

座 講 新 日 朝

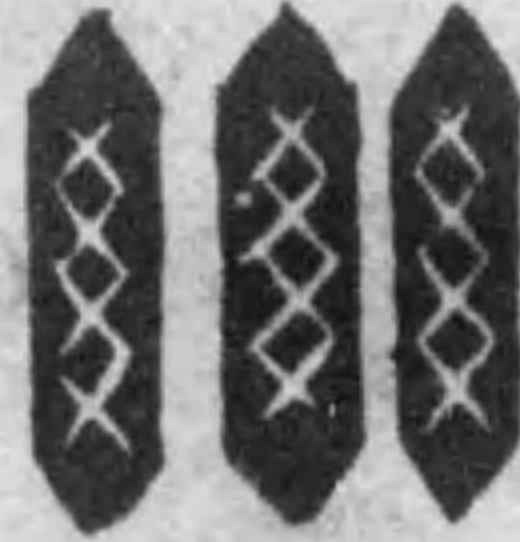
22

550
W48
2

學 船 造

卷 下

著 樹 春 辻 和



版 社 聞 新 日 朝



始



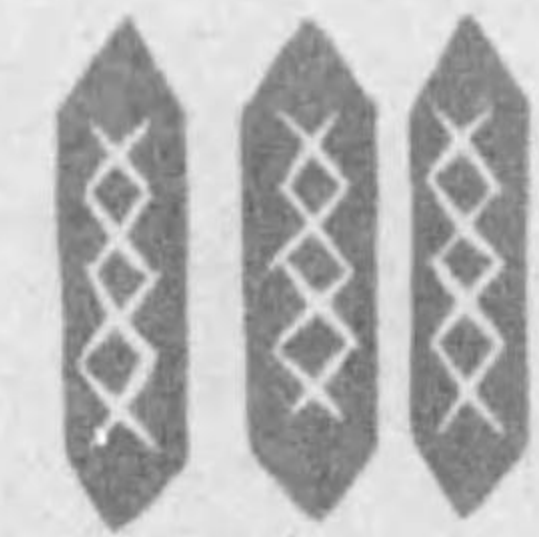
550
W48
2

朝日新聞講座
22

造船學

下卷

和辻春樹著



朝日新聞社



932
107

目次

第六篇 抵抗、推進、旋回……………一

第一章 抵抗……………一

第一節 緒論……………一

第二節 摩擦抵抗……………三

第三節 渦抵抗……………六

第四節 空氣抵抗……………八

第五節 造波抵抗……………九

第六節 船型試験……………二〇

第七節 模型實驗結果よりの實船の馬力換算方法……………二三

第八節 船體副部の抵抗……………二四

第九節	水深及び水幅の船體抵抗に及ぼす影響	二六
第二章	推進	二九
第一節	緒論	二九
第二節	馬力及び効率	三〇
第三節	推進器の名稱、定義、幾何學	三二
第四節	推進器理論	四一
第五節	船體との相互干涉	四三
第六節	空洞現象	四七
第七節	比較則及び推進器模型試験	四九
第八節	推進器の設計	五三
第三章	旋回	五五
第一節	緒論	五五
第二節	舵の受ける壓力及びモーメント	五五

第三節	舵の種類	五五
第四節	舵の面積及び形狀	五七
第五節	舵頭軸の計算	五九
第六節	旋回理論	六一
第七節	旋回中の速度遞減	六三
第八節	旋回半径計算式	六三
第九節	旋回圈試験	六四
第十節	旋回中の船の傾斜	六五
第七篇	動搖及び振動	六六
第一章	船舶の動搖	六六
第二章	波	六七
第三章	横搖	六七
第一節	單弦運動	六七

第二節 靜水中の無抵抗横揺	六四
第三節 靜水中の抵抗横揺	六六
第四節 波濤中の横揺	六九
第四章 縦揺	八〇
第五章 動揺軽減法	八一
第六章 船體の振動	八五
第七章 船體振動の種類	八五
第八章 船體振動の原因	八七
第九章 船體の自由振動數	八九
第十章 船體振動の軽減法	九二
第八篇 乾舷、水密區劃、積量測度	九四
第一章 乾舷	九四
第一節 歴史的考察	九四

第二節 現行法の内容	九七
第三節 形状による乾舷	九七
第四節 強力による吃水	九九
第五節 乾舷指定の條件	一〇三
第二章 水密區劃	一〇五
第一節 序説	一〇五
第二節 可浸長	一〇六
第三節 可浸長を定める逓信省標準方式	一〇八
第四節 可許長	一一五
第五節 區劃に關する特別條件	一二〇
第三章 測度	一二三
第一節 船舶積量測度の目的	一二三
第二節 内法容積の採用	一二三

第三節	本邦關係法規の變遷	二五
第四節	現行法批判	二六
第五節	現行法の内容	二七
第六節	パナマ及びスエズ運河噸數	二八
第九篇 船舶設計		
第一章	設計の概念	二九
第二章	設計の種類	三〇
第三章	基本設計	三七
第一節	概論	三七
第二節	長さ、幅、深さ、吃水等の決定	四二
第三節	機關出力重量	四五
第四節	結び	五三
第十篇 機關		
		五五

第一章	緒言	一五
第二章	蒸氣罐	一七
第三章	往復蒸氣機關	一八
第四章	蒸氣タービン	一八
第五章	ディーゼル機關	一九
第六章	特殊動力傳達法	二〇
第十一篇 結語		
		二三
附圖目次		
		二四
上卷		
第一篇	概説	二五
第二篇	構造	二六
第三篇	建造	二七
第四篇	船舶算法	二八
第五篇	船體の強弱	二九

造船學(下)

和辻春樹著

第六篇 抵抗、推進、旋回

第一章 抵抗

第一節 緒論

艦船が水上或ひは水中を一定速度で走る時は、その進行を阻止せんとする力を受ける。これをその速度に於ける船體の全抵抗と言ひ、これを大別すれば水抵抗及び空氣抵抗より成り、前者は更に摩擦抵抗、造波抵抗、渦抵抗に分けられる。

水中を航行する船は水の粘性により生ずる摩擦の爲に引戻されんとする力を受ける。これが摩擦抵抗である。又その際船は水面に波を起しながら進行するが、波は位置及び運動のエネルギーを有するから船は周囲の水にエネルギーを與へながら進行することになる。これにより生ずる抵抗を造波抵抗と呼ぶ。又船は完全な流線型に造るのが理想的であるが種々の關係より形の急變を免れ難い場所も生ずる。これ等の形の急變場所、例へば推進器

第9表 摩擦抵抗/全抵抗ニ對スル百分率

	L (呎)	CP	速力 (節)							
			10	12	14	18	20	22	30	35
驅逐艦	240	.50	83	74	—	—	46	—	43	44
・	310	.58	89	89	—	—	73	—	42	45
巡洋艦	450	.48	83	—	—	—	—	66	—	—
・	600	.48	83	—	83	—	—	65	—	—
戰艦	500	.57	84	84	83	78	78	68	—	—
定期船	310	.59	82	81	80	67	63	52	—	—
貨客船	400	.71	82	76	73	56	—	—	—	—
貨物船	400	.68	85	82	73	—	—	—	—	—
・	490	.77	82	78	72	—	—	—	—	—

柱、船尾材、舵等には水の渦流を生じ、これが爲る抵抗を受ける。これが渦抵抗である。更に船の水面上の部分は空気による摩擦抵抗及び渦抵抗を受ける。これを一括して空気抵抗といふ。

通常摩擦抵抗は最も重要な項目で造波抵抗これに次ぐが、特別な高速状態にあつては造波抵抗著しく増大し全抵抗の殆んど大部分を占める。渦抵抗は船體設計の際、形の急變を成るべく避けるやう工夫すれば通常全抵抗の一―二%に過ぎず、又空気抵抗も極めて小さく無視し得る程度である。然し特別な場合として、船體水上部の極めて

(2)

大なる船、或ひは高速船に於ては空気抵抗も相當な量に達するから省略することは出來な

い。上述の摩擦抵抗について數字的に如何なる値になるかを一例として第九表に示した。

第二節 摩擦抵抗

摩擦抵抗は水の粘性に基くもので、外板と水の分子及び水の分子相互間の摩擦により生ずる抵抗である。前述の如く摩擦抵抗は船體抵抗の殆んど大部を占め、特に低速貨物船に於ては殆んどその九割にも達するから、抵抗を論ずる場合これは最も重要な項目となる。然るに現在の所これに關する研究理論は未だ完成されず、摩擦抵抗は各種研究者の實驗式により略々その近似値を推定するに止まつてゐる。

(3)

これに關する實驗研究は千八百七十二年英國のウィリアム・フルードが水中にて平板をその長さの方向に曳航してその抵抗を測定したのに端を發してゐる。フルードは船體の摩擦抵抗はこれと長さ及び浸水面積を等しうする矩形平板の摩擦抵抗に等しいと假定して實驗を進め、實船の曳航實驗からこの假定が近似的に成立することを證明した。事實その後

の比較實驗に於ても船體と矩形平板の摩擦抵抗の差は極めて僅かで、無視しても差支へないことが立證されてゐる。その後本問題は主として平板或ひは圓筒の問題として扱はれ、數多の實驗式が作成されたが、我が國に於ても故平賀博士が本問題に關する實驗研究を試み、驅逐艦「夕立」を曳航してその實驗結果を比較した。

かくの如く船體の摩擦抵抗に關する研究は主として平板の摩擦抵抗から出發し、これを擴張修正して實船に換算し、一方模型試驗から求めた實船の造波抵抗を加算して實船の水抵抗を求め、これと實船曳航試驗を比較して間接に實船の摩擦抵抗を研究する方法であつたが、ドイツに於ては船體各所に小孔を穿ち水壓を測定して直接實船の摩擦抵抗を求めた例がある。

摩擦抵抗に關する算式の中、現在最も一般に使用されてゐるのはR・E・フルードの式である。

$$R = \sigma \lambda \{ 1 + 0.0043(15^\circ - \theta) \} A V^{1.825}$$

R : 摩擦抵抗 (距)

