

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

15484



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000301520

Die Versuchsmethoden
der Kgl. Versuchsanstalt für
Wasserbau und Schiffbau,

Berlin



XXX
1020

W. V. R. Nr. 12/15

Die Versuchsmethoden der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin

Von Dipl.-Ing. K. Schaffran

9/12



Berlin 1915

Verlag der Zeitschrift „Schiffbau“

Herausgeber: Carl Marfels

*g. 2x15
1020*

~~*54*~~
142

9/12

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

III 15484

Akc. Nr. 2019/49

INHALT

Die Versuchsmethoden der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin	
A. Schleppversuche mit Schiffsmodellen ohne Schrauben zur Bestimmung der effektiven Schlepp-Pferdestärken . . .	3
B. Fahrtversuche: Schiffsmodell mit Schrauben zur Bestimmung der abgebremsten Wellenpferdestärken usw. . . .	7
C. Modellversuche für Schlepper, d. h. Fahrzeuge, die durch Trossenzüge belastet sind	17
D. Methode der Untersuchung zur Bestimmung des reinen Propellerwirkungsgrades auf Grund von Fahrtversuchen mit Propellermodell allein, d. h. ohne Schiffsmodell . .	35
E. Systematische Propellerversuche mit gesetzmäßig voneinander abgeleiteten Propellern verschiedener Konstruktionsverhältnisse	38
F. Schleppversuche für Gleitboote mit Wasser- und Luftpropellerantrieb	50
G. Modellversuche zur Ermittlung der Fahrtstabilität von Unterseebooten	60
H. Modell-Schleppversuche für Lastkähne im Kanalprofil .	68



A. Schleppversuche mit Schiffsmodellen ohne Schrauben zur Bestimmung der effektiven Schleppferdestärken

Die Kenntnis der Schleppferdestärken EPS eines Schiffsprojekts gibt dem Konstrukteur einen Anhalt, um unter Zugrundelegung des aus den Probefahrtresultaten ähnlicher Schiffe abgeleiteten sogenannten Gesamtwirkungsgrades der Propulsion $\eta = \frac{EPS}{WPS}$, des Verhältnisses der Schleppferdestärken zu den abgebremsten Wellenpferden, auf die für das Schiffsprojekt zur Erreichung einer verlangten Geschwindigkeit einzubauende Maschinenleistung zu schließen. Es mag hierzu gleich von vornherein bemerkt werden, daß dieses Verfahren zur Bestimmung der erforderlichen Maschinenleistung nur unter der Bedingung Aussicht auf genügende Genauigkeit bieten wird, wenn zwischen dem Schiffsprojekt und dem zum Vergleich herangezogenen ausgeführten Fahrzeug, dessen Probefahrtresultate den in die Rechnung eingeführten Gesamtwirkungsgrad der Propulsion bestimmt haben, auch bezüglich der Maschinen- und Propelleranlagen absolute Ähnlichkeit vorhanden ist. Letzteres wird nur dann der Fall sein, wenn die Tourenzahlen der Maschinen im umgekehrten Verhältnis der Quadratwurzel aus dem Ähnlichkeitsverhältnis α zwischen Projekt und ausgeführtem Schiff $= \frac{1}{\sqrt{\alpha}}$ gewählt sind und

die Propeller in erster Linie bezüglich ihrer Zahl mit denen des zum Vergleich herangezogenen Probefahrtsschiffes übereinstimmen, dann aber auch in ihren ganzen Konstruktionsverhältnissen denen der Probefahrtpropeller genau ähnlich sind und in ihren absoluten Abmessungen zu diesen im Ähnlichkeitsverhältnis α stehen. Auch die Lage der Propeller zum Schiff muß in beiden Fällen eine ähnliche, die Neigung der Wellen zur Mittschiffsebene sowie zur Wasserlinienfläche dieselbe und die Art der Anbringung der letzteren am Schiff (in Böcken bezw. Hosen) die gleiche sein, wenn Trugschlüsse bezüglich der Schätzung des beim Projekt zugrunde zu legenden Gesamtwirkungsgrades der Propulsion vermieden werden sollen. Aber selbst dann, wenn diese ganzen Verhältnisse genau ähnlich vorliegen, ist es nicht ausgeschlossen, daß man doch mit einer Verschiedenheit des Gesamtwirkungsgrades der Propulsion

zwischen dem zum Vergleich herangezogenen Probefahrtsschiff und dem Projekt rechnen muß, weil geringe Unterschiede in den Formen der beiden (besonders der Hinterschiffe) jenen so beeinflussen können, daß es nicht statthaft ist, ihn in beiden Fällen als gleich anzunehmen. Unter diesen Umständen sind Versuche: Schiffsmodell mit Schrauben, auf die später näher eingegangen werden soll, für das projektierte Schiff unerlässlich. Immerhin geben die Schleppversuche: Schiffsmodell ohne Schrauben dem Konstrukteur einen Anhalt zur Beurteilung der Güte der von ihm gewählten Schiffsform, wenn es auch nicht ausgeschlossen ist, daß eine an sich günstige Schiffsform den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion gerade ungünstig beeinflusst, so daß die erforderlichen abgebremsten Wellenpferdestärken WPS in diesem Falle größer sein können, als in dem eines anderen Projekts, bei dem durch den Versuch größere effektive Schleppferdestärken EPS festgestellt worden waren. Die Kenntnis der effektiven Schleppferdestärken eines vorliegenden Projekts ist für den Konstrukteur ferner aus dem Grunde von Bedeutung, um ein Bild über die Widerstandsverhältnisse des Schiffes zu gewinnen und danach die Propeller dimensionieren zu können. Schließlich sind die Schleppversuche: Schiffsmodell ohne Schrauben, deren Ausführung und Auswertung in folgendem zunächst näher erörtert werden soll, als Vorversuche zu denen: Schiffsmodell mit Schrauben unerlässlich.

Aus den am Dynamometer festgestellten Widerständen des bei korrespondierenden Geschwindigkeiten geschleppten Schiffsmodells werden die effektiven Schleppferdestärken des Schiffes nach folgender Methode ermittelt.

Es bedeuten:

- v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec,
- w_m = Modellschleppwiderstand in kg,
- $w_m = w_f + w_r$,
- w_f = Formwiderstand des Modells,
- w_r = Reibungswiderstand des Modells,
- W_f = Formwiderstand des Schiffes,
- W_r = Reibungswiderstand des Schiffes bei den den

Modellgeschwindigkeiten v_m korrespondierenden Schiffsgeschwindigkeiten V_m (in m/sec) $= v_m \sqrt{\alpha}$,

$$w_r = \gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \cdot \lambda_m,$$

γ = spezifisches Gewicht des Bassinwassers,
 f = benetzte Oberfläche des Modells in m^2 ,
 λ_m = Reibungskoeffizient des Modells (Werte von λ_m abhängig von der Modelllänge, siehe Tab. 1)

Tabelle 2

Reibungswerte λ_s für Schiffe

L = Länge des Schiffes in Metern

L	λ_s	L	λ_s
10	0,1590	110	0,1418
15	0,1537	120	0,1415
20	0,1508	130	0,1412
25	0,1488	140	0,1408
30	0,1474	150	0,1405
35	0,1464	160	0,1402
40	0,1457	170	0,1399
45	0,1450	180	0,1396
50	0,1446	190	0,1394
55	0,1442	200	0,1391
60	0,1439	210	0,1388
65	0,1436	220	0,1386
70	0,1434	230	0,1383
75	0,1432	240	0,1380
80	0,1430	250	0,1378
85	0,1428	260	0,1376
90	0,1426	270	0,1374
95	0,1424	280	0,1372
100	0,1422	290	0,1369
		300	0,1367

$$w_f = w_m - w_r = w_m - \gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \cdot \lambda_m;$$

$$W_f = \alpha^3 \frac{\gamma_1}{\gamma} [w_m - \gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \cdot \lambda_m];$$

$$W_r = \gamma_1 \cdot F \cdot V_m^{1,825} \cdot \lambda_s;$$

λ_1 = spezifisches Gewicht des Seewassers,
 F = benetzte Oberfläche des Schiffes in m^2 ,
 λ_s = Reibungskoeffizient des Schiffes.

(Werte von λ_s , abhängig von der Schiffslänge, siehe Tab. 2)

Tabelle 1

Reibungswerte λ_m für Schiffs-Modelle

L = Länge des Modells in Metern

L	λ_m	L	λ_m
0,50	0,2280	4,00	0,1782
0,75	0,2198	4,25	0,1767
1,00	0,2132	4,50	0,1752
1,25	0,2079	4,75	0,1739
1,50	0,2034	5,00	0,1727
1,75	0,1994	5,25	0,1716
2,00	0,1960	5,50	0,1706
2,25	0,1930	5,75	0,1696
2,50	0,1903	6,00	0,1687
2,75	0,1879	6,25	0,1679
3,00	0,1857	6,50	0,1672
3,25	0,1836	6,75	0,1664
3,50	0,1817	7,00	0,1658
3,75	0,1799	7,25	0,1651
		7,50	0,1645

$$W = W_f + W_r;$$

W = Gesamtschleppwiderstand des Schiffes;

$$W = \alpha^3 \frac{\gamma_1}{\gamma} (w_m - \gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \cdot \lambda_m) + \gamma_1 \cdot F \cdot V_m^{1,825} \cdot \lambda_s;$$

$$f = \frac{F}{a^2}; \quad v_m = \frac{V_m}{\sqrt{a}} = V_s \cdot \frac{0,51444}{\sqrt{a}};$$

V_s = Schiffsgeschwindigkeit in Knoten.

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \left[w_m - \gamma \cdot \frac{F}{a^2} \left(\frac{V_s \cdot 0,51444}{\sqrt{a}} \right)^{1,825} \cdot \lambda_m \right] + \gamma_1 \cdot F \cdot (V_s \cdot 0,51444)^{1,825} \cdot \lambda_s;$$

$$\frac{\alpha^3}{a^2 \cdot a^{0,9125}} = a^{0,0875};$$

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} w_m - a^{0,0875} \cdot \gamma_1 \cdot F \cdot (V_s \cdot 0,51444)^{1,825} \cdot \lambda_m + \gamma_1 \cdot F \cdot (V_s \cdot 0,51444)^{1,825} \cdot \lambda_s;$$

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \cdot w_m - \gamma_1 [\alpha^{0,0875} \cdot \lambda_m - \lambda_s] \cdot F \cdot (0,51444 V_s)^{1,825};$$

$$EPS = \frac{W \cdot V_m}{75} = \frac{W \cdot V_s}{75} \cdot 0,51444;$$

$$EPS = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \cdot w_m \cdot V_s \cdot \frac{0,51444}{75} - \frac{\gamma_1}{75} [\alpha^{0,0875} \cdot \lambda_m - \lambda_s] \cdot F \cdot (0,51444 V_s)^{2,825};$$

$$EPS = 0,00685926 \cdot \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \cdot w_m \cdot V_s - 0,00203925 \cdot \gamma_1 [\alpha^{0,0875} \cdot \lambda_m - \lambda_s] \cdot F \cdot V_s^{2,825};$$

$$A = 0,00685926 \cdot \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma};$$

$$B = 0,00203925 \cdot \gamma_1 \cdot (\alpha^{0,0875} \cdot \lambda_m - \lambda_s) \cdot F;$$

$$EPS = A \cdot w_m \cdot V_s - B \cdot V_s^{2,825} = \text{Gesamtschlepppferdestärken.}$$

$$EPS_r = \text{Reibungspferdestärken} = \frac{W_r \cdot V_m}{75};$$

$$W_r = \text{Schiffsreibungswiderstand in kg} = \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825};$$

$$V_m = \text{Schiffsgeschwindigkeit in m/sec};$$

$$V_m = V_s \cdot 0,5144;$$

$$V_s = \text{Schiffsgeschwindigkeit in kn};$$

$$EPS_r = \frac{\gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot (V_s \cdot 0,5144)^{2,825}}{75};$$

$$EPS_r = 0,0020392 \cdot \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_s^{2,825} = C \cdot F \cdot V_s^{2,825};$$

$$C = 0,0020392 \cdot \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F;$$

$$EPS_f = \text{Formpferdestärken} = \text{Gesamtschlepppferdestärken, vermindert um die Reibungspferdestärken.}$$

$$EPS_f = EPS - EPS_r.$$

Die Durchführung der Rechnung wird an dem Beispiel des Modells eines kleinen Kreuzers in folgendem gegeben (siehe Tabelle 3).

Die in folgendem durchgeführte weitere Auswertung der Schleppversuchsergebnisse mit Schiffsmodell ohne Schrauben hat den Zweck, den sogenannten Gütegrad der reinen Schiffsform zu ermitteln. Nach dem Newton'schen Gesetz verhalten sich die Widerstände ähnlicher Körper in vollkommenen, d. h. reibungslosen Flüssigkeiten wie die dritten Potenzen des Aehnlichkeitsverhältnisses α , also wie α^3 oder wie die Displacements, und zwar bei sogenannten korrespondierenden

Geschwindigkeiten, d. h. solchen, welche in direkter Proportion zu den Quadratwurzeln aus den Aehnlichkeitsverhältnissen, also $\sqrt{\alpha}$ stehen. Bestimmt man daher nach folgenden Verfahren den reinen Formwiderstand des Schiffes in kg pro t Displacement und trägt diesen nicht als Funktion der Schlepp- oder Schiffsgeschwindigkeiten, sondern über den sogenannten absoluten korrespondierenden

korrespondierenden Geschwindigkeit $\frac{V_s}{\sqrt{L}}$ den geringsten Formwiderstand pro Tonne Displacement aufweist, wird bezüglich seiner Form das günstigste sein. Dabei ist jedoch noch folgendes zu beachten. Der Gesamtschiffswiderstand setzt sich, wie oben gezeigt, aus dem Formwiderstand, der in erster Linie eine Funktion des

Tabelle 3
Schleppversuche: Schiffmodell ohne Schrauben

Kleiner Kreuzer

Modellmaßstab $1/\alpha = 1/25$

Zustand des Modells: Mit allen Anhängen, mit Wellen, Wellenhosen-Böcken, Ruder und Schlingerkielen.

Material des Modells: Holz.

Bassin Tiefe 4,2 m.

Bassinbreite 8,20 m

γ = spezifisches Gewicht des Bassinwassers = 1,0

γ_1 = spezifisches Gewicht des Seewassers = 1,015

Temperatur des Bassinwassers = 9,5° C

Temperatur der Luft = 8°–14° C

λ_m = Reibungskoeffizient für Modell = 0,1765245 (15° C)

λ_s = Reibungskoeffizient für Schiff = 0,1412

Konstruktionsdaten des Schiffes:

L_{pp} = Länge zwischen Perpendikeln = 123,10 m

L_{wl} = Länge in der Wasserlinie = 129,85 m

B_{wl} = Breite in der Wasserlinie = 13,98 m

T_v = Tiefgang ohne Kiel am V. P. = 5,02 m

T_h = Tiefgang ohne Kiel am H. P. = 5,02 m

D_{sp} = Displacement auf Spanten = 4261 m³

D_s = Displacement in See ($\gamma_1 = 1,015$) = 4325 t

F = Benetzte Oberfläche = 1984,4 m²

☒ = Eingetaucht. Hauptspant-Areal = 60,0 m²;

$$\delta = \frac{D_{sp}}{L_{wl} \cdot B_{wl} \cdot T_m} = 0,467; \beta = \frac{\text{☒}}{B_{wl} \cdot T_m} = 0,853; \varphi = \frac{\delta}{\beta} = 0,547.$$

$$A = 108,784, B = 0,3809550, C = 0,5799490$$

Nr.	v_m m/sec	w_m kg	V_s kn	AV_s	$AV_s w_m$	$V_s^{2,825}$	$BV_s^{2,825}$	EPS total	$CV_s^{2,825}$ = EPS _r Reibung	EPS _f Form
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1,440	1,260	14	1 523	1 919	1 729	659	1 260	1 003	257
2	1,543	1,460	15	1 632	2 383	2 101	800	1 583	1 218	365
3	1,646	1,682	16	1 741	2 928	2 521	960	1 968	1 462	506
4	1,748	1,925	17	1 849	3 559	2 992	1 140	2 419	1 735	684
5	1,851	2,188	18	1 958	4 284	3 517	1 340	2 944	2 040	904
6	1,954	2,460	19	2 067	5 085	4 097	1 561	3 524	2 376	1 148
7	2,057	2,730	20	2 176	5 940	4 736	1 804	4 136	2 747	1 389
8	2,160	2,983	21	2 284	6 813	5 436	2 071	4 742	3 153	1 589
9	2,263	3,300	22	2 393	7 897	6 199	2 362	5 535	3 595	1 940
10	2,366	3,720	23	2 502	9 397	7 029	2 678	6 629	4 076	2 553
11	2,469	4,292	24	2 611	11 206	7 927	3 020	8 186	4 597	3 589
12	2,572	5,048	25	2 720	13 731	8 896	3 389	10 342	5 159	5 183
13	2,674	6,005	26	2 828	16 982	9 938	3 786	13 196	5 764	7 432
14	2,777	7,122	27	2 937	20 917	11 056	4 212	16 705	6 412	10 293
15	2,880	8,338	28	3 046	25 398	12 252	4 667	20 731	7 106	13 625
16	2,983	9,570	29	3 155	30 193	13 529	5 154	25 039	7 846	17 193

den Geschwindigkeiten $\frac{V_s}{\sqrt{L}}$ auf, wobei V_s die

Geschwindigkeit in kn, L die größte Schiffslänge in der Wasserlinie in m bedeuten, so sind diese Werte bei allen genau ähnlichen Schiffen beliebiger Dimension, also auch bei Schiffmodell und ausgeführtem Schiff gleich groß und geben einen Maßstab zur Beurteilung der Güte der reinen Schiffsförm. D. h. dasjenige Schiff beliebiger Dimension, das bei einer bestimmten absoluten

Schärfegraden ist, und dem Reibungswiderstand, abhängig von der Größe der benetzten Oberfläche, zusammen. Diejenige Geschwindigkeit, bei welcher der Formwiderstand ungefähr gleich dem Reibungswiderstande ist, nennt man die kritische oder ökonomische Grenzgeschwindigkeit, die bei kleinen Kreuzern ungefähr der Konstruktionsgeschwindigkeit entspricht.

Während oberhalb der kritischen Geschwindigkeit die Formwiderstände den größeren Anteil am

Gesamtwiderstand ausmachen, tun es unterhalb der kritischen die Reibungswiderstände, daher kann unterhalb der kritischen Geschwindigkeit der Fall eintreten, daß ein Fahrzeug, welches den besseren Gütegrad der Form, gekennzeichnet durch den Widerstand pro Tonne Displacement, aufweist, einem anderen von geringerem Reibungswiderstand gegenüber, absolut genommen, doch nicht überlegen ist, sobald man die Gesamtwiderstände in beiden Fällen miteinander vergleicht. Oberhalb der kritischen Geschwindigkeit dagegen wird in der Regel das Schiff mit dem besseren Gütegrad der Form das günstigere sein. Zu bemerken wäre noch, daß Kriegsfahrzeuge (namentlich Torpedoboote) meistens für Geschwindigkeiten konstruiert sind, die oberhalb der kritischen liegen.

W_{mf} = Formwiderstand des Schiffes im Modellmaßstab $= \frac{W_f}{a^3} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_1}$;
 λ_m = Reibungskoeffizient des Modells;
 $W_f = W_{mf} \cdot a^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma}$ = Formwiderstand des Schiffes in Seewasser;
 $W_r = \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825}$ = Reibungswiderstand des Schiffes in Seewasser $= C_2 \cdot V_m^{1,825}$;
 $C_2 = \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F$;
 λ_s = Reibungskoeffizient des Schiffes;
 $W_{mr} = \frac{W_r}{a^3} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_1}$ = Reibungswiderstand des Schiffes im Modellmaßstab.

Tabelle 4

Nummer	v_m m/sec	w_m kg	V_m m/sec	V_s kn	$\frac{V}{V_s}$ $= \frac{V_s}{w}$	$v_m^{1,825}$	$C_1 \cdot v_m^{1,825}$	$W_{mf} = \frac{w_m}{C_1 \cdot v_m^{1,825}}$ kg	$W_f = W_{mf} \cdot a^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma}$ kg	$v_m^{1,825}$	$W_r = \frac{W_r}{C_2 \cdot v_m^{1,825}}$ kg/t	$W_{mr} = \frac{W_r}{a^3} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_1}$ kg	$\frac{W_m}{W_{mf}} = \frac{W_f}{W_{mf}} + \frac{W_r}{W_{mf}}$ kg	$\frac{w_f}{D_s}$ kg/t	$EPS_f = \frac{W_f}{75} \cdot \frac{V_m}{V_s}$	$EPS_r = \frac{W_r}{75} \cdot \frac{V_m}{V_s}$	$EPS = EPS_f + EPS_r$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	1,440	1,260	7,200	14	1,228	1,945	1,090	0,170	2 696	36,70	10 437	0,658	0,828	0,623	259	1 002	1 261
2	1,543	1,460	7,715	15	1,316	2,208	1,233	0,222	3 521	41,63	11 840	0,747	0,969	0,814	362	1 218	1 580
3	1,646	1,682	8,230	16	1,403	2,483	1,392	0,290	4 599	46,84	13 321	0,840	1,130	1,063	505	1 461	1 966
4	1,748	1,925	8,740	17	1,491	2,771	1,553	0,372	5 900	52,27	14 866	0,937	1,304	1,364	687	1 732	2 419
5	1,851	2,188	9,255	18	1,579	3,076	1,724	0,464	7 359	58,03	16 504	1,041	1,505	1,702	908	2 037	2 945
6	1,954	2,460	9,770	19	1,666	3,396	1,903	0,557	8 834	64,06	18 219	1,149	1,706	2,043	1 151	2 374	3 525
7	2,057	2,730	10,285	20	1,754	3,730	2,091	0,639	10 134	70,35	20 008	1,262	1,901	2,343	1 389	2 743	4 132
8	2,160	2,983	10,800	21	1,842	4,087	2,291	0,692	10 975	76,91	21 873	1,379	2,071	2,538	1 580	3 150	4 730
9	2,263	3,301	11,315	22	1,929	4,439	2,488	0,812	12 878	83,73	23 813	1,502	2,314	2,978	1 943	3 593	5 536
10	2,366	3,720	11,830	23	2,017	4,815	2,699	1,021	16 192	90,82	25 829	1,629	2,650	3,744	2 553	4 074	6 627
11	2,469	4,292	12,345	24	2,105	5,204	2,917	1,375	21 807	98,17	27 920	1,760	3,135	5,042	3 589	4 596	8 185
12	2,572	5,048	12,860	25	2,193	5,607	3,143	1,905	30 212	105,77	30 081	1,897	3,802	6,985	5 180	5 158	10 338
13	2,674	6,005	13,370	26	2,280	6,020	3,374	2,631	41 726	113,55	32 294	2,036	4,667	9,648	7 438	5 757	13 195
14	2,777	7,122	13,885	27	2,368	6,450	3,615	3,507	55 619	121,66	34 600	2,182	5,689	12,860	10 297	6 405	16 702
15	2,880	8,338	14,400	28	2,456	6,893	3,863	4,475	70 971	130,02	36 978	2,332	6,807	16,409	13 626	7 100	20 726
16	2,983	9,570	14,915	29	2,543	7,349	4,119	5,451	86 450	138,63	39 426	2,486	7,937	19,988	17 192	7 841	25 033

Die Bestimmung der reinen Formwiderstände in kg pro t Displacement bei sogenannten absoluten korrespondierenden Geschwindigkeiten $\frac{V_s}{\sqrt{L}}$ findet nach folgendem Schema statt.

Es bedeuten:

v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec;

w_m = gemessener Modellschleppwiderstand in kg;

V_m = korrespondierende Schiffsgeschwindigkeit in m/sec $= v_m \cdot \sqrt{a}$;

V_s = korrespondierende Schiffsgeschwindigkeit in kn $= \frac{V_m}{0,5144}$;

V = absolute korrespondierende Schiffsgeschwindigkeit $= \frac{V_s}{\sqrt{L}}$;

$W_{mf} = w_m - \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825} = w_m - C_1 \cdot v_m^{1,825}$;
 $C_1 = \gamma \cdot \lambda_m \cdot f$;

$W_m = W_{mf} + W_{mr}$ = Gesamtschleppwiderstand des Schiffes im Modellmaßstab;

$W = W_f + W_r = a^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} (W_{mf} + W_{mr})$ = Gesamtschleppwiderstand des Schiffes in Seewasser;

$w_f = \frac{W_f}{D_s}$ = Formwiderstand des Schiffes in kg/t Displacement bei den korrespondierenden Geschwindigkeiten $\frac{V_s}{\sqrt{L}}$;

$EPS_f = W_f \cdot \frac{V_m}{75}$ = effektive Formpferdestärken;

$EPS_r = \frac{W_r \cdot V_m}{75}$ = effektive Reibungspferdestärken;

$EPS = EPS_f + EPS_r$ = Gesamtschlepppferdestärken des Schiffes.

Die Durchführung der Rechnung wird an dem Beispiel des Modells des obigen kleinen Kreuzers in folgendem gegeben (siehe Tabelle 4).

Die Auftragung der Versuchsergebnisse und Rechnungsergebnisse findet in Diagrammen nach Art der Abbildung 1, und zwar als Funktion der Modellgeschwindigkeiten (Schleppgeschwindigkeiten) v_m in m/sec., der korrespondierenden Schiffsgeschwindigkeiten V_s in Knoten und der absoluten korrespondierenden Geschwindigkeiten $\frac{V_s}{\sqrt{L}}$ statt. Wie daraus zu ersehen, sind zunächst die

Werte von w_m in kg, nämlich die am Dynamometer gemessenen Modellwiderstände graphisch dargestellt und ferner für den praktischen Gebrauch des Konstrukteurs, außer den Gesamtschleppferdestärken EPS und deren Unterteilung in Reibungs- und Formperde, d. h. EPS_r und EPS_f , noch die Werte von W_m , der Gesamtwiderstände des

Schiffes $[W]$ im Modellmaßstabe $= \frac{W}{\alpha^3} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_1}$ und

deren Unterteilung in Reibungswiderstand W_{mr} und reinen Formwiderstand W_{mf} eingetragen. Die Gesamtwiderstände des Schiffes W können aus den Werten W_m leicht durch Multiplikation mit

$\alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma}$ berechnet werden. Ihre Kenntnis ist, wie

später gezeigt werden soll, für die Dimensionierung der Propeller von Wichtigkeit. Die Unterteilung der Gesamtwiderstände in Reibungs- und Formwiderstand ist zu dem Zweck dargestellt, um den Anteil beider an dem Gesamtwiderstand zu kennzeichnen und die sogenannte kritische Grenzgeschwindigkeit des Schiffes, bei der Formwiderstand gleich Reibungswiderstand und demzufolge auch Reibungspferde gleich den Formperden sind, ermitteln zu können. Diese Geschwindigkeit ergibt sich im vorliegenden Falle zu ungefähr 24,8 kn. Schließlich sind noch die Werte von w_f , d. h. die reinen Formwiderstände in kg pro Tonne Deplacement, die bei absoluten korrespondierenden Ge-

schwindigkeiten $\frac{V_s}{\sqrt{L}}$ einen Maßstab für den Gütegrad der reinen Schiffform liefern, zur Darstellung gebracht.

Wie in folgendem näher gezeigt werden wird, bietet die Kurve der Werte von w_f außerdem ein einfaches Mittel, um die effektiven Schleppferdestärken aller dem untersuchten Schiff genau ähnlichen Schiffsprojekte beliebiger Dimension bequem berechnen zu können.

Beispiel: Ein in seinen Formen genau ähnlicher Kreuzer sei 144 m lang und soll 29,5 kn fahren. Der Aehnlichkeitsmaßstab α zwischen diesem und dem ursprünglich untersuchten Schiff ist dann gleich $\frac{144}{130} = 1,1077$.

Das Deplacement $4325 \cdot \alpha^3 = 4325 \cdot 1,1077^3 = 5878$ t,

die benetzte Oberfläche F in $m^2 = 1984,4 \cdot \alpha^2 = 1984,4 \cdot 1,1077^2 = 2434,91$ m^2 und die absolute korrespondierende Geschwindigkeit $\frac{V_s}{\sqrt{L}} = \frac{29,5}{\sqrt{144}} = 2,456$.

Bei letzterer sind im Versuch (siehe Abb. 1) 16,409 kg pro Tonne Deplacement reiner Formwiderstand festgestellt worden. Also beträgt der reine Formwiderstand W_f selbst $16,409 \cdot 5878 = 96452$ kg; die Formperdestärken belaufen sich auf

$$EPS_f = \frac{W_f \cdot V_m}{75};$$

$V_s =$ Schiffsgeschwindigkeit in kn $= 29,5$;

$V_m = 29,5 \cdot 0,5144 = 15,17$ m/sec.;

$$EPS_f = \frac{96452 \cdot 15,17}{75} = 18518;$$

Der Reibungswiderstand des Schiffes bei 29,5 kn beträgt

$$W_r = \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825}$$

$\gamma_1 =$ spezifisches Gewicht des Seewassers $= 1,015$;

$\lambda_s =$ Reibungswert des Schiffes bei 144 m Länge $= 0,14075$ (aus Tab. 2 zu entnehmen).

Folglich $W_r = 1,015 \cdot 0,14075 \cdot 2434,91 \cdot 15,17^{1,825}$;

$$W_r = 49781 \text{ kg.}$$

Reibungspferdestärken $EPS_r = \frac{W_r \cdot V_m}{75}$;

$$EPS_r = \frac{49781 \cdot 15,17}{75} = 10074;$$

Gesamtschleppferdestärken $EPS = EPS_f + EPS_r$;
 $EPS = 19518 + 10074 = 29592$;

B. Fahrtversuche: Schiffmodell mit Schrauben zur Bestimmung der abgebremsten Wellenpferdestärken usw.

Die Fahrtversuche: Schiffmodell mit Schrauben haben in erster Linie den Zweck, die abgebremsten Wellenpferdestärken WPS zu bestimmen, die erforderlich sind, um das betreffende Schiff mit der verlangten Geschwindigkeit vorwärts zu treiben und im Zusammenhang mit den vorher festgestellten Schlepppferdestärken EPS den Wert des sogenannten Gesamtwirkungsgrades der Propulsion $\eta = \frac{\text{EPS}}{\text{WPS}}$ zu ermitteln. Außerdem werden für die arbeitenden Schrauben die Sog- und Nachstromverhältnisse sowie der scheinbare und wirkliche (sogenannte nominelle) Slip experimentell bestimmt. Es mögen in folgendem zunächst die eingeführten Bezeichnungen und Begriffe für den Versuch sowie der Gang der Rechnung für die Auswertung der Ergebnisse erörtert werden.

- w_m = Schleppwiderstand des Schiffmodells in kg
 v_m = Schleppgeschwindigkeit des Schiffmodells und der Modellpropeller in m/sec.;
 V_m = korrespondierende Schiffsgeschwindigkeit in m/sec. = $v_m \cdot \sqrt{\alpha}$;
 V_s = korrespondierende Schiffsgeschwindigkeit in kn = $\frac{v_m \cdot \sqrt{\alpha}}{0,5144}$;
 W_m = ideeller Gesamtschleppwiderstand des Schiffes (W) ohne Propeller im Bassinwasser im Modellmaßstab in kg = $\frac{W}{\alpha^3} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_1}$;
 W = Gesamtwiderstand des Schiffes ohne Propeller in See in kg = $W_m \cdot \alpha^2 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma}$;
 EPS = effektive Gesamtschlepppferdestärken des Schiffes in See = $\frac{W \cdot V_m}{75}$;
 S_m = Summe der Schübe der Modellpropeller unter vorheriger Berücksichtigung von Reibungsabzug und Gestängeeinfluß in kg;
 S = Summe der Schübe der Schiffspropeller in See = $S_m \cdot \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma}$ in kg;
 v_e = nominelle Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Modellpropeller in m/sec.;
 V_e = nominelle korrespondierende Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Schiffspropeller in m/sec.;
 SPS = Gesamtpropeller-Schubpferdestärken = $\frac{S V_e}{75}$ in See;

- n_m = Tourenzahlen der Modellpropeller pro Sekunde;
 n_s = korrespondierende Tourenzahlen der Schiffspropeller pro Minute = $\frac{n_m}{\sqrt{\alpha}} \cdot 60$;
 ΣM_m = Summe der Drehmomente der Modellpropeller im Bassinwasser in cmg;
 ΣM = Summe der Drehmomente der Schiffspropeller in See in mkg = $\frac{M_m \cdot \alpha^4}{10^5} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma}$;
 $\text{WPS} = \frac{M_m \cdot 2\pi n_s}{75 \cdot 60}$ = Summe der abgebremsten Wellenpferdestärken der Schiffsmaschinen in See;
 s_s = scheinbarer Slip in % = $\frac{n_m \cdot h - v_m}{n_m \cdot h} \cdot 100$;
 s_n = nomineller Slip in % = $\frac{n_m \cdot h - V_m}{n_m \cdot h} \cdot 100$;
 h = nominelle Steigung der Druckfläche der Modellpropeller;
 η = Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in % = $\frac{\text{EPS}}{\text{WPS}} \cdot 100$;
 t = Sogziffer in % = $\frac{S_m - W_m}{S_m} \cdot 100$;
 η_1 = Einfluß des Schraubensoges auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in % = $\frac{W_m}{S_m} \cdot 100 = \left(1 - \frac{t}{100}\right) \cdot 100$;
 w = Nachstromziffer in % = $\frac{V_m - V_e}{V_m} \cdot 100$;
 η_w = Einfluß des Nachstromes auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in % = $\frac{V_m}{V_e} = \frac{1}{1 - \frac{w}{100}} \cdot 100$;
 $\eta_s = \eta_1 \cdot \eta_w$ = Einfluß von Sog und Nachstrom auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in %;
 $\eta_p = \frac{\text{WPS}}{\text{SPS}} \cdot 100$ = Wirkungsgrad des Propellers hinter dem Schiff in %.

Das Schiffmodell wird zunächst ohne Schrauben bei den den Schiffsgeschwindigkeiten V_m (in m/sec.) korrespondierenden Modellgeschwindigkeiten $v_m = \frac{V_m}{\sqrt{\alpha}}$ (in m/sec) geschleppt und am

Widerstandsdynamometer der Modellwiderstand w_m in kg gemessen. Darauf findet nach vorheriger Anbringung des Schraubengestänges eine Wiederholung dieses Versuches statt, um seinen Einfluß auf den Modellwiderstand, der in der Regel ein widerstandsverringender ist, festzustellen.

Die gemessenen Widerstände w_k werden von w_m abgezogen, so daß sich der Einfluß des Schraubengestänges zu

$$w_m - w_k = k$$

ergibt. Es wird dann der Reibungsabzug R_a für die Uebertragung der Meßwerte von Modell auf das Schiff in folgender Weise berechnet:

W = Gesamtschleppwiderstand des Schiffes in kg bei der Schiffsgeschwindigkeit V_m in m/sec bzw. V_s in Knoten;

$$W = W_f + W_r;$$

W_f = Formwiderstand des Schiffes;

W_r = Reibungswiderstand des Schiffes;

$$W_r = \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825};$$

γ_1 = spezifisches Gewicht des Seewassers;

λ_s = Reibungskoeffizient für Schiff (s. Tab. 2);

F = benetzte Oberfläche des Schiffes in qm ;

$$W_{mr} = \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825};$$

γ = spezifisches Gewicht des Bassinwassers;

λ_m = Reibungskoeffizient des Modells (s. Tab. 1);

f = benetzte Oberfläche des Modells in m^2 ;

v_m = korrespondierende Modellgeschwindigkeit in m/sec;

W_{mf} = Formwiderstand des Modells in kg;

$$W_{mf} = w_m - W_{mr} = w_m - \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825};$$

W_f = Formwiderstand des Schiffes in kg;

$$W_f = W_{mf} \cdot \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \text{ im Seewasser};$$

α = Modellmaßstab;

$$W_f = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} [w_m - \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825}]$$

$$W = W_r + W_f;$$

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} [w_m - \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825} + \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825}];$$

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \left[w_m - \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825} + \frac{\gamma \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825}}{\alpha^3} \right];$$

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \left[w_m - \gamma \left(\lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825} - \frac{\lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825}}{\alpha^3} \right) \right];$$

$$V_m = v_m \cdot \sqrt{\alpha};$$

$$F = f \cdot \alpha^2;$$

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \left[w_m - \gamma \left(\lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825} - \frac{\lambda_s \cdot f \cdot \alpha^2 \cdot v_m^{1,825} \cdot \alpha^{0,9125}}{\alpha^3} \right) \right];$$

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \left[w_m - \gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \left(\lambda_m - \frac{\lambda_s}{\alpha^{0,0875}} \right) \right];$$

$$\gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \left(\lambda_m - \frac{\lambda_s}{\alpha^{0,0875}} \right) = R_a;$$

R_a = Reibungsabzug;

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \cdot [w_m - R_a];$$

$W_m = w_m - R_a$ = ideeller Schleppwiderstand des Schiffes im Modellmaßstab ohne Schrauben

$$\frac{W}{\alpha^3} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_1}$$

Es werden darauf Fahrtversuche: Schiffmodell mit Schrauben vorgenommen und die Tourenzahl so reguliert, daß der Schub $S_m = \frac{W_m}{1-t}$

erzeugt wird, der (in Modellmaßstab) zur Ueberwindung des ideellen Schiffswiderstandes W_m unter Einfluß der Sogwirkung der Propeller auf das Modell ($S_m - W_m$) erforderlich ist. Dieser ist nach obigem gleich dem gemessenen Modellwiderstand w_m bei Schleppversuch ohne Propeller, vermindert um den Reibungsabzug R_a , vermehrt um den Propellersog auf das Schiffmodell ($S_m - W_m$), sowie um den vorher festgestellten Gestängeeinfluß k .

$$S_m = w_m - R_a + (S_m - W_m) + k;$$

S_m = Schraubenschub der Modellpropeller in kg;

Gleichzeitig werden die dabei erforderlichen Drehmomente der Modellpropeller bestimmt. Die Auswertung der Meßergebnisse findet nach dem in folgendem angegebenen und an einem Beispiel in Tabelle 5 zahlenmäßig durchgeführten Rechnungsgang statt.

S_m = Summe der Schübe der Modellpropeller unter vorheriger Berücksichtigung von Reibungsabzug und Gestängeeinfluß in kg;

S = Summe der Schübe der Schiffspropeller in

$$\text{See} = S_m \cdot \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \text{ in kg};$$

v_e = nominelle Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Modellpropeller in m/sec;

V_e = nominelle korrespondierende Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Schiffspropeller in m/sec;

SPS = Gesamte Propeller - Schubpferdestärken = $\frac{S \cdot V_e}{75}$ in See;

n_m = Tourenzahlen der Modellpropeller pro Sekunde;

n_s = korrespondierende Tourenzahlen der Schiffspropeller pro Minute = $\frac{n_m}{\sqrt{\alpha}} \cdot 60$;

ΣM_m = Summe der Drehmomente der Modellpropeller im Bassinwasser in cmg ;

ΣM = Summe der Drehmomente der Schiffspropeller in See in $mkg = \frac{M_m \cdot \alpha^4}{10^5} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma}$;

$$WPS = \frac{M \cdot 2 \pi n_s}{75 \cdot 60} = \text{Summe der abgebremsten Wellenpferdestärken der Schiffsmaschinen};$$

$$s_s = \text{scheinbarer Slip in } \% = \frac{n_m \cdot h - v_m}{n_m \cdot h} \cdot 100;$$

$$s_n = \text{nomineller Slip in } \% = \frac{n_m \cdot h - v_e}{n_m \cdot h} \cdot 100;$$

$$h = \text{nominelle Steigung der Druckfläche der Modellpropeller};$$

$$\eta_w = \text{Einfluß des Nachstromes auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in } \%$$

$$= \frac{v_m}{v_e} = \frac{1}{1 - \frac{w}{100}} \cdot 100;$$

$$\eta_s = \eta_i \cdot \eta_w = \text{Einfluß von Sog und Nachstrom auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in } \%$$

Tabelle 5 Fahrtversuche: Schiffmodell mit Schrauben

Kreuzerprojekt

Modellmaßstab $1/\alpha = 1/25$

Daten der Schiffsschrauben

Anzahl der Propeller = 2.
 Z = Flügelzahl = 3.
 D = Äußerer Durchmesser = 3400 mm.
 d = Naben-Durchmesser = 800 mm.
 H = Nominelle Steigung = mittlere mathematische Steigung der Propeller-Druckfläche = 3200 mm.
 H/D · 100 = Steigungsverhältnis in % = 94,2 %.
 A = D² $\frac{\pi}{4}$ = Schrauben-Dickfläche = 9,04 qm.

A_a = Abgewickeltes Areal sämtlicher Flügel = 5,30 qm.
 A_{a/A} · 100 in % = 58,7 %.
 A_p = projiziertes Areal sämtlicher Flügel = 4,83 qm.
 A_{p/A} · 100 in % = 53,5 %.
 b = $\frac{2 \cdot A_a}{z(D-d)}$ = mittlere Flügelbreite = 1,358 m.
 b/D · 100 = Breitenverhältnis in % = 39,9 %.

Nummer	V _m	V _s	W _m	EPS	S _m	n _m pro Sek.	n _s pro Min.	s _s	s _n	v _e	S _m · v _e	SPS	ΣM _m	WPS	η	t	η _i	w	η _w	η _s	η _p
	m/sec	kn	kg		kg			%	%	m/sec	m/kg		cmg		%	%	%	%	%	%	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
1	1,440	14	0,825	1 260	0,865	11,69	140	3,74	13,20	1,299	1,124	1 188	2 500	1 941	64,9	4,63	95,4	9,79	110,9	105,8	61,3
2	1,543	15	0,968	1 583	1,020	12,61	151	4,39	13,55	1,395	1,423	1 505	2 910	2 438	64,9	5,10	94,9	9,53	110,6	105,0	61,8
3	1,646	16	1,130	1 968	1,198	13,56	163	5,18	13,90	1,495	1,791	189	3 375	3 040	64,7	5,68	94,3	9,17	110,0	103,7	62,4
4	1,748	17	1,310	2 419	1,381	14,48	174	5,67	14,10	1,592	2,199	2 325	3 890	3 745	64,6	5,14	94,9	8,92	109,9	104,3	62,0
5	1,851	18	1,508	2 944	1,590	15,43	185	6,28	14,48	1,689	2,686	2 846	4 460	4 572	64,4	5,16	94,8	8,75	109,6	103,9	62,0
6	1,954	19	1,712	3 524	1,820	16,36	196	6,69	14,90	1,782	3,243	3 429	5 050	5 488	64,2	5,94	94,1	8,80	109,6	103,1	61,0
7	2,057	20	1,909	4 136	2,041	17,25	207	6,84	15,10	1,875	3,827	4 046	5 610	6 429	64,3	6,46	93,5	8,85	109,5	102,4	62,8
8	2,160	21	2,002	4 742	2,248	18,04	216	6,45	15,25	1,957	4,399	4 651	6 160	7 382	64,2	7,39	92,6	9,40	110,4	102,2	62,8
9	2,263	22	2,317	5 535	2,478	18,90	227	6,45	15,40	2,046	5,070	5 360	6 800	8 538	64,8	6,50	93,5	9,58	110,6	103,4	62,7
10	2,366	23	2,650	6 629	2,830	19,96	240	7,40	15,95	2,147	6,076	6 424	7 650	10 144	65,3	6,36	93,6	8,87	110,2	103,1	63,3
11	2,469	24	3,134	8 186	3,358	21,24	255	9,19	17,15	2,253	7,566	7 999	8 840	12 473	65,6	6,68	93,3	9,13	109,5	102,2	64,2
12	2,572	25	3,799	10 342	4,079	22,65	272	11,28	19,00	2,348	9,577	10 126	10 480	15 769	65,6	6,87	93,1	8,70	109,6	102,0	64,3
13	2,674	26	4,665	13 196	4,965	24,16	290	13,52	21,10	2,440	12,115	12 809	12 590	20 207	65,3	6,04	94,0	8,75	109,6	103,0	63,4
14	2,777	27	5,685	16 705	6,020	25,80	310	15,90	23,02	2,552	15,303	16 180	15 075	25 838	64,7	5,56	94,4	8,46	109,2	103,1	62,8
15	2,880	28	6,808	20 731	7,205	27,55	331	18,32	24,80	2,652	19,108	20 203	17 800	32 577	63,6	5,51	94,5	7,91	108,5	102,5	62,0

$$\eta = \text{Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in } \%$$

$$= \frac{EPS}{WPS} \cdot 100;$$

$$t = \text{Sogziffer in } \% = \frac{S_m - W_m}{S_m} \cdot 100;$$

$$\eta_i = \text{Einfluß des Schraubensoges auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in } \%$$

$$= \frac{W_m}{S_m} \cdot 100 = \left(1 - \frac{t}{100}\right) \cdot 100;$$

$$w = \text{Nachstromziffer in } \% = \frac{v_m - v_e}{v_m} \cdot 100;$$

$$\eta_p = \frac{\eta}{\eta_s} = \frac{SPS}{WPS} \cdot 100 = \text{Wirkungsgrad des Propellers hinter dem Schiff in } \%$$

Alle Werte darin können ohne Zwischenrechnung aus den festgestellten Meßergebnissen des obigen Versuches: Schiffmodell mit Schrauben, ermittelt werden; nur zur Bestimmung des nominellen Slips, der Nachstromverhältnisse sowie des Einflusses des Nachstromes auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion ist es nötig, daß man die Resultate der Versuche mit freifahrendem, das

heißt ohne Schiff geschlepptem Propeller heranzieht.

