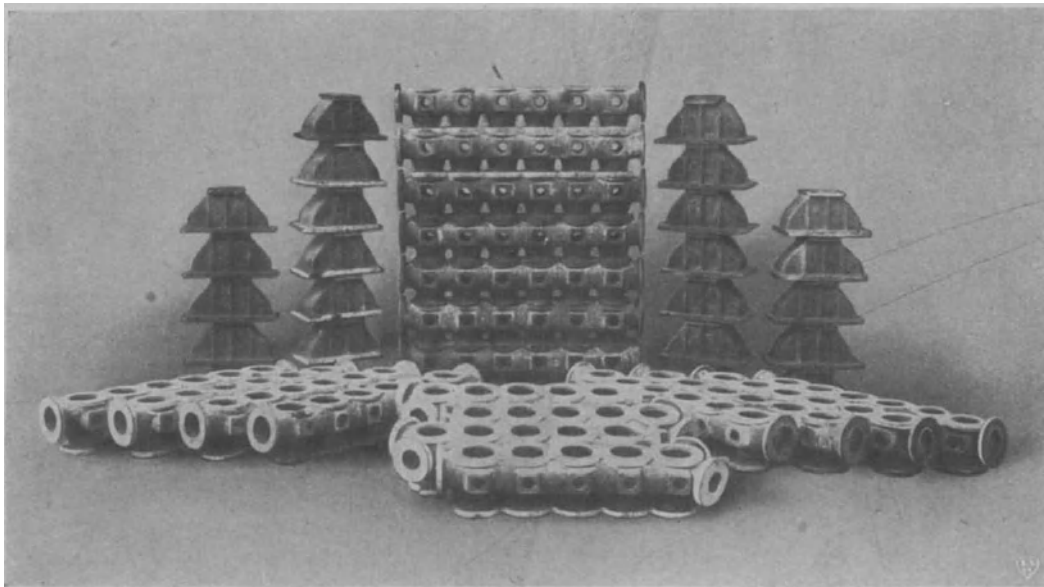


Abb. 14.

Der Konstrukteur sollte beim Entwurf von Teilen in dünnwandigem Stahlguß die rechnerischen Wandstärken festlegen und wenn eine höhere

Wandstärke nicht notwendig ist, als durchschnittliche Wandstärke, 8 bis 10 mm wählen. Materialanhäufungen an Übergängen sind, wie schon er-

Verschiedene Armaturen.
Wandstärken 5, 6, 8 und 10 mm.

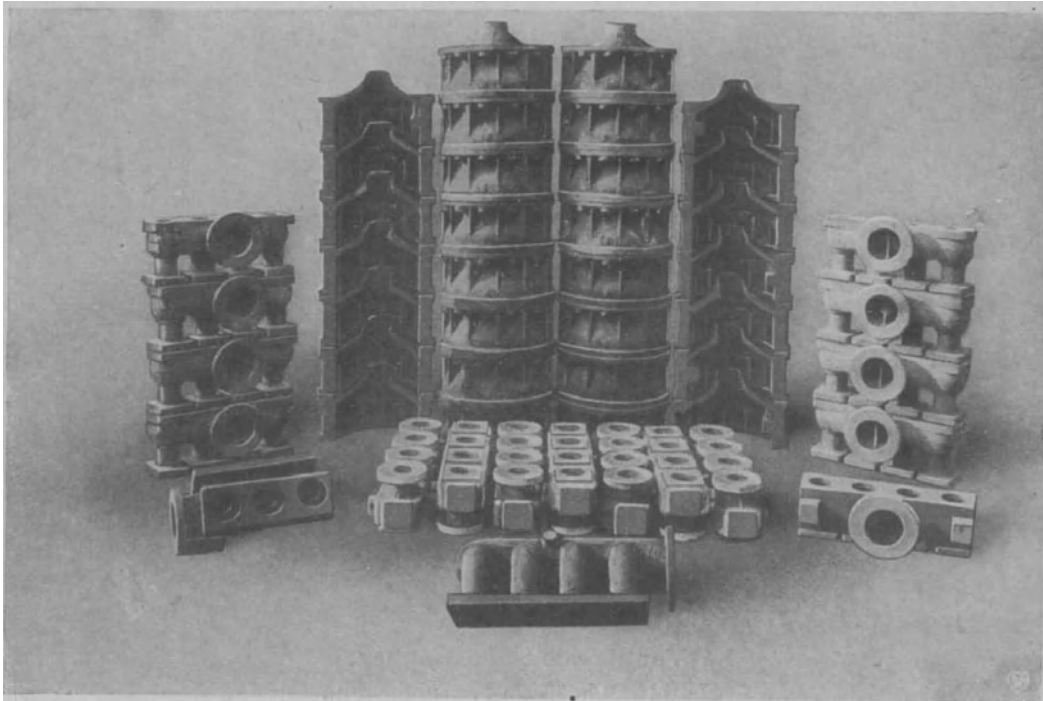


Fig. 15.

Schiffsschrauben.

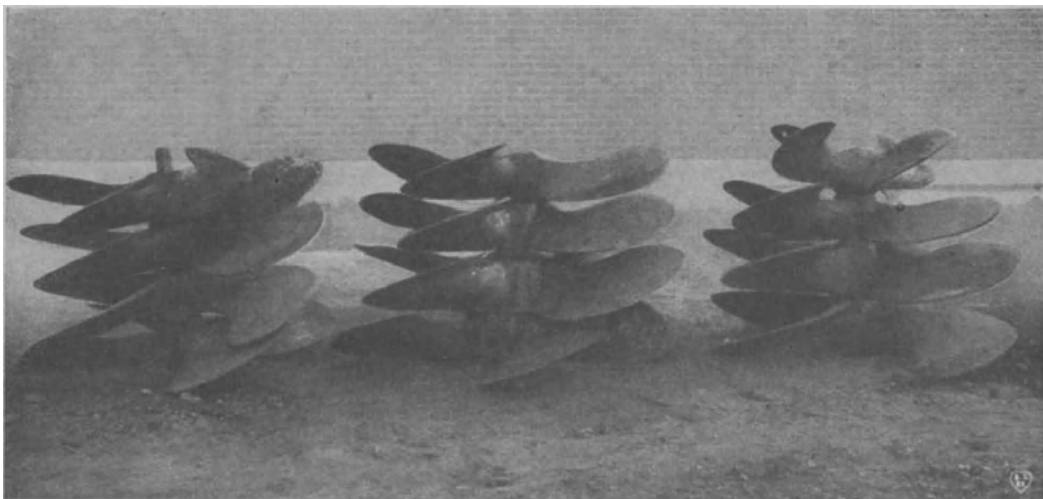


Fig. 16.

wähnt, zu vermeiden; da wo sie nicht zu umgehen sind, ist zu versuchen, die notwendigen Querschnittsflächen durch Auflösung in Rippen zu erzielen. Man

muß sich aber davor hüten, die Grundsätze, die für den Entwurf von gußeisernen Körpern gelten, ohne weiteres auf Stahlguß zu übertragen. Für

Kugelstück für Naßbaggerleitung.

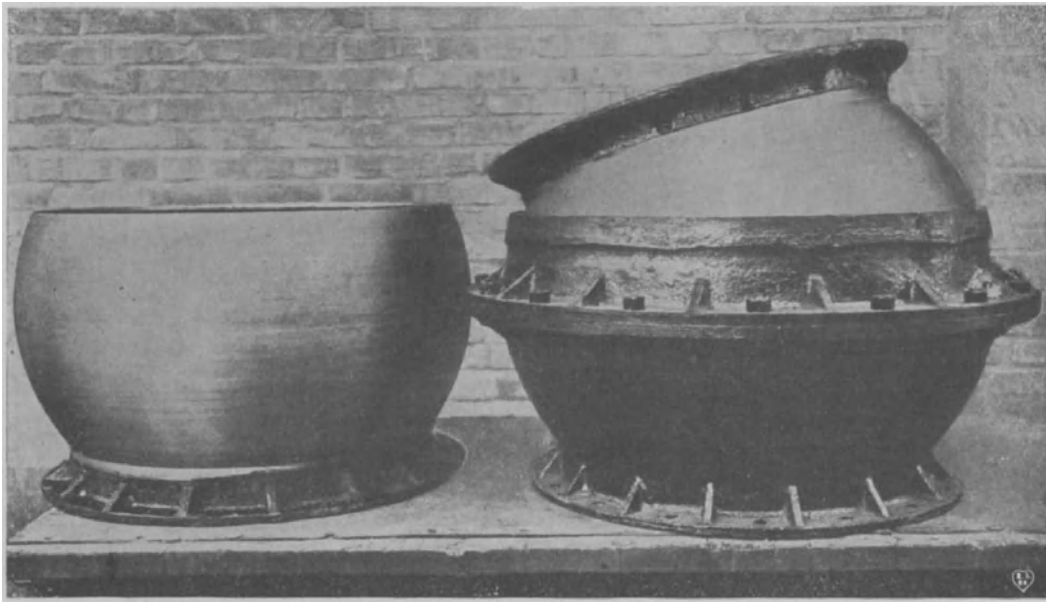
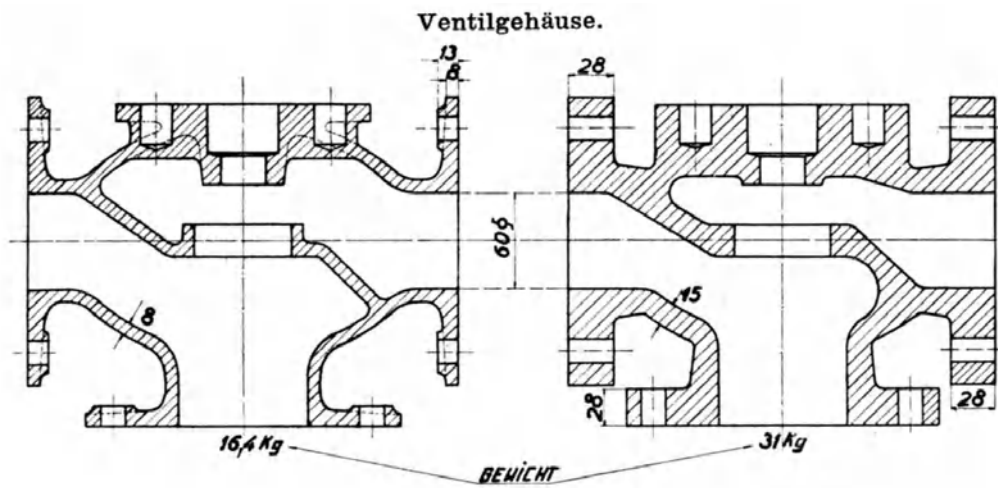


Fig. 17.



viele Zwecke wird es insbesondere auch nach dem Kriege von großer Wichtigkeit sein, daß möglichst geringe Gewichte erreicht werden können und dafür steht dem Konstrukteur in dünnwandigem Stahlguß ein ausgezeichnetes

Konstruktionsmaterial zur Verfügung. Wie überflüssig schwer vielfach noch konstruiert wird, zeigt Abb. 18 mit dem Schnitt durch einen Ventilkörper in der noch fast allgemein üblichen Ausführung. Für diese Gehäuse ist ein Betriebsdruck von 10 Atm. zu gewährleisten. Er wiegt in der normalen Ausführung 31 kg. Im normalen dünnwandigen Stahlguß läßt sich der Körper für denselben Betriebsdruck mit erheblich geringeren Wandstärken ausführen und es ergibt sich z. B. für dies Gehäuse dann ein Gewicht von 16,4 kg. Sind auch die Kosten der Gewichtseinheit in dünnwandigem Stahlguß höher, so

Rohrstück.

Länge 2200 mm, Innendurchmesser 540 mm, Wandstärke 8 mm.

