

Académie royale
des
Sciences coloniales

CLASSE
DES SCIENCES TECHNIQUES

Mémoires in-8°. Nouvelle série.
Tome IX, fasc. 4 et dernier.

Koninklijke Academie
voor
Koloniale Wetenschappen

KLASSE
VOOR TECHNISCHE WETENSCHAPPEN

Verhandelingen in-8°. Nieuwe reeks.
Boek IX, aflev. 4 en laatste.

Weerstand en voortstuwing van schepen met beperkte diepgang

DOOR

E. CUYPERS

BURGERLIJK SCHEEPSBOUWKUNDIG
INGENIEUR
DIENSTOVERSTE BIJ DE OTRACO



Rue de Livourne, 80A,
BRUXELLES 5

Livornostraat, 80A,
BRUSSEL 5

1959

PRIX : F 90
PRIJS:



ACADÉMIE ROYALE DES SCIENCES COLONIALES

MÉMOIRES

KONINKLIJKE ACADEMIE VOOR KOLONIALE
WETENSCHAPPEN

VERHANDELINGEN

CLASSE DES SCIENCES TECHNIQUES
KLASSE VOOR TECHNISCHE WETENSCHAPPEN

TABLE DES MÉMOIRES
CONTENUS DANS LE TOME IX

VERHANDELINGEN BEGREPEN IN BOEK IX

1. Les mines d'or du 5^e parallèle (108 pages, 2 cartes, 3 figures, 3 planches, 11 photos, 1959) par G. SCHAAR.
 2. Les syénites métasomatiques du massif de Kirumba (234 pages, 12 figures, 24 planches h.-t., 1959) M.-E. DENAEYER.
 3. Incidence des déblais rocheux sur l'aménagement hydro-électrique du site d'Inga (47 pages, 7 figures, 1959) par J. LAMOEN.
 4. Weerstand en voortstuwing van schepen met beperkte diepgang (84 pages, 33 figures, 1959) par E. CUYPERS.
-

ACADÉMIE ROYALE DES SCIENCES COLONIALES

Classe des Sciences techniques

MÉMOIRES

KONINKLIJKE ACADEMIE VOOR KOLONIALE
WETENSCHAPPEN

Klasse voor Technische Wetenschappen

VERHANDELINGEN

Nouvelle série — Nieuwe reeks

In-8° — IX — 1959

**Rue de Livourne, 80A,
BRUXELLES 5**

**Livornostraat, 80A,
BRUSSEL 5**

1959

IMPRIMERIE J. DUCULOT
S. A.
GEMBLoux

Weerstand en voortstuwing van schepen met beperkte diepgang

DOOR

E. CUYPERS

BURGERLIJK SCHEEPSBOUWKUNDIG
INGENIEUR
DIENSTOVERSTE BIJ DE OTRACO

Verhandeling voorgelegd op de zitting van 27 juni 1958.
Verslaggevers : De HH. A. LEDERER en L. TISON.

KORTE SAMENVATTING

Voor de berekening van weerstand en voortstuwing van binnenschepen worden enkele gegevens verschaft in diagramvorm, meestal afkomstig van tankproeven, uitgevoerd voor schepen bestemd voor Congo.

Voor de berekening van de weerstand worden gegevens verstrekt betreffende lichters met kleine diepgang, duwboten, *integrated towboats* en motorboten.

De gegevens betreffende de voortstuwing hebben betrekking op *integrated towboats* en sleepboten met straalbuizen, Voith-Schneiderpropellers en open schroeven.

Ten einde de berekeningen te vergemakkelijken worden alle gegevens herleid tot dimensieloze koëfficiënten.

SAMENVATTING

Voor binnenschepen met beperkte diepgang is de berekening van weerstand en voortstuwing een veel moeilijker probleem dan voor zeeschepen. Bovendien zijn hiervoor betrekkelijk weinig gegevens beschikbaar.

Voor de berekening van de scheepsweerstand worden gegevens verstrekt voor de volgende scheepstypes :

1) Lichters met kleine diepgang. Invloed van diepgang en volheidscoëfficiënt. (*Diagram 1*).

2) *Integrated towboats*. Invloed van lengte, diepgang en waterdiepte. (*Diagram 2*).

3) Sleepboten en lichters voor het duwslepen. Invloed van waterdiepte en diepgang. Totale weerstand van een konvooi. (*Diagram 3*).

4) Motorboten. Invloed van slankheidsgraad. (*Diagram 5*).

Voor de berekening van de voortstuwing worden de $K_{V_e} - K_s$ diagrammen ingevoerd, welke zekere voordelen bieden in geval van zwaar belaste schroeven met beperkte diameter. Enkele reeds gepubliceerde gegevens zijn omgerekend tot $K_{V_e} - K_s$ diagrammen, ondermeer de diagrammen van Wageningen voor drie- en vierbladige schroeven en twee diagrammen van VOLPICH voor schoepenwielen.

Verder worden de resultaten van tankproeven gegeven onder de vorm van $K_v - K_{T+W}$ diagrammen voor de volgende scheepstypes :

1) Duwboten met Kortstraalbuizen, open schroeven en Voith-Schneiderpropellers. Invloed van waterdiepte. (*Diagrammen 28 en 29*);

2) Sleepboten met 3 straalbuizen. Invloed van volheid en waterdiepte. (*Diagrammen 30 en 31*);

3) Havensleepboot met Kortstraalbuis. (*Diagram 32*);

4) *Integrated towboats* met twee straalbuizen. (*Diagram 33*).

INLEIDING

Voor de berekening van weerstand en voortstuwing van binnenschepen met beperkte diepgrang zijn betrekkelijk weinig gegevens beschikbaar.

De schroef van een cargo van 10.000 t kan in enkele minuten tijds door gelijk welk student in de scheepsbouwkunde berekend worden aan de hand van speciaal daarvoor ontworpen diagrammen. Om het rendement van deze schroef met 1 of 2 % te verbeteren, zijn uitgebreide proeven nodig in een sleeptank.

Het ontwerp van de voortstuwing van een binnenschip is veel minder eenvoudig, en wel om de volgende redenen :

— Er zijn veel minder gegevens beschikbaar. Gezien de hoge kosten werden tot nu toe betrekkelijk weinig tankproeven uitgevoerd voor binnenschepen.

— Het probleem van de voortstuwing is veel ingewikkelder, ten gevolge van de grote variatie van de scheepsvormen, de invloed van de beperkte waterdiepte, de onvoldoende indompeling der schroeven, enz.

Het doel van deze studie is enkele gegevens te verschaffen voor de berekening van de voortstuwing van binnenschepen met beperkte diepgang.

Ten einde de berekeningen te vergemakkelijken en de rechtstreekse vergelijking van de verschillende gegevens toe te laten, worden deze verstrekt onder de vorm van dimensieloze coëfficiënten.

Inzoverre de oorsprong der gegevens niet wordt aangegeven, zijn deze afkomstig van tankproeven uitgevoerd voor rekening van OTRACO ⁽¹⁾.

⁽¹⁾ OTRACO, Exploitatiedienst van het Koloniaal Verkeerswezen. Louizalaan, 101, Brussel.

HOOFDSTUK I

WEERSTAND

1. Keuze der koëfficiënten.

In de hiernavolgende diagrammen, uitgezonderd in dit voor snelle motorboten, wordt enkel de vormweerstand aangegeven. De wrijvingsweerstand kan gemakkelijk berekend worden volgens de verschillende klassieke methoden.

Om de vormweerstand onder dimensieloze vorm te brengen, wordt de Engelse admiraliteitskoëfficiënt gebruikt :

$$[\overline{C}] = 427,1 \frac{\text{EHP}}{\Delta^{2/3} V_s^3} \quad (1)$$

waarin EHP = Vermogen in HP overeenkomend met de vormweerstand

Δ = Displacement in ton van 1016 kg

V_s = Scheepssnelheid in knoop.

Deze Engelse koëfficiënt, welke er op het eerste zicht tamelijk onhandig uitziet, is aangenomen omdat hij veel wordt gebruikt in statistieken en ondermeer voorkomt in de meeste sleepproefrapporten van het Nederlands Scheepsbouwkundig Proefstation te Wageningen. Daarbij kan de scheepsweerstand ervan afgeleid worden bij middel van de eenvoudige formule :

$$W = \frac{D^{2/3} V_s^2 [\overline{C}]}{9,85} \quad (2)$$

waarin : W = Vormweerstand in kg
 D = Displacement in ton van 1000 kg
 V = Snelheid in km/h.

Voor de snelheid wordt de volgende dimensieloze coëfficiënt gebruikt : $\frac{V}{\sqrt{D}}$.

Dit is trouwens de enige juiste coëfficiënt welke in verband met de admiraliteitscoëfficiënt mag gebruikt worden.

Sommigen hebben de admiraliteitscoëfficiënt aangegeven in funktie van $\frac{V}{\sqrt{L}}$ waarin L = scheepslengte.

In 1928 heeft TELFER ⁽¹⁾ op het onjuiste van deze voorstelling gewezen (zie [1], diskussie) (*).

Een goede methode bestaat er in, zoals TAYLOR ⁽²⁾ het heeft gedaan [10], de weerstand per ton, W/D , aan te geven in funktie van een snelheidscoëfficiënt $\frac{V}{\sqrt{L}}$ of $\frac{V}{\sqrt{D}}$. In dit geval stijgen de weerstandskrommen

tamelijk snel in de buurt van de hoge snelheden en onderscheidt men minder goed de « *humps* » en « *hollows* ». Om dit te vermijden moet men W/D delen door het vierkant van de snelheidscoëfficiënt.

Indien men $\frac{V}{\sqrt{L}}$ gebruikt, bekomt men : $\frac{WL}{DV^2}$ of $\frac{EHP L}{DV^3}$

Indien men $\frac{V}{\sqrt{D}}$ gebruikt, bekomt men : $\frac{W}{D^{2/3}V^2}$ of $\frac{EHP}{D^{2/3}V^3}$

Hieruit volgt dat de admiraliteitscoëfficiënt moet

(*) De getallen tussen [] verwijzen naar de bibliografie *in fine*.

⁽¹⁾ E. V. TELFER, D. Sc. Ph. D., professor aan de technische hogeschool van Trondheim.

⁽²⁾ David TAYLOR, directeur van de sleeptank te Washington.

aangegeven worden in funktie van de snelheidscoëfficiënt $\frac{V}{\sqrt{D}}$.

Wanneer men de admiraliteitscoëfficiënt aangeeft in funktie van $\frac{V}{\sqrt{L}}$ is het niet zeker dat de minimumwaarde van de admiraliteitscoëfficiënt overeenstemt met de minimum weerstand per ton, dit tengevolge van de invloed van de slankheidsgraad $\frac{L}{\sqrt{D}}$.

2. Lichters van 800 t. Diagram 1.

Dit diagram bevat de resultaten van een serie proeven uitgevoerd in de sleeptank te Wageningen, met het doel de invloed te onderzoeken van de volheid en de diepgang op de weerstand.

Tabel n^r 1 geeft een overzicht van de verschillende modellen welke werden beproefd.

Tabel 1. Tankproeven met lichters van 800 ton.

Model	1	2	3	4	5	6	7
B/T	4.50	4.86	6.43	4.86	6.43	4.86	6.43
δ	0.861	0.858	0.831	0.890	0.872	0.794	0.761

B = Breedte over spanten = 9.00 m

T = Diepgang.

δ = Volheidscoëfficiënt = D : LBT

L = Lengte tussen loodlijnen = 65 m.

Het nat oppervlak van schepen van dit type wordt met grote nauwkeurigheid gegeven door de formule:

$$F = L(B + 2T)\delta^{0.8} \quad (3)$$

Voor een nadere bespreking dezer proeven zie [8].

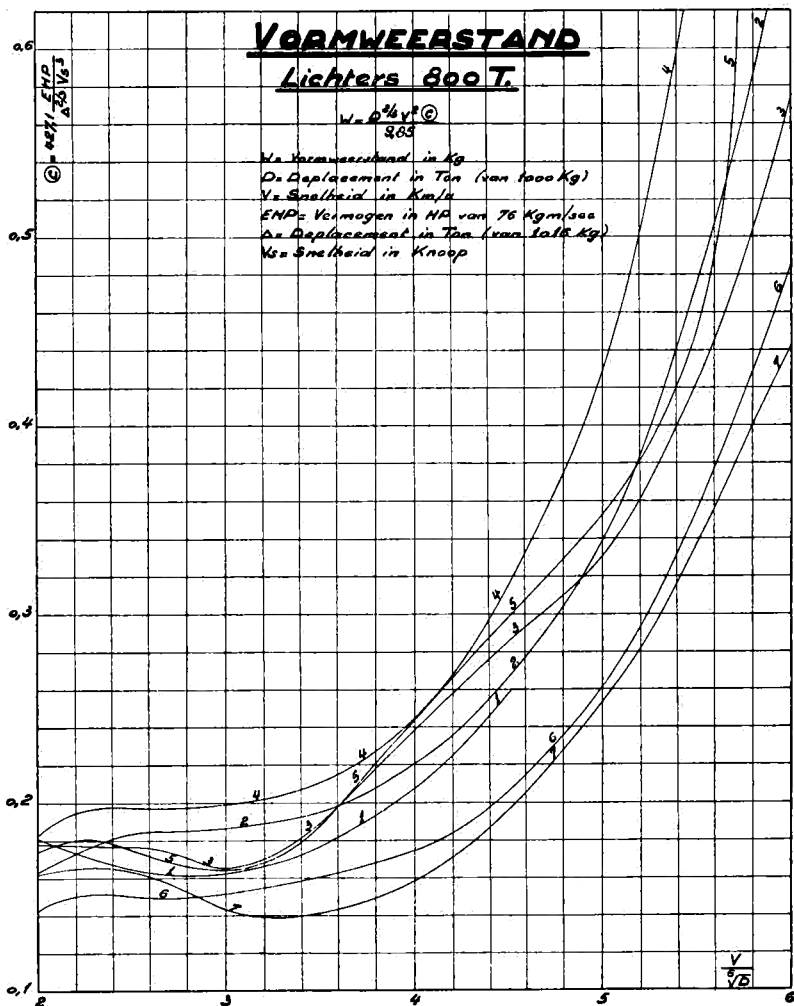


FIG. 1. — Vormweerstand. Lichters 800 ton.

3. *Integrated towboats.* Diagram 2.

Onder *Integrated towboat* verstaat men een konvooi, samengesteld uit een reeks lichters welke voortgeduwd worden door een sleepboot. De verschillende

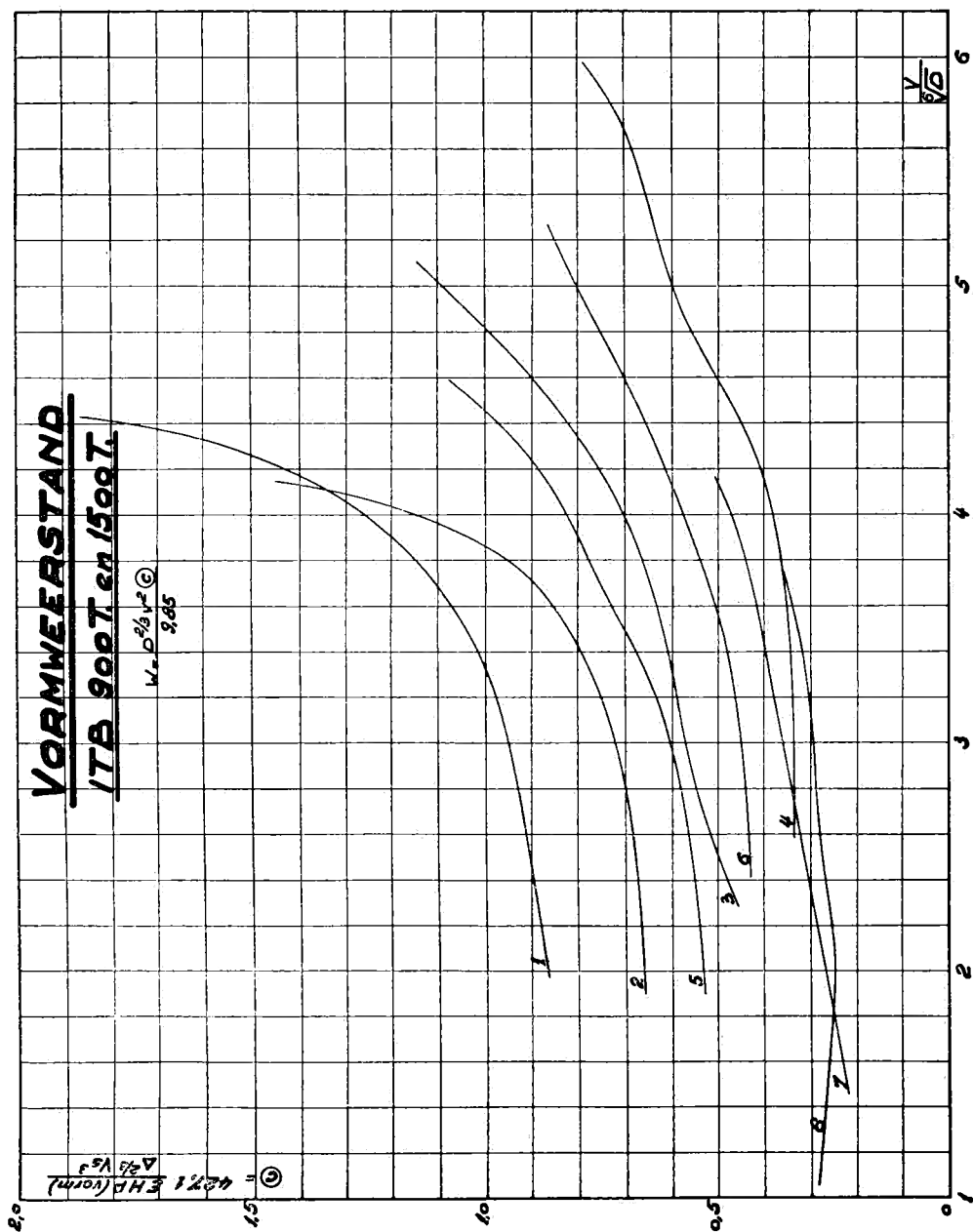


Fig. 2. — Vormweerstand. Integrated towboats van 900 en 1500 ton.

eenheden sluiten aan elkaar aan en vormen samen één carene, wat een lage weerstand voor gevolg heeft.

Deze methode van slepen wordt ondermeer toegepast in Amerika en in Congo.

De krommen van *diagram 2* zijn gebaseerd op tankproeven te Wageningen. *Tabel 2* geeft een overzicht der uitgevoerde proeven.

Tabel 2. Tankproeven met *integrated towboats*.

Schip	<i>Integrated towb.</i> 900 t					I. T. B. 1500 t		
Proef	1	2	3	4	5	6	7	8
Lengte m	102	149	102	102	149	139	186	233
Breedte m	15	15	15	15	15	15	15	15
Diepgang m	1.20	1.20	1.20	1.20	1.50	1.80	1.80	1.80
Waterdiepte m	2.40	2.40	3.50	∞	3.50	8.00	8.00	8.00
Aantal lichters	1	2	1	1	2	2	3	4
Displacement m ³	1557	2400	1557	1557	3055	3425	4690	5956
Nat oppervlak m ²	1712	2512	1712	1712	2627	2565	3423	4282

Men konstateert dat de vormweerstand der *Integrated towboats* merklijk hoger ligt dan deze der lichters van 800 t. Dit is een gevolg van het feit dat de eerstgenoemde eenheden uitgerust zijn met 2 Kortstraalbuizen, 6 achterroeren, 4 voorroeren welke onderling 2 aan 2 een hoek vormen van 10° en tenslotte een dokkiel. De lichters van 800 t daarentegen hadden geen andere aanhangsels dan het roer.

Voor een meer gedetailleerde beschrijving der *Integrated towboats* en andere koloniale eenheden, zie [4].

4. Duwbotten van 700 pk. Diagram 3.

De duwbotten van 700 pk, voorzien van een parabolisch oplopend voorschip en duwknieën, zijn opgevat voor het duwen van lichters, zoals dit ook geschiedt op de grote rivieren van de Verenigde Staten.

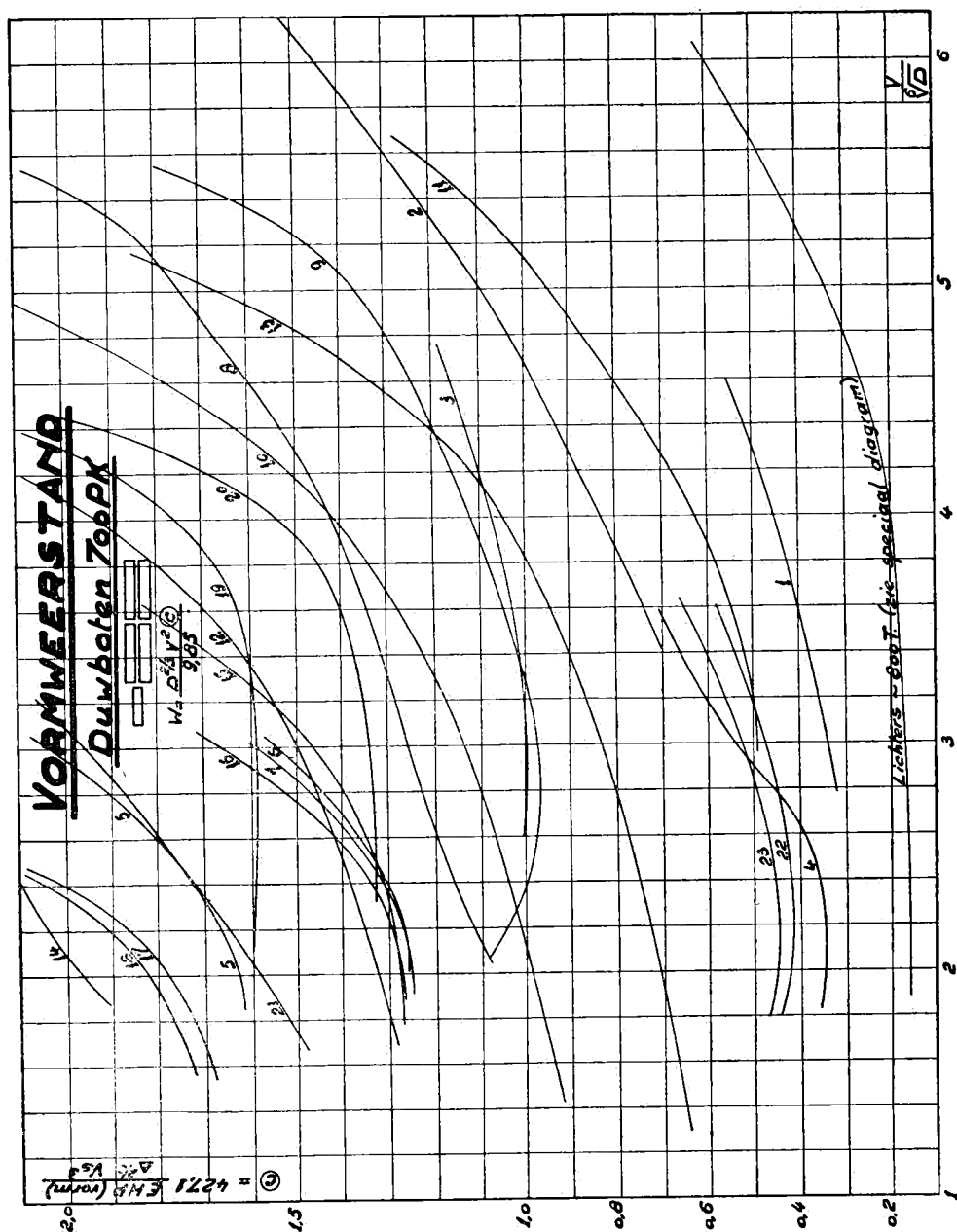


Fig. 3. — Vormweerstand. Duwboden van 700 pk.