Der nominelle Slip ist, wie in folgendem gezeigt werden soll, bei bestimmter Fahrtgeschwindigkeit des frei geschleppten Propellers eine Funktion von $\frac{S_m}{n_m^2}$ (oder auf das Schiff bezogen von $\frac{S}{n^2}$);

$\frac{S}{n^2}$);

S = Propellerschub in kg;

$$M = \frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot V_a;$$

A = Areal der Schraubendiskfläche;

$$S = \frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot V_a (V_a - V_c);$$

$$s_n = \frac{V_a - V_c}{V_a}; \text{ nomineller Slip};$$

$$V_a - V_c = s_n \cdot V_a;$$

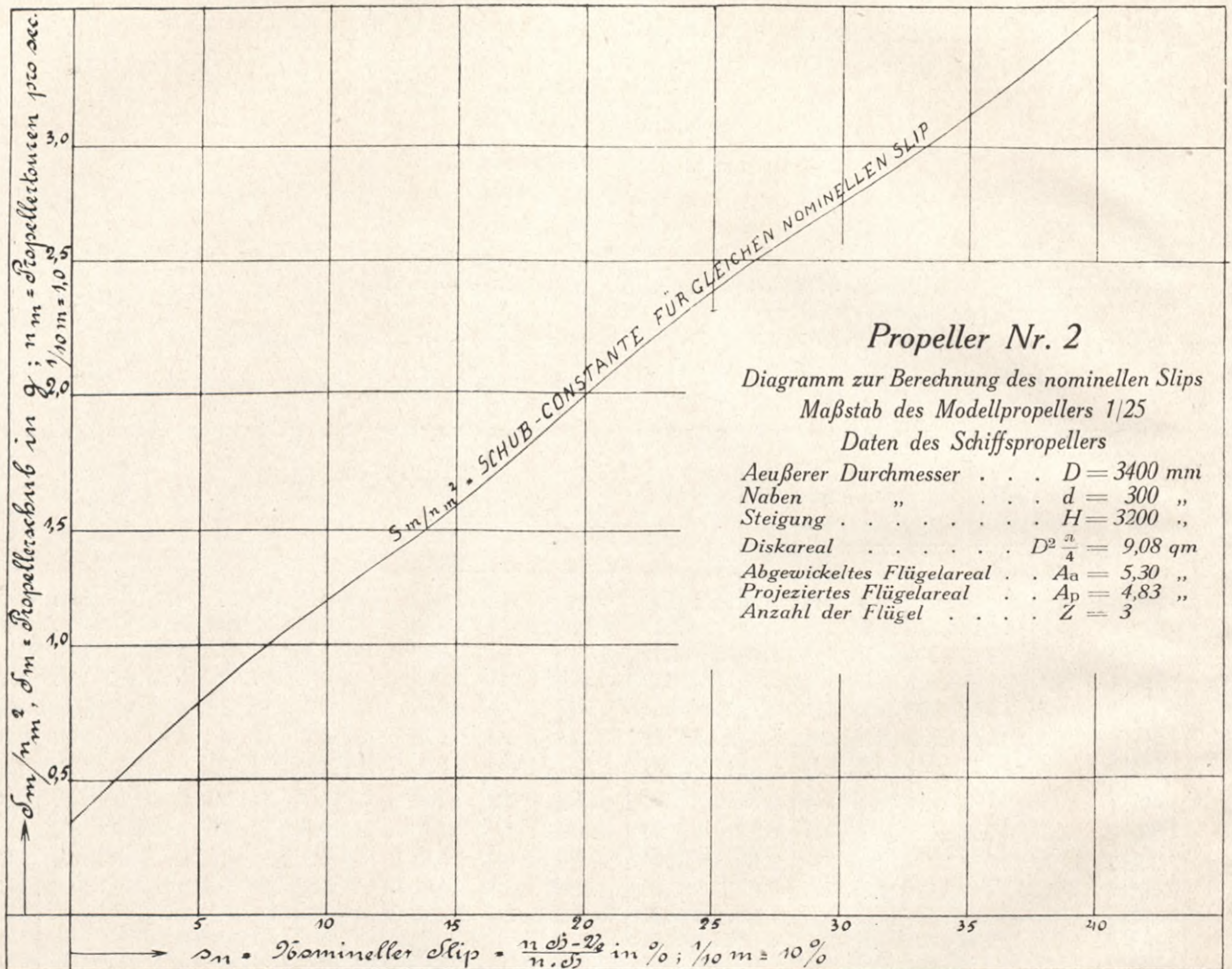


Abb. 2

- n = Tourenzahl der Propeller pro Sekunde;
- S = M (V_a - V_c);
- S = Schub des Schiffspropellers;
- M = Masse des durch den Propellerdisk pro Sekunde durchgetriebenen Wassers;
- V_a = Austrittsgeschwindigkeit (nominelle) des Wassers aus dem Propeller = n · H;
- H = nominelle Steigung = mathematische Steigung der Propellerdruckfläche;
- V_c = Eintrittsgeschwindigkeit (nominelle) des Wassers in den Propeller;

$$S = \frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot s_n \cdot V_a^2 = \frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot s_n \cdot n^2 \cdot H^2;$$

$$S = \left(\frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot H^2 \right) \cdot s_n \cdot n^2;$$

$$S = C \cdot s_n \cdot n^2; \quad C = \frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot H^2 = \text{Constante, nur abhängig vom Slip } s_n;$$

$$\frac{S}{n^2} = C \cdot s_n.$$

Die Werte von $\frac{S}{n^2}$ sind eine Funktion von s_n.

S. Nr. 13/284.

Blatt C,
Diagramm zu Formulas C.

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau - Berlin

Abteilung Schiffbau.

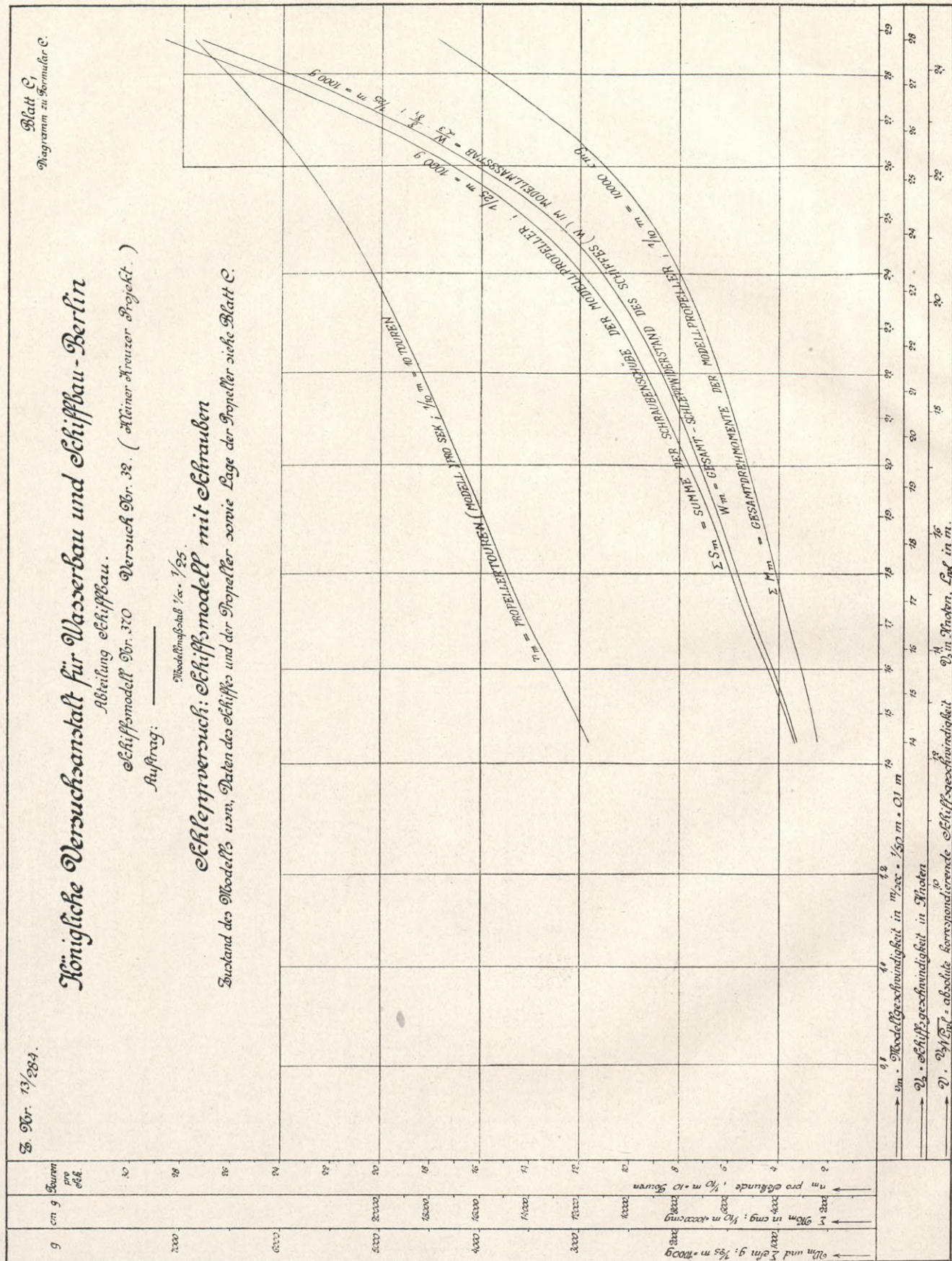
Schiffsmodell Nr. 370 Versuch Nr. 32. (Kleiner Kreuzer Projekt.)

Auftrag:

Modellmaßstab $\frac{1}{50} = \frac{1}{25}$.

Ecklerversuch: Schiffsmodell mit Eckrauben

Zustand des Modells usw., Daten des Schiffes und der Propeller sowie Lage der Propeller siehe Blatt C.



v_m - Modellgeschwindigkeit in m/sec = $\frac{1}{50} m \cdot 0.1 m$
 v_2 - Schiffsgeschwindigkeit in Knoten
 v_1 - absolute korrespondierende Schiffsgeschwindigkeit

Abb. 4

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau - Berlin.

Abteilung Schiffbau
 Versuchs-Nr. 32 (Kleiner Kreuzer-Projekt)
 Schiffmodell Nr. 370
 Auftrag: _____

Modellmaßstab $\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{25}$

Schleppversuche-Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells usw., Daten des Schiffes und der Propeller siehe Blatt C.

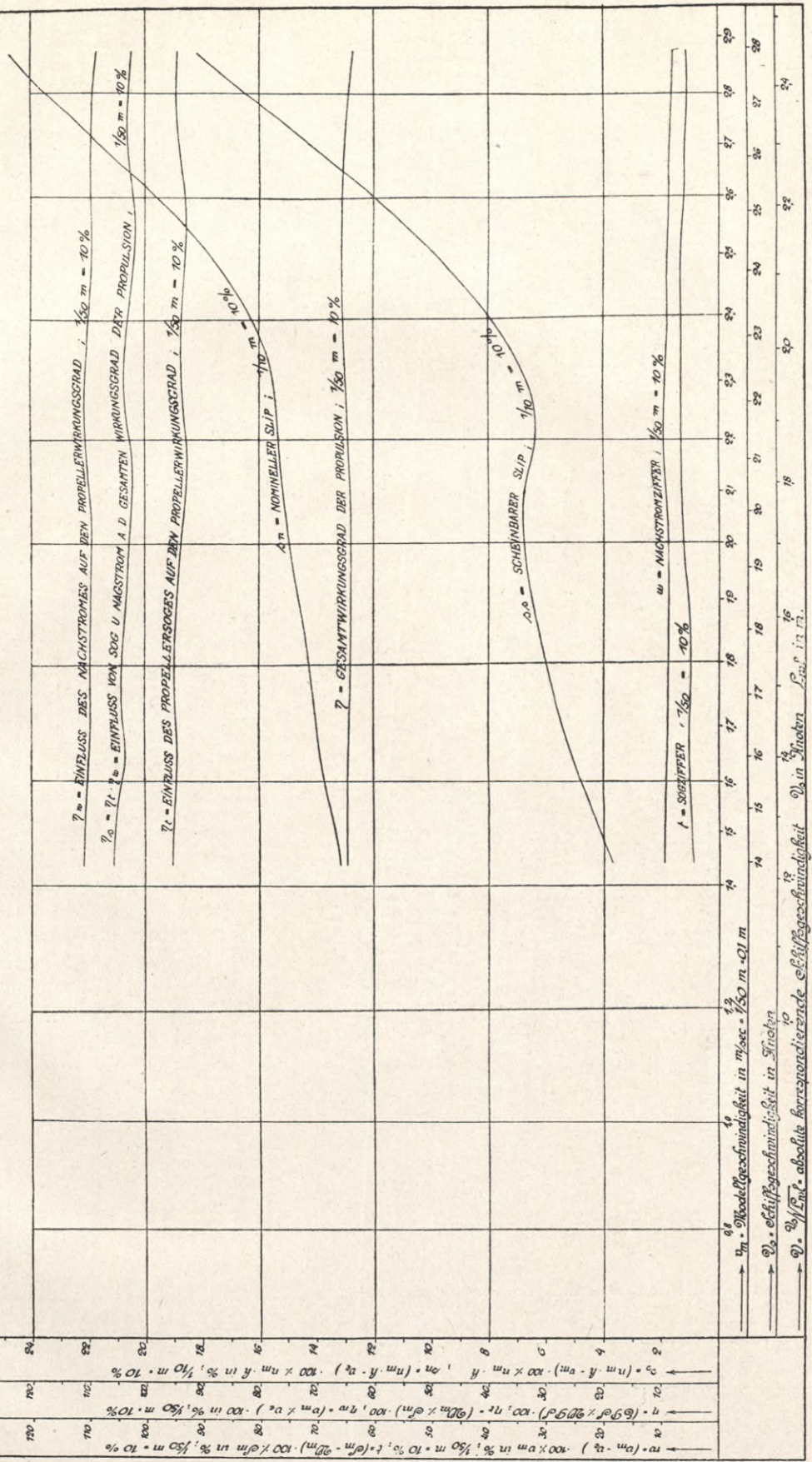


Abb. 5

25. Okt. 1927.

Blatt C
Diagramm zu Formeln C.

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 370 ; Versuch Nr. 13. (Kleiner Kreuzer Projekt.)

Auftrag:

Modellmaßstab $\lambda = 1/25$.

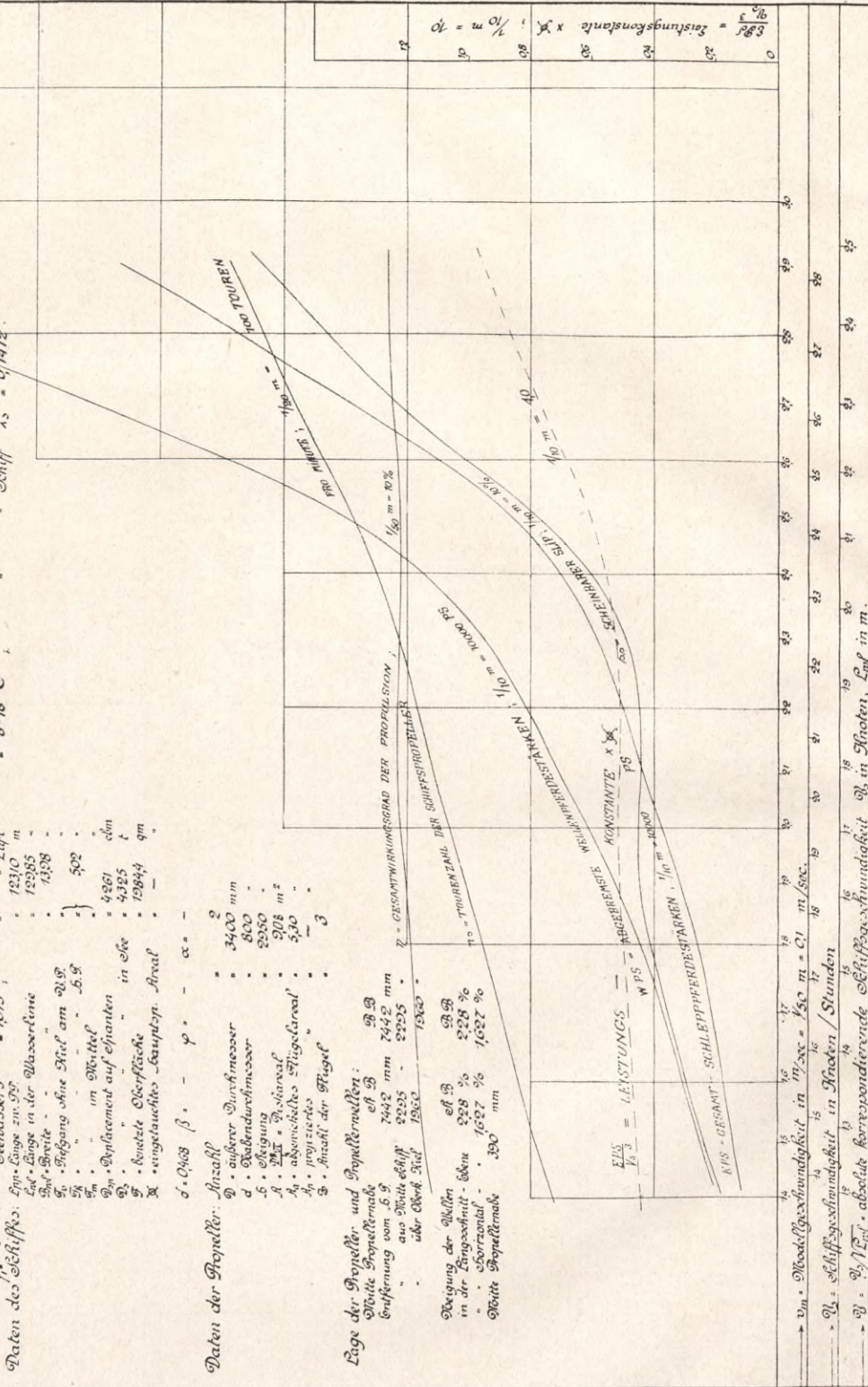
Echtemveruch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Ruder u. Schlingensystem, Materialholz, Bauart 42 m, Baubreite 8,2 m.
 $\gamma = \text{spez. Gew. des Wassers} = 1$; Temperatur d. Wassers $t = 15^\circ\text{C}$; Reibungskoeff. für Schiff $\lambda_s = 0,1412$.

Daten des Schiffes:
 Längs-Länge zw. St. 12310 m
 Längs-Länge in der Wasserlinie 12385 m
 St. Breite 4328 m
 St. Tiefgang ohne Kiel am St. 502 m
 St. im Mittel 4961 cm
 St. Displacement auf Espanen 4325 t
 St. bewetzte Oberfläche in eke 19884 qm
 St. verbrauchtes Dampfkap. Arval

Daten der Propeller:
 Anzahl 2
 d. äußerer Durchmesser 3400 mm
 d. Nabeldurchmesser 800 mm
 St. Leistung 2250 m²
 St. T₀ = Nabeloval 208 m²
 St. abwärtsches Flügelschal 530 mm
 St. projizierte

Lage der Propeller- und Propellerwellen:
 Dicke Propellerwelle 7442 mm
 Entfernung vom St. 2225 mm
 über Oberk. Kiel 1800 mm
 Lage der Wellen 58 St.
 in der Längsrichtung - oben 228 %
 St. Abzonal - unten 1627 %
 Dicke Propellerwelle 330 mm



0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<p>→ v_{10} Modellgeschwindigkeit in 10 sec = 150 m = 0,1 m/sec. → v_{15} Schiffgeschwindigkeit in Knoten / Stunden → v_{17} absolute korrespondierende Schiffgeschwindigkeit v_{17} in Knoten, v_{17} in m.</p>																														

Abb. 6

Mithin ist es möglich, auch für die Versuche: „Schiffsmodell mit Schrauben“ aus den gemessenen Werten von S_m und n_m den nominellen Slip s_n als Funktion von $\frac{S_m}{n_m^2}$ nach Maßgabe des Diagrammes

Abb. 2 zu finden. Ist s_n bekannt, so ergibt sich V_e , die nominelle Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller in folgender Weise:

$$s_n = \frac{V_a - V_e}{V_a} = 1 - \frac{V_e}{V_a} = 1 - \frac{V_e}{nH};$$

$$V_e = n \cdot H (1 - s_n).$$

Die Nachstromziffer w ist dann

$$w = \frac{V_m - V_e}{V_m} \cdot 100 \text{ in Prozenten,}$$

$V_m =$ Schiffsgeschwindigkeit in m/sec.

Der Einfluß des Nachstromes auf den Propellerwirkungsgrad beim Schiff in Prozenten beträgt

$$\eta_w = \frac{V_m}{V_e} = \frac{1}{1 - \frac{w}{100}} \cdot 100.$$

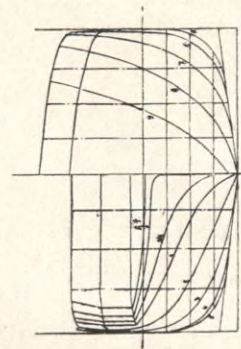
Das Auftragen der aus den Versuchsergebnissen bestimmten Schlußergebnisse für das ausgeführte Schiff findet in Diagrammen nach Art der Abb. 3 über Modellgeschwindigkeiten v_m in m/sek, korrespondierenden Schiffsgeschwindigkeiten V_s in Knoten sowie absoluten korrespondierenden Geschwindigkeiten $\frac{V_s}{\sqrt{L}}$ statt. Die darin zur Darstellung gebrachten Werte gestalten einen unmittelbaren Vergleich mit den Probefahrtsergebnissen, das heißt mit den Tourenzahlen der Schiffspropeller n_s , dem festgestellten scheinbaren Slip s_s und den für die Erreichung der betreffenden Geschwindigkeiten wirklich aufgewandten abgebremsten Wellenpferdestärken WPS sowie, unter Zugrundelegung der beim Schleppversuch des Schiffsmodells ohne Schrauben für das Schiff ermittelten effektiven Schlepppferdestärken EPS, auch des Gesamtwirkungsgrades der Propulsion

$$\eta = \frac{\text{EPS}}{\text{WPS}}$$

In dem Diagramm der Abb. 4 sind die beim Modellversuch gemessenen Werte für die Tourenzahlen n_m , Schübe S_m und Drehmomente M_m der Modellpropeller, sowie der ideellen Gesamtwiderstände des Schiffes im Modellmaßstab

$$w_m = \frac{W}{\alpha^3 \cdot \gamma_1} \text{ graphisch aufgetragen.}$$

Die Diagramme der Abb. 5 schließlich veranschaulichen außer den scheinbaren auch die nominellen Slipverhältnisse, ferner die Sog- und Nachstromverhältnisse und die Einflüsse der letzteren auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion. Letzterer setzt sich aus drei Faktoren zusammen, die in folgendem der größeren Deutlichkeit wegen nochmals eingehender erörtert werden sollen.



Schlepper-Modell Nr. 306
mit flachem Heck

Abmessungen:

Länge u. D.	21,30 m
„ z. d. Steven . . .	19,00 „
Breite	5,30 „
Seilenhöhe	2,20 „
Tiefgang	1,50 „

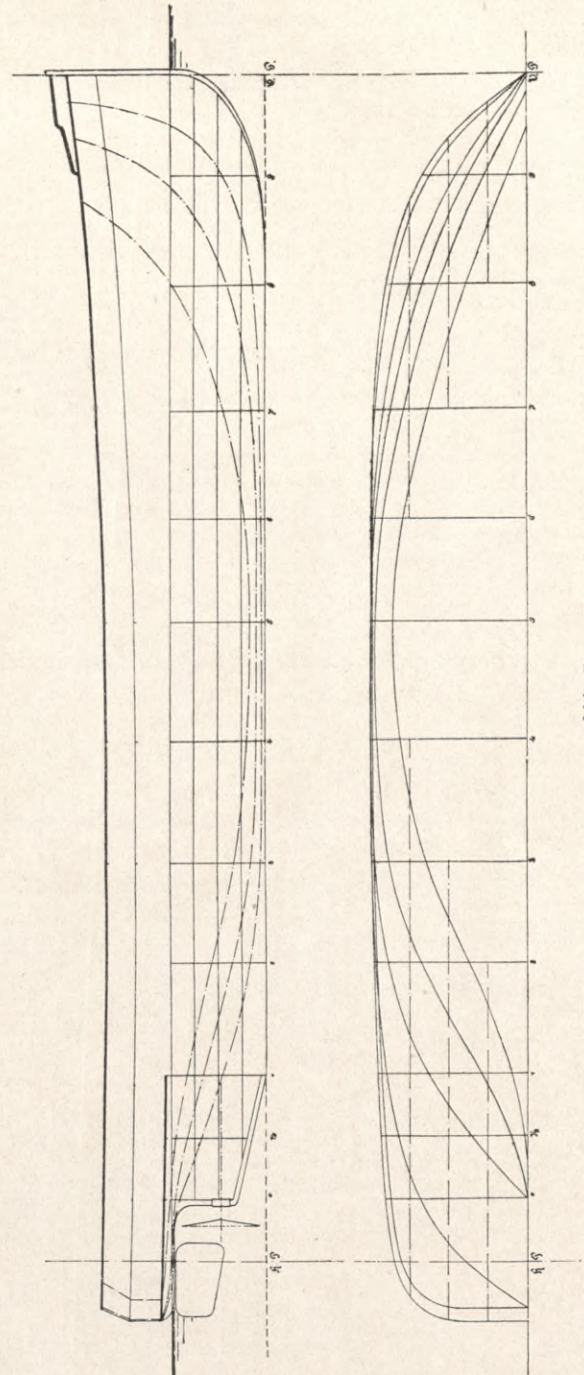


Abb. 7

Zur Ueberwindung des Schiffswiderstandes W müssen die Propeller einen Gesamtschub S ausüben, der um den Betrag des Soges größer als der erstere ist.

$$S(1-t) = W;$$

$$S = \frac{W}{1-t};$$

$$t = \text{Sogziffer.}$$

Der Gütegrad der Sogbeeinflussung ist durch das Verhältnis $\frac{W}{S} = 1-t = \eta_1$ gekennzeichnet.

Die Propeller arbeiten hinter dem Schiff mit einer Wasserzuflußgeschwindigkeit V_e , die infolge des Nachstromes kleiner als die Schiffsgeschwindigkeit ist und mit dieser in folgender Beziehung steht:

$$V_e = V_m(1-w); \quad V_m = \text{Schiffsgeschwindigkeit in m/sec;}$$

$$w = \text{Nachstromziffer.}$$

Die effektiven Propellerschubpferdestärken betragen daher $SPS = \frac{S \cdot V_e}{75}$, während sie für den gleichen Schub ohne Vorhandensein des Nachstromes $\frac{S \cdot V_m}{75}$ wären.

Mithin ist die Wirkung des Nachstromes durch das Verhältnis $\frac{V_m}{V_e} = \frac{1}{1-w} = \eta_w$ gekennzeichnet.

Der reine Propellerwirkungsgrad η_p schließlich ist gleich dem Verhältnis der effektiven Propellerschubpferdestärken SPS zu den abgebremsten Wellenpferdestärken WPS

$$\eta_p = \frac{SPS}{WPS}.$$

Folglich ist der Gesamtwirkungsgrad der Propulsion η gleich dem Produkt der drei einzelnen Faktoren:

$$1. \quad \eta_p = \frac{SPS}{WPS} = \text{reiner Propellerwirkungsgrad;}$$

$$2. \quad \eta_1 = \frac{W}{S} = 1-t = \text{Einfluß des Propellersoges;}$$

$$3. \quad \eta_w = \frac{V_m}{V_e} = \frac{1}{1-w} = \text{Einfluß des Nachstromes.}$$

$$\text{Mithin } \eta = \eta_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_w = \frac{SPS}{WPS} \cdot \frac{W}{S} \cdot \frac{V_m}{V_e} = \eta_p \cdot \frac{1-t}{1-w}.$$

Hierin ist durch das Produkt

$$\eta_1 \cdot \eta_w = \frac{W}{S} \cdot \frac{V_m}{V_e} = \frac{1-t}{1-w} = \eta_s$$

der Einfluß von Sog und Nachstrom auf den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion η gekennzeichnet. Die Werte von η_s geben einen Maßstab für die Zweckmäßigkeit der gewählten Schiffsförm, soweit ein günstiges Arbeiten der Propeller in Frage kommt.

Der Gesamtwirkungsgrad der Propulsion η selbst, ist, wie nochmals hervorgehoben werden soll, gleich dem Verhältnis der effektiven Schlepppferdestärken EPS zu den abgebremsten Wellenpferdestärken WPS :

$$\eta = \frac{EPS}{WPS}, \text{ was auch aus obiger Analyse hervorgeht;}$$

$$\eta = \frac{SPS}{WPS} \cdot \frac{W}{S} \cdot \frac{V_m}{V_e};$$

$$SPS = \frac{S \cdot V_e}{75};$$

$$\eta = \frac{S \cdot V_e}{75} \cdot \frac{1}{WPS} \cdot \frac{W}{S} \cdot \frac{V_m}{V_e};$$

$$\eta = \frac{W \cdot V_m}{75} \cdot \frac{1}{WPS};$$

$$\frac{W \cdot V_m}{75} = EPS;$$

$$\eta = \frac{EPS}{WPS}.$$

Die Ergebnisse eines Parallelversuches desselben Kreuzermodells mit Schrauben von geringerer Steigung (2950 mm statt 3200 mm, durch Verdrehen der Flügel hergestellt) werden in den Diagrammen der Abb. 6 zur Darstellung gebracht. Wie daraus zu ersehen, sind die abgebremsten Wellenpferdestärken WPS bei gleichen Fahrtgeschwindigkeiten größer als bei den ersteren Schrauben, die Gesamtwirkungsgrade der Propulsion $\eta = \frac{EPS}{WPS}$ geringer, die Schrauben mit der

kleinen Steigung in diesem Falle also beim Modellversuch als die ungünstigeren ermittelt worden. Es dürfte von Interesse sein, daß die Probefahrten des ausgeführten Schiffes (Kreuzers) prozentual fast genau denselben Unterschied in den aufgewandten Leistungen bei obigen beiden Schraubensteigungen aufgewiesen haben, so daß damit der Beweis erbracht werden könnte, daß die Uebertragung der Modellversuchsergebnisse auf das Schiff zuverlässig gewesen ist.

C. Modellversuche für Schlepper, d. h. Fahrzeuge, die durch Trossenzüge belastet sind.

Es möge zur Darstellung des Verfahrens in folgendem gleich ein Beispiel herangezogen werden. An dem Modell eines gegebenen Schleppers (siehe Abb. 7) soll mit einer der zu untersuchenden Schrauben die Aufgabe gelöst werden, bei verschiedenen Schleppgeschwindigkeiten und Trossenzügen die erforderlichen Leistungen an abgebremsten Wellenpferdestärken, Tourenzahlen, Wirkungsgrade und nutzbare Trossenzüge in kg pro abgebremste Wellenpferdestärke festzustellen.

Zu diesem Zwecke wird das Schleppmodell zunächst ohne Schrauben in einem gewissen Bereich von Geschwindigkeiten geschleppt, um nach dem bereits im Abschnitt A angegebenen Verfahren die Eigenwiderstände W des Schleppers und die effektiven Schlepppferdestärken EPS für diesen selbst zu bestimmen. Darauf werden drei bis vier weitere Versuche: Schleppermodell mit Schrauben, ebenfalls für eine Reihe von Geschwindigkeiten nach der in Abschnitt B erörterten Methode ausgeführt, jedoch in der Weise, daß man einen bestimmten Trossenzug Z des Schleppers (im Modellmaßstab $\alpha, \frac{Z}{\alpha^3}$) markiert, indem man

das Widerstandsdynamometer von vornherein mit diesem Gewicht belastet und die Tourenzahlen des Propellers bei der betreffenden Fahrtgeschwindigkeit so reguliert, daß die Schraube einen Schub S ausübt, der gleich diesem Gewicht $\frac{Z}{\alpha^3}$ plus dem

sich beim Versuch selbst registrierenden, um den Sog vermehrten Eigenwiderstand des Schleppers W im Modellmaßstab $= \frac{W}{\alpha^3} \frac{1}{(1-f)}$ ist. Bei diesem Verfahren befindet sich das Modell genau in demselben schleppenden Zustande wie der Schlepper selbst, der durch Kähne mit dem betreffenden Trossenzug belastet ist.

Die Auswertung der Schleppversuchsergebnisse wird ebenso wie in der im Abschnitt B angegebenen Weise vorgenommen, mit dem Unterschied, daß man in diesem Falle unter den effektiven Schlepppferdestärken EPS nicht nur die zur Ueberwindung des Eigenwiderstandes des Schleppers nötigen, sondern die Summe aus diesen und der effektiven Leistung in PS versteht, die auch zur Ueberwindung des Trossenzuges bei der betreffenden Geschwindigkeit erforderlich ist.

Die Resultate der Schleppversuchsergebnisse des vorliegenden Schleppers sind für verschiedene

Geschwindigkeiten bei den konstanten markierten Trossenzügen von $Z = 1165, 1460$ und 1750 kg in den Diagrammen der Abbildungen 8, 9 und 10 aufgetragen, und zwar alle Werte, die durch die Ergebnisse der Probefahrt unmittelbar kontrolliert werden können, nämlich abgebremste Wellenpferdestärken WPS , Touren pro Minute n_s , Scheinbarer Slip s^s und Gesamtwirkungsgrad der Propulsion

$$\eta = \frac{EPS}{WPS}$$

In gleicher Weise kommen in den Diagrammen, Abb. 11, 12, 13 und 14 die entsprechenden Werte für denselben, aber mit zwei Schrauben ausgerüsteten Schlepper zur Darstellung.

Es mag hierzu noch erwähnt werden, daß der Modellversuch aus versuchstechnischen Gründen zwar nicht in derselben Weise vorgenommen worden ist, wie es beim Schleppversuch (Probefahrt) mit dem ausgeführten Schlepper geschieht, da dieser in der Regel einen bestimmten Anhang von Lastkähnen bei verschiedenen Geschwindigkeiten schleppen wird und mit der Erhöhung der letzteren nicht konstante, sondern immer größer werdende Trossenzüge überwinden muß.

Die Auswertung der festgestellten Versuchsergebnisse für den vorliegenden Fall eines ganz bestimmten Trossenzuges bei einer gegebenen Schleppgeschwindigkeit kann aber zunächst durch Interpolation zwischen den bei verschiedenen Trossenzügen gefundenen Ergebnissen ermittelt werden. Ferner dürfte für kleine Schleppgeschwindigkeiten, bei denen die Eigenwiderstände des Schleppers im Verhältnis zu den Trossenzügen nur gering sind, folgendes Verfahren angebracht sein, das gleichzeitig gestattet, eine unmittelbare Uebertragung der festgestellten Versuchsergebnisse auf alle genau ähnlichen Schlepper beliebiger Dimensionen und Maschinenstärke vorzunehmen.

Zu diesem Zwecke mögen für die weitere Auswertung folgende Bezeichnungen und Begriffe, die sich im engeren Sinne aber nur auf die in diesem Abschnitt C behandelten Schleppversuche beziehen, festgelegt werden.

Z = Trossenzug in kg;

V_s = Schleppgeschwindigkeit in km;

D = Schraubendurchmesser in m;

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386, Versuch Nr. 49 (Schlepper mit 165 kg Frossenzug)

Auftrag: Kanalbauaktion Essen

Modellmaßstab $\frac{1}{50} = \frac{1}{50}$

Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Sticht ohne Ruder

Material: Berglin, Baumstärke ca 40 m Baumbreite 820 m.
 γ = spez. Gew. des Baummaterials = 10, Temperatur d. Baummaterials = ca 9°C, Reibungskoeff. für Schiff λ_s = 0,15038

Daten des Schiffes:
 Nr. 386

- 1. Länge in der Wasserlinie : 190 m
- 2. Breite : 24,95
- 3. Tiefgang ohne Kiel am 21.9 : 5,30
- 4. im Mittel : 5,9
- 5. im Wasserlinie : 5,35
- 6. Displacement auf 5 m in ebe : 118795 qm
- 7. eingetauchte Hauptbn. Stiel : 7,36

σ = 0,580 β = 0,987 ρ = 0,604 α =

Daten des Propellers: Anzahl: 7

- a. äußerer Durchmesser : 1350 mm
- b. Wählendurchmesser : 970
- c. Schigung : 1630
- d. Wähl. : 1437 mm²
- e. abgemessenes Stügelareal : 1298
- f. projiziertes : 1080
- g. Anzahl der Stügel : 3

Lage des Propellers und Propellerwellen:

- 1. Einlenkung des Propellersmaßes : 0,8
- 2. Einlenkung vom 2. St. auswärts schiff : 820 mm
- 3. über Werk Stiel : 763
- 4. Neigung der Wellen in der Längsachse mit - Wellen : 0,8
- 5. Schrägheit : 0%
- 6. Weite Propellermaßes : mm

9°	Strom	%	%
82			
81			
80			
79			
78			
77			
76			
75			
74			
73			
72			
71			
70			
69			
68			
67			
66			
65			
64			
63			
62			
61			
60			
59			
58			
57			
56			
55			
54			
53			
52			
51			
50			
49			
48			
47			
46			
45			
44			
43			
42			
41			
40			
39			
38			
37			
36			
35			
34			
33			
32			
31			
30			
29			
28			
27			
26			
25			
24			
23			
22			
21			
20			
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
10			
9			
8			
7			
6			
5			
4			
3			
2			
1			

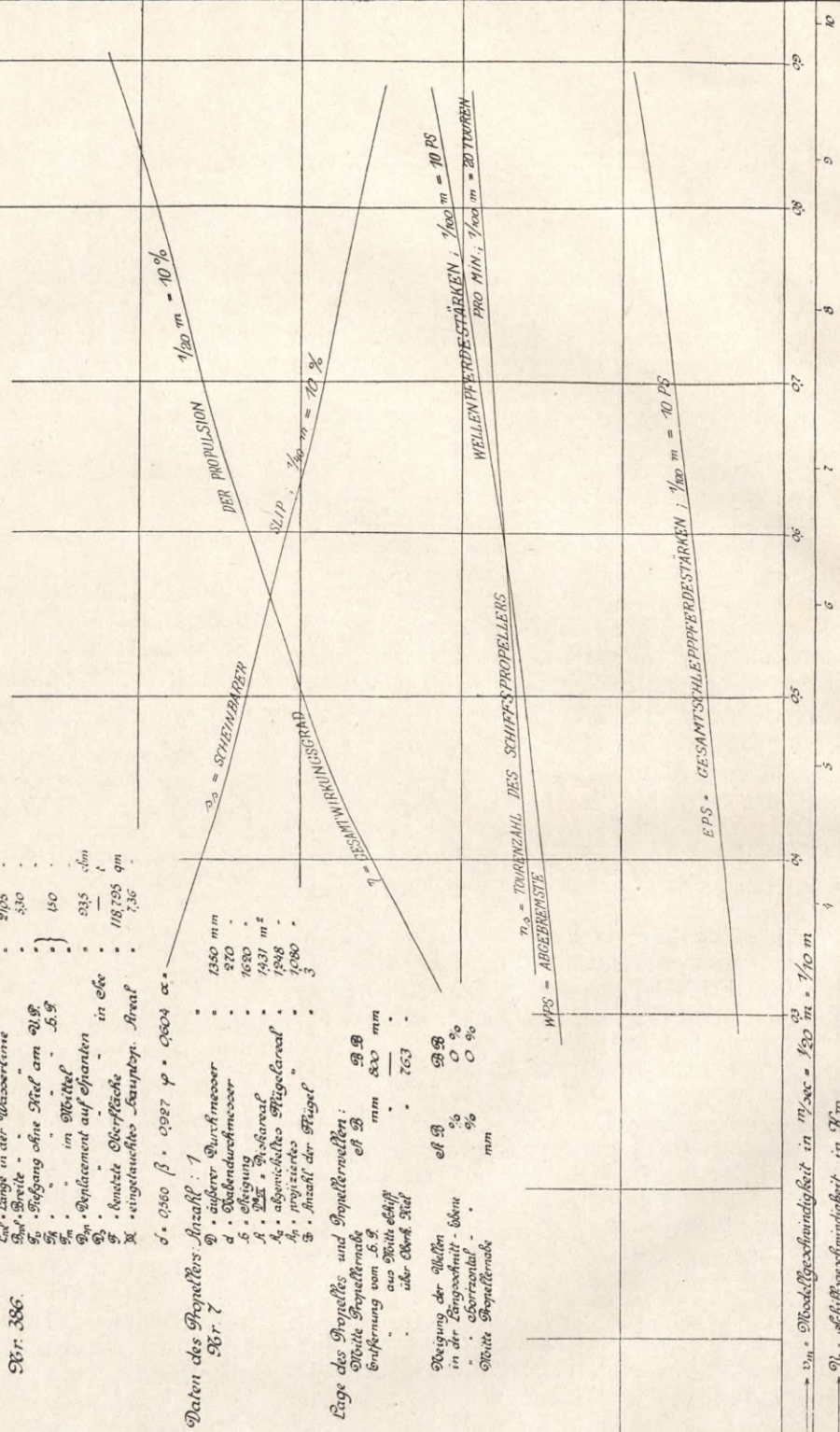


Abb. 6

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386 ; Versuchs Nr. 48 (Schlösser mit 1750 kg Frossenzug)

Auftrag: Kanalbauaktion Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{40} = \frac{1}{5}$

Stekleppversuch: Schiffsmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Glatte, ohne Ruder
 1. spez. Gew. des Baumaterials = 100 ; Temperatur d. Baumaterials = 20 m. Baumaterials = 830 m.
 1. spez. Gew. des Baumaterials = 100 ; Temperatur d. Baumaterials = 20 m. Baumaterials = 830 m.
 1. spez. Gew. des Baumaterials = 100 ; Temperatur d. Baumaterials = 20 m. Baumaterials = 830 m.