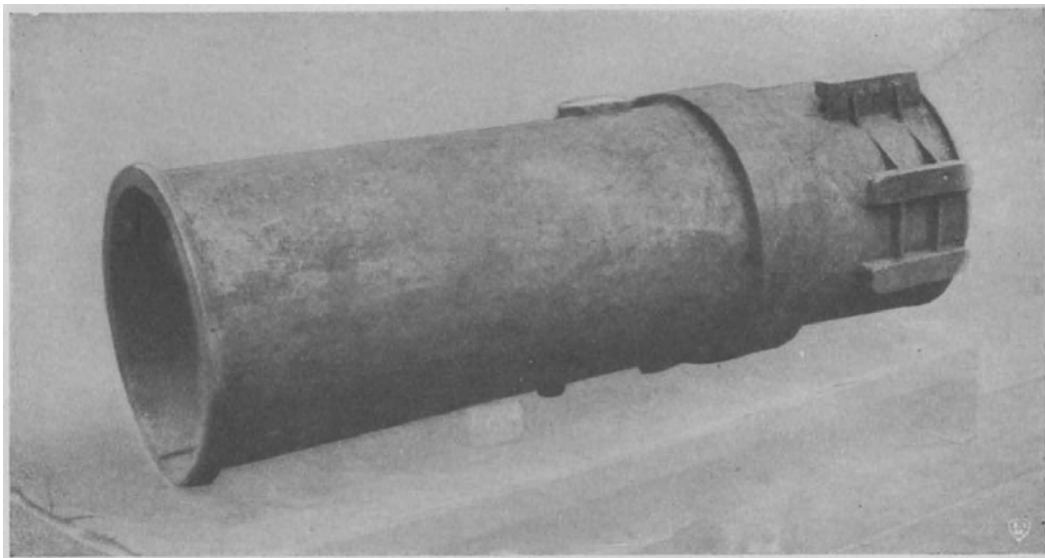


Abb. 19.

wird der Preis des ganzen Stückes doch niedriger. Ventilsitze, Laufbüchsen usw. wurden auch schon vor dem Kriege in Stahlguß als eingesetzte Ringe oder Büchsen vorgesehen. Die Königlich-Preussische Eisenbahnverwaltung verwendet seit einigen Jahren für die Körper von Lagerschalen für Achsbüchsen ganz weichen Stahlguß von mindestens 25 % Dehnung, die einen Ausguß mit Kriegsmetallegierung erhalten. Im Lokomotivbau werden fast alle Armaturen jetzt in Stahlguß oder Temperguß hergestellt. Im Torpedobau ist man auch dazu übergegangen, für die Armaturen dünnwandigen Stahlguß vorzusehen und selbst die Ausstoßrohre werden heute in dem Werkstoff geliefert. Abb. 19 und 20 zeigen Ihnen ein solches Rohr von über 2000 mm

Länge, 540 mm innerem Durchmesser und einer Wandstärke von 8 mm. Die Herstellung dieses Stückes stellt ganz besondere hohe Anforderungen an den Gießer, da der große Kern dem Schrumpfen großen Widerstand entgegengesetzt. Auch die Schwindung, die für die Länge dieses Gehäuses nicht weniger als 4 cm beträgt, erfordert allerlei Vorsichtsmaßnahmen in der Gießerei. Ein Gußstück, interessant für die Auflösung des Querschnittes in Rippen, die auch zur Versteifung der Flächenwand dienen, zeigt Abb. 22. Häufig wird die Dichtigkeit von Stahlguß angezweifelt. Als Beispiel für das Erreichbare kann wohl der in Abb. 21 dargestellte Zylinder gelten, der aufgeschnitten

Rohrstück.

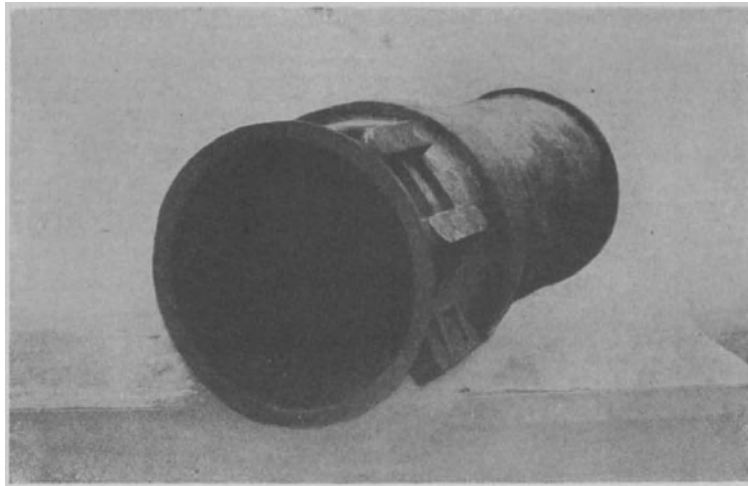


Abb. 20.

auch im Vorraum niedergelegt ist. Dieser Körper hat einen Innenprobe-
druck von 120 Atm. auszuhalten. Die Wandstärke beträgt im rohen Guß
nur 5 mm. Diese Stücke erfordern naturgemäß sehr große Sorgfalt bei der
Herstellung in der Gießerei. Auch die kleinste Fehlstelle, die bei andern
Gußstücken wohl durch Schweißen beseitigt werden könnte, führt zum Aus-
schuß. Bei diesem und ähnlichen Körpern muß eine besondere Zusammen-
setzung des Kernmaterials angewendet werden, denn es ist notwendig, daß
der Kern wohl den Guß aushält, danach aber dem Schrumpfen keinen Wider-
stand entgegengesetzt. Nebenbei muß noch erreicht werden, daß der Kern im
Gußstück nicht haftet, sondern beim Ausklopfen als loser Sand herausfällt,
weil sonst diese Gußstücke beim Putzen und bei der Bearbeitung zu große
Schwierigkeiten machen.

Abb. 22 zeigt auch ein gutes Beispiel für die Gewichtsverminderung, die durch die Ausführung des dünnwandigen Stahlgusses erzielt werden kann. Die durchgehende Wandstärke dieses großen Schiebers von 680 mm Durchmesser ist nur 8 mm. Die notwendige Steifheit der Flächenwand wird durch eine Rippenanordnung erzielt. Auch dies Stück erfordert besonders gute Kernarbeit und ein vorzügliches Rohmaterial beim Guß, wenn es einwandfrei aus der Form kommen soll.

Zylinder mit Kappe.

Innendruck 100 Atm.

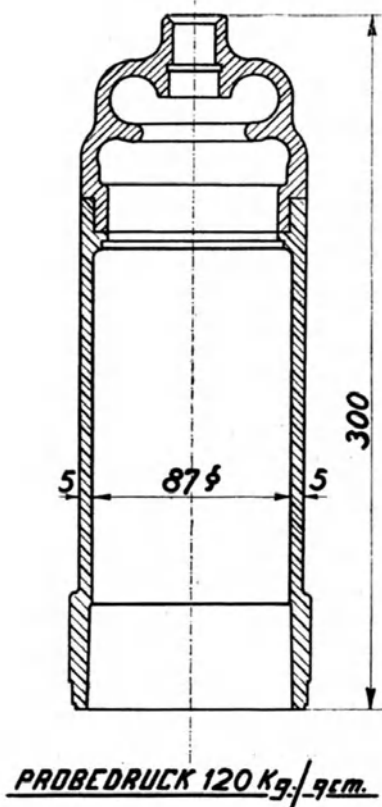


Abb. 21.

Schiebergehäuse.

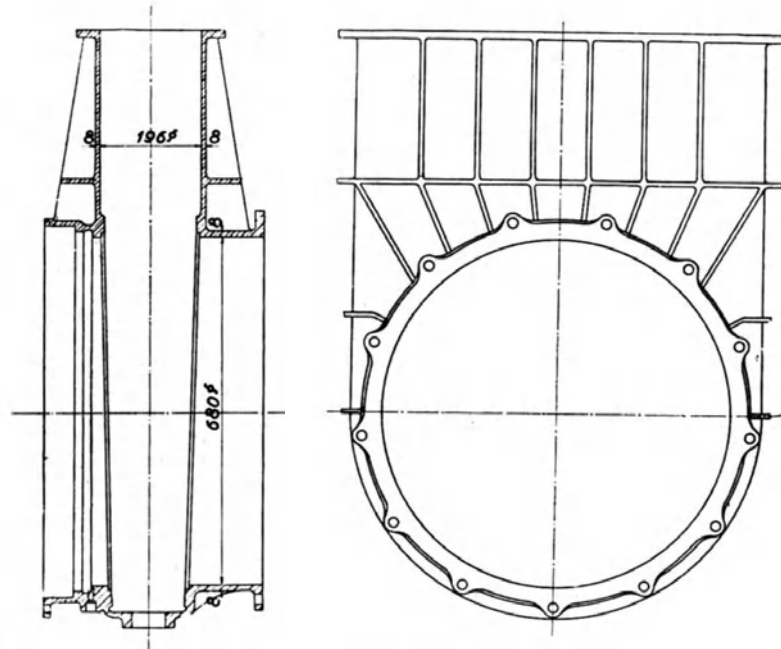


Abb. 22.

Für die Bearbeitung von Stahlguß gilt, daß der Stahl so geschliffen werden muß, daß er unter die Oberfläche faßt. Als ein gutes Schmiermittel bei der Bearbeitung von Stahlguß hat sich eine Mischung von $\frac{1}{2}$ kg Schmierseife auf 10 l kochendes Wasser bewährt, der so lange Soda zugesetzt wird, bis die Lösung nicht mehr sauer ist. Als Schnittgeschwindigkeit kann bei der Qualität, die für die Lieferung dünnwandigen Stahlgusses üblich ist, bei einiger Aufmerksamkeit fast dieselbe wie bei Grauguß und Bronze erreicht

werden. Für die Beseitigung von Oberflächenfehlern wird bei dünnwandigem Stahlguß insbesondere das Autogenschweißverfahren benutzt. Die Beseitigung von Rissen durch Schweißung ist in allen Fällen zu verwerfen, da sich ausnahmslos dadurch Spannungen ergeben; auch nachträgliches Glühen der geschweißten Stücke ändert den spannungsreichen Zustand nicht erheblich. Außer dem Autogenverfahren wird auch die elektrische Lichtbogenschweißung mit homogener Schweißkohle angewendet und das Kontaktverfahren, das mit

Krümmer mit Anschweißende.

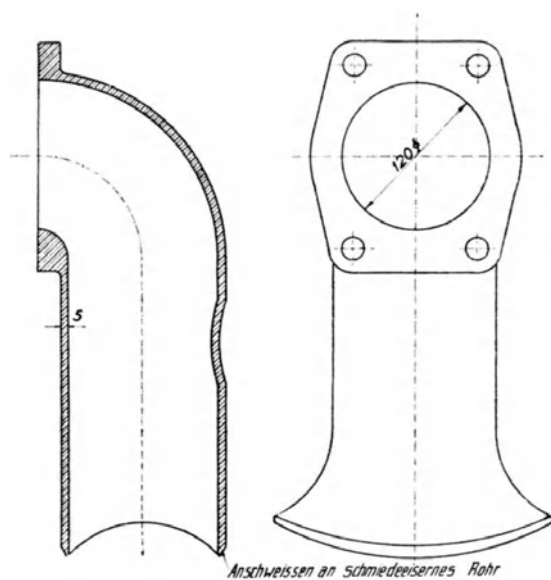


Abb. 23.

Schiebergehäuse mit Ansätzen zum Anschweißen in eine Rohrleitung.

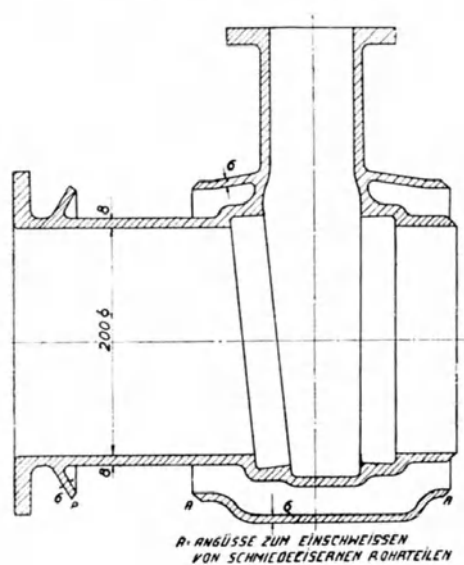
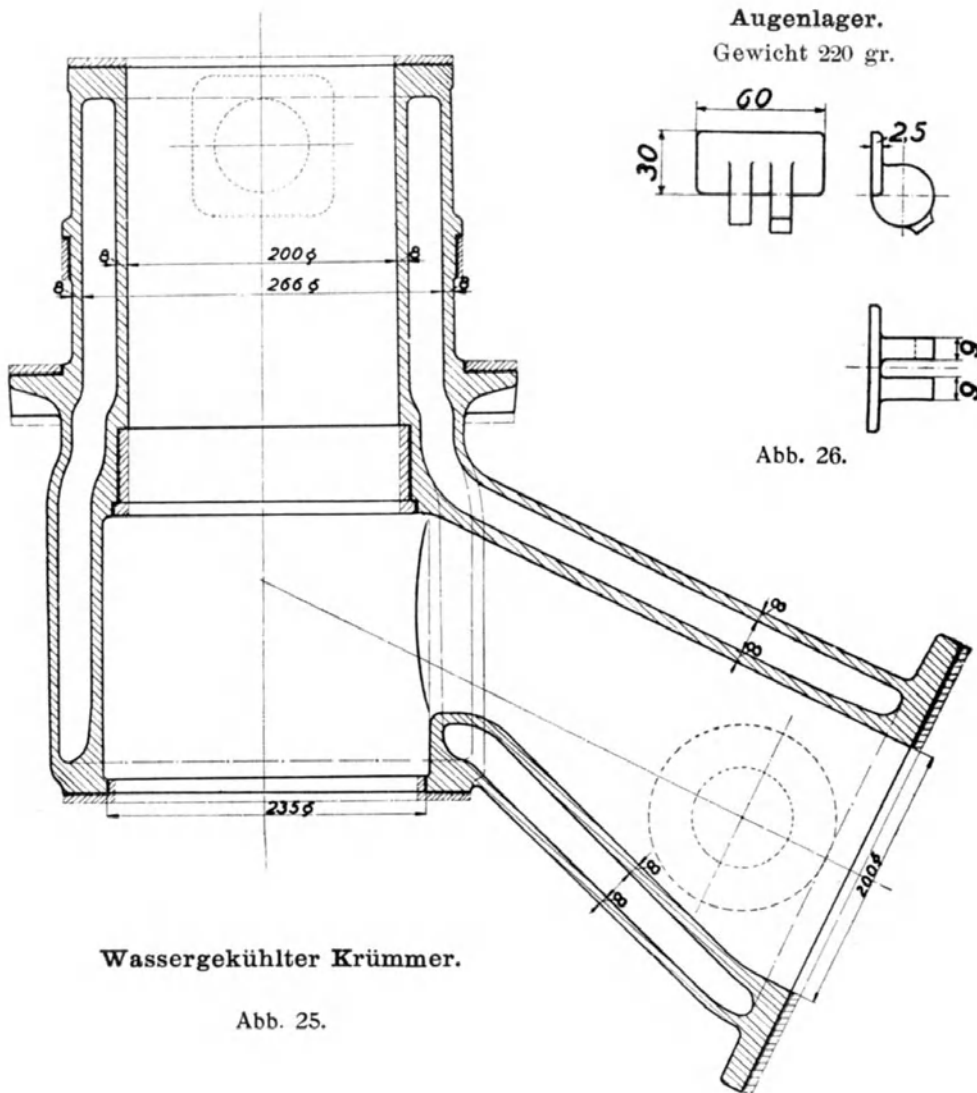


Abb. 24.

einer Elektrode aus weichem Holzkohleneisen arbeitet. Die verlorenen Köpfe der Stücke werden mit Kaltsägen oder durch autogenes Schweißen beseitigt. Von der Schweißbarkeit des Stahlgusses wird in den letzten Jahren im steigenden Maße Anwendung gemacht. So zeigen Abb. 23 und 24 Rohrstücke, bei denen zum An- bzw. Einschweißen von Rohrstücken Angüsse vorgesehen sind. Einen anderen Krümmer zeigt Abb. 25. Hier ist der äußere Mantel mit dem inneren Krümmer aus einem Stück gegossen. Der Kühlmantel war mit einem Druck von 6 Atm. zu prüfen. Sie finden im Vorraum auch ein solches Stück durchschnitten niedergelegt.