De duwboten zijn uitgerust met 2 Kortstraalbuizen, 4 achterroeren, 4 voorroeren en 2 dokkielen. Er zijn eveneens proeven uitgevoerd met een model voorzien van 2 Voith-Schneiderpropellers met beschermplaat.

Beide modellen werden beproefd in verschillende waterdiepten, met en zonder lichters. Een overzicht der verschillende proeven wordt gegeven in *tabel 3*.

Tabel 3. Tankproeven met duwboten van 700 pk.

Proef	Eenheid	Lengte m	Breedte m	Diepg. m	Waterd. m	Depl. m ³	Nat op. m ²
1	VSP Duwboot, zonder propeller beschermer	42.50	10.50	1.20	∞	412	517
2	Straalb. duwboot	42.50	10.50	1.20	∞	416	511
3	VSP Duwboot	42.50	10.50	1.20	∞	412	517
4	4 Lichters	130.00	23.00	1.50	∞	4261	3606
5	4 Lichters	130.00	23.00	1.50	3.50	4261	3606
6	VSP Duwb. + 4 lichters	172.50	23.00	1.50	3.50	4673	4123
7	Str. Duwb. + 4 lichters	172.50	23.00	1.50	3.50	4677	4117
8	VSP Duwboot	42.50	10.50	1.20	3.50	412	517
9	Straalbuisduwboot	42.50	10.50	1.20	3.50	416	511
10	1 Lichter	65.00	11.50	1.50	3.50	1065	902
11	1 Lichter	65.00	11.50	1.50	∞	1065	902
12	1 Lichter	65.00	11.50	1.80	3.50	1286	949
13	1 Lichter	65.00	11.50	1.20	3.50	844	854
14	4 Lichters	130.00	23.00	1.80	3.50	5144	3796
15	4 Lichters	130.00	23.00	1.20	3.50	3376	3316
16	2 Lichters	130.00	23.00	1.50	3.50	4364	3643
17	Str. Duwb. + 4 lichters	172.50	23.00	1.50	2.40	4677	4117
18	VSP Duwb. + 4 lichters	172.50	23.00	1.50	2.40	4673	4123
19	VSP Duwboot	42.50	10.50	1.20	2.40	412	517
20	Straalbuisduwboot	42.60	10.50	1.20	2.40	416	511
21	1 Lichter	65.00	11.50	1.50	2.40	1063	902
22	Str. Duwb. + 4 Lichters	172.50	23.00	1.50	∞	4677	4117
23	VSP Duwb. + 4 lichters	172.50	23.00	1.50	∞	4673	4123

De opgegeven waarden voor het displacement en het nat oppervlak houden alleen rekening met de dokkielen, niet met de andere verschillende aanhangsels, zoals straalbuizen, roeren en propellerbescherms.

Voor de konvooien samengesteld uit verschillende eenheden bevat het nat oppervlak ook de scheepszijden welke elkaar raken. Bij de toepassing der diagrammen moet men dus eveneens deze oppervlakken in rekening brengen.

Voor de berekening van de vormweerstand in geval van beperkte waterdiepte is aangenomen dat de wrijvingsweerstand onafhankelijk is van de waterdiepte. Er is dus geen rekening gehouden met de vergroting van de potentiële stroming rond het model bij beperkte waterdiepte. De scheepsweerstand bij beperkte waterdiepte kan, volgens de methode van SCHLICHTING, eveneens berekend worden uitgaande van de weerstand, bij onbeperkte waterdiepte [9].

5. Wrijvingsweerstand.

De voorgaande diagrammen geven enkel de vormweerstand. De wrijvingsweerstand moet dus afzonderlijk berekend worden.

Daar de vormweerstand bepaald werd volgens de methode van FROUDE, geschiedt de berekening van de wrijvingsweerstand bij voorkeur eveneens volgens de formule van FROUDE :

$$W_r = \frac{\gamma \lambda F v^{1,825}}{1000} \quad (4)$$

waarin : W_r = Wrijvingsweerstand in kg

γ = Soortelijk gewicht van het water in kg/m³

F = Nat oppervlak in m²

v = Scheepssnelheid in m/s

$\lambda = \left(0,1392 + \frac{0,258}{2,68 + L} \right) [1 + 0,0043 (15 - t)]$

L = Scheepslengte in m

t = Watertemperatuur in °C.

Men kan ook gebruik maken van de formule van SCHOENHERR voor de specifieke wrijvingsweerstand :

$$\frac{0,242}{\sqrt{\xi_r}} = \log (R\xi_r) \quad (5)$$

waarin : $\xi_r = \frac{W_r}{\frac{\rho}{2} v^2 F}$ = specifieke wrijvingsweerstand

$$R = \frac{vL}{\nu} = \text{getal van REYNOLDS}$$

$$\nu = \text{kinematische viskositeit in m}^2/\text{s}$$

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = 102 \text{ voor zoet water.}$$

Diagram 4 geeft ξ_r in funktie van R , berekend volgens formule (5).

Op de specifieke wrijvingsweerstand volgens SCHOENHERR moeten de volgende toeslagen gegeven worden :

Ruwheid gelaste romp	: $0,35 \times 10^{-3}$
Ruwheid geklonken romp	: $0,45 \times 10^{-3}$
Stuurweerstand	: $0,04 \times 10^{-3}$
Slingerkielen	: $0,04 \times 10^{-3}$
Luchtweerstand	: $0,08 \times 10^{-3}$

Op deze manier bekomt men de weerstand voor de proefvaarttoestand. Voor de diensttoestand van binnenschepen moet nog een verhoging van ongeveer 15 % voorzien worden. Voor zeeschepen is deze verhoging nog groter en kan 20 tot 40 % bedragen volgens de route.

Voor de vlugge berekening van het nat oppervlak kan men de volgende benaderingsformules gebruiken :

$$\text{Zeeschepen : } F = (3,4D^{1/3} + 0,5 L)D^{1/3} \quad (6)$$

$$F = 1,7 TL + \delta LB \quad (7)$$

$$\text{Motorboten : } F = 2,25 \sqrt{DL} \quad (8)$$

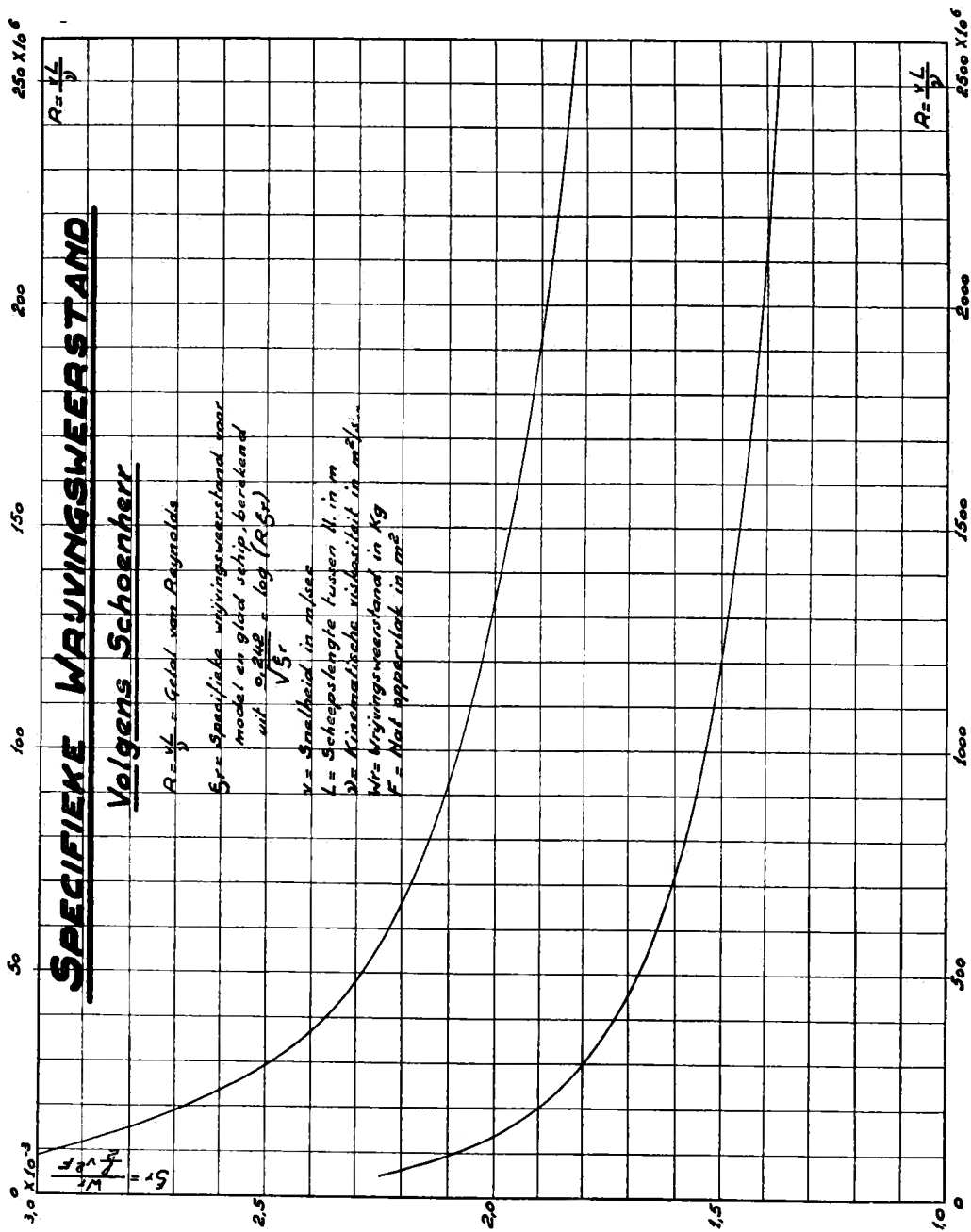


FIG. 4. — Specifieke wrijvingsweerstand.

$$\text{Lichters} \quad : \quad F = L(B + 2T)\delta^{0.8} \quad (9)$$

Hierin is $D = \text{Displacement in } m^3$
 $L, B, T, = \text{Hoofdafmetingen in } m$
 $\delta = \text{Volheidscoëfficiënt.}$

Tenslotte vindt men nog enkele gegevens betreffende soortelijk gewicht en viscositeit in *tabel 4*.

Tabel 4. Soortelijk gewicht en viscositeit.

	ρ	$\gamma = \frac{\rho}{g}$	Kinematische viscositeit in $m^2/s \times 10^3$					
	kgm^{-3}	$kgm^{-4}s^2$	0°	10°	15°	20°	25°	30°
Zoet water	1000	102	1.794	1.309	1.144	1.011	0.899	0.806
Zeewater	1025	104.5	1.780	1.318	1.158	1.025	0.916	0.825

6. Weerstand van motorboten. Diagram 5.

Dit diagram laat toe de weerstand van snelle motorboten vlug te berekenen.

Het is gebaseerd op een reeks weerstandspoeven gepubliceerd door DE GROOT [6].

In tegenstelling tot de voorgaande diagrammen wordt niet de vormweerstand maar wel de totale weerstand aangegeven. Dit heeft voor gevolg dat men voor elk model een reeks krommen verkrijgt met als parameter het displacement. Het diagram bevat krommen voor de displacements 1, 5 en 25 t. De 3 krommen vallen steeds zeer dicht bij elkaar, doordat de wrijvingsweerstand slechts een klein gedeelte uitmaakt van de totale weerstand.

Om de rechtstreekse berekening toe te laten van de snelheid, uitgaande van het vermogen, bevat het diagram nog een reeks krommen met als parameter $\frac{EPK}{D^{7/6}}$ waarin $EPK = \text{sleeppermogen in pk.}$

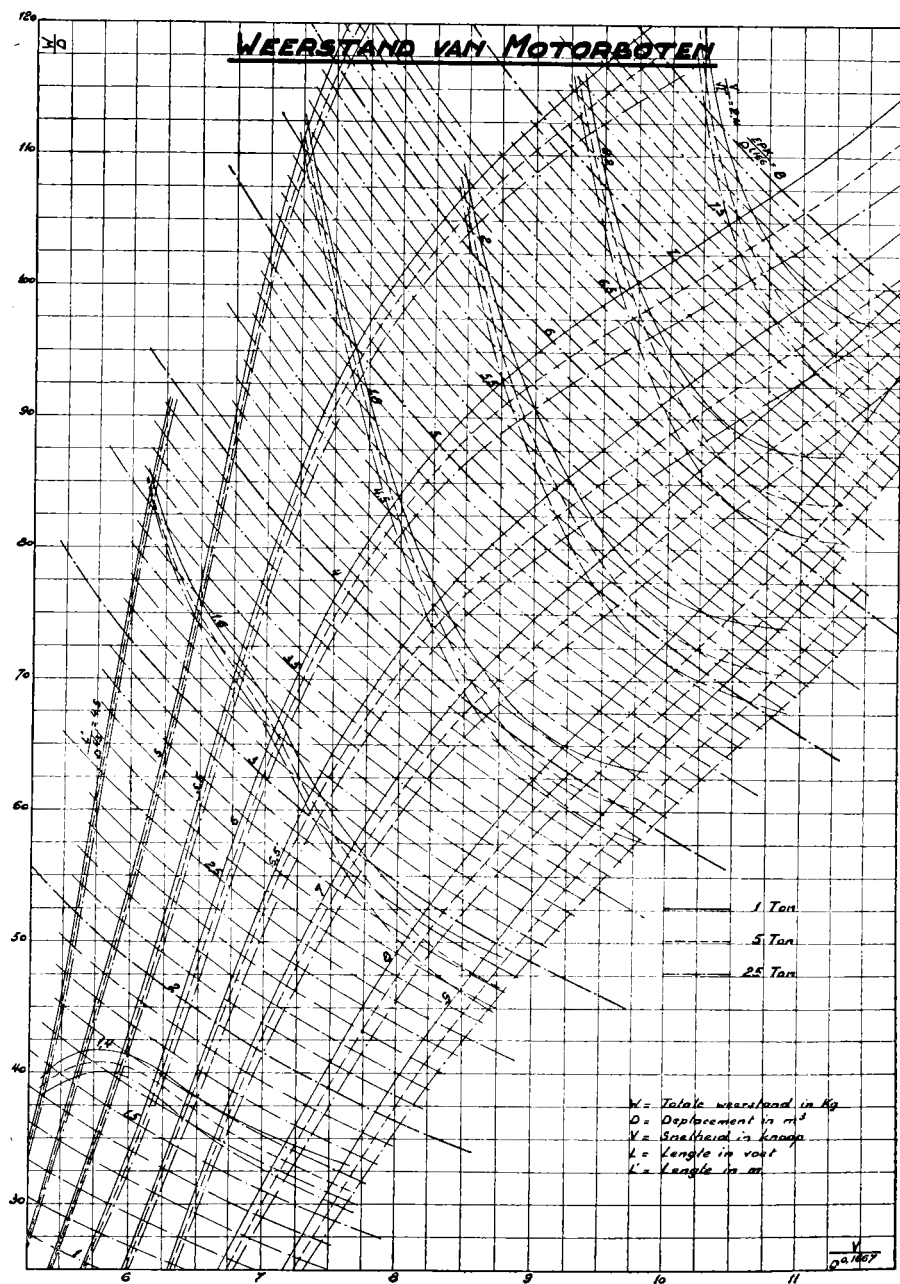


FIG. 5. — Weerstand van motorboten.

Het diagram is geldig voor rondspantboten met normale aanhangsels.

Voor de berekening van de schroef mag men voor de volgstroom de volgende waarden aannemen :

Voor boten met twee schroeven : 5 %.

Voor boten met één schroef : 10 %

Voor trage boten met zelfde vormen als gewone zeeschepen : 20 %.

Het totaal voorstuwingsrendement bedraagt ongeveer 93 % van het rendement der schroef op zich zelf.

Voor een meer gedetailleerde bespreking van dit diagram, zie [5].

HOOFDSTUK II

VOORTSTUWING

1. Keuze der koëfficiënten.

Evenals voor de weerstandsproeven, zijn de resultaten der voortstuwingsproeven omgerekend tot dimensieloze koëfficiënten welke rechtstreeks met elkaar kunnen vergeleken worden.

Wanneer de vorm van de schroef vastgelegd is moeten in de voortstuwingsberekening de volgende elementen bepaald worden :

P, het vermogen in pk

D, de schroefdiameter in m

V_e , de intreesnelheid in km/h

N, het toerental in tr/min

S, de stuwkracht in kg.

Tussen deze 5 elementen bestaan de volgende betrekkingen :

$$P = K_1 N^3 D^5 \quad (10)$$

$$S = K_2 N^2 D^4 \quad (11)$$

Dit betekent dat, onder de 5 voornoemde elementen, er 3 willekeurig kunnen gekozen worden. De 2 andere worden dan bepaald door de vergelijkingen (10) en (11). De koëfficiënten die hierin voorkomen zijn een functie van de slip, of, wat op hetzelfde neerkomt, $\frac{V_e}{ND}$.

De resultaten van proeven met vrijvarende schroeven kunnen dus onder de vorm gebracht worden van K_1 - en K_2 -krommen in funktie van $\frac{V_e}{ND}$.

Deze methode is onder andere toegepast in de bekende $K_m - K_s$ diagrammen van Wageningen, welke de volgende koëfficiënten bevatten :

$$K_s = \frac{S}{\rho n^2 D^4} \quad (12) \qquad K_m = \frac{M}{\rho n^2 D^5} \quad (13)$$

$$\eta = \frac{\lambda K_s}{2\pi K_m} \quad (14) \qquad \lambda = \frac{v_e}{nD} \quad (15)$$

Hierin is : M = Moment in kgm

n = toerental in t/s

v_e = intreesnelheid in m/s

η = voortstuwingsrendement.

De diagrammen geven K_s , K_m en η aan in funktie van λ (zie *diagram 6*).

Deze diagrammen zijn weinig geschikt voor praktische berekeningen, om de volgende redenen :

1) Bij het begin van de berekening is, in het algemeen, noch de slip, noch de verhouding $\frac{v_e}{ND}$ gekend, zodat men moet beginnen met een zekere waarde hiervoor te veronderstellen. Het juiste resultaat wordt slechts verkregen door opeenvolgende benaderingen.

2) De koëfficiënten K_s en K_m hebben zeer uiteenlopende waarden volgens de spoed der schroef. Nochtans heeft de spoed betrekkelijk weinig invloed op het rendement wanneer de diameter der schroef beperkt is, hetgeen bijna steeds het geval is bij schepen met kleine diepgang.

Om meer praktische koëfficiënten te bekomen is uitgegaan van de volgende beschouwingen.

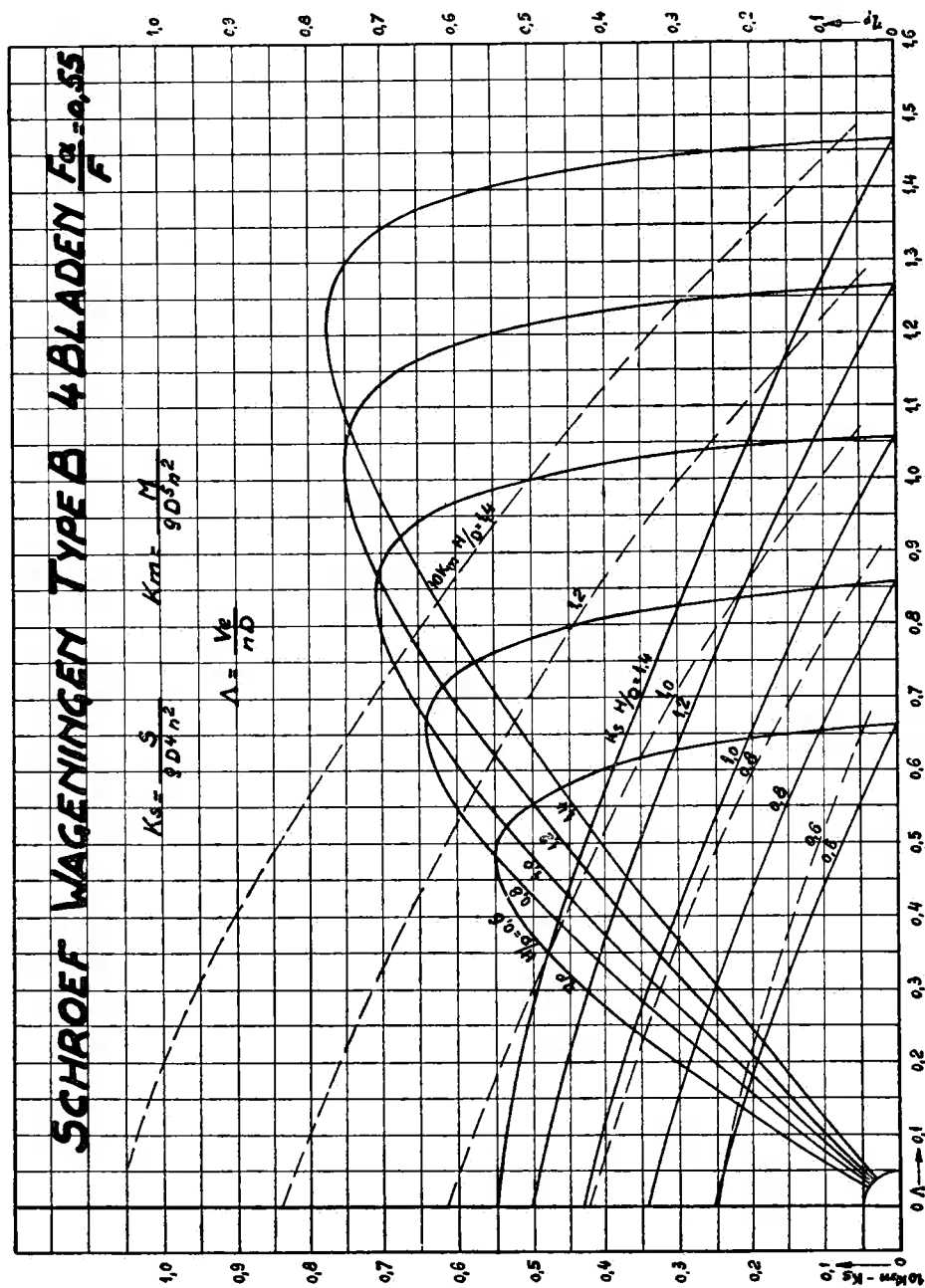


FIG. 6. — K_m — K_s diagram.