- Daten des Schiffes:
- 1. Länge zw. Sp. = 190 m
 - 2. Breite = 2608
 - 3. Höhe im Mittel = 530
 - 4. Höhe ohne Kiel am W. = 150
 - 5. im Mittel = 5.9
 - 6. Displacement auf Ebenen in der = 235 dm
 - 7. benetzte Oberfläche in der = 118755 qm
 - 8. eingetauchtes Saugrohr. Area = 736

- d. 0550 β = 0.927 γ = 0.604
- Daten des Propellers Anzahl 1
- 1. äußerer Durchmesser = 4350 mm
 - 2. Durchmesser = 270
 - 3. Höhe = 1620
 - 4. Material = 1431 m²
 - 5. abgemessenes Flächareal = 1248
 - 6. Profil = 1080
 - 7. Anzahl der Flügel = 3

- Lage des Propellers und Propellerwellen:
- 1. Höhe Propeller = 5.9
 - 2. Durchmesser = 4350 mm
 - 3. Höhe = 1620
 - 4. Material = 1431 m²
 - 5. abgemessenes Flächareal = 1248
 - 6. Profil = 1080
 - 7. Anzahl der Flügel = 3

- Winkel der Wellen:
- 1. Winkel = 5.9
 - 2. Durchmesser = 4350 mm
 - 3. Höhe = 1620
 - 4. Material = 1431 m²
 - 5. abgemessenes Flächareal = 1248
 - 6. Profil = 1080
 - 7. Anzahl der Flügel = 3

- Winkel der Wellen:
- 1. Winkel = 5.9
 - 2. Durchmesser = 4350 mm
 - 3. Höhe = 1620
 - 4. Material = 1431 m²
 - 5. abgemessenes Flächareal = 1248
 - 6. Profil = 1080
 - 7. Anzahl der Flügel = 3

- Winkel der Wellen:
- 1. Winkel = 5.9
 - 2. Durchmesser = 4350 mm
 - 3. Höhe = 1620
 - 4. Material = 1431 m²
 - 5. abgemessenes Flächareal = 1248
 - 6. Profil = 1080
 - 7. Anzahl der Flügel = 3

- Winkel der Wellen:
- 1. Winkel = 5.9
 - 2. Durchmesser = 4350 mm
 - 3. Höhe = 1620
 - 4. Material = 1431 m²
 - 5. abgemessenes Flächareal = 1248
 - 6. Profil = 1080
 - 7. Anzahl der Flügel = 3

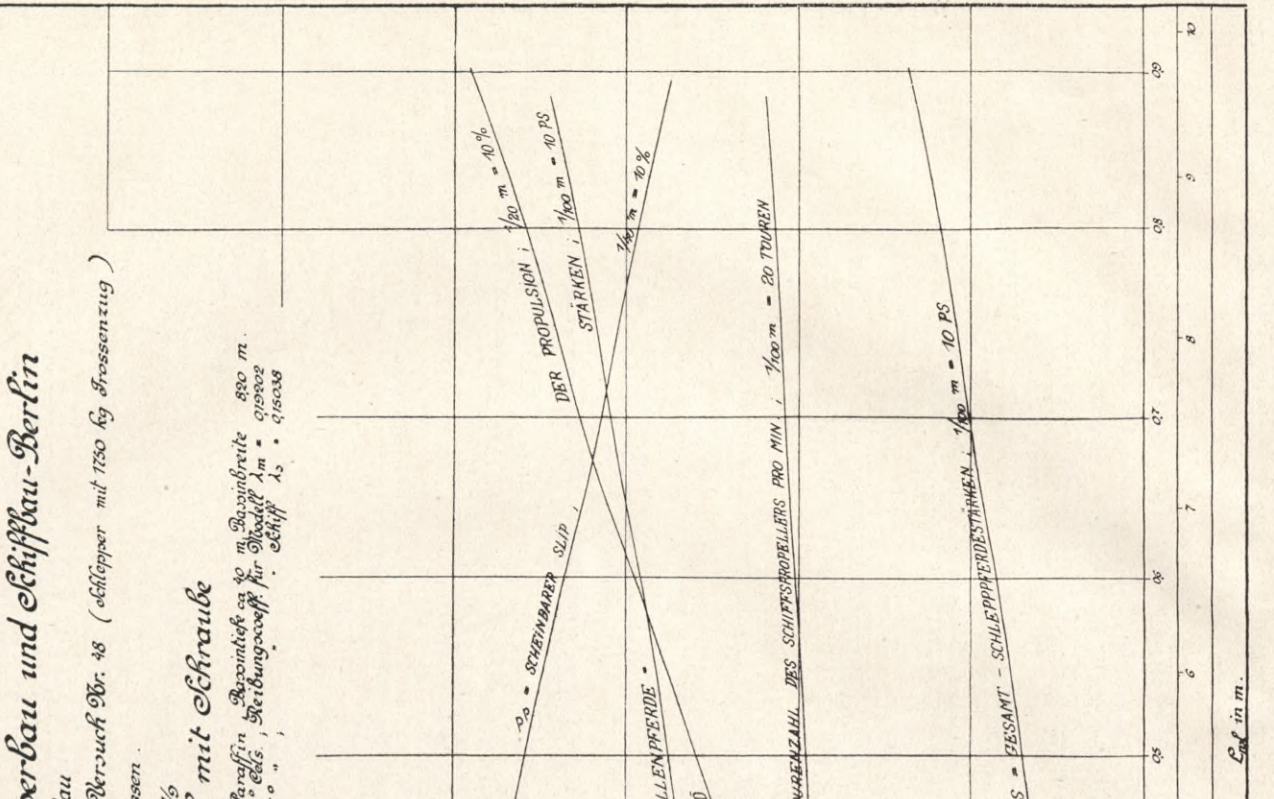


Abb. 10

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 386; Versuch Nr. 122;

Auftrag: Manöverbaukonstruktion Essen; Schleppter mit 163 kg. Schleppezug.

Modellmaßstab $\frac{1}{40}$

Schleppversuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Kalt ohne Ruder
Material: Messing, Kupfer, Zinn
Reinheitsgrad des Wassers: 82 m.
Temperatur des Wassers: 17.6°C
Reibungskoeffizient für Schiff: $\lambda_s = 0.15038$

Daten des Schiffes:
Länge in der Wasserlinie: 1900 mm
Breite: 530 mm
Tiefe: 140 mm
Gewicht im Wasser: 8350 g
Verdrängung: 118755 g
Verdrängungswert: 1236 g

Daten der Propeller:
Anzahl: 2
äußerer Durchmesser: 1350 mm
Innendurchmesser: 270 mm
Abstand der Propeller: 1620 mm
Anzahl der Propeller: 1937
Anzahl der Propeller: 1949
Anzahl der Propeller: 1982

Lage der Propeller und Propellerwellen:
Höhe des Propellers: 83 mm
Höhe der Propellerwellen: 83 mm
Abstand der Propeller: 1017 mm
Abstand der Propeller: 763 mm
Abstand der Propeller: 83 mm
Abstand der Propeller: 83 mm
Abstand der Propeller: 0 mm

Winkel der Propeller:
Winkel der Propeller: 0°
Winkel der Propeller: 0°
Winkel der Propeller: 0°

Winkel der Propeller:
Winkel der Propeller: 0°
Winkel der Propeller: 0°
Winkel der Propeller: 0°

Winkel der Propeller:
Winkel der Propeller: 0°
Winkel der Propeller: 0°
Winkel der Propeller: 0°

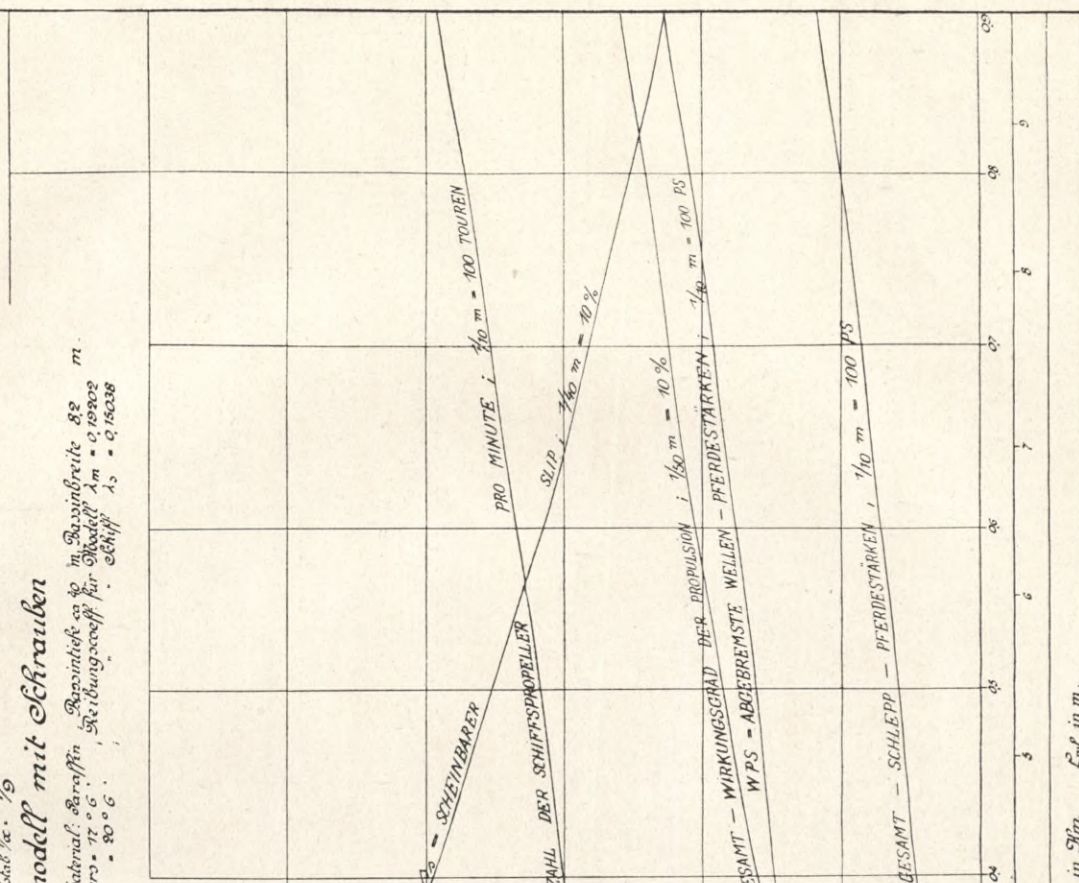


Abb. 11

25. Okt. 13/1913.

Blatt C
Programm zu Formül.-C.

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386 ; Versuch Nr. 123 ;

Auftrag: Kanalaufrücktion Essen; Schlepper mit 1460 kg Schleppezug.

Modellmaßstab $\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{6}$

Ecklenversuch: Schiffsmodell mit Eckrauben.

Zustand des Modells: Gut, ohne Ruder

Material: Paraffin Reineisig 30 m, Bogenbreite 82 m.
Y = spez. Gen. des Baumaterials = 1000, Temperatur d. Baumaterials = 17° C.; Reibungskoeff. für Modell $\lambda_m = 0,19302$
Luft $\rho = 1,205$; $\lambda_s = 0,14038$

Daten des Schiffes:
Länge 21,97 m
Breite 5,30 m
Tiefe 1,90 m
Displacement 9350 cbm
Gewicht 118795 gm
Eingetauchtes Hauptsp. Stahl

Daten der Propeller:
Anzahl 2
äußerer Durchmesser 1480 mm
Waldendurchmesser 970 mm
Steigung 1030 mm
A. D. 1431 mm
abgewinkeltes Stützarmal 1848 mm
projiziertes 1082 mm
Anzahl der Flügel 3

Reihe der Propeller- und Spindelmaßen:
Stärke des Propellermaßes 88 mm
Stärke der Spindel 1017 mm
außerer Durchmesser 763 mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

Winkel der Spindel in der Längsachse 0 %
Winkel der Spindel in der Querschnittsachse 0 %
Stärke des Propellermaßes mm

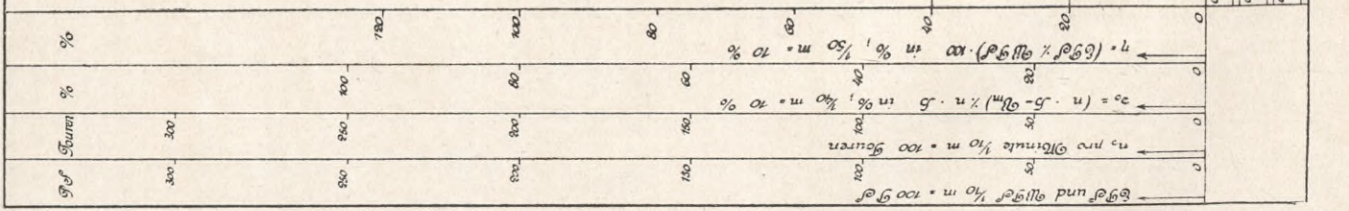


Abb. 12

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386, Versuck Nr. 124;

Auftrag: Kanalbauaktion Essen: Schlepper mit 1250 kg Schlepplast.

Modellmaßstab $\frac{1}{40} = \frac{1}{5}$

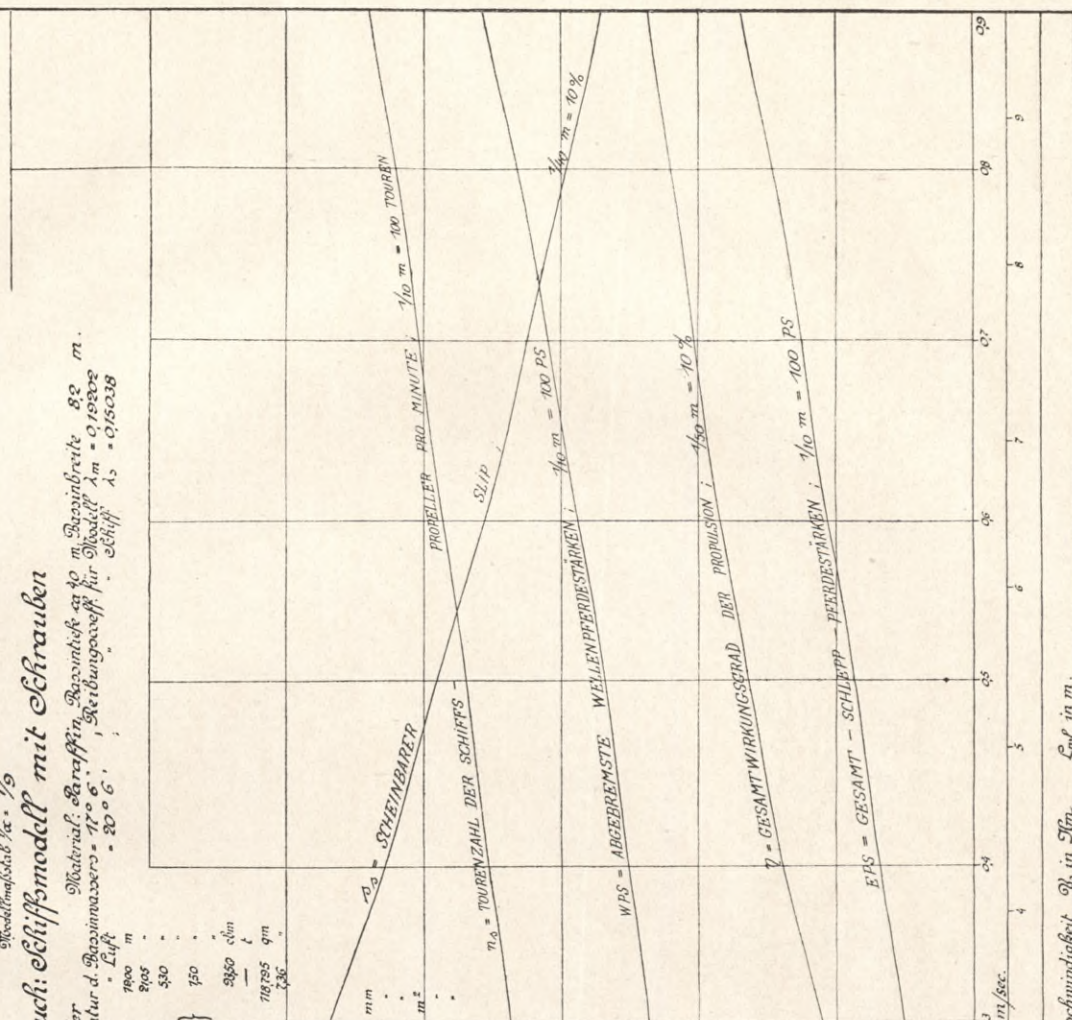
Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Blatt ohne Ruder
Material: Sassafrin, Benzolöl 82 m.
 $\gamma = \text{spez. Gew. des Wasserwaassers} = 1000$, Temperatur d. Wasserwaassers = $17^{\circ} 6'$, Reibungswert für Modell $\lambda_m = 0,19202$
Luft $\lambda_s = 0,15038$

Daten des Schiffs:
Länge 1900 m
Breite 800 m
Tiefe 530 m
Höhe 150 m
Gewicht 2350 t
Verdrängung 18755 qm
Anzahl der Schrauben 3

Daten der Propeller:
Anzahl 3
äußerer Durchmesser 1350 mm
Höhe 270 mm
Höhe 1620 mm
Höhe 1421 mm
Anzahl der Flügel 3
Anzahl der Flügel 3

Lage der Propeller und Propellerwellen:
Höhe 293 mm
Höhe 820 mm
Höhe 1017 mm
Höhe 1663 mm
Höhe 263 mm
Höhe 293 mm
Höhe 0 mm
Höhe 0 mm
Höhe 0 mm
Höhe 0 mm



v_m = Modellgeschwindigkeit in $\frac{m}{sec} = \frac{1}{2} m = 70 \frac{m}{sec}$
 v_s = Schiffgeschwindigkeit in $\frac{km}{hr}$
 v = absolute korrespondierende Schiffgeschwindigkeit v_s in $\frac{km}{hr}$

Abb. 13

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau - Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 386 ; Versuch Nr. 125 ;

Auftrag: Kanalaufrichtung Essen ; Schlepper mit 205 kg Schlepptzug

Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

Schlepper Versuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Gest, ohne Ruder
1. spez. Gew. des Wasserstoffs = 1000 ; Temperatur d. Wasserstoffs = 17.6 ; Reibungskoeff. für Wasser $\lambda_m = 0.0002$
2. spez. Gew. des Luft = 1.293 ; Reibungskoeff. für Luft $\lambda_s = 0.0015$

- Daten des Schiffes:
- 1. Länge 21.50 m
 - 2. Breite 3.00 m
 - 3. Höhe in der Wasserlinie 1.50 m
 - 4. Tiefgang ohne Kiel am 2. St. 1.50 m
 - 5. im Mittel 2.380 dm
 - 6. Displacement auf epankten 118.795 qm
 - 7. Gewicht des Schiffes in ebe 7.36 t
 - 8. eingetauchtes Hauptop. Area

- Daten der Propeller:
- 1. Anzahl 3
 - 2. äußerer Durchmesser 1350 mm
 - 3. Nenn Durchmesser 970 mm
 - 4. Höhe 1630 mm
 - 5. Anzahl der Flügel 3
 - 6. Anzahl der Flügel 3
 - 7. Anzahl der Flügel 3
 - 8. Anzahl der Flügel 3
 - 9. Anzahl der Flügel 3
 - 10. Anzahl der Flügel 3
 - 11. Anzahl der Flügel 3
 - 12. Anzahl der Flügel 3
 - 13. Anzahl der Flügel 3
 - 14. Anzahl der Flügel 3
 - 15. Anzahl der Flügel 3
 - 16. Anzahl der Flügel 3
 - 17. Anzahl der Flügel 3
 - 18. Anzahl der Flügel 3
 - 19. Anzahl der Flügel 3
 - 20. Anzahl der Flügel 3
 - 21. Anzahl der Flügel 3
 - 22. Anzahl der Flügel 3
 - 23. Anzahl der Flügel 3
 - 24. Anzahl der Flügel 3
 - 25. Anzahl der Flügel 3
 - 26. Anzahl der Flügel 3
 - 27. Anzahl der Flügel 3
 - 28. Anzahl der Flügel 3
 - 29. Anzahl der Flügel 3
 - 30. Anzahl der Flügel 3
 - 31. Anzahl der Flügel 3
 - 32. Anzahl der Flügel 3
 - 33. Anzahl der Flügel 3
 - 34. Anzahl der Flügel 3
 - 35. Anzahl der Flügel 3
 - 36. Anzahl der Flügel 3
 - 37. Anzahl der Flügel 3
 - 38. Anzahl der Flügel 3
 - 39. Anzahl der Flügel 3
 - 40. Anzahl der Flügel 3
 - 41. Anzahl der Flügel 3
 - 42. Anzahl der Flügel 3
 - 43. Anzahl der Flügel 3
 - 44. Anzahl der Flügel 3
 - 45. Anzahl der Flügel 3
 - 46. Anzahl der Flügel 3
 - 47. Anzahl der Flügel 3
 - 48. Anzahl der Flügel 3
 - 49. Anzahl der Flügel 3
 - 50. Anzahl der Flügel 3
 - 51. Anzahl der Flügel 3
 - 52. Anzahl der Flügel 3
 - 53. Anzahl der Flügel 3
 - 54. Anzahl der Flügel 3
 - 55. Anzahl der Flügel 3
 - 56. Anzahl der Flügel 3
 - 57. Anzahl der Flügel 3
 - 58. Anzahl der Flügel 3
 - 59. Anzahl der Flügel 3
 - 60. Anzahl der Flügel 3
 - 61. Anzahl der Flügel 3
 - 62. Anzahl der Flügel 3
 - 63. Anzahl der Flügel 3
 - 64. Anzahl der Flügel 3
 - 65. Anzahl der Flügel 3
 - 66. Anzahl der Flügel 3
 - 67. Anzahl der Flügel 3
 - 68. Anzahl der Flügel 3
 - 69. Anzahl der Flügel 3
 - 70. Anzahl der Flügel 3
 - 71. Anzahl der Flügel 3
 - 72. Anzahl der Flügel 3
 - 73. Anzahl der Flügel 3
 - 74. Anzahl der Flügel 3
 - 75. Anzahl der Flügel 3
 - 76. Anzahl der Flügel 3
 - 77. Anzahl der Flügel 3
 - 78. Anzahl der Flügel 3
 - 79. Anzahl der Flügel 3
 - 80. Anzahl der Flügel 3
 - 81. Anzahl der Flügel 3
 - 82. Anzahl der Flügel 3
 - 83. Anzahl der Flügel 3
 - 84. Anzahl der Flügel 3
 - 85. Anzahl der Flügel 3
 - 86. Anzahl der Flügel 3
 - 87. Anzahl der Flügel 3
 - 88. Anzahl der Flügel 3
 - 89. Anzahl der Flügel 3
 - 90. Anzahl der Flügel 3
 - 91. Anzahl der Flügel 3
 - 92. Anzahl der Flügel 3
 - 93. Anzahl der Flügel 3
 - 94. Anzahl der Flügel 3
 - 95. Anzahl der Flügel 3
 - 96. Anzahl der Flügel 3
 - 97. Anzahl der Flügel 3
 - 98. Anzahl der Flügel 3
 - 99. Anzahl der Flügel 3
 - 100. Anzahl der Flügel 3

- Lege der Propeller und Propellerwellen:
- 1. Durchmesser 800 mm
 - 2. Durchmesser 800 mm
 - 3. Durchmesser 800 mm
 - 4. Durchmesser 800 mm
 - 5. Durchmesser 800 mm
 - 6. Durchmesser 800 mm
 - 7. Durchmesser 800 mm
 - 8. Durchmesser 800 mm
 - 9. Durchmesser 800 mm
 - 10. Durchmesser 800 mm
 - 11. Durchmesser 800 mm
 - 12. Durchmesser 800 mm
 - 13. Durchmesser 800 mm
 - 14. Durchmesser 800 mm
 - 15. Durchmesser 800 mm
 - 16. Durchmesser 800 mm
 - 17. Durchmesser 800 mm
 - 18. Durchmesser 800 mm
 - 19. Durchmesser 800 mm
 - 20. Durchmesser 800 mm
 - 21. Durchmesser 800 mm
 - 22. Durchmesser 800 mm
 - 23. Durchmesser 800 mm
 - 24. Durchmesser 800 mm
 - 25. Durchmesser 800 mm
 - 26. Durchmesser 800 mm
 - 27. Durchmesser 800 mm
 - 28. Durchmesser 800 mm
 - 29. Durchmesser 800 mm
 - 30. Durchmesser 800 mm
 - 31. Durchmesser 800 mm
 - 32. Durchmesser 800 mm
 - 33. Durchmesser 800 mm
 - 34. Durchmesser 800 mm
 - 35. Durchmesser 800 mm
 - 36. Durchmesser 800 mm
 - 37. Durchmesser 800 mm
 - 38. Durchmesser 800 mm
 - 39. Durchmesser 800 mm
 - 40. Durchmesser 800 mm
 - 41. Durchmesser 800 mm
 - 42. Durchmesser 800 mm
 - 43. Durchmesser 800 mm
 - 44. Durchmesser 800 mm
 - 45. Durchmesser 800 mm
 - 46. Durchmesser 800 mm
 - 47. Durchmesser 800 mm
 - 48. Durchmesser 800 mm
 - 49. Durchmesser 800 mm
 - 50. Durchmesser 800 mm
 - 51. Durchmesser 800 mm
 - 52. Durchmesser 800 mm
 - 53. Durchmesser 800 mm
 - 54. Durchmesser 800 mm
 - 55. Durchmesser 800 mm
 - 56. Durchmesser 800 mm
 - 57. Durchmesser 800 mm
 - 58. Durchmesser 800 mm
 - 59. Durchmesser 800 mm
 - 60. Durchmesser 800 mm
 - 61. Durchmesser 800 mm
 - 62. Durchmesser 800 mm
 - 63. Durchmesser 800 mm
 - 64. Durchmesser 800 mm
 - 65. Durchmesser 800 mm
 - 66. Durchmesser 800 mm
 - 67. Durchmesser 800 mm
 - 68. Durchmesser 800 mm
 - 69. Durchmesser 800 mm
 - 70. Durchmesser 800 mm
 - 71. Durchmesser 800 mm
 - 72. Durchmesser 800 mm
 - 73. Durchmesser 800 mm
 - 74. Durchmesser 800 mm
 - 75. Durchmesser 800 mm
 - 76. Durchmesser 800 mm
 - 77. Durchmesser 800 mm
 - 78. Durchmesser 800 mm
 - 79. Durchmesser 800 mm
 - 80. Durchmesser 800 mm
 - 81. Durchmesser 800 mm
 - 82. Durchmesser 800 mm
 - 83. Durchmesser 800 mm
 - 84. Durchmesser 800 mm
 - 85. Durchmesser 800 mm
 - 86. Durchmesser 800 mm
 - 87. Durchmesser 800 mm
 - 88. Durchmesser 800 mm
 - 89. Durchmesser 800 mm
 - 90. Durchmesser 800 mm
 - 91. Durchmesser 800 mm
 - 92. Durchmesser 800 mm
 - 93. Durchmesser 800 mm
 - 94. Durchmesser 800 mm
 - 95. Durchmesser 800 mm
 - 96. Durchmesser 800 mm
 - 97. Durchmesser 800 mm
 - 98. Durchmesser 800 mm
 - 99. Durchmesser 800 mm
 - 100. Durchmesser 800 mm

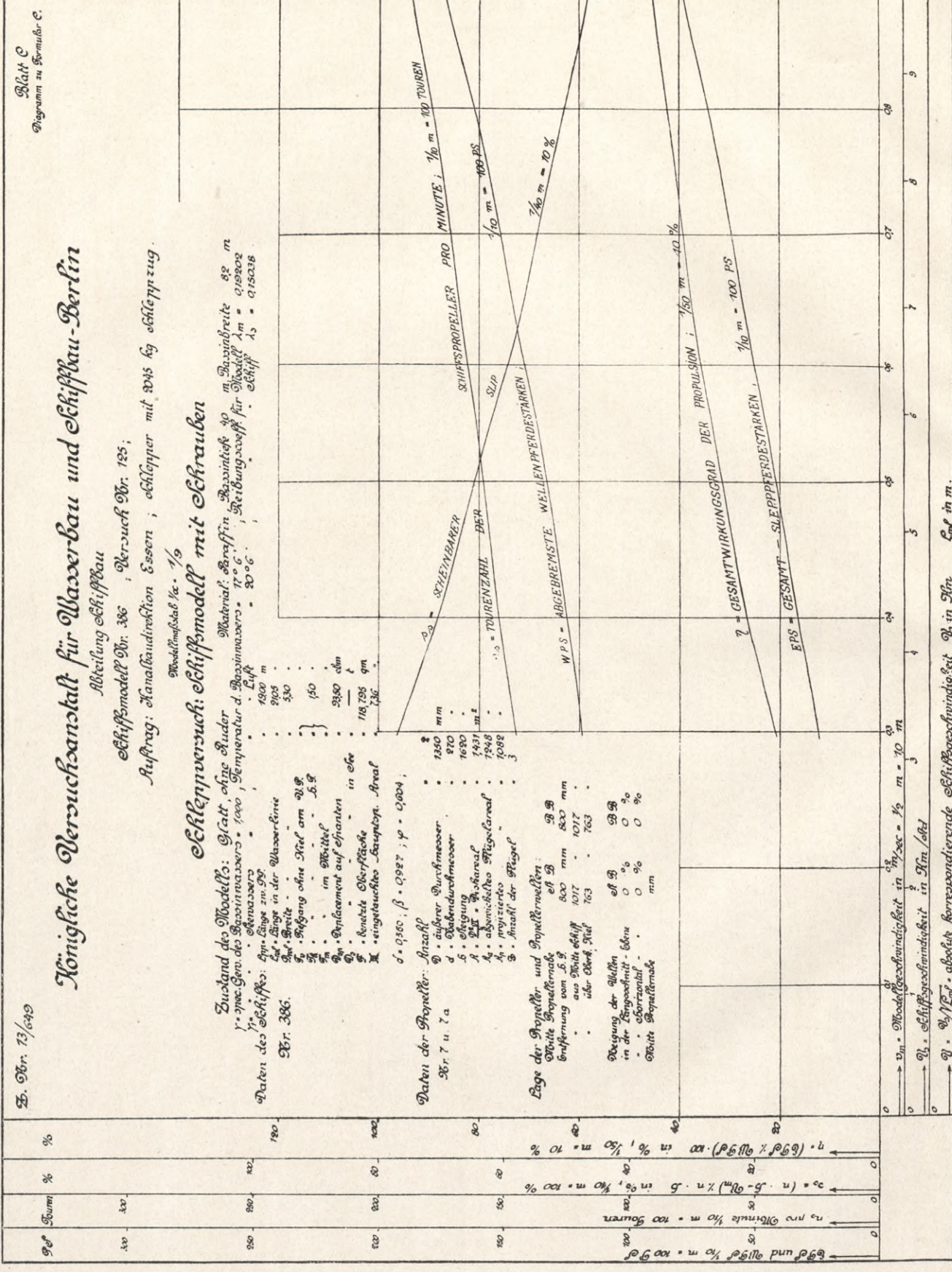


Abb. 14

H = nominelle Schraubensteigung = mathematische Steigung der Propellerdruckseite;

$$\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2} = \text{Trossenzugkonstante};$$

η_p = sogenannter Propellerwirkungsgrad = $\frac{ZPS}{WPS}$;

ZPS = nutzbare Schlepppferdestärken = $\frac{Z \cdot V_m}{75}$;

V_m = Schleppgeschwindigkeit in m/sec;

WPS = abgebremste Wellenpferdestärken

$$= \frac{2 \pi n_s M}{60 \cdot 75};$$

M = Drehmoment der Maschine in mkg = Drehmoment des Propellers;

n_s = Tourenzahl pro Minute;

$$\frac{n_s \cdot H}{V_s} = \text{Tourenzahlkonstante};$$

$\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$ = sogenannte Schleppwirkungsgradkonstante;

S = Propellerschub in kg;

W = Eigenwiderstand des Schleppers;

$$S = \frac{Z + W}{1 - t};$$

$$t = \text{Sogziffer} = \frac{S - W}{S};$$

Ein allgemeines Propellergesetz lautet:

Bei gleichem Slip arbeiten alle ähnlichen Propeller mit gleichem Wirkungsgrad.

Schraubenschub $S = c \cdot A \cdot nH (nH - V_c)$;

A = Propeller-Diskfläche;

n = Tourenzahl pro Sekunde;

V_c = Zuflußgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller;

$$S = c \cdot A \cdot n^2 H^2 \cdot \frac{nH - V_c}{nH};$$

$$\frac{nH - V_c}{nH} = \text{nomineller Slip} = s_n;$$

$$S = c \cdot A \cdot n^2 H^2 \cdot s_n;$$

$$\frac{S}{A n^2 H^2} = c \cdot s_n;$$

$$A = \frac{D^2 \pi}{4};$$

$$nH = \frac{V_c}{1 - s_n};$$

$$\frac{S}{D^2 V_c^2} = c \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_n}{(1 - s_n)^2} = c \cdot \frac{s_n}{(1 - s_n)^2};$$

c = Konstante, die bei ähnlichen Schrauben nur abhängig vom Slip ist.

Mithin ist der Slip und demnach auch der Propellerwirkungsgrad durch den Belastungsgrad

$\frac{S}{D^2 V_c^2}$ festgelegt;

$$S = \frac{Z + W}{1 - t};$$

W, der Eigenwiderstand des Schleppers, ist gegenüber dem Trossenzuge Z bei den kleinen Geschwindigkeiten, für welche der obige Schlepper bestimmt war (5 km/Std.), verhältnismäßig klein. Die Sogziffer t ist in diesem Falle annähernd eine Konstante, also ist der Belastungsgrad im wesentlichen auch durch den Ausdruck $\frac{Z}{D^2 V_c^2}$ gekennzeichnet.

$$V_c = V_m (1 - w).$$

Die Nachstromziffer w ist in diesem Falle ebenfalls bei verschiedenen Geschwindigkeiten annähernd gleich groß, mithin ist auch der Belastungsgrad eine Funktion von $\frac{Z}{D^2 V_m^2}$ oder, statt V_m in m/sec.

V_s in km/Std. eingeführt, von $\frac{Z}{D^2 V_s^2}$, der Trossenzugkonstanten.

In allen Fällen, wo die Trossenzugkonstante $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$ denselben Wert hat, müssen daher die Slipverhältnisse und demzufolge auch die Propellerwirkungsgrade η_p gleich groß sein. Letztere stellen eigentlich das Verhältnis der nutzbaren Trossenzugpferdestärken $ZPS = \frac{Z \cdot V_m}{75}$, vermehrt

um die effektive Schleppleistung in PS zur Ueberwindung des Eigenwiderstandes W des Schleppers $EPS = \frac{W \cdot V_m}{75}$ zu dem abgebremsten Wellenpferdestärken WPS dar:

$$\eta_p = \frac{ZPS + EPS}{WPS}.$$

Da aber die EPS im Vergleich zu den ZPS in diesem Falle (geringe Schleppgeschwindigkeiten) nur sehr klein sind, so ist der sogenannte Propellerwirkungsgrad η_p auch durch das Verhältnis $\frac{ZPS}{WPS}$ genügend genau gekennzeichnet.

Gleicher Slip bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Tourenzahlen ist vorhanden, wenn $s_n = \frac{nH - V_c}{nH}$ konstant ist.

$$s_n = 1 - \frac{V_c}{nH};$$

$$\frac{nH}{V_c} = \frac{1}{1 - s_n}$$

$$H = c \cdot D; c = \text{Steigungsverhältnis};$$

$$n = \frac{n_s}{60};$$

n_s = Tourenzahl pro Minute;

$V_c = V_m (1 - w) = c \cdot V_s (1 - w) = c \cdot V_s$; c = Konstante, da die Nachstromziffer w bei verschiedenen Geschwindigkeiten annähernd gleich groß ist.

Z. Nr. 13/690.

Ermittlung der Verzichte 47,48 u. 49 des Schlepper-Modells 336

mit Propeller 0207

Abmessungen und Daten des Schleppers:

Länge = 1900 m 93-teile = 530 m

Tiefgang = 150 " Schraufendurchmesser 135 "

mittlere Schraufenzugung: 1620 m.

$\sigma/\rho = 12$; 3 Stügel; $\sigma/\rho/\rho = 0,872$; $\sigma/\rho/\rho = 0,755$

- Z = TROSSENZUG IN kg
- V_0 = SCHLEPPE-SCHWINDIGKEIT IN km/hStd.
- WPS = ABGEBREMBTE WELLENPFERDESTARKEN
- ZPS = EFFEKTIVE SCHLEPPERDESTARKE IN $\frac{kg \cdot m}{min} \cdot 20,4$
- H = PROPELLEPSTEIGUNG IN m
- D = DURCHMESSER IN m
- n_3 = TOURENZAHL PRO MIN

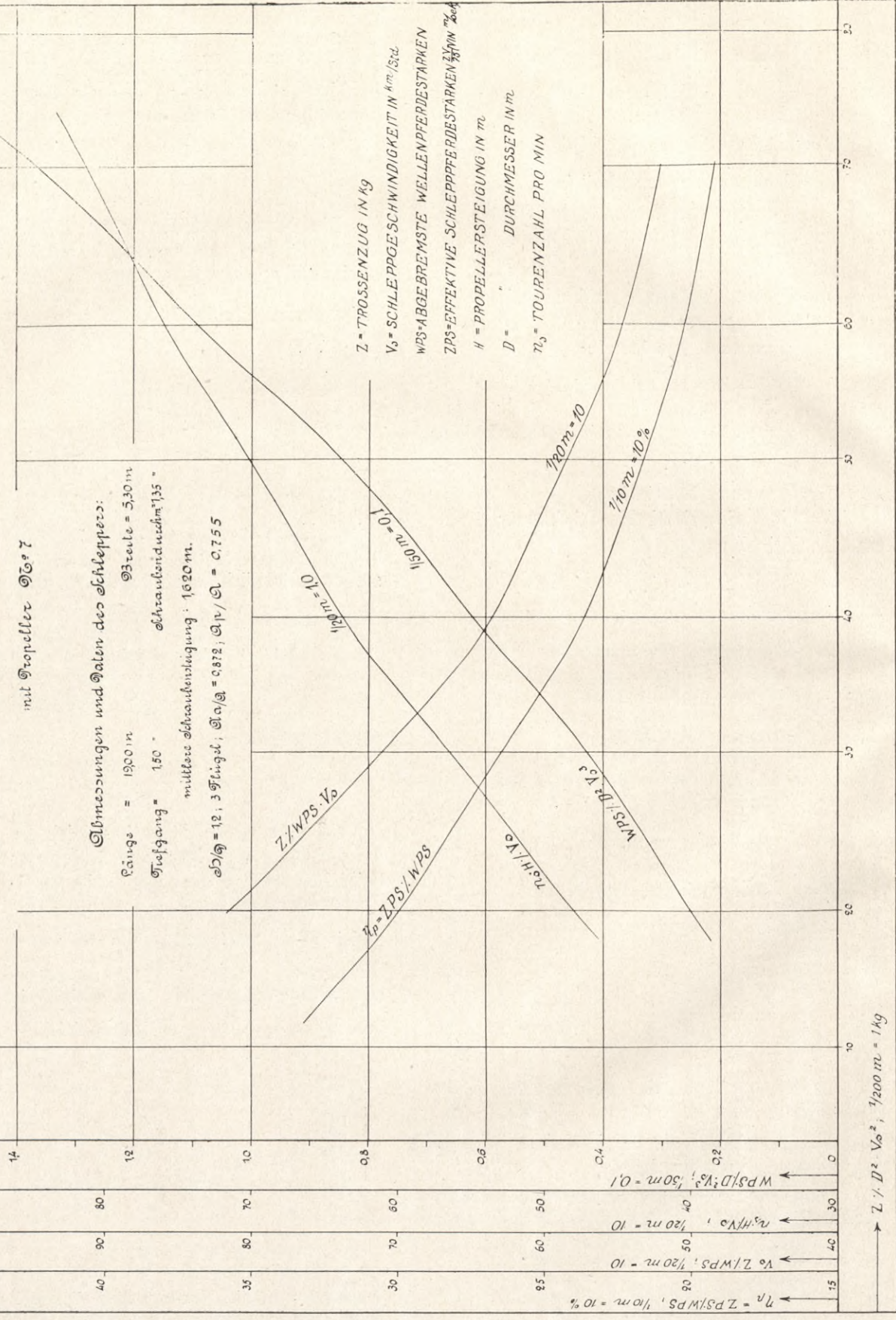


Abb. 15

V_s = Schleppgeschwindigkeit in km/Std.

Mithin ist der Slip auch genügend genau durch den Ausdruck $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$, die sogenannte Slip- oder Tourenzahlkonstante, gekennzeichnet.

Bei gleichem Slip liegen gleiche Wirkungsgrade und gleiche Belastungsgrade $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$ vor.

$$\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2} = c;$$

$$\frac{Z \cdot V_s}{D^2 \cdot V_s^3} = c;$$

$Z \cdot V_s$ = Funktion von WPS $\cdot \eta_p$;

η_p = Konstante;

mithin ist auch $\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$, die sogenannte Leistungskonstante, bei gleichem Slip bei ähnlichen Propellern gleich groß.

Da nach obigem

$$\frac{Z \cdot V_s}{D^2 \cdot V_s^3} = c, \text{ und}$$

$$\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3} = c,$$

so ist schließlich auch $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$, die sogenannte

Schleppwirkungsgradkonstante, d. h. das Verhältnis des nutzbaren Trossenzuges Z in kg pro abgebremste Wellenpferdestärke WPS, multipliziert mit der Schleppgeschwindigkeit in Kilometern, bei ähnlichen Propellern und gleichem Slip gleich groß.

Trägt man daher, wie dies in den Diagrammen Abb. 15 und 16 mit den Versuchsergebnissen der beiden obigen Schlepper (Ein- und Doppelschrauber) geschehen ist, die entsprechenden Tourenzahl-, Leistungs- und Schleppwirkungsgradkonstanten als Funktion der Trossenzug- oder Belastungskonstanten graphisch auf, so müssen die zu einer und derselben Ordinate gehörigen Werte derselben auch gleichen Propellerwirkungsgraden entsprechen, da sie bei gleichem Slip liegen.

Auf Grund der Diagramme, Abb. 15 und 16, ist es nun leicht möglich, für die untersuchten und alle genau ähnlichen Schlepper beliebiger Dimension und Maschinenstärke folgende Untersuchungen anzustellen.