Da nicht Stahlguß jeder Zusammensetzung gut schweißbar ist, muß die Eigenschaft, wenn sie verlangt wird, besonders bei der Bestellung vorgeschrieben werden. Für Nockenscheiben und ähnliche Körper wird häufig

Stahlguß verlangt, der härtbar sein soll. Auch diese Eigenschaft ist in der Bestellung besonders anzugeben. Die Härtung kann sowohl im Einsatz wie durch Wasser- oder Lufthärtung bei entsprechender Zusammensetzung erreicht werden. Wenn auch die Herstellung kleiner Teile in Stahlguß durch-



aus möglich ist, so muß sie doch im allgemeinen als unwirtschaftlich betrachtet werden, wenn für den Zweck z. B. die Ausführung in Temperguß genügt; denn die Kosten der Herstellung von Teilen von geringem Gewicht in dünnwandigem Stahlguß sind unverhältnismäßig hoch. Während das Abgraten bei Temperguß mit niedrigen Kosten ausgeführt wird, ist bei Stahlguß infolge der Zähigkeit des Materials, die Bearbeitung mit Hammer und

Meißel notwendig. Auch das Schleifen ist teurer. Z. B. erfordert das Verputzen des in Abb. 26 dargestellten Augenlagers von 200 g Gewicht einen Kostenaufwand in der Putzerei von 45 Pf. Mit den anderen Herstellungskosten ergibt sich unter den heutigen Arbeitsverhältnissen für dieses Stück ein Stückpreis, der einem außerordentlich hohen Kilopreis entspricht. Man sollte daher nur in Ausnahmefällen solche Stücke in gutem Stahlguß herstellen lassen. Die Lieferung kleiner Teile in dünnwandigem Stahlguß kommt meist nur dann in Frage, wenn eine sehr schnelle Lieferung verlangt wird. Eine gut eingerichtete Stahlgießerei für dünnwandigen Stahlguß kann jedes, nicht zu komplizierte Stück innerhalb einiger Tage zur Ablieferung bringen. Vor der Ablieferung sollten alle Stücke auf der Anreißplatte angerissen und auf Maßhaltigkeit geprüft werden. Nicht selten verziehen sich sperrige Stücke sowohl beim Erkalten wie auch beim Glühen. Durch eine sachgemäße Nachbehandlung im Glühofen kann ein Richten der Stücke erfolgen, ohne daß Spannungen zurückbleiben oder neue Spannungen entstehen.

Die Prüfung der Qualität des Stahlgusses erfolgt heute noch fast allgemein durch die Zerreißprobe. Von einigen Abnahmestellen wird die Biegeprobe hinzugezogen. Auch die Fallprobe und die Klangprobe kommen vor. Die Prüfung auf Kerbschlagfestigkeit hat sich kaum eingebürgert, doch ist wohl als sicher anzunehmen, daß diese Prüfung in Zukunft erhöhte Bedeutung erhalten wird. Gerade die Untersuchungen von Herrn Professor Oberhoffer zeigen die Wichtigkeit dieser Probe. Häufig findet man die Ansicht vertreten, daß die Entnahme einer Probe aus dem Stück selbst notwendig sei, um ein Urteil über die Qualität des Stückes bilden zu können. Diese Forderung verkennt aber, daß es sich bei Stahlguß im allgemeinen um ein unverdichtetes Material handelt. Auch ist mehrfach in Veröffentlichungen nachgewiesen worden, daß die Entnahme von Proben aus einem Stück an verschiedenen Stellen verschiedene Werte ergibt. Ganz besonders lehrreich hierfür war ein kompliziertes Stahlgußstück, dem amtlich an 6 Stellen Proben entnommen wurden und die sechs nicht unerheblich voneinander abweichende Wertziffern ergaben.

In besonders wichtigen Fällen wird wohl auch gelegentlich die Prüfung durch Zertrümmerung eines ausgewählten Stückes angewendet werden. Abb. 27 zeigt ein Schiebergehäuse von 450 mm Durchgang, das unter dem Dampfhammer zusammengeschlagen worden ist. Infolge der hohen Streckgrenze des Materials widerstand dieses Stück den Schlägen des Hammerbärs

verhältnismäßig lange. Das Stück wurde in kaltem Zustande geprüft, und erst nach über 30 Schlägen mit dem 300-Ctr.-Hammer begann das Stück seine Form zu verändern. Es ist zu erkennen, daß die Wandungen fest aufeinander geschlagen sind, ohne daß sich an irgendeiner Stelle Risse gezeigt hätten. Bei kleinen Stücken und solchen von geringem Gewicht wird durch die Zertrümmerungsprobe die zweckmäßigste Prüfung erreicht.

Zertrümmertes Schiebergehäuse.

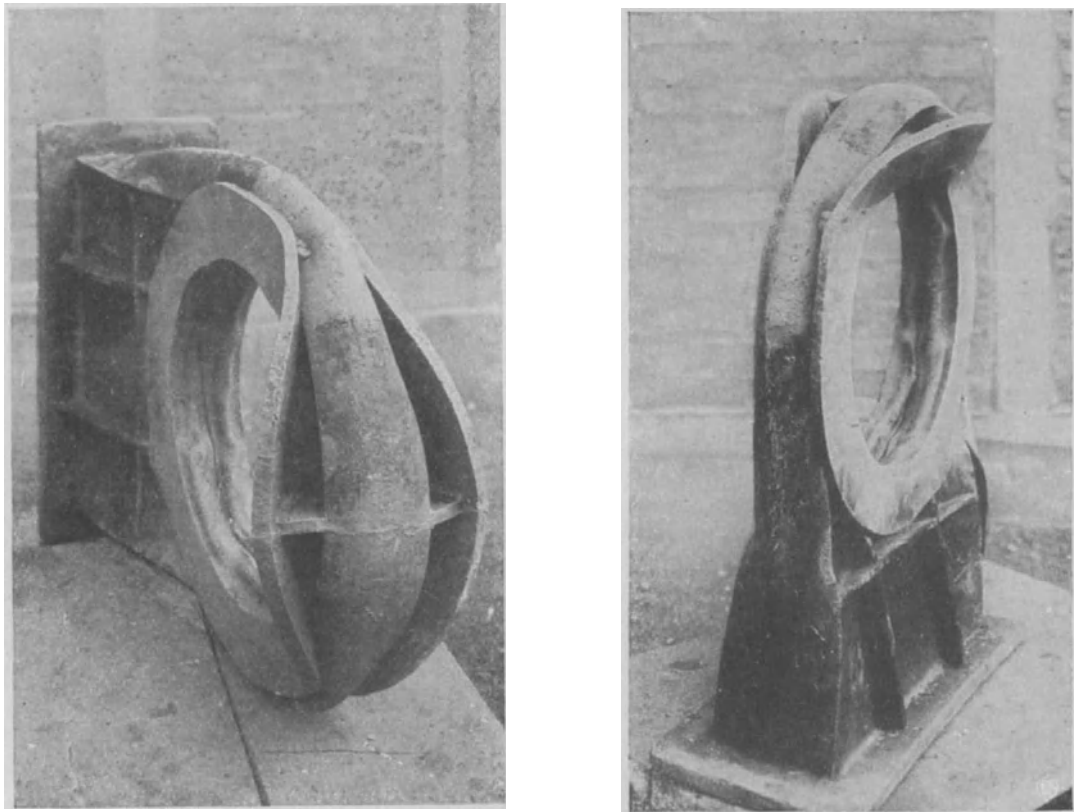


Abb. 27.

Unsere Materialprüfungsverfahren werden nach dem Kriege ganz allgemein einer großen Durchsicht unterzogen werden müssen, einmal vom Gesichtspunkt der Vereinfachung aus, dann aber auch, weil dem Wesen des zu prüfenden Werkstoffes besser Rechnung getragen werden muß. Insbesondere wird die Metallographie wohl weit mehr als bisher zur Hilfe gezogen werden, weil an die Reinheit des Werkstoffes höhere Anforderungen gestellt werden müssen und die metallographische Prüfung in einfacher und sicherer Weise Aufschluß über den inneren Aufbau des Materials ergibt. Auf die Wichtig-

keit der richtigen wärmetechnischen Nachbehandlung der Stahlgußstücke, zur Erzielung des richtigen Bruchgefüges, wurde schon bei der Erwähnung der Oberhofferschen Arbeiten hingewiesen. Allein die metallographische Untersuchung des Bruchgefüges gestattet die sichere Feststellung, ob der Glühvorgang in der richtigen Weise durchgeführt war. Kennzeichnend für das Bruchgefüge eines wärmetechnisch richtig behandelten Stückes waren die vorhin gezeigten Abb. 1—4. Die folgenden Abbildungen stellen an einigen



Abb. 28.

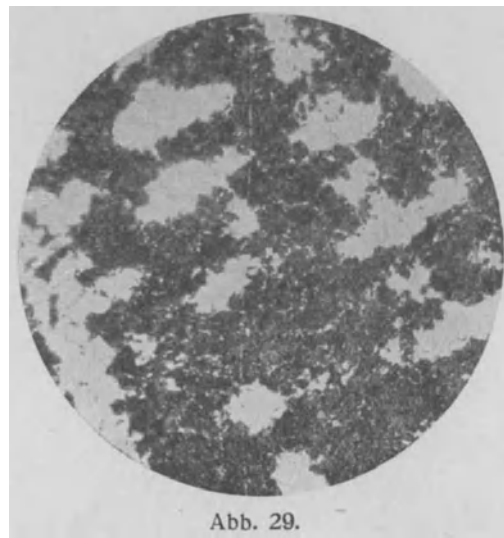


Abb. 29.

Beispielen fehlerhaft geglühtes Material dar. Abb. 28 zeigt in 15facher Vergrößerung den Schliff eines Materials von folgender Zusammensetzung:

Kohlenstoff	= 0,35
Silizium	= 0,24
Mangan	= 0,99
Phosphor	= 0,028
Schwefel	= 0,024.

Aus dem Schliff ist zu erkennen, daß Fremdkörper nicht vorhanden sind, daß es sich also um ein ganz reines Material handelt. Es zeigt sich aber die sogenannte Dendritenstruktur (Tannenbaumfiguren), die herabmindernd auf Festigkeit und Dehnung des Werkstoffes einwirkt. Ihre Bildung kann durch richtige Führung des Glühprozesses verhindert werden. Die Reinheit des Materials wird besonders klar zur Erscheinung gebracht in dem Schliff Abb. 29, der das Material der Abb. 28 in 115 facher Vergrößerung zeigt. Abb. 30 zeigt in 15 facher Vergrößerung ein ähnliches Material,

das auch in unrichtiger Weise gegläht worden ist. Im Schliff finden sich die sogenannten Widmannstättenscher Figuren. Auch diese dürfen nicht in Erscheinung treten, wenn ein Höchstwert von Festigkeit, Streckgrenze und

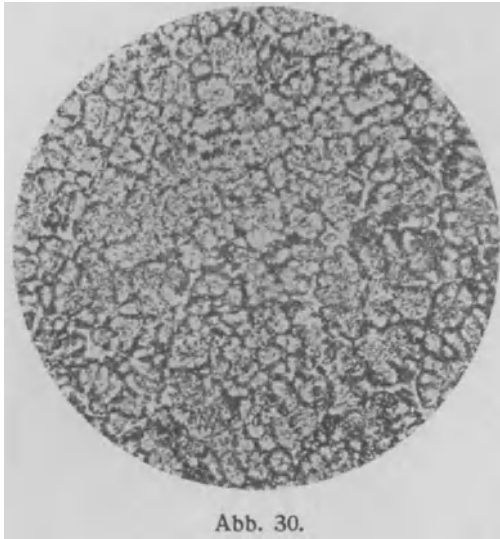


Abb. 30.