第10表

パラフィン製模型船に對する摩擦係数 λ_m

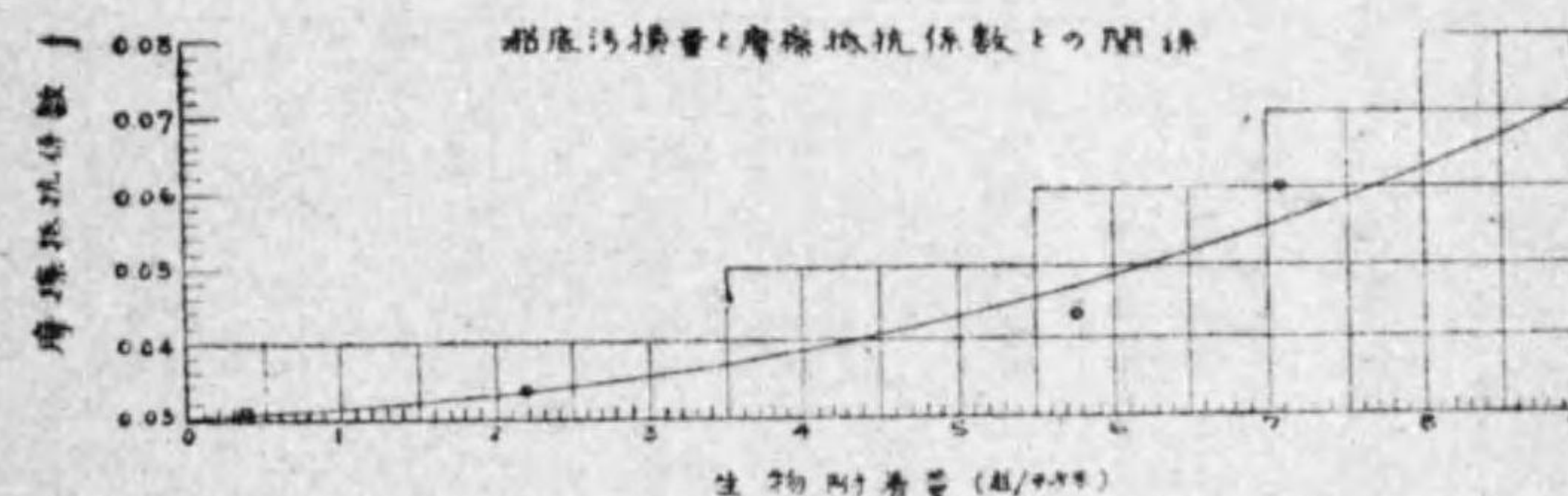
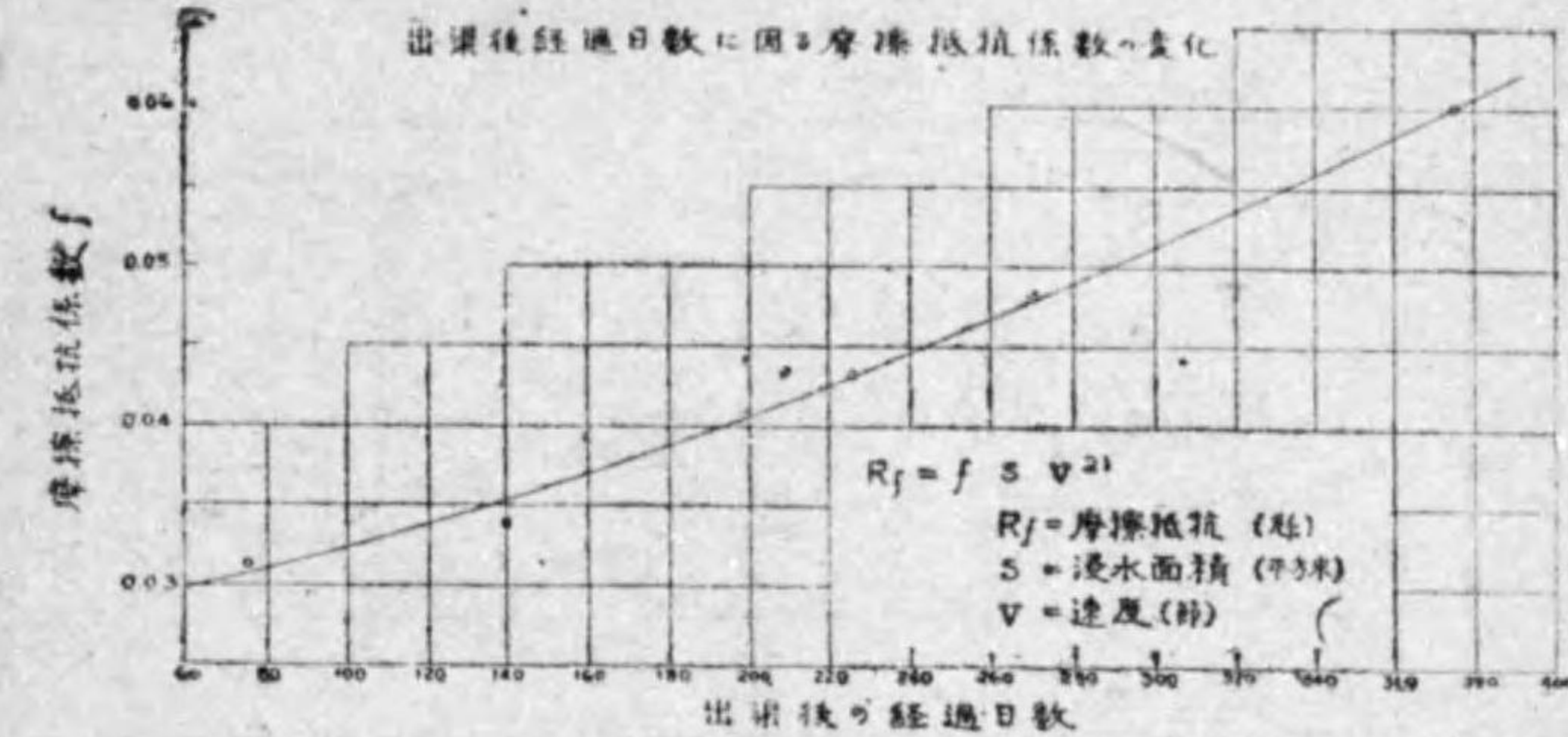
L_m	λ_m	L_m	λ_m	L_m	λ_m	L_m	λ_m
0.50	0.2280	2.50	0.1903	4.50	0.1752	6.50	0.1671
0.75	0.2198	2.75	0.1879	4.75	0.1739	6.75	0.1664
1.00	0.2132	3.00	0.1857	5.00	0.1727	7.00	0.1658
1.25	0.2079	3.25	0.1836	5.25	0.1716	7.25	0.1651
1.50	0.2034	3.50	0.1817	5.50	0.1706	7.50	0.1645
1.75	0.1994	3.75	0.1799	5.75	0.1696	7.75	0.1640
2.00	0.1960	4.00	0.1782	6.00	0.1687	8.00	0.1634
2.25	0.1930	4.25	0.1767	6.25	0.1679	—	—

實船に對する摩擦係数 λ_s

L_s	λ_s	L_s	λ_s	L_s	λ_s	L_s	λ_s
10	0.1590	65	0.1436	140	0.1408	250	0.1378
15	0.1537	70	0.1434	150	0.1405	260	0.1376
20	0.1508	75	0.1432	160	0.1402	270	0.1374
25	0.1488	80	0.1430	170	0.1399	280	0.1372
30	0.1474	85	0.1428	180	0.1396	290	0.1369
35	0.1464	90	0.1426	190	0.1394	300	0.1367
40	0.1457	95	0.1424	200	0.1391	310	0.1365
45	0.1450	100	0.1422	210	0.1388	320	0.1363
50	0.1446	110	0.1418	220	0.1386	330	0.1361
55	0.1442	120	0.1415	230	0.1383	340	0.1359
60	0.1439	130	0.1412	240	0.1380	350	0.1357

量は季節により場所により異なり、又碇泊中は特に著しい。附着量に對する摩擦抵抗係數

σ : 流體の比重、即ち海水に對しては1.025
 λ : 第10表
 θ : 實際の水溫 (攝氏)
 A : 浸水面積 (平方米)
 V : 速度 (米/秒)
 艦船が長らく入渠せずにあると、外板には多數の海藻貝殻類が附着しこれが爲著しく速度を減ずる。特に低速船に於ては摩擦抵抗が大部分を占めるからこの影響は著しい。この生物附着



第百十一圖

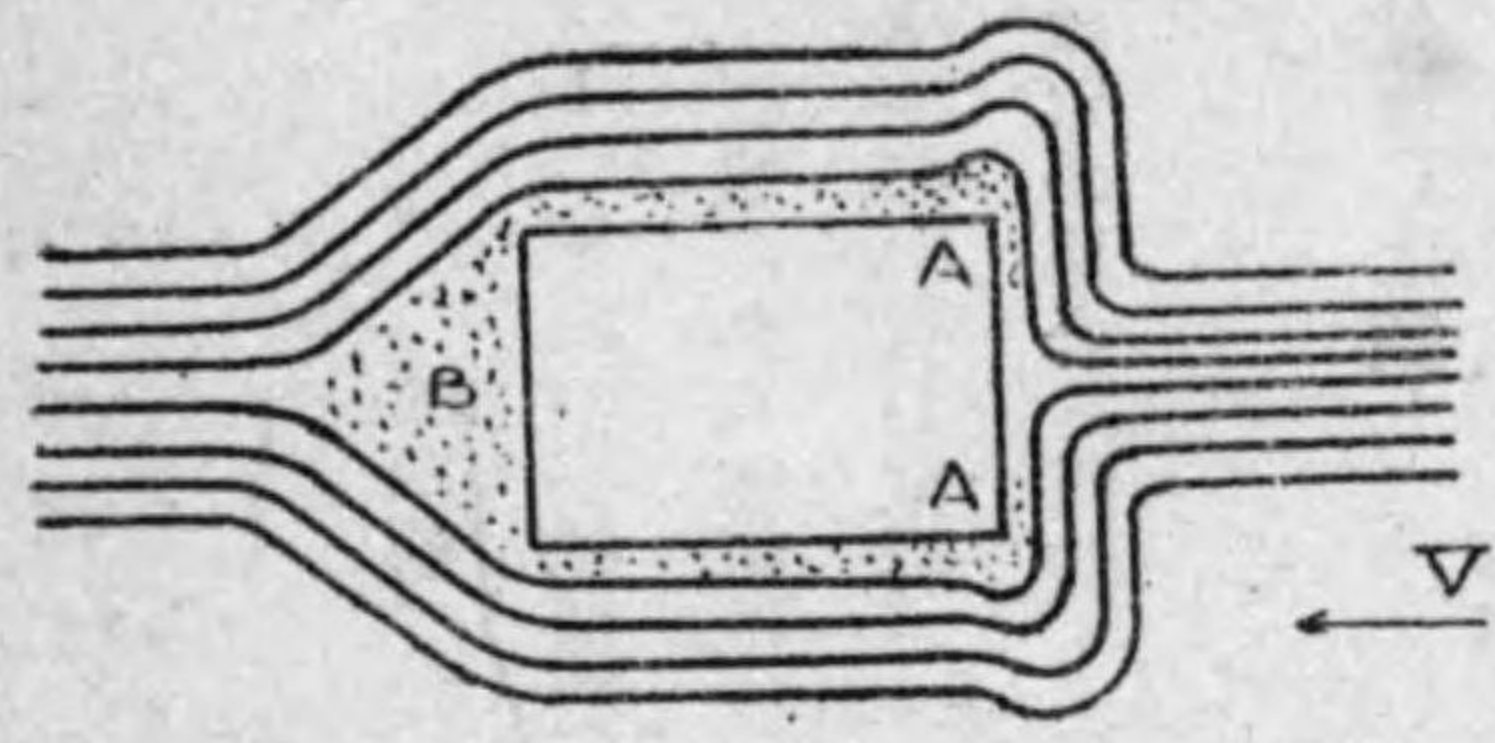
の變化を第百十一圖に示す。これ等汚損を出来るだけ減少せしめる爲船體外板表面には錆止塗料及び防汚塗料を塗るが未だ完全なものはなく、年に一回乃至二回は入渠して、清掃及び塗り換へを行はねばならない。

第三節 渦抵抗

今四角な物體をVなる速度の流體中に没入せしむれば、Aなる部には小渦流を生じ、又物體後部には可成り大なる渦流を生ずる。もし靜水中にて物體をVなる速度で

動かせば同様の現象を生じ、この爲に相當大なる抵抗を起すのである。かくの如き渦流は物體形狀の激變する箇所に生じ、よく計畫された船體に於てはこの爲の抵抗は略と二%以内であるが、木船の如く幅廣き船首材、船尾材等を用ひる場合には相當大なる値となる。か

第百十二圖



くの如く渦抵抗は一般に小量で而も速度の自乗に比例する故、その性質上造波抵抗に包含せしめて取扱ひ、特に形狀激變部を有する船體に就いてのみ之を計算するのである。

渦抵抗は前面に加はる垂直壓と後面の吸引による抵抗とから成り、その計算式には左記の實驗式がある。但し何れも進行方向と板の面は垂直を爲すものとする。

$$P_r = 10.32AV^2$$

全渦抵抗

$$P = 22.56AV^2$$

但し A—面積(平方米)

V_K — 水との相対速度 (節)

Γ — 抵抗 (疋)

第四節 空 氣 抵 抗

1 平板の空氣抵抗

既述の如く空氣抵抗は空氣の摩擦抵抗及び渦抵抗より成り、飛行機、飛行船に於ては空氣摩擦抵抗が重要な要素を爲すが、船に於ては渦抵抗の方が重要である。平板の渦抵抗は水の場合と同様であつて速度の自乗に比例する。即ち、

$$R = C \cdot A \cdot V^2$$

常數Cに關しては研究者により種々の値があるが、實用としては次式を用ひればよい。

$$R = 0.021AV^2$$

R : 抵抗 (疋)

A : 面積 (平方米)

V : 相対速度 (節)

② 船の空氣抵抗

最近の如く速度が増加し、又上部構造物が大となれば、相當大なる値になる。特に巡洋艦、驅逐艦の如き高速艦船に於ては最早や無視することは出来ない。船の空氣抵抗の數値としては左記の實驗式が用ひられる。

$$R_s = CAV^2$$

R_s : 空氣抵抗 (疋)

A : 水線上の射影面積 (平方米)

V : 空氣との相対速度 (米/秒)