In het algemeen geschiedt de berekening van de voortstuwing van een schip met beperkte diepgang op de volgende manier.

De gegevens zijn : 1) De schroefdiameter D . Daar de diepgang beperkt is, zal men, om de belasting van de schroef zoveel mogelijk te verminderen, de grootst mogelijke diameter kiezen.

2) Het vermogen P . Soms moet het vermogen berekend worden, uitgaande van een voorgeschreven snelheid, maar in de regel is er geen bezwaar tegen een zeker vermogen aan te nemen en de overeenkomstige snelheid te berekenen.

Wanneer het een sleepboot geldt, wordt gevraagd de trossentrek, de stuwkracht en het toerental te berekenen in functie van de snelheid. Voor de andere scheepstypes heeft de trossentrek meestal geen belang, maar ook daar zal in vele gevallen het verloop van de stuwkracht en het toerental moeten berekend worden, zij het dan in een meer beperkt snelheidsgebied. Immers, voor een gegeven vermogen zal de snelheid beïnvloed worden door het déplacement, de toestand van de romp, de waterdiepte, enz. In principie is het dus niet nodig onderscheid te maken tussen sleepboten en andere scheepstypes.

Daar dus bijna steeds stuwkracht en toerental in functie van de snelheid moeten berekend worden, uitgaande van een gegeven vermogen en schroefdiameter, is het aangewezen voor de schroefdiagrammen dimensieloze stuwkracht- en toerentalkoëfficiënten te gebruiken, waarvan het verloop wordt aangegeven in functie van een snelheidskoëfficiënt. Voor het dimensieloos maken van stuwkracht, toerental en snelheid zal enkel het vermogen en de schroefdiameter gebruikt worden. Dit kan geschieden op de volgende manier :

1) *De snelheidscoëfficiënt* K_{ve} .

De hierboven genoemde verhouding $\lambda = \frac{v_e}{nD}$ welke voorkomt in de $K_m - K_s$ diagrammen, zou bruikbaar zijn zo er het toerental n niet in voorkwam. Dit kan geëlimineerd worden bij middel van vergelijking (10). Men bekomt alsdan :

$$K_{ve} = \frac{V_e}{\sqrt[3]{\frac{P}{\frac{\pi}{4}D^2}}} = \frac{V_e}{\beta}. \quad (16)$$

2) *De stuwkrachtscoëfficiënt* K_s .

Door eliminatie van N uit (10) en (11) bekomt men :

$$K_s = \frac{S}{\sqrt[3]{\frac{\pi}{4}D^2P^2}} = \frac{S\beta}{P}. \quad (17)$$

Men gelieve deze coëfficiënt K_s niet te verwarren met K_s van de diagrammen van Wageningen.

3) *De toerentalkoëfficiënt* K_N .

Uit (10) bekomt men onmiddellijk :

$$K'_N = \frac{ND}{\sqrt[3]{\frac{P}{\frac{\pi}{4}D^2}}} = \frac{ND}{\beta}. \quad (18)$$

Deze coëfficiënt heeft het nadeel dat de waarden ervan zeer uiteenlopen volgens de spoed van de schroef. Dit wordt vermeden door te vermenigvuldigen met $\sqrt{H/D}$, waarin H = geometrische spoed. Men bekomt dus :

$$K_N = \frac{ND \sqrt{\frac{\bar{H}}{D}}}{\sqrt[3]{\frac{P}{\frac{\pi}{4} D^2}}} = \frac{ND \sqrt{\frac{\bar{H}}{D}}}{\beta} \quad (19)$$

Door invoering van de spoed bekomt men voor de verschillende propellers waarden welke rechtstreeks met elkaar kunnen vergeleken worden. Anderzijds wordt de berekening van de schroef, in het geval dat naast P en D ook N gegeven is, minder eenvoudig. De eerste overweging heeft de voorrang gekregen.

In dit verband is het interessant het volgende citaat aan te halen uit een der tussenkomsten van professor TELFER gedurende het symposium te Brussel in 1953 over proeven aan boord van schepen op zee [11, discussie blz. 35].

« You must always try to bring in your experience from whatever size of ship you are working on, always in the same non-dimensional terms. I gave, I think, the best non-dimensional form by using a torque constant

$$C_Q = \frac{Q}{n^2 D^{3\frac{1}{2}} H^{1\frac{1}{2}}}$$

used for many years and giving a very definite value in analyzing statistical work. The condition of non-dimensionality is given by the sum of the exponents of the two linear terms being equal 5, and $3\frac{1}{2} - 1\frac{1}{2}$ is given us a curve, independent of pitch ratio ».

Het is niet moeilijk het verband aan te tonen tussen de koëfficiënten K_N en C_Q .

De $K_{V_e} - K_s$ diagrammen kunnen afgeleid worden van de $K_m - K_s$ diagrammen bij middel van de volgende formules :

$$K_{V_e} = \frac{V_e}{\sqrt[3]{\frac{P}{\frac{\pi}{4} D^2}}} = \frac{3,675^{1/3} \lambda}{2\rho^{1/3} K_m^{1/3}} = 1,625 \frac{\lambda}{K_m^{1/3}} \quad (20)$$

$$K_s = \frac{S}{\sqrt[3]{\frac{\pi}{4} D^2 P^2}} = \frac{75^{2/3} \rho^{1/3} K_s}{\pi K_m^{2/3}} = 26,44 \frac{K_s}{K_m^{2/3}} \quad (21)$$

$$K_N = \frac{ND \sqrt{H/D}}{\sqrt[3]{\frac{\pi}{4} D^2 P}} = \frac{60 \cdot 75^{1/3} \sqrt{H/D}}{2 \rho^{1/3} K_m^{1/3}} = 27,08 \frac{\sqrt{H/D}}{K_m^{1/3}} \quad (22)$$

De koëfficiënten K_{v_e} , K_s en K_N kunnen natuurlijk ook berekend worden voor andere propellers dan schroeven. In dit geval wordt het schroefoppervlak $\frac{\pi}{4} D^2$ vervangen door O , de doorsnede van de propeller in m^2 . Voor een Voith-Schneiderpropeller is O het product van propellerdiameter en schoepenlengte. Voor een schoepenwiel vermenigvuldigt men de breedte van het wiel met de indompeling.

Het rendement η wordt bekomen door de volgende formule :

$$\eta = \frac{SV_e}{270 P} \quad (23)$$

Door substitutie van (16) en (17) in (23) bekomt men :

$$\eta = \frac{K_s K_{v_e}}{270} \quad (24)$$

Bijgevolg kan men in het diagram $K_{v_e} - K_s$ krommen tekenen van konstant rendement. Deze krommen zijn gelijkzijdige hyperbolen en kunnen op voorhand getekend worden. (Zie bijvoorbeeld diagrammen 7, 8, 9 en 10 voor drie- en vier-bladige schroeven volgens type B van Wageningen).

De $K_{v_e} - K_s$ diagrammen bezitten de volgende voordelen :

1) Zij laten de rechtstreekse berekening toe van de voortstuwing wanneer vermogen en schroefdiameter

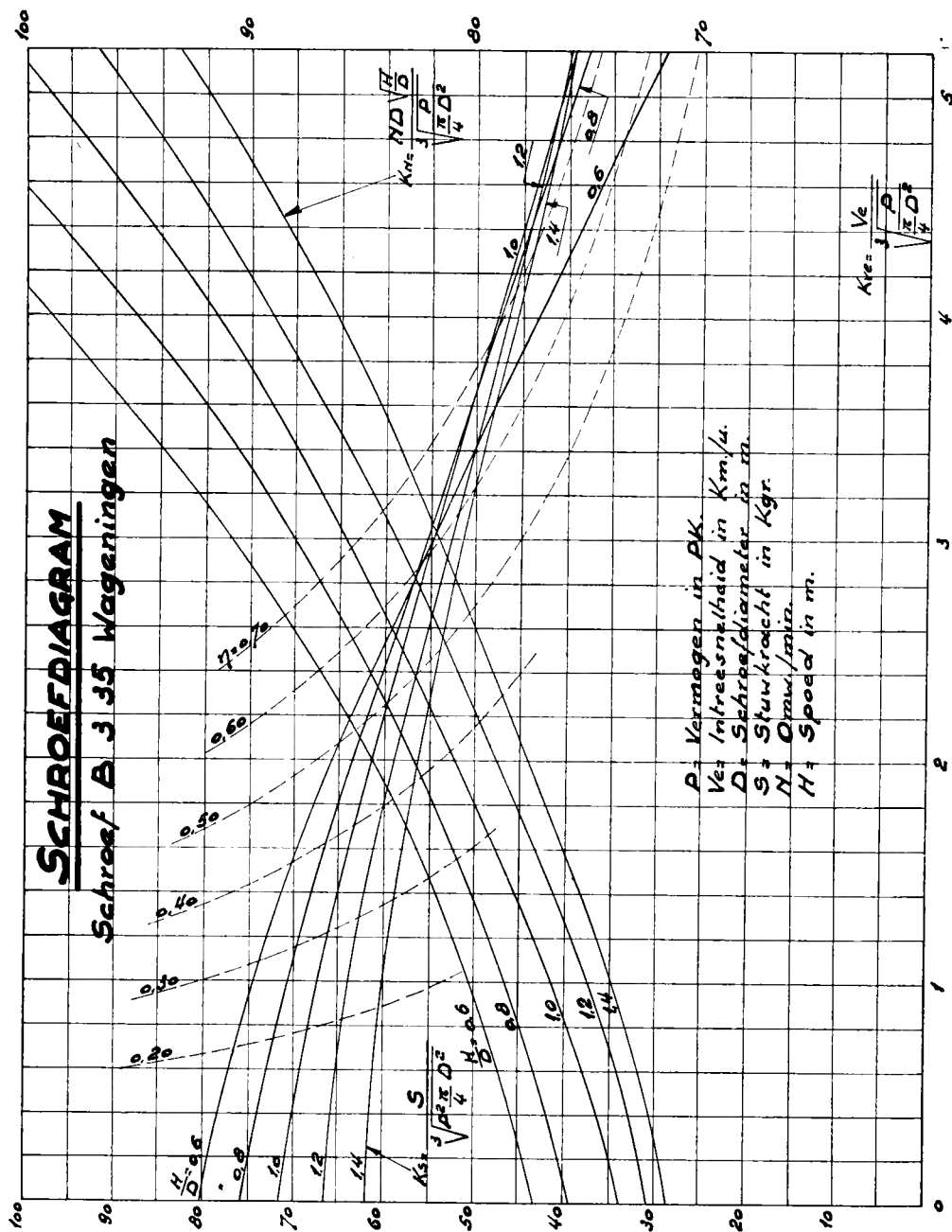


FIG. 7. — Schroefdiagram B 3/35.

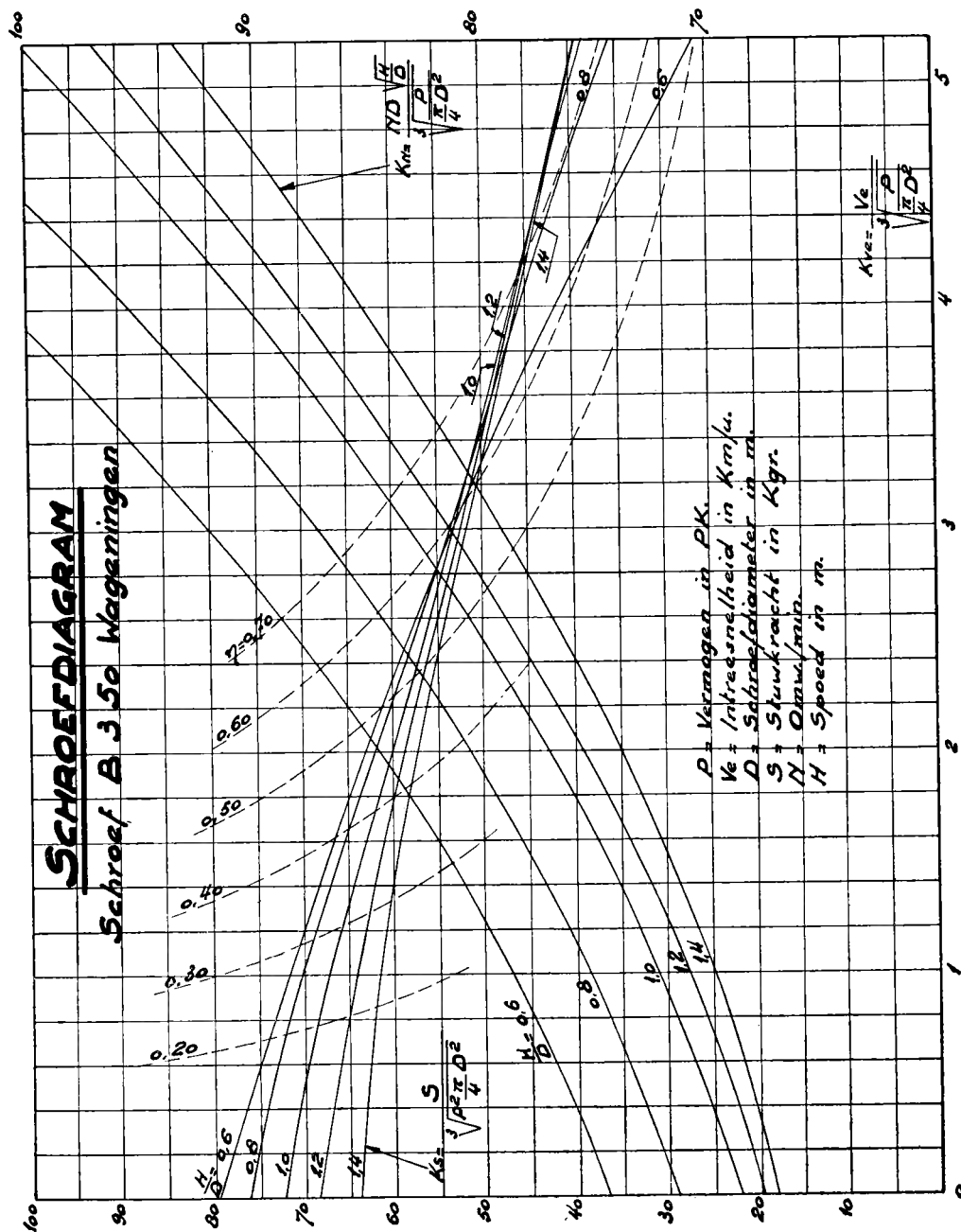
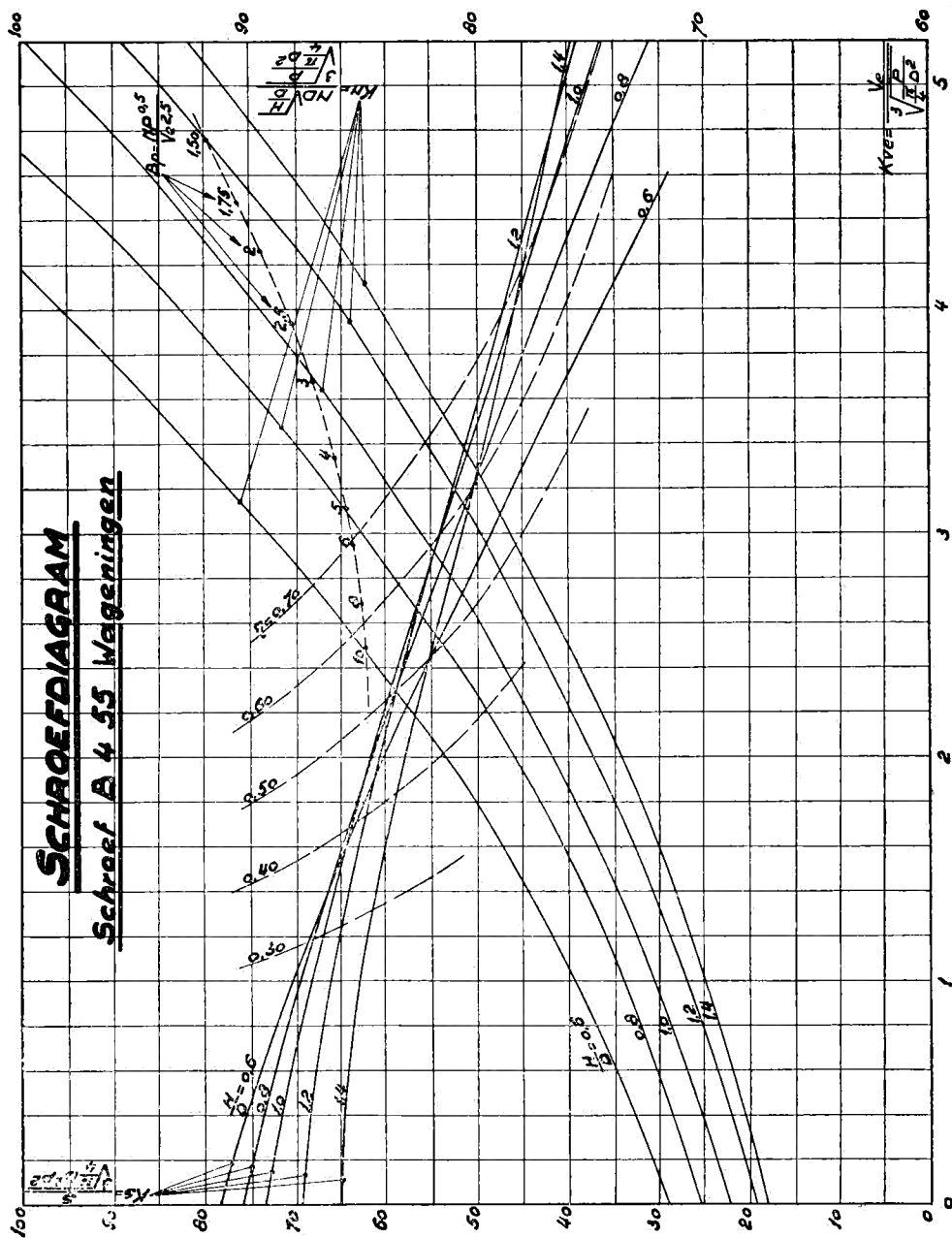


Fig. 8. --- Schroefdiagram B 3/50.



gegeven zijn. In enkele ogenblikken bekomt men de volledige stuwkrachtskromme, van de paaltrek tot de vrije vaart.

2) Men bekomt voor de verschillende koëfficiënten steeds ongeveer dezelfde getalwaarden, wat zeer interessant is voor de vergelijking van verschillende propellers, zoals schroeven, schoepenwielen, Voith-Schneiderpropellers, enz.

3) De rendementskrommen zijn hyperbolen welke op voorhand kunnen getekend worden.

Het is interessant de K_{V_e} — K_S diagrammen te vergelijken met de μ — σ diagrammen, welke gebruikt worden in de vliegtuigbouwkunde. Zoals men kan opmerken komen de koëfficiënten μ , σ en φ volledig overeen met K_N , K_S en K_{V_e} .

$$\mu = n \sqrt{\frac{\rho D^5}{M}} \quad (25) \quad K_N = \frac{ND\sqrt{H/D}}{\sqrt[3]{\frac{P}{\frac{\pi}{4} D^2}}}$$

$$\sigma = \frac{SD}{2\pi M} \quad (26) \quad K_S = \frac{S}{\sqrt[3]{\frac{\pi}{4} D^2 P^2}}$$

$$\varphi = v_e \sqrt{\frac{\rho D^3}{M}} \quad (27) \quad K_{V_e} = \frac{V_e}{\sqrt[3]{\frac{P}{\frac{\pi}{4} D^2}}}$$

Het verschil tussen de twee systemen bestaat enkel hierin dat de eerste koëfficiënten gebaseerd zijn op het koppel M en de tweede op het vermogen P .

In 1950, heeft professor TROOST ⁽¹⁾ de aandacht der

⁽¹⁾ TROOST L., Nederlands professor, stichter van het Scheepsbouwkundig Proefstation te Wageningen. Voor het ogenblik professor aan het *Institute of Technology* te Massachussets.

scheepsbouwingenieurs gevestigd op deze diagrammen ; [12]. Het volgende citaat verdient de aandacht :

« We calculate the values of ϕ and read off in the diagram the values of μ and σ , from which the values of n and S immediately follow. This supplies us with a complete tow-rope diagram in a few minutes, including the bollard tow-rope pull, since the diagrams are not limited to a maximum $B_p = 200$, as is the case with the TAYLOR diagrams. The diagrams are also particularly useful for calculations regarding variable pitch propellers ».

Dit is eveneens toepasselijk op de $K_{ve} - K_s$ diagrammen. Deze hebben bovendien nog het voordeel dat de K_s krommen op een zekere schaal de stuwkrachtkrommen voorstellen, zodanig dat het zelfs niet nodig is deze opnieuw te tekenen.

2. Schroeven B 3/35, B 3/50, B 4/40 en B 4/55.

De diagrammen 7, 8, 9 en 10 zijn berekend, uitgaande van de $K_m - K_s$ diagrammen van Wageningen, bij middel van de formules (20), (21) en (22). Men kan er de volgende besluiten uit trekken :

1) Bij kleine belasting, $K_{ve} > 3$, hebben de schroeven met grote spoed het beste rendement.

2) In de buurt van $K_{ve} = 3$, heeft de spoed weinig invloed op het rendement.

3) Bij grote belasting, $K_{ve} < 3$, hebben de schroeven met kleine spoed het beste rendement.