Abb. 31.

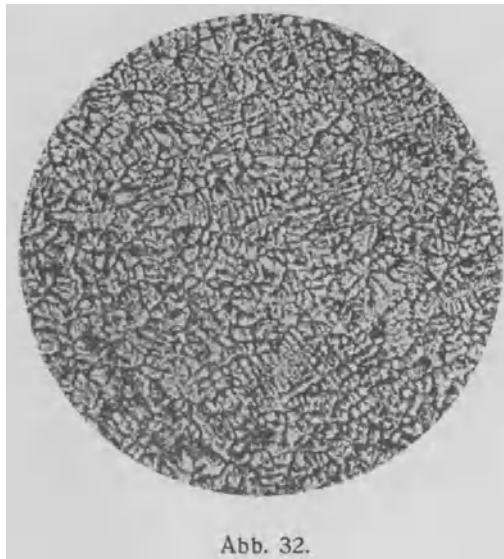


Abb. 32.

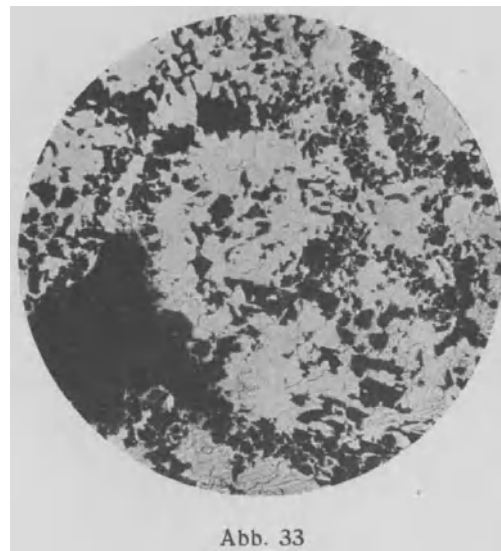


Abb. 33

Dehnung vorhanden sein soll. Abb. 31 zeigt einen Schliff desselben Werkstoffes in 115facher Vergrößerung; Sie sehen die Widmannstättenschen Figuren in diesem Schliff deutlich ausgeprägt. Abb. 32 ist der Schliff eines Werkstoffes, der bei der Erprobung eine hakige Bruchfläche mit glänzenden Hohlräumen durchsetzt ergab. Die Zusammensetzung des Materials war:

Kohlenstoff	= 0,32
Silizium	= 0,16
Mangan	= 0,79
Phosphor	= 0,030
Schwefel	= 0,026.

Im Schliff sind die Widmannstättenschen Figuren zu erkennen. In der 75 fachen Vergrößerung von Abb. 33 tritt ein Hohlraum deutlich in Erscheinung.

Diese Beispiele sollen nur zeigen, welch außerordentlich wertvolles Mittel die Metallographie für die Untersuchung des Werkstoffes ist. Ihre Anwendung wird auch in den Stahlgießereien von immer größerer Bedeutung werden. Sie wird manche Rätsel, vor denen der Stahlgießer heute noch steht, aufklären und ihm ermöglichen, ein immer besseres Material zu erzeugen. Sehr wertvolle und lehrreiche Beispiele für die Untersuchung des Materials sind enthalten in der Veröffentlichung von Herrn Geheimrat Bach und Herrn Professor Baumann „Gefügebilder von Konstruktionsmaterialien“.

Die Entwicklung des dünnwandigen Stahlgusses befindet sich nach meiner Überzeugung erst in ihren Anfängen. Deshalb haften ihm noch viele Mängel an und er bereitet noch häufig Enttäuschungen. Andererseits wird der Konstrukteur den Hersteller des dünnwandigen Stahlgusses vor immer neue Aufgaben stellen, deren einwandfreie Lösung besonders jetzt im Kriege durch die Betriebsverhältnisse erschwert wird. Das letzte Wort über das richtige Schmelzverfahren ist auch noch nicht gesprochen, ebenso wie neue Formmethoden sich herausbilden werden. Immer aber wird die Herstellung dünnwandigen Stahlgusses, abgesehen von den ganz einfachen Aufgaben, ein Sondergebiet bleiben, das wissenschaftliche Beaufsichtigung verlangt, wenn sich nicht Mißerfolge ergeben sollen.

Ich hoffe, daß meine Ausführungen, die vielen von Ihnen vielleicht wenig neues geboten haben, das Verständnis für die Eigenart des dünnwandigen Stahlgusses gefördert haben und damit seine Verwendung. Nach dem Kriege müssen wir haushalten an allen Stellen unseres Wirtschaftslebens. Gelingt es dem dünnwandigen Stahlguß, in steigendem Umfange den Metallguß zu ersetzen, und dazu ist er, wie ich hoffe, Sie überzeugt zu haben, an vielen Stellen berufen, dann haben wir einen weiteren Schritt getan dazu, uns vom Auslande und hier insbesondere von dem uns feindlichen Auslande unabhängig zu machen.

Erörterung.

Herr Oberbaurat Schulz :

Meine Herren. Für den inhaltsreichen und sehr interessanten Vortrag und die uns darin gegebenen Anregungen zur Herstellung eines guten, dünnwandigen Stahlgusses können wir wohl alle dem Herrn Vortragenden unseren verbindlichsten Dank aussprechen.

Einige Punkte aus seinem Vortrage möchte ich herausheben, und dazu auf Grund der Erfahrungen seitens der Reichsmarine gleichfalls einige Anregungen geben, von denen ich sicher hoffen darf, daß sie auf fruchtbaren Boden fallen.

Der Herr Vortragende spricht die Erwartung aus, daß dünnwandiger Stahlformguß auch nach dem Kriege in größerem Umfange zum Teil als Ersatz für Schmiedestücke, zum Teil als Ersatz für Bronze Verwendung finden wird. Das ist, soweit ich die Situation überschauen kann, im allgemeinen auch meine Ansicht. Aber ich glaube, das ist von zwei Bedingungen abhängig. Die erste Bedingung möchte ich dahin fassen, daß es möglich sein muß, den Stahlguß in kürzeren Fristen zu liefern, als es im Kriege der Fall war, wobei ich zugeben muß, daß während des Krieges ganz besondere Verhältnisse vorlagen. Die zweite Bedingung besteht darin, daß die Erfahrungen, die gut eingerichtete Gießereien haben, mehr Allgemeingut werden und der Allgemeinheit mehr als bisher zugänglich gemacht werden müssen. Ich habe oft Gelegenheit gehabt, als Vorsitzender der Marine-Werkstoffkommission die Klagen der Werften entgegenzunehmen, die alle mehr oder weniger darauf hinausgingen, daß sie nicht in der Lage waren, trotzdem wir an vielen Stellen den Ersatz von Stahlguß für Bronze forderten, dieser Forderung nachzukommen, da sie die Stahlgußstücke nicht rechtzeitig geliefert bekamen. Die U-Boote und die Torpedoboote waren sehr eilig, und die Fristen waren zu lang, und dieser Umstand hat außerordentlich erschwerend auf die Einführung des Stahlgusses gewirkt.

Was den zweiten Punkt betrifft, so möchte ich noch besonders hervorheben, daß es ja zu verstehen ist, daß jeder seine Betriebserfahrungen für ein gut eingerichtetes Werk für sich behalten möchte. Meine Herren, die Revolution hat vieles geändert und auf den Kopf gestellt. Auch hier muß eine gründliche Änderung erfolgen. Wenn der Stahlguß, wie der Herr Vortragende annimmt, nach dem Kriege in noch größerem Umfange die Bronze verdrängen soll, dann dürfen für seine Herstellung nicht nur einige wenige Werke in Frage kommen, sondern es müssen möglichst alle hierfür in Betracht kommenden Werke in der Lage sein, in kurzen Lieferfristen einen guten dünnwandigen Stahlguß herzustellen. Die Inhaber oder Leiter solcher Werke müssen sich zusammentun und gegenseitig ihre Erfahrungen, ihre Erfolge und auch ihre Mißerfolge austauschen. Die Marine, die selbst kleinere Anlagen zur Herstellung von dünnwandigem Stahlguß besitzt, wird nicht anstehen, auch die ihrerseits gesammelten Erfahrungen der Allgemeinheit zugänglich zu machen. Ich erinnere daran, daß bei der Entwicklung und der Einführung der Dampfturbine bei der Marine anfänglich auch eine große Zurückhaltung und Geheimnistuerei seitens der einzelnen Werke ausgeübt wurde, daß aber allmählich ein Austausch der Erfahrungen stattfand, und daß dieser Umstand wesentlich zum Fortschritt und zur schnelleren Einführung der Turbine bei der Marine beigetragen hat. Ich hoffe, daß ein Gleiches auch hier stattfinden wird.

Als ich gestern die Abhandlung von Irresberger, auf welche der Herr Vortragende auch besonders hinwies, über den gegenwärtigen Stand des Stahlformgusses und seiner

Herstellungsverfahren las, da fiel mir besonders auf, in wie außerordentlich großem Umfange gerade in dieser Abhandlung die amerikanische Literatur herangezogen wird, und daß die Amerikaner in der Tat sehr schätzenswerte Mitteilungen auch über ihre Betriebsergebnisse gemacht haben. Ich meine, was da möglich ist, muß auch bei uns möglich sein.

Dies führt mich wieder zu einem weiteren Punkte. Wenn es möglich ist, daß in einem so kupferreichen Lande wie Amerika, dem kupferreichsten auf der ganzen Erde, in den letzten Jahren die Herstellung von Stahlformguß auf das Dreizehnfache gestiegen ist, und daß zur Zeit über 200 Gießereien an der Fabrikation beteiligt sind, so kann wohl auch angenommen werden, daß in unserem kupferarmen Deutschland, wo die Steigerung an Stahlformguß auch stark zugenommen hat, nämlich in den letzten 14 Jahren um das Siebzehnfache, ein ähnlicher oder vielleicht noch größerer Aufstieg der Stahlfabrikation stattfinden wird.

In diesem Zusammenhange möchte ich außerdem noch darauf hinweisen, daß wir, wie das ja bekannt ist, zur Herstellung von Bronze auch Zinn brauchen. Unser Zinnreichtum, den wir vor vielen hundert Jahren im Erzgebirge hatten, ist erschöpft, und wir sind ein vollständig zinnarmes Land. Wir haben vor dem Kriege unser Zinn von den Malayischen Inseln, Banka und Billington, bezogen. Inzwischen haben die Amerikaner verstanden, da Amerika selbst ein zinnarmes Land ist, diese Produktion für sich einzuheimen. Infolgedessen ist es Amerika gelungen, auf Grund dieser großen Produktion an Zinn eine enorme Weißblechproduktion ins Leben zu rufen, welche die ganze Erde beinahe überschwemmt.

Also da uns die Beschaffung von Zinn noch schwerer fallen wird, als vor dem Kriege, so ist auch dieser Umstand geeignet, dem Stahlguß weiter zum Fortschritt und zu seiner schnelleren Einführung zu verhelfen.

Wenn wir wirtschaftlich vorwärts kommen wollen, so darf nicht nur ein kleiner Teil einer Spezialindustrie, sondern es muß die Gesamtheit dieses Industriezweiges das Beste vom Besten zu leisten in der Lage sein. Ist das nicht der Fall, so werden die Besteller auf Grund ihrer schlechten Erfahrungen mit Stahlguß leicht geneigt sein, das Verfahren zu verurteilen und allgemein als schlecht hinzustellen, und das ist natürlich für die allgemeine Einführung außerordentlich schädlich.

Infolge der unangenehmen Eigenschaften des Stahles, sehr stark zu schwinden und dadurch zu lunkern, zu Warm- und Kaltrissen Veranlassung zu geben, ist Stahl im allgemeinen schwerer zu gießen als Bronze. Darin muß aber für uns Deutsche ein besonderer Ansporn liegen, die Schwierigkeiten gerade zu überwinden, zumal wir das Rohmaterial für Stahlguß besitzen. Soweit ich orientiert bin, ist in Amerika mehr der normale Stahlguß und weniger der dünnwandige Stahlguß als Ersatz für Bronze eingeführt, da in Amerika Kupfer eben sehr reichhaltig ist.

Nun wollte ich mich noch bezüglich einiger Einzelheiten an den Herrn Vortragenden wenden.

1. Herr Dr. Werner gibt an, daß mit einer 2-Tonnen-Konverteranlage monatlich 2000 Tonnen Stahl erzeugt werden können. Das würden also täglich 35—40 Schmelzungen bedeuten. Ist das nicht sehr hochgegriffen? 2. Bei der Gegenüberstellung der Vorzüge und Nachteile des Kleinkonverters und des Elektro-Stahlhofens ist zwar hervorgehoben, daß der Konverterbetrieb sehr gute Rohstoffe bedingt. Nach meiner Ansicht erfordert aber seine Betriebshaltung auch eine viel größere Sorgfalt und Erfahrung, als bei jedem anderen Stahlgußbetrieb. Dieser Umstand hat wohl auch neben der Knappheit an geeigneten Rohstoffen viele von den Privatwerften nach meiner Ansicht dazu geführt, neben dem Kleinbessemerbetrieb neuerdings noch einen Elektro-Stahlhofen aufzustellen.