C : 0.03 前後の常數

第五節 造 波 抵 抗

1 造波現象

水中深く没入して潜航する物體は別として、一般の艦船が航行する場合には水面に波を生ずる。波は水の粒子が總て或る種の運動状態にある時をいふのであつて、運動状態にあ



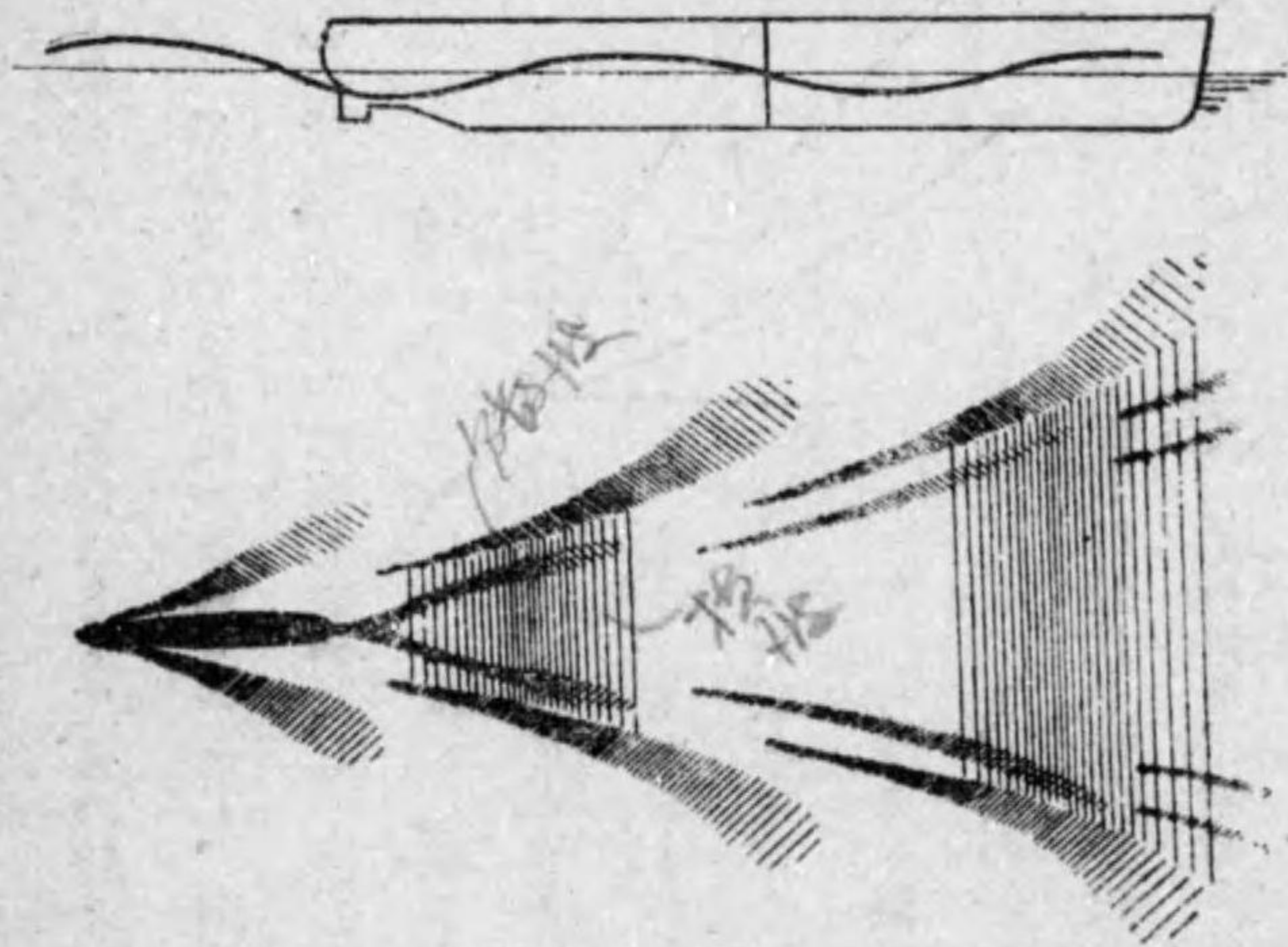
第百十三圖

るが爲に静水より多分のエネルギーを有してゐる。進行する船は水にこれ等のエネルギーを與へつゝ移動するから、船には進行に反する抵抗力を感じる。これが即ち造波抵抗である。

先づ物體が第百十三圖の如く水面下深く没入してゐるとし、水は相互分子間に無抵抗で等速 V にて流れてゐるものとする。水の分子は或る線を爲して流れ流線を形成する。流線は互に並行であるが、物體に近付くと圖の如き曲線を爲し、物體を離れ或る距離に達すると再び並行な直線となる。流線間の距離は物體に近付けば擴がり速度は遅くなるが、物體の中央にては流線の幅狭くなり水の速度は増加する。物體後端に到ると再び流線は擴がり速度は減少する。速度の増加には壓力の減少を伴ひ、速度減少には壓力の増大を伴ふ故に、

(a) 物體兩端の流線の間隔擴がる處では速度減少を起し従つて壓力は増加する。

第百十四圖



第百十五圖

(b) 物體側方にて流線の間隔縮小する處では速度増加、従つて壓力減少を起す。

此の速度及び壓力の變化は物體を離れるに従ひ漸次減少し、遠く物體を離れれば再び並行となる。

上述の假定を船が水上を航行する場合に移し考へれば、水の表面は自由なる故に船首、船尾に於ける壓力の増大は水面を高め、船側の壓力減少は水面を低下せしめる。即ち第百十四圖の如き波を生ずる。

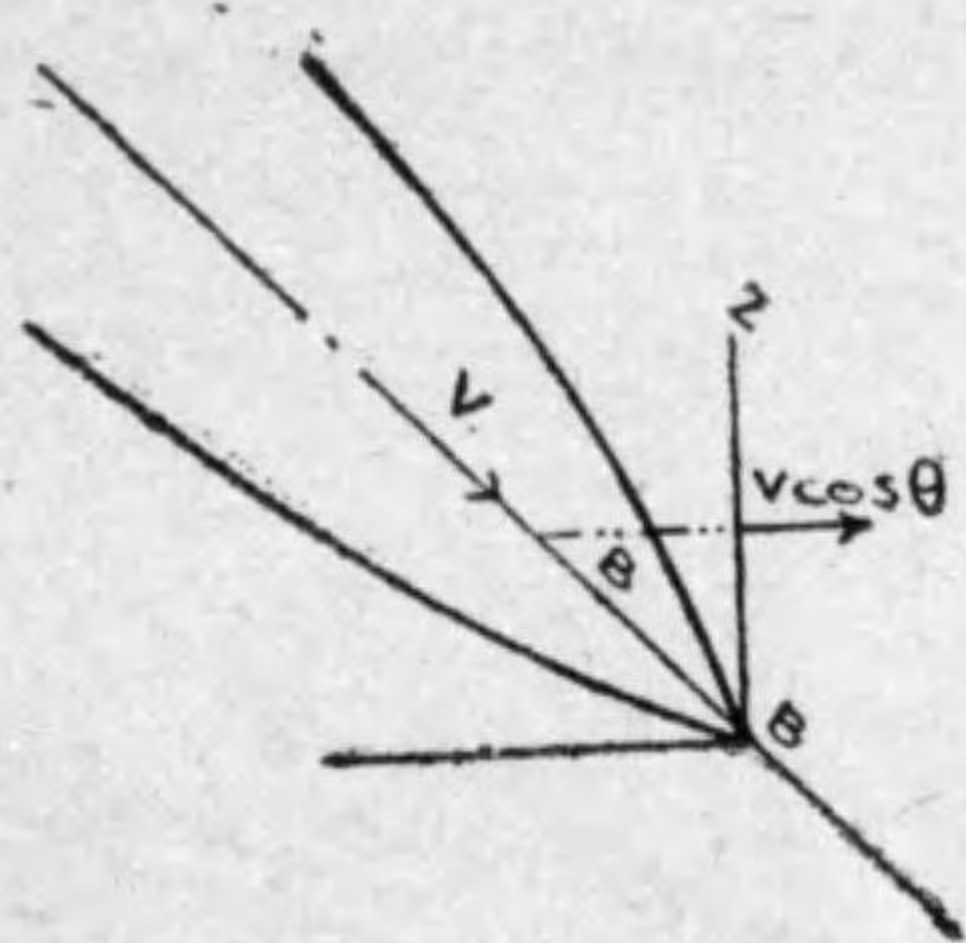
船が航行する場合には絶えず水面に攪

亂作用を起し船首尾に第百十五圖の如き一組の波を生ずる。

これ等船首尾に生ずる波は各々二種の波より成つてゐる。即ち、

(イ) 船の進行方向に或る傾きを爲し、漸次擴がつて行く波、これを分散波といふ。

(ロ) 船の進行方向に對し直角にして後方に進む波、これを横波といふ。



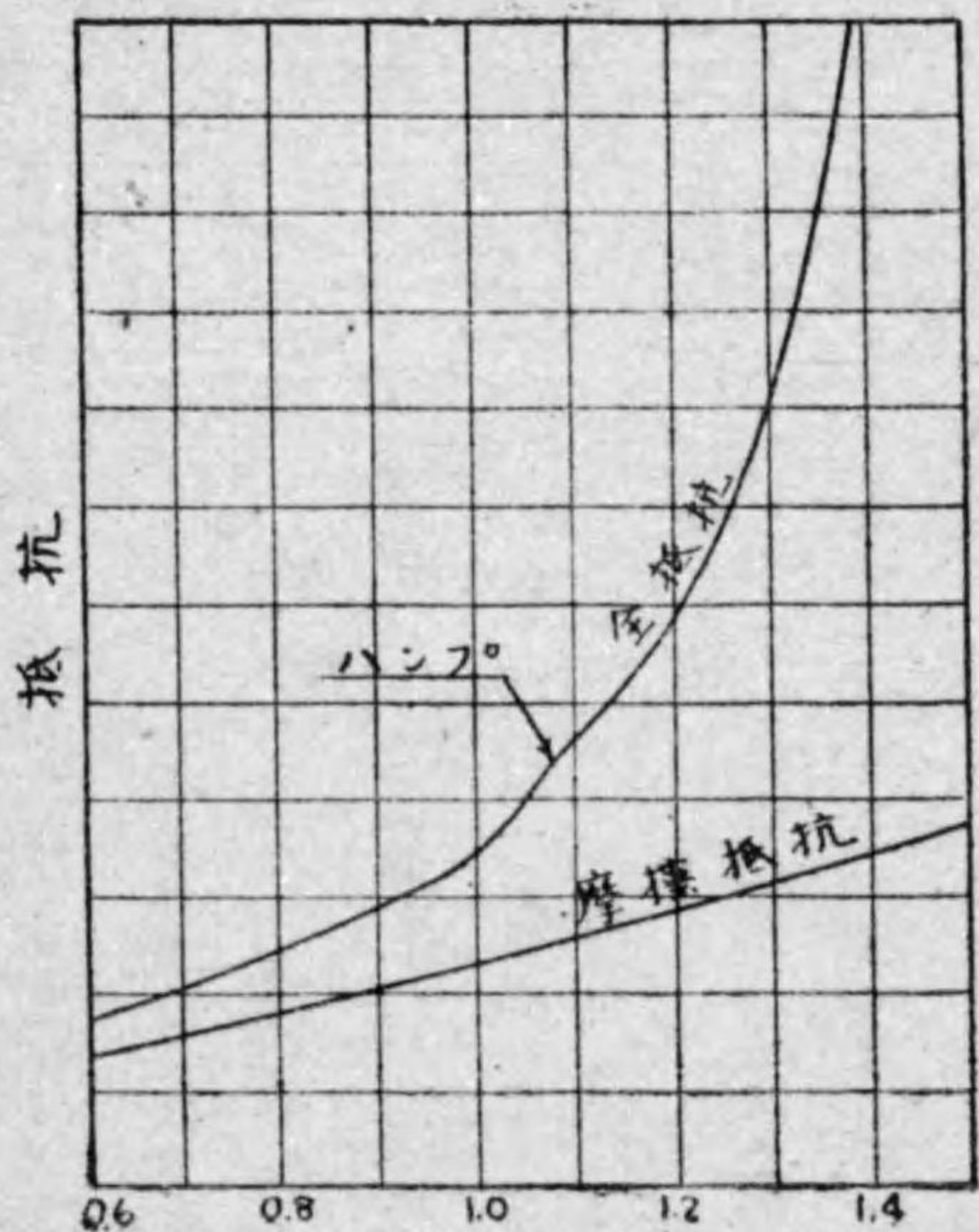
第百十六圖

従つて船の長さ及び速度により、これ等船首尾に起る波が互に干渉し、抵抗の數値に干渉に基く異様の變化をもたらすのである。船首尾に生ずる分散波は船首尾の形状と速力により變化し、船の進行に伴ひ順次に絶えず發生する。波の高さは船體を離れるに従ひ、漸次減少するも、其の形は保持されたまゝ可成りの距離迄達する。第

百十六圖に於てBZを船首に發生した分散波とすれば、これは直ちに船を離れ、BZに直角の方向に $V \cos \theta$ の速度で進行する、船の速力大なれば大なる程この波は又大となり抵抗も増大する。