Fall 1: Man lasse den Schlepper bei gleicher Schleppgeschwindigkeit V_s einen größeren als den beim Versuch eingehaltenen Trossenzug Z durch Erhöhung der Propellertouren ausüben, so ist die Trossenzugkonstante $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$ größer. Bestimmt man ihren betreffenden Wert auf der Abscissenachse, so liegen auf der Senkrechten

zu dieser die zugehörigen Werte von η_p , $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$, $\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$ und $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$.

Wie aus den Diagrammen zu ersehen, wird η_p kleiner, $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$ größer, daher auch n_s größer und schließlich $\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$ größer, daher WPS größer, schließlich $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$ kleiner, daher bei konstantem V_s ,

$\frac{Z}{WPS}$ kleiner. Die absoluten Werte von n_s und

WPS und $\frac{Z}{WPS}$ kann man sich aus den betreffenden Konstanten errechnen, also die Aufgabe lösen, mit wieviel Touren ein bestimmter Trossenzug bei einer bestimmten Geschwindigkeit zu erzeugen ist, wie groß die dabei erforderlichen WPS sind und welche Größe der sogenannte Schleppwirkungsgrad $\frac{Z}{WPS}$ hat.

Fall 2: Dasselbe Verfahren ist einzuschlagen, wenn es sich darum handelt, den gleichen Trossenzug bei einer anderen Schleppgeschwindigkeit zu erzeugen.

Fall 3: Soll ein und derselbe Lastzug (die gleichen Schleppkähne) mit verschiedenen Geschwindigkeiten geschleppt werden, so bleiben die Wirkungsgrade konstant, wenn die Trossenzüge genau quadratisch zunehmen (was im Kanal und in freiem unbeschränktem Wasser bei geringen Geschwindigkeitsänderungen annähernd

der Fall ist), da dann $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$ konstant ist. Die zugehörige Tourenzahl läßt sich aus der Tourenzahl-

konstante $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$, die erforderliche Maschinenlei-

stung aus der Leistungskonstante $\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$ und der

Schleppwirkungsgrad $\frac{Z}{WPS}$ aus der Schleppwir-

kungsgradkonstanten $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$, die bei demselben

$\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$ liegen, berechnen.

In diesem Falle (quadratische Zunahme von Z mit der Geschwindigkeit) würden also bei gleichen Propellerwirkungsgraden die Touren direkt proportional den Schleppgeschwindigkeiten und die erforderlichen Maschinenleistungen ihren dritten Potenzen direkt proportional sein.

Aus den Diagrammen lassen sich aber auch für jede andere als rein quadratische Zunahme von

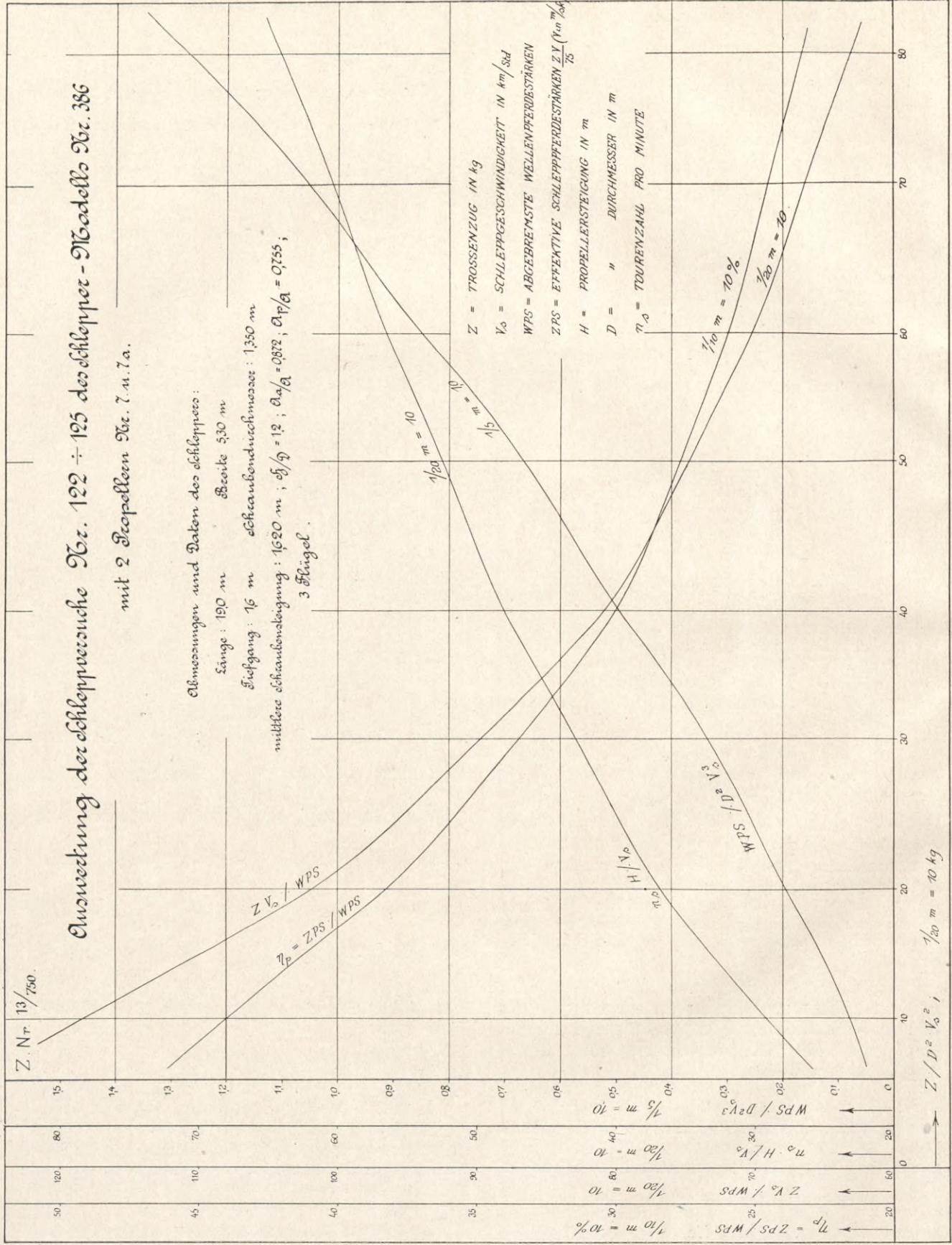
Z. Nr. 13/750.

Auswertung der Schleppeversuche Nr. 122 ÷ 125 des Schlepper-Modells Nr. 386

mit 2 Propellern Nr. 7 u. 7 a.

Abmessungen und Daten des Schleppers:

Länge: 190 m Breite: 530 m
 Tiefgang: 16 m schraubendrehmoment: 1350 m
 mittlere schraubendrehung: 1620 m ; $\sigma/\eta = 12$; $\sigma_0/\sigma = 0,872$; $\sigma_p/\sigma = 0,755$;
 3 Flügel.



Z = TROSSENZUG IN kg
 V_0 = SCHLEPPGESCHWINDIGKEIT IN km/Std
 WPS = ABGEBREIEMTE WELLENPFERDESTÄRKEN
 ZPS = EFFEKTIVE SCHLEPPERDESTERKEN $Z \cdot V$ (in $\frac{m^3}{s^3}$)
 H = PROPELLERTEIGUNG IN m
 D = " DURCHMESSER IN m
 η_p = TOURENZAHL PRO MINUTE

Abb. 16

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 386, Versuch Nr. 46 (Schlösser freiführend)

Auftrag: Kanalbauinspektion Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

Schleppversuch: Schiffmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Blatt ohne Ruder
 $\gamma = \text{spec. Gew. des Wasserwaers} = 10$, Temperatur d. Wasserwaers $\approx 9^\circ \text{Cels.}$, Reibungsw. für Modell $A_m = 0,19302$
Luft $\rho = 1,205$, $\mu = 9 \cdot 10^{-4}$, Schiff $A_s = 0,150388$

Nr. 386.

- 1. Länge des Schiffes: 700 mm
- 2. Breite: 210 mm
- 3. Höhe des Rumpfes in der Wasserlinie: 50 mm
- 4. Höhe des Rumpfes ohne Kiel am 0,1 l: 150 mm
- 5. Höhe des Rumpfes im Mittel: 215 mm
- 6. Displacement auf ebenen Boden: 118795 gm
- 7. benutzte Oberfläche in cm^2 : 136
- 8. vertauschtes Saugrohr. Anzahl: 3

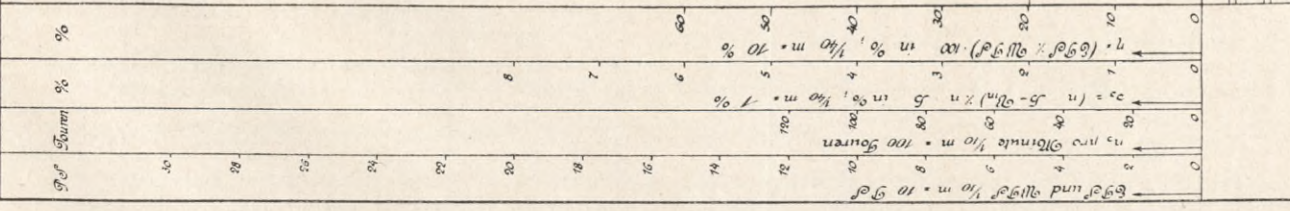
$\sigma = 0,360$, $\beta = 0,927$, $\varphi = 0,604$

Daten des Propellers: Anzahl

- 1. äußerer Durchmesser: 1350 mm
- 2. innerer Durchmesser: 270 mm
- 3. Stellung: 1630 mm
- 4. A_1 des Propellers: 1421 m^2
- 5. abgewinkeltes Flächenmaß: 1298 mm
- 6. projiziertes Flächenmaß: 1080 mm
- 7. Anzahl der Flügel: 3

Lage des Propellers und Propellerwellen:

- 1. Winkel des Propellers zur Schiffslängsachse: $3^\circ 3'$
- 2. Winkel der Propellerwellen zur Schiffslängsachse: $3^\circ 3'$
- 3. Winkel der Propellerwellen zur Propellerachse: 0°
- 4. Winkel der Propellerwellen zur Propellerachse: 0°
- 5. Winkel der Propellerwellen zur Propellerachse: mm



v_m : Modellgeschwindigkeit in $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, $v_m = 1/50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

v_s : Schiffgeschwindigkeit in $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$

v : absolute korrespondierende Schiffgeschwindigkeit v in $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$

Abb. 17

Z aus den betreffenden Konstantenwerten bei den zugehörigen Werten von $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$ die Tourenzahl, die Leistung sowie die Größen von $\frac{Z}{WPS}$ bestimmen.

Fall 4: Der Propeller soll durch einen genau ähnlichen von anderem Durchmesser ersetzt werden.

Schleppgeschwindigkeit gegeben. Man ermittle bei diesem η_p die Werte von $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$, $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$, $\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$ und $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$ und kann nun die gesuchten Größen von D, n_s , WPS und $\frac{Z}{WPS}$ errechnen.

Fall 6: Es sei der sogenannte Schlepp-

Modell-Propeller Nr. 30

- Daten des Propellers*
 Anzahl d. Flügel . . . 3
 Auß. Durchm. . . 1000 mm
 Naben- " . . . 167 "
 Steigung 1000 "
 Disk-Areal 0,785 qm
 Abgew. Flügel-Areal 0,287 "
 Projekt. Flügel-Areal 0,236 "
 Neig. d. Erzeug. 1:8

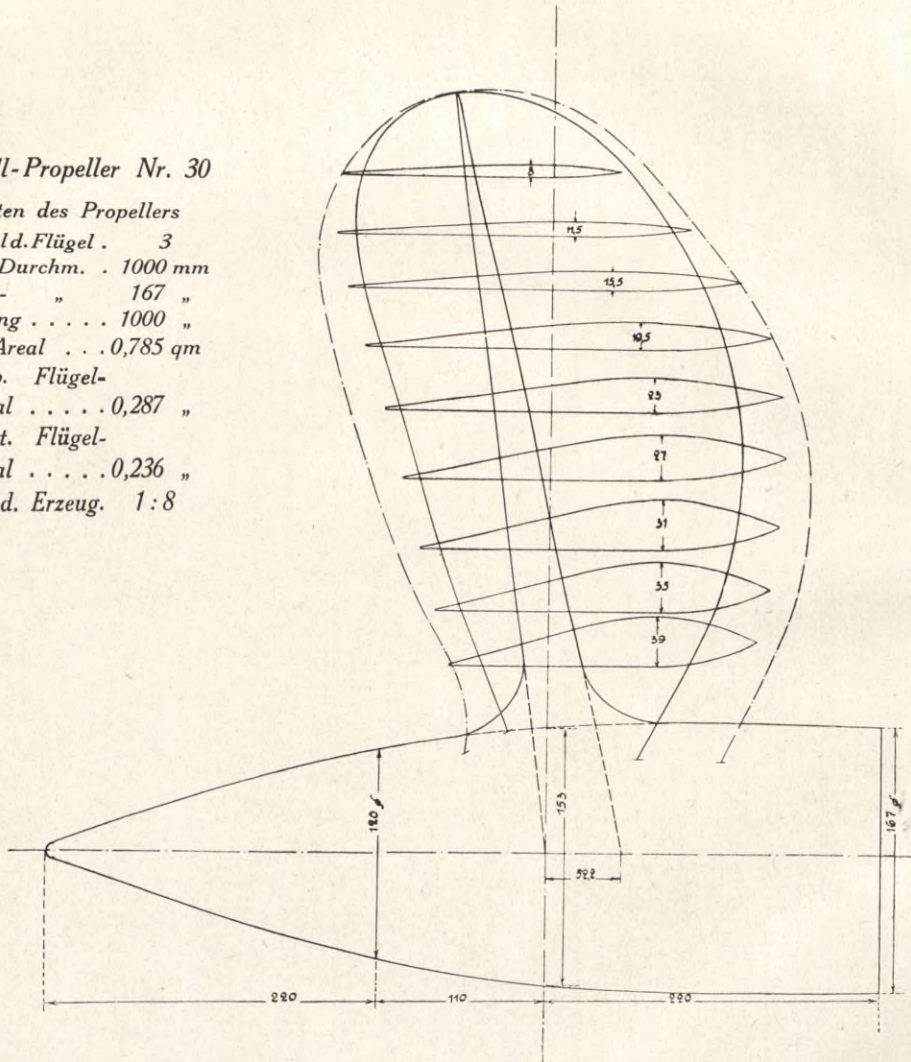


Abb. 18

Für diesen sind für die gleichen Trossenzüge und gleichen Schleppgeschwindigkeiten die Wirkungsgrade, die Tourenzahlen, die erforderliche Maschinenleistung und $\frac{Z}{WPS}$ zu ermitteln.

Man errechne $\frac{Z}{D_1^2 \cdot V_s^3}$, so sind durch die Diagramme die über diesem Wert liegenden Werte von η_p , $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$, $\frac{WPS}{D_1^2 \cdot V_s^3}$ und $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$ bestimmt.

Fall 5: Der Propellerwirkungsgrad η_p sei für einen bestimmten Trossenzug und eine bestimmte

wirkungsgrad für eine bestimmte Schleppgeschwindigkeit V_s gegeben. Man errechne $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$, entnehme für diesen Wert aus den Diagrammen η_p , $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$, $\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$ und $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$ und kann daraus den erforderlichen Propellerdurchmesser D, die Leistung WPS und die Tourenzahl n_s ermitteln.

Die Versuche für freifahrende, d. h. ohne Trossenzüge belastete Schlepper, die für diese Fahrzeuge von untergeordneter Bedeutung sind, werden in derselben Weise wie im Abschnitt B

ausgeführt. Die Diagramme der Versuchsergebnisse für den Fall des Einschraubenschleppers sind in Abb. 17 aufgetragen.

Zahlenbeispiel zu Fall 1:

Trossenzug $Z = 2000 \text{ kg}$;

Schleppgeschwindigkeit $V_s = 5 \text{ km/Std.}$;

Das Propellermodell sei durchweg genau ähnlich dem untersuchten, d. h. mit diesem von gleicher Flügelzahl, gleichem Steigungs- und Flächenverhältnis.

Der Schraubendurchmesser sei aus konstruktiven Gründen auf $D = 1,40 \text{ m}$ beschränkt. Die Steigung H ist daher (bei $H/D = 1,2$) $H = 1,2 \cdot 1,40 = 1,68 \text{ m}$;

$$\text{Belastungsgrad } \frac{Z}{D^2 V_s^2} = \frac{2000}{1,4^2 \cdot 5^2} = 40,8.$$

Hierfür ergeben die Diagramme Abb. 15 für den untersuchten Einschraubenschlepper:

$$\eta_p = 0,234;$$

$$\frac{n_s \cdot H}{V_s} = 64,4;$$

$$\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3} = 0,645;$$

$$\frac{Z}{WPS} \cdot V_s = 62,9.$$

Mithin ist die Tourenzahl

$$n_s = \frac{64,4 \cdot V_s}{H} = 64,4 \cdot \frac{5}{1,68} = 191,5 \text{ Min.};$$

die abgebremste Wellenstärke

$$WPS = 0,645 \cdot D^2 \cdot V_s^3 = 0,645 \cdot 1,4^2 \cdot 5^3 = 158;$$

und der sogenannte Schleppwirkungsgrad

$$Z/WPS = \frac{62,9}{5} = \frac{62,9}{5} = 12,58 \text{ kg/PS.}$$

Für einen Doppelschraubenschlepper mit Propellern von gleichem Modell und gleichem Durchmesser ergeben die Diagramme Abb. 16 für den gleichen Belastungsgrad von $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2} = 40,8$;

$$\eta_p = 0,298;$$

$$\frac{n_s \cdot H}{V_s} = 48,4;$$

$$\frac{WPS}{D^2 V_s^3} = 0,51;$$

$$\frac{Z}{WPS} \cdot V_s = 80,3.$$

Mithin ist die Tourenzahl $n_s = 48,4 \cdot \frac{V_s}{H} = 48,4$

$$\cdot \frac{5}{1,68} = 144,1 \text{ Min.},$$

die abgebremste Wellenpferdestärke

$$WPS = 0,51 \cdot D^2 \cdot V_s^3 = 0,51 \cdot 1,4^2 \cdot 5^3 = 251;$$

und der sogenannte Schleppwirkungsgrad

$$\frac{Z}{WPS} = \frac{80,3}{V_s} = \frac{80,3}{5} = 16,06 \text{ kg/PS.}$$

Zahlenbeispiel zu Fall 2:

Es sei wie vorhin:

$Z = 2000 \text{ kg}$;

$D = 1,40 \text{ m}$;

aber $V_s = 6 \text{ km/Stde.}$, so ergeben die Diagramme Abb. 15 für den Einschraubenschlepper bei dem vorliegenden Belastungsgrad von

$$\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2} = \frac{2000}{1,4^2 \cdot 6^2} = 28,3.$$

$$\eta_p = 0,269;$$

$$\frac{n_s \cdot H}{V_s} = 55,1;$$

$$\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3} = 0,392;$$

$$\frac{Z}{WPS} \cdot V_s = 72,6.$$

$$\text{Mithin ist } n_s = 55,1 \cdot \frac{V_s}{H} = 55,1 \cdot \frac{6}{1,68} = 196/\text{Min.};$$

$$WPS = 0,392 \cdot D^2 \cdot V_s^3 = 0,392 \cdot 1,4^2 \cdot 6^3 = 165;$$

$$Z/WPS = \frac{72,6}{V_s} = \frac{72,6}{6} = 12,10 \text{ kg/PS.}$$

Eine ähnliche Untersuchung kann für einen Doppelschraubenschlepper auf Grund der Versuchsdiagramme Abb. 16 ausgeführt werden.

Zahlenbeispiel zu Fall 3:

Es seien wie ad 2:

$D = 1,40 \text{ m}$;

$Z = 2000 \text{ kg}$ bei $V_s = 6 \text{ km/Std.}$

Es sollen die Verhältnisse für die Schleppgeschwindigkeiten von 7 und 8 km/Std. ermittelt werden.

Die Zugkraft Z nehme genau quadratisch mit der Schleppgeschwindigkeit V_s zu, so ist $\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^2}$ konstant wie vorhin = 28,3.

Daher haben auch die durch die Diagramme Abb. 15 angegebenen Werte von η_p , $\frac{n_s \cdot H}{V_s}$, $\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$ und $\frac{Z}{WPS} \cdot V_s$ für alle Geschwindigkeiten dieselbe oben angegebene Größe. Die Rechnungsergebnisse für die verschiedenen verlangten

Schleppgeschwindigkeiten sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

η_p	$\frac{n_s \cdot H}{V_s}$	$\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3}$	$\frac{Z \cdot V_s}{WPS}$	V_s	n_s	WPS	Z/WPS
0,269	55,1	0,392	72,60	6	196	165	12,10
				7	229	262	10,36
				8	261	392	9,08

Zahlenbeispiel zu Fall 4:

Es seien $Z = 2000$ kg wie ad 1;

$V_s = 5$ km/Std.;

aber der statthafte Propellerdurchmesser $D = 1,5$ m. Die Propellersteigung H ist demnach im vorliegenden Falle (bei $H/D = 1,2$), $H = 1,2 \cdot 1,5 = 1,80$ m;

$$\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^3} = \frac{2000}{1,5^2 \cdot 5^3} = 35,6.$$

Hierfür ergeben die Diagramme Abb. 15:

$$\eta_p = 0,246;$$

$$\frac{n_s \cdot H}{V_s} = 60,7;$$

$$\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3} = 0,535;$$

$$\frac{Z}{WPS} \cdot V_s = 66,4.$$

Mithin:

$$n_s = 60,7 \cdot \frac{V}{H} = 60,7 \cdot \frac{5}{1,8} = 168/\text{Min.};$$

$$WPS = 0,535 \cdot D^2 \cdot V_s^3 = 0,535 \cdot 1,5^2 \cdot 5^3 = 151;$$

$$Z/WPS = \frac{66,4}{V_s} = \frac{66,4}{5} = 13,28 \text{ kg/PS.}$$

Zahlenbeispiel zu Fall 5:

Es seien wieder wie ad 1:

$Z = 2000$ kg;

$V_s = 5$ km/Std.;

außerdem aber noch ein Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,26$ verlangt.

Hierfür ergeben die Diagramme Abb. 15 für den Einschraubenschlepper:

$$\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^3} = 31,2;$$

$$\frac{n_s \cdot H}{V_s} = 57,3;$$

$$\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3} = 0,445;$$

$$\frac{Z}{WPS} = 70,2;$$

Mithin

$$D = \sqrt{\frac{Z}{31,2} \cdot \frac{1}{V_s}} = \sqrt{\frac{2000}{31,2} \cdot \frac{1}{5}} = 1,6 \text{ m};$$

Steigung $H = 1,2 \cdot 1,6 \text{ m} = 1,92 \text{ m};$

$$n_s = 57,3 \cdot \frac{V_s}{H} = 57,3 \cdot \frac{5}{1,92} = 149/\text{Min.};$$

$$WPS = 0,445 \cdot D^2 \cdot V_s^3 = 0,445 \cdot 2,6^2 \cdot 5^3 = 142;$$

$$\frac{Z}{WPS} = \frac{70,2}{V_s} = \frac{70,2}{5} = 14,04 \text{ kg/PS.}$$

Zahlenbeispiel zu Fall 6:

Es seien wieder wie ad 1:

$Z = 2000$ kg;

$V_s = 5$ km/Std.;

verlangt ein sogenannter Schleppwirkungsgrad

$$\frac{Z}{WPS} = 13,5 \text{ kg/PS.}$$

Demnach ist der Wert von

$$\frac{Z}{WPS} \cdot V_s = 13,5 \cdot V_s = 13,5 \cdot 5 = 67,5.$$

Hierfür ergeben die Diagramme Abb. 14:

$$\eta_p = 0,251;$$

$$\frac{Z}{D^2 \cdot V_s^3} = 34,3;$$

$$\frac{n_s \cdot H}{V_s} = 59,7;$$

$$\frac{WPS}{D^2 \cdot V_s^3} = 0,507.$$

Mithin

$$D = \sqrt{\frac{Z}{34,3} \cdot \frac{1}{V_s}} = \sqrt{\frac{2000}{34,3} \cdot \frac{1}{5}} = 1,53;$$

$$H = 1,2 \cdot D = 1,2 \cdot 1,53 = 1,836 \text{ m};$$

$$n_s = 59,7 \cdot \frac{V_s}{H} = 59,7 \cdot \frac{5}{1,836} = 163/\text{Min.};$$

$$WPS = 0,507 \cdot D^2 \cdot V_s^3 = 0,507 \cdot 1,53^2 \cdot 5^3 = 148.$$

Zusammenstellung der Rechnungsergebnisse für die oben untersuchten Schlepper bei 2000 kg Trossenzug und 5 km Schleppgeschwindigkeit/Std.

Anzahl der Schrauben	D	H	n_s pro Minute	WPS	η_p	Z/WPS in kg/PS
	in Metern					
1	1,40	1,68	191,5	158	0,234	12,58
2	1,40	1,68	144	125	0,298	16,06
1	1,50	1,80	168	151	0,246	13,28
1	1,60	1,92	149	142	0,260	14,04
1	1,53	1,836	163	148	0,251	13,50

Wie aus obiger Tabelle zu ersehen, ist in diesem besonderen Falle eine Ueberlegenheit des Doppelschraubenschleppers gegenüber dem mit nur einer Schraube von gleichem Durchmesser (1,40 m) ausgerüsteten von etwa 21 % festgestellt worden. Ferner haben sich die Schlepper mit den

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

Abteilung Schiffbau.

Propeller-Modell Nr. 30 Versuch Nr. 37
Auftrag: Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

Versuche mit freistühendem Modell-Propeller.

Umlauf konstant. 75 / sec.

S. Nr.

Daten des Modell-Propellers. Nr. 30

- D. äußerer Durchmesser = 1
- d. Huber Durchmesser = 0,186
- L_0 nominelle Steigung (Hub) = 10
- f. Pitch-Frad = 0,2854
- L_1 abgemessenes Flügel-Hrad = 0,2840
- L_2 prognostiziertes Flügel-Hrad = 0,2857
- S. Anzahl der Flügel = 3

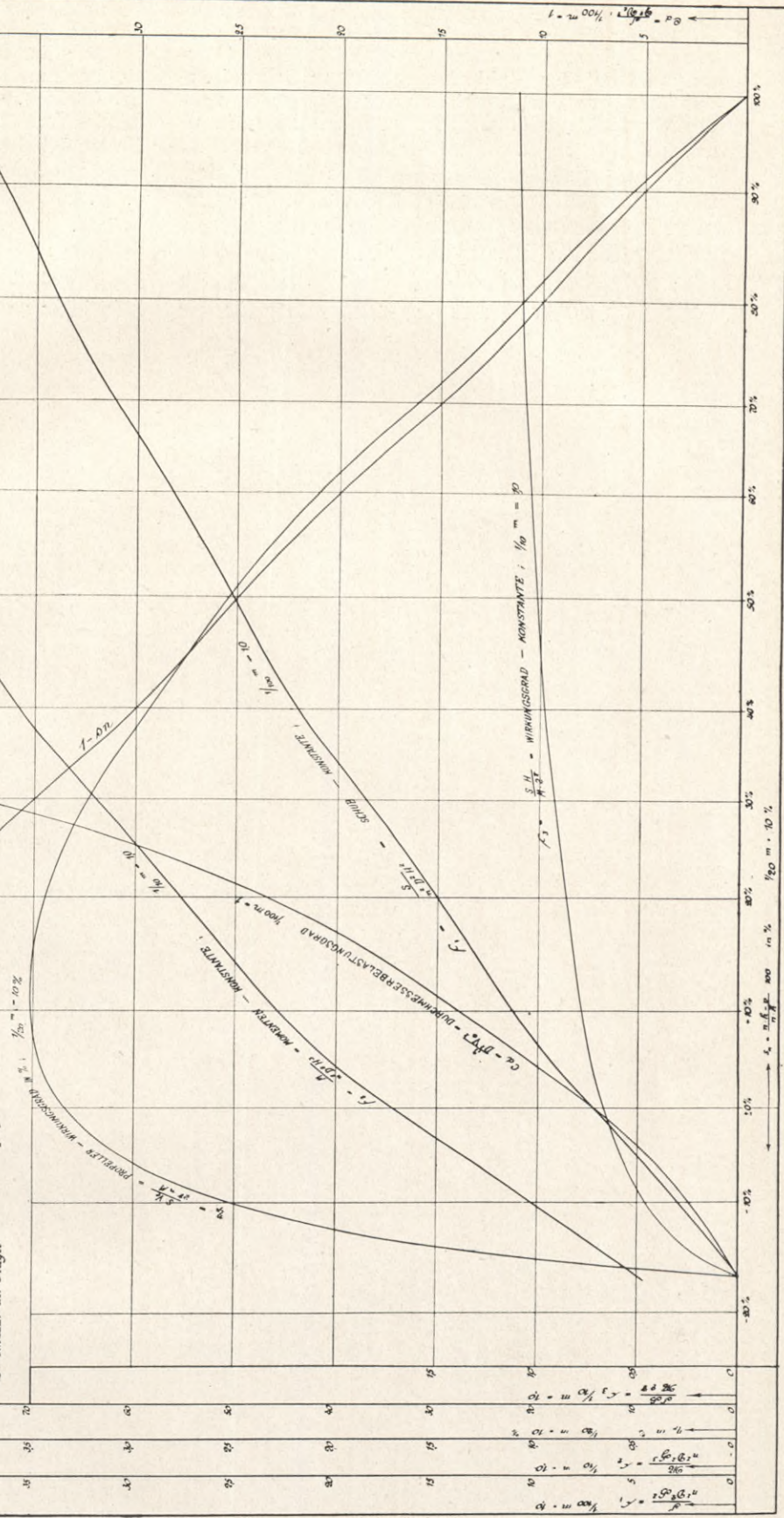
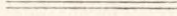


Abb. 19

größeren Durchmessern von 1,5 und 1,6 m als die besseren erwiesen, und zwar beträgt der Vorteil im ersten Falle 4,5 %, im anderen 10,2 %, verglichen mit der Schraube von nur 1,4 m ϕ . Allerdings ist mit der Wahl eines größeren Schraubendurchmessers der Nachteil einer geringeren Umdrehungszahl verbunden, wodurch das Maschinengewicht vergrößert und der Baupreis verteuert wird. In noch höherem Maße würde dies bei dem Doppelschraubenschlepper eintreten, so daß ein guter Propellerwirkungsgrad allein noch nicht ohne weiteres für die Zweckmäßigkeit des ganzen Projekts maßgebend sein dürfte. In einem bestimmten Falle muß daher immer ein Kompromiß für die

Konstruktion zur Erreichung eines möglichst guten Propellerwirkungsgrades bei billigster Bauausführung geschlossen werden.

Die in obiger Weise ermittelten Versuchsdiagramme liefern nun dem Konstrukteur die Grundlagen, um diesen Kompromiß mit Sicherheit durchführen zu können. Allerdings beziehen sich die zunächst angegebenen Ergebnisse nur auf dreiflügelige Schrauben von ganz bestimmtem Modell, d. h. bestimmtem Steigungs- und Flächenverhältnis. Weitere Versuchsergebnisse dieser Art für Propeller mit gesehmäßig voneinander abgeleiteten Konstruktionsverhältnissen sollen später veröffentlicht werden.



D. Methode der Untersuchung zur Bestimmung des reinen Propellerwirkungsgrades auf Grund von Fahrtversuchen mit Propellermodell allein, d. h. ohne Schiffsmodell.

Der reine Wirkungsgrad eines freifahrenden, d. h. ohne Schiff arbeitenden Propellers ist gleich dem Verhältnis der geleisteten nutzbaren Schubarbeit zu der aufgewandten Dreharbeit.

$$\eta_p = \frac{S \cdot V_e}{2 \pi n M};$$

S = Propellerschub in kg;

V_e = Fahrtgeschwindigkeit in m/sec beim Schleppen des Propellers ohne Schiff = nomineller Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller beim Arbeiten hinter dem Schiff = Schiffsgeschwindigkeit vermindert den um Nachstrom.

$S \cdot V_e$ = nutzbare Schubarbeit in mkg;

n = Tourenzahl pro Sekunde;

M = Drehmoment in m/kg;

$2 \pi n M$ = aufgewandte Dreharbeit in mkg;

Die Modellpropeller werden in der Regel mit konstanter Tourenzahl bei verschiedenen Fahrtgeschwindigkeiten frei ohne Schiffsmodell untersucht. Durch Messung von Schub, Drehmoment und Tourenzahl ergibt sich der betreffende Wirkungsgrad für das jedesmalige Slipverhältnis. Die Werte von Propellerschub, Drehmoment und Wirkungsgrad eines in Abb. 18 dargestellten Propellers sind in den Versuchsdiagrammen Abb. 19 durch drei Kurven der Konstanten c_1, c_2, c_3 gegeben, deren Ableitung folgendermaßen vorgenommen worden ist:

Der Propellerschub ist nach fast allen Propellertheorien in kg

$$S = c_1 \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot n H (n H - V_e);$$

γ = spezifisches Gewicht des Wassers = 1000;
 g = Erdbeschleunigung = 9,81;

$A = \frac{D^2 \pi}{4}$ = Schraubendiskfläche in m²;

n = Tourenzahl/Sek.;

H = Konstruktionssteigung des Propellers in m
 m = mathematische Steigung der Propellerdruckseite;

V_e = Fahrtgeschwindigkeit in m/sec;

c_1 = Konstante, die bei allen ähnlichen Propellern für gleiches Slipverhältnis gleich groß, nur abhängig von Flügelform, Flügelquerschnitt, Flügelzahl, Steigungs- und Flächenverhältnis ist.

Unter der Bezeichnung $\frac{nH - V_e}{nH} = s_n$ versteht man den nominellen Slip eines freifahrenden Propellers im Gegensatz zu dem wirklichen oder wirksamen $s_w = \frac{n \cdot H_w - V_e}{n H_w}$, der in der Regel einen größeren Betrag als der nominelle hat, da die wirksame Steigung des Propellerflügels H_w infolge der Krümmung der Rückseite größer als die nominelle H , d. h. die mathematische Steigung der Propellerdruckseite ist. Von beiden ist noch der sogenannte scheinbare Slip $s_s = \frac{nH - V_m}{nH}$

(V_m = Schiffsgeschwindigkeit in m/sec) zu unterscheiden, der den prozentualen Fortschritt des Propellers gegenüber der Schiffsgeschwindigkeit ohne Berücksichtigung des Nachstromes ausdrückt. Der nominelle Slip steht mit dem scheinbaren in folgender Beziehung:

$$s_n = \frac{nH - V_e}{nH};$$

$$V_e = V_m (1 - w);$$

w = Nachstromziffer;

$$s_n = \frac{nH - V_m}{nH} + \frac{w V_m}{nH};$$

$$s_n = s_s + \frac{w V_m}{nH}.$$

Setzt man in die Propellerschubgleichung $(nH - V_e) = s_n \cdot nH$ ein, so erhält man

$$S = c_1 \cdot \frac{\gamma}{g} D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s_n n^2 H^2;$$

$$\frac{S}{D^2 \cdot H^2 n^2} = \left(c_1 \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s_n \right) = c_1.$$

Die Schubkonstante c_1 ist also nur abhängig vom Slip s_n und als seine Funktion in den Diagrammen eingetragen. Ein gleiches ist mit der Momentenkonstante c_2 geschehen

$$M = S \cdot \frac{H}{2 \pi};$$

$\frac{M}{D^2 \cdot H^3 n^2} = \left(c_2 \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{1}{8} s_n \right) = \text{Konstante } c_2$, die ebenfalls bei ähnlichen Propellern nur vom Slip abhängig ist.

Propellerwirkungsgrad

$$\eta_p = \frac{S \cdot V_e}{2\pi \cdot n \cdot M}$$

$$S = c_1 \cdot D^2 \cdot H^2 \cdot n^2;$$

$$M = c_2 \cdot D^2 \cdot H^3 \cdot n^2;$$

$$V_e = H \cdot n (1 - s_n);$$

$$\eta_p = \frac{c_1}{c_2} \cdot \frac{1 - s_n}{2\pi} = \left(\frac{c_1}{c_2 \cdot 2\pi} \right) \cdot (1 - s_n) = c_3 (1 - s_n);$$

c_3 = Wirkungsgradkonstante, die mit $(1 - s_n)$ multipliziert werden muß, um den jedesmaligen Wirkungsgrad selbst zu ergeben.

Die Versuchsergebnisse, nämlich die Schubkonstante $c_1 = \frac{S}{D^2 H^2 n^2}$, die Momentenkonstante

$c_2 = \frac{M}{D^2 H^3 n^2}$ und der Propellerwirkungsgrad

$\eta_p = \frac{S \cdot V_e}{2\pi n M}$ werden, wie dies aus den Diagrammen der Abb. 19 zu ersehen, in Kurven als Funktion des nominellen Slips graphisch ausgetragen.

Kennt man das Slipverhältnis, bei dem ein dem untersuchten Modellpropeller genau ähnlicher Schiffspropeller beliebiger Dimensionen arbeitet, so ist sein Wirkungsgrad η_p aus den Diagrammen ohne weiteres zu entnehmen. Der nutzbare Propellerschub in kg ergibt sich aus den Konstanten c_1 bei dem betreffenden Slip zu

$$S = c_1 \cdot D^2 \cdot H^2 \cdot n^2.$$

Das erforderliche Drehmoment in m/kg aus der Konstanten c_2 zu

$$M = c_2 \cdot D^2 \cdot H^3 \cdot n^2.$$

Die Fortschrittsgeschwindigkeit des Propellers in m/sec:

$$V_e = nH(1 - s_n)$$

Nutzbare Propellerschubpferdestärken:

$$SPS = \frac{S \cdot V_e}{75}$$

Abgebremste Wellenpferdestärken:

$$WPS = \frac{2\pi n M}{75}$$

Der Propellerwirkungsgrad muß wieder sein

$$\eta_p = \frac{SPS}{WPS}$$

Anwendung der Propellerversuchdiagramme nach Art der Abbildung 19 bei einem vorliegenden Projekt.

Gegeben: Kurve der effektiven Schlepppferdestärken (EPS) eines Zweischrauben-Motorbootes für verschiedene Geschwindigkeiten und Propellermodell nach Abb. 18 mit zugehörigem Versuchdiagramm Abb. 19.

Verlangt: Bestimmte Geschwindigkeit V_s in Knoten.

Gesucht: Erforderliche Maschinenleistung bei dieser Geschwindigkeit und zugehörige Tourenzahl.

Man entnehme der Schleppversuchskurve des Schiffes die effektiven Schlepppferdestärken EPS bei der Geschwindigkeit V_s .

Der erforderliche Propellerschub pro Propeller beträgt

$$S = \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{1 - t} \text{ in kg};$$

W = Schleppwiderstand des Schiffes bei der Geschwindigkeit V_s ;

$$W = \frac{EPS \cdot 75}{V_m} \text{ in kg};$$

V_m = Geschwindigkeit in m/sec;

t = Sogziffer = $\frac{S - W}{S}$ = Vermehrung des Schiffswiderstandes durch den Propellersog im Verhältnis zum Propellerhub.

$$S = \frac{\frac{1}{2} EPS \cdot 75}{V_m (1 - t)}$$

$$\text{Schubkonstante } c_1 = \frac{S}{n^2 H^2 D^2}$$

$$\frac{nH - V_e}{nH} = s_n = \text{nomineller Slip};$$

V_e = nominelle Zuflußgeschwindigkeit des Wassers hinter dem Schiff in den Propeller in m/sec = Schiffsgeschwindigkeit V_m in m/sec, vermindert um den Nachstrom.

$$V_e = V_m (1 - w);$$

w = Nachstromziffer;

$$1 - s_n = \frac{V_e}{nH}; \quad nH = \frac{V_e}{1 - s_n};$$

$$c_1 = \frac{S (1 - s_n)^2}{D^2 \cdot V_e^2};$$

$$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2} = \frac{c_1}{(1 - s_n)^2}$$

Man ermittle aus der Schubkonstantenkurve c_1 des Diagrammes die verschiedenen Werte von

$\frac{c_1}{(1 - s_n)^2} = C_d$ für alle Slipverhältnisse und frage

diese wie dies in Abb. 19 geschehen ist als Funktion der letzteren graphisch auf, errechne unter Annahme verschiedener statt-

hafter Propellerdurchmesser die Größen von

$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2}$ und bestimme auf der C_d -Kurve jene

Punkte, die den verschiedenen Werten von

$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2}$ entsprechen, so sind durch die in diesen

Punkten errichteten Senkrechten die zugehörigen Wirkungsgrade η_p und Slips s_n , unter denen die

betreffenden Propeller arbeiten, eindeutig festgelegt.

Die Propellerschubpferdestärken pro Propeller betragen dann $SPS = \frac{S \cdot V_e}{75}$.

Die abgebremste Wellenpferdestärken WPS $= \frac{SPS}{\eta_p}$.
Die Tourenzahlen der Maschine $n = \frac{V_e}{H(1 - s_n)}$ pro Sekunde.

Zahlenbeispiel: Gegeben effektive Schlepppferdestärken eines Zweischrauben-Motorbootes für 27 kn Geschwindigkeit, EPS = 3360 und Propellermodell ohne absolute Dimensionen nach Zeichnung Abb. 18 von $H/D = 1,0$ Steigungsverhältnis und $\frac{A_p}{A} = 0,30 =$ Verhältnis des projizierten Flügelareals zur Diskfläche.

$$S = \frac{1}{2} \cdot \text{EPS} \cdot 75$$

$$V_m = 27 \cdot 0,5144 = 13,88 \text{ m/sec;}$$

$t = 0,08$ (nach ähnlichen Schleppversuchen zu wählen).

Beim eingehender ausgeführten Versuch wird t experimentell ermittelt durch Messen des Schiffmodellwiderstandes ohne Schrauben (W) sowie des Propellerschubes (S) beim Arbeiten der Schrauben bei korrespondierenden Tourenzahlen.

$$S(1-t) = W;$$

$$S = \frac{W}{1-t};$$

$$S = \frac{3360 \cdot 75}{2 \cdot 13,88 \cdot 0,92} = 9880 \text{ kg.}$$

Hierzu muß noch ein Zuschlag gemacht werden für alle Faktoren, die beim Modellversuch zur Bestimmung der effektiven Schlepppferdestärken EPS nicht berücksichtigt worden sind, und zwar für zusätzliches Deplacement der Außenhaut zirka 1,5%, ferner für zusätzlichen Luftwiderstand der Aufbauten sowie der Takelage zirka 2,5%, zusammen 4,0%, so daß sich der Schub pro Propeller S in diesem Falle zu $9880 \cdot 1,04 = 10270$ kg ergibt.

Die Zuflußgeschwindigkeit des Wassers hinter dem Schiff in den Propeller ist gleich:

$$V_e = V_m(1 - w);$$

$w = 0,04$ (nach ähnlichen Schleppversuchen zu wählen).

Beim eingehender ausgeführten Versuch wird w ebenfalls experimentell, und zwar in folgender Weise ermittelt.