Er valt op te merken dat deze besluiten onmiddellijk kunnen afgeleid worden, zonder verdere berekening. Dit is niet het geval voor de $K_m - K_s$ diagrammen, noch voor de veel gebruikte $B_p - \delta$ diagrammen van TAYLOR [10]. Het is waarschijnlijk hieraan te wijten dat bij de berekening van schroeven met beperkte diameter niet altijd de optimale spoed gekozen wordt [7].

Zoals hierboven uiteengezet zijn de diagrammen $K_{V_e} - K_s$ speciaal opgevat voor het geval P , V_e en D gegeven is.

Wanneer P , V_e en N is gegeven, is het aangewezen de $B_p - \delta$ diagrammen van TAYLOR te gebruiken. Immers de coëfficiënt

$$B_p = \frac{NP^{0,5}}{V_e^{2,5}} \quad (28)$$

kan dan onmiddellijk berekend worden, en hierdoor vindt men in het diagram de optimum diameter en spoed. (*Diagram 11*).

Om ook in dit geval het gebruik van de $K_{V_e} - K_s$ diagrammen te vergemakkelijken, is in *diagram 9* een kromme getekend welke de waarden aangeeft van B_p welke overeenkomen met de optimale diameter. Deze kromme wordt bekomen op de volgende manier. Door eliminatie van N en V_e uit (20), (21) en (28) bekomt men :

$$B_p = \frac{\pi^{0,5} K_N}{2\sqrt{H/D} K_{vc}^{2,5}} \cdot \quad (29)$$

In het assenstelsel $K_{V_e} - K_N$ kunnen dus niveau-krommen getekend worden voor B_p . Elke kromme bevat één punt waar de diameter het maximum rendement geeft. De kromme aangegeven op *diagram 9* is de meetkundige plaats van al deze punten.

Het volgende voorbeeld laat zien hoe men bij middel van deze kromme de optimale diameter bekomt, wanneer P , N et V_e gegeven is.

Men berekent eerst de coëfficiënt B_p . Veronderstellen we $B_p = 5$. Deze waarde valt op de K_N kromme met spoed $H/D = 0,8$. Deze spoed stemt dus overeen met de optimale diameter. Men berekent de diameter zelf aan de hand van K_{V_e} waarvan de waarde 3,10 bedraagt. De stuwkracht wordt bekomen door middel van K_s , welke gelijk is aan 51,5. Het rendement, dat rechtstreeks kan afgelezen worden, bedraagt 0,59.

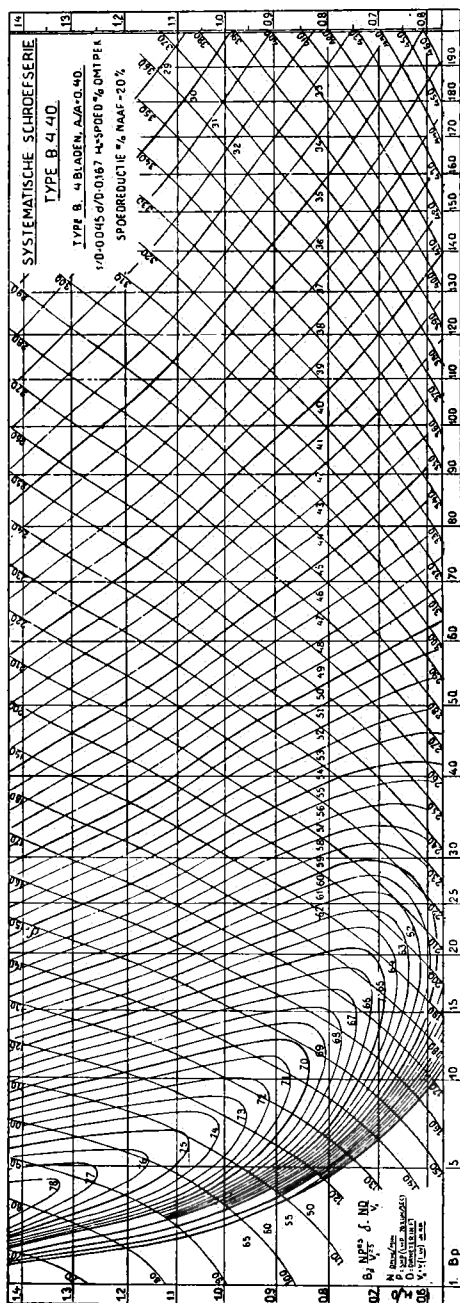


FIG. 11. — B_p — δ Diagram voor de schroefserie B4 55", Wageningen.

Zoals men weet, is het, om verscheidene redenen, aan te bevelen de optimum diameter, bepaald volgens de schroefdiagrammen, met 4 à 6 % te verminderen.

Tenslotte moet men rekening houden met het feit dat de schroeven van de systematische schroefseries van Wageningen alle konstante spoed hebben, uitgezonderd de vierbladige schroeven, waar, in de omgeving van de naaf, de spoed ongeveer 20 % verminderd is. Hierdoor stijgt het toerental met 1 tot 2 % ten opzichte van een schroef met konstante spoed.

In de volgende diagrammen, voor zover het schroeven met veranderlijke spoed betreft, is steeds de gemiddelde spoed aangegeven.

3. Vereenvoudigd diagram voor de schroef B 4/55.

Zeër dikwijls is het interessanter een vlugge benaderende oplossing te bekomen dan een juiste welke meer tijd vraagt.

Bij het gebruik van het $K_{Ve} \dots K_s$ diagram kan de berekening der koëfficiënten nog merkkelijk verkort worden, indien men de parameter $\beta = \sqrt[3]{\frac{P}{O}}$ invoert. Met de hulp hiervan kan men de koëfficiënten K_{Ve} en K_s als volgt schrijven :

$$K_{Ve} = \frac{V_e}{\sqrt[3]{P}} = \frac{V_e}{\beta} \quad (30)$$

$$K_s = \frac{S}{\sqrt[3]{OP^2}} = \frac{S\beta}{P} \quad (31)$$

Door invoering van $\frac{P}{O}$, waarvoor men op voorhand een reeks waarden berekent, kan men K_{Ve} dus vervan-

gen door V_e en K_s door $\frac{S}{P}$. Voor elke waarde van $\frac{P}{0}$ bekomt men aldus de stuwkracht per pk in funktie van de snelheid.

Zoals men kan opmerken is, in *diagram 12*, K_{Ve} als abscis behouden. De snelheid kan echter rechtstreeks afgelezen worden op de snelheidskrommen.

In zulk diagram kan men natuurlijk slechts één propeller voorstellen, gezien het groot aantal krommen. Wanneer men echter de schroef met spoed $H/D = 0,8$ vergelijkt met de schroef met optimale spoed, vindt men voor het rendement de volgende verschillen welke tamelijk klein zijn :

K_{Ve}	0	1	2	3	4
Rendementsdaling in %	2,7	1	0	2,8	8,5

Voor een benaderende oplossing mag dus *diagram 12* gebruikt worden voor elke spoed.

Een diagram van hetzelfde type wordt gebruikt door het studiebureel van de VOITH-fabrieken voor de berekening van de Voith-Schneiderpropellers. Als belastingskoëfficiënt wordt gebruikt : $C_s = \frac{S}{\frac{1}{2}\rho OV_e^2}$ in

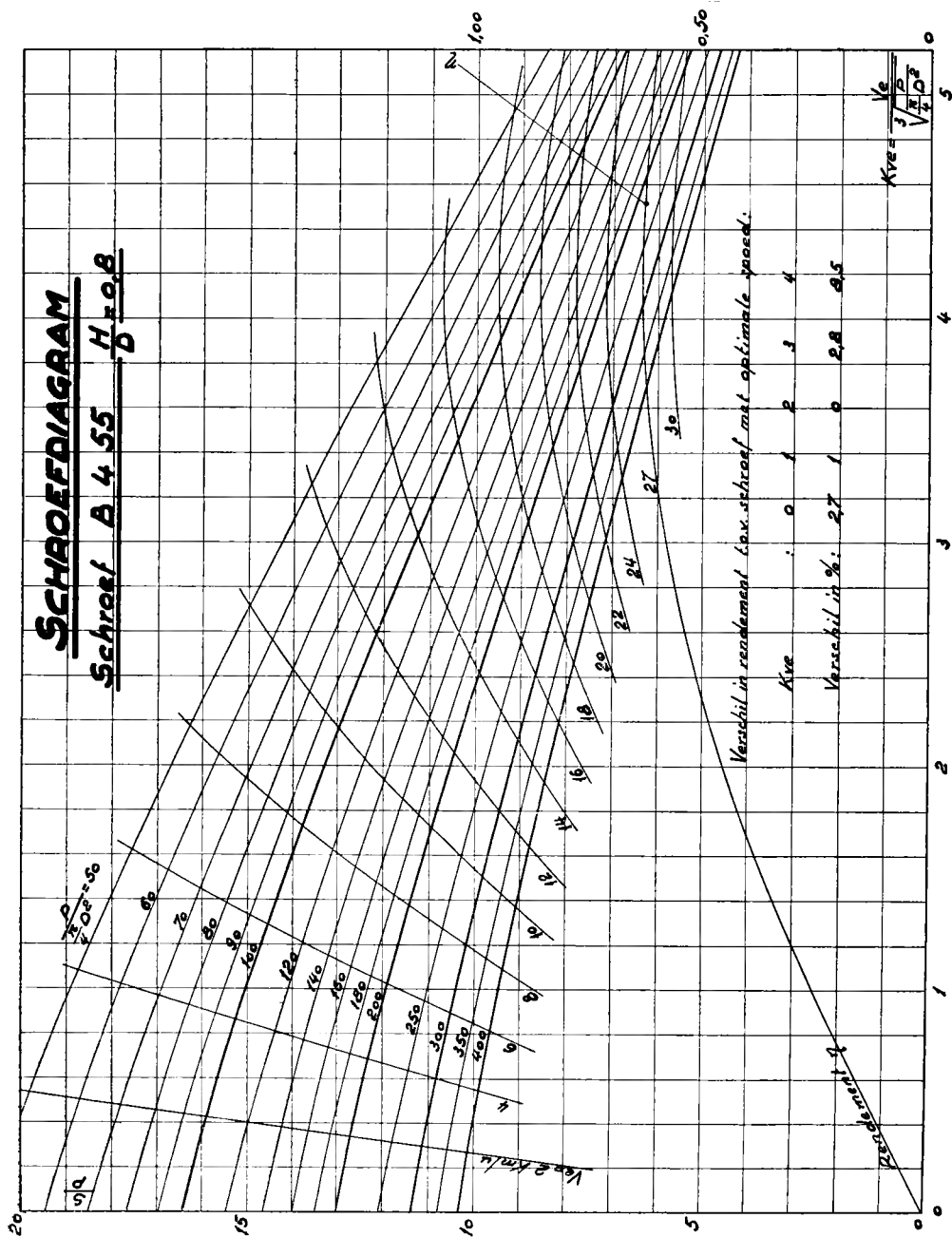
plaats van K_{Ve} . Dit heeft geen belang, daar de belastingskoëfficiënt niet hoeft berekend te worden.

4. Schoepenwielen. Diagrammen 13 en 14.

De diagrammen $K_{Ve} - K_s$ kunnen ook gebruikt worden voor de berekening van schoepenwielen.

Er doet zich echter een moeilijkheid voor.

Zoals men weet variëren, voor een wiel, de koëfficiënten K_m en K_s niet alleen in funktie van de slip, zoals voor een schroef, maar ook in funktie van de koëfficiënt

Fig. 12. — Vereenvoudigd schroefdiagram. B 4/55 $H/D = 0,8$.

$N\sqrt{D}$. Dit is een gevolg van het feit dat een wiel aan de oppervlakte van het water werkt en dus steeds golven veroorzaakt. Dit verschijnsel heeft een weerslag op de stuwkracht en het rendement. Voor een schip vormt de koëfficiënt $\frac{V}{\sqrt{L}}$ een criterium voor de golfvorming. Voor een wiel kan men een soortgelijke koëfficiënt vormen, gebaseerd op de omtreksnelheid en de wieldiameter. Op deze manier komt men tot de koëfficiënt $N\sqrt{D}$. Hierin moet men weer het toerental N vervangen door een uitdrukking welke alleen P , O en D bevat. Men bekomt alzoo : $\frac{P}{OD^{1.5}}$. Voor elke waarde van deze koëfficiënt vindt men een afzonderlijke K_s en K_N kromme.

De *diagrammen 13* en *14* zijn berekend volgens een publikatie van VOLPICH ⁽¹⁾ [15] O is het produkt van wielbreedte en indompeling. D is de buitendiameter van het wiel.

VOLPICH heeft uitgebreide systematische proeven uitgevoerd met schoepenwielen. Hij heeft de invloed onderzocht van de indompeling, de excentriciteit, de wielbreedte, de vorm en het aantal der schoepen. De resultaten zijn gepubliceerd in diagramvorm. Als koördinaten worden de koëfficiënten $\frac{V_a}{\sqrt{D_1}}$ en $N\sqrt{D_1}$ gebruikt. De diagrammen bevatten niveaукrommen voor de volgende koëfficiënten :

$$\frac{100 \text{ DHP}}{\rho D_1^{3.5}} \quad \frac{T}{\rho D_1^3} \quad \sqrt{NV_a} \quad \text{en} \quad \eta.$$

De volgende eenheden worden gebruikt :

DHP = Vermogen in HP van 76 kgm/s

D_1 = Buitendiameter van het wiel in voet

(1) VOLPICH, Schots ingenieur, directeur van de sleeptank van de scheepswerf DENNY te DUMBARTON.

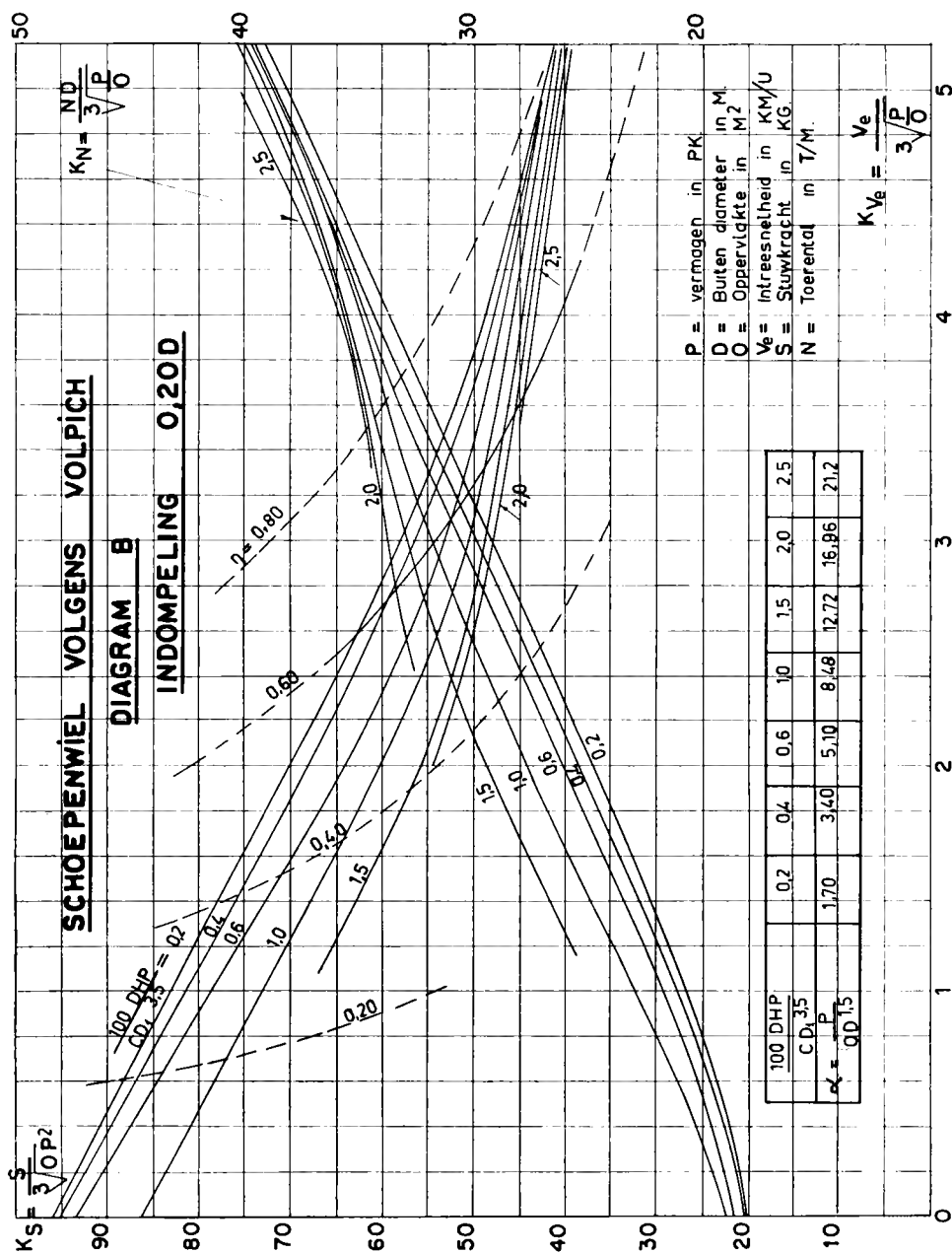


Fig. 13. — Schoepenwiel. Indompeling 0,20 D.

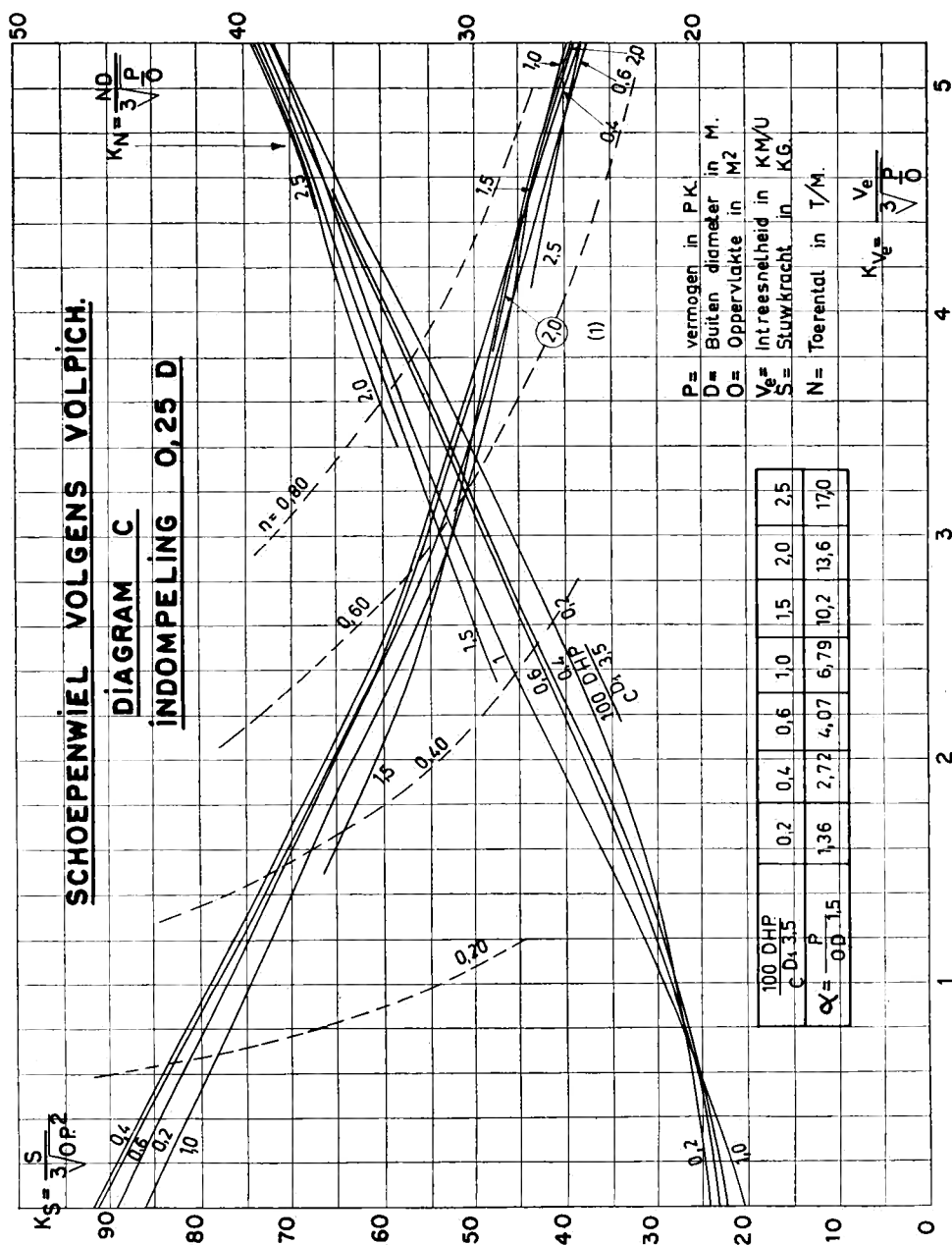


FIG. 14. — Schoepenwiel. Indomping 0,25 D.

V_a = Intreesnelheid in knoop
 T = Stuwkracht in pond
 ρ = Specifieke dichtheid van het water; voor
 zoet water $\rho = 1,94$.

De diagrammen van VOLPICH zijn zeer praktisch. Het groot aantal coëfficiënten laat de rechtstreekse oplossing toe van gelijk welk probleem. Dit is niet het geval voor de K_{ve} — K_s diagrammen. Wanneer bijvoorbeeld de stuwkracht, de snelheid en de afmetingen van het wiel gegeven zijn, kan men niet rechtstreeks het vermogen berekenen.

Aan de andere kant bezitten de diagrammen van VOLPICH niet al de hierboven vermelde voordelen van de K_{ve} — K_s diagrammen. Het is ten andere mogelijk het aantal coëfficiënten in deze diagrammen te vergroten, zodanig dat gelijk welk vraagstuk rechtstreeks kan opgelost worden.

Figuur 15 geeft de afmetingen aan van het schoepenwiel waarvan de K_s en K_N krommen voorkomen op de *diagrammen 13 en 14*.

5. Kortstraalbuizen met NACA-profielen.

Voor enkele jaren heeft men in de sleeptank te Wageningen een serie proeven uitgevoerd met vrijvarende Kortstraalbuizen [14].

De straalbuis en de schroef worden als één geheel beschouwd. De kracht welke uitgeoefend wordt op de straalbuis en welke zowel naar voor als naar achter kan gericht zijn, wordt opgeteld bij de stuwkracht van de schroef.

De resultaten werden gepubliceerd onder de vorm van K_m — K_s diagrammen en B_p — δ diagrammen.