横波は船の速力に關するもので、その波長は速力の自乗に比例する。従つて速力の増加により波長は急激に増大する。

第百十七圖



2 速力長比と造波抵抗

船體全抵抗を $V\sqrt{L}$ (V —船速

(節)、 L —船長(呎))を基線とした

曲線で表はすと、第百十七圖の如

く $V\sqrt{L}$ に対し全抵抗は或

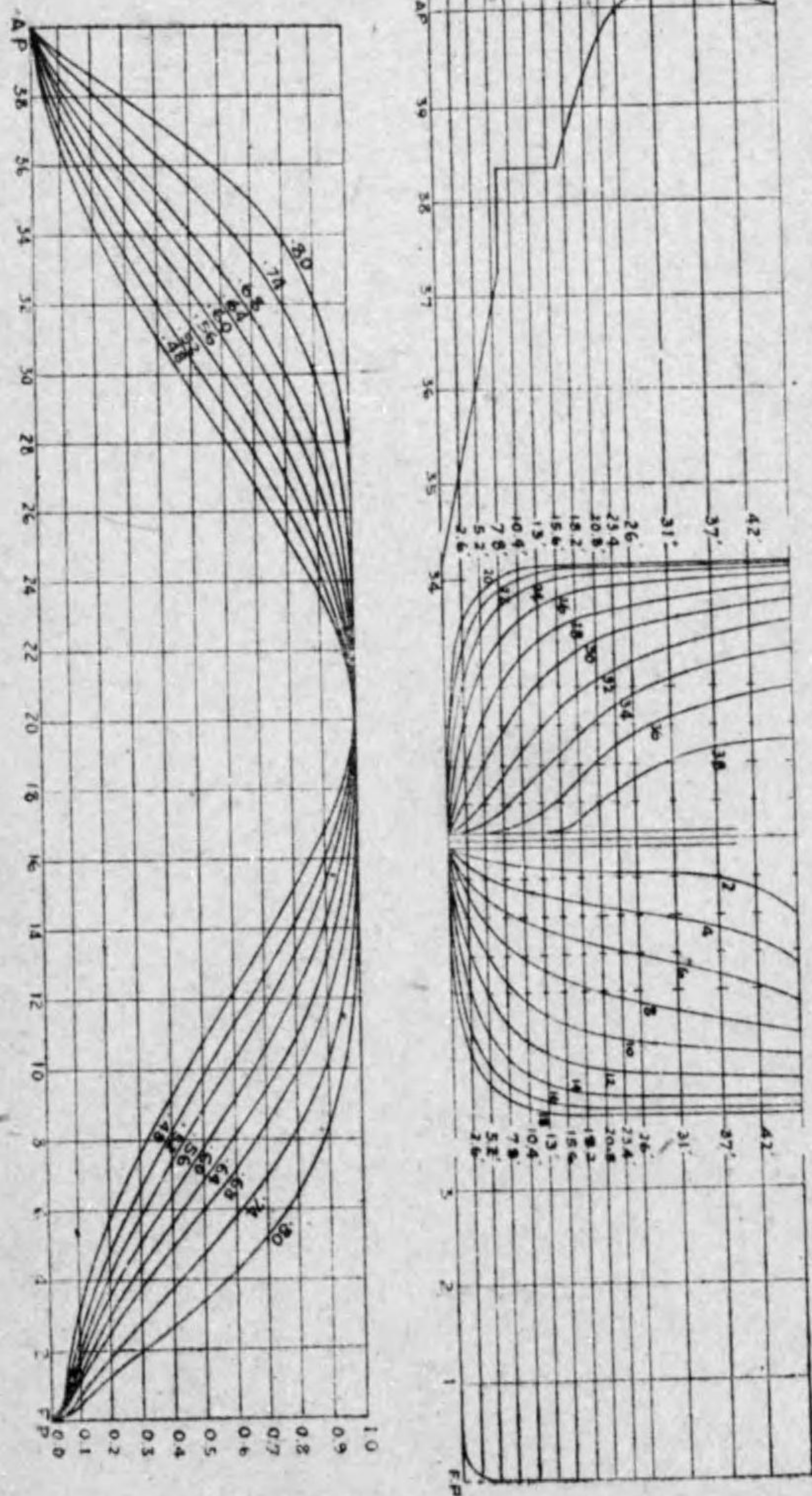
る凹凸曲線を描く。この凸部をハ

ンプと稱し、この點にて船が航行

すれば、速度に比較して消費出力

即ち燃料消費量大となり船がこの

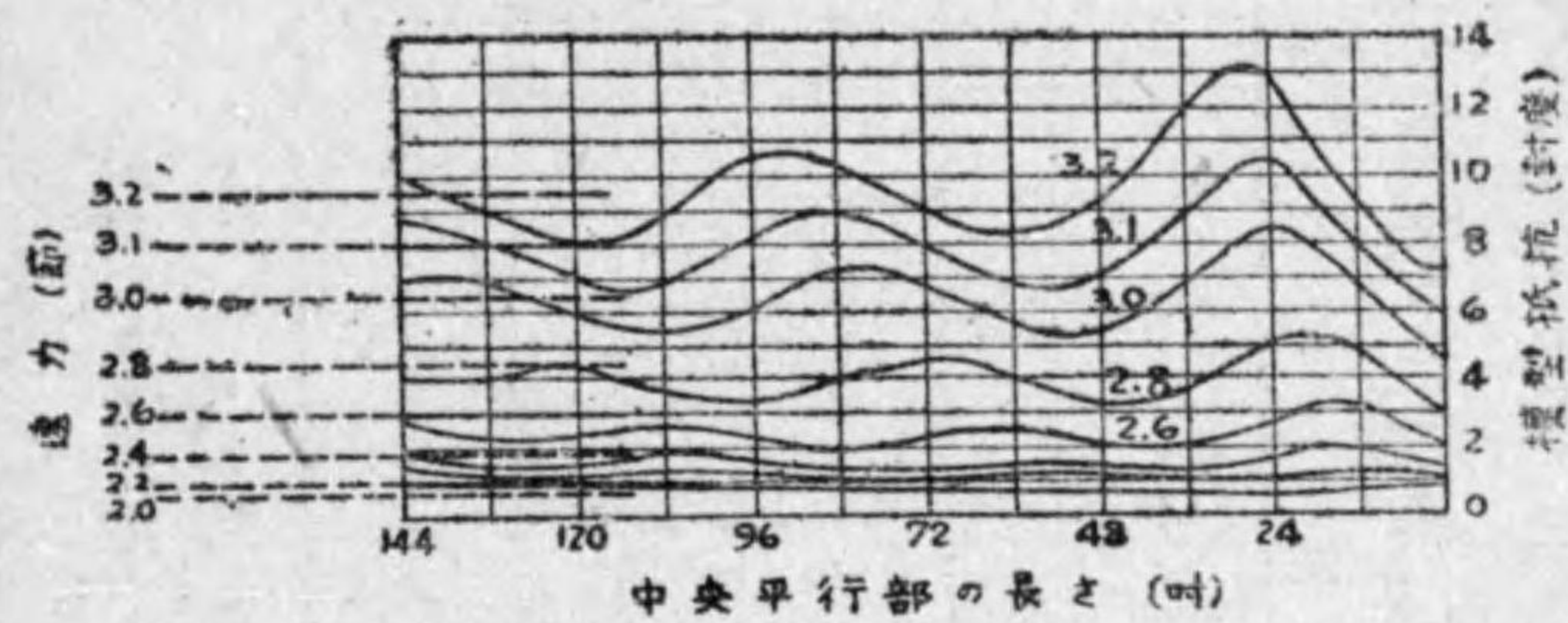
點で航行することは甚だ不經濟となる。この現象は造波抵抗に依るもので、低速に於ける造波抵抗は主として分散波のみであるが、高速になるに従ひ船首尾に於ける横波の相互干



第百十九圖

(15)

小型模型を造つてこれを曳行實驗し、それより模型の造波抵抗を求めてこれを實船に換算するのである。この換算方法を相似則といふ。相似則原理の適用範圍は敢へて抵抗計算の



第百十八圖

(14)

涉が著しく影響するからである。即ち船首波の波頂が船尾波波頂と合致する時には合成波は最大となり、従つて抵抗も最大となるが、船首波波頂が船尾波波底と合致すれば合成波は最小となり従つて抵抗も最小となるのである。

これに關し千八百七十七年フルードは次の如き實驗結果を發表した。即ち船の前後部の形狀を一定にして中央部の同一斷面部の長さを増減すれば造波抵抗は第百十八圖に示す如き著しき凹凸を示すに至る。圖は船長を基線、同一速力に對する抵抗を縦線として曲線を描いたものである。

3 造波抵抗算出

上述の考察により造波抵抗を定性的に解析し得たが、これ等の考察より造波抵抗を理論的に算出することは未だ不可能であつて現在行はれつゝある造波抵抗決定方法は船の

みに止らず、螺旋推進器その他力學上の諸問題にも適用されるが、船體抵抗に關する相似則は千八百七十年頃フルードが始めて試みたもので、これをフルードの比較則と呼んでゐる。

現在最も一般に使用されてゐる造波抵抗算出法はテラーの系統實驗に基く圖表による計算方法である。テラーの系統實驗には第百十九圖の如き船型を使用し、左の如き範圍を包含してゐる。

D	20~250
$\left(\frac{L}{100}\right)^2$	0.48~0.86
C ₁	2.25~3.75
B	0.926
H	
C	

- 但し D: 排水量 (噸)
- L: 船長 (呎)
- C₁: 柱形肥瘠係數

- B: 幅 (呎)
- H: 吃水 (呎)
- C: 中央横斷面積係數

これによる造波抵抗計算方法は次の如くである。即ち、

$$EHP_r = .00307D \frac{V}{\sqrt{L}} \frac{B_r}{D} R_v$$

- V: 船速 (節)
- L: 船長 (呎)
- R_v: 剩餘抵抗 (ポイント)

この中、未知項は $\frac{R_r}{D}$ のみであつて $\frac{V}{\sqrt{L}}$ に對し $\frac{B}{H} = 3.75$ 及び $\frac{B}{H} = 2.25$ の $\frac{R_r}{D}$ が $\frac{V}{\sqrt{L}}$ の 0.60 から 1.00 まで大體 0.05 置きにコンターに出てゐる。第百二十圖はその一例を示すものであるが、これらのコンターより所要の數値を読み $\frac{B}{H}$ に對する修正を挿間法によつて行へばよいのである。

4 フルードの比較則

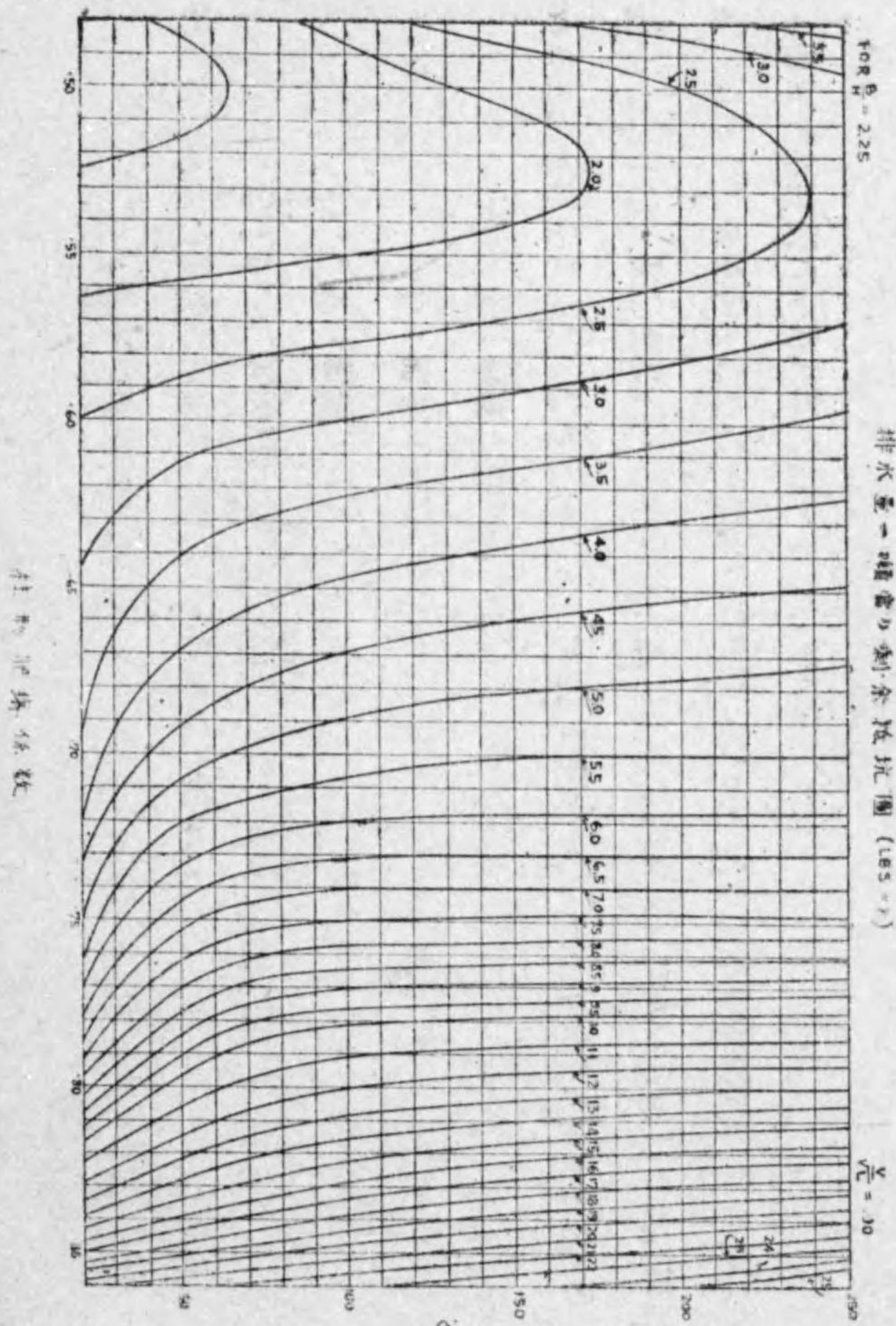
れる。Vは速度を節で表はしたものの、Lは船長を呎で表はしたものである。各種艦船の最