Man fährt zunächst die Propeller für sich allein, ohne Schiffmodell und bestimmt für verschiedene Slips die Schübe und Drehmomente. Wenn man nun die Propeller bei den korrespondierenden Tourenzahlen hinter dem Schiffmodell untersucht, so findet man, daß sie dieselben Schübe bei anderen (scheinbaren) Slips abgeben. Da nun der scheinbare Slip s_s mit dem nominellen

s_n , wie oben ausgeführt, in der Beziehung steht,

$$s_n = s_s + w \cdot \frac{V_m}{nH},$$

so kann man aus der Differenz des nominellen und scheinbaren Slips bei gleicher Fahrtgeschwindigkeit und gleicher Tourenzahl, die Größe der Nachstromziffer w er rechnen, und zwar ist

$$w = \frac{nH}{V_m} \cdot (s_n - s_s).$$

Wie daraus zu ersehen, ist die so ermittelte Nachstromgeschwindigkeit des Wassers hinter dem Schiffe V_e (gekennzeichnet durch die Größe der Nachstromziffer $w = V_m(1 - w)$, nur ein Begriff der durch seine Wirkung auf den Propeller charakterisiert wird. In Wirklichkeit wird die Größe des Nachstromes in jedem Punkte der Propellerdiskfläche verschieden sein. Den Konstrukteur dürfte aber für die Anpassung eines gewählten Propellers an das Schiff in erster Linie nur die Wirkung des Nachstromes auf den arbeitenden Propeller interessieren, und diese ist durch Einführung der Nachstromziffer w genügend genau definiert.

$$V_e = 13,88 \cdot 0,96 = 13,32 \text{ m/sec.}$$

Es sei nun aus konstruktiven Gründen ein Propellerdurchmesser $D = 1,60$ m angenommen, so ist im vorliegenden Falle der Belastungsgrad:

$$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2} = \frac{10270}{1,6^2 \cdot 13,32^2} = 22,63 = C_d;$$

dieser Wert von C_d wird bei $s_n = 19,5\%$ erreicht. Hierbei ist $\eta_p = 0,695$;

$$n = \frac{V_e}{H(1 - s_n)};$$

Die Steigung des Propellers H ist bei dem betreffenden Modell bei $H/D = 1,0$ ebenfalls gleich 1,60 m, mithin

$$n = \frac{13,32}{1,6 \cdot 0,805} = 10,35/\text{Sek.} = 621/\text{Min.}$$

Propellerschubpferdestärken pro Propeller:

$$SPS = \frac{S \cdot V_e}{75} = \frac{10270 \cdot 13,32}{75} = 1823;$$

Abgebremste Wellenpferde pro Propeller:

$$WPS = \frac{SPS}{\eta_p} = \frac{1823}{0,695} = 2625,$$

folglich Leistung für beide Propeller

$$2 \cdot 2625 = 5250 \text{ WPS;}$$

Hierzu muß wieder noch ein Zuschlag gemacht werden für weitere Faktoren, die beim Modellversuch nicht berücksichtigt worden sind, und zwar für Lauf- und Drucklagerreibung der Wellen bis zur Maschine zirka 2%, Erfahrungsübertragungskoeffizient zwecks Berücksichtigung der ungleichen Sog- und Nachstromverhältnisse zwischen Modell und Schiff zirka 3%, zusammen 5%, so daß sich die der Konstruktion zugrunde zu legende Maschinenleistung zu $5250 \cdot 1,05 = 5515$ WPS ergibt; dem entsprechend erhöht sich die Tourenzahl der Propeller von 621/Min. auf ungefähr

$$621 \cdot \sqrt{1,05} = 637/\text{Min.}$$

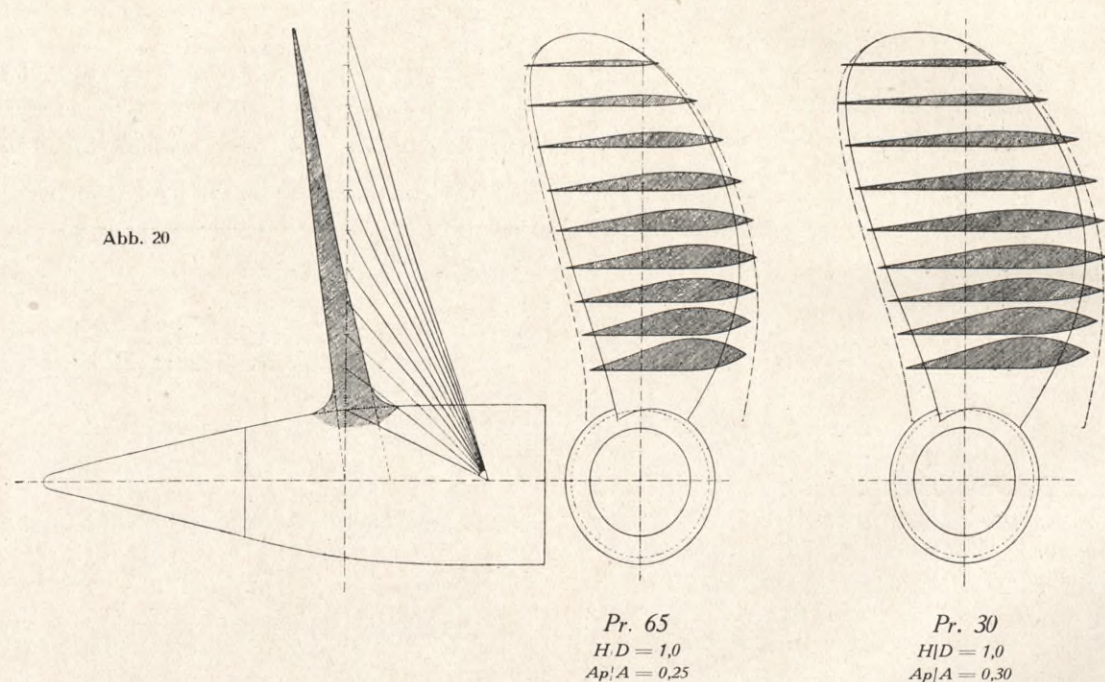
E. Systematische Propellerversuche mit gesezmäßig voneinander abgeleiteten Propellern verschiedener Konstruktionsverhältnisse.

Systematische Propellerversuche haben den Zweck, dem Konstrukteur die Unterlage zu liefern, aus einer Reihe gesezmäßig voneinander abgeleiteter Modellpropeller verschiedener Konstruktions-

Die Erzeugende der Flügeldruckseite war gradlinig und unter $\frac{1}{8}$ nach hinten geneigt.

Das Flächenverhältnis A_p/A (projiziertes Flügelareal zur Diskfläche) betrug bei den fünf ver-

Versuchsserie A.: Dickenverhältnis $\frac{\delta_i}{D} = 5,22\%$; — Steigungsverhältnisse H/D



verhältnisse denjenigen mit einiger Sicherheit bestimmen zu können, der für den betreffenden Konstruktionsfall der geeignetste sein wird.

Die Zeichnungen der charakteristischen Propeller der ersten Versuchsserie A sind in Abb. 20 dargestellt, die Lichtbilder aller 20 aus diesen gesezmäßig abgeleiteten Schrauben zeigt Abb. 21.

Abmessungen und Daten der untersuchten Modellpropeller:

Durchmesser $D = 120$ mm;
 Nabendurchmesser . . . $d = 20$ mm = $\frac{D}{6}$;
 Anzahl der Flügel $Z = 3$.

schiedenen Gruppen mit verschiedenen Steigungsverhältnissen 25, 30, 40, 50 und 60 %.

A_p = projiziertes Flügelareal aller 3 Flügel;
 A = Schraubendiskareal = $\frac{D^2 \cdot \pi}{4}$.

Die Schraubsteigung war in jedem Falle konstant.

Unter der Steigung H ist durchwegs die mathematische der Propellerdruckseite zu verstehen. Die vier verschiedenen Steigungsverhältnisse H/D der fünf verschiedenen Gruppen mit verschiedenen Flächenverhältnissen betragen 60, 80, 100 und 120 %.

Die Erzeugende der Propellerrückenseite war ebenfalls gradlinig.

Das Dickenverhältnis $\frac{\delta_i}{D}$ aller Modellpropeller betrug 5,22 %; δ_i = größte (ideelle) Dicke des Flügelquerschnittes an der Propellerdrehachse.

Die Flügelform war in der Projektion unsymmetrisch und hatte den in der Abb. 20 dargestellten ausgeprägten Umriß, der bei den verschiedenen Steigungsverhältnissen genau kongruent und bei den verschiedenen Flächenverhältnissen in gleichem Verhältnis ähnlich eingehalten wurde.

Die Flügelquerschnitte waren auf ganzer Propellerlänge, besonders aber nach der Nabe zu auf der Druckseite vorne nach oben aufgeholt und hatten ihre größte Dicke nicht, wie gewöhnlich, auf halber Breite des Flügelblattes, sondern auf $\frac{1}{4}$ dieser Abmessung von der eintretenden Kante ab gerechnet.

5,22 % Dickenverhältnis $\frac{\delta_i}{D}$;

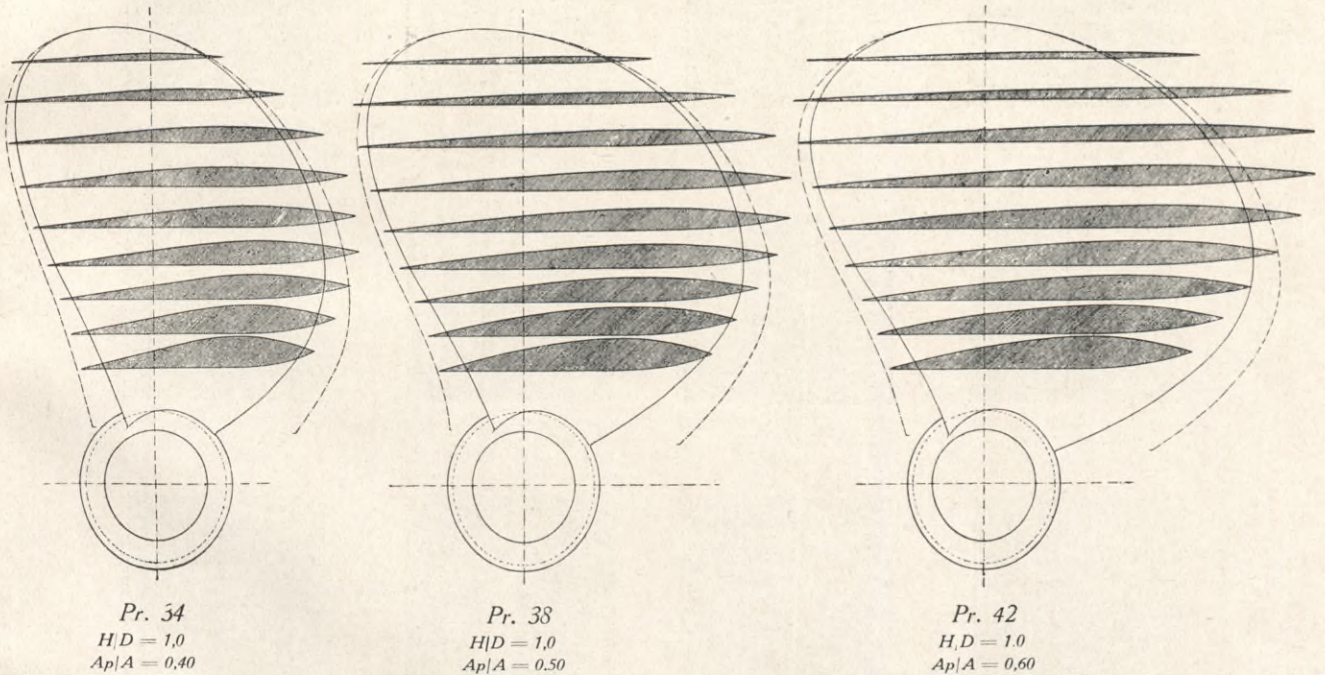
25 % Flächenverhältnis $\frac{A_p}{A}$;

60 % Steigungsverhältnis H/D.

a. Zusammenstellung der Versuchs-Diagramme von Serienpropellern für die Dimensionierung gewöhnlicher Schiffsschrauben.

Die beim Modellversuch ermittelten Ergebnisse der einzelnen Propeller werden wie oben in den Diagrammen nach Art der Abb. 19 als Funktion des nominellen Slips graphisch aufgetragen.

= 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; — Flächenverhältnisse $A_p/A = 0,25; 0,30; 0,40; 0,50; 0,60$.



In der Zusammenstellung der Photos sind die 20 verschiedenen Modellpropeller gruppenweise nebeneinander bei gleichen Flächenverhältnissen und verschiedenen Steigungsverhältnissen geordnet. Die Zahlenbezeichnungen hinter den betreffenden Propellernummern bedeuten:

$$\frac{\text{Dickenverhältnis} \times \text{Flächenverhältnis}}{\text{Steigungsverhältnis}}$$

alle in Prozenten, z. B. beim ersten Propeller Nr. 63:

$$\frac{5,22 \times 25}{60} \text{ d. i.}$$

Beim Vergleich des Gütegrades zweier verschiedener Propeller für einen bestimmten Konstruktionsfall sind die ersten Bedingungen, daß sie bei gleicher Geschwindigkeit gleichen Schub erzeugen. Wie in folgendem näher gezeigt werden soll, darf man bei einem Propeller von bestimmtem Modell von den beiden Variablen D = Durchmesser und n = Tourenzahl nur eine festlegen, womit die andere eindeutig bestimmt ist, d. h. der betreffende Propellerschub S kann bei der betreffenden Geschwindigkeit V_e sowohl mit einem Propeller von großem Durchmesser und kleiner Tourenzahl wie mit einem solchen von kleinem Durchmesser und großer Tourenzahl erzeugt werden.

Systematische Propellerversuche

Versuchs-Serie A

5,22% Dickenverhältnis



Prop. 63 $\frac{5,22 \times 25}{60}$



Prop. 64 $\frac{5,22 \times 25}{80}$



Prop. 65 $\frac{5,22 \times 25}{100}$



Prop. 66 $\frac{5,22 \times 25}{120}$



Prop. 28 $\frac{5,22 \times 30}{60}$



Prop. 29 $\frac{5,22 \times 30}{80}$



Prop. 30 $\frac{5,22 \times 30}{100}$



Prop. 31 $\frac{5,22 \times 30}{120}$



Prop. 32 $\frac{5,22 \times 40}{60}$



Prop. 33 $\frac{5,22 \times 40}{80}$



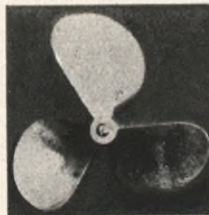
Prop. 34 $\frac{5,22 \times 40}{100}$



Prop. 35 $\frac{5,22 \times 40}{120}$



Prop. 36 $\frac{5,22 \times 50}{60}$



Prop. 37 $\frac{5,22 \times 50}{80}$



Prop. 38 $\frac{5,22 \times 50}{100}$



Prop. 39 $\frac{5,22 \times 50}{120}$



Prop. 40 $\frac{5,22 \times 60}{60}$



Prop. 41 $\frac{5,22 \times 60}{80}$



Prop. 42 $\frac{5,22 \times 60}{100}$



Prop. 43 $\frac{5,22 \times 60}{120}$

Abb. 21.

1. Der Durchmesser D sei gegeben (beschränkt).

Gesetz: Bei gleichem nominellen Slip sind die Wirkungsgrade sowie die Schub- und Momentenkonstanten aller ähnlichen Propeller gleich groß.

$$c_1 = \frac{S}{n^2 D^2 H^2};$$

$$nH = \frac{V_e}{1 - s_n};$$

$$c_1 = \frac{S(1 - s_n)^2}{D^2 \cdot V_e^2};$$

$$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2} = \frac{c_1}{(1 - s_n)^2};$$

Da einem bestimmten c_1 ein ganz bestimmtes s_n entspricht und hierbei auch der Wirkungsgrad η_p eindeutig festgelegt ist, so wird letzterer eine Funktion von dem sogenannten Durchmesserbelastungsgrad $\frac{S}{D^2 V_e^2}$ sein.

Trägt man also, für die einzelnen Gruppen mit gleichem Flächenverhältnis A_p/A und verschiedenen Steigungsverhältnissen H/D von 60 bis 120%, z. B. nach Maßgabe der Diagramme in Abb. 22 für die Gruppe mit 30% Flächenverhältnis die Propellerwirkungsgrade η_p sowie den

Slip über dem Belastungsgrad $\frac{S}{D^2 V_e^2}$ auf, oder, wie es der besseren Uebersicht wegen geschehen ist, als Funktion von $\frac{\sqrt{S}}{D V_e}$, so hat man einen unmittelbaren Vergleich der ganzen Propellergruppe bei gleichem Schub, gleicher Geschwindigkeit und gleichem Durchmesser und kann das zweckmäßigste Steigungsverhältnis aus den Wirkungsgradkurven unmittelbar entnehmen. Außer dem

Slip ist noch eine Serie von Kurven $C_s = \frac{nD}{V_e}$ eingetragen, welche den sogenannten Slipgrad darstellen. Da der Slip $s_n = \frac{nH - V_e}{nH}$ bei gleichem

Belastungsgrad eine Konstante ist, so ist dies auch mit dem Slipgrad der Fall.

$$s_n = 1 - \frac{V_e}{nH};$$

$$\frac{V_e}{nH} = 1 - s_n;$$

$$H = k \cdot D;$$

$k =$ Steigungsverhältnis;

$$C_s = \frac{n \cdot D}{V_e} = \frac{1}{(1 - s_n) \cdot k};$$

Aus dem Slipgrad bei dem betreffenden Belastungsgrad ist es nun leicht, die Tourenzahl zu berechnen.

$$n = \frac{C_s \cdot V_e}{D}.$$

2. Die Propellertourenzahl n sei gegeben.

$$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2} = \frac{c_1}{(1 - s_n)^2} = C_d;$$

$$\frac{nD}{V_e} = \frac{1}{k(1 - s_n)};$$

$$D = \frac{V_e}{n \cdot k(1 - s_n)};$$

$$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2} = \frac{S \cdot n^2 \cdot k^2 (1 - s_n)^2}{V_e^4} = C_d;$$

$$\frac{S \cdot n^2}{V_e^4} = C_d \cdot \frac{1}{k^2 (1 - s_n)^2};$$

$$\frac{S \cdot n^2}{V_e^4} = \frac{c_1}{k^2 (1 - s_n)^4};$$

$$\sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2} = \frac{\sqrt{c_1}}{k(1 - s_n)^2} = C_n.$$

Da einem bestimmten c_1 ein ganz bestimmtes s_n entspricht und hierbei auch der Wirkungsgrad η_p eindeutig festgelegt ist, so wird letzterer eine Funktion von dem sogenannten Tourenbelastungsgrad $C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2}$ sein.

Trägt man also für die einzelnen Gruppen mit gleichem Flächenverhältnis A_p/A und verschiedenen Steigungsverhältnissen H/D von 60 bis 120%, wie es nach Maßgabe der Diagramme in Abb. 23 für die Gruppe mit 30% Flächenverhältnis geschehen ist, die Propellerwirkungsgrade η_p sowie den Slip über dem Tourenbelastungsgrad C_n auf, so hat man einen unmittelbaren Vergleich der ganzen Propellerserie bei gleichem Schub, gleicher Geschwindigkeit und gleicher Tourenzahl und kann das zweckmäßigste Steigungsverhältnis H/D aus den Wirkungsgradkurven unmittelbar entnehmen. Durch den Slipgrad $\frac{nD}{V_e} = C_s$ ist auch der Propellerdurchmesser bestimmt.

$$D = C_s \cdot \frac{V_e}{n}.$$

Anwendung der Diagramme (Abb. 22) bei einem vorliegenden Projekt.

1. Fall: Gegeben sei die Kurve der effektiven Schleppferdestärken (EPS) eines Zweischauben-Motorbootes für verschiedene Geschwindigkeiten. Als Bedingung soll gestellt sein, daß der Propellerdurchmesser aus konstruktiven Gründen 1500 mm nicht überschreiten darf.

Gesucht: zweckmäßigstes Steigungsverhältnis, Tourenzahl der Maschinen und abgebremste Wellenpferdestärken für die Konstruktionsgeschwindigkeit von 27 kn.

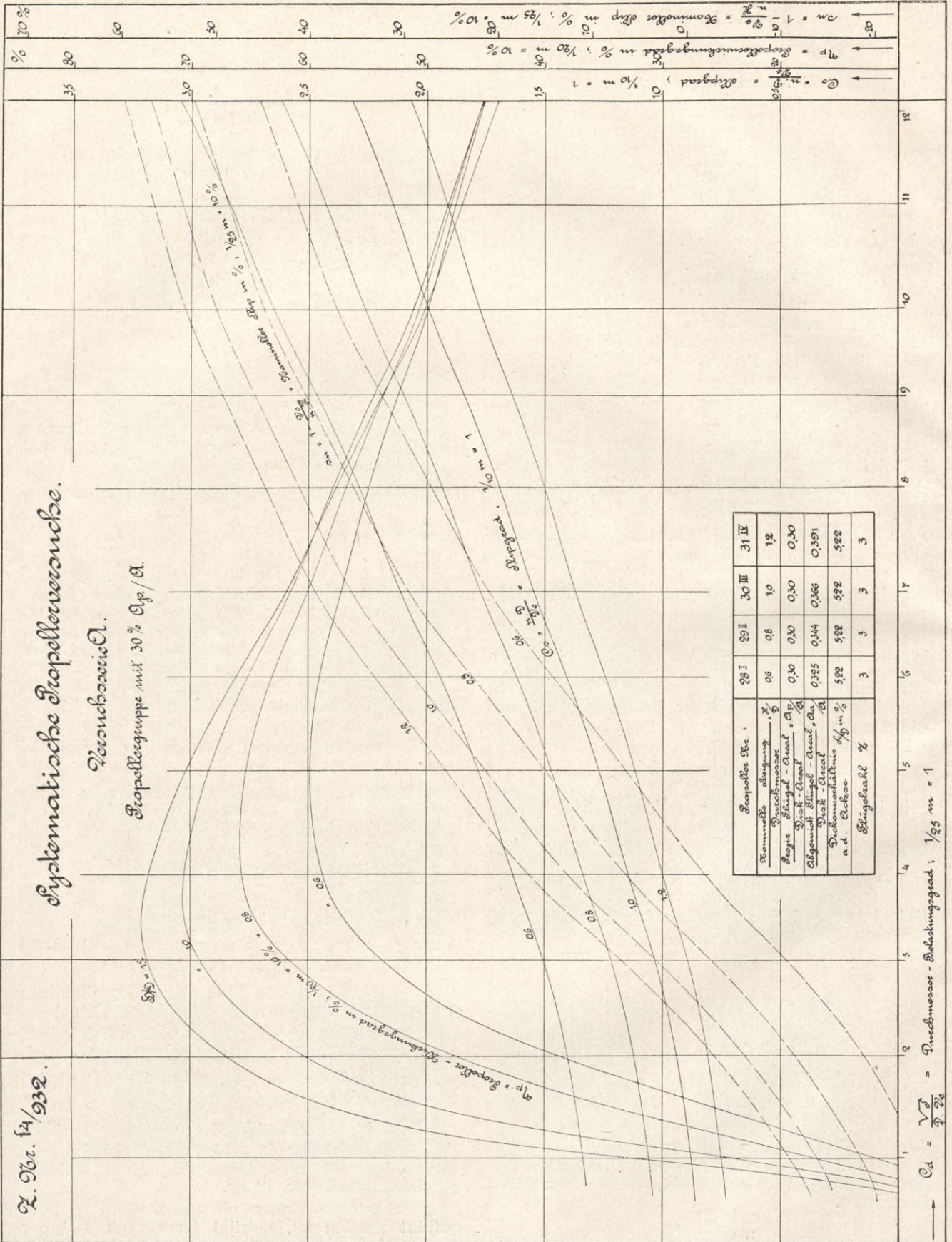
Wie bereits weiter oben (Abschnitt D) ausgeführt worden ist, beträgt für diesen Fall der von jedem Propeller zu leistende Schub

Z. Nr. 14/932.

Systematische Propellerrechenze.

Verwendbar f. A.

Propellergruppe mit 30% C_p/A .



$C_d = \frac{V^2}{g \cdot 2g}$ = Durchmesser - Belastungsgrad ; $\frac{1}{95} m = 1$

$S = 10\,270$ kg und die Zuflußgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller $V_c = 13,32$ m/sec. Hieraus ergibt sich ein Durchmesserbelastungsgrad

$$C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_c} = \frac{\sqrt{10\,270}}{1,5 \cdot 13,32} = 5,07.$$

Die Diagramme (Abb. 22) bestimmen für $C_d = 5,07$ das günstigste Steigungsverhältnis H/D mit 1,2, den reinen Propellerwirkungsgrad η_p mit 0,700 und den Slipgrad $C_s = \frac{nD}{V_c}$ mit 1,13.

Demnach würde zunächst die zweckmäßigste Steigung

$$H = 1,2 \cdot D = 1,2 \cdot 1500 = 1800 \text{ mm}$$

und die Tourenzahl

$$n = 1,13 \cdot \frac{V_c}{D} = 1,13 \cdot \frac{13,32}{1,5} = 10,02/\text{Sek.} = 602/\text{Min.}$$

sein. Da die effektiven Propellerschubpferdestärken $SPS = \frac{S \cdot V_c}{75} = \frac{10\,270 \cdot 13,32}{75} = 1823$ be-

tragen, so würden bei einem reinen Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,700$ für die Erreichung der Geschwindigkeit von 27 kn für jede Maschine $SPS = \frac{1823}{\eta_p} = \frac{1823}{0,700} = 2610$ abgebremste

Wellenpferdestärken, mithin für beide eine Gesamtleistung von 5220 WPS erforderlich sein. Diese sind noch infolge der zusätzlichen Lauf- und Drucklagerreibung sowie der Verschiedenartigkeit der Sog- und Nachstromverhältnisse zwischen Modell und Schiff um etwa 5% zu erhöhen, so daß man auf eine für die Konstruktion zugrunde zu legende Leistung von $5220 \cdot 1,05 = 5480$ WPS und dementsprechend auf eine Tourenzahl von $602 \cdot \sqrt{1,05} = 617$ kommt.

Fall 2: Unter Einhaltung der bei Fall 1 gestellten Bedingungen soll ferner die weitere gemacht sein, daß die Maschine ihre Maximalleistung bei 660 Touren/Min. abgibt.

Verlangt: Zweckmäßigstes Steigungsverhältnis und Maschinenleistung für die Konstruktionsgeschwindigkeit von 27 kn. Wie bei Fall 1 beträgt auch jetzt der Durchmesserbelastungsgrad

$$C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_c} = 5,07.$$

Reduziert man die für die Konstruktion einzuhaltende Tourenzahl von 660/Min. zunächst im Verhältnis der oben gewählten Uebertragung von Schiff zu Modell auf

$$\frac{660}{\sqrt{1,05}} = 644/\text{Min.} = 10,73 \text{ Sek.},$$

so erhält man einen Slipgrad

$$C_s = \frac{n \cdot D}{V_c} = \frac{10,73 \cdot 1,5}{13,32} = 1,21.$$

Für $C_d = 5,07$ und $C_s = 1,21$ ergeben die Diagramme (Abb. 22) ein Steigungsverhältnis

$H/D = 1,10$ und hierfür einen reinen Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,690$, so daß die Steigung $H = 1,10 \cdot D = 1650$ mm und die abgebremste Wellenpferdeleistung für die Erreichung von 27 kn pro Maschine

$$\frac{SPS}{\eta_p} = WPS = \frac{1823}{0,690} = 2643,$$

mithin für beide zusammen 5286 betragen müßte. Für die Konstruktion sind wie oben zirka 5% mehr zu rechnen, mithin

$$WPS = 5286 \cdot 1,05 = 5550.$$

Fall 3: Die Bedingungen seien die gleichen wie bei Fall 1; außer dem Durchmesser $D = 1500$ mm soll aber auch die Steigung mit $H = 1500$ mm festgelegt, also ein bestimmter ausgeführter Propeller gewählt worden sein.

Verlangt: Tourenzahl der Maschinen und abgebremste Leistung für die Konstruktionsgeschwindigkeit von 27 kn. Der Durchmesserbelastungsgrad C_d ist wieder der gleiche $= \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_c} = 5,07$.

Das Steigungsverhältnis $H/D = 1$ bestimmt den zugehörigen reinen Propellerwirkungsgrad η_p mit 0,681 und den Slipgrad C_s mit 1,28.

Hieraus ergibt sich zunächst die Tourenzahl zu

$$n = 1,28 \cdot \frac{V_c}{D} = 1,28 \cdot \frac{13,32}{1,5} = 11,37/\text{Sek.} = 682,82/\text{Min.}$$

und nach Erhöhung für die Konstruktion um $\sqrt{1,05}$ zu $682 \cdot \sqrt{1,05} = 700$ Min.

Bei einem reinen Propellerwirkungsgrad von $\eta_p = 0,681$ würden die abgebremsten Wellenpferdestärken pro Maschine

$$\frac{SPS}{\eta_p} = WPS = \frac{1823}{0,681} = 2677,$$

mithin für beide zusammen 5354 betragen. Für die Konstruktion wieder um zirka 5% vermehrt, ergibt $WPS = 5625$.

Zusammenstellung der Rechnungsergebnisse.

Fall Nr.	D in m	H in m	H/D	n/Min.	WPS
1	1,500	1,800	1,20	617	5480
2	1,500	1,650	1,10	660	5550
3	1,500	1,500	1,00	700	5625

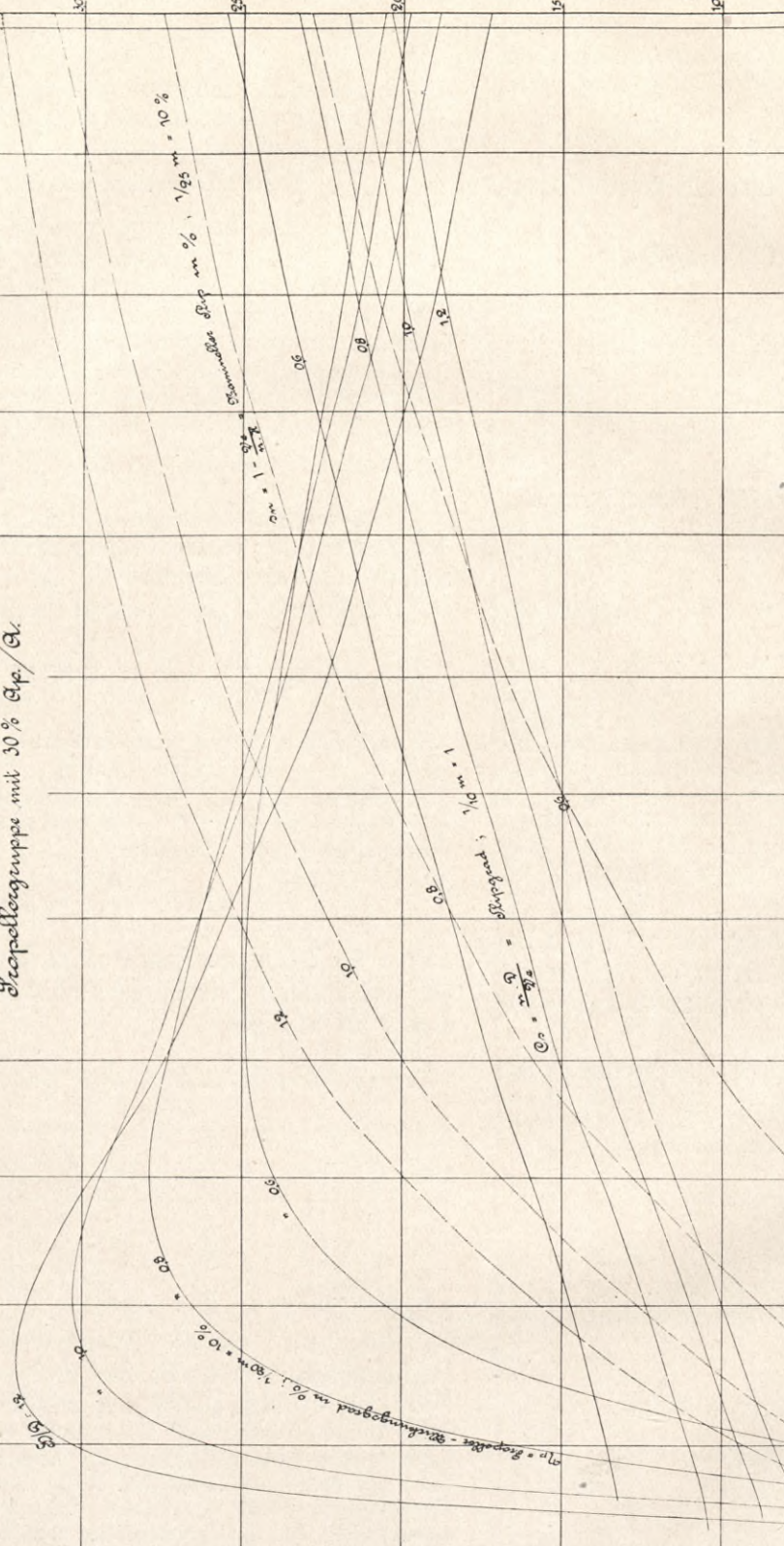
Wie aus obiger Zusammenstellung der Rechnungsergebnisse für die drei verschiedenen Fälle zu ersehen, nimmt der Propellerwirkungsgrad mit Erhöhung der Tourenzahl ab und dementsprechend die abgebremste Maschinenleistung zu. Da nun eine möglichst hohe Tourenzahl zur Erreichung eines geringen Maschinengewichts namentlich bei Kriegsschiffen erwünscht ist, so müßte in jedem einzelnen Falle ein Kompromiß zwischen den beiden Anforderungen, guter Pro-

Z. Nr. 14/931.

Systematische Tropellenveruche.

Varicorbacis A.

Tropellengruppe mit 30% Ap./A.



Tropelle Nr.	26 I	29 I	30 III	31 IV
Nominelle Steigung = $\frac{h}{l}$	0.6	0.8	1.0	1.2
Reale Blügel - Abstand = $0.17 \cdot h$	0.30	0.50	0.50	0.50
Abgemessener Blügel - Abstand = $0.1 \cdot h$	0.305	0.344	0.166	0.351
Dickenverhältnis $\frac{d}{D}$ in %	522	522	522	522
Blügelzahl Z	3	3	3	3

$C_h = \frac{h}{D^2} \cdot 17 = \text{Lauzon - Belastungsgrad} = \frac{1}{50} m = 1$

pellerwirkungsgrad bei hohen Touren, geschlossen werden.

Ist nicht der statthafte Propellerdurchmesser, sondern eine bestimmte Tourenzahl für die Maximalleistung der Maschine festgelegt, so liefern, wie im folgenden näher gezeigt werden soll, die in (Abb. 23) derselben Propellergruppe mit 30% Flächenverhältnis als Funktion des Tourenbelastungsgrades $C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_c^2}$ aufgetragenen Diagramme der Versuchsergebnisse ein bequemes Mittel zur Wahl des zweckmäßigsten Propellers.

Anwendung der Diagramme (Abb. 23) bei einem vorliegenden Projekt.

Das obige Zweischauben-Motorboot soll seine Konstruktionsgeschwindigkeit mit 500 Touren pro Minute erreichen. Der Propellerdurchmesser sei nicht beschränkt.

Verlangt: Zweckmäßigste Dimensionen des Propellers und abgebremste Wellenpferdestärken für 27 kn.

Man reduziere zunächst die für die Konstruktion einzuhaltende Tourenzahl von 500/Min. im Verhältnis der Uebertragung von Schiff zu Modell auf $\frac{500}{\sqrt{1,05}} = 488/\text{Min.}$

$$C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_c^2} = \frac{\sqrt{10270} \cdot 8,14}{13,32^2} = 4,65.$$

Hierfür ergibt sich durch Interpolation der Diagramme (Abb. 23) ein günstigstes Steigungsverhältnis $H/D = 1,2$, ein reiner Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,725$ und ein Slipgrad $C_s = \frac{nD}{V_c} = 1,04$.

Der zweckmäßigste Propellerdurchmesser beträgt demnach $D = 1,04 \cdot \frac{V_c}{n} = 1,04 \cdot \frac{13,32}{8,14} = 1,703$ m und die günstigste Steigung $H = D \cdot 1,2 = 1,703 \cdot 1,2 = 2,044$ m.

Die abgebremsten Wellenpferde pro Maschine würden sich bei $\eta_p = 0,725$ zu $\frac{SPS}{\eta_p} = WPS = \frac{1823}{0,725} = 2515$, mithin für beide zusammen zu 5030 ergeben. Für die Konstruktion wieder um 5% vermehrt, ergibt $WPS = 5030 \cdot 1,05 = 5280$.

b. Zusammenstellung der Versuchsergebnisse von Serienpropellern für die Bestimmung von Schlepperschrauben.

Da Schlepperschrauben im Schleppzustande meistens unter ganz anderen Belastungsgraden und Slipverhältnissen wie gewöhnliche Propeller bei freifahrenden Schiffen arbeiten, so ist es zweckmäßig, die mit den Serienpropellern ermittelten Versuchsergebnisse speziell für Schlepperschrauben noch in einer etwas weitergehenden Art bis zu Slips von 80%, wie dies in den Dia-

grammen (Abb. 24 und Abb. 25) für die Gruppe der Versuchsserie A (s. Abb. 20) mit $60\% \frac{A_p}{A}$ (projiziertem Flügelareal zur Diskfläche) geschehen ist, aufzutragen. Die Anwendung dieser Versuchsdiagramme soll in folgendem gleich an einigen praktischen Beispielen erläutert werden.

Aufgabe 1: Ein Einschrauben-Dampfschlepper von 19 m Länge, 5,3 m Breite und 1,6 m Maximaltiefgang soll bei einer Schleppgeschwindigkeit von 5 km/Std. einen nußbaren Trossenzug von $Z = 2000$ kg leisten. Es sei die Bedingung gestellt, daß die Schraube nicht unter die Kiellinie schlägt und daß die Ausführung eines Tunnelhecks aus gewissen Gründen ausgeschlossen sei.

Verlangt sei die zweckmäßigste Dimensionierung des Propellers zur Erreichung eines möglichst guten Nußeffectes durch Auswertung der Versuchsdiagramme (Abb. 24 oder Abb. 25) der systematisch voneinander abgeleiteten dreiflügeligen Serienpropeller mit dem durchweg gleichen Verhältnis des projizierten Flügelareals zur Diskfläche $A_p/A = 0,60$ und den verschiedenen Steigungsverhältnissen H/D von 0,6 bis 1,2. Ferner sind für die gestellten Bedingungen die Tourenzahl, die Maschinenleistung in abgebremsten und indizierten Pferdestärken (WPS, bzw. IPS) und der sogenannte Schleppwirkungsgrad Z/IPS , d. h. das Verhältnis des nußbaren Trossenzuges in kg pro indizierte Pferdestärke zu bestimmen.

Zunächst ergibt sich aus konstruktiven Gründen, daß der größte zulässige Schraubendurchmesser, den man in diesem Falle bei der großen Belastung wählen muß, wegen des beschränkten Tiefganges des Schleppers von 1,6 m nicht über 1,45 m betragen darf. Der Eigenwiderstand des Schleppers W läßt sich aus der festgestellten Kurve der effektiven Schlepperpferdestärken desselben bei 5 km Geschwindigkeit bestimmen.

$$EPS = 0,6;$$

$$W = \frac{EPS \cdot 75}{V_m};$$

$$V_m = \text{Geschwindigkeit in m/sec} = \frac{5 \text{ km} \cdot 1000}{3600} = 1,39 \text{ m/sec};$$

$$W = \frac{0,6 \cdot 75}{1,39} = 32,4 \text{ kg} \approx 33 \text{ kg}.$$

Der tatsächliche Gesamtwiderstand, den die Schraube überwinden muß, ist also gleich

$$Z + W = 2000 + 33 = 2033 \text{ kg}.$$

Infolge des Sogs, den der Propeller auf den Schlepper ausübt, muß der erforderliche Schraubenschub S größer als $Z + W$ sein, und zwar um den Betrag des Soges, den die Schraube auf den Schlepper ausübt.

$$S = \frac{Z + W}{1 - t}.$$

t = Sogziffer, auf Grund ähnlicher Versuche zu 0,10 angenommen.

$$S = \frac{2033}{0,9} = 2260 \text{ kg.}$$

Die Schleppgeschwindigkeit V_s soll 5 km/Stde. = 1,39 m/sec = V_m sein.

Die Zuflußgeschwindigkeit V_e des Wassers in den Propeller beträgt

$$V_e = V_m (1 - w).$$

w = Nachstromziffer, auf Grund ähnlicher Versuche zu 0,15 angenommen.

$$V_e = 1,39 \cdot 0,85 = 1,182 \text{ m/sec.}$$

Zur Auswertung eignen sich für diesen Fall die Diagramme Abb. 24.

Der Durchmesserbelastungsgrad $C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e}$ ergibt sich zu

$$\frac{\sqrt{2260}}{1,45 \cdot 1,182} = 27,75.$$

Hierfür bestimmen die Diagramme den besten Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,252$ für ein Steigungsverhältnis $H/D = 0,8$ und einen Slipgrad $C_s = 4,85$.

Die zweckmäßigste Steigung H müßte demnach $D \cdot 0,80 = 1,45 \cdot 0,80 = 1,160 \text{ m}$ betragen. Die Tourenzahl ergibt sich aus dem Slipgrad $C_s = \frac{nD}{V_e} = 4,85$ zu $n = 4,85 \cdot \frac{1,182}{1,45} = 3,95 / \text{Sek.} = 237 / \text{Min.}$

Die erforderlichen abgebremsten Wellenpferdestärken würden gleich $\text{WPS} = \frac{\text{SPS}}{\eta_p}$ sein.

$$\begin{aligned} \text{SPS} &= \text{Propellerschubpferdestärken} = \frac{S \cdot V_e}{75} \\ &= \frac{2260 \cdot 1,182}{75} = 35,6 \text{ PS.} \end{aligned}$$

$$\text{WPS} = \frac{35,6}{0,252} = 141,2 \text{ PS.}$$

Bei einem angenommenen Wirkungsgrad der Maschine $\eta_m = 0,85$

$$\text{IPS} = \frac{\text{WPS}}{\eta_m} = \frac{141,2}{0,85} = 166,2.$$

Der sogenannte Wirkungsgrad der Propulsion ist $\eta = \frac{\text{ZPS}}{\text{IPS}}$;

$$\text{ZPS} = \text{nußbare Trossenpferdestärken} = \frac{Z \cdot V_m}{75};$$

$$\text{ZPS} = \frac{2000 \cdot 1,39}{75} = 37,1 \text{ PS};$$

$$\eta = \frac{37,1}{166,2} = 0,223.$$

Der sogenannte Schleppwirkungsgrad

$$Z/\text{IPS} = \frac{2000}{166,2} = 12,02 \text{ kg/IPS.}$$

Aufgabe 2: Bei demselben Schlepper soll unter den gleichen Konstruktionsbedingungen wie

in Aufgabe 1, insbesondere unter Einhaltung des beschränkten Durchmessers der Schrauben von 1,45 m die Tourenzahl mit 210/Min. = 3,5/Sek. gegeben sein. Der Durchmesserbelastungsgrad ist in diesem Falle wieder $C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e} = 27,75$.

Als Slipgrad ist aber $C_s = \frac{n \cdot D}{V_e} = \frac{3,5 \cdot 1,45}{1,182} = 4,30$ einzuhalten. Hierbei bestimmen die Diagramme Abb. 23 ein Steigungsverhältnis $H/D = 1,0$ und einen Wirkungsgrad

$$\eta_p = 0,247.$$

Propellersteigung H also gleich $1,45 \cdot 1,0 = 1,450 \text{ m}$.