Tabel 5 en figuur 16 geven de afmetingen aan van de verschillende straalbuizen welke beproefd werden.

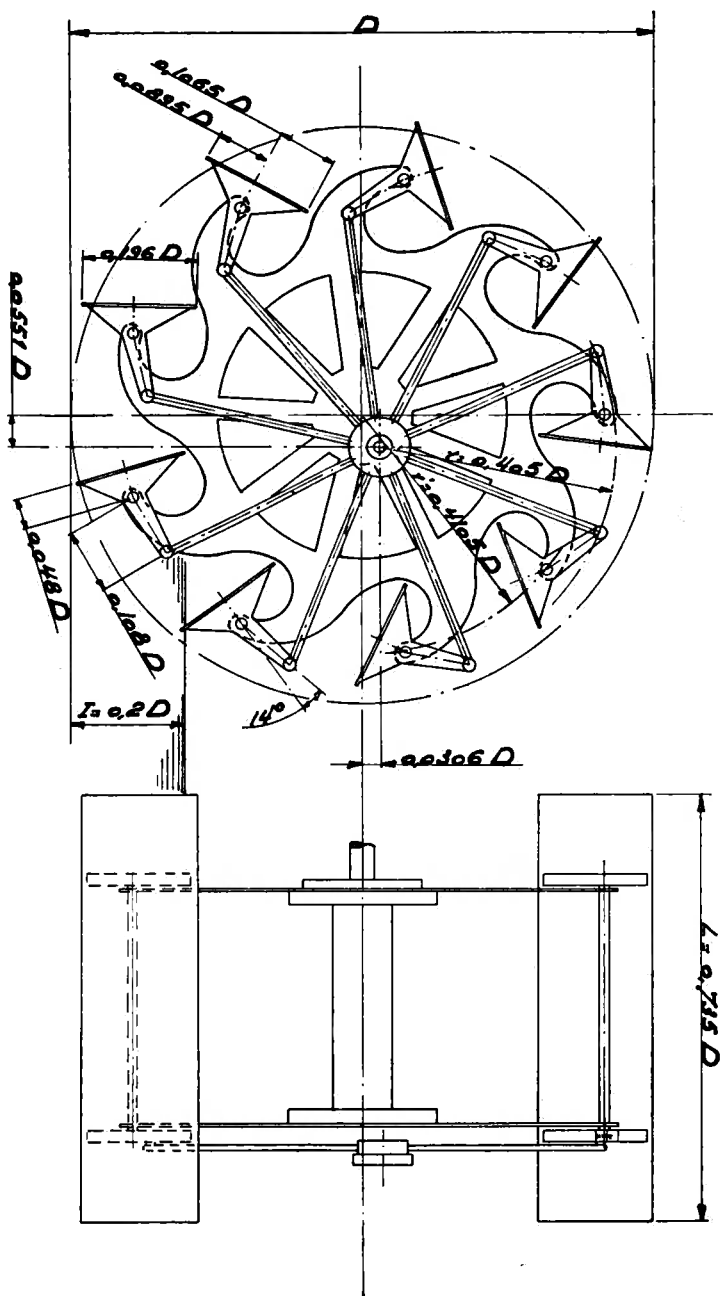


FIG. 15. — Schoepenwiel volgens VOLPICH.

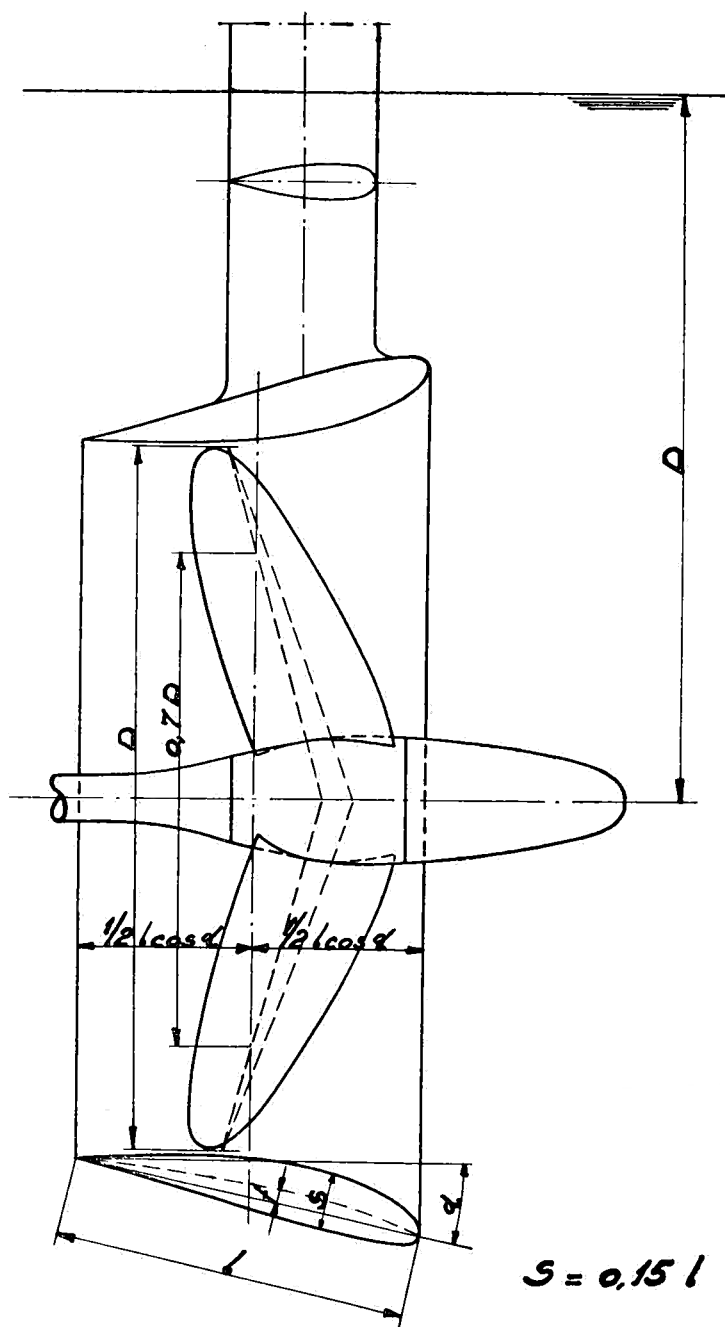


FIG. 16. — Straalbuis met NACA-profiel.

Tabel 5. Karakteristieken der straalbuisprofielen.

Straalbuis	$\frac{I}{D}$	$\frac{f}{I}$	α
1	axiale cirkelcylinder		
2	0,67	0,04	12,7
3	0,50	0,04	12,7
4	0,83	0,04	12,7
5	0,50	0,04	15,2
6	0,50	0,04	10,2
7	0,50	0,05	12,7
8	0,50	0,03	12,7

In elke straalbuis werd een serie schroeven van het type B beproefd, waarvan de spoed varieerde tussen 0,5 en 1,4.

Uit de diagrammen 17 tot 24 kunnen volgende besluiten getrokken worden.

1) INVLOED VAN DE GROOTTE VAN DE STRAALBUIS.

Wanneer men de straalbuizen 3 en 4 vergelijkt, konstateert men dat, bij grote belasting, $K_{V_s} < 2$, straalbuis 4, welke de grootste is, de grootste stuwkracht geeft. Bij kleine schroefbelasting is het omgekeerde waar. Met straalbuis 4 is het toerental iets hoger. Dit alles is volkomen logisch. Wat minder normaal schijnt, is dat de stuwkracht van straalbuis 2 steeds onder deze van straalbuizen 3 en 4 blijft, alhoewel de grootte van straalbuis 2 tussen deze van de twee andere gelegen is.

2) INVLOED VAN DE WELVING f/I .

De straalbuizen 8, 3 en 7 verschillen enkel door hun welvingsverhouding, welke respectiefflijk 0,03, 0,04 en 0,05 is.

Bij grote belasting geeft straalbuis 7, welke de grootste

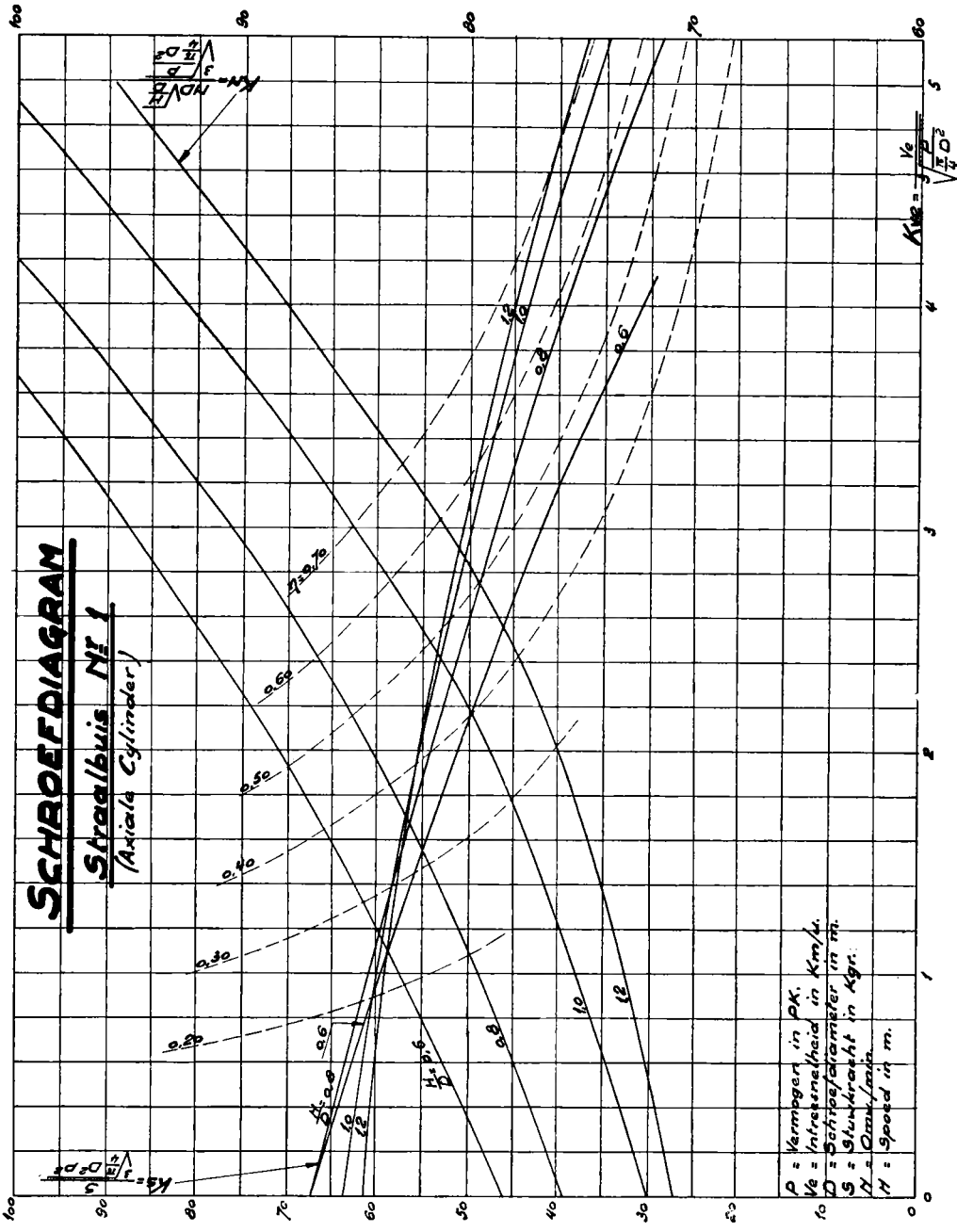


Fig. 17. — Straalbuis Wageningen n° 1.

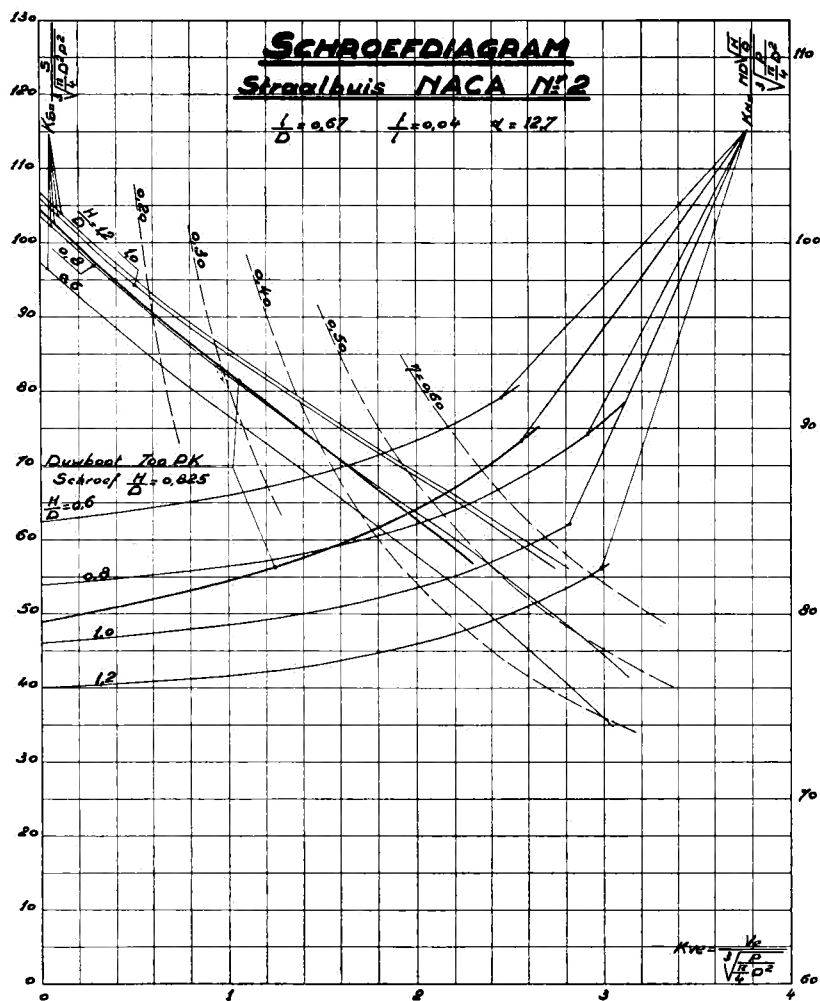


FIG. 18. — Straalbuis Wageningen n° 2.

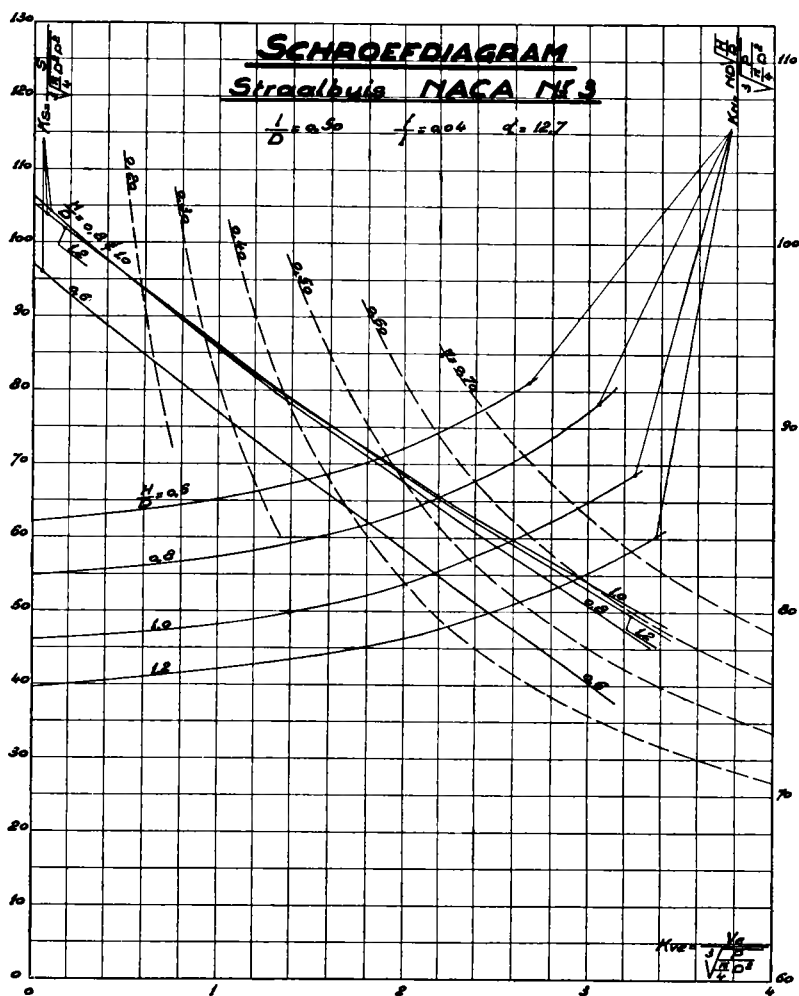


FIG. 19. — Straalbuis Wageningen n° 3.

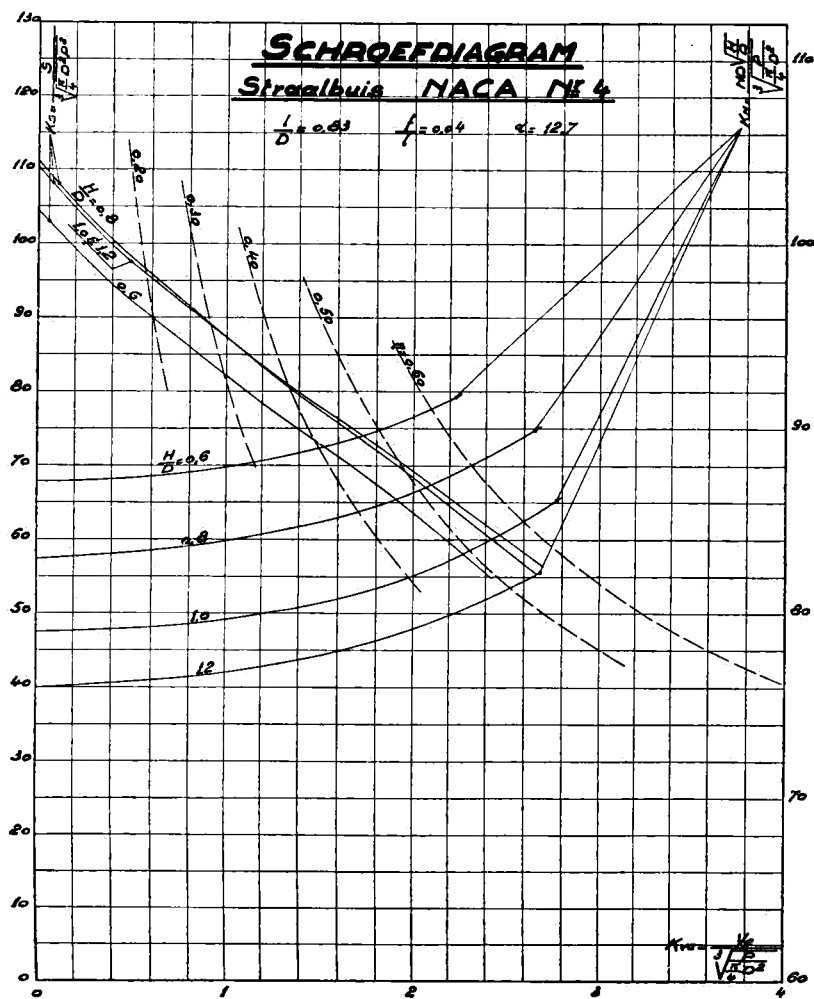


FIG. 20. — Straalbuis Wageningen n^o 4.