第11表

船ノ種類	$\frac{V}{\sqrt{L}}$
貨物船(不定期)	0.5~0.6
貨物船(定期)	0.7~1.0
油槽船	0.5~1.0
高速客船	0.7~1.0
戦艦	0.9~1.3
巡洋艦	1.2~1.7
駆逐艦	1.5~2.3

本法則は船とその模型に就いて、又は寸法を異にする二隻の相似船についてその抵抗を比較し得るものである。今船の寸法を模型のn倍、即ち長さ、幅、吃水等を夫々n倍とし模型は清水中に、船は海水中にあるものとし而して速力長比 $\frac{V}{\sqrt{L}}$ (V—速度、L—船長) が兩船で同一となる如き速度で航走せしめたとする。然るときは兩船の造波抵抗は水の密度に比例しnの三乗に比例する。而して本法則は摩擦抵抗以外の他の抵抗には正確に適合するものであつて、模型試験設備のない場合相似形の二船の抵抗を比較するに最も價値のあるものである。この意味より速力長比 $\frac{V}{\sqrt{L}}$ は抵抗を表はす基礎としてはしばしば使用さ

れる。Vは速度を節で表はしたものの、Lは船長を呎で表はしたものである。各種艦船の最



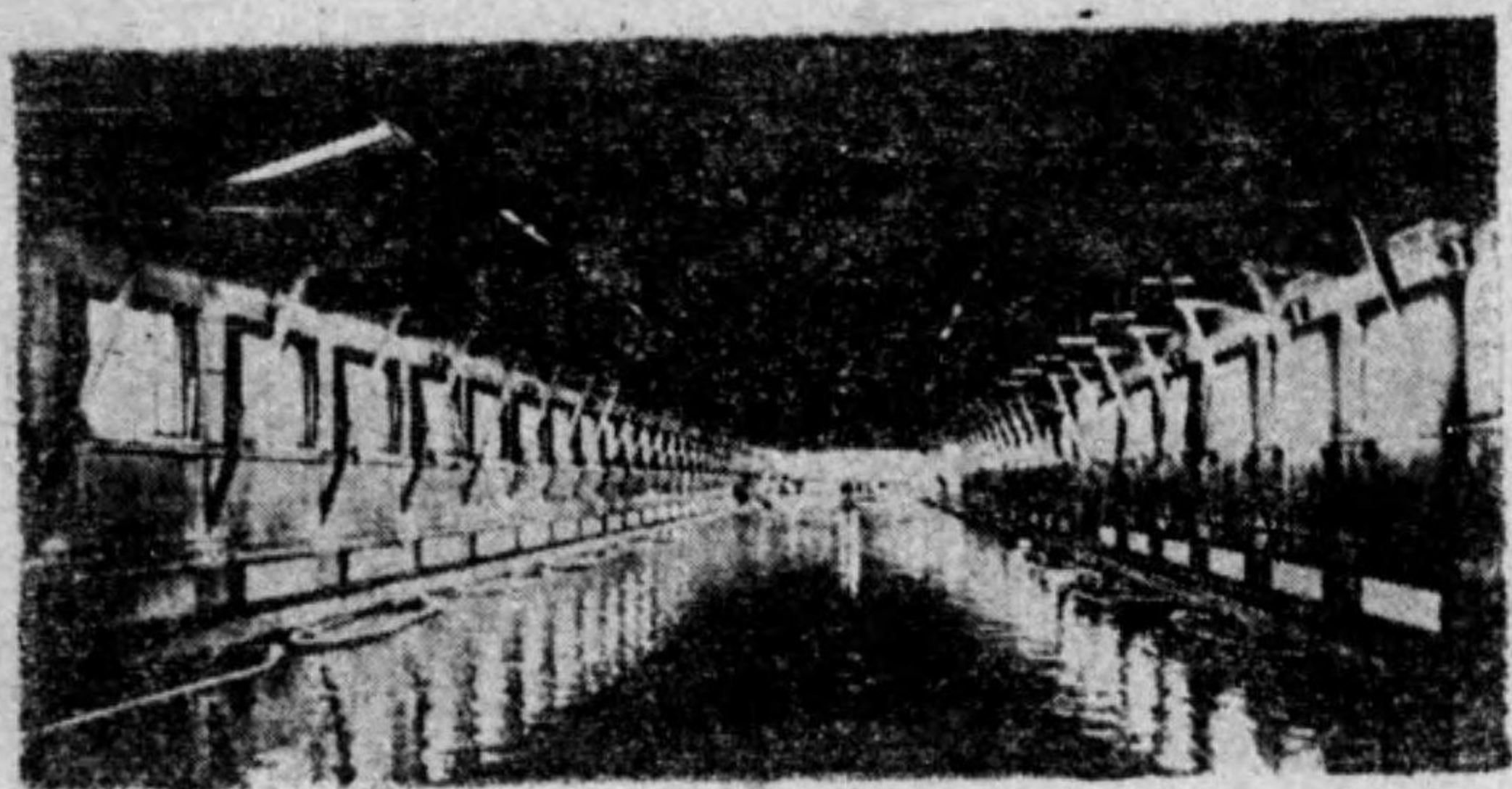
圖十一 船の抵抗係数 (13)

高速度に於ける速力長比は大體第十一表の如くである。

第六節 船型試験

推進機關の出力が一定なる場合、運航上最も經濟的な船舶は船體の受ける抵抗が最小にして然も推進器の效率が最大でなければならぬ。然るに船體の全抵抗、摩擦抵抗、造波抵抗等の算出は純理論のみを以ては不可能であり、従つて一定の條件に對し最小抵抗を與へる船型を求めるとも不可能である。これが爲實船と幾何學的相似なる模型を製作し、これを長大な人工的水溜即ち船型試験水槽に於て曳航し、その結果を實船に換算してその抵抗を決定し、又その形状の良否を判定するのである。かくの如き試験水槽による模型試験を一般に船型試験と稱してゐる。船型試験水槽に於て曳行するものは必ずしも船型に限らず、平板、管は勿論、潜水艦、水雷を始め螺旋推進器の模型試験をも爲すことが出来る。又近年は水上機浮舟並に艇體の試験にもこれが適用され、航空機専用の水槽も既に多數建設されてゐる。

船型試験は千八百七十年ウィリアム・フルードが考案し、トルキーに長さ九一・四米、



第百二十一圖 船型試験水槽

水深三・〇五米の水槽を開設したのに端を發してゐる。彼は更に千八百七十三年模型試験法の信頼度を確證する目的で長さ五二・五七八米、幅一〇・一〇九米のグレイ・ハウンドなる船を排水量三〇〇〇噸餘りのアクティヴ號で牽引して抵抗を測定し、縮尺十六分の一のバラフィン模型曳航試験結果よりの換算値と比較した。その結果數量的には稍々相違があつたが恒質的には極めて近い値が出た。この數量的の相違は表面の粗糙度より充分説明がつくものであつて、實船の表面の粗糙度に對し適當な判断を下せば模型試験結果よりの換算値は實船の抵抗によく合致し、この結果フルードの模型試験法の信頼性を實證し、模型試験法發達の端緒を造つたのであ

る。
 フルードの比較則確立と共に各國造船技術者は競つてこの方法を採用し始め世界各國に續々と水槽の建設を見るに至り、又これと共に各種計器類も著しく進歩發達し、初期に於いては單に模型船等の抵抗のみを測定してゐたが、次第に模型推進器に關する實驗、更に進んでは推進器船體聯合試驗、自航試驗まで可能となつて來た。斯くして船型試驗水槽は船體の抵抗、推進、動搖、復原性、推進器及び舵の性能に關する試驗より自國の艦隊、商船隊の發達に貢獻すると共に、流體力學的基礎研究をも併せ行ひ學術の進歩發達に貢獻する所少なくない。

第七節 模型實驗結果よりの實船の馬力換算方法

水槽實驗に於て測定されるものは各速度に對する全抵抗であつて、これより實船の有効馬力を算出するには先づ模型の摩擦抵抗をフルードの式にて計算する。即ち、

$$r_f = k_m \left(1 + 0.043(15 - \theta) \right) A V^{1.825} \quad (\text{單位: 米, 匹, 米/秒})$$

かくして計算した摩擦抵抗を全抵抗より引けば模型の剩餘抵抗が出る。之を比較則により

實船の剩餘抵抗に換算する。即ち、

$$R_r = \frac{\rho'}{\rho} r_f \left(\frac{L}{l} \right)^3 \dots\dots\dots \text{相對速度 } V = \sqrt{\frac{L}{l}} \cdot v \text{に於て}$$

R_r : 實船の剩餘抵抗

L : 實船の長さ

ρ' : 海水の比重

V : 實船の速度

r_f : 模型の剩餘抵抗

l : 模型の長さ

ρ : 水槽内の水の比重

v : 模型の速度

$$\text{剩餘抵抗有效馬力 } EHP_r = \frac{R_r V}{75} \quad (\text{米單位})$$

次いで實船の摩擦抵抗を模型と同様に計算する。それを R_f とすれば、
 摩擦抵抗有效馬力 $\dots\dots EHP_f = \frac{R_f V}{75}$

全有效馬力 $EHP = EHP_1 + EHP_2$

有效馬力に對する機關馬力の比、即ち汽船に於ては $\frac{EHP}{IHP}$ 、ディーゼル船に於ては $\frac{EHP}{BHP}$
 (但し IHP は指示馬力、BHP は制動馬力) が判れば之だけの速度を出すに必要な機關
 馬力が算定出来る。この比を推進効率と云ひ、これは大體

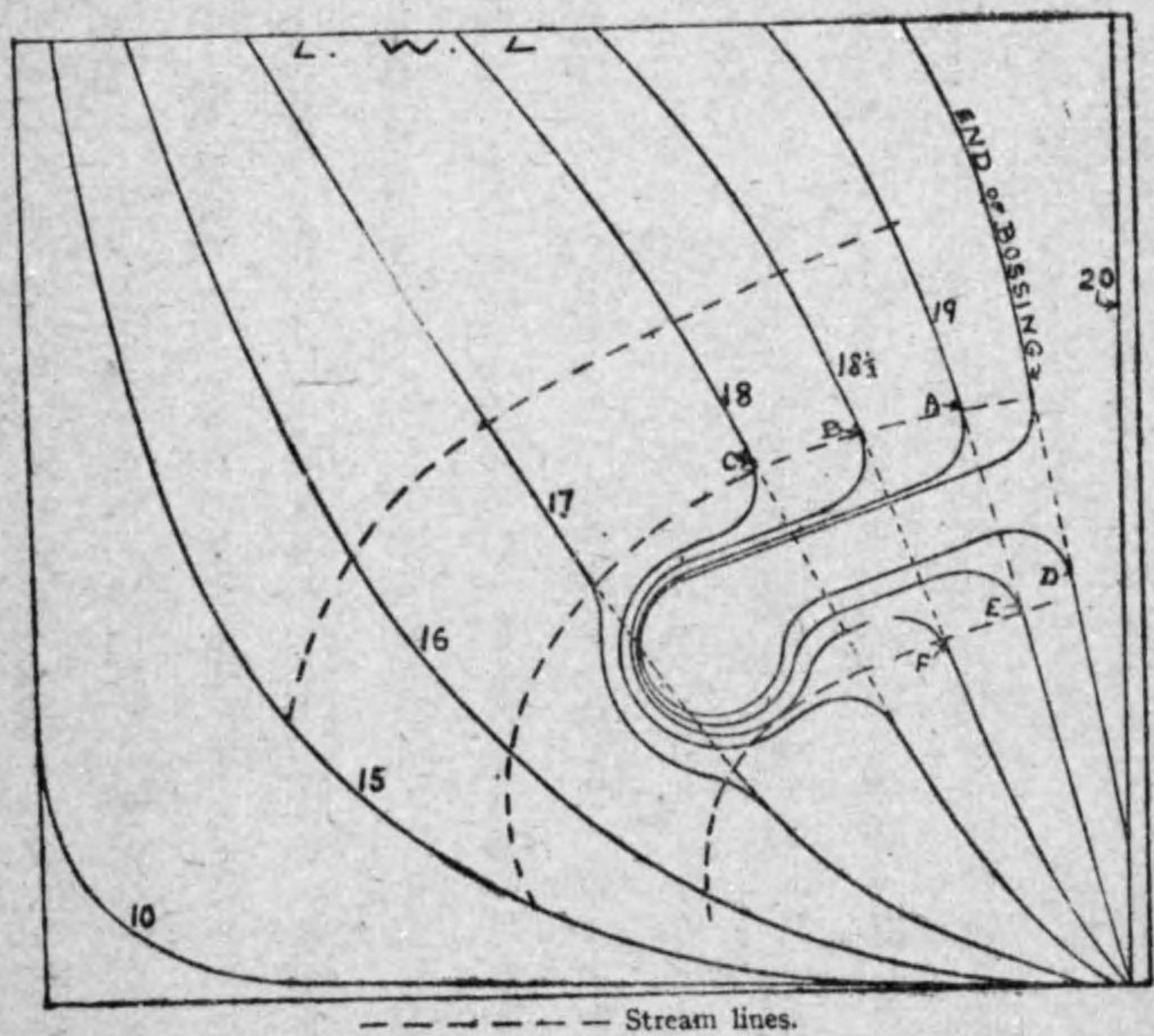
往復蒸氣機關では 約 0.5
 タービンでは 約 0.55
 ディーゼルでは 約 0.6