Bezüglich der Rangierung der einzelnen Verfahren zur Herstellung von Stahlguß

möchte ich auf die Bemerkung von Irresberger hinweisen, daß durchschnittlich Konverterstahl die meisten Einschlüsse von Oxyden und Stickstoff enthält. Er gibt ohne weiteres zu, daß das Korverterverfahren und jedes andere Verfahren in der Lage sein kann, das beste Material herzustellen. Aber nach seinen Erfahrungen enthält durchschnittlich der Konverterstahl die meisten Einschlüsse an Oxyden und Stickstoff, worauf der Reihe nach basischer, saurer Martinstahl, Tiegelstahl und schließlich Elektro Stahl mit kaum nachweisbaren Einschlüssen folgen.

Es sei noch bemerkt, daß die Marine, die vor dem Kriege nur basischen Martinstahl zugelassen hat, neuerdings auch den saueren Martinstahl zuläßt. Ich war übrigens überrascht, als ich gestern in der Abhandlung von Irresberger las, daß das Verhältnis von den Werken, die das basische Verfahren haben, zu solchen, die das saure Verfahren betreiben, ungefähr wie $2\frac{1}{2}:1$ ist, also saures Material verhältnismäßig doch schon viel eingeführt ist. In Amerika ist das Verhältnis des basischen zum sauren Betrieb wie $1:1$.

3. In Ergänzung zu den Ausführungen des Herrn Vortragenden möchte ich auf einen Vorzug von Grau- und Stahlguß gegenüber Bronze aufmerksam machen. Das ist ihre Überlegenheit bezüglich ihres Widerstandes bei hohen Temperaturen. Während Bronze, wie das ja bekannt ist, nach den Untersuchungen von Bach nur höchstens 300° Betriebstemperatur ertragen kann, halten Stahl- und Eisenguß nach den gleichen Untersuchungen ohne weiteres 500° aus. Dies ist ein Umstand, der namentlich für die Herstellung von Gas- und Ölmotoren, sowie Kraftanlagen aller Art von großer Wichtigkeit ist. Andererseits muß ich hervorheben, daß Bronze, wie das ja bekannt ist, nicht rostet und dem Seewasser gegenüber weniger empfindlich ist als Eisen und Stahl. Wir haben z. B. in weitem Umfange für U-Boote und auch für Torpedoboote im Kriege, gezwungen durch die Not, Propeller aus Stahlguß hergestellt. Aber die Korrosionen an denselben waren trotz Anstrich mit Zellonlack nicht zu beseitigen. Wir haben dann ein Überziehen mit Emaille und schließlich ein Verbleien versucht. Alles hat aber nur gewisse Zeit gehalten. Es mußten dann von neuem wieder die Anstriche vorgesehen werden. Es sei noch auf die neueren Untersuchungen der Rostschutzkommission, die in der Artillerieprüfungskommission erstanden ist, und der ich auch die Ehre habe, anzugehören, und auf ein neues Verfahren, das wohl auch hier schon bekannt ist, hingewiesen. Das ist das sogenannte Versticken der Rohre, das von Pintsch und von der M.A.N. ausgebildet worden ist, wobei es darauf ankommt, das Eisen mit dem Stickstoff in eine chemische Verbindung zu bringen, und womit schon an anderer Stelle ganz gute Erfolge erzielt worden sind.

4. Der Herr Vortragende spricht weiterhin über die Zusammensetzung für einen gutschweißbaren Stahlguß. Ich wollte den Herrn Vortragenden fragen, ob er es für zweckmäßig hält, wenn in den Materialvorschriften ein besonderer Hinweis auf solche Stücke gegeben wird, und ob er es empfehlen würde, eine besondere Legierung dafür vorzuschreiben.

5. Dann möchte ich noch bezüglich der vom Herrn Vortragenden gegebenen Anregung auf weitere Einführung der Kerbschlagprobe besonders danken. Wir haben während des Krieges für hochwertiges Geschützmaterial bereits die Kerbschlagprobe vorgeschrieben, und es ist auch beabsichtigt, für wichtige Teile im Maschinenbau gleichfalls diese Probe vorzusehen. Es würde also noch in Frage kommen, evtl. auch für dünnwandigen Stahlguß, wie der Herr Vortragende angeregt hat, die Einführung dieser Probe in Erwägung zu ziehen.

Ich schließe meine Ausführungen mit der nochmaligen Bitte an die Stahlgießereien, sich weniger als Konkurrenten im alten Sinne zu betrachten, sondern auf Grund der Erkenntnis von der Notwendigkeit eines wirtschaftlichen Zusammenschlusses aller Kräfte zur Erzielung höchster Leistungen das Trennende zu überbrücken und das Einigende einer gemeinsamen Arbeit und eines gegenseitigen befruchtenden Erfahrungsaustausches in den Vordergrund zu stellen. (Beifall.)

Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff:

Meine Herren! In der Marine hat man seinerzeit recht schlechte Erfahrungen mit Stahlguß gemacht. Es ist das allerdings schon lange her, aber die Haare des Herrn Vortragenden beginnen ja auch schon grau zu werden, und vielleicht hat er davon erfahren; es wäre mir heute noch erwünscht, seine Ansicht über den einen Spezialfall, mit dem ich zu tun hatte, zu hören. Es waren damals die drei Schrauben für unsere Schiffe eingeführt, und man hatte sich entschlossen, den Ruderpfosten hinter der mittleren derselben, der bei Grundberührungen bei Einschraubenschiffen mehrfach stark beschädigt worden war, ganz aufzugeben und das Ruder in einen Ruderträger aufzuhängen, der nur bis zur Mitte des Ruders herunterreichte. Dieser Ruderträger bestand aus einem schweren Hohlgußstück von etwa 80 mm Wanddicke und ging oben mit einer starken Kehle in eine plattenförmige Verbreitung über, mit der er in das flache Hinterende des Schiffes eingienietet war. Das Ruder selbst bestand aus einem Stamm mit angegossenen Rippen, auf die eine starke Platte aufgienietet war. Diese Platte überragte die unterste Rippe und reichte selbst nicht ganz bis zur Unterkante des Kiels, so daß das Ruder vor Beschädigungen bei Grundberührungen ganz gesichert war. Diese Einrichtung bewährte sich auch ausgezeichnet. Beim Festkommen eines Schiffes auf einem steinigem Grund, bei dem dasselbe sogar mit Stampfbewegungen hinten heftig aufschlug, wurde wohl die Ruderplatte unten verbogen und auch die unterste Rippe brach, aber Ruderstamm und Ruderstevn blieben unversehrt und der Schaden war leicht zu reparieren. Dagegen machten sich bald Bedenken gegen das Gußstück des Ruderträgers geltend. Die angegossenen Probezapfen erwiesen sich von großer Festigkeit und außerordentlicher Zähigkeit, aber im Gußkörper selbst fand man bald feine Risse, trotz aller Vorsicht bei der Herstellung, trotz Ausgleichens und dergleichen und trotzdem keine Beamte zu den Gießereien kommandiert waren, um sich über die zweckmäßigste Formung dieser Stücke zu informieren. In einem Falle hielt der Träger noch mit einem sehr starken Riß an einer Seite, die eine sehr beträchtliche Verringerung der Festigkeit bedingte, dann aber brachen zwei Ruderträger bei forcierter Fahrt der Schiffe ab. In dem einen Falle vermutete man eine Grundberührung, die zwar nicht zum Festkommen des Schiffes geführt hatte, aber durch die doch ein wesentlich größerer Druck auf das Ruder gekommen sein konnte, was jedoch nicht nachzuweisen war. Wohl aber zeigte sich in der Bruchstelle des einen Stücks eine große Lunke, die dadurch entstanden war, daß eine Kernstütze beim Guß nicht eingeschweißt war. Wenn so etwas sowie die Risse nicht zu vermeiden waren, konnte man sich auf diesen so wichtigen Teil der Schiffe nicht verlassen und das war in jener Zeit hoher politischer Spannung eine äußerst fatale Situation, da eine große Zahl unserer Schiffe mit dieser Einrichtung versehen war. Die Herstellung so schwerer und komplizierter Stahlgüsse kam damals erst in Gang, und die großen Stahlgußfabriken gaben sich die größte Mühe, Risse zu vermeiden, aber es schien nicht ganz zu gelingen. Messungen des Wasserdruckes auf das Ruder ergaben auch, daß bei den forcierten Manövern, wie sie in der Marine üblich waren, derselbe sich viel größer erwies als man sonst allgemein rechnete, und auch das erschwerte die Klärstellung der Frage. Es ist aber bei den beiden Fällen geblieben. Bei den späteren Schiffen wurden die Ruderträger durch seitliche Streben entlastet, aber auch bei denen, die noch ohne diese Verstärkung waren, hat sich trotz der denkbar schwersten Erprobung kein Bruch wieder ereignet, die Marine hat wohl aber doch später sich einer anderen Konstruktion zugewendet. Es sind das nun schon 16 Jahre her, aber ich denke in meinen alten Tagen noch manchmal an diese unangenehme Geschichte, die auch den Stahlgußfabrikanten damals manche Sorge machte. Herr Doktor Werner, Sie kennen dieselbe wohl? (Herr Dr. Werner: Jawohl!)

Herr Professor G ü m b e l :

Herr Dr. Werner hat in seinem sehr lehrreichen Vortrag den Vergütungsprozeß in den Vordergrund gestellt. Ich glaube, es würde von Interesse sein, wenn Herr Dr. Werner sich etwas über die Bedingungen aussprechen könnte, an die der Konstrukteur gebunden ist, wenn er ein Stück vergütet haben will.

Herr Rechnungsrat Stieghorst :

Meine Herren! Der Herr Vortragende wünschte, daß die Wandung über den Flansch nicht dicker gemacht werden möchte, als in größerer Entfernung von demselben.

In vielen Fällen, z. B. bei Rohrleitungen, wird aber der unmittelbar an den Flansch anschließende Teil der Wandung durch achsial gerichtete Kräfte auf Biegung beansprucht und es wird hierdurch eine größere Dicke in dem an den Flansch anschließenden Teil der Wandung bedingt. Wollten wir nun die Dicke der Wandung überall nach der am Flansch erforderlichen Dicke bemessen, also die Wanddicke s_1 statt s in Abb. 1 nehmen, so würden wir viel Material zugeben müssen. Ich bin daher der Meinung, daß die Gießerei sich in solchen Fällen mit einer nach dem Flansch hin zunehmenden Wanddicke wird abfinden müssen.

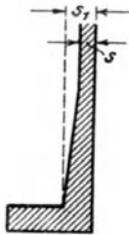


Abb. 1.

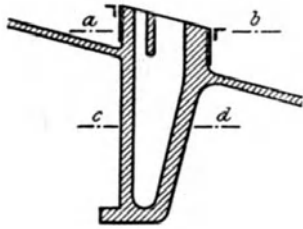


Abb. 2.

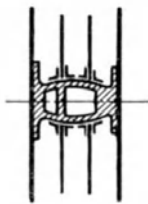


Abb. 3.



Abb. 4.

Nun komme ich zu den Worten des Herrn Geheimrats Rudloff. Meine Herren, wer die Zeit miterlebt hat, in der Herr Geheimrat Rudloff die Leitung der Schiffbauabteilung des Reichs-Marineamts übernehmen mußte, weiß, welch schwieriges Amt ihm übertragen worden war. Zu Beginn dieser Zeit hatte es sich herausgestellt, daß die Ruderträger, von denen Herr Geheimrat Rudloff sprach, auf den fertigen Schiffen, z. B. den Schiffen der Kaiser-Klasse, wackelten. Diese Träger waren damals eigentlich ohne jeglichen Verband in den Schiffskörper eingebaut worden.

Seine erste Aufgabe war es daher, diese Träger gehörig in den Schiffskörper einzubauen und bei Neubauten von vornherein einen gehörigen Verband vorzusehen. Das geschah in der Weise, daß an den in den Schiffskörper hineinragenden Teil des Trägers die in der Skizze Abb. 2 und 3 angedeuteten Spanten angebaut wurden. Diese an sich einleuchtende Maßnahme war nun wahrscheinlich keine restlose Verbesserung. (Herr Geheimrat Rudloff: Dann bin ich schuld daran gewesen, nicht der Gießer! Heiterkeit.)

Die Herren kennen ja alle die Versuchsfiguren von Bach, die er mit Stäben erhielt, deren Oberfläche er mit einem Liniennetz versehen hatte und die er danach auf Verdrehung beanspruchte. Von diesem Netz zeigten die ursprünglich geraden Linien a—b bei den Stäben mit rechteckigem und elliptischem

Querschnitt die in Abb. 5 angedeutete geschwungene Form, welche andeutet, daß die Querschnitte sich in dem einen Quadranten nach unten und in dem anschließenden Quadranten nach oben gewölbt hatten.