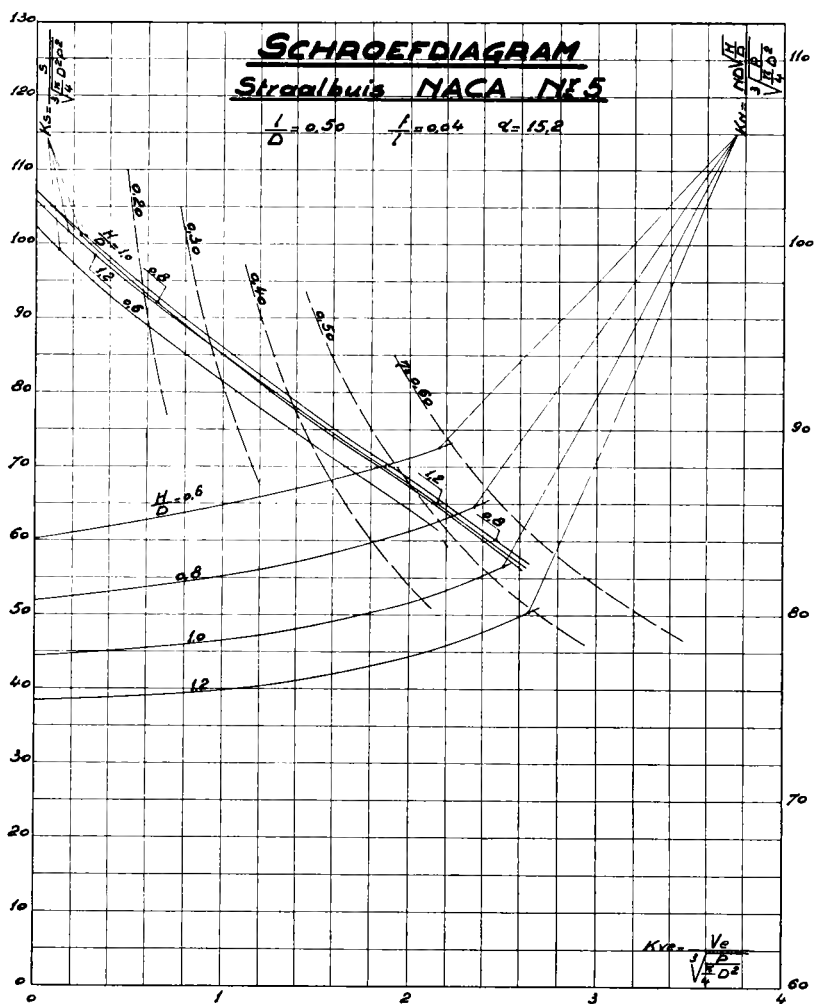
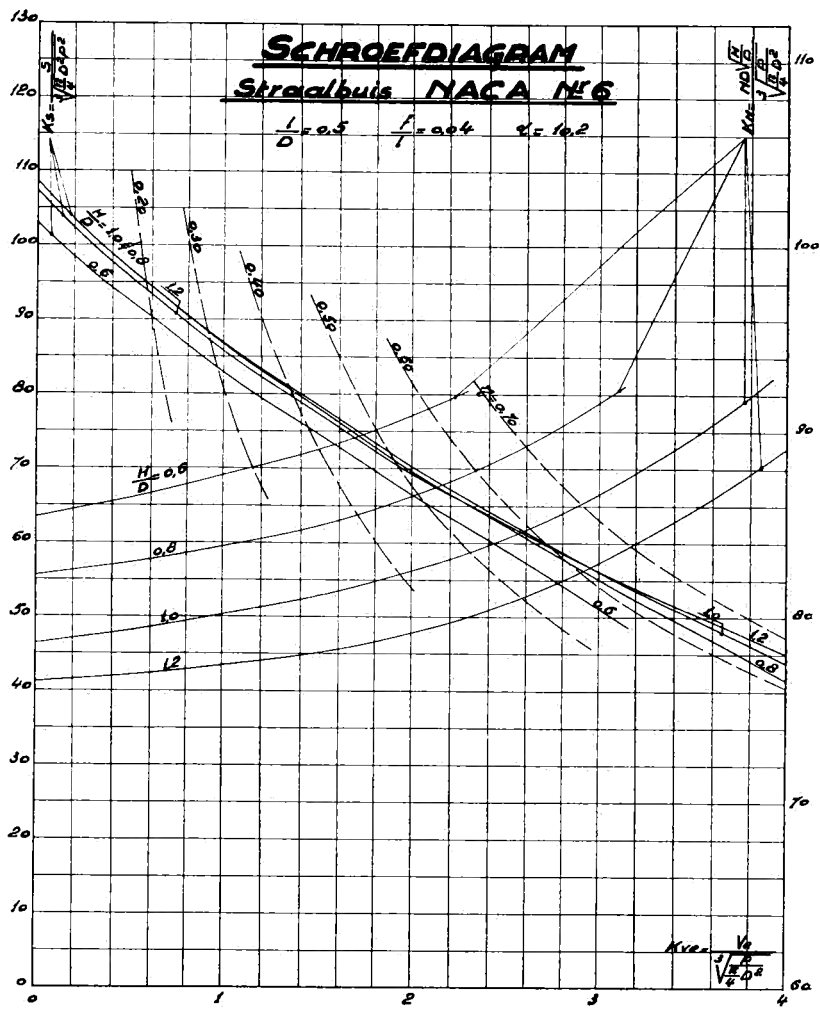
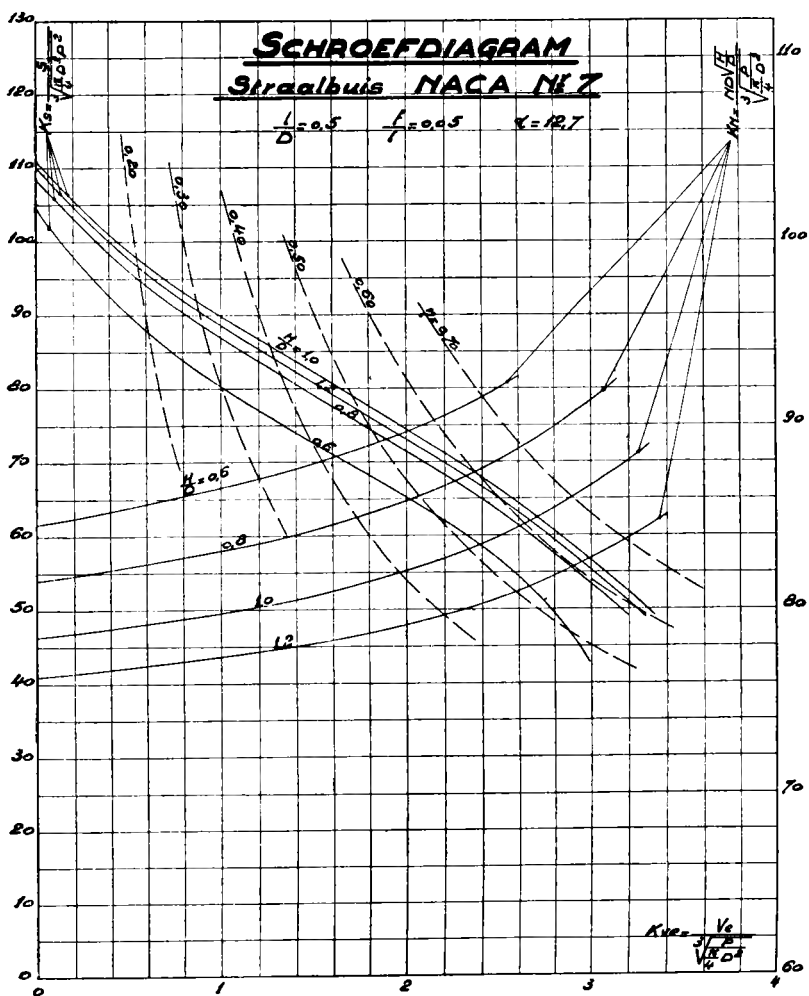


FIG. 21. — Straalbuis Wageningen n° 5.



FIG. 23. — Straalbuis Wageningen n^o 7.

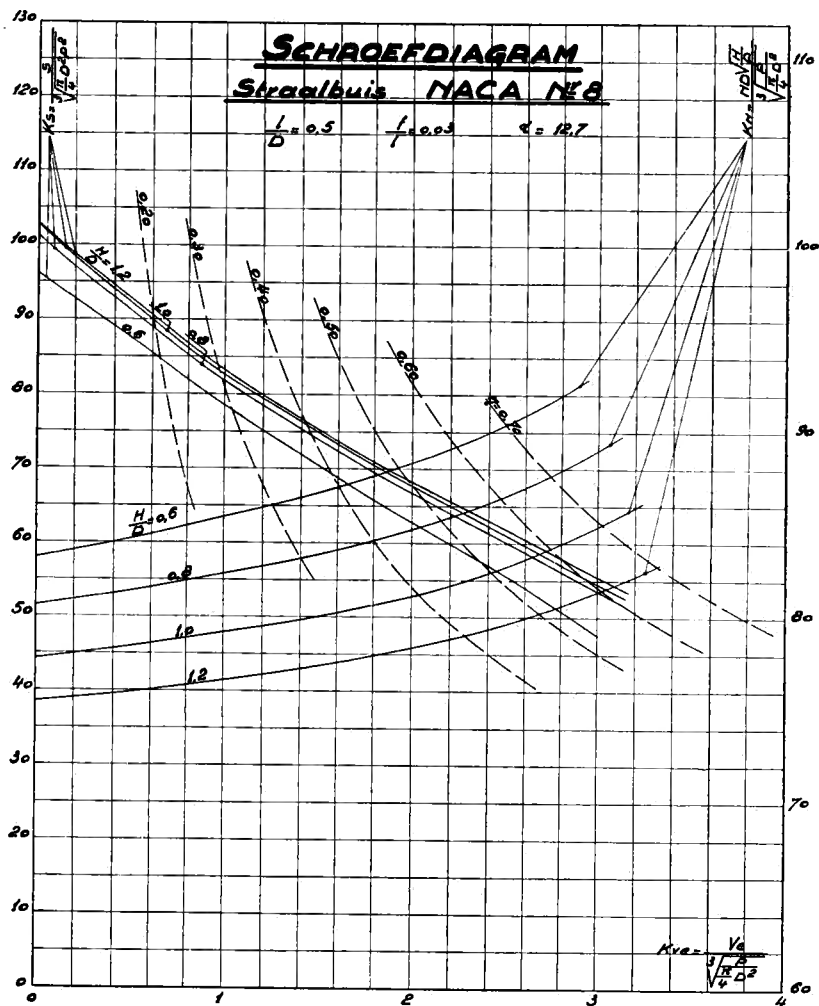
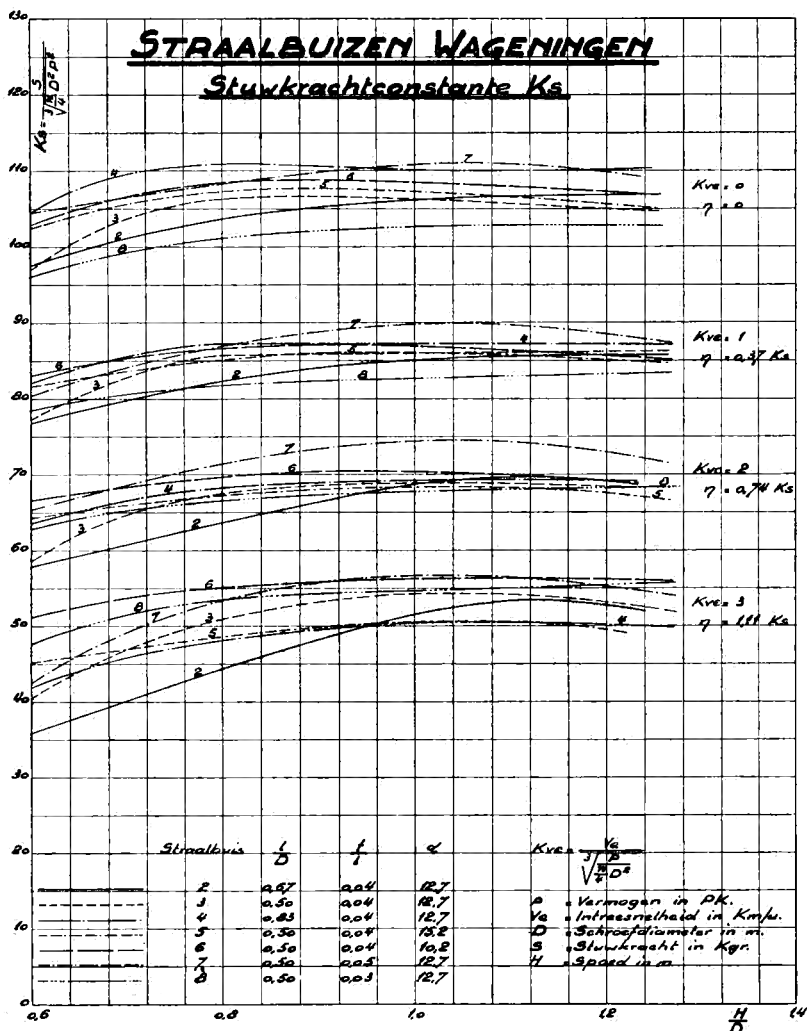


FIG. 24. — Straalbuis Wageningen n° 8.

FIG. 25. — Straalbuizen Wageningen. Overzichtsdiagram voor K_s .

welving heeft, veruit het beste rendement. De invloed van de welving schijnt veel belangrijker te zijn dan deze van de grootte.

Alleen bij kleine belasting, $K_{Ve} > 3$, wordt het rendement van straalbuis 8 een weinig beter dan dat van 7.

3) INVLOED VAN DE HOEK α .

De straalbuizen 6, 3 en 5 verschillen onderling enkel door de hoek α , welke achtereenvolgens $10,2^\circ$, $12,7^\circ$ en $15,2^\circ$ bedraagt.

De invloed hiervan op het rendement is niet zeer uitgesproken. Straalbuis 6 heeft het beste rendement.

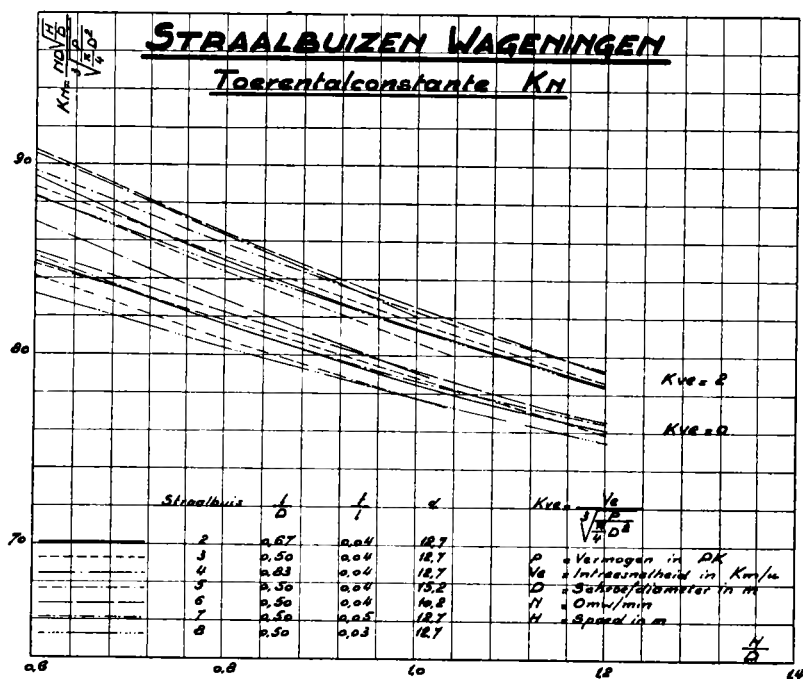
4) VERGELIJKING TUSSEN OPEN SCHROEF EN STRAAL-BUISSCHROEF.

a) *Aantal omwentelingen.*

De vorm der straalbuis heeft weinig invloed op het aantal omwentelingen. Praktisch alle K_N krommen vallen binnen een gebied waarvan de grenzen slechts 2 % uiteen liggen. (Zie *diagram 26*). Bijgevolg kan het toerental met grote nauwkeurigheid berekend worden, ook voor straalbuizen welke afwijkende vormen vertonen. Dit heeft een zeker belang voor de praktijk. Immers, men moet reeds een grote fout maken op de stuwkracht, eer dit zal opgemerkt worden. Wanneer echter de schroef te zwaar is en de motor niet het voorziene aantal omwentelingen bereikt, wordt dit in het algemeen als een ernstige zaak beschouwd.

Voor $K_{Ve} = 2$, is het aantal omwentelingen van de straalbuischroef gemiddeld 7 % groter dan voor de open schroef.

De K_N krommen voor de straalbuischroef liggen meer horizontaal. De vermindering van het aantal omwentelingen tussen $K_{Ve} = 2$ en $K_{Ve} = 0$ (Paaltrek)

FIG. 26. — Straalbuizen Wageningen. Overzichtsdiaagram voor K_N .

bij konstant vermogen, bedraagt voor een straalbuis-schroef gemiddeld 4 %, voor een open schroef 10 %.

Wanneer de schroef wordt aangedreven door een motor met konstant koppel is de vermindering van het aantal omwentelingen, (en dus tegelijkertijd van het vermogen) respektieffelijk 6 % en 15 %.

De daling van het vermogen bij de paaltrek is dus merkkelijk kleiner voor de straalbuis. Dit is een eigenschap welke de straalbuis en de schroef met verstelbare spoed gemeen hebben. Soms wordt deze eigenschap uit het oog verloren wanneer het een straalbuis betreft terwijl er anderzijds soms overdreven belang aan wordt gehecht in het geval van een schroef met verstelbare spoed.

b) *Stuwkracht.*

In *diagram 27* zijn krommen van maximum stuwkracht getekend voor de schroeven B 4/55 met en zonder

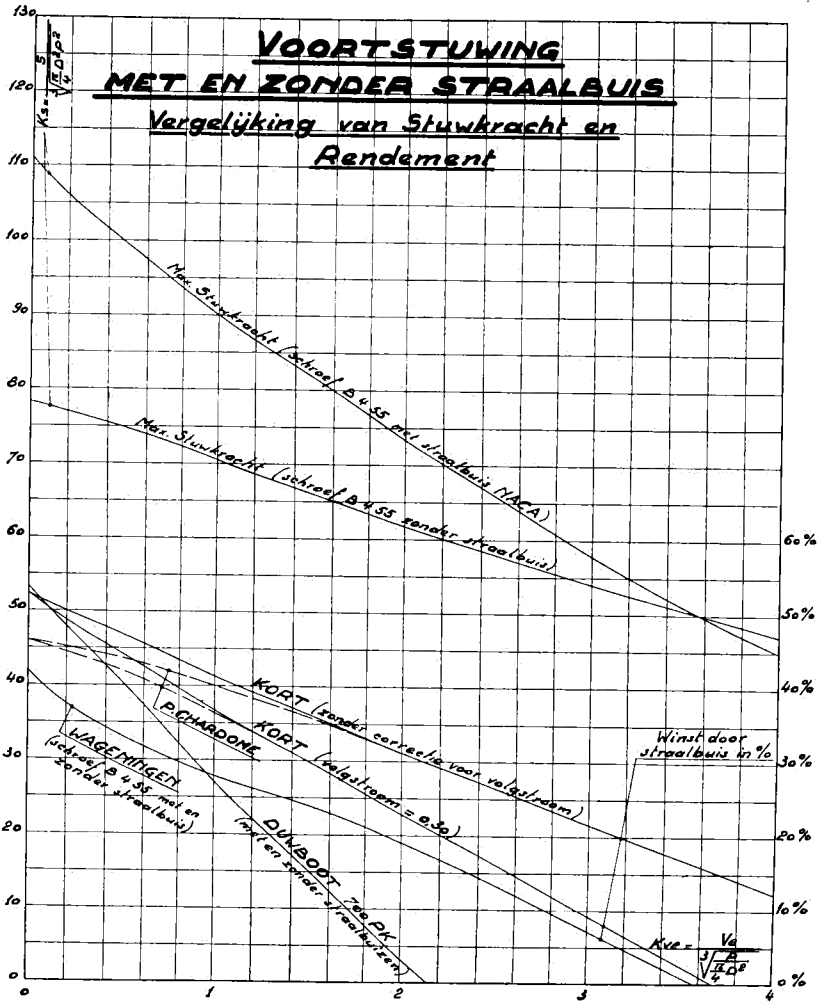


FIG. 27. — Vergelijking van straalbuis en open schroef.

straalbuis. De krommen stemmen niet overeen met een bepaalde schroef of straalbuis, maar geven voor elke waarde van K_{ve} de overeenkomstige waarde van K_s welke bekomen wordt met de beste schroef of de beste straalbuis.

De straalbuis geeft de beste resultaten bij de paaltrek, waar de toename van de stuwkracht 42 % bedraagt.

L. KORT ⁽¹⁾ en P. CHARDOME ⁽²⁾ hebben eveneens krommen gepubliceerd [3] welke de stuwkrachtstoename dank zij de straalbuis aangeven in functie van een belastingscoëfficiënt $\frac{P}{Ov^3}$ waarin v = scheepssnelheid in m/s. Deze belastingscoëfficiënt is omgekeerd evenredig aan de derde macht van K_{ve} . Om de gegevens der twee voornoemde auteurs met de kromme volgens de proeven te Wageningen te kunnen vergelijken, moet men rekening houden met de volgstroom. Wanneer men een volgstroomgetal van 0,30 aanneemt, bekomt men een goede overeenstemming.

c) *Invloed van de spoed H/D .*

De invloed van de spoed op het toerental is een beetje meer uitgesproken voor de straalbuischroeven dan voor de open schroeven. De K_N krommen liggen een beetje verder uit elkaar.

Het verband tussen spoed en stuwkracht is geheel anders dan bij de open schroeven.

Bij deze laatste bekomt men, bij grote belasting, de beste resultaten met een kleine spoed, terwijl bij kleine belasting een grote spoed gunstig is. Alle K_s krommen snijden elkaar in de buurt van het punt $K_{ve} = 2,5$.

Voor de straalbuizen zijn alle K_s krommen ongeveer evenwijdig. Vanaf de paaltrek tot de vrije vaart wordt

⁽¹⁾ L. KORT, Duits ingenieur, uitvinder der Kortstraalbuis.

⁽²⁾ P. CHARDOME, Belgisch scheepsbouwkundig ingenieur. Directeur van de Scheepswerf van Rupelmonde.

het beste rendement bekomen met eenzelfde spoed, welke in het algemeen gelegen is tussen 1,0 en 1,1.

Wanneer de spoed beneden 0,8 daalt, begint het rendement zeer snel af te vallen. Het is in ieder geval af te raden een spoed kleiner dan 0,6 te kiezen. Wanneer het aantal omwentelingen is opgelegd en aanleiding geeft tot zulke lage spoed, is het aan te raden de schroef-diameter te verkleinen. De beste oplossing is natuurlijk het aantal omwentelingen voldoende laag te houden om een schroef te kunnen plaatsen met maximale diameter en met een spoed groter dan 0,8.

6. Duwboten van 700 pk. Diagrammen 26 en 27.

Deze diagrammen zijn gebaseerd op een serie proeven, uitgevoerd te Wageningen voor twee sleepboten van 700 pk, de eerste uitgerust met twee Kortstraalbuizen, de tweede met twee Voith-Schneiderpropellers. Beide sleepboten waren opgevat voor het duwen van lichters. Zij bezaten een parabolisch oplopend voorschip. De straalbuisleepboot was uitgerust met twee flanking-rudders geplaatst voor elke schroef.

De hoofdafmetingen van beide sleepboten waren als volgt :

Lengte op de lastlijn	: 42,50 m
Breedte over de spanten	: 10,50 m
Diepgang	: 1,20 m
Displacement	: 416 m ³
Nat oppervlak	: 511 m ²

De sleepboot met straalbuizen bezat twee naar binnendraaiende driebladige schroeven van 1,50 m diameter en een gemiddelde spoed H/D van 0,825. De bladoppervlakverhouding bedroeg 0,48. De Voith-Schneiderpropellers hadden een diameter van 2,20 m en 5 schoepen van 1,00 m lengte.

Voor beide schepen werden de volgende proeven uitgevoerd :

— Weerstands- en voortstuwingsproeven met duwbootmodellen alleen ;

— Weerstands- en voortstuwingsproeven met duwbootmodellen, gekombineerd met 4 lichttermodellen ;

— Trossentrekproeven bij 0, 5, 10, en 14 km/h.

Voor een overzicht der uitgevoerde weerstandsproeven, zie *tabel 3*.

De resultaten van deze proeven zouden onder de vorm van $K_{V_e} - K_s$ diagrammen kunnen gebracht worden, indien men volgstroom en zog kende. Men heeft immers :

$$S = \frac{T + W}{1 - t} \quad (32)$$

$$V = (1 - w)V \quad (33)$$

waarin : T = Trossentrek in kg
 W = Weerstand sleepboot in kg
 V = Scheepssnelheid in km/h
 w = Volgstroomgetal
 t = Zoggetal.

Daar de volgstroom en de zog slechts in enkele gevallen werden bepaald, is, in de coëfficiënt K_{V_e} de intreesnelheid V_e vervangen door de scheepssnelheid V en in de coëfficiënt K_s de stuwkracht S door de som $T + W$.