の數字を示す。

第八節 船體副部の抵抗

1 彎曲部龍骨

彎曲部龍骨は一般船舶に對し横動搖防止の目的で取付けられるのであつて、通常船長の
 三〇—四〇%に達するが、その取付方向はその位置に於ける水流の方向に一致するやう選
 ばれるので、之による抵抗増加は殆んど摩擦抵抗のみによるものと見てよ。



第二百二十二圖 ボッシング

2 ボッシング

單螺旋船に於ては推進器軸
 は船體中心線に取付けられ、
 そのボッシング極めて小さく
 従つてこれが水より受ける抵
 抗も無視し得る程度である。
 然るに双螺旋以上の推進器を
 有する船舶に於ては推進器軸
 は船尾部兩翼に取付けられ、
 船體内部より突出した推進器
 軸の保護並に推進器翼と船體
 外板との間隔を充分保たしめ
 る關係上、極めて長大なもの

となり従つてこれが抵抗に及ぼす影響も重要な問題となる。双螺旋船に於てこれによる排水量増加は通常全排水量の1%内外、浸水面積増加は3%前後であるが、多軸瘠型船に於ては排水量増加が1.5%に達するものもある。ボツシングの船體抵抗に及ぼす影響は水流を遮断する爲に生ずる渦抵抗並に造波抵抗及び浸水面積増加による摩擦抵抗が考へられこれ等を減小せしめる爲には各種船型に應じて水流を調査し、これに基いて渦抵抗及び造波抵抗の最小なる如き位置及び方向を決定するのであるが、一方に於てボツシングは推進器に流入する水流に著しい影響を與へるから、單に最小抵抗の見地からのみでなく、推進器との相互作用を併せ考慮して決定しなければならない。

ボツシングに依る抵抗の増加率は船體、特にその後部の肥瘠度及び形狀、ボツシングの大きさ、形狀及び取付位置等により著しく變化するが、通常船體抵抗の5—10%で船體が瘠型になる程その影響は著しい。

3 車軸支肘及び推進器軸

多軸船に於いてボツシングの裝備が非常に抵抗を増大せしめる場合、ボツシングを廢し

て車軸支肘を採用し推進器の支持と爲すことがある。この効果は瘠型船になる程甚だしく高速を必要とする軍艦に於ては殆んど例外なしに採用されてゐる。この場合車軸支肘の受ける摩擦抵抗は極めて僅かであるが渦抵抗は相當の量に達する。

車軸支肘の取付位置及びその腕の方向は水流の方向を考慮して推進器軸、支肘の受ける渦抵抗を最小ならしめると共に推進器効率を最大ならしめるやう選ばねばならない。

4 舵及び舵柱材

舊時に於ては舵として一般に平板舵が用ひられたが、舵柱材附近の間隙の爲著しい渦現象を生じ、爲に渦抵抗は著しく増加した。又抵抗のみならず、この渦は舵板の兩側を包む爲小舵角に於ける舵の利きを低下する缺點があつた。近來はかくの如き缺點を除去した所謂流線舵を使用し、その水平截面が流線型を爲す如くし、以て渦抵抗を減小せしめ、同時に舵の利きを有効ならしめてゐる。流線舵の水より受ける抵抗は一般に極めて小さく舵により始めて船體水線形の完成される如き船型では逆に減小することもある。

上述各種船體副部抵抗の船體抵抗に對する百分率を例示すれば

	貨物及び貨客船	客船
單螺旋船(%)	雙螺旋船(%)	雙螺旋船(%)
ボッシング	〇	二・五
彎曲部龍骨	三・〇	二・五
舵	四・五	二・〇
空氣抵抗	二・五	三・〇
計	一〇・〇	一〇・〇—一二・〇

設計の際はこれを船體副部抵抗として船體抵抗に加算すればよい。

第九節 水深及び水幅の船體抵抗に及ぼす影響

以上述べ來つた所は水深及び水幅が無限と看做し得る場合の船體抵抗であつて、運河、河川、淺海等を航行する場合は、水深及び水幅の限られる所から船體抵抗は異様な變化を示すことがある。この場合船の速度を一定とすれば抵抗増加の爲所要馬力は増大し、特に高速に於いてはこの増加が急激となる。この原因を考へてみるならば、水深或ひは水幅の

小なる場合、船體と水との相對速度の増加により摩擦抵抗の増大を伴ひ、一方水の分子は深海波に於いて圓運動を爲してゐたものが水深の減小と共に漸次橢圓運動となり、従つて波長が増大し造波抵抗を増加せしめる原因を爲す。又船體周圍の水流速度増加と共に、船尾に於ける水流は二次元的となり、爲に船尾部に於ける水壓は激變して造渦現象著しくなり渦抵抗も増加するのである。

水深或ひは水幅の小なる場合の船體抵抗増加量は水深或ひは水幅の大きさにより、又運河等を航行の場合の如く、兩者に制限を受ける場合は更にその斷面形狀によつても變化し、又船の種類により或ひは船體の形狀によつても著しく變化するのである。

第二章 推 進

第一節 緒 論

既述の如く船舶の推進法には種々の種類があるが、今日に於ては殆んど機械力を利用したものの、特に螺旋推進器に依ると言つて過言でない。従つて本章では螺旋推進器のみを取

扱ふこととし、その他諸種の推進法に關する概略は第一篇概説を参照され度い。

ポンプ用にアルキメデスの螺旋を應用したのは可成り昔であるが、これを推進器に利用したのは十九世紀初頭であつて、經濟的な推進器に工夫案出されたのは十九世紀半ばであつた。その後螺旋推進器は外車推進器に取つて代つたのであるが、これの有利なる點は重量が軽く、小寸法で大馬力を出し得ることであり、又浸水状態によらず優秀なる推進効率を擧げ得る點である。

螺旋推進器はネヂと同様な運動をして前進するものであつて、通常艦船は一乃至四個の推進器を備へ、各推進器は三乃至四枚の翼を有する、元來翼數は少い程推進器效率は高いのであるが、船の吃水より制限せられた推進器直徑に於いて充分なる推力を發生せんとすれば勢ひ翼數は増加し、又推進器軸の回轉力を均一にし同時に振動の原因を減小せしめんとすれば、翼數の大なる方がよいのである。推進器翼の外形は大體橢圓形を爲すが、橢圓形の尖端に行くに従つて翼幅を廣くしたのもあり、或ひは又橢圓形より丸型のものもある。

螺旋推進器の水を押す面、即ち後方より見た推進器表面を前面と稱へ、この裏面を背面と稱へる。前面は螺旋面を爲し、軸回轉と共に回轉しつゝ前進する。この一回轉に前進する距離を螺距 (ピッチ) と言ひ、實際使用する推進器には翼の各部で螺距の異なるものと等しいものとがある。螺距の一定なる推進器に於いて、その螺距を p 、一秒間の回轉數を n とすれば毎秒 pn だけ前進する筈であるが實際には水に多分の流動性があるためそこに迂り、即ち失脚を生じ ($pn - S$) だけ前進することになる。即ち S を失脚とし、眞の前進距離を s とすれば、 $S = pn - s$ となり $\frac{S}{pn}$ を失脚比と呼ぶ。

螺旋推進器は通常船尾の充分低い所に配置し、推進器に充分の没入深度を與へる如くする。この位置は防禦上からも又推進効率上からも最適である。船舶を推進せしむる馬力を一推進器のみにては充分吸収し得ざる場合は二乃至四個の推進器とし、一推進器の場合は船尾中心線上に、多軸の場合は船尾中心及び兩側に對稱に配置する。

近年推進効率を増大せんが爲しばし推進器をノZZルと稱する船尾下圓筒内に配置するが、これは平水状態に於いて著しく推進効率を増大するばかりでなく、荒浪中に於いて

も一層の利益を擧げ得るのである。ノズルを装備する場合に生ずる効果は、附加された抵抗と増大せる失脚の爲にノズルの反作用が一層増大しノズル自身により推力を増加するのであるが、更に縦搖の際推進器に向ふ入射流を整調する効果をも有する。

又魚雷の推進器の如く、逆方向に回轉する二個の推進器を連続して取付ける配置も特殊な場合に使用される。これは同じ直径を有する單螺旋推進器より效率がよいと言はれてゐたが、實際の試験によりその優秀性も複雑なる機構と殆んど相殺する如く思はれる。

第二節 馬力及び效率

船用機關の出力は一般に馬力 (H.P.) で表はす。一馬力は英單位で五五〇呎封度/秒、メートル單位で七五瓦米/秒である。船舶に用ひる各種機關の出力を正確に同じ方法で測定することは不可能なる故、機關の種類によりその表はす出力の意義が異なるのは當然である。即ち往復蒸氣機關では指示馬力 (IHP)、内燃機關では指示馬力或ひは制動馬力 (BHP)、蒸氣タービンでは軸馬力 (SHP) として表はす。

指示馬力は機關の氣筒内に於いて連続的にピストン行程の蒸氣或ひはガス壓力を記録し

たものより次式により算出する。

$$IHP = \frac{PLA^n}{75}$$

P : 平均有效壓力 (呎/平方呎)

L : ピストン行程 (米)

A : 有效ピストン面積 (平方呎)

n : 毎秒ストローク數

制動馬力は機械的、水力的、或ひは電氣的制動によりクランク軸カップリングの力を計測したものより次式により算出する。

$$BHP = \frac{2\pi\theta n}{75}$$

θ : 制動回轉モーメント (呎・米)

n : 毎秒回轉數

軸馬力は回轉軸を経て推進器に與へられる馬力であつて、一般に推進器に最も近い回轉軸に於いてトーシヨン・メーターにより測定する。回轉軸の圓形なる場合、その計算には

次式を用ひる。

$$SHP = \frac{d^4 G \theta n}{3200 L}$$

d : 軸直径 (糎)

d_0 : 軸内径 (糎)

G : 軸材料の剪断弾性係数……………通常 829,000 坆/平方糎 にとる。

θ : トーションの測定角 (レインデイツ)

L : トーション・メーターの極點距離 (糎)

n : 毎秒回転數

上述の馬力の外傳達馬力 (DHP)、推進器馬力 (PHP)、推力馬力 (THP)、有效馬力 (EHP) 等がある。傳達馬力は推進器自身に與へられる馬力で軸馬力からトーション・メーターより後の軸承等の損失を控除したもので、推進器馬力は傳達馬力から船後擾流による損失を除いたもの、即ち均一水流中に於いて推進器に吸収される馬力である。推力馬力は推進器馬力より推進器の機械効率による損失を引いたもの、即ち推力として推進器

に與へられる馬力であつて、有效馬力は曳索により船を牽引する際に必要な馬力即ち船體抵抗と船速をかけたものに等しく、これが船體摩擦抵抗、剩餘抵抗に打勝つに必要な馬力である。従つて摩擦抵抗及び剩餘抵抗より算出した有效馬力より、軸馬力或ひは指示馬力、制動馬力等を推定するには或る係數をかけて算出しなければならぬ。