Die erforderlichen abgebremsten Wellenpferdestärken müssen sein:

$$\text{WPS} = \frac{\text{SPS}}{\eta_p};$$

$$\begin{aligned} \text{SPS} &= \text{Propellerschubpferdestärken} = \frac{S \cdot V_e}{75} \\ &= 35,6 \text{ PS} \end{aligned}$$

$$\text{WPS} = \frac{35,6}{0,247} = 144,2.$$

Bei einem angenommenen Wirkungsgrad der Maschine $\eta_m = 0,85$

$$\text{IPS} = \frac{\text{WPS}}{\eta_m} = \frac{144,2}{0,85} = 169,7.$$

Der sogenannte Gesamtwirkungsgrad der Propulsion ist $\eta = \frac{\text{ZPS}}{\text{IPS}}$;

$$\text{ZPS} = \text{nußbare Trossenpferdestärken} = \frac{Z \cdot V_m}{75};$$

$$\text{ZPS} = 37,1 \text{ PS};$$

$$\eta = \frac{37,1}{169,7} = 0,2185;$$

Der sogenannte Schleppwirkungsgrad ergibt sich zu

$$\frac{Z}{\text{IPS}} = \frac{2000}{169,7} = 11,78 \text{ kg/IPS.}$$

Aufgabe 3: Unter sonstiger Einhaltung der Konstruktionsbedingungen wie in Aufgabe 1 soll ferner verlangt sein, daß die Tourenzahl 210/Min. = 3,5/Sek. beträgt, der Propellerdurchmesser aber aus Tiefgangsrücksichten in gewissen Grenzen nicht beschränkt sei.

Für diesen Fall eignen sich die Diagramme Abb. 25 zur bequemen Auswertung. Der vorliegende Tourenbelastungsgrad $C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2}$

$$= \frac{\sqrt{2260} \cdot 3,5}{1,182^2} = 119 \text{ bestimmt für das günstigste}$$

Steigungsverhältnis $H/D = 0,6$ einen reinen Propellerwirkungsgrad η_p von 0,285 und einen Slipgrad

$C_s = \frac{nD}{V_e}$ von 5,01. Aus letzterem läßt sich der

Z. Nr. 14/1035.

Systematische Tropfzellenversuche Zerfallsreihe A.

Tropfzellengruppe mit 60% Sp./A.

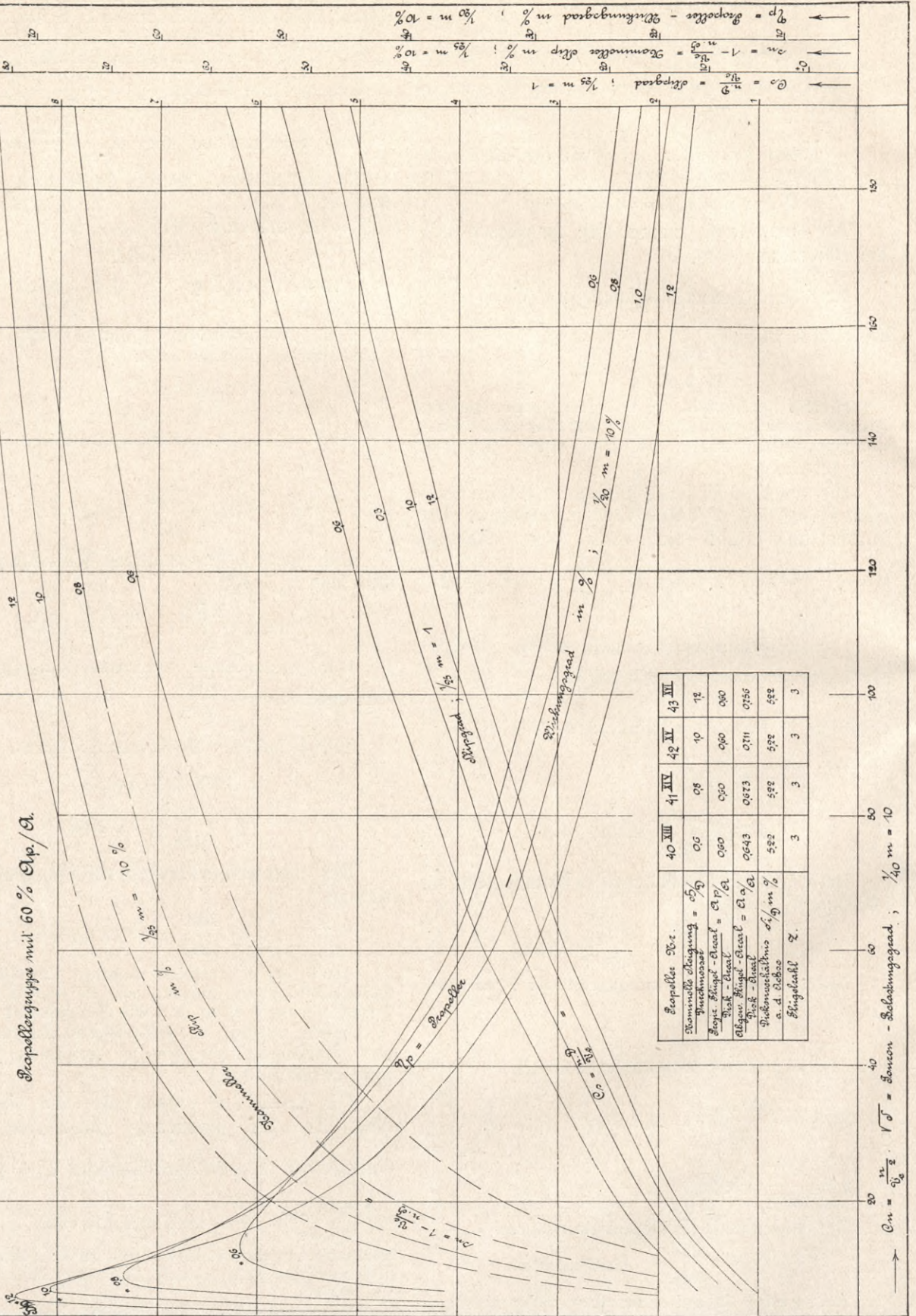


Abb. 25

erforderliche Propellerdurchmesser zu $D = 5,01 \cdot \frac{V_c}{n} = 5,01 \cdot \frac{1,182}{3,5} = 1,692 \text{ m}$ berechnen. Die Steigung H beträgt demnach $0,6 \cdot 1,692 \text{ m} = 1,015 \text{ m}$. Bei einem reinen Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,285$ ergeben sich die abgebremsten Wellenpferdestärken zu $\text{WPS} = \frac{\text{WPS}}{\eta_p} = \frac{35,6}{0,285} = 124,8$ und die indizierten der Maschine zu $\frac{\text{WPS}}{\eta_m} = \frac{124,8}{0,85} = 147$. Der Gesamtwirkungsgrad der Propulsion beträgt $\eta = \frac{\text{ZPS}}{\text{IPS}} = \frac{37,1}{147} = 0,2525$ und der sogenannte Schleppwirkungsgrad $\frac{Z}{\text{IPS}} = \frac{2000}{147} = 13,62 \text{ kg/IPS}$.

Die zweckmäßige Anbringung dieser Schraube von 1,692 m Durchmesser verlangt bei dem vorliegenden Schlepper entweder ein Durchschlagen derselben unterhalb der Kielsohle oder die Ausführung eines Tunnelhecks. Ersteres wird aus praktischen Gründen selten zulässig sein. Die Anordnung der Schraube in einem Tunnel dürfte den guten Wirkungsgrad dieser Schraube aber andererseits wieder um einen gewissen Betrag herabmindern. Um unter den gegebenen Bedingungen dennoch auf einen guten Wirkungsgrad zu kommen, sollen in folgendem noch zum Schluß die Verhältnisse für einen Doppelschrauben-Schleppdampfer untersucht werden.

Aufgabe 4: Derselbe Schlepper soll unter den gleichen Konstruktionsbedingungen als Doppelschrauber gebaut werden. Auch in diesem Falle wird man zunächst wegen der großen Belastung den größten, aus konstruktiven Gründen statthafteren Durchmesser von 1,45 m wählen. Unter der Annahme gleicher Sog- und Nachstromverhältnisse, ergibt sich der insgesamt von beiden Schrauben zu leistende Propellerschub S wie oben

$$\text{zu } 2260 \text{ kg, also pro Schraube} = \frac{1}{2} \cdot 2260 = 1130 \text{ kg.}$$

$$\text{Belastungsgrad} \frac{\sqrt{1/2} S}{D \cdot V_c} = \frac{\sqrt{1130}}{1,45 \cdot 1,182} = 19,63;$$

zweckmäßigstes Steigungsverhältnis dabei auf Grund der Diagramme (Abb. 24) ist $H/D = 0,8$ bei

$\eta_p = 0,332$; Propellersteigung H also gleich $1,45 \cdot 0,8 = 1,160 \text{ m}$.

$$C_s = \frac{n D}{V_c} = 3,65;$$

$$n = 3,65 \cdot \frac{V_c}{D} = \frac{3,65 \cdot 1,182}{1,45} = 2,97/\text{Sek.} = 178/\text{Min.};$$

$$\text{WPS} = \frac{\text{SPS}}{\eta_p} = \frac{35,6}{0,332} = 107,2;$$

$$\text{IPS} = \frac{\text{WPS}}{\eta_m} = \frac{107,2}{0,85} = 126,2;$$

$$\eta = \frac{\text{ZPS}}{\text{IPS}} = \frac{37,1}{126,2} = 0,294;$$

$$Z/\text{IPS} = \frac{2000}{126,2} = 15,85 \text{ kg/IPS.}$$

Zusammenstellung der Rechnungsergebnisse obiger vier Ausführungen für den gleichen nutzbaren Trossenzug von $Z = 2000 \text{ kg}$ bei 5 km/Std. Schleppgeschwindigkeit.

Ausführung	Konstruktionsbedingungen	D	H	H/D	n_s	IPS	η in %	Z/IPS in kg/IPS
1	Propellerdurchmesser nicht über 1,45 m, Tourenzahl freigestellt . . .	1,45	1,16	0,8	237	166,2	22,3	12,02
2	Propellerdurchmesser nicht über 1,45 m, Tourenzahl mit 210/Min. festgelegt	1,45	1,45	1,0	210	169,7	21,85	11,78
3	Tourenzahl mit 210/Min. gegeben, Propellerdurchmesser freigestellt	1,692	1,015	0,6	210	147,0	25,25	13,62
4	Doppelschrauben-Propellerdurchmesser mit 1,45 m festgelegt, Propellerloun freigestellt	1,45	1,16	0,8	178	126,2	29,4	15,85

Das Resultat der Untersuchung deckt sich mit dem bereits im Abschnitt C auf Grund von Schlepper-Modellversuchen ermittelten und zeigt für Schlepper, die wie die vorliegenden mit so hohen Belastungsgraden arbeiten, wieder die Ueberlegenheit der kleineren Steigungsverhältnisse, der größeren Propellerdurchmesser sowie die der Doppelschraubenanordnung.

F. Schleppversuche für Gleitboote mit Wasser- und Luftpropellerantrieb.

Wie schon aus der Anschauung hervorgeht, dürfen Modelle für derartige Fahrzeuge nur unter Berücksichtigung der durch die Konstruktion festgelegten Lage und Richtung der im Drucklager

oben gerichtete Hubkraft ausübt, wodurch die Widerstandsverhältnisse desselben oft wesentlich beeinflusst werden können.

Um diesen Verhältnissen näher zu kommen,

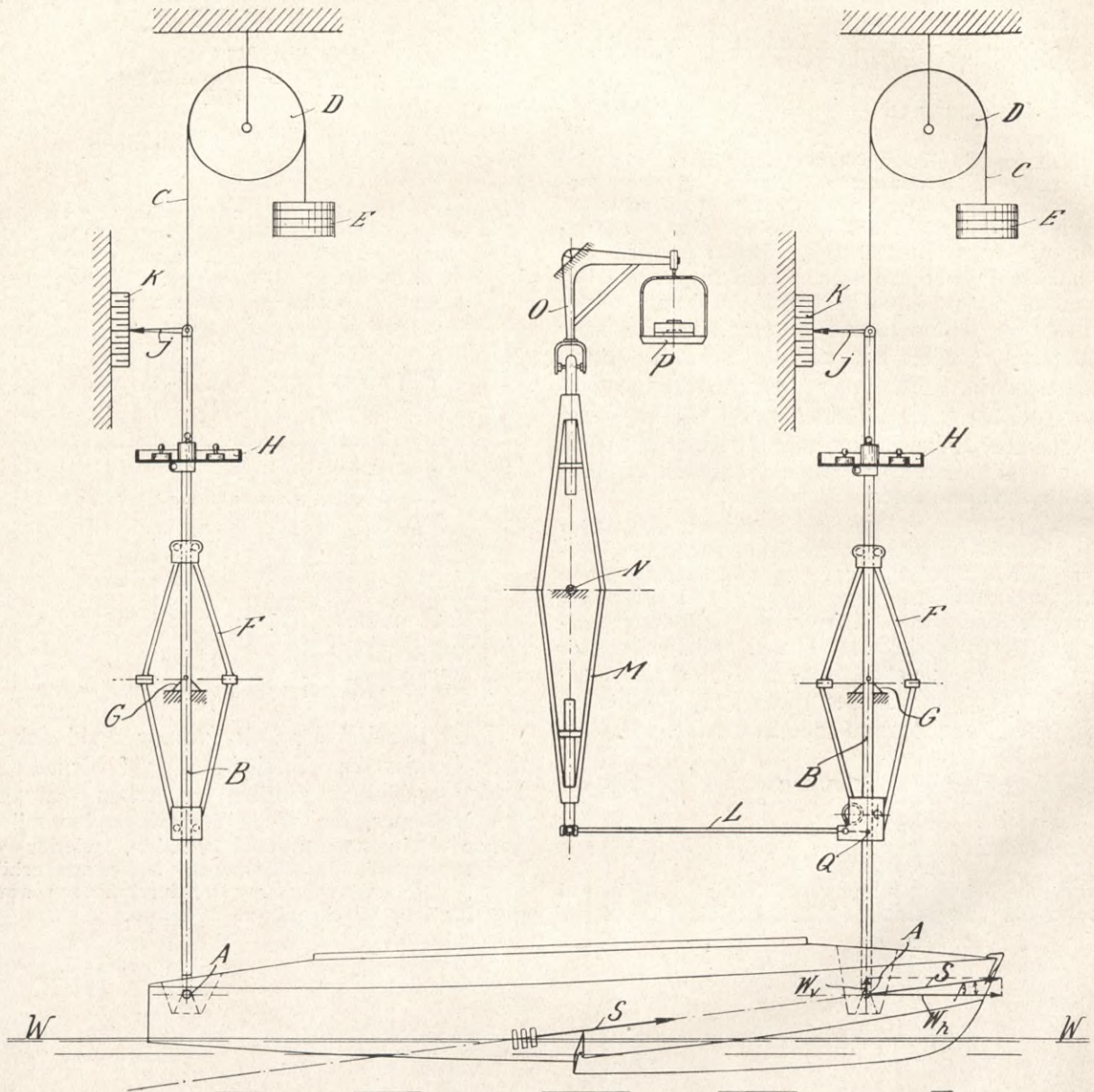


Abb. 26. Schematische Darstellung der Versuchseinrichtung für Gleitboote

angreifenden Propellerschubkraft untersucht werden, da diese auf das Boot in den meisten Fällen ein nicht unbedeutendes Trimm-Moment, unter gewissen Umständen aber auch eine vertikal nach

ist der in folgendem beschriebene Vorversuch zur Bestimmung der Horizontalkomponente der Gesamtwasserreaktionen erforderlich. Das Modell, welches vorher so ausbalanciert ist, daß sein

Systemschwerpunkt der Länge nach mit dem des ausgeführten Bootes zusammenfällt, wird, wie aus Abb. 26 zu ersehen, zunächst außerhalb des Wasserspiegels $W - W$ frei in der Luft in den beiden Drehpunkten A, A , von denen der vordere in der Verlängerung der gewählten Propellerschubachse liegt, an den Stangen B, B aufgehängt. Jede der beiden Stangen ist an ihrem oberen Ende an einer Schnur befestigt, die, über eine feste Rolle D geführt, an ihrem anderen Ende ein Gewicht E trägt. Die Gewichte E, E sind zusammen gleich dem Gewicht des Bootes (Displacement in Ruhe) und dem der Stangen B . Letztere werden in den beiden Flaschen F möglichst reibungslos geführt und können sich in derselben in senkrechter Richtung frei bewegen. Die Flaschen F sind ihrerseits in den Lagern G drehbar, so daß sich also auch die Stangen B um diese in der Längsrichtung des Modells (Schlepprichtung) drehen können. Das Modell wird darauf auf den an den Stangen B befestigten Schalen H mit Gewichten beschwert, welche in ihrer Summe dem Gesamtgewicht (Displacement in Ruhe) des ausgeführten Bootes entsprechen und die auf beiden Schalen so verteilt sind, daß ihre Schwerkraft durch den Gewichtsschwerpunkt (Displacementsschwerpunkt) des Bootes hindurchgeht. Hiernach muß das Modell in Ruhe bis zu seiner Konstruktionswasserlinie eintauchen. Der untere Endpunkt Q der vorderen Flasche F ist durch eine leichte horizontale Stange L mit dem unteren Ende des in N drehbar gelagerten Meßhebels M verbunden, vermittels dessen nach Uebertragung durch den Kniehebel O auf der Schale P die in L wirkende Horizontalschleppkraft R während des Fahrtversuches festgestellt werden kann. Gleichzeitig läßt sich dabei durch die an den beweglichen Stangen B befestigten, auf den beiden Skalen K spielenden Zeiger J sowohl die Auslenkung bezw. Absenkung, die das Boot gegenüber seiner Ruhelage in den beiden Punkten A erfährt, wie auch der, sich beim Schleppversuch einstellende Trimmwinkel α bestimmen. Um die Größe der in Wirklichkeit in dem vorderen Punkte A des Modells in horizontaler Richtung angreifenden Schleppkraft W_h zu ermitteln, muß die für den unteren Endpunkt Q der in G drehbaren Flasche F in der Stange L bestimmte Kraft R noch durch folgende Beziehungsgleichung reduziert werden:

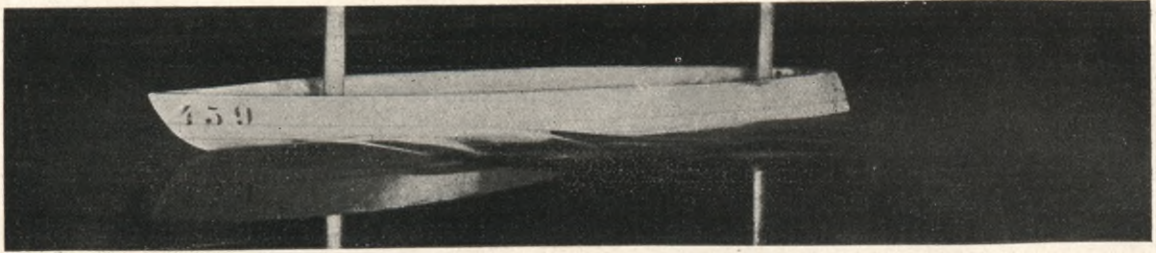
$$W_h = R \cdot \frac{G Q}{G A}$$

Infolge der extrem schrägen Lage der Propellerachse wird bei der betreffenden Geschwindigkeit die im Drucklager des ausgeführten Bootes angreifende Propellerschubkraft S , welche durch den Punkt A hindurchgeht, selbst wenn man von dem Einfluß des Sogs der Schraube auf den Schiffskörper absieht, um einen bestimmten Betrag größer als die oben ermittelte Horizontalschleppkraft W_h , nämlich gleich $\frac{W_h}{\cos \beta}$ sein, wobei unter

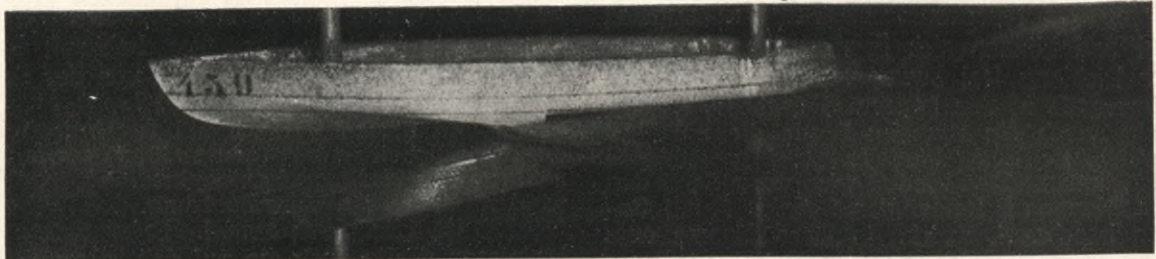
α, β der Neigungswinkel der Kraft S zu W_h zu verstehen ist. Würde aber auf das Modell eine der Propellerschubkraft S der Größe und Lage nach entsprechende Schleppkraft im Punkte A einwirken, so würde die gleichzeitig dabei auftretende Vertikalkomponente derselben $W_v = S \cdot \sin \beta = W_h \cdot \tan \beta$ sowohl eine Tauchungs- als auch Trimm-Änderung hervorrufen, wodurch die Widerstandsverhältnisse des Fahrzeuges wesentlich beeinflußt werden können. Um auch diesen Umständen Rechnung zu tragen und den beim ausgeführten Boot vorliegenden Verhältnissen möglichst nahe zu kommen, wird daher nach ausgeführtem Vorversuch die im Punkte A angreifende Vertikalkomponente W_h der Propellerschubkraft S dadurch künstlich erzeugt, daß man von der Schale H ein entsprechendes Gewicht $W_v = W_h \cdot \tan \beta$ abnimmt und diesen Versuch bei der betreffenden Geschwindigkeit unter jedesmaliger neuer Feststellung der Horizontalschleppkraft W_h so lange wiederholt, bis die Voraussetzung, daß W_v gleich $W_h \cdot \tan \beta$ ist, tatsächlich zutrifft. Unter diesen Verhältnissen dürfte auch die auf das fahrende Boot wirkende Hub- und Trimmkraft des Propellerschubes beim Modellversuch genügende Berücksichtigung finden, so daß das Modell beim Schleppen vollkommen freitrimmend diejenige Lage einnehmen kann, die der Wirklichkeit entspricht. Eine Anschauung über das Arbeiten der so getroffenen Versuchseinrichtungen gibt die Serie von Photos Abb. 27., welche das Modell eines Gleitbootes, dessen Längsschnitt in Abb. 26 dargestellt ist, bei den verschiedenen korrespondierenden Fahrtgeschwindigkeiten von 22–69 km/stde zeigt. Die Versuchsergebnisse desselben sind in Abb. 28 als Funktion der Modellschleppgeschwindigkeit v_m in m/sec. wie der entsprechenden Fahrtgeschwindigkeit des Bootes V_s in km/stde. graphisch aufgetragen und zwar außer den für das Modell am Dynamometer festgestellten Schleppwiderständen w_m in g, die Bootswiderstände W in kg und die aus letzterem ermittelten effektiven Schlepp-Pferdestärken EPS und Leistungskonstanten

$$C_e = \frac{D^{2/2} \cdot V_s^3}{EPS}$$

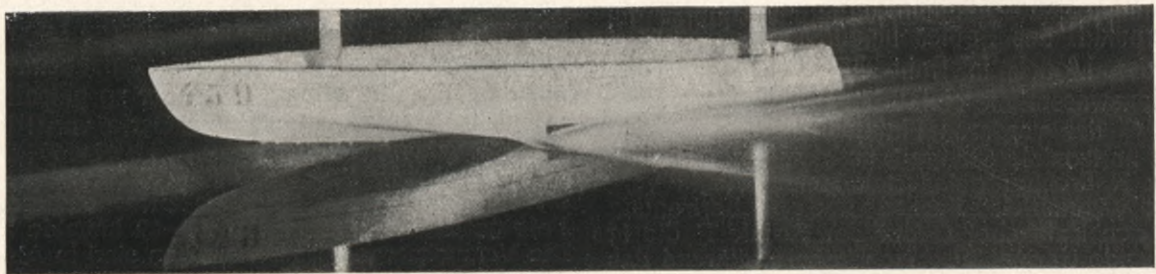
wobei unter D das Gewicht des Fahrzeuges in Tonnen und unter V_s die Fahrtgeschwindigkeit in km/stde. zu verstehen ist. Wie aus dem Verlauf der C_e Kurve zu ersehen, nehmen diese Leistungskonstanten bei Erhöhung der Fahrtgeschwindigkeit ständig zu und zeigen dadurch die Ueberlegenheit derartig gebauter Stufen-Gleitboote von geringem Gewicht gegenüber sogenannten Verdrängungs-Schnellbooten mit gewöhnlichen Formen, bei denen in der Regel das Umgekehrte auftritt. Die Fahrtversuche zur Bestimmung der abgebremsten Wellenpferdestärken WPS der Motorenleistung werden bei Wasserpropellerantrieb nach dem bereits im Abschnitt B beschriebenen Verfahren ausgeführt und die für den betreffenden Konstruktionsfall zweckmäßigsten Propeller auf Grund der mit Serien-Propeller verschiedener Konstruktionsverhältnisse ermittelten



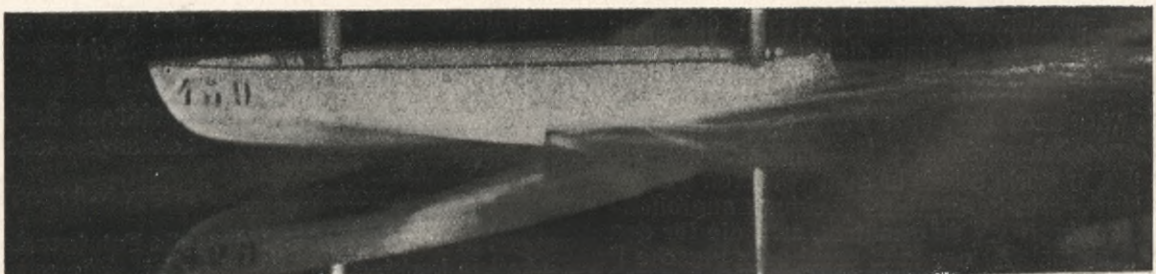
$V_s = 22 \text{ km/Std.}$



$V_s = 34,5 \text{ km/Std.}$



$V_s = 45,5 \text{ km/Std.}$



$V_s = 56,5 \text{ km/Std.}$



$V_s = 69 \text{ km/Std.}$

Abb. 27. Gleitboot mit Wasserpropellerantrieb

Versuchsergebnisse, von denen die einer beschränkten Gruppe in Abschnitt E gebracht worden sind, dimensioniert.

Da Gleitboote in neuerer Zeit vielfach auch mit Luftpropellerantrieb ausgerüstet worden sind, so mögen in folgendem noch zum Schluß an einem Beispiel die für ein derartig gebautes Fahrzeug ausgeführten Modellversuche erörtert werden. Abb. 29 zeigt die Einrichtung des betreffenden Bootes, Abb. 30 die Linien und Schnitte, während in Abb. 31 die Diagramme der Schlepp-Versuchsergebnisse und in Abb. 33 eine Serie von Photos des Schiffsmodells bei verschiedenen Fahrtgeschwindigkeiten dargestellt worden sind. Das im Maßstabe 1/20 des zugehörigen Luftpropellers (s. Abb. 32) hergestellte

der Momentenkonstanten $c_2 = \frac{M}{n^2 D^2 H^3}$ für gleichen

Slip, (gleiche Tourenzahl bei gleicher Fahrtgeschwindigkeit) nur durch die Zahl 825, entsprechend dem Verhältnis der Dichtigkeiten dividiert zu werden brauchen, während die Wirkungsgrade η in beiden Fällen als gleich groß angenommen werden können. Die auf diese Weise übertragenen Versuchsergebnisse sind zunächst in den Diagrammen Abb. 35 in einer von denen in Abb. 34 abweichenden Form, nicht, wie sonst bei Wasserpropellern üblich, über dem nominellen Slip

$$s_n = \frac{nH - V}{nH}, \text{ sondern als Funktion von } \frac{V}{nD} \text{ auf-}$$

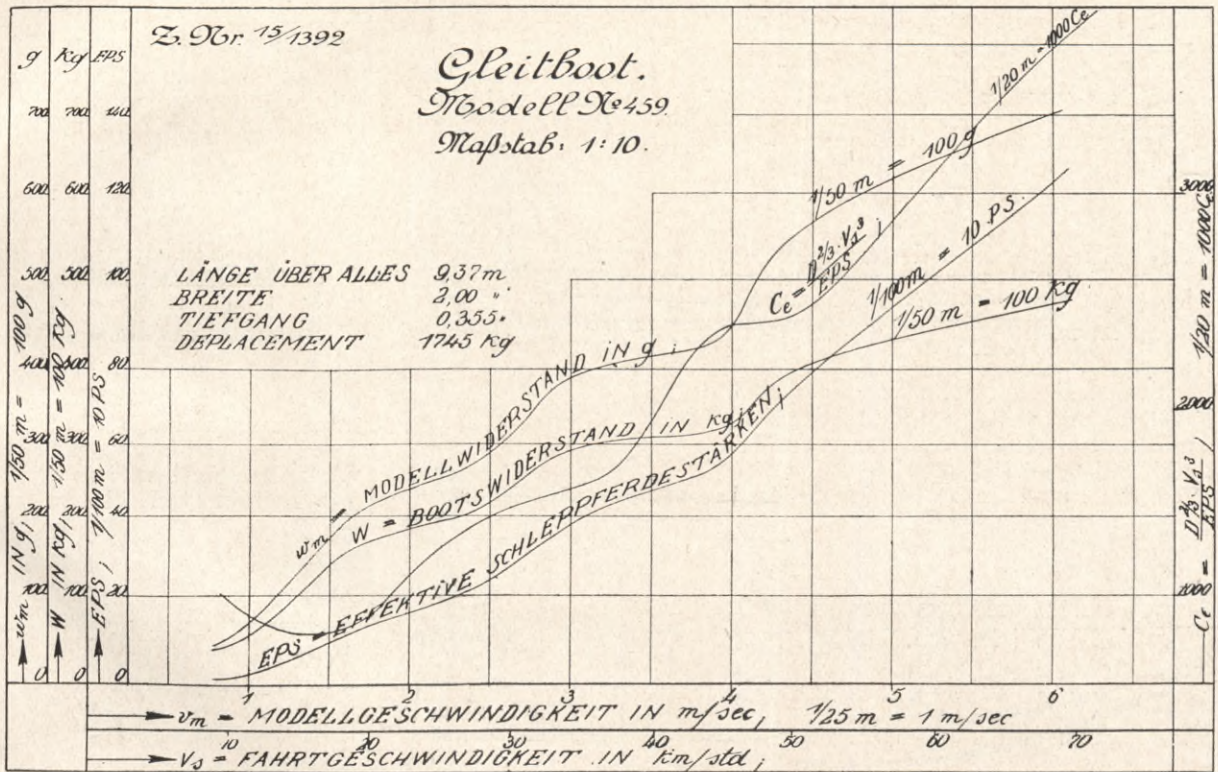


Abb. 28

Modell desselben wurde nach der in Abschnitt D beschriebenen Methode im Wasser mit der konstanten Tourenzahl von 900 /Min. in Stand und bei verschiedenen Fahrtgeschwindigkeiten untersucht. Die Diagramme der so ermittelten Versuchsergebnisse sind in Abb. 34 zur Darstellung gebracht. Bei der Uebertragung der im Wasser festgestellten Ergebnisse auf Luft von 15° C. bei 760 m/m Barometerstand wurde die durch Vergleichsversuche inzwischen als zulässig bestätigte Annahme gemacht, daß jene trotz der verschiedenen Zähigkeit beider Medien allein unter Berücksichtigung der verschiedenen Dichte derselben mit genügender Genauigkeit vorgenommen werden darf, so daß die in Wasser ermittelten

Werte der Schubkonstanten $c_1 = \frac{S}{n^2 D^2 H^2}$ und

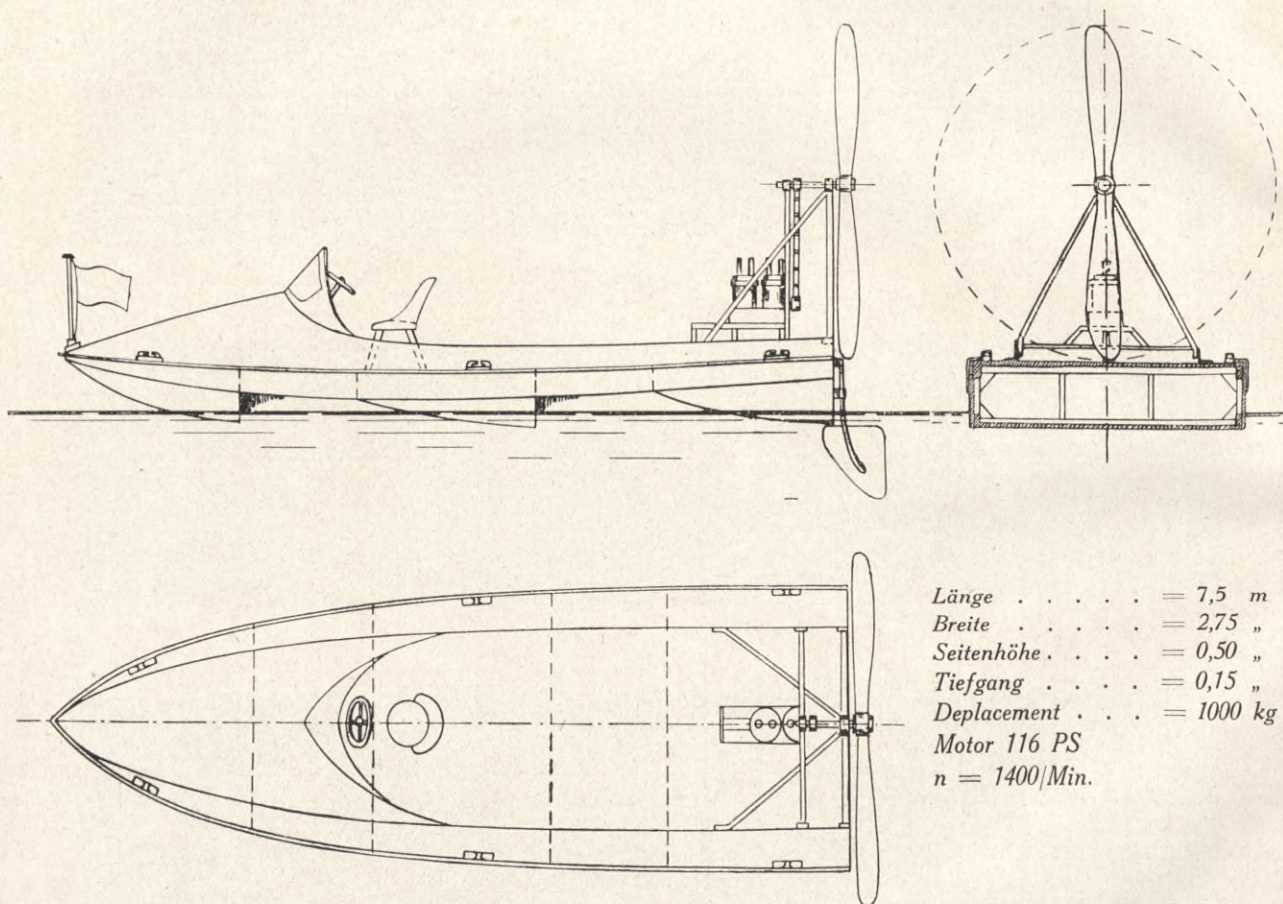
getragen, wobei V die Fahrtgeschwindigkeit in m/sec., n die Tourenzahl pro Sekunde und D den Propellerdurchmesser in m bedeuten. Da nämlich die sogenannte nominelle Steigung H, welche bei Luftpropellern in der Regel als Sehnensteigung auf 0,7 des Radius von der Drehachse gemessen wird, oft infolge der Verschiedenartigkeit der gewählten Flügelquerschnitte ganz wesentlich von der wirksamen abweicht, so kommt bei diesen auch dem nominellen Slip nicht die Bedeutung zu, die derselbe für die Beurteilung der Wirkungsweise der mehr oder weniger gleichmäßig geformten Wasserpropeller hat. Dagegen dürfte es zweckdienlich sein, auf Grund der in Abb. 35 gewählten Darstellung der Versuchsergebnisse als Funktion von $\frac{V}{nD}$ bei gegebener

Fahrtgeschwindigkeit, Tourenzahl und Durchmesser ohne weiteres den Wirkungsgrad η entnehmen und aus den Schub- und Momentenkonstanten auch den Schub und das Drehmoment eines dem untersuchten Modell genau ähnlichen Propellers leicht berechnen zu können. Hierzu wäre noch zu erwähnen, daß bei der in den Diagrammen Abb. 35 gewählten Darstellungsweise der Schub- und Momentenkonstanten die Dimension der Steigung ebenfalls nicht mehr eingeführt, sondern durch die des Durchmessers ersetzt worden ist, so daß erstere

Funktion des Durchmesserbelastungsgrades $\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V}$ deren Definition bereits in Abschnitt E gegeben worden ist, aufrägt, wobei unter S der Propellerschub in kg, unter D der Durchmesser in m, unter V die Fahrtgeschwindigkeit in m/sec. und unter n die Tourenzahl pro Sekunde zu verstehen ist.

Verlangt: Fahrtgeschwindigkeit von 50 km/stde.

Der größte statthafte Propellerdurchmesser D sei mit Rücksicht auf die Konstruktion



- Länge = 7,5 m
- Breite = 2,75 "
- Seitenhöhe = 0,50 "
- Tiefgang = 0,15 "
- Displacement = 1000 kg
- Motor 116 PS
- n = 1400/Min.

Abb. 29. Motorboot mit Luftpropeller-Antrieb. Einrichtung.

in der bestimmten Form $c'_1 = \frac{S}{n^2 D^4}$ bzw. $c'_2 = \frac{M}{n^2 D^5}$ erscheinen.

Eine bequeme Anwendung der so ermittelten Propellerversuchsergebnisse auf den Fall des vorliegenden Gleitbootes, dessen Schleppversuchsergebnisse in Abb. 31 dargestellt sind, wird, wie in folgendem durch ein Zahlenbeispiel erläutert werden soll, erreicht, wenn man wie in Abbildung 36 ausgeführt, dieselben schließlich in Form des Wirkungsgrades η und des sogenannten Slipgrades $\frac{nD}{V}$ als

auf 3,4 m beschränkt. Das Boot erfährt bei 50 km/Std. = 13,9 m/Sek. einen Widerstand $W = 290$ kg (s. Abb. 31), welcher durch einen ebenso großen Propellerschub S überwunden werden muß. Mithin beträgt der vorliegende Durchmesserbelastungsgrad des Propellers $\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V} = \frac{\sqrt{290}}{3,4 \cdot 13,9} = 0,36$. Hierbei geben die Diagramme Abb. 36 einen Wirkungsgrad $\eta = 48\%$ und einen Slipgrad $\frac{nD}{V} = 4,0$. Demnach werden zur Erreichung der Fahrtgeschwindigkeit von 50 km/Std., bei der

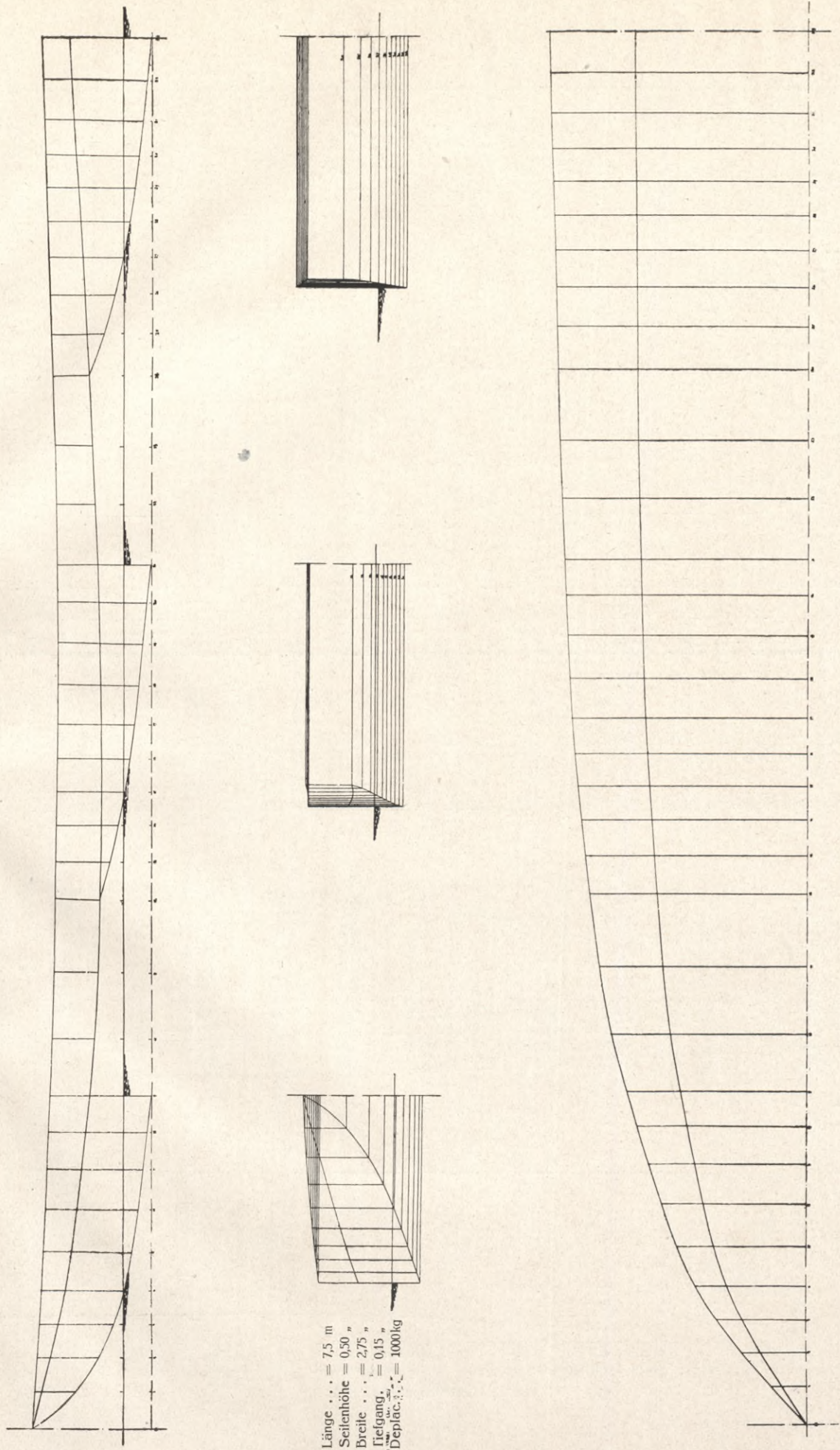


Abb. 30. Motorboot mit Luftpropellerantrieb. Linien.