Einer gleichen Formänderung unterliegen nun auch Hohlstäbe mit ähnlichen Querschnitten, wenn deren Wanddicke nicht absichtlich so bemessen ist, daß die Querschnitte

bei einer Verdrehungsbeanspruchung oben bleiben. Damit die Querschnitte solcher Hohlstäbe oben bleiben, muß die Wanddicke nach einem bestimmten Gesetz veränderlich sein; in den Hauptachsen eines elliptischen Querschnitts, Abb. 6, muß sie dann den zugehörigen Achsen umgekehrt proportional sein.

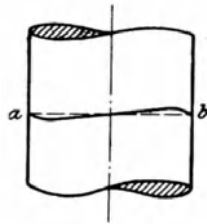


Abb. 5.

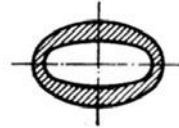


Abb. 6.

Wenn die Querschnitte nicht so bemessen sind, daß sie bei Verdrehungsbeanspruchungen oben bleiben, entsteht bei Hohlstäben eine Querschnittswölbung oder eine Formänderung der Querschnitte in der Bildebene, oder es treten beide Arten von Formänderungen zugleich ein, wenn diese Formänderungen nicht behindert werden. Würden z. B. die Querschnitte an einem Ende eines auf Verdrehung beanspruchten Stabes an der Wölbung und Formänderung in der Bildfläche der Querschnitte verhindert, so bleiben auch alle übrigen Querschnitte oben, ändern dafür aber ihre Form in der Bildebene in der Weise, daß z. B. ein rechteckiger Querschnitt die Form eines Romboids erhält. Werden nun diese Formänderungen an beiden Enden des Stabes behindert, so entstehen neben den Schubanstrengungen noch Normalanstrengungen, die beide sehr hoch werden können.

Der Trägerquerschnitt, Abb. 4, hat nun eine Form, die teils einer Ellipse und teils einem Rechteck ähnlich ist, und seine Wanddicke ist gerade dort groß, wo sie im Vergleich zu Abb. 6 gering sein sollte. Der Querschnitt ist also ein solcher, der sich unter dem Einfluß von Drehungsanstrengungen zu wölben trachtet. An seinem unteren Ende ist der Ruderträger, Abb. 2, abgeschlossen und dort, wo er in den Schiffskörper hereintritt, wird er durch die ihn umspannende Außenhaut an einer Formänderung in der Bildfläche der Querschnitte verhindert. Hiernach behalten alle zwischen diesen beiden Stellen gelegenen Querschnitte bei Drehungsanstrengungen ihre Form in der Bildfläche der Querschnitte bei und wölben sich, sofern sie hieran nicht auch behindert werden.

So lange nun der Träger einfach ohne den für die Aufnahme des Ruderdruckes erforderlichen Verband in den Schiffskörper hineingehängt war, konnte der obere, in den Schiffskörper hineinragende Teil des Trägers einer Wölbung der Querschnitte des unteren Trägerteils dadurch folgen, daß er seine Querschnittsform in der Bildfläche der Querschnitte änderte und die hierdurch ausgelösten Kräfte behinderten eine Querschnittswölbung des unteren Trägerteils nur in geringem Maße. Dies wurde nun aber dadurch anders, daß der Träger für die Aufnahme des Ruderdruckes befestigt wurde, denn die an seinen, in den Schiffskörper hineinragenden Teil befestigten Spanten verhinderten eine Formänderung dieses Trägerteils in der Bildfläche seiner Querschnitte, und damit wurde zugleich auch ein großer Widerstand gegen die Wölbung der Querschnitte des unteren Trägerteils wachgerufen, dessen Folge die schon erwähnten hohen Drehungs- und Normalanstrengungen sind. Das konnte aber damals niemand wissen, und deshalb bin ich der Meinung, daß keine Stelle eine Schuld an dem Trägerbruch von „Elsaß“ trifft, weder Herrn Geheimrat Rudloff noch den Kapitän, noch den Gießer.

Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff:

Herr Stieghorst meint es ja gut, er will mich entschuldigen. Er würde jetzt den Ruderträger elastisch einbauen, er meint, der Klügere gibt nach. Ich habe gedacht, das Wasser müßte ausweichen, und setzte das Stück fest in das Schiff hinein, und ich glaube, ich würde das auch jetzt wieder tun und das Wasser den Klügeren sein lassen. Der Schaden ist ja nachher auch kuriert worden. Was die Beanspruchung so vergrößert, ist das Hin- und Hergehen der Belastung; das Ruder liegt immer nach der einen und wird dann plötzlich nach der anderen Seite gelegt. Ich fand damals auch aus den Bachschen Zahlen über die Beanspruchung bei Belastungen von $+$ durch 0 nach $-$, daß die von uns angenommene 4 kg/qmm Festigkeit für den Träger eigentlich nicht ausreichte. Die Steven haben später aber trotzdem gehalten, auch ohne die seitlichen Streben, die einige für unwirksam hielten, die aber doch die wechselnden Belastungen aufnahmen und so die Sache bombenfest machten, so daß nichts wieder passierte. Mir waren anfangs diese Streben nicht recht, weil ich eine Verringerung der Fahrt befürchtete; wir waren damals ja mit unseren sogenannten Minimal-konstruktionen darauf angewiesen, nach jeder Richtung hin das nur irgend Mögliche heraus-zuholen. Herr Stieghorst ist ein sehr tüchtiger Mann, aber er war damals auch noch nicht so klug.

Herr Dr.-Ing. Werner (Schlußwort):

Aus den Ausführungen von Herrn Rechnungsrat Stieghorst zu dem Bruch des von Herrn Geheimrat Rudloff erwähnten Ruders geht wohl hervor, daß der Fehler nicht allein am Material lag. Es ist natürlich auch heute noch sehr schwierig für den Stahlgießer, ein Stück rißfrei herzustellen, wenn der Entwurf den Eigenheiten von Stahlguß nicht Rechnung trägt, und es ist auch sicher richtig, wenn ein Stahlgießer, der sich der Verantwortung bewußt ist, die Herstellung eines Stückes, das er nach seiner Überzeugung nicht einwandfrei liefern kann, lieber ablehnt. Andererseits darf man wohl sagen, daß auch die Stahlgießerei sich in den letzten Jahren weiter entwickelt hat, und daß man heute doch wohl mit größerer Sicherheit komplizierte Stücke liefern kann als früher. Insbesondere besteht heute kein Zweifel mehr darüber, daß die Reinheit des flüssigen Materials von allergrößter und fast ausschlaggebender Bedeutung für die Herstellung rißfreier Stücke ist.

Die Ausführungen von Herrn Oberbaurat Schulz begrüße ich sehr dankbar.

Die Schweißbarkeit sollte stets besonders vorgeschrieben werden, wenn sie verlangt wird, denn es kommt häufig vor, daß der Stahlgießer mit einer Qualität arbeitet, die sich nicht gut schweißen läßt, ohne zu wissen, daß der Verbraucher an dem betreffenden Stück Schweißarbeiten vornehmen will. Bei der Neuaufstellung von Lieferungsvorschriften könnte auf die Notwendigkeit der besonderen Angabe, ob schweißbarer Stahlguß verlangt wird oder nicht, hingewiesen werden. Das gleiche gilt für die Lieferung von härtbarem Stahlguß.

Herr Oberbaurat Schultz hat sodann darauf hingewiesen, daß die Stahlgießereien während des Krieges nicht hinreichend dünnwandigen Stahlguß liefern konnten. Die Ursache für diese Tatsache war, daß von allen Seiten der Kriegsindustrie in immer steigendem Maße dünnwandiger Stahlguß verwandt wurde, insbesondere als Ersatz für Rotguß und Bronze. Vor dem Kriege konnten die Stahlgießereien, die dünnwandigen Stahlguß herstellen, bequem jeden Bedarf decken, und das wird auch nach dem Kriege sicher wieder der Fall sein. Insbesondere der Schiffbau verlangte für die Ausrüstung der Kriegsschiffe, der Torpedoboote, U-Boote, Minensucher usw. dünnwandigen Stahlguß. Für die große Anzahl von Minenwerfern wurden sehr bedeutende Mengen von Stahlguß verbraucht, und auch der Geschützbau forderte immer mehr an. Daneben steigerten sich die Ansprüche des Automobilbaues, der ja schon immer dünnwandigen Stahlguß für viele Konstruktionsteile verwandt hat.

Herr Professor Gumbel wünschte Aufklärung über die Vergütung von Stahlguß. Durch die Vergütung wird, wie ich schon vorher erwähnte, eine weitgehende Verfeinerung des Kornes erreicht. Bevor man das Gußstück der Vergütung unterwirft, muß eine sorgfältige chemische Analyse angefertigt werden. Die Gehalte von Kohlenstoff und Mangan insbesondere bestimmen die Temperatur, auf die das Gußstück geglüht werden muß. Weiter ist notwendig, die Bestimmung der kritischen Temperatur des zu vergütenden Materials. Zum besseren Verständnis sei angenommen, daß für das Material eines Gußstückes die Glüh Temperatur mit 930 Grad richtig ist; dann wird der Glühofen zweckmäßig so geführt, daß diese Temperatur mit Bestimmtheit überschritten wird, und zwar um mindestens 10 Grad. Voraussetzung ist natürlich, daß die Pyrometer richtig arbeiten; kleine Fehler im Anzeigen der Pyrometer führen zum Mißlingen der Vergütung. Das auf Temperatur gebrachte Gußstück wird nun in einem Ölbad abgeschreckt. Man läßt es dann erkalten und glüht es noch einmal, nun aber nur auf die kritische Temperatur, die z. B. mit 625 Grad festgestellt sei. Es ist auch zweckmäßig, die kritische Temperatur um 10 bis 20 Grad zu überschreiten. Beim Eintauchen der Stücke in das Ölbad muß darauf Rücksicht genommen werden, daß die Stücke keine Formänderung erfahren. Hat man z. B. Körper mit einem offenen rechteckigen Querschnitt zu vergüten, dann gehen diese Stücke an den offenen Schenkeln auseinander. Dies wird verhütet dadurch, daß man Streben eingießt, die die offenen Flächen miteinander verbinden. Bei ungeschickter Behandlung der Stücke, beim Eintauchen, treten häufig Risse auf, die aber immer vermieden werden können. Es ist bei den Konstrukteuren noch zu wenig bekannt, welche Vorteile vielfach durch die Verwendung vergüteten Stahlgusses erzielt werden können. Wir haben während des Krieges über 100 Oberlafetten für 21-cm-Mörser, sehr komplizierte Stücke, die fast ganz mit Kernarbeit geformt werden, und die viele Kerne haben, hergestellt, und ich kann mich nicht entsinnen, daß ein einziges der Stücke bei der Vergütung Anstände ergeben hätte. Auch die Unterteile zur Wiege und das Oberteil der 21-cm-Mörser aus Nickelstahlguß sind von uns für die Vergütung geliefert worden. Herr Professor Oberhoffer hat in der Zeitschrift „Stahl und Eisen“ mehrfach Veröffentlichungen über die Vergütung gebracht, und bei Beobachtung der Ergebnisse seiner Arbeiten kann die beabsichtigte Verfeinerung des Kornes und Verbesserung der Streckgrenze mit fast absoluter Sicherheit erreicht werden. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren, Herr Dr. Werner hat für die Maschinenbauer unter uns sehr beachtenswerte Anregungen gegeben. Er hat uns zuerst die Grundsätze entwickelt, nach denen der Entwurf von Teilen erfolgen soll, die aus dünnwandigem Stahlguß hergestellt werden, um den Metall- und Bronzeguß zu ersetzen. Er hat ganz recht, wenn er dabei wünscht, die Konstrukteure möchten bei schwierigeren Stücken einen Stahlgießer zu Rate ziehen, damit von vornherein solche Modelle herauskommen, die sich nachher fehlerfrei abgießen lassen. Er hat weiter ausgeführt, wie notwendig es für uns in dem kupferarmen Deutschland ist, an Stelle von Metall- und Bronzeguß Stahlguß zu verwenden. Wenn er zum Schluß anführt, daß unsere Prüfungsmethoden noch vielfach der Verbesserung bedürfen, so können wir ihm auch hierin nur beipflichten.

Für diese seine Anregungen muß ich Herrn Dr. Werner unseren verbindlichsten Dank aussprechen. (Lebhafter Beifall.)

Beitrag.

XV. Vergleichsfahrten mit dem Niki-Propeller.

Von *Wilhelm Krebs, Schnelsen.*

Der Niki-Propeller ist eine Schiffsschraube, die seit dem 6. April 1904 Seiner Königlichen Hoheit dem Großherzog Friedrich August von Oldenburg patentiert ist. Von anderen Schiffsschrauben ist er dadurch unterschieden, daß seine Flügel nicht auf einer Kreislinie, sondern auf einer Spirale stehen, daß ferner deren Steigung von der der Flügel unter bestimmten Winkeln abweicht, und daß die Schraubenflügel untereinander verschieden sind an Steigungen und an Flächen.

Er ist mehrere Jahre hindurch auf deutschen Schiffen versucht worden. Im wesentlichen wurden Vergleichsfahrten veranstaltet, entweder auf demselben Schiffe, dessen Schrauben dieserhalb ausgewechselt wurden, oder aber mit verschiedenen, in Bauart und Leistungsfähigkeit einander ähnlichen Schiffen. Die Ergebnisse erschienen sehr ungleich und wurden schließlich für ungünstig gehalten, besonders da noch weitere Bedenken dazutraten.