有效馬力と指示馬力或ひは制動馬力との比を推進効率といひ、細別すれば下記の如くなる。例へば往復蒸氣機關に於ては、

$$\frac{EHP}{IHP} = \eta \dots\dots\dots \text{推進効率}$$

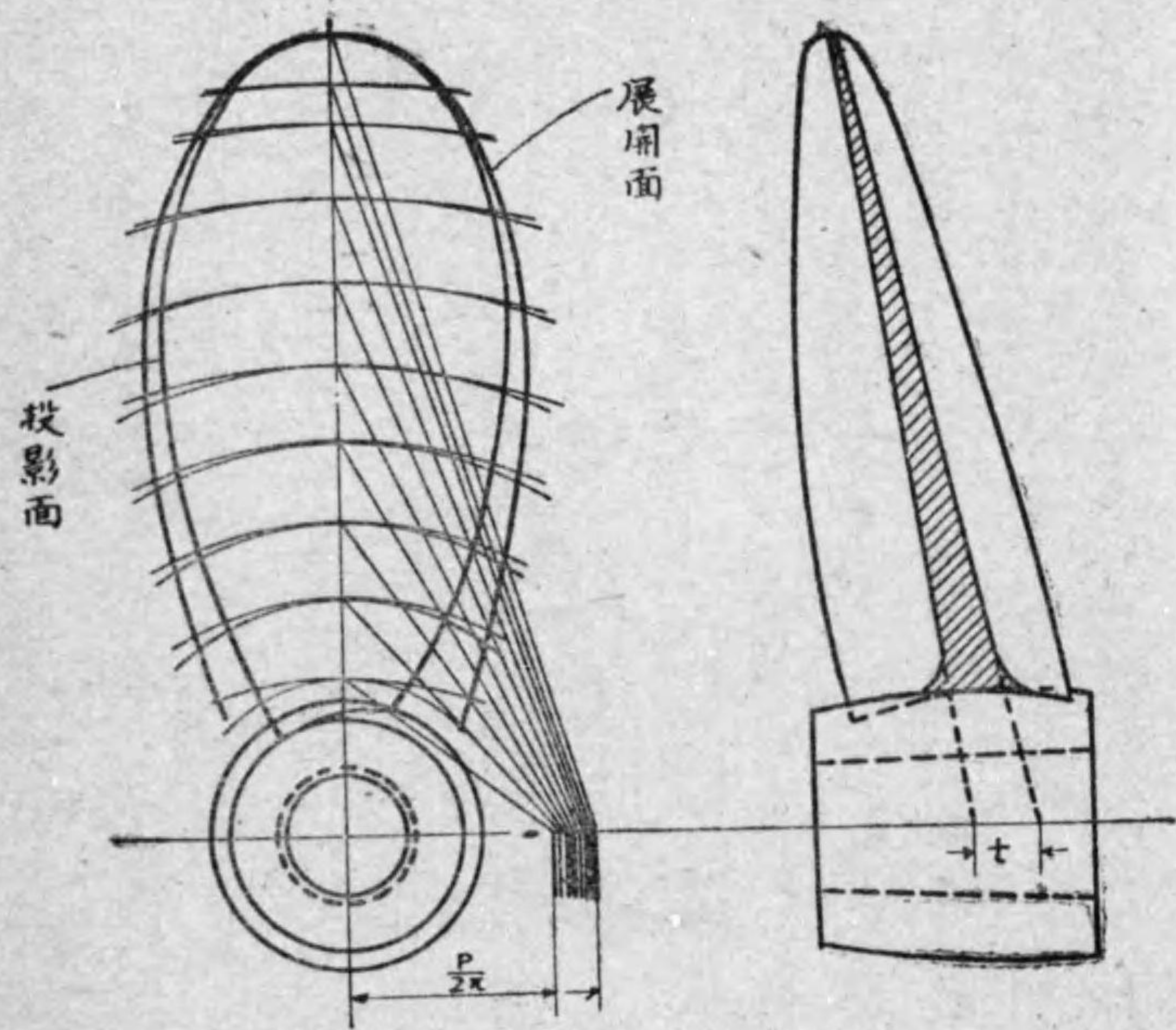
$$\frac{SHP}{IHP} = \eta_e \dots\dots\dots \text{機械効率}$$

$$\frac{DHP}{SHP} = \eta_s \dots\dots\dots \text{傳達効率}$$

$$\frac{PHP}{DHP} = \eta_p \dots\dots\dots \text{推進器効率比}$$

$$\frac{THP}{PHP} = \eta_p \dots\dots\dots \text{推進器効率}$$

$$\frac{EHP}{THP} = \eta_h \dots\dots\dots \text{船體効率}$$



第百二十三圖

回轉方向 || 推進器の回轉方向には右廻りと左廻りがあり、後方より見て時計の針の方向を右廻りといふ。通常單螺旋船では右廻り、双螺旋船では右舷推進器は右廻り、左舷推進器は左廻り即ち外廻りである。前縁、後縁 || 推進器翼の水を切る側の縁を前縁といひ反對側を後縁といふ。翼端、翼根 || 第百二十三圖に示す通り翼の尖端を翼

$$\eta = \eta_e \times \eta_r \times \eta_p \times \eta_a$$

一例を擧げてこれ等の効率より推進効率を計算すれば

$$\eta_e = .90$$

$$\eta_r = .95$$

$$\eta_p = .90$$

$$\eta_a = .68$$

$$\eta_a = .98$$

故に $\eta = .51$

第三節 推進器の名稱、定義、幾何學

螺旋推進器は轂(ボス)より突出せる二枚又はそれ以上の翼を有し、ボスは推進器軸に取付けられてゐる。推進器の型を二大別すれば翼がボスと一體になつたものと然らざるものとがある。

推進器の諸部分を定義する術語は後方から見た場合を基準とする。

端、翼の根元を翼根といふ。

推進器圓盤 || 推進器翼端の描く圓で、この直径を推進器の直径とし、その面積を推進器圓盤面積といふ。

平均翼幅比 || 翼の平均幅と直径の比。

翼幅比 || 最大翼幅と直径の比。

翼厚比 || 第二百二十三圖の如く翼の半径方向の断面に於て、その断面形を軸線迄延長した厚さを t とすれば t と直径との比が翼厚比である。

推進器翼を推進器圓盤同心圓で切つた断面を翼素と稱へるが、既述の如く各翼素が一回轉に進んだ距離を螺距といひ、實際使用する推進器には螺距の一定なるものと然らざるものがある。翼端方向に螺距の増大するものは半径方向に増大する螺距を有すると云ひ、前縁から後縁に増大する螺距を有するものは軸方向に増大する螺距を有するといふ。

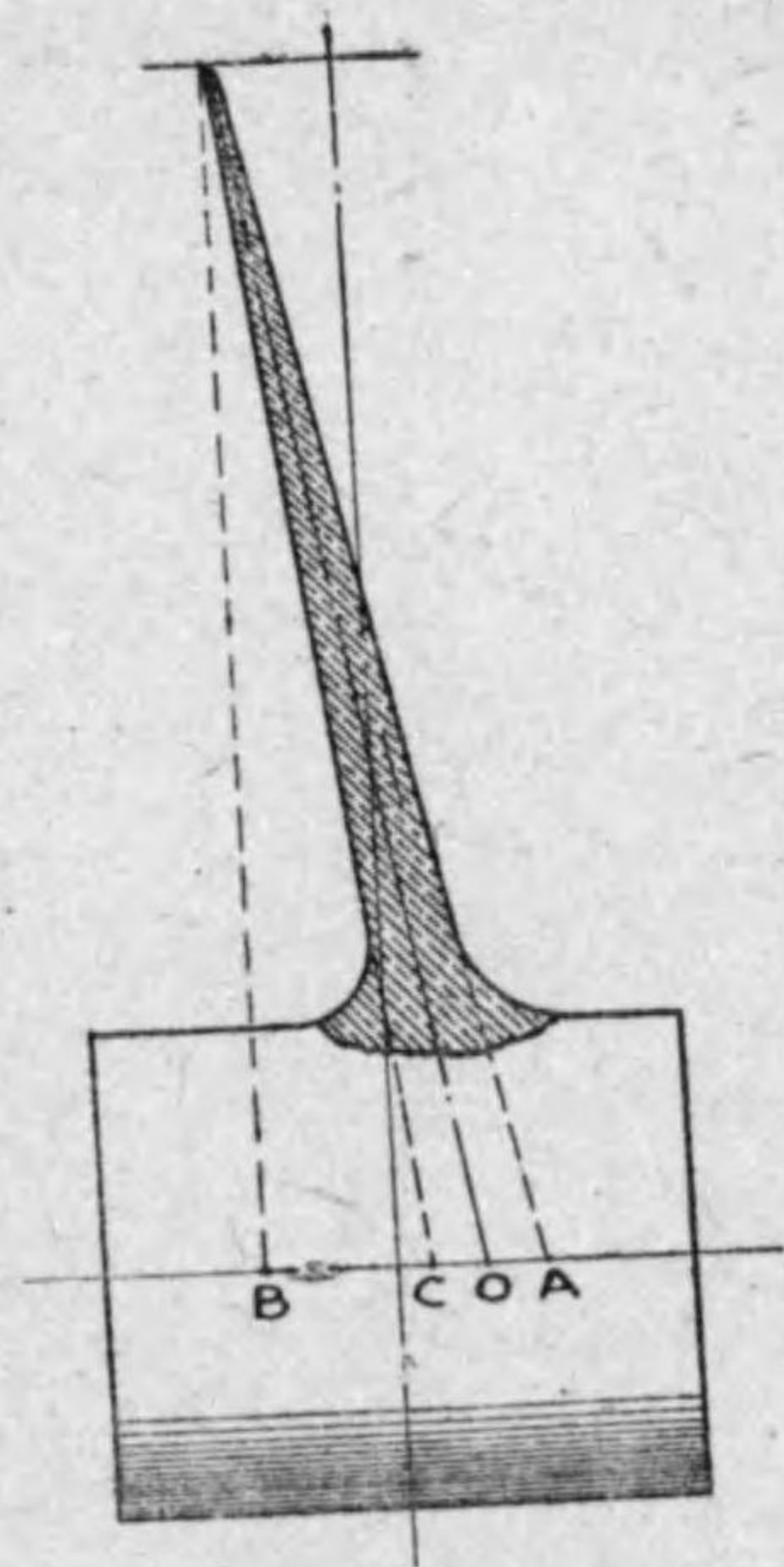
普通軸方向に變化する螺距を有する推進器ではその平均螺距を以て螺距とし、半径方向に變化する螺距を有する推進器では普通半径の十分の七の位置に於ける螺距を平均に取る

のである。

螺距比 || 螺距と直径との比。

直径比 || 直径と螺距との比。

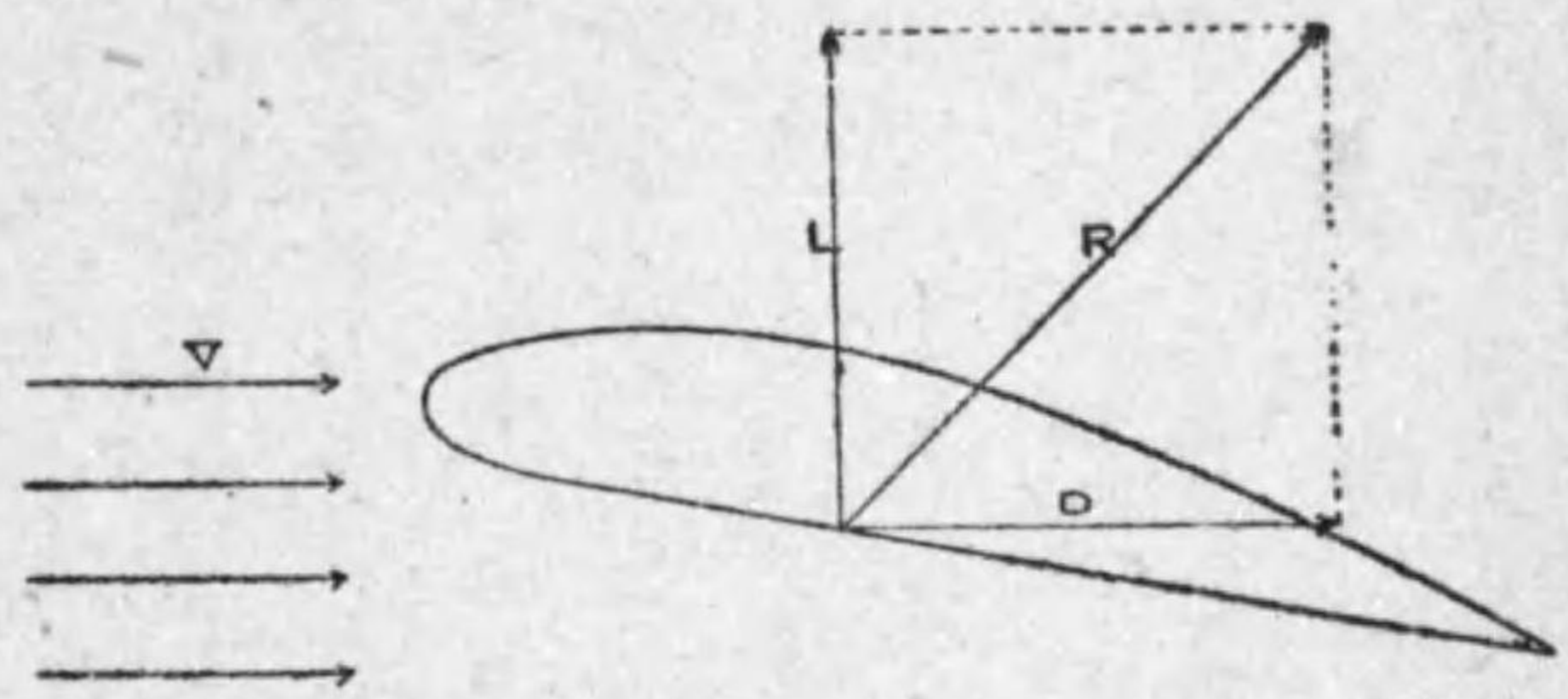
第二百二十四圖の翼断面は後方に傾斜してゐるが、翼断面の中線で取つた全傾斜は BO で