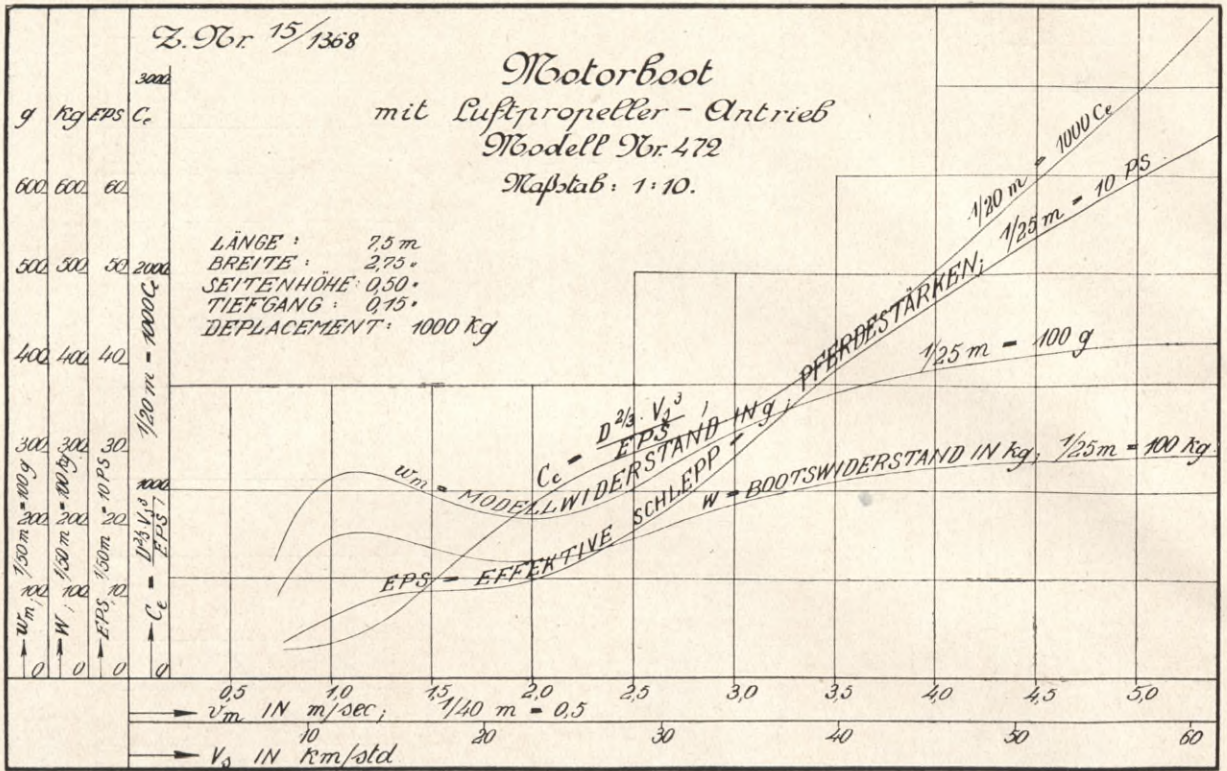
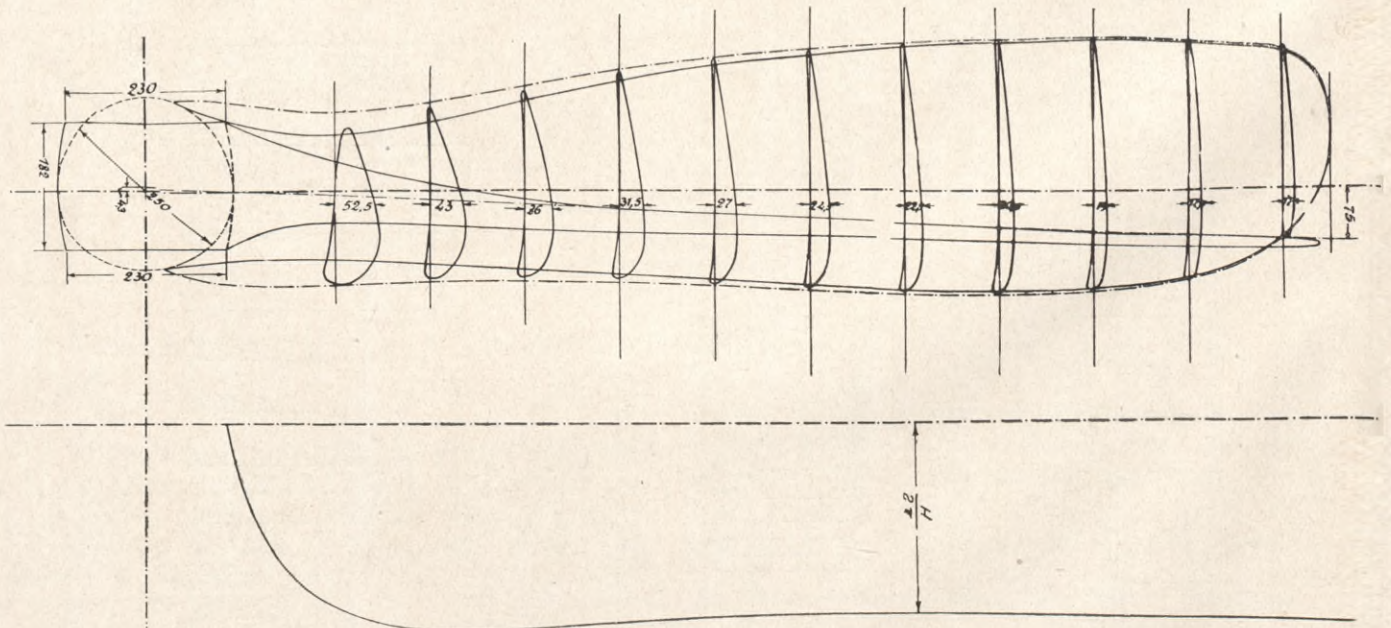


Abb. 31

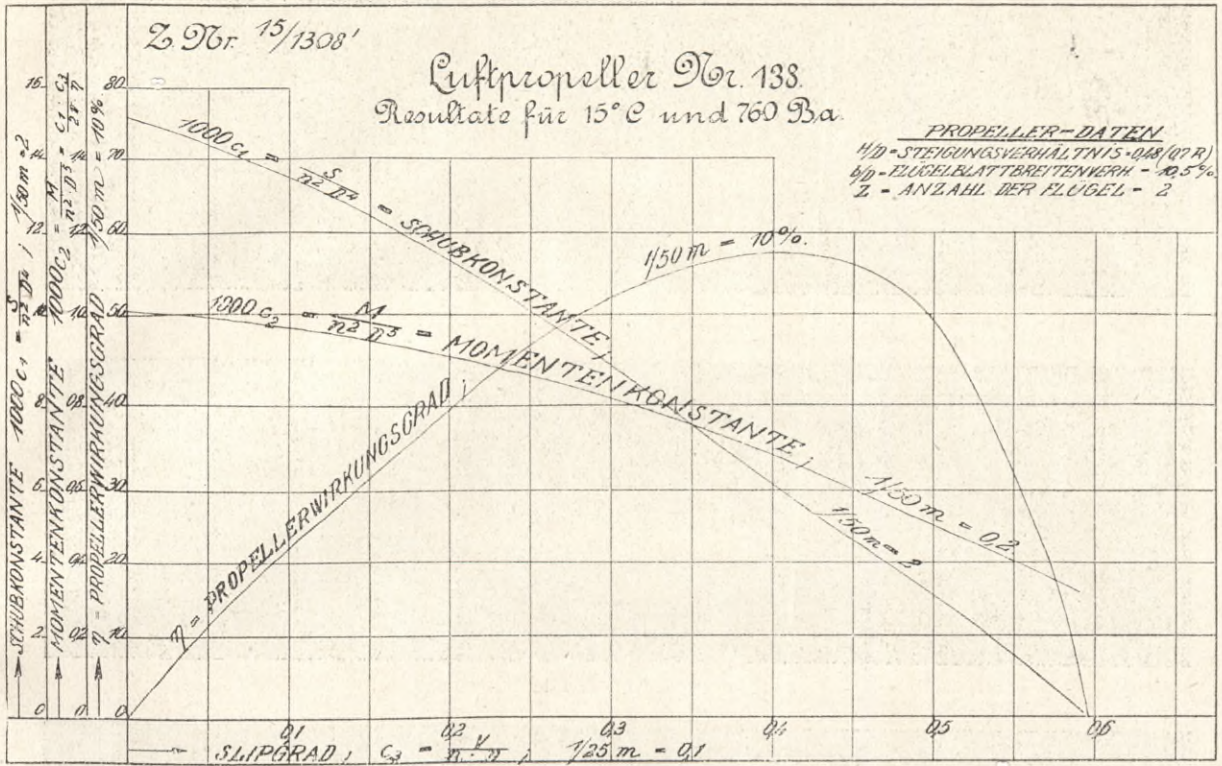
EPS = 52,5 effektive Schlepp-Pferde festgestellt worden sind, $\frac{\text{EPS}}{\eta} = \frac{52,5}{0,48} = 109$ abgebremste Propellerpferde erforderlich sein. Der Propeller kommt

dabei auf $n = 4,0 \cdot \frac{V}{D} = 4,0 \cdot \frac{13,9}{3,4} = 16,4$ Touren pro Sekunde = 985 pro Minute. Da der Motor seine volle Leistung aber bei $n = 1400$ Touren pro Minute



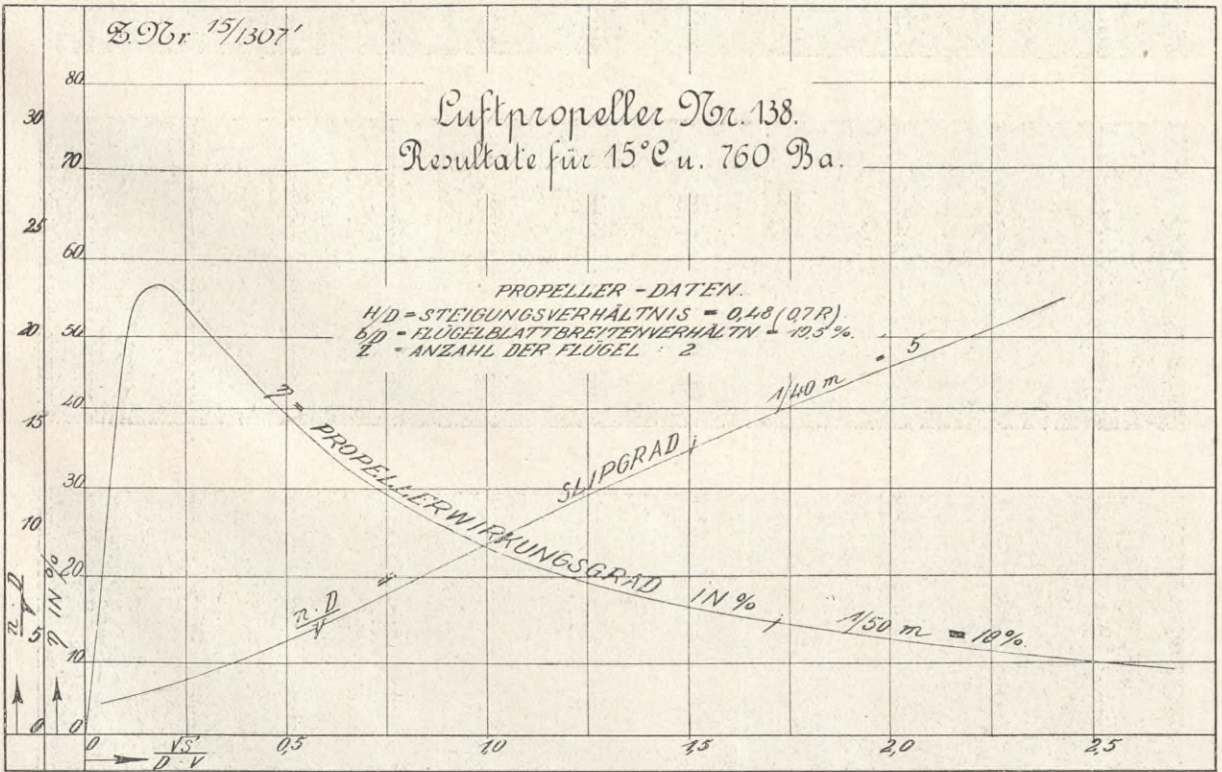
Anzahl der Flügel . . . = 2 Naben = 250 mm
 Äußerer Durchmesser = 3400 mm Steigung auf 0,7 D . . = 1630 mm

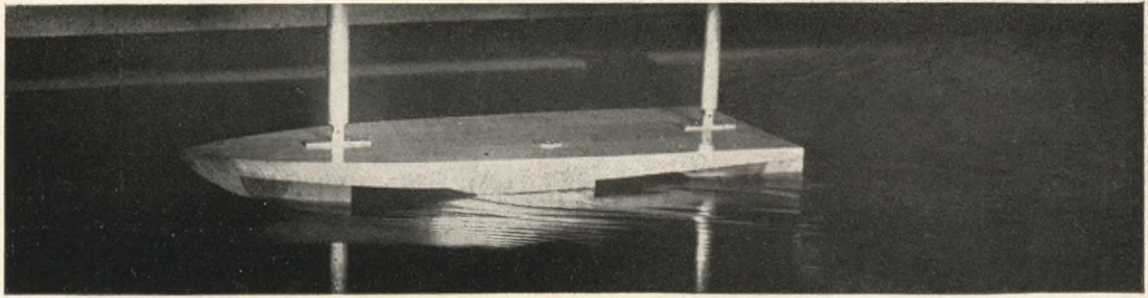
Abb. 32. Luft-Propeller Nr. 138



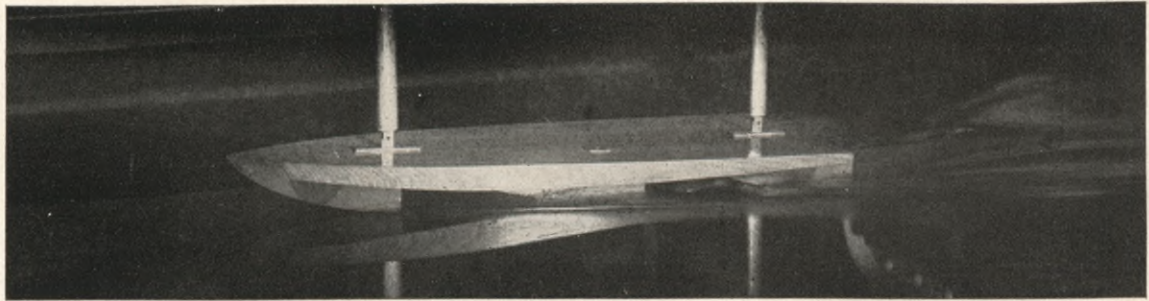
abgibt, so muß für den vorliegenden Fall ein Unterseßungsgetriebe von $\frac{985}{1400} = \frac{1}{1,42}$ angeordnet werden. Letzteres hat einen Wirkungsgrad von

etwa 0,94. Mithin ist zur Erreichung der Konstruktionsgeschwindigkeit von 50 km/Std. eine Motorsstärke von ca. $\frac{109}{0,94} = 116$ PS erforderlich.

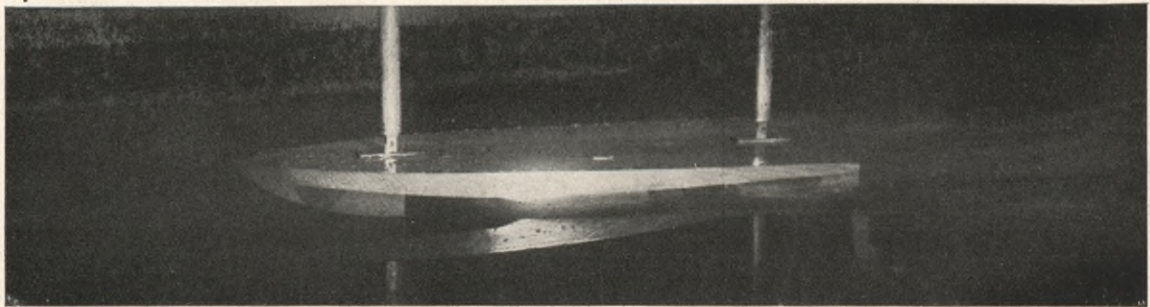




$V_S = 5,88 \text{ km/Std.}$



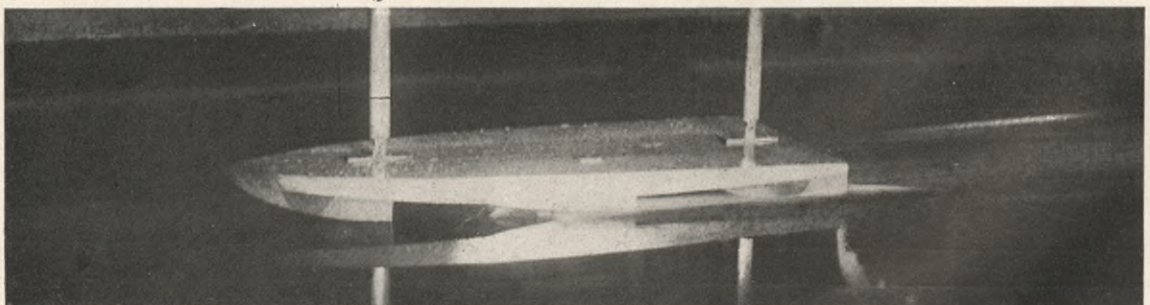
$V_S = 14,71 \text{ km/Std.}$



$V_S = 22,93 \text{ km/Std.}$



$V_S = 34,55 \text{ km/Std.}$



$V_S = 45,70 \text{ km/Std.}$

Abb. 33. Gleitboot mit Luftpropellerantrieb.

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin

Abteilung Schiffbau

Propeller-Modell Nr. 138 Versuch Nr. 187

Auftrag: 91 M. c. f.

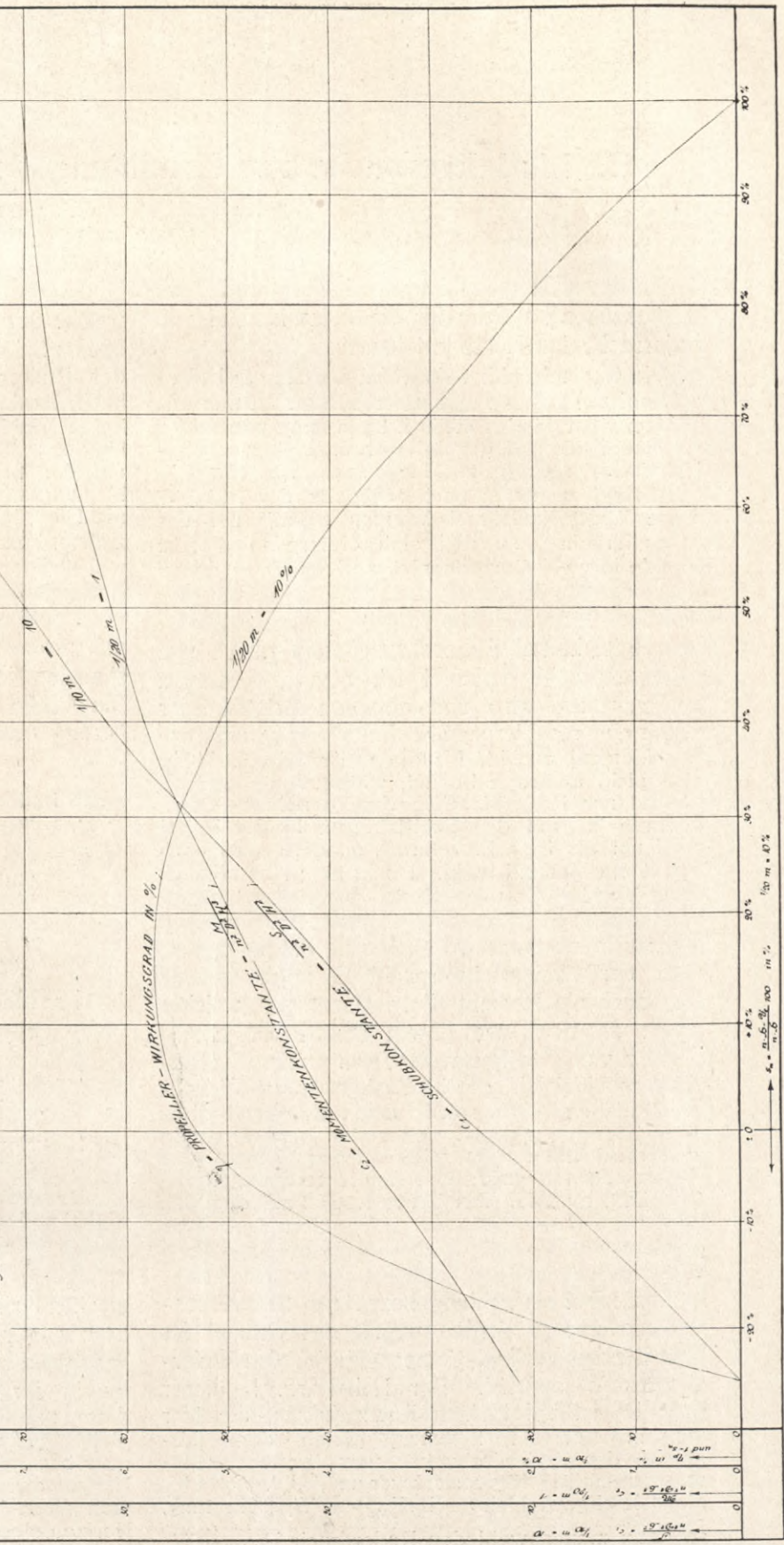
Modellmaßstab $\frac{1}{20}$ 1:30

Versuche mit freiliegendem Modell-P. Propeller

Touren constant = 15 /sec.

Daten des Luft-Propellers Modell Nr. 138

- g . Nulkrer Durchmesser . 340 mm
- d . Keulen-Durchmesser . 950 .
- b . nominelle scheinung (Weite) . 630 .
- A . Querschnitt . 9070 qm
- A_0 . abgemessenes Flügel-Areal . 9375 .
- A_1 . projiziertes Flügel-Areal . 9888 .
- σ . Anzahl der Flügel . 2



$\alpha = \frac{v}{v_0}$
 $\beta = \frac{v_1}{v_0}$
 $\gamma = \frac{v_2}{v_0}$
 $\delta = \frac{v_3}{v_0}$
 $\epsilon = \frac{v_4}{v_0}$
 $\zeta = \frac{v_5}{v_0}$
 $\eta = \frac{v_6}{v_0}$
 $\theta = \frac{v_7}{v_0}$
 $\iota = \frac{v_8}{v_0}$
 $\kappa = \frac{v_9}{v_0}$
 $\lambda = \frac{v_{10}}{v_0}$
 $\mu = \frac{v_{11}}{v_0}$
 $\nu = \frac{v_{12}}{v_0}$
 $\xi = \frac{v_{13}}{v_0}$
 $\omicron = \frac{v_{14}}{v_0}$
 $\pi = \frac{v_{15}}{v_0}$
 $\rho = \frac{v_{16}}{v_0}$
 $\sigma = \frac{v_{17}}{v_0}$
 $\tau = \frac{v_{18}}{v_0}$
 $\upsilon = \frac{v_{19}}{v_0}$
 $\phi = \frac{v_{20}}{v_0}$
 $\chi = \frac{v_{21}}{v_0}$
 $\psi = \frac{v_{22}}{v_0}$
 $\omega = \frac{v_{23}}{v_0}$
 $\vartheta = \frac{v_{24}}{v_0}$
 $\vartheta = \frac{v_{25}}{v_0}$
 $\vartheta = \frac{v_{26}}{v_0}$
 $\vartheta = \frac{v_{27}}{v_0}$
 $\vartheta = \frac{v_{28}}{v_0}$
 $\vartheta = \frac{v_{29}}{v_0}$
 $\vartheta = \frac{v_{30}}{v_0}$

G. Modellversuche zur Ermittlung der Fahrtstabilität von Untersee-Booten

Die Versuche haben den Zweck, die Verhältnisse zu bestimmen, welche für die Fahrtstabilität von Unterseebooten in Frage kommen.

Die Gesamtreaktionskraft W , welche ein Unterseeboot bei seiner Fahrt unter Wasser infolge des Wasserwiderstandes erfährt, kann man, wie später an einem Beispiel gezeigt werden soll, versuchs-technisch der Größe und Lage nach ermitteln.

Bringt man nun nach Maßgabe der Abb. 37 diese Widerstandskraft W zum Schnitt mit der Propellerachse, so läßt sich erstere in diesem Punkte in zwei Componenten zerlegen, von denen die eine W_h in die Propellerachse selbst fällt und dem Propellerschub S in der Gleichgewichtslage (gleichförmige Geschwindigkeit) gleich und entgegengesetzt gerichtet ist, also von diesem aufgenommen wird und auf den Schiffskörper weder eine resultierende Kraft noch ein resultierendes Moment ausübt, für die weitere Betrachtung also nicht in Frage kommt, während die andere, normal zur Propellerschubachse gerichtete Componente W_v auf den Schiffskörper in der Regel nicht nur als freie Einzelkraft, sondern auch noch mit einem Moment wirkt. Denkt man sich nämlich diese Vertikal-Componente W_v parallel sich selbst nach dem Displacementsschwerpunkt F verschoben und macht zunächst die Annahme, daß in diesem auch der Systemschwerpunkt G liegt, so muß man noch ein Moment $W_v \cdot a$ hinzufügen, welches gleich der Kraft mal ihrem ursprünglichen Abstand a vom Displacementsschwerpunkte (System-schwerpunkte) ist. Die im Systemschwerpunkt angreifende Kraft W_v würde demnach das Boot in ihrer Richtung parallel sich selbst ohne Drehung zu verschieben suchen, während das Moment eine Trimmänderung verursacht. Um letzterer entgegenzuwirken, muß für den besonderen Fall, daß das Boot nur mit den hinteren Tiefenrudern fahrtstabil gehalten werden soll, in der Drehachse derselben eine Vertikal-Kraft R_v durch Neigen des Ruderblattes zur Fahrtrichtung bzw. zur Stromlinienrichtung erzeugt werden, welche das Moment der betreffenden Vertikal-Componente W_v des Widerstandes W aufhebt. Der Hebelsarm b dieser Kraft R_v ist bei kleinen Ruderwinkeln, die hier nur in Betracht kommen, gleich dem Abstände der Ruderdrehachse vom Displacementsschwerpunkt F (System-schwerpunkt G). Da für die Gleichgewichtslage $b \cdot R_v = a \cdot W_v$ sein muß, so kann man sowohl den Ruderdruck $R_v = \frac{a}{b} \cdot W_v$

bestimmen, als auch die Ruderneigung ermitteln, welche zur Erzeugung desselben erforderlich ist. Die im Schiffbau üblichen Formeln zur Bestimmung der Ruderreaktion bei Neigungswinkeln (Weißbach, Rankine, Middendorf usw.) geben allerdings keine richtigen Werte, da sie durchweg das Längen \cdot Breiten - Verhältnis der Ruderfläche, das auf die Größe der Reaktion bei sonst gleichen Neigungswinkeln ganz wesentlichen Einfluß hat, nicht berücksichtigen. Um dies in Betracht zu ziehen, können die beigefügten Diagramme, Abb. 38 und 39 dienen, welche die Beiwerte der Vertikal- und Horizontalwiderstandskräfte für ebene Flächen von verschiedenen Längen \cdot Breitenverhältnissen angeben, die zu ihrer Bewegungsrichtung unter bestimmten Neigungswinkeln geschleppt worden sind. Die Größe der Vertikalkraft läßt sich durch die Formel ausdrücken:

$$V = \zeta_v \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot v^2; \text{ (s. Abb. 40)}$$

hierin bedeuten:

V = Vertikalstützkraft in kg;

ζ_v = Beiwert, abhängig vom Neigungswinkel und vom Längen \cdot Breitenverhältnis der Fläche.

$\gamma = 1000$

$g = 9,81$

F = Fläche in qm

v = Geschwindigkeit in m/sec.

Desgleichen:

$$H = \zeta_h \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot v^2;$$

H = Horizontalwiderstandskraft in der Bewegungsrichtung in kg.

Der Beiwert ζ_h ist ebenfalls vom Neigungswinkel und von dem Längen \cdot Breitenverhältnis der Fläche abhängig.

Wie aus den Diagrammen Abb. 38 und 39 zu ersehen, sind rechteckige Platten von gleichem Areal bei gleichen Neigungswinkeln bedeutend wirksamer, wenn ihre kurzen Kanten in der Bewegungsrichtung liegen, als wenn dies mit ihren langen der Fall ist. Für gleiche erforderliche Vertikal - Stützkraft brauchen quer bewegte rechteckige Platten daher geringere Neigungswinkel als längsgeschleppte. Betrachtet man diese Verhältnisse beim Ruder, so wird die Horizontalcomponente R_h der normal zum Blatt wirkenden Ruderreaktion R einen schädlichen

Frontwiderstand, d. h. eine Widerstandsvermehrung des Schiffskörpers, zur Folge haben: $R_h = R_v \cdot \tan \alpha$. Bei kleineren Neigungswinkeln werden also die schädlichen Frontwiderstände kleiner sein und Ruder, die in ihrer Bewegungsrichtung möglichst schmal sind, bei derselben nutzbaren Stützkraft R_v bedeutend günstiger sein als solche, die in der Bewegungsrichtung langgestreckt sind.

Eine Schwierigkeit, welche der rechnerischen Ermittlung der Ruderreaktion bei Neigungswinkeln noch entgegensteht, ist der unbestimmte Einfallswinkel des Wassers auf die Ruderebene, der keineswegs bei am Schiffskörper angebrachten Platten gleich ihrer Neigung zur Bewegungsrichtung, sondern abhängig von dem ganzen Verlauf der Stromlinien ist. Ferner wäre noch zu erwähnen, daß genau genommen das stabilisierende Moment des Ruders nicht gleich $R_v \cdot b$, sondern gleich der normal zum Ruder gerichteten Reaktion $R \times c$ (s. Abb. 37) ihrem senkrechten Abstand vom Deplacementsschwerpunkt F ist. Da es sich jedoch in der Regel nur um kleine

Ermittlung der Gesamterresultierenden des Wasserwiderstandes W der Größe und Lage nach durch den Modellschleppversuch.

Das Modell wird in den beiden Punkten A und B (Abb. 41) mittels der Stangen C durch die Federn D an zwei Festpunkten des Schleppwagens aufgehängt und durch Gewichte auf den an den Stangen C angebrachten Wagschalen E solange in Stand ausgetrimmt, bis es die gewünschte Lage (Neigung des Kiels zur Fahrtrichtung) bei dem betreffenden Tiefgang unter der Wasseroberfläche WL hat. Die beiden Stangen C, welche in den Flaschen F in vertikaler Richtung reibungslos geführt werden, haben an ihrem oberen Ende Zeiger G, welche auf Skalen H spielen, die die jedesmalige Lage des Bootes vom Schleppwagen aus erkennen lassen. Die vordere der beiden Stangen C ist durch die Gelenkstange J mit dem unteren Ende des gleicharmigen Widerstandsdyna-

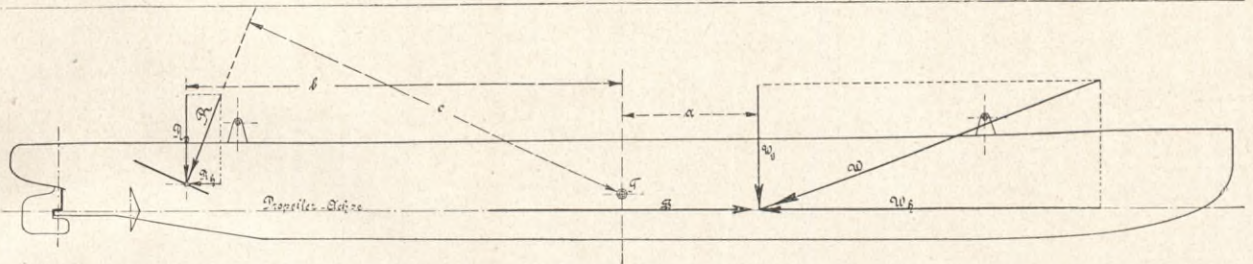


Abb. 37

Ruderwinkel handelt, so dürfte annähernd $R_v \cdot b = R \cdot c$ sein. Die Horizontalcomponente R_h der Reaktion R wird schließlich nur dann ohne Einfluß auf die Stabilität sein, d. h. kein zusätzliches Trimmmoment erzeugen, wenn der Drehpunkt der Ruderachse in der Horizontal-Ebene der Propellerachse liegt. In diesem Falle wird R_h von dem zusätzlichen Propellerschub dS überwunden und auf das Boot wirkungslos sein. Hat die Ruderachse mit Bezug auf die durch die Propeller gelegte Horizontal-Ebene eine andere Lage, so wird beim jedesmaligen Ruderlegen noch ein zusätzliches, kleines Trimmmoment erzeugt, welches aber auf die Stabilitätsverhältnisse von keinem wesentlichen Einfluß ist und für überschlägliche Rechnungen wohl vernachlässigt werden darf. Wenn man auf diese Weise auch rein rechnerisch aus dem Schleppversuch ohne Tiefen-Ruder die Gleichgewichtsbedingungen für das Boot annähernd bestimmen kann, so dürfte doch aus obigen Betrachtungen hervorgehen, daß es in jedem besonderen Falle nur durch den Schleppversuch mit am Modell angebrachten Tiefenrudern möglich ist, die wirkliche Größe der Reaktion und der dazu erforderlichen Neigung der Ruder zu bestimmen, wie es in besonderen Versuchs-Gruppen auch durchgeführt wird.

momenterhebels K verbunden, dessen Belastung beim Schleppen des Modells an dem vorgeschalteten ebenfalls gleicharmigen Kniehebel L auf der Wagschale M durch Gewichte gemessen werden kann. Wird nun das Modell bei einer bestimmten Fahrtgeschwindigkeit geschleppt, so läßt es sich nur dann in seiner ursprünglichen, in Stand für die Fahrt ausgetrimmten Lage halten, wenn man außer einer Belastung des Widerstandsdynamometerhebels auf der Wagschale M auch Gewichte auf den Wagschalen E hinzufügt oder fortnimmt. Diese Gewichtsunterschiede auf den Wagschalen E geben ohne weiteres im umgekehrten Sinne Größe und Richtung der Vertikal-Reaktionen an, welche das Modell in den beiden Punkten A und B während der Fahrt erfahren hat. Die gemessene Belastung des Widerstandsdynamometerhebels K dagegen ist noch nicht ohne weiteres gleich dem Horizontal-Widerstande des Modells, sondern muß, um diesen selbst zu bestimmen, für die weitere Auswertung zunächst auf dessen wahren Hebelsarm, der bis zu dem am Modell angebrachten Halter B reicht, übertragen werden. Außerdem ist für letzteren Fall noch eine Korrektur zur Berücksichtigung des unvermeidlichen Eigenwiderstandes der Stangen C erforderlich. Man kennt somit folgende drei Kräfte, welche nötig sind, um das Modell während der

Fahrt in einer bestimmten Lage im Gleichgewicht zu halten,

1. die im Punkte B angreifende Horizontalkraft,
2. die im Punkte B angreifende Vertikalkraft und
3. die im Punkte A angreifende Vertikalkraft.

Die Resultierende derselben muß gleich (aber entgegengesetzt gerichtet) der auf das Modell wirkenden Gesamtreaktionskraft des Wasserwiderstandes sein.

In den Abb. 42 bis 47 sind die durch den Versuch festgestellten Gesamtwasserwiderstandskräfte W für ein Unterseeboot von etwa 55 m

angreifenden Vertikalwiderstand $V_{a_1} = 250$ kg und bestimmt mit diesem zusammen den auf das Boot wirkenden Gesamtwiderstand W der Größe und Lage nach mit 5300 kg. Die Gesamtwiderstandskraft W schneidet die Propellerschubkraft im Punkte D und kann in diesem in die beiden Komponenten $W_h = 5250$ kg und $W_v = 780$ kg zerlegt werden, von denen die erstere in die Propellerwellenachse fällt und die letztere normal zu derselben steht. W_h muß bei der betreffenden Geschwindigkeit vom Propellerschub S überwunden werden, ergibt also mit diesem zusammen eine Resultierende gleich Null und kann für die weitere

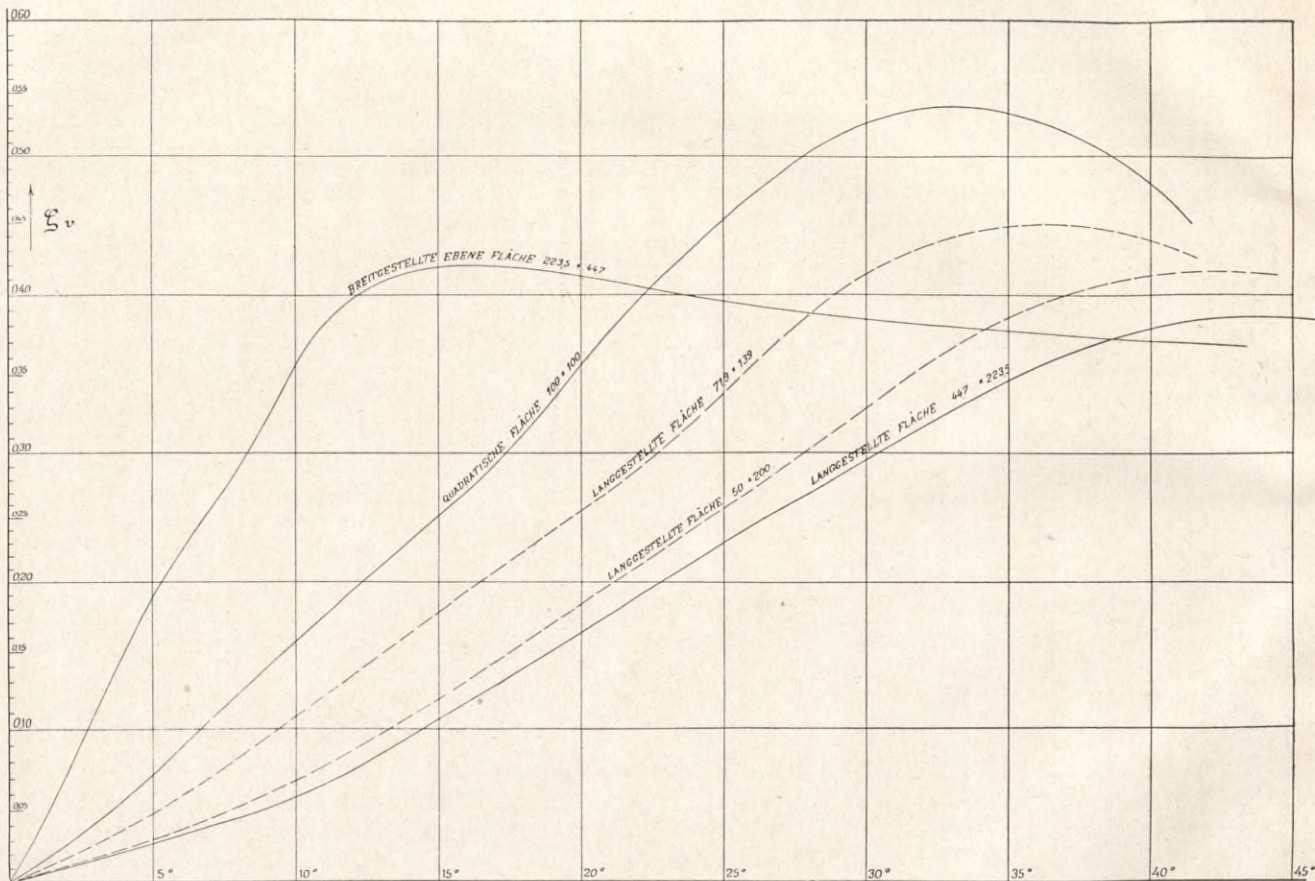


Abb. 38. Koeffizienten zur Bestimmung vertikaler Stützkkräfte auf geneigte rechteckige ebene Flächen

Länge und $700 \pm \gamma$ Displacement bei 10 kn Fahrtgeschwindigkeit der Größe und Lage nach zur Darstellung gebracht.

Die Zusammensetzung der drei mit dem Modell ohne Tiefenruder ermittelten Reaktionskräfte ist der größeren Klarheit wegen an dem Beispiel des Versuchs 2 ($\frac{1}{2}^\circ$ Kielneigung nach vorne), Abb. 43 vorgenommen. Der im Punkte B gemessene Horizontalwiderstand des Bootes ist mit $H_b = 5252$ kg, der Vertikalwiderstand V_b an derselben Stelle mit 515 kg senkrecht nach unten festgestellt worden. Diese ergeben zunächst die schräg nach unten gerichtete Resultierende $W_b = 5270$ kg. Letztere schneidet im Punkte C den im Punkte A senkrecht nach unten

Betrachtung ganz ausgeschaltet werden. Denkt man sich W_v parallel sich selbst bis zum Displacementsschwerpunkt F bzw. Gewichtsschwerpunkt G, dem angenommenen Drehpunkt des Bootes, verschoben, so muß man noch ein Moment hinzu addieren, welches gleich der Kraft W_v mal dem senkrechten Abstand a derselben von F bzw. G ist. Letztere sind auf der Hälfte der Länge des Bootes im Spant-5 angenommen, so daß $W_v \cdot a$ in diesem Falle gleich $780 \text{ kg} \cdot 21,2 = 16\,500 \text{ mkg}$ beträgt.