Von einer Seite hörte ich, wegen jener Schraubenlinienanordnung hätte die Achse des Niki-Propellers größere Länge als andere Propellerachsen und deshalb allzu große Schwere besessen. Von einer anderen, eine Berechnung hätte die allzu große Beanspruchung dieser Achse auf Festigkeit ergeben, infolge der spiraligen Anordnung der Schraubenflügel. Aber dem einen Einwand konnte ich entgegen, daß seitdem in der Haßschen Leitschraube eine Einrichtung für vorteilhaft erachtet sei, die der Welle eine ganze besondere Schraube aufhängt¹⁾. Der andere Einwand ließ den Nachweis einer tatsächlichen Beobachtung der angeblich errechneten Schäden vermessen.

¹⁾ H. Haß: Versuche mit einer neuen Doppelschiffsschraube. Sonderdruck aus der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. Berlin 1916.

Mittelbar sprach er, auch eine solche Beobachtung vorausgesetzt, für einen geradezu übermäßig hohen Wirkungsgrad der Flügelarbeit des Niki-Propellers. Denn einem solchen nur konnte stärkere Abnutzung der Achse entsprechen. Aber auch der ersterwähnte Einwand schien dafür zu sprechen, wenigstens insofern, als er von einer schwereren Regierbarkeit des Niki-Propellers auszugehen schien.

Von den Luftschrauben der Zeppelinluftschiffe war mir bekannt, daß sie den Steuerbewegungen einen gewissen Widerstand entgegensetzten, solange sie gleichläufig, alle zwei Paare rechtsdrehend, rotierten. Das liegt an den Präzessionsbewegungen, die sich an solchen kreiselnden Körpern einstellen, sobald versucht wird, ihre Achsen und ihre Rotationsebenen in eine andere Lage zu bringen.

Aus den Versuchen und den in Patentschriften niedergelegten Ergebnissen L. Brennan's, der von vornherein mit gegenläufigen Gyrostaten-Paaren arbeitete, geht hervor, daß durch solche Gegenläufigkeit, die einander entgegengesetzte Präzessionen zur Folge hat, jene Präzessionsstörungen zwar nicht völlig vernichtet, aber doch eingeschränkt werden. Je größer der Wirkungsgrad des Kreisels ist, um so stärker müssen auch die Präzessionsstörungen ausfallen.²⁾

Daß Schiffsschrauben nicht etwa zu langsam rotieren, um solche Kreiselwirkungen zu erzeugen, dafür bürgen Präzessionsstörungen, die an Eisenbahn- und Trambahnradern und ferner auch an den Schaufelrädern der Raddampfer erwiesen sind. Das sind Kreisel, die noch langsamer als Schiffsschrauben zu rotieren pflegen. Die Präzessionsstörungen, die sich beim Steuern von Raddampfern einstellten, haben dem erfolgreichen Hamburger Kreiselforscher weiland Dr. ing. Otto Schlick, dem Erfinder des Schiffskreisels, nach seinem eigenen Zeugnis sogar den eigentlichen Anlaß seiner Kreiseluntersuchungen geboten.³⁾

So faßte ich den Plan, die Niki-Schiffsschraube auf ihre Präzessionsstörungen hin zu untersuchen und sie, wenn möglich, gegen deren störende Wirkung zu sichern.

Leider mußte ich die Erfahrung machen, daß keine Niki-Schraube mehr in gebrauchsfertigem Zustande aufzutreiben war. Von den früheren

²⁾ Wilh. Krebs: Kreiselwirkungen. Verlag des k. k. Österreichischen Flugtechnischen Vereins. Wien 1917, S. 8—11.

³⁾ O. Schlick: Versuche mit dem Schiffskreisel. Sonderabdruck aus der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. Berlin 1906, S. P.

Ergebnisse der in den Jahren 1904 bis 1908 veranstalteten Vergleichsfahrten mit Niki- und mit gewöhnlichen Schiffsschrauben. Tabelle 1.

Laufende Nr.	Namen und Zugehörigkeit der Versuchsdampfer	Jahre	Fahrtgeschwindigkeit		Arten der Versuchsfahrten
			Niki-Schr.	in Knoten Gew. Schr.	
1.	Dampffracht S. K. H. „Lensahn“	1904	14,06	12,86	Meilenfahrten bei Eckernförde Linienfahrten nach und von Ostasien Versuchsfahrt auf der Außenweser
2.	„Seidlitz“, Norddeutscher Lloyd	1904/06	14,70	14,34	
3.	Eisenbahn-Fährdampfer „Wangeroge“	1905	10,41	10,06	
4.	D. „Mazagan“ c. „Rotterdam“ O.P. D. R.	1905	{ 9,40 9,70 }	{ 9,25 11,260 }	Versuche auf Linienfahrten Versuchsfahrten mit größter Geschwindigkeit
5.	Fahrzeuge der Deutschen Kriegsmarine	1905	11,466	2,0	
6.	„Silvana“, Hamburg-Amerika-Linie	1906	14,25	14,050	Meilenfahrten bei Eckernförde Progressive Meilenfahrten } bei
7.	S. M. Torpedoboot „S. 122“	1906	{ 18,142 25,661 }	{ 17,936 25,396 }	
8.	Werftdampfer „Daunsfeld“	1908	10,387	10,134	Propeller-Versuchsfahrten / Neukrug Gewöhnliche Fahrten, ohne Schleppzug, in der Eckernförder Meile
9.	Schleppdampfer „Bremen“	1906	Durchschnittl. Wirkungsgrad 0,491	0,4075	
10.	S. M. Torpedoboot „S. 122“	1906	Knoten 25,588	25,784	Schleppfahrten über 2km des Kaiser-Wilhelms-Kanals Kontroll-Meilenfahrten bei Neukrug
11.	S. M. Torpedoboot „S. 131“	1906	{ 24,101 24,1413 17,7488 }	{ 24,941 25,0690 18,3389 }	
12.	„Meteor“, Hamburg-Amerika-Linie	1906/07	10,88	11,10	2stünd. forzierte Fahrt am 9./6. 2. 06 Kontroll-Meilenfahrt am 10./8. 2. 06 Progressive Meilenfahrten 12. 2. u. 31. 1. 06 Linienfahrten nach Norwegen und Spanien Gewöhnliche Fahrt, mit Schleppzug Forzierte Fahrt, mit Schleppzug Forzierte Fahrt, ohne Schleppzug
13.	Werftdampfer „Daunsfeld“	1908	{ 4,941 5,229 10,903 }	{ 5,270 5,610 10,930 }	

Fahrtgewinn der Niki-Schrauben { Großer Durchschnitt, ohne Nr. 9 + 0,21
Großer Durchschnitt, mit Nr. 9 + 1,29

Interessenten der Handels- und Kriegs-Marine waren die vorhandenen Stücke seit etwa sechs Jahren abgesetzt worden. Sie waren infolgedessen längst eingeschmolzen. Neue wurden nicht mehr hergestellt.

Andererseits aber ging Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg mit überaus dankenswerter Bereitwilligkeit auf meinen Antrag ein, mir Einblick in die Akten der früheren Versuchs- und Vergleichsfahrten mit dem Niki-Propeller zu gewähren. Nachdem durch gefällige Vermittlung des Hauses Zeise, in dessen Gießerei die Schrauben gegossen waren, diese Akten durch ein gedrucktes Fahrtprotokoll der Yacht „Lensahn“ ergänzt waren, konnten die Ergebnisse von 12, bzw. 17 Vergleichsreihen ausgezogen werden. In der beigegebenen Übersicht sind sie tabellarisch zusammengestellt.

Die Hauptsachen sind bei ihnen natürlich die Fahrtgewinne, da der Zweck der von den Schrauben getriebenen Fahrzeuge ja die Vorwärtsbewegung ist. In diesem Betracht ist zu begrüßen, daß diese Fahrtgewinne aus 12, bzw. 18 der Vergleichsreihen sich unmittelbar errechnen lassen. Aus der übrigen Vergleichsreihe Nr. 9 darf der dort gefundene Gewinn an Wirkungsgrad wohl ebenfalls als proportionaler Fahrtgewinn verrechnet werden. Dann ergibt sich für die Niki-Schraube im großen Durchschnitt eine Überlegenheit von 1,29 %. Mit Ausschluß von Nr. 9 ergibt sich allerdings nur eine solche von 0,21 % zugunsten dieses Patenten, gegenüber den gewöhnlichen Schiffsschrauben.

Dieses Ergebnis erfährt aber eine wesentliche Aufbesserung, wenn man die dem Niki-Propeller ungünstigen Versuche im einzelnen betrachtet.

Der Werftdampfer „Daunsfeld“ hatte neben den drei ungünstigen Versuchsreihen 13 eine günstige, 8, geliefert. Von den ungünstigen kann die dritte, bei forzierter Fahrt ohne Schleppzug erzielte deshalb ebenfalls ausgeschieden werden, weil der Unterschied zuungunsten der Niki-Schraube, mit 0,3 %, so gering erscheint, daß man die Leistungen beider Schrauben „fast gleichwertig“ nennen darf, wie es tatsächlich in dem marineamtlichen Fahrtprotokoll geschehen ist. So bleiben entschieden zuungunsten der Niki-Schraube nur die Versuche mit Schleppzug: Ergebnisse — 6 % bei gewöhnlicher, — 6,8 % bei forzierter Fahrt. Diese Ergebnisse sind einerseits schwer vereinbar mit den durch den Schleppdampfer „Bremen“ erzielten, die unter 9 angegeben sind. Bei diesen Versuchen stellte sich ein Vorsprung der Niki-Schraube im Wirkungsgrad fast um 21 % heraus.

Andererseits lassen sie erkennen, daß der Nachteil der Niki-Schrauben beim Dampfer „Daunsfeld“ sich erst beim schweren Arbeiten des Schiffes einstellte. Es muß an besonderen Folgeerscheinungen dieses Arbeitens gelegen haben. Diese Folgerung leitet tatsächlich über zu dem vermuteten Einflusse der Kreiselpräzessionen. Diese müssen jede Wendung des Schiffes um so mehr erschweren, je nachdrücklicher die Schraube kreiselt. Daß diese Benachteiligung beim Dampfer „Bremen“ (9) nicht sichtlich zur Geltung kam, dafür kann ein sehr einleuchtender Grund ermittelt werden.

Diese Fahrten 9 fanden im Kaiser-Wilhelm-Kanal statt, noch dazu bei „ganz leichtem Winde“. Sie verliefen also ohne erhebliche Wendungen, im wesentlichen geradeaus. Die Fahrten des Werftdampfers „Daunsfeld“ dagegen benutzten als Strecke die in der offenen Eckernförder Bucht abgesteckte Meile. Sie waren auf das Manövrieren in Wind und Seegang in dem Grade angewiesen, daß eine Fahrtenreihe, vom 3. Juli 1908, wegen zu starken Windes und Seegangs überhaupt wiederholt werden mußte.

Der gleiche, die Ergebnisse der Niki-Schraube benachteiligende Einfluß des Windes und des hauptsächlich von diesem bedingten Seegangs hat sich nachweislich noch bei einer anderen der ungünstigen Vergleichsreihen eingestellt. Sie ist unter 11 angeführt für den Liniendampfer „Meteor“.

Von vornherein fiel mir an den Niki-Fahrten dieses Dampfers auf, daß sie im Jahre 1907 stattgefunden haben. Dieses Jahre brachte Gegensätze des Luftdrucks von bis dahin und auch seitdem unerhörtem Ausmaße. Seine stürmische Natur war so ausgeprägt, daß gerade seine Stürme mir selbst den Anlaß boten zur Aufstellung einer Theorie der tropischen Sturmbildung und zu ihrer Verwertung für eine neue Art der Sturmwarnungen und überhaupt der Vorausbestimmungen des Wetters auf längere Frist.⁴⁾

Eine Nachberechnung, für die die Hamburg-Amerika-Linie mir die urschriftlichen Schiffs-Tagebücher zur Verfügung stellte, ergab tatsächlich Anhalt für einen erheblich stürmischeren Verlauf der Reisezeiten des „Meteor“ 1907 gegenüber 1906.

Der „Meteor“ machte in jedem dieser Jahre 6 Reisen, von denen 5 an die norwegische Küste, die 6. an die nordspanische Küste, und jedesmal

⁴⁾ Wilh. Krebs: Neue Vorausbestimmungen des Wetters auf lange Frist auf Grund einer Kontrolle der Sonnentätigkeit und der tropischen Sturmbildung. Verlag des k. k. Österreichischen Flugtechnischen Vereins. Wien 1916, S. 1—2.

nach Hamburg zurück führten. Von sämtlichen Windangaben, die für jede dieser Fahrten 148 bis 205 betragen, berechnete ich den Durchschnitt der Windstärken für jede Fahrt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2 niedergelegt.

Tabelle 2.

Vergleichsfahrten des Doppelschraubendampfers „Meteor“.
Windstärken, die er auf den Reisen 1906 und 1907 antraf.