Opdat deze substitutie toegelaten zou zijn is het in principie nodig dat volgstroom en zog enkel afhankelijk zouden zijn van de coëfficiënt K_v . Dit is echter niet geheel zo. Voor een gegeven schip en een gegeven waterdiepte hangen volgstroom en zog in de eerste plaats af van de scheepssnelheid en minder van K_v .

Praktisch konstateert men het volgende :

De paaltrek en de trossentrekproeven bij 5 km/h

geven K_{T+W} waarden welke een vloeiende kromme vormen. Geen enkel punt valt buiten de kromme.

De trossentrekproeven bij 10 km/h geven punten welke reeds lichtjes verstrooid liggen. De afwijkingen zijn echter te verwaarlozen.

Bij 14 km/h worden de afwijkingen reeds beter merkbaar en voor de vrije vaart kunnen deze in ongunstige gevallen 10 % bedragen.

Ter illustratie hiervan zie men *tabel 6*, welke de berekening bevat van de K_{T+W} kromme voor het Voith-Schneidermodel op onbeperkte waterdiepte.

Tabel 6. — Voortstuwingsdiagram 28. Voith-Schneiderpropeller. Onbeperkte waterdiepte Proeven 12496/12500. $O = 2 \times 2,20 \text{ m}^2$.

Snelheid	Vermogen	Weerstand	Trossentrek	T + W	$K_v = \frac{V}{\sqrt[3]{P}}$	$K_{T+W} = \frac{T+W}{\sqrt[3]{P^2 O}}$
$V \text{ (km/h)}$	$P(\text{pk})$	$W \text{ (kg)}$	$T \text{ (kg)}$	(kg)	$\sqrt[3]{\frac{V}{P}}$	
0	290	0	5000	5000	0	69.7
	476	0	7000	7000	0	70.0
	695	0	9000	9000	0	70.0
5	375	174	5000	5174	1.14	60.7
	590	174	7000	7174	0.98	62.3
	842	174	9000	9174	0.87	62.9
10	425	715	4000	4714	2.18	51.0
	655	715	6000	6715	1.89	54.4
	926	715	8000	8715	1.68	56.0
14	280	1550	1000	2550	3.51	36.3
	494	1550	3000	4550	2.90	44.4
	890	1550	6000	7550	2.39	49.7
10	64,9	715	0	715	4.08	27.0
12	115	1095	0	1095	4.04	28.3
14	197	1550	0	1550	3.94	27.9

De K_{T+W} diagrammen laten toe de te overwinnen weerstand $T + W$ met zeer grote nauwkeurigheid te berekenen, vanaf de paaltrek tot in de buurt van $K_v = 2,5$. Voor grotere snelheden zijn de resultaten iets minder nauwkeurig. Bij deze snelheden neemt de scheepsweer-

stand echter zeer vlug toe, zodanig dat een fout van 10 % op de stuwkracht slechts een fout van 2 à 3 % op de snelheid tengevolge heeft.

VERGELIJKING TUSSEN STRAALBUIS EN VOITH-SCHNEIDERPROPELLER.

Het rendement van de straalbuis ligt overal boven dit van de Voith-Schneiderpropeller. De winst bij de paaltrek is 29 %. In de buurt van het maximum rendement bedraagt deze nog 12 %. Dit veronderstelt natuurlijk propellers met eenzelfde oppervlak. Praktisch kan men met de VSP een groter oppervlak verwezenlijken dan met schroeven. Voor de sleepboten van 700 pk waren de oppervlakken respectieffelijk 2,20 m² en 1,77 m². Nochtans bleef het rendement van de VSP in alle gevallen lager dan dit der straalbuizen.

Natuurlijk wordt in sommige gevallen het verschil in rendement ruimschoots gecompenseerd door de grotere manoeuvreerbaarheid van de VSP.

INVLOED VAN DE WATERDIEPTE.

Zoals men weet oefent de waterdiepte grote invloed uit op volgstroom en zog, en dus ook op het voortstuwingsrendement.

Vermits $V = \frac{V_e}{1 - w}$ heeft een vergroting van de volgstroom w een toename voor gevolg van K_v en dus een verschuiving naar rechts van de K_{T+W} en K_N krommen.

Daar $T + W = S(1 - t)$ heeft een toename van de zog t een vermindering voor gevolg van $T + W$ en dus van K_{T+W} .

Wanneer men de K_{T+W} krommen voor verschillende waterdiepten met elkaar vergelijkt, konstateert men dat de volgstroom en de zog beide toenemen, wanneer

de waterdiepte afneemt. De horizontale en vertikale verschuivingen van de K_{T+W} krommen die hiermee gepaard gaan compenseren elkaar ongeveer. In het algemeen is er toch een kleine rendementsdaling bij beperkte waterdiepte.

De afname van de trossentrek van een sleepboot bij beperkte waterdiepte wordt dus in de eerste plaats veroorzaakt door de toename van de eigen weerstand van het schip, en niet door de daling van het voortstuwingsrendement.

WEERSTAND VAN DE STRAALBUIZEN EN DE PROPELLERBESCHERMERS.

De Voith-Schneidersleepboot was voorzien van een beschermplaat, aangebracht onder de propellers. Deze had een min of meer hydrodynamisch profiel en oefende waarschijnlijk een gunstige invloed uit op de voortstuw-
wing.

Om de eigen weerstand van de beschermplaat te kennen, zijn weerstandsproeven uitgevoerd met de sleepboot met en zonder propellerbeschermers. Volgens deze proeven bedroeg de weerstand van dit aanhangsel 45 à 55 % van de weerstand van het naakte model.

Om speciale redenen, welke verder worden uiteengezet, heeft men eveneens weerstandsproeven uitgevoerd met de straalbuisleepboot, met en zonder straalbuisen.

Deze proeven hebben toegelaten om, voor de berekening van de verschillende K_{T+W} krommen in *diagram 28* en in *tabel 6* gebruik te maken van de weerstand van het schip zonder straalbuisen of zonder propellerbeschermers. Het is inderdaad aangewezen deze elementen te beschouwen als deel uitmakend van de voortstuw-
ing en niet van de romp van het schip.

Volgens voornoemde proeven kan de weerstand der

straalbuizen en propellerbeschermers berekend worden bij middel van de volgende formule :

$$W_s = AOV^2 \quad (34)$$

waarin : W_s = Weerstand in kg
 O = Propelleroppervlak in m^2
 V = Scheepssnelheid in km/h
 A = Koëfficiënt, zie *tabel 7*.

Tabel 7. — Koëfficiënt A.

Waterdiepte	onbeperkt	3,50 m.
Straalbuis	0,52	0,32
VSP beschermer	0,80	0,50

De verandering van A in functie van de waterdiepte is een gevolg van de invloed van de volgstroom.

Evenals de stuwkracht kan men ook de weerstand van de straalbuis aangeven in functie van K_v bij middel van de koëfficiënt

$$K_{ws} = \frac{W_s}{\sqrt[3]{OP^2}} \quad (35)$$

Door hierin (34) en (16) te substitueren bekomt men :

$$K_{ws} = AK_v^2 \quad (36)$$

Diagram 28 bevat eveneens de K_{ws} krommen voor de straalbuizen.

VOLGSTROOM EN ZOG. SCHROEF ZONDER STRAALBUIS.

Op het ogenblik der proeven met de duwbotten van 700 pk waren de proeven van Wageningen met de NACA straalbuizen juist gepubliceerd [14]. (Zie ook *diagrammen 16 tot 26*).

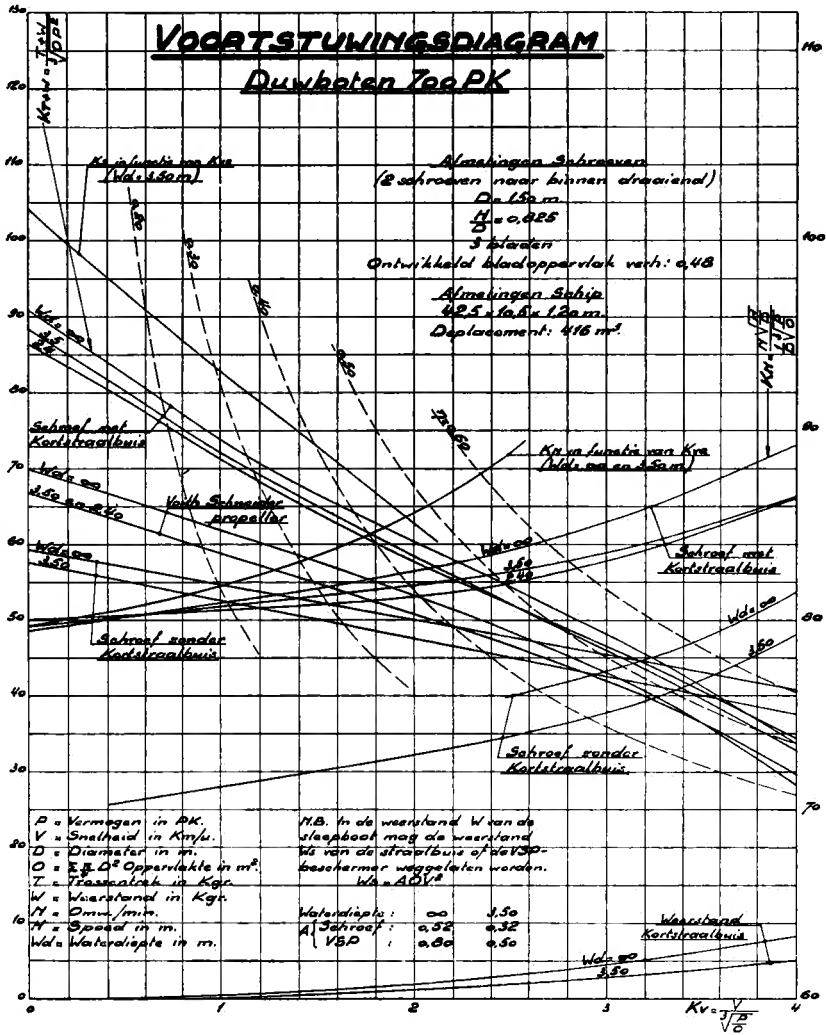


FIG. 28. — Voortstuwingsdiagram. Duwboden 700 pk.

Deze proeven waren zeer interessant, want zij lieten de berekening toe van de voortstuwing van schepen met Kortstraalbuizen, ingeval volgstroom en zog gekend waren. Voor schepen zoals de duwbotten van 700 pk zijn ongelukkig hieromtrent bijna geen betrouwbare gegevens bekend. Om hierin te voorzien werden enkele bijkomende proeven uitgevoerd. Daar de volgstroom en de zog moesten bepaald worden voor het systeem schroef + straalbuis, moesten de straalbuizen worden verwijderd. Met het model zonder straalbuizen werden enkele weerstands- en voortstuwingsproeven uitgevoerd welke de berekening van volgstroom en zog toelieten volgens de klassieke methode, met de hulp van het $K_m - K_s$ diagram voor de vrijvarende schroef.

De resultaten van deze proeven zijn voorgesteld in *diagram 29*.

De K_{T+W} en K_N krommen voor het model zonder straalbuizen zijn weergegeven in *diagram 28*.

Voor de paaltrek konstateert men voor de straalbuis-schroef een winst van 5,3 % ten opzichte van de open schroef. Waarschijnlijk zou het rendement van deze laatste wel enigszins beter zijn geweest indien men, na het afnemen der straalbuizen, de vormen van het achterschip beter had aangepast aan de open schroef.

Voor $K_v > 3,5$ hebben de open schroeven een beter rendement dan de straalbuizen. Volgens KORT (zie *diagram 27*) kunnen de straalbuizen een rendementsverbetering geven tot $K_v = 5,5$. Het verschil tussen deze twee waarden vloeit voort uit het feit dat de straalbuizen van de sleepboten van 700 pk niet opgevat waren voor grote snelheden.

Bij middel van de volgstroom- en zoggetallen van *diagram 29*, is het mogelijk de coëfficiënten K_{v_e} en K_s te berekenen voor de straalbuizen der duwbotten. Het verloop dezer coëfficiënten is eveneens aangegeven op *diagram 28*. Zij zijn te vergelijken met deze der *diagrammen 16 tot 24*.

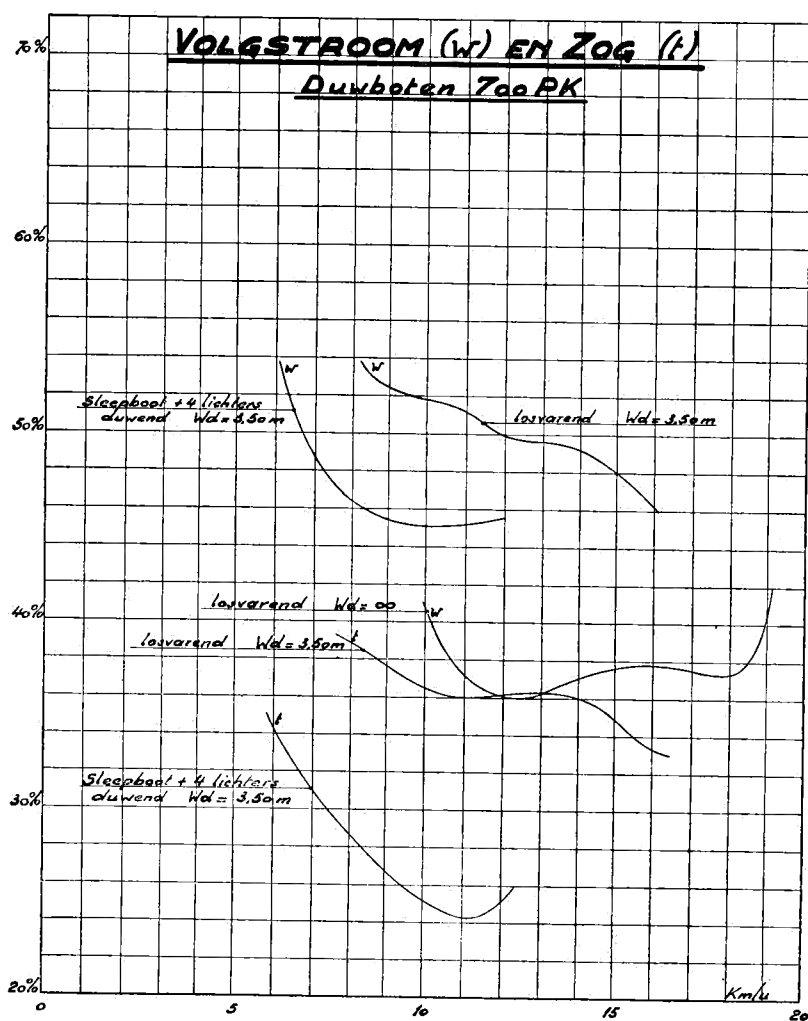


FIG. 29. — Volgstroom en zog. Duwboden 700 pk.

Men konstateert dat de K_s kromme bijna volledig samenvalt met de overeenkomstige kromme van straalbuis n^r 2, (*diagram 18*), welke een der slechtste straalbuizen is. Het verschil met de beste straalbuizen bedraagt ongeveer 10 %. Dit wordt verklaard door het feit dat de straalbuizen der duwbotten slechts halve straalbuizen zijn, welke bovendien aan de onderkant zeer dun zijn, om een schroef met grote diameter te kunnen plaatsen.

Wat de K_N krommen betreft, merkt men op dat deze voor de verschillende waterdiepten samenvallen, hetgeen logisch is, vermits de invloed van de volgstroom uitgeschakeld werd. De K_N kromme snijdt deze der NACA-straalbuizen in een zone begrepen tussen $K_{Ve} = 1,0$ en $K_{Ve} = 1,5$. Haar helling is groter dan deze der NACA-straalbuizen, maar kleiner dan deze van de axiale cylinder (zie *diagram 17*).

7. Sleepboten van 1.000 pk. Diagrammen 30 en 31.

Deze diagrammen zijn, evenals de voorgaande, gebaseerd op een aantal proeven te Wageningen met sleepboten van 1.000 pk. Deze sleepboten vertonen veel overeenkomst met de duwbotten van 700 pk. Zij hebben echter drie straalbuizen in plaats van twee en zijn opgevat voor het trekken in plaats van het duwen der lichters. Om deze reden hebben zij in het voorschip normale scheepsvormen en geen flankingroeren.

De hoofdafmetingen van de sleepboot waren de volgende :

Lengte op de lastlijn	: 65,00 m
Breedte over de spanten	: 10,50 m
Diepgang	: 1,20 m
Displacement met straalbuis I	: 637,60 m ³

De 3 schroeven hadden dezelfde afmetingen als deze

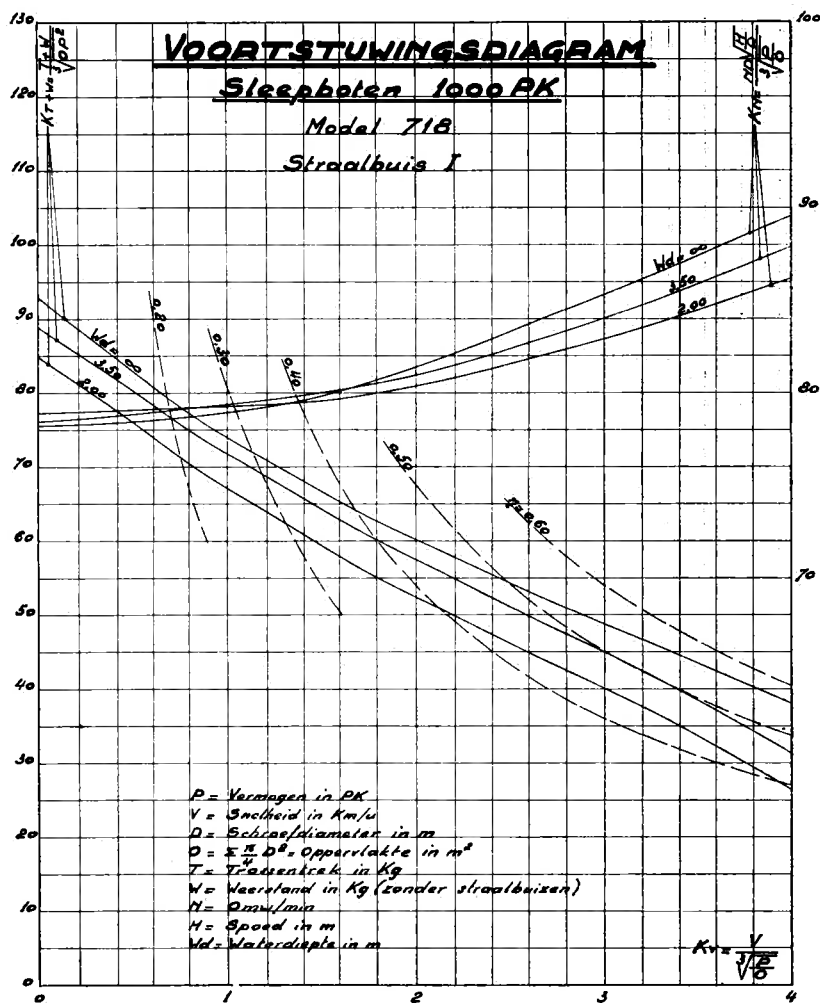


FIG. 30. — Voortstuwingsdiagram. Sleepboten 1.000 pk. Model 718.

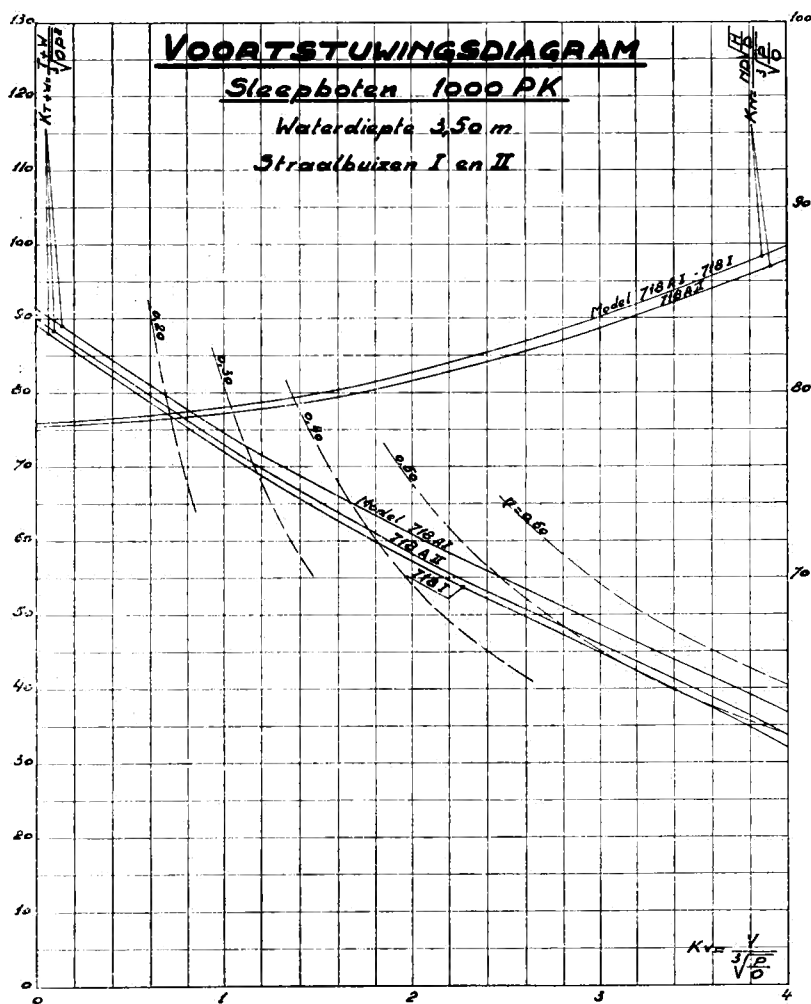


FIG. 31. — Voortstuwingsdiagram. Sleepboten 1.000 pk. Waterdiepte 3,50 m.

van de duwboot van 700 pk. De twee buitenste schroeven waren rechtsdraaiend, de middenschroef linksdraaiend.

De diagrammen laten toe de volgende besluiten te trekken.

INVLOED VAN DE VOLHEID VAN HET ACHTERSCHIP.

Twee verschillende modellen werden beproefd : model 718 met een displacement van 637,6 m³ en model 718 A met een displacement van 631,0 m³. De fijnste vorm geeft het beste rendement. Bij $K_v = 2$ bedraagt de winst 6 %.

De meest karakteristieke verhouding om de vormen van het achterschip van schepen van dit type te bepalen schijnt wel de maximum helling van de tunneltop vóór de schroef te zijn. Deze bedroeg bij de twee modellen respektieffelijk 0,29 en 0,24. Het is bijgevolg aan te raden geen grotere helling dan $1/4$ te voorzien.