Dieses hinten nach unten gerichtete Kippmoment des Widerstandes muß in der Gleichgewichtslage durch ein gleich großes, in entgegengesetzter Richtung wirkendes aufrichtendes Stützmoment der hinteren Ruder aufgehoben werden, wenn, wie beab-

sichtig, die Fahrtstabilität allein mit den hinteren, ohne Benutzung der vorderen Tiefenruder aufrecht erhalten werden soll. Denkt man sich die in der Drehachse der hinteren Ruder angreifende Kraft R ebenfalls in zwei Componenten R_h und R_v zerlegt, von denen die erstere in die Richtung der Propellerschubachse fällt, die letztere zu dieser senkrecht

$$R_v = 780 \cdot \frac{21,2}{24,7} = 670 \text{ kg};$$

R_v übt aber auf das Boot außer dem Stützmoment noch eine Einzelkraft aus, welche man sich ebenfalls in F bzw. G angreifend denken kann und die mit W_v zusammen die Resultierende $W_v - R_v$ ergibt,

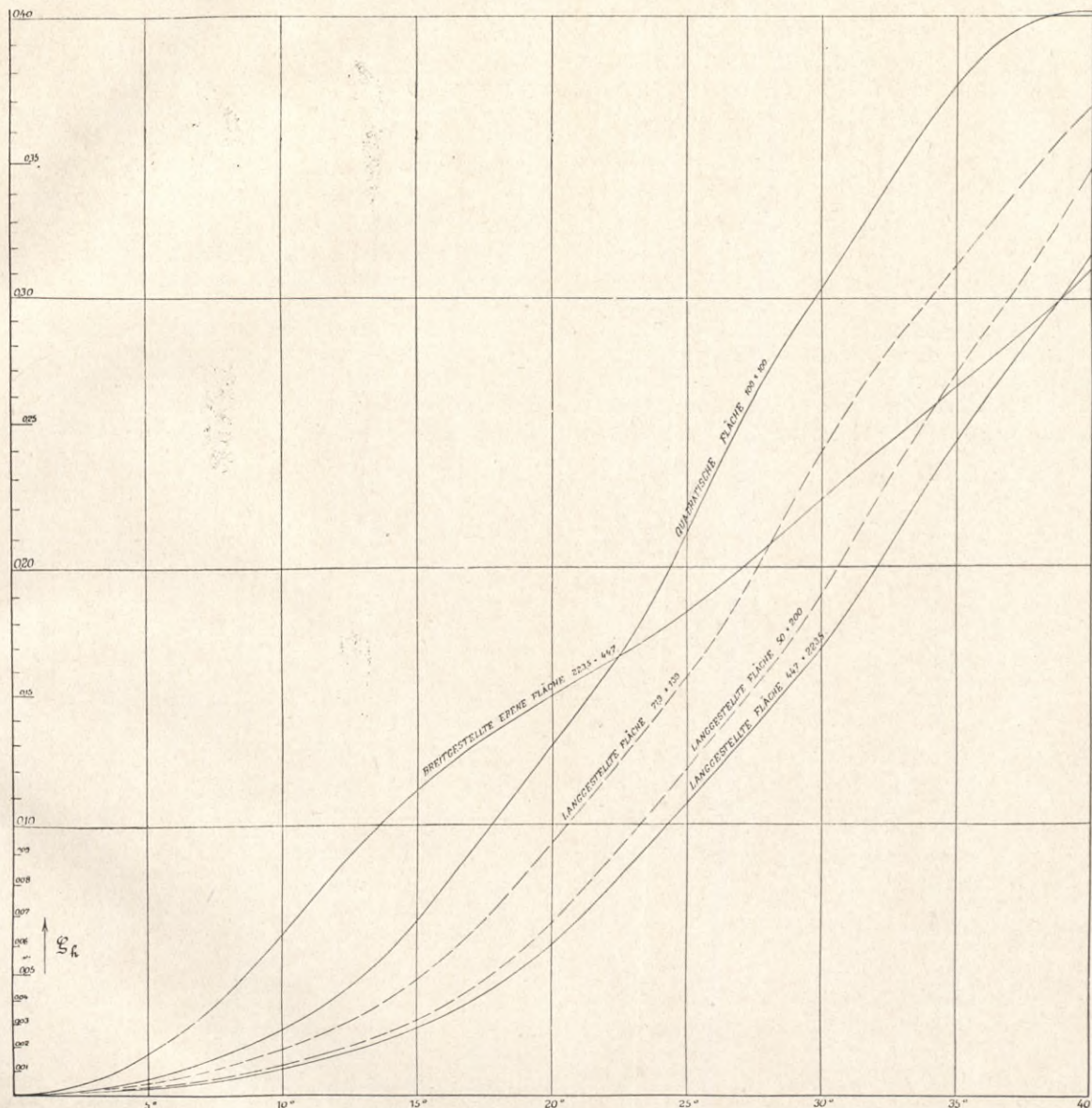


Abb. 39. Koeffizienten zur Bestimmung horizontaler Druckkräfte auf geneigte rechteckige ebene Flächen

steht, so muß R_h ebenfalls von der zusätzlichen Propellerschubkraft dS überwunden werden, während R_v in diesem Falle nach oben (entgegengesetzt W_v) gerichtet sein muß und an einem Hebelsarm wirkt, welcher gleich dem senkrechten Abstand der Kraft R_v vom Drehpunkt des Bootes = 24,7 m ist. Man kann also die Ruderstützpunktcomponente $R_v = W_v \cdot \frac{a}{b}$ berechnen.

die von dem Restauftrieb des Bootes aufgenommen werden muß.

$$W_v - R_v = 780 - 670 = 90 \text{ kg}.$$

Das Boot kann also unter $\frac{1}{2}^\circ$ Kielneigung nach vorne unten mit 90 kg Restauftrieb fahren, wenn die hinteren Tiefenruder so gewählt worden sind, daß sie bei entsprechender Neigung eine nußbare Ruderstützkraft R_v von 670 kg liefern.

Bei obigen Untersuchungen ist die Gewichtsstabilität des Bootes nicht mit in Rechnung gesetzt sondern die Annahme gemacht worden, daß Gewichtsschwerpunkt G und Deplacementsschwerpunkt F zusammenfallen und die metazentrische

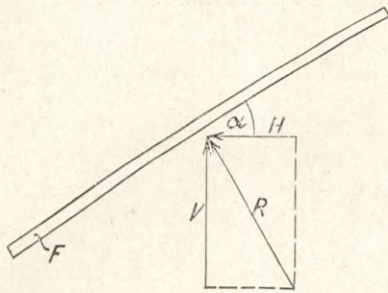


Abb. 40.

Höhe FG infolgedessen gleich Null ist. Hat FG das übliche Maß von 0,15 m und setzt man das für die Gewichtsstabilität in Betracht kommende Deplacement wegen der Kommunikation der Ueberflutungsräume mit dem Außenwasser nicht mit seinem vollen Wert von 700 t, sondern nur zu etwa 630 t ein, so würde $\alpha = 1^\circ$ Kielneigung einem Trimm-

nach unten 16 500 mkg, also genau das zehnfache des Stützmomentes, welches sich durch Heranziehung der Gewichtsstabilität für 1° Trimmänderung erreichen läßt. Mithin müßte das Boot in Ruhelage um ca. $10 + \frac{1}{2} = 10\frac{1}{2}^\circ$ kopflastig getrimmt werden, wenn es bei ein $\frac{1}{2}^\circ$ Kielneigung vorne nach unten fahrtstabil sein soll, ohne hierfür die Tiefenruder zur Wirkung heranzuziehen. Dieses läßt sich, wie die Ergebnisse der Versuche Abb. 46 und 47 zeigen, praktisch nicht erreichen, da schon bei 2° und noch mehr bei 4° Keilneigung die Widerstandskomponente W_v soweit nach vorne rückt, daß das Boot vorne nach unten überschlagen müßte, wenn es mit diesen Neigungen anfahren würde. Immerhin dürfte aber ein gewisser kopflastiger Trimm in Ruhelage dazu beitragen, um in Fahrt einen Teil des Kippmomentes des Wasserwiderstandes aufzunehmen und die Tiefenruder etwas zu entlasten.

Das Kippmoment des Wasserwiderstandes $W_v \cdot a$ wird an sich um so geringer sein, je mehr sich der Schnittpunkt von W mit der Propellerschubachse der Bootsmittle (der angenommenen Lage des Deplacements- und Gewichtsschwerpunktes) nähert.

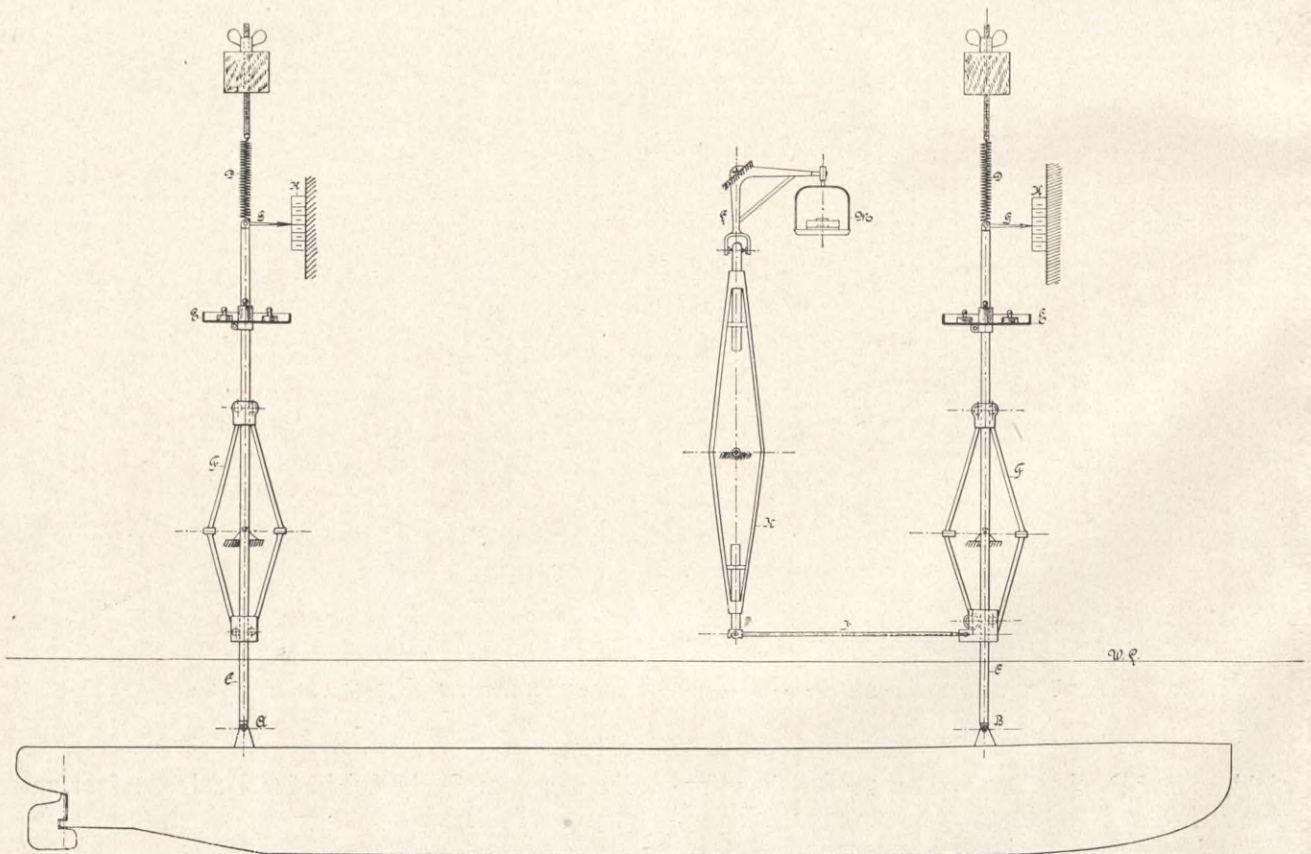


Abb. 41. Schema der Einrichtung zur Untersuchung der Fahrstabilität von Unterseebooten

moment von $FG \cdot \sin \alpha \cdot D = 0,15 \cdot 0,175 \cdot 630 = 1,65$ mt = 1650 mkg entsprechen.

Das Kippmoment der Bootswiderstandskraft W beträgt aber nach obigem bei $\frac{1}{2}^\circ$ Kielneigung vorn

neigung vorne nach unten fast genau in Schiffsmittle. Da in diesem Falle auf das Boot durch die Wie im Versuch 4 (Abb. 45) festgestellt worden ist, fällt der betreffende Schnittpunkt bei $1\frac{1}{2}^\circ$ Kiel-

Stromschiff

Stromschiff

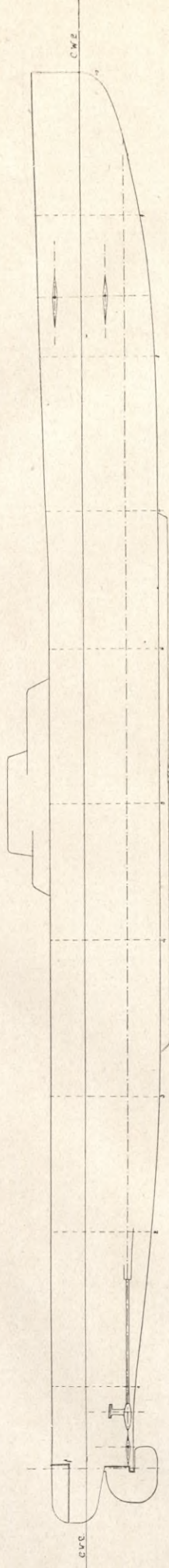


Abb. 42. Versuch 1: Boot auf ebenem Kiel

Stromschiff

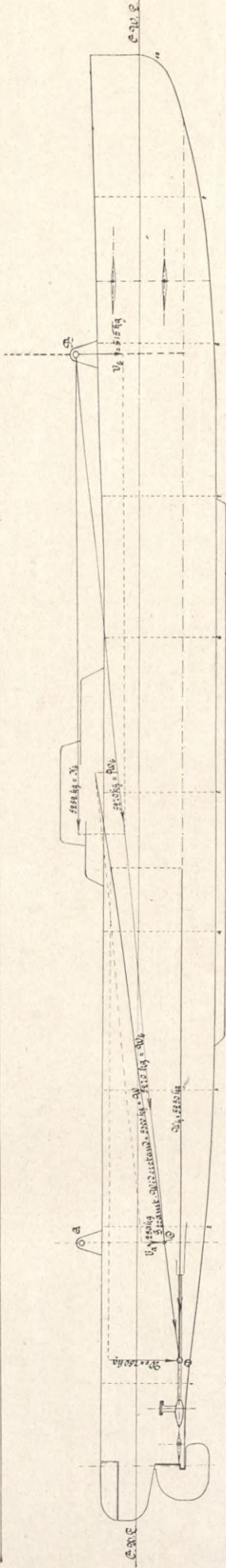


Abb. 43. Versuch 2: Kiel $\frac{1}{2}$ vorne nach unten geneigt

Stromschiff

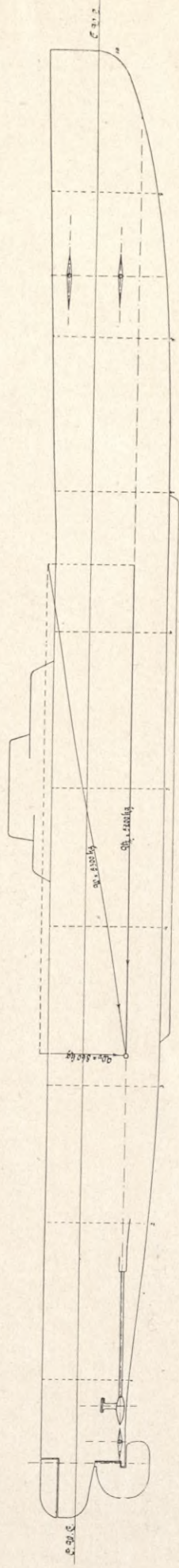


Abb. 44. Versuch 3: Kiel $\frac{1}{2}$ vorne nach unten geneigt

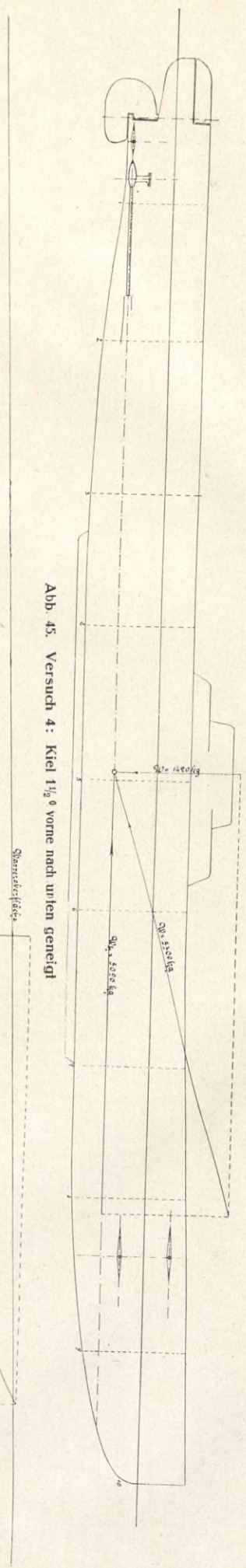


Abb. 45. Versuch 4: Kiel $1\frac{1}{2}^\circ$ vorne nach unten geneigt

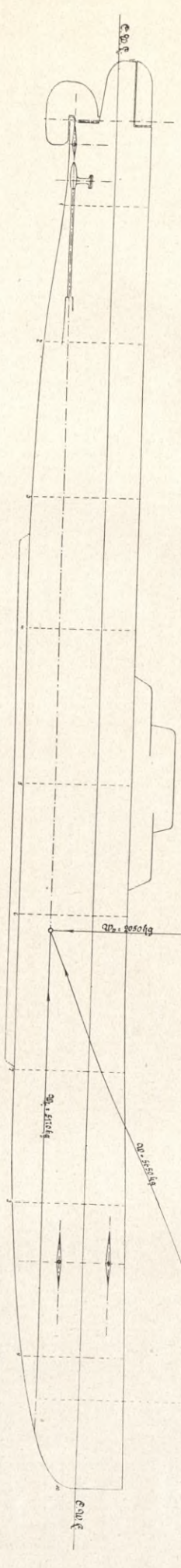


Abb. 46. Versuch 5: Kiel 2° vorne nach unten geneigt

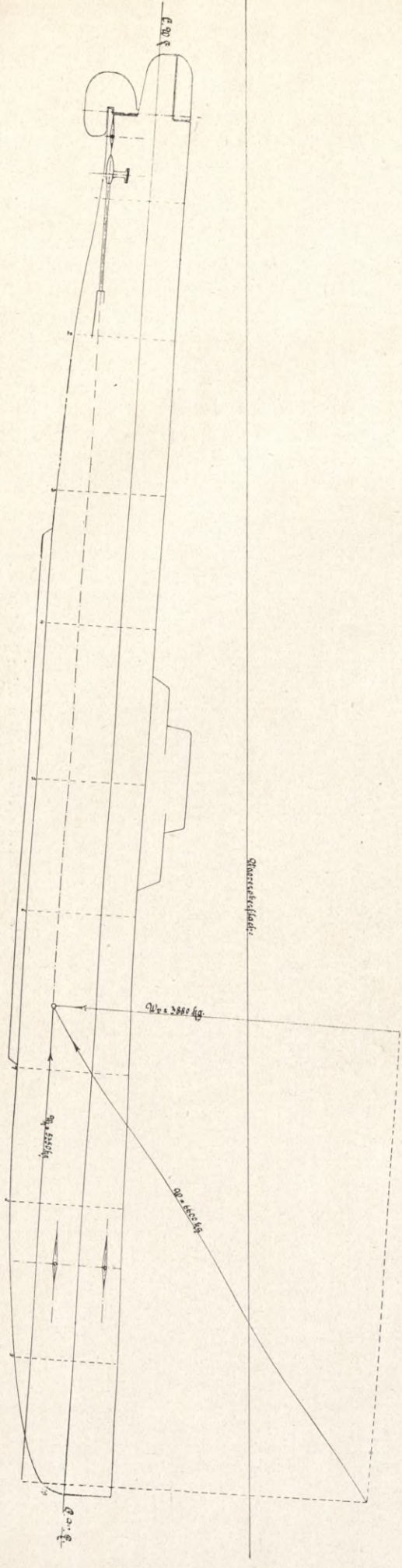


Abb. 47. Versuch 6: Kiel 4° vorne nach unten geneigt

Widerstandskraft W überhaupt kein Kippmoment ausgeübt wird, so brauchen die Tiefenruder gar nicht zur Wirkung herangezogen, sondern nur dann gelegt zu werden, wenn es sich darum handelt, die Fahrtrichtung zu ändern. Der erforderliche Restauftrieb müßte, wie aus dem betreffenden Diagramm zu ersehen, gleich $W_v = 1420$ kg sein.

Es dürfte also nach den obigen Untersuchungen möglich sein, ein Unterseeboot des vorliegenden Typ, bei 10 kn Geschwindigkeit ohne jede Tiefenruderwirkung fahrtstabil zu halten, wenn man es kopflastig unter ca. $1\frac{1}{2}^\circ$ Kielneigung fährt. Dabei kann das Boot in Ruhelage auf ebenem Kiel ausgetrimmt sein, wenn es auch zur vorübergehenden Entlastung der Ruder während der Anfahrt zweckmäßig sein dürfte, ihm schon von vorneherein einen geringen kopflastigen Trimm zu geben.

Durch genauere Versuche mit Unterseebootmodellen mit angebrachten Tiefenrudern und arbeitenden Schrauben (Innenantrieb) sind die Ergebnisse der ersten Versuchsgruppe A mit nacktem Bootsmodell im allgemeinen bestätigt worden.

Auch durch die Erprobung ausgeführter Unterseeboote wurde der Beweis erbracht, daß die Resultate, die die obigen Modellversuche ergeben hatten, mit der Wirklichkeit genügende Übereinstimmung zeigten.

Da Unterseeboote verschiedener Typen und Konstruktionsverhältnisse oft ganz von einander abweichende Fahrtstabilitätseigenschaften aufweisen, so dürfte es Aufgabe der Modellversuche sein, diejenigen Bootsformen zu bestimmen, welche für den betreffenden Fall die günstigsten Verhältnisse erwarten lassen.



H. Modell-Schleppversuche für Lastkähne im Kanalprofil

Die Widerstandsverhältnisse von Schiffen im Fahrwasser mit beschränkter Breite und Tiefe (Kanälen) weichen so wesentlich von denen in freiem unbegrenztem Wasser ab, daß die Auswertung der Modellversuche nach einer anderen als der gewöhnlichen sogenannten Froude'schen Methode erfolgen muß.

Bei der Fahrt eines Kahnes im Kanal-Profil kommt außer dem bereits im Abschnitt A erwähnten Formwiderstand W_f und Reibungswiderstand W_r noch der sogenannte Gefällewiderstand W_g , in Betracht, so daß der Gesamtkahnwiderstand gleich ist:

$$W = W_f + W_r + W_g \text{ in kg.}$$

Der Gefällewiderstand W_g wird verursacht durch die Reibung des rückströmenden Wassers an den Kanalwänden und denen des fahrendes Schiffes.

$$W_r = \gamma F \cdot \lambda_s \cdot V^{1,825};$$

$V = V_k + V_r =$ relative Geschwindigkeit des Kanalwassers zum Kahn in m/sec;

$V = V_k$ der Kanalgeschwindigkeit + V_r der Geschwindigkeit des rückströmenden Wassers in m/sec.

Berechnung von V_r , der Geschwindigkeit des rückströmenden Wassers neben dem Kahn:

$$F_0 \cdot V_k = (V_k + V_r) \cdot (F_0 - F_k - F_s) = V \cdot F_r;$$

$F_0 =$ Fläche des ungesenkten Kanalprofils in qm (siehe Abb. 48);

$F_k =$ Fläche des eingelauchten Schiffsquerschnittes in qm;

$F_s =$ Fläche der Niveau-Senkung in qm
 $= B_0 \cdot H_s;$

$B_0 =$ mittlere Breite der Kanaloberfläche in m
 $H_s =$ Niveausenkung in m;

$F_r = (F_0 - F_k - F_s) =$ restlicher Wasserquerschnitt bei fahrendem Schiff in qm;

$$\frac{V_k + V_r}{V_k} = \frac{F_0}{F_0 - F_k - F_s};$$

In dieser Gleichung sind die Größen von V_r und F_s unbekannt, eine Berechnung der Rückstromgeschwindigkeit V_r aus derselben ist daher nur dann möglich, wenn man den Absenkungsquerschnitt F_s oder, bei gegebener mittlerer Breite der Kanaloberfläche B_0 , die Niveausenkung H_s kennen würde. Zur Bestimmung der letzteren wird folgendes Verfahren eingeschlagen:

$$\frac{V_r}{V_k} = \frac{F_k + F_s}{F_0 - F_k - F_s} = \frac{F_0 - F_r}{F_r};$$

$$V_r = \frac{F_0 - F_r}{F_r} \cdot V_k;$$

Man trage sich in einem Diagramm (s. Abb. 49) als Abscissen

$$\frac{V_r}{V_k} = \frac{V - V_k}{V_k} = \frac{(V_k + V_r) - V_r}{V_k}$$

in Prozenten auf, so kann man unter Annahme eines bestimmten V_k (z. B. 1 m/sec.) für jedes V_r die Niveausenkung H_s aus der Formel

$\frac{(V_k + V_r)^2 - V_k^2}{2g}$
 $= H_s$ berechnen und bei dem betreffenden Prozentsatz von $\frac{V_r}{V_k}$ als Ordinaten auftragen; man erhält so

für die verschiedenen V_k z. B. 1, 2, 3 m/sec. verschiedene Kurven, die es ermöglichen, für jedes V_r bei bestimmten V_k , H_s zu bestimmen. Es ist

nach früheren $\frac{V_r}{V_k} = \frac{F_k + F_s}{F_r}$; legt man nun einen bestimmten Kanal von dem ungesenkten Querschnitt F_0 und einen bestimmten Kahn von eingelauchtem Hauptspantquerschnitt F_k zu Grunde, so kann man

unter der Annahme einer bestimmten Niveausenkung H_s , F_s und F_r berechnen und den prozentualen Wert $\frac{F_k + F_s}{F_r}$ bestimmen.

Trägt man diesen in dasselbe Diagramm als Abscissen und die angenommene H_s (Niveausenkung) als Ordinaten auf, so bekommt man eine Kurve, deren Schnittpunkte mit den betreffenden Kahngeschwindigkeitskurven V_k als Ordinate, diejenige mittlere Niveausenkung angibt, welche sich bei dem vorliegenden Kanalquerschnitt und dem vorliegenden Kahn bei der betreffenden Kahngeschwindigkeit einstellen wird. Gleichzeitig findet man durch den Schnittpunkt der beiden erwähnten Kurven als Abscissen den prozentualen Wert von $\frac{V_r}{V_k}$ und bei bestimmten V_k , V_r selbst.

Unter der Annahme, daß die so berechnete Geschwindigkeit V_r des rückströmenden Wassers gleich dem mittleren Wert derselben am Ende des Vorschiffes (Anfang des parallelen Mittelschiffes) ist, muß, um diese Geschwindigkeit bis zum Ende des Schiffes zu erhalten, die Reibung des Wassers an den Kahn- und Kanalwänden überwunden werden, was nur durch ein Oberflächengefälle im Wasserspiegel eintreten kann.

Dieses Oberflächengefälle läßt sich aus der Hesse'schen Formel:

$$V_r = C (1,0 + 0,5 \cdot \sqrt{R}) \cdot \sqrt{R \cdot J}$$

unter Zugrundelegung der Kutter'schen Formel

$$V_r = c \cdot \sqrt{R \cdot J}$$

berechnen, wobei $c = C (1,0 + 0,5 \sqrt{R}) = 0,025 - 0,030$ bei dem regelmässigen Kanalquerschnitt des Dortmund-Ems-Kanals angenommen werden kann.

Werte von c , abhängig von der Art der Oberfläche von Kanälen und der Grösse des hydraulischen Radius derselben sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Art der Kanaloberfläche	Grösse des hydraulischen Radius R in m					
	0,10	0,30	0,60	1,0	3,0	6,0
1. Holz oder Zement . .	71,6	77,9	79,7	80,4	81,2	81,4
2. Quadern	55,6	65,3	68,7	70,1	71,7	72,1
3. Mauerwerk aus Bruchsteinen	34,5	47,7	54,2	57,7	62,0	63,2
4. Erde	16,3	26,3	34,0	29,8	50,2	54,4
5. Gerölle	11,6	19,1	25,3	30,2	39,7	44,6

A muß aber auch gleich der zusätzlichen Widerstandsarbeit sein, welche für den mit der Geschwindigkeit V_k fahrenden Kahn infolge des Gefällewiderstandes W_g pro laufenden Meter Schiffslänge L aufzuwenden ist.

$$\Delta = \frac{W_g \cdot V_k}{L}$$

mithin

$$\frac{W_g \cdot V_k}{L} = 1000 \cdot \gamma_1 \cdot F_r \cdot V_r \cdot J;$$

$$W_g = 1000 \gamma_1 \cdot F_r \cdot \frac{V_r}{V_k} \cdot J \cdot L;$$

Nach früherem ist nun

$$\frac{V_r}{V_k} = \frac{F_k + F_s}{F_r};$$

mithin

$$W_g = 1000 \cdot \gamma_1 \cdot L (F_k + F_s) \cdot J = 1000 \cdot \gamma_1 \cdot (L \cdot F_k + L F_s) J;$$

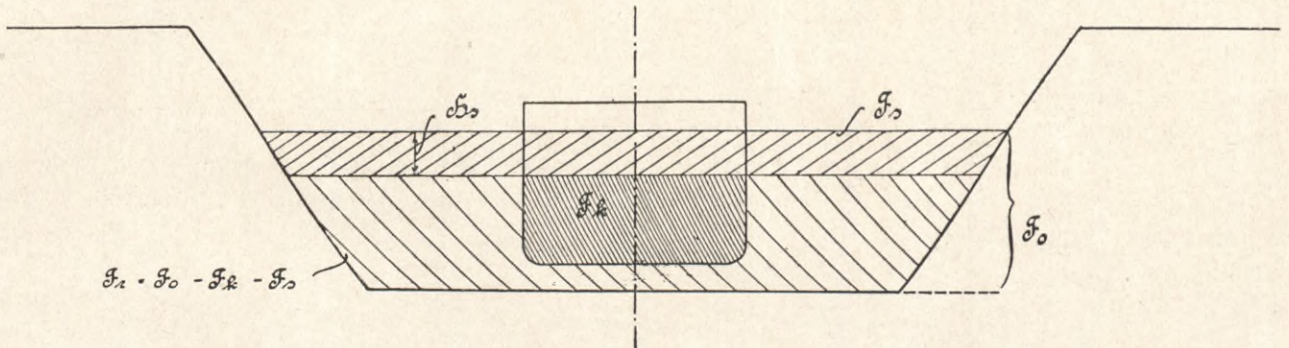


Abb. 48

$C = 36$ (Thiele „Unternehmungen über den Schiffsahrtsbetrieb usw.“ S. 12) gültig für Profil des Dortmund-Ems-Kanals.

$C = 61$ für Versuchsrinne;

$R = \frac{F_r}{U_r}$ Profilhalbmesser des Wasserquerschnittes.

U_r = benetzter Umfang des freien Kanalquerschnittes. Mithin läßt sich J aus der Formel

$$V_r = 0,36 (1,0 + 0,5 \sqrt{R}) \sqrt{R \cdot J}$$

berechnen, wenn man vorher nach dem angegebenen Verfahren die Grösse der Rückströmgeschwindigkeit V_r für den betreffenden Fall bestimmt hat.

Die Arbeit, in mkg, welche die Erhaltung dieses Niveaufälle J pro laufenden Meter Kahnlänge erfordert, ist gleich $G \cdot J = A$;

G = Gewicht des in dem noch freien Kanalquerschnitt neben dem Kahn pro Sekunde durchfließenden Wassers in kg.

J = Niveaufälle in m/lm.

$$G = \gamma_1 \cdot (F_0 - F_k - F_s) \cdot V_r \cdot 1000 = \gamma_1 \cdot F_r \cdot V_r;$$

γ = spezifisches Gewicht des Kanalwassers;

$\gamma_1 \cdot L' \cdot F_k$ = Displacement D des Kahnes in cbm = Q_k ;

$$L' = \frac{D}{L \cdot F_k};$$

$L' \cdot F_s$ = mittlerer Rauminhalt der Niveausenkung auf der Länge des Kahnes = Q_s ;

mithin

$$W_g = 1000 \cdot \gamma_1 (Q_k + Q_s) \cdot J;$$

den mittleren Wert für den Rauminhalt der Niveausenkung kann man annehmen zu $Q_s = F_s \cdot L'$; wobei

$$L' = \frac{Q_k}{L \cdot F_k}$$

gleich der Länge eines prismatischen Körpers ist, der mit dem Kahn gleichen Querschnitt und gleiches Displacement hat.

$$Q_k = D;$$

$$L = \frac{D \cdot A}{L \cdot F_k};$$

$$Q_k = \frac{D \cdot F_s}{L \cdot F_k};$$

Folglich lautet die Schlußformel für den Gefällewiderstand

$$W_g = 1000 \cdot \gamma_1 \cdot D \left(1 + \frac{1}{L} \cdot \frac{F_s}{F_k} \right) \cdot J;$$

W_f = reiner Formwiderstand.

Letzterer ist durch den Schleppversuch in folgender Weise zu bestimmen.

Es bedeuten:

α = Ähnlichkeitsverhältnis zwischen ausgeführtem Schiff und Modell;

λ_s = Reibungskoeffizient des Kahnens (siehe Tabelle 2, S. 2);

q_k = Displacement des Modellkahnens in cbm;
 q_s = Rauminhalt der Niveausenkung in cbm;

$$q_s = f_s \cdot \frac{q_k}{f_k \cdot l};$$

f_s = Querschnitt der Niveausenkung in qm;

f_k = Querschnitt des eingetauchten Modellkahnens;

l = Länge des Modellkahnens;

i = Gefälle in m/ml; zu bestimmen aus Dia-

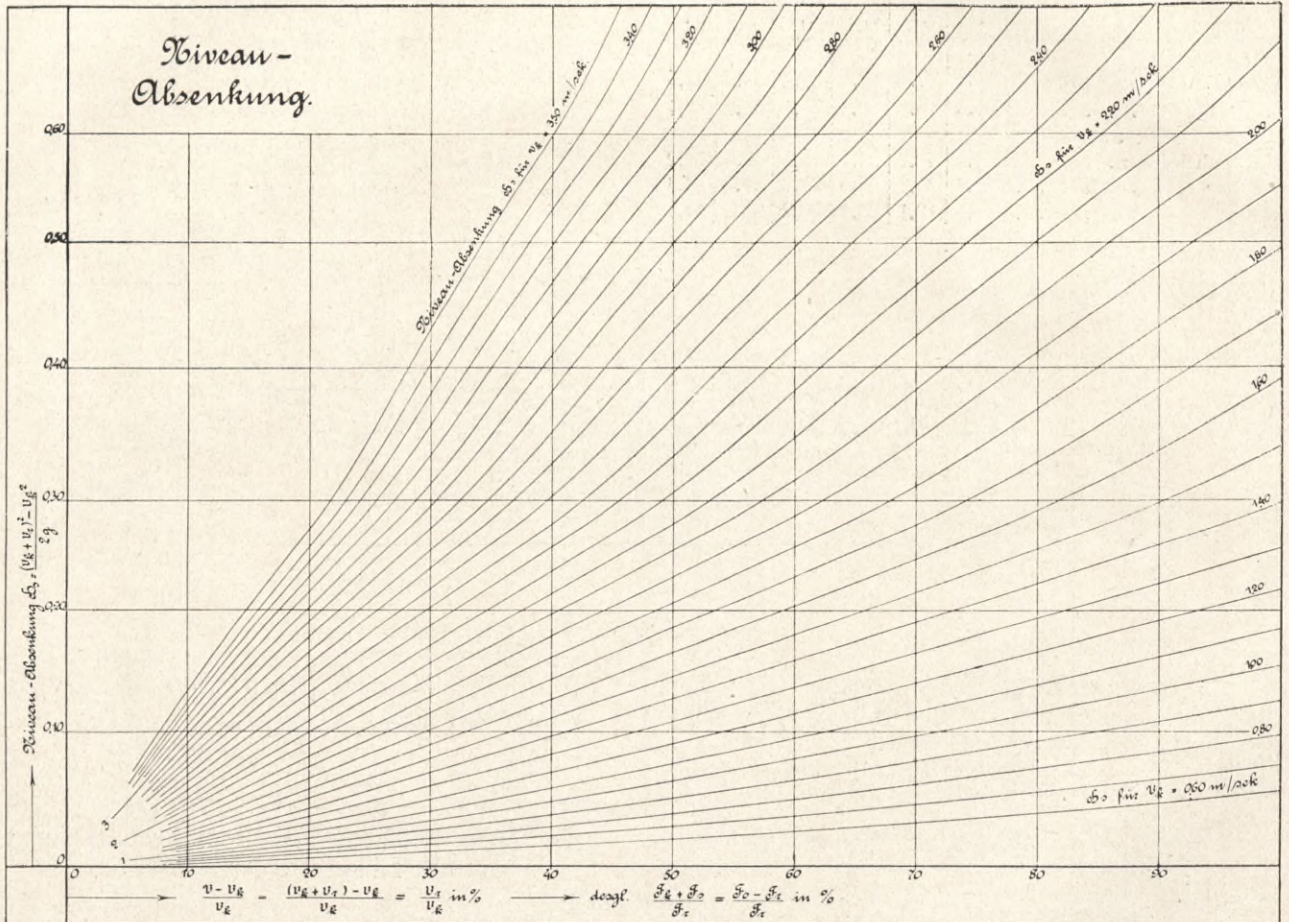


Abb. 49

γ_1 spez. Gewicht des Kanalwassers;

γ = spez. Gewicht des Bassinwassers;

w_m = Gesamtwiderstand des Modells im ähnlichen Kanalprofil in kg;

v_m = korrespondierende Modellgeschwindigkeit in m/sec. = $\frac{V_m}{\sqrt{\alpha}}$; V_m = Kahngeschwindigkeit in m/sec.

f = beneßte Oberfläche des Modells in qm;

v_k = Modellgeschwindigkeit in m/sec.;

v_r = Rückstromgeschwindigkeit des Wassers neben dem Modell;

λ_m = Reibungskoeffizient des Modells (siehe Tabelle 1, S. 2).

gramm Abb. 49 durch das angegebene Verfahren aus

$$v_r = C' (1,0 + 0,3 \sqrt{R_r}) \sqrt{R_r};$$

$$R_r = \frac{f_r}{u_r};$$

C' abhängig von Modellkanalquerschnitt und Wassergeschwindigkeit, für das Kanal-Modellprofil = 61; -

f_r = freier Wasserquerschnitt neben fahrendem Schiff;

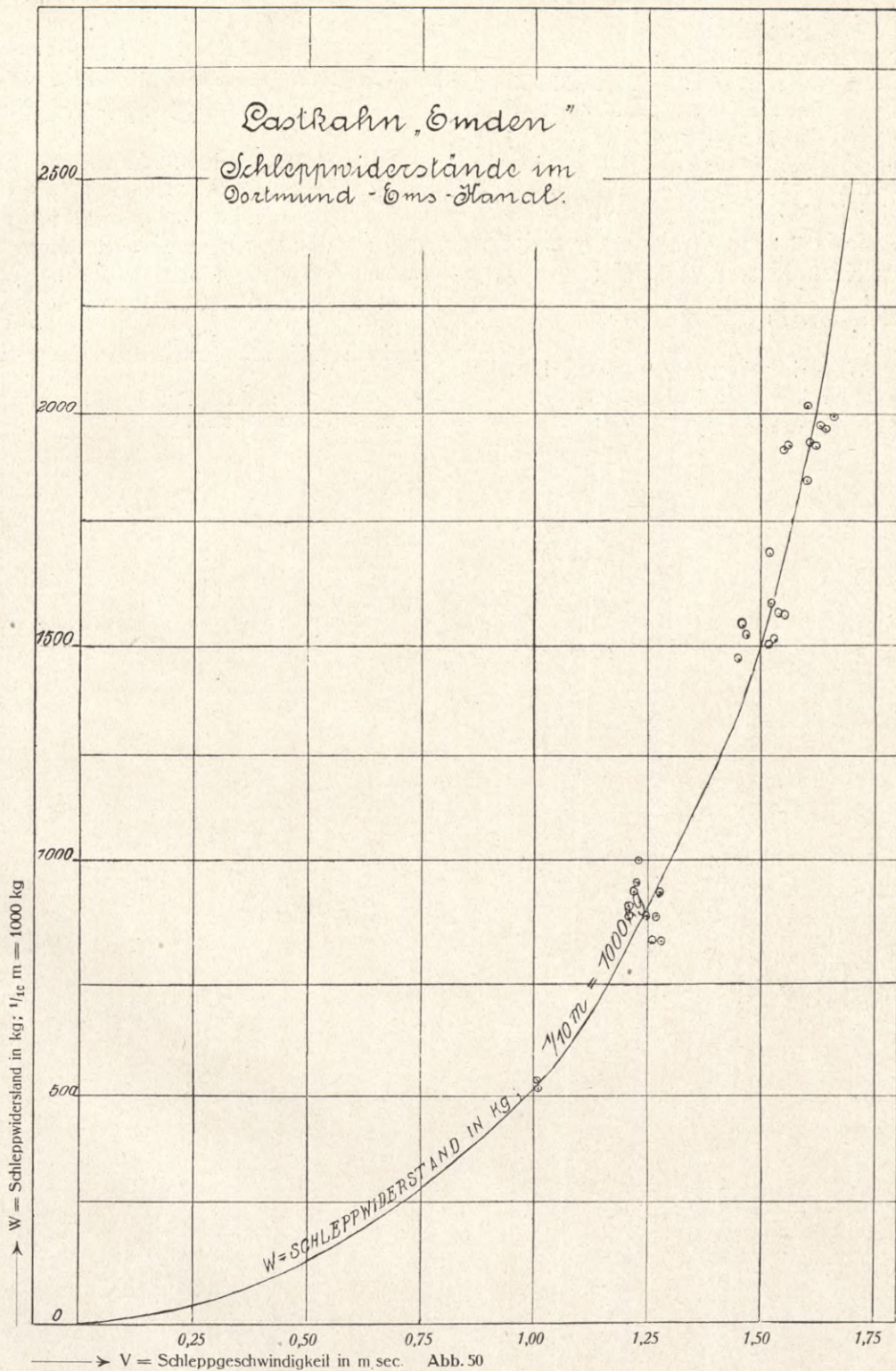
$$f_r = f_0 - f_k - f_s;$$

f_0 = Wasserquerschnitt des ungesenkten Modellkanals;

f_s = Querschnitt mit der Niveausenkung;

$f_s = b_0 \cdot h_s$;
 b_0 = mittlere obere Breite des Modellkanals;
 h_s = Niveausenkung im Modellkanal;

bestimmen, aus Diagrammen Abb. 49 ebenso wie v_r
 die mittlere Rückstromgeschwindigkeit des Wassers
 neben dem Kahn.



$$h_s = \frac{v^2 - v_k^2}{2g} = \frac{(v_k + v_r)^2 - v_k^2}{2g}$$
 für den betreffenden Modellkanal und den betreffenden Modellkahn bei Geschwindigkeit v_k , zu

Angenommen, es liegt ein Modellschleppversuch bei korrespondierender Geschwindigkeit $v_k = \frac{V_k}{\sqrt{\alpha}}$ im begrenzten Profil (Kanal im Maßstab

des Modells) vor und der Gesamtmodellwiderstand w_m ist bestimmt, so ist

$$w_m = w_r + w_g + w_f = \text{Reibungs- + Gefälle- + Formwiderstand des Modells;}$$

$$w_r = \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot (v_k + v_r)^{1,825}$$

$$w_g = \gamma \cdot 1000 (q_k + q_s) \cdot i$$

$w_f = w_m - w_r - w_g$. Der reine Formwiderstand des Kahnnes W_f ist nun nach dem Newton'schen Gesetz gleich dem des Modells w_f , multipliziert mit der dritten Potenz des Aehnlichkeitsmaßstabes α unter Berücksichtigung des spezifischen Gewichts des Bassinwassers γ und des des Kanalwassers γ_1 , mithin:

$$w_f = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma^1}{\gamma} \cdot w_f = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma^1}{\gamma} [w_m - \gamma \cdot \lambda_m$$

der Reibungswiderstand des Kahnnes ist:

$$W_r = \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot (V_k + V_r)^{1,825};$$

schließlich der Gefällewiderstand

$$W_g = \gamma_1 \cdot 1000 \cdot (Q_k + Q_s) \cdot J,$$

J ist aus Diagramm Abb. 49 nach dem angegebenen Verfahren zu bestimmen aus

$$V_r = C (1,0 + 0,5 \sqrt{R}) \sqrt{R \cdot J}.$$

Mithin ergibt sich der Gesamtwiderstand des Kahnnes:

$$W = W_f + W_r + W_g.$$

Die nach obiger Methode aus den Ergebnissen der Modellversuche berechneten Kahnwiderstände zeigten eine verhältnismäßig gute Uebereinstimmung mit den von Haack im Dortmund-Ems-Kanal ermittelten Zugwiderständen der nach denselben Linien ausgeführten Schiffe, wie dies aus dem Kurvenzug der Abbildung 50 zu ersehen ist, welcher für einen größeren Bereich von Geschwindigkeiten ziemlich genau das Mittel aus den im Kanal erschleppten in umkreisten Punkten eingetragenen Widerstandswerte trifft.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000301520