1906 (Gewöhnliche Schrauben)					1907 (Niki-Schrauben)				
Fahrt-Nr.	Windstärken			Geschwindigkeit Knoten	Fahrt-Nr.	Windstärken			Geschwindigkeit Knoten
	Zahl	höchste	durchschnittlich			Zahl	höchste	durchschnittlich	
31	148	6	2,5	11,31	45	176	9	2,7	11,21
32	177	5	1,9	11,14	46	171	4,5	2,5	11,25
33	153	5	2,5	11,31	47	199	7,5	3,1	10,64
34	169	5,5	2,5	11,22	48	180	7,5	2,5	10,99
35	182	5,5	2,7	11,16	49	165	7	2,6	11,15
36	205	7,5	2,7	10,53	50	198	4,5	2,4	10,09
Mittel aus den 6 Fahrten		5,8	2,47	11,11			6,7	2,63	10,89

Der Durchschnitt der vom „Meteor“ auf seinen Reisen abgewetterten Windstärken war im Jahre 1907 um 6,5 % höher als in 1906.

Der Durchschnitt der Höchststärken war sogar um 15,5 % höher.

So unterliegt es keinem Zweifel, daß das Schiff im Jahre 1907 dessen stürmische Natur in hohem Grade zu erfahren hatte. Die Fahrten dieses Jahres fanden deshalb für den Niki-Propeller besonders ungünstige Bedingungen.

Beide Reihen, 11 wie 12, führen bei genauerer Betrachtung also zu dem übereinstimmenden Ergebnis, daß bei Einwirkung von Sturm und Seegang und der von diesen Faktoren veranlaßten absichtlichen oder auch unabsichtlichen Wendungen des Versuchsdampfers, die Niki-Schraube im Nachteile war. Diese Benachteiligung weist schon deutlich genug auf die Wirkungen hin, denen kreiselnde Massen beim Umlenken ihrer Achsenlagen unterworfen sind. Diese Wirkungen, die sogenannten Präzessionen, benachteiligen überhaupt die Lenkbarkeit der Dampfer in weiterer Folge ihre Fahrt um so mehr, je stärker die von ihren Propellern ausgeübte Wirkung ist.

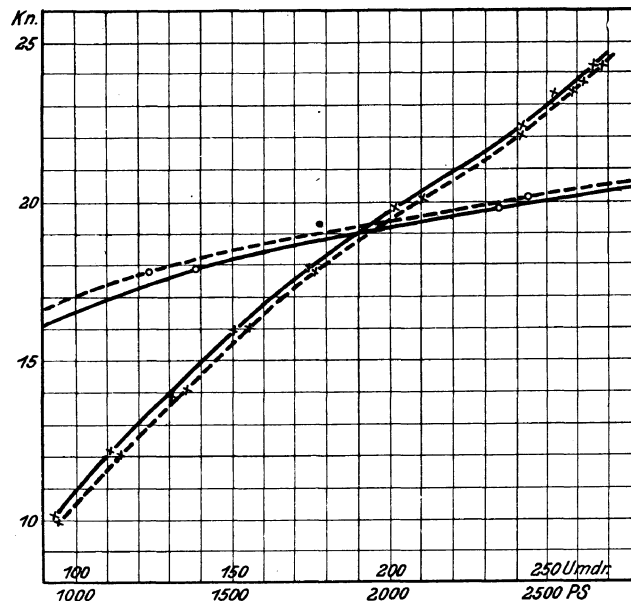
Daß trotz geringerer Fahrtleistung die Wirkung der Niki-Schraube tatsächlich stärker sein kann, dafür darf eine Beobachtung an der dritten

der der Niki-Schraube entschieden ungünstigen Vergleichsreihen angeführt werden. Es ist die Reihe 11, aus den Vergleichsfahrten S. M. Torpedobootes „S. 131“.

Die progressiven Meilenfahrten unter ihnen ergaben eine Unterlegenheit der Fahrtleistungen des Niki-Propellers um 3,2 %. Diese sind für 9 Niki- und 10 Schichau-Schrauben-Versuche angegeben, daneben die geleisteten Umdrehungen in der Minute und die verbrauchten Pferdestärken.

Ergebnisse von S. M. Torpedobootes „S 131“ auf Progressiv-Meilenfahrten mit Niki- und mit Schichau-Schrauben.

Geschwindigkeits-Erträge in Knoten.



1. Berechnet auf aufgewandte Pferdestärken (P S), bei
 — o — Niki - Schraube, - - - o - - - Schichau - Schraube.
 2. Berechnet auf geleistete Umdrehungen in der Minute, bei
 — x — Niki - Schraube, - - - x - - - Schichau - Schraube.

Abb. 1.

Trägt man die Geschwindigkeitswerte als Ordinaten ein in ein Koordinatennetz, zu dessen Abszissen die Pferdestärken gewählt sind, dann tritt jene Unterlegenheit der Niki-Schraube sehr deutlich entgegen, an dem stets unter der Schichau-Kurve verbleibenden Verlaufe ihrer Kurve.

Um so bedeutungsvoller erscheint, daß eine andere Einteilung der Abszissenachse das entgegengesetzte Verhalten an den Tag bringt: eine durchgängige Überlegenheit der Niki-Schraube. Es ist die Einteilung nach der Umdrehungsgeschwindigkeit. (Vgl. die Abb.).

Jede Umdrehung der Niki-Schraube leistete, einzeln genommen, gerade in diesem, nach seinem Endergebnis so ungünstigen Falle, mehr als jede Umdrehung der mit ihr verglichenen Schichau-Schraube. Doch verbrauchte sie auch dabei ungleich mehr an Dampfkraft.

Dieser erhebliche Mehrverbrauch wurde auch bei den Vergleichsfahrten des Torpedobootes „S. 122“ festgestellt, deren Endergebnis einen mäßigen Mehrertrag an erzielter Geschwindigkeit lieferte. Das marineamtliche Protokoll gelangte in bezug auf die forzierten Dauerfahrten dieses Bootes zu dem Schlusse:

„Für die Inspektions-Niki-Propeller folgt für einen Mehrbedarf an PS. von 1,43 % eine Mehrleistung an Geschwindigkeit von 0,334 sm = 1,31 %, und bei den Zeise-Niki-Propellern bei einem Mehr an PS. von 2,41 % eine Mehrleistung an Geschwindigkeit von 0,269 sm = 1,06 % gegenüber der normalen Schichau-Schraube.“

Wo blieb dieser verschwendete Kraftüberschuß beim Arbeiten der Niki-Schraube?

Die Antwort kann keine andere sein als die, daß er aufgewendet wurde zum Ausgleich der aus den Kreisel-Präzessionen erwachsenden Hemmungen und Widerstände.

Auch diese Ergebnisse weisen demnach auf eine Vergrößerung der Präzessionen und mittelbar auf einen besonders hohen Wirkungsgrad der kreiselnden Niki-Schraube hin.

Ganz entsprechende Schwierigkeiten stellten sich in der Motor-Luftfahrt heraus, nicht allein bei den mehrschraubigen Lenkballonen, sondern auch bei den Flugzeugen. Bei den einschraubigen Flugzeugen haben sie sogar zu Katastrophen geführt, denen Meister des Fliegens, wie der Deutsche Schendel und der Franzose Perreyon, nachweislich zum Opfer fielen.⁵⁾ Einerseits handelte es sich bei solchen Flugkatastrophen um eine verhängnisvolle Lähmung der durch die kreiselnde Schraube bewirkten Stabilisierung infolge eines Steuerfehlers, der leider durch eine verfehlte theoretische Deutung der Kreiselwirkungen beim Steuern eines Flugzeuges geradezu angeraten war.⁶⁾ Andererseits wurde weniger erfahrenen oder des gerade gesteuerten Apparates ungewohnten Fliegern ein unbeab-

⁵⁾ Vergl. W. Krebs: Kreiselwirkungen Anmerkung 2 S. 1.

⁶⁾ W. Krebs: Kreiselwirkungen, S. 5 und 11.

sichtigtes und deshalb unerwartetes Herabgehen bei einer Seitenwendung verhängnisvoll.⁷⁾

Die Beteiligung der dritten Raumrichtung, die für diesen Zusammenhang in Betracht kommt, ist in der Schifffahrt bei den Tauchbooten gegeben, sowie bei den eigentlichen Unterseebooten. Doch erscheint auch die Überseeschifffahrt durch gelegentlich übermäßige Verstärkung oder sonstige Unregelmäßigkeiten der Stampfbewegungen beteiligt. An einem genaueren Studium jener Eigenheiten der Niki-Schraube liegt es deshalb nicht allein in ihrem eigenen Interesse. Doch würde dieses sicherlich schon allein genügen, um eine methodisch eingerichtete Fortsetzung der früheren Versuche zu empfehlen.

Denn gerade aus der neuesten Entwicklung des Flugwesens zu einer früher nicht geahnten Sicherheit und Leistungsfähigkeit⁸⁾, trotz der bei ihm noch viel störender, ja unheilvoll aufgetretenen Kreisel-Präzessionen, darf eine bedeutende Zukunftsmöglichkeit für die Schifffahrt mit dem wirksamsten und auch deshalb am schwersten zu regierenden der Schiffs-Propeller entnommen werden.

Dieser Propeller ist nach den dargelegten Ergebnissen die Niki-Schraube.

⁷⁾ W. Krebs: Kreiselwirkungen, S. 1.

⁸⁾ Neuestens schrieb der als Theoretiker wie als Praktiker hervorragende Hauptmann der k. und k. Luftfahrtruppen Herr Carl Lill von Lilienbach in R. Nimmers Aviatischer Chronik, Jahrgang 5, Nr. 21:

„Daß mit dem Einbau immer stärkerer Motore, bei verhältnismäßig geringer Vergrößerung der Flugwerke, viel höhere Geschwindigkeiten erzielt werden können (230 km/Std.), als sie von sogenannten Autoritäten vor 8—10 Jahren als obere Grenze errechnet wurden (90—100 km/St.), wußten und behaupteten wir jüngeren Theoretiker schon lange (1906/1907). Mit hoher Geschwindigkeit ist selbstverständlich auch große Stabilität und Flugsicherheit verbunden.“

Wenn auch dieses „selbstverständlich“ nur unter besonderen, jene Kreisel-Präzessionen bewußt oder unbewußt berücksichtigenden Voraussetzungen richtig ist, gelangte doch ich selbst, bei den in meiner Schrift Kreiselwirkungen (Anmerkung 2) dargelegten Untersuchungen, zu dem Schlusse:

„An Flugzeugen die Luftschraube selbst als Kreiselapparat zur Stabilisierung auszunutzen.“ (Vgl. Kreiselwirkungen, S. 11 (Anmerkung 2), sowie meine frühere Veröffentlichung darüber in der Berliner Zeitschrift „Der Motorwagen“ vom 31. Juli 1916, S. 295.)

XVI. Namenverzeichnis

der Redner in den Vorträgen und Erörterungen nebst Sachangabe und Seitenzahlen.

Die Namen der Verfasser sowie die Titel der Vorträge sind **fett** gedruckt.

Name des Verfassers oder Redners bei den Erörterungen	Inhalt des Vortrages oder der Erörterungen	Seite
Achenbach	Grundlegende Betrachtungen zum Eisenbeton-Schiffbau	280
Bendemann	Normung im Flugzeugbau, besonders in Amerika. Systematik hierbei	714
Borek	Wirkungsgrad von Schiffsschrauben	799
v. Bohuszewicz	Belastung bei Zahnradgetrieben von Schiffsturbinen	592
Buchsbaum	Wulstwinkelprofile	541
Busley	Schiffe des Altertums	187
Dietze	Antiaqua-Zement	352
Gümbel	Zähigkeit der Flüssigkeitsteilchen und Schiffswiderstand	475
Gümbel	Vergütung von Stahlguß	732
Helmich	Normung in der Industrie und bei Behörden	719
Herrmann	Mechanische Verhältnisse der Zwischenräder für Schiffsantrieb	544
Hüllmann	Steuerung auf Schiffen des Altertums	275
Ilgenstein	Wirtschaftlichkeit der Eisenbetonschiffe	352
Krell	Zahnradgetriebe bei Schiffsturbinen	588
Krell	Normung in der deutschen Marine	713
Moll	Altnordischer Schiffbau	277
Pagel	Klassenerteilung an Eisenbetonschiffe	350
Pagel	Normung im Schiffbau	712

Name des Verfassers oder Redners bei den Erörterungen	Inhalt des Vortrages oder der Erörterungen	Seite
Rehder	Trägfähigkeit und zweckmäßige Ausgestaltung von Schiffbauversteifungsprofilen	478
Reitz	Normung im Schiffsmaschinenbau	717
Rudloff	Erfahrungen mit Stahlguß	731
Schlichting	Bewegung der Wasserteilchen beim Schiffswiderstand	471
Schlichting	Einheitlichkeit im Schiffbau	718
Schulz	Schweißbarkeit des Stahlgusses	828
Stieghorst	Ruderträger bei den Linienschiffen der deutschen Kaiserklasse	732
Stielau	Berechnung von Schiffsschrauben	796
Sütterlin	Normung, Staffelung und Aussonderung im Schiffbau und Schiffsmaschinenbau	596
Weber	Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik	355
Werner	Dünnwandiger Stahlguß.	803
Wittmaack	Berechnung des Wirkungsgrades und Schubes der alleinfahrenden Schiffsschraube	723



Verlag von Julius Springer, Berlin.

Hef. u. impr. Meisenbach Riffarth & Co. Berlin

Karl W. L. L. L.