Dezelfde schuinte wordt trouwens voorgeschreven door verschillende auteurs voor het achterschip van gewone zeeschepen. In dit geval betreft het natuurlijk de schuinte der waterlijnen en niet deze der vertikalen.

INVLOED VAN DE DIKTE DER STRAALBUIS.

Het model 718 A werd beproefd met twee verschillende straalbuizen. Straalbuis I was dikker dan straalbuis II. De eerste heeft het beste rendement. Het is eigenaardig dat de winst het grootst is bij de grotere snelheden. Voor de paaltrek bedraagt deze 1,7 %, voor $K_v = 2$, 4,3 %.

8. Sleepboten *Itimbiri* en *Kivu*. Diagram 32.

De sleepboot *Itimbiri* is van hetzelfde type als de duwboten van 700 pk. Hij bezit geen flankingroeren.

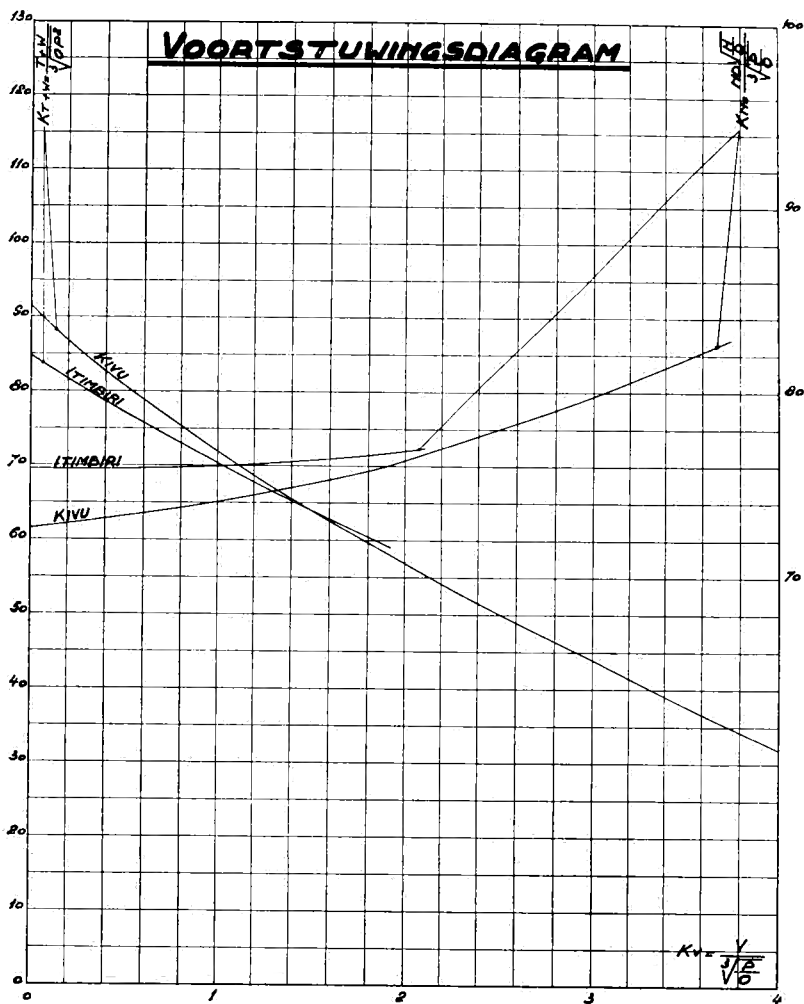


FIG. 32. — Voortstuwingsdiagram. Sleepboten Itimbiri en Kivu.

De hoofdafmetingen waren als volgt :

Lengte op de lastlijn	: 16,000 m
Breedte over de spanten	: 3,660 m
Diepgang	: 0,450 m
Volheidscoëfficiënt	: 0,725

De voortstuwing werd verzekerd door twee straalbuizen met naar buiten draaiende schroeven van 0,635 m diameter. De schroeven waren van het type B van Wageningen met spoed $H/D = 0,90$, 4 bladen, bladoppervlakverhouding 0,70.

De proeven werden uitgevoerd in diep water in de sleeptank te *Teddington*. De resultaten zijn iets minder goed dan deze der sleepboten van 700 en 1.000 pk, waarschijnlijk omdat de verhouding schroefdiameter/diepgang ongunstiger was. (1,39 tegen 1,25).

De sleepboot *Kivu* is een havensleepboot met de volgende hoofdafmetingen :

Lengte op de lastlijn	: 14,32 m
Breedte over de spanten	: 3,60 m
Diepgang op $\frac{1}{2}$ lengte	: 0,95 m.

De voortstuwing geschiedde door een goed ingedompelde Kortstraalbuis met een schroef van 0,99 m diameter, spoed $H/D = 0,788$, 4 bladen, bladoppervlakverhouding 0,505.

Het diagram is gebaseerd op de resultaten van de proefvaart op de Maas te Namen. De vermogens zijn berekend door de motorfabrikant, uitgaande van de uitlaattertemperatuur en het aantal omwentelingen.

De weerstand W is eveneens berekend, met behulp van de krommen van VOELKER.

De K_{T+W} en K_N krommen zijn zeer geschikt voor de studie van de gegevens van proefvaarten. De K_N kromme laat een zeer nauwkeurige controle toe van de vermogens.

De verschillende coëfficiënten hebben dezelfde voordelen als deze voorgesteld door ALLAN ⁽¹⁾ en BRARD en JOURDAIN ⁽²⁾ voor de analyse van proefvaarten van zeeschepen [11]. Daarenboven zijn de getalwaarden van K_V , K_{T+W} en K_N onafhankelijk van de afmetingen en de vorm van het schip of de propeller.

9. *Integrated towboats. Diagram 33.*

In dit diagram worden de gedetailleerde resultaten gegeven van de voortstuwingsproeven van de ITB van 900 en 1.500 t.

Voor de karakteristieken van de verschillende modellen, zie *tabel 2*. De voortstuwing geschiedde door twee naar buitendraaiende schroeven in Kortstraalbuizen. Voor de ITB van 900 t was de schroefdiameter 1,50 m de gemiddelde spoed H/D 0,981. Voor de ITB van 1.500 ton bedroeg de schroefdiameter 1,70 m, de gemiddelde spoed 0,826.

Voor deze eenheden werden geen trossentrekproeven uitgevoerd. Bijgevolg is het niet mogelijk de K_{T+W} en K_N krommen volledig te tekenen.

Wanneer de weerstand evenredig is aan het vierkant van de snelheid en indien de volgstroom en het zog konstant blijven, geven de voortstuwingsproeven bij verschillende snelheden alle dezelfde waarden voor

⁽¹⁾ Dr J. F. ALLAN, Superintendent Ship Division, National Physical Laboratory, Teddington, Engeland.

⁽²⁾ R. BRARD, ingénieur en chef du Génie maritime, Chef du bassin d'Essais des Carènes, Parijs.

M. JOURDAIN, ingénieur en Chef du Génie maritime, Institut de Recherches de la Construction navale, Parijs.

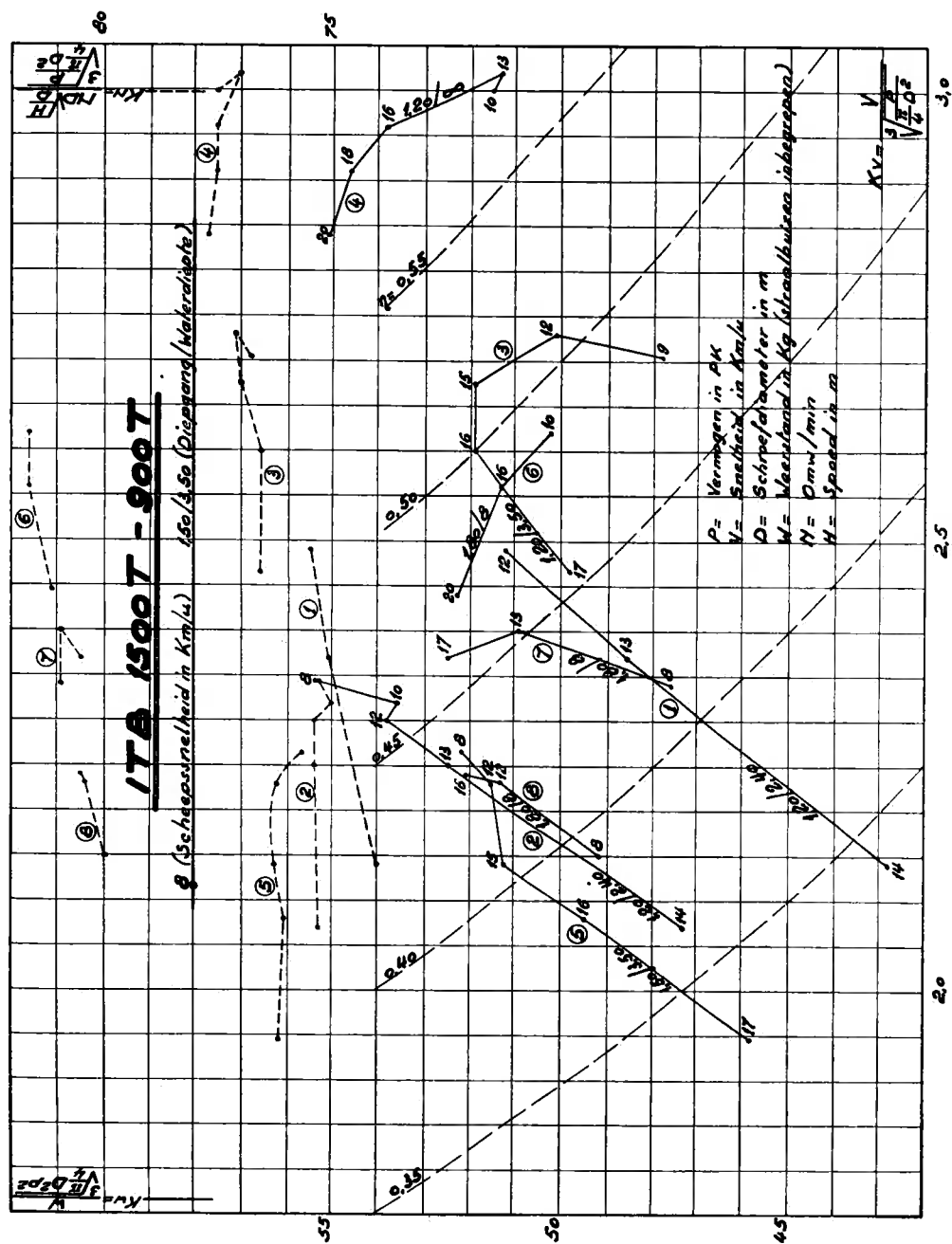


Fig. 33. — Voortstuwingdiagram. Integrated towboats van 900 en 1.500 ton.

de drie koëfficiënten. De K_{T+W} en K_N krommen worden dus gereduceerd tot één punt.

In werkelijkheid is aan deze voorwaarden niet voldaan, en geeft elke snelheid een afzonderlijk punt in het diagram.

Men konstateert dat de intervallen tussen de verschillende punten aanzienlijk kunnen zijn, vooral wanneer men de kritische snelheid benadert, welke bekomen wordt door de formule :

$$v_{kr} = \sqrt{g w_d}$$

waarin : v_{kr} = kritische snelheid in m/s

w_d = waterdiepte in m

g = 9,81 m/s

Zoals men weet neemt de weerstand zeer snel toe wanneer het schip 70 à 80 % van de kritische snelheid bereikt.

Uit het diagram blijkt dat de kritische snelheid ook een grote invloed uitoefent op volgstroom, zog en voortstuwingsrendement.

Wanneer de snelheid 65 à 70 % van de kritische snelheid bereikt, begint het rendement snel te dalen, tengevolge van de toename van de belasting (daling van K_v) en de verhoging van het zog (daling van K_{T+W}).

Beneden de snelheid 0,50 v_{kr} daalt het rendement soms eveneens, maar veel minder.

Voor de proeven op diep water zijn volgstroom en zog bijna konstant. De verschillen tussen de verscheidene punten schijnen enkel het gevolg te zijn van het feit dat de weerstand niet toeneemt volgens het vierkant van de snelheid. Al deze verschijnselen deden zich eveneens voor bij de voortstuwingsproeven van de sleepboten van 700 en 1.000 pk. *Tabel 8* geeft enkele typische voorbeelden van de invloed van de kritische snelheid op het rendement.

Tabel 8. — Invloed van kritische snelheid op rendement.
Waterdiepte 3,50 m

V in km/h v/v_{kr}	9 0.426	12 0.569	15 0.710	16 0.759	17 0.805
I.T.B. 900 t	0,48	0,51	0,52	0,50	0,46
I.T.B. 900 t		0,425	0,41	0,38	0,33
Sleepb. 1.000 pk			0,52	0,50	0,47
Sleepb. 700 pk	0,57	0,60	0,54	0,44	

RÉSISTANCE ET PROPULSION DES BATEAUX A FAIBLE MOUILLAGE

RÉSUMÉ

CHAPITRE I. — RÉSISTANCE.

1. *Choix des coefficients.*

Pour la résistance de forme l'auteur utilise le coefficient de l'amirauté anglaise (1)* et pour la vitesse le coefficient $V/\sqrt[6]{D}$.

2. *Diagramme 1. — Barges de 800 t.*

Ce diagramme est dressé d'après les résultats d'essais au bassin de Wageningen en vue d'étudier l'influence du coefficient de finesse et du tirant d'eau sur la résistance de forme.

3. *Diagramme 3. — Integrated towboats.*

Ce diagramme donne la résistance de forme des *integrated towboats* utilisés au Congo.

4. *Diagramme 4. — Pousseurs de 700 CVE.*

Ce diagramme résume les mesures de résistance de forme effectuées en bassin avec un remorqueur de 700 CV prévu soit avec propulseur Voith Schneider, soit avec hélice en tuyère Kort ; les essais ont été conduits avec et sans convoi de barges.

* Les chiffres entre () renvoient aux formules, citées dans le mémoire.

5. *Résistance de frottement.*

La résistance de frottement doit être calculée séparément soit par la formule de FROUDE (4), soit par la formule de SCHOENHERR (5).

6. *Résistance des canots rapides. — Diagrammes.*

La résistance totale par tonne de déplacement des canots rapides est donnée par le *diagramme 6* pour des déplacements de 1, de 5 et de 25 t.

CHAPITRE II. — PROPULSION.

1. *Choix des coefficients.*

Les diagrammes publiés jusqu'à présent ne sont pas pratiques pour le calcul des hélices de bateaux à faible tirant d'eau. Dans ce cas généralement le diamètre de l'hélice et la puissance sont les données du problème et on cherche la vitesse du bateau et le pas de l'hélice ; s'il s'agit d'un remorqueur on tâche de déterminer l'effort au crochet, la poussée et la vitesse de rotation en fonction de la vitesse d'avancement.

Aussi trois nouveaux coefficients sans dimensions ont été établis pour résoudre ces problèmes aisément. K_{V_e} (16) pour la vitesse, K_S (17) pour la poussée et K_N (19) pour la vitesse de rotation.

Ces coefficients peuvent servir pour les divers types de propulseur (hélices, Voith Schneider ou roues).

Dans le diagramme K_S - K_{V_e} , les courbes d'égal rendement sont des hyperboles équilatères.

2. *Hélices B 3/35, B 3/50, B 4/40 et B 4/55.*

Les diagrammes 7, 8, 9 et 10 sont établis à partir de ceux du bassin de Wageningen. Le diagramme K_S - K_{V_e} permet de déterminer directement le rapport pas/diamètre optimum.

3. *Diagramme simplifié pour hélice B 4/55.*

Le *diagramme 12* permet de résoudre rapidement le calcul d'une hélice avec une approximation satisfaisante.

4. *Roues à pales.*

Les *diagrammes 13 et 14* donnent les valeurs des coefficients K_s , et K_N , en fonction de la valeur de K_{ve} pour des roues à pales. Ils ont été dressés à partir des essais de l'ingénieur VOLPICH.

5. *Hélices en tuyère Kort avec profil Naca.*

Les *diagrammes 17 à 24* sont établis pour le système hélice-tuyère considéré comme un ensemble à partir des essais du Dr VAN MANEN au bassin de Wageningen.

La présentation sous la forme nouvelle à partir des coefficients K_s , K_N , et K_{ve} permet de dégager des conclusions importantes.

1) Influence de la longueur de la tuyère.

Pour les fortes charges — $K_{ve} < 2$ — la plus longue tuyère donne la plus forte poussée.

2) Influence de la flèche relative f/l (voir *fig. 16*).

La tuyère dont la flèche relative f/l est la plus grande donne les meilleurs résultats pour les fortes charges, jusqu'à $K_{ve} = 3$.

3) Influence de l'angle α .

Cet élément semble d'influence plus secondaire.

4) Comparaison entre hélices libres et hélices en tuyère.

La forme de la tuyère a peu d'influence sur la vitesse de rotation de l'hélice.

D'autre part en remorque — $K_{ve} = 2$ — la vitesse de rotation de l'hélice en tuyère est supérieure de 7 % à celle de l'hélice libre.

La chute de vitesse de rotation de l'hélice en tuyère entre le régime de remorquage et le point fixe, à puissance constante, est seulement de 4 % contre 10 % pour l'hélice libre. Avec un moteur à couple constant ces chiffres deviennent respectivement 6 % et 15 %. Les hélices en tuyère se rapprochent fort à ce point de vue des hélices à pales orientables. Les tuyères essayées à Wageningen procurent un gain de 42 % au point fixe et 20 % en remorque avec $K_{Ve} = 2$.

Enfin, au contraire de l'hélice libre, à tous les régimes depuis le point fixe jusqu'à la route libre, l'hélice en tuyère a le meilleur rendement pour un rapport pas/diamètre constant et égal à 1 à peu de choses près.

5) *Pousseurs de 700 CVE.*

Les *diagrammes 28 et 29* se rapportent à l'analyse des résultats obtenus à la suite d'essais de deux remorqueurs de 700 CVE, l'un propulsé par deux hélices en tuyère, l'autre par deux propulseurs Voith Schneider. La poussée *S* est remplacée par la somme de la résistance de la carène et de l'effort au crochet ($W + T$) et la vitesse d'entrée au propulseur V_e par la vitesse du bateau.

Le remorqueur à hélices en tuyère donne un meilleur rendement que celui à propulseur Voith Schneider depuis le point fixe ($K_{Ve} = 0$) jusqu'à $K_{Ve} = 3$. Dans les paragraphes 7, 8 et 9 l'auteur analyse à l'aide des nouveaux coefficients les performances de remorqueurs de 1.000 CVE du fleuve Congo, de 200 CVE pour l'Itimbiri, de 100 CVE pour le lac Kivu et des *Integrated towboats* du Congo et du Kasai.

Le 26 mai 1959.

A. LEDERER.

BIBLIOGRAFIE

- [1] AYRE : Essential aspects of form and proportions as affecting merchant-ship resistance and a new method of estimating EHP » (*Transactions of the North-East-Coast Institution of Engineers and Shipbuilders*, 1927 /28).
- [2] BAKER,, G. S. : Ship design, resistance and screw propulsion, Vol. I (Liverpool, 1933),
- [3] CHARDOME P. : La propulsion en tuyère (Eerste Internationaal Kongres over Haventechniek van de Vlaamse Ingenieursvereniging, 1948).
- [4] CHARDOME P en LEDERER A. : L'exploitation et la construction des bateaux coloniaux (*Derde internationaal kongres van de Belgische Scheepsbouwkundige Ingenieurs*, Brussel, 1955).
- [5] CUYPERS E. : Résistance et propulsion de canots rapides (*Jaarboek van de Unie der Belgische Scheepsbouwkundige Ingenieurs*, Deel III, Brussel, 1953).
- [6] DE GROOT D. : Weerstand en voortstuwing van motorboten (Publikatie n° 93 van het Nederlands Scheepsbouwkundig Proefstation te Wageningen).
- [7] GRAF R. : Lezing gehouden op het 19^e Internationaal Kongres voor Scheepvaart te Londen. Afdeling S1-Q2. — Binnenvaart. — Ontwikkeling van de voortstuwing.
- [8] HANSSENS E. : Résistance à l'avancement des allèges naviguant sur le réseau fluvial du Congo belge (Jaarboek van de Unie der Belgische Scheepsbouwkundige Ingenieurs, Deel I).
- [9] SCHLICHTING, Q. : Schiffswiderstand auf beschränkter Wassertiefe (Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 1934).
- [10] TAYLOR D. W. : The speed and power of ships (U. S. Government Printing Office, Washington, 1913).
- [11] Trials on Ships at Sea (Belgisch Centrum voor Scheepsbouwkundig Onderzoek, Publikatie S III 2).
- [12] TROOST L. : Open water test series with modern propeller forms (*Transactions of the North-East-Coast Institution of Engineers and Shipbuilders*, 1950 /51).
- [13] VAN LAMMEREN, TROOST en KONING : Weerstand en voortstuwing van schepen (De technische boekhandel, H. Stam, Haarlem).
- [14] VAN MANEN, J. D. : Resultaten van systematische proefnemingen met scheepsstraalbuissystemen (*Schip en Werf*, n° 26 en 27, 17 en 31 dec. 1954, Rotterdam).
- [15] VOLPICH en BRIDGE : Paddle wheels, Deel I en II (Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland, Glasgow, 1956).

INHOUDSTAFEL

Korte samenvatting		3
Samenvatting		4
Inleiding		6
HOOFDSTUK I.		
Weerstand		7
1. Keuze der coëfficiënten		7
2. Lichters van 800 t. Diagram 1		9
3. <i>Integrated towboats</i> . Diagram 2.		10
4. Duwbotten van 700 pk. Diagram 3.		12
5. Wrijvingsweerstand		15
6. Weerstand van motorboten. Diagram 5		18
HOOFDSTUK II.		
Voortstuwing		21
1. Keuze der coëfficiënten		21
2. Schroeven B 3/35, B 3/50, B 4/40 en B 4/55		33
3. Vereenvoudigd diagram voor de schroef B 4/55		36
4. Schoepenwielen. Diagrammen 13 en 14		37
5. Kortstraalbuizen met NACA-profielen		42
6. Duwbotten van 700 pk. Diagrammen 26 en 27		59
7. Sleepboten van 1.000 pk. Diagrammen 30 en 31		68
8. Sleepboten <i>Itimbiri</i> en <i>Kivu</i> . Diagram 32		71
9. <i>Integrated towboats</i> . Diagram 33		74
Résumé en français		79
BIBLIOGRAFIE		83