第二百二十四圖

表はされ、この BO 直径を傾斜率と呼ぶ。この傾斜は推進器効率には関係ないが、船體との間隙が小なる場合、振動、空洞現象等を避ける爲につけるのである。

第二百五圖は翼の一部即ち翼素が一回轉に行ふ螺旋軌跡を示すものであるが、翼軸の OM は翼素の回轉速度、即ち翼素と軸中心との距離を r とすれば $2\pi r$ に等しく MP は螺距であり、 PS が失脚である。従つて翼素の眞の前進距離は MS であつてこれを前進速度と



第百二十六圖

しやり、其の押しやられた水の衝撃は翼への反動となり、推進器への推力となつて結局船を前進せしめることとなるといふ理論である。

二 翼素理論

總て第百二十六圖の如き翼の形をしたものが進行方向に或る角度を爲して前進する時は、其の角度即ち入射角に相當して揚力L及び抗力Dを生ずる。螺旋推進器翼は軸と同心の円でこれを切斷すれば、其の個々の横斷面は翼形を爲すから翼の各部には揚力及び抗力を生じてゐると考へられる。是等各部に生ずる力の中、軸方向のみの力を合計すれば、結局推進器全體の推力となり軸に直角な力の合計が軸を回轉せしめるに必要な回轉モーメントとなる。

三 渦理論

前述の翼型斷面の周圍に於て流體の流れ即ち流體力學上所謂循環なるものを考へ、此の循環と翼の前進運動との綜合結果として翼に揚力と抗力を生ずるといふ理論である。

第五節 船體との相互干渉

一 伴流

船舶が海上を航行する際、船體と水との摩擦により船體に接觸せる水の分子は幾分船の進行に引きずられる傾向を生じ、船の後部に行くに従ひこの傾向は益々増加する。此の結果船の後端で船體に近い部分の水は前方に流れることになる。これを伴流と稱し、伴流と船速の比を伴流係數と稱へる。推進器はこの伴流の中で回轉するものであるが、今船の速度を v 、推進器の水に對する前進速度を v_a とすれば、

$$v - v_a = v w$$

w : テーラーの伴流係數

これをフルードは

$$F = \frac{v_a}{v} = w w' A$$

と表はした。故に、

$$\frac{v_a}{v} = \frac{1}{1+w_F} \quad \frac{v_a}{v} = 1-w$$

この v_a/v を伴流項と稱へる。

船體後部の伴流は一般に均一なる水流ではなく、各點に於いてその方向と速力とを異にするものであつて、船尾材に於いて最大である。而して推進器はこの伴流の爲推力を増加する故に單螺旋船の場合は双螺旋船の場合より伴流の利益を餘計受けることになる。

これ等伴流に影響する因子を擧げると、

- 1 船體周囲の流線に歸因する流線伴流であつて、既に承知の如く水の分子は船首で離れ反せしめられ、船尾で再び合一するから船首尾の伴流は十の方向（進行方向）であるが舷側では一となる。
- 2 摩擦力により生ずる進行方向の伴流であつて、主として船の長さ、浸水面積船體表面粗度により左右せられ、船體を離れるに従ひ急激に減少する。

3 船尾に生ずる船尾波の影響によるものである。即ち波の波頂に於ては水の分子は前方に動かんとする故であるが、波底に於ては一となる。この大きさは前二者に比して甚だ小であるが速度の甚だ大なる驅逐艦等に於ては船體から或る距離離れると非常に増大し、爲に驅逐艦等の全伴流は一となる。

推進器はこれ等各種の原因により生じた伴流に對して適合するやう設計しなければならぬ。半径方向の均一ならざる伴流に對しては推進器各部の螺距を變化して適合することが出来るが同一半径上の不均一な伴流に對しては完全に適合した推進器を設計することは不可能である。この不均一伴流の推進器に及ぼす力は推進器軸に傳はり常に車軸振動の原因を作るのである。この爲高速多軸船に於いては伴流の不均一を除去せんが爲、ホスに特別の注意が拂はれてゐる。

二 推力減小

船尾部に於いて推進器の存在は必然的に増加抵抗を生じ、單螺旋船の場合は双螺旋船に比べ増加抵抗大きく、伴流より受ける利益も結局相殺して損失の方が大となる。これを増

P482

加抵抗と考へず推進器の推力減少と考へても差支へなく、又一般にこの方が取扱ひに好都合である。今Tを船體抵抗及び推進器増加抵抗に打勝つべき推力とし、Rを船體抵抗のみに打勝つ推力とすれば $T-R$ は増加抵抗のみに要する推力となり、これを推力減少と稱する。これを $T-R=V'$ と表せば $R=T(1-i)$ となり、この $1-i$ を推力減少項とす。

三 船殼效率

船が航進中に爲す純仕事の量は船速と抵抗との相乗積で即ちRVである。又推進器により爲す仕事は推力と水中の推進器速力との相乗積即ち $T'V'$ である。この兩者の比が船殼效率なる故

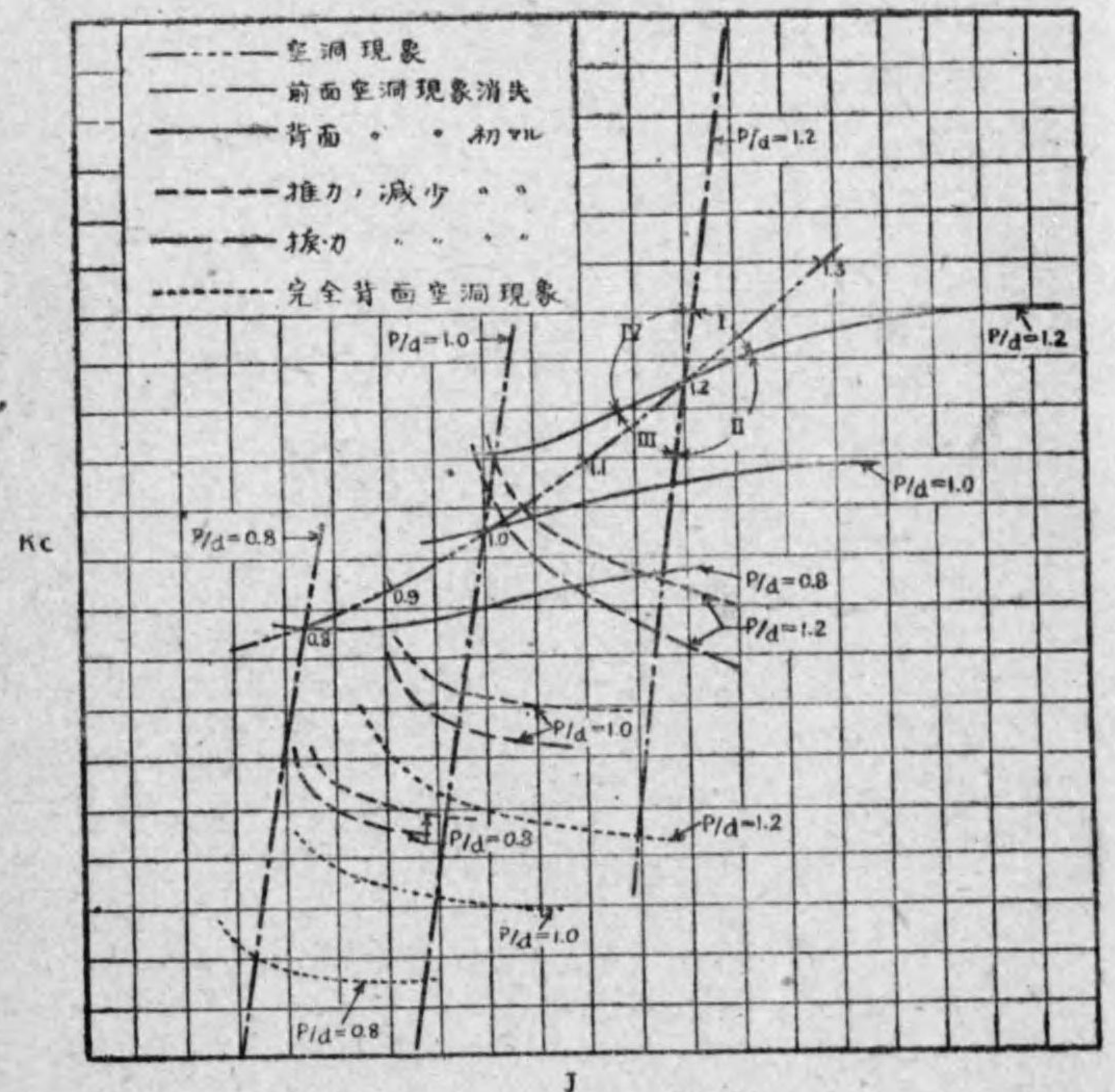
$$EHP = RV$$

$$THP = T'V'$$

故に船殼效率 η_h は

$$\eta_h = \frac{EHP}{THP} = \frac{RV}{T'V'} = \frac{1-i}{1-i'}$$

四翼推進器・空洞現象



第七百二十圖

第六節 空洞現象
水中を翼型の物體が運動する場合その速度が著しく大となれば、背面に於ける壓力は低下し、遂に水の蒸氣壓と等しくなり斯くて水蒸氣及び析出された空気を以て充たされた空洞が発生する。この現象は高速度にて運轉された船用推進器並

に水タービンに於て空洞現象なる名稱にて知られてゐたものであるが、この結果推力を起すべきエネルギーが失はれ、馬力及び回転数を著しく増大しても推力これに伴はず、従つて一般に効率の低下を生じ、又屢々材料の侵蝕を惹起する。これが如何なる條件のもとに起るか、或ひはこれを如何にして防止すべきやに關して今日迄發表された理論は少なうが、未だ決定的理論なく尙幾多の問題が残されてゐる。今日の我が國商船に於ては推進器翼端速度が未だ左程大でなく殆ど空洞現象を究明すべき必要は少いが、將來速度の増大と共に本問題に對する關心も次第に増大することと思はれる。

こゝでは有名なレルプスの空洞現象圖表について簡單な説明を試みよう。レルプスは三翼及び四翼推進器について、ランプルグ空洞水槽にて系統的に實驗しその結果を第二百二十七圖の如く纏めた。

本圖表に於ては x 軸に $J = \frac{V_0}{nd}$ z 軸に $K_c = \frac{P(E \times p \cdot A)}{\rho n^2 d^4}$ をとり P/d をパラメーターとして表はした。

V_0 : 推進器速度 (呎/秒)

n : 回転數/秒

d : 推進器直徑 (呎)

P_0 : (軸心に於ける靜水壓) — (蒸氣壓) (封度/平方呎)

$E \times p \cdot A$: 翼の展開面積 (平方呎)

ρ : 流體の密度 (封度・秒²/呎⁴)

本圖表の使用法を一例を擧げて説明すれば、第二百二十七圖の圓 I、II、III、IV に於て計算した J 、 K_c 及び P/d に對する點が III にある場合は翼背面に空洞現象が始まる範圍であつて翼前面には空洞を生じない。I にある際は前面空洞現象起り、II になれば兩者共に起り III になれば背面空洞現象のみ生ずる。このことは三翼推進器についても同じやうな取扱ひが出来るからこゝには省略する。

第七節 比較則及び推進器模型試驗

一 比較則

今こゝに一つの推進器とこれより小さい模型推進器があると考へ、模型と實物推進器の

寸法比を λ で表はせば、空洞現象が存在せぬ場合には次の関係が成立する。

$$D = \lambda d \quad N = \frac{n}{\sqrt{\lambda}} \quad V = v\sqrt{\lambda} \quad \text{とすれば}$$

$$Q = \lambda^4 q \quad P' = \lambda p' \quad P = \lambda^{3.5} p \quad T = \lambda^{3.5} t$$

但し

	推進器	模型
直徑	D	d
回轉數	N	n
速度	V	v
推力	T	t
回轉力率	Q	q
推進器上の壓力	P'	p'
吸収する馬力	P	p

これが推進器に適用した比較則であり、現在では空洞現象が現はれる迄、本相似則は推進

器の作用に充分よく適合し、従つて模型實驗結果に據り推進器設計を爲すことが出来る。

二 推進器模型試驗

推進器の模型試驗は船型試驗と同様に試験水槽で行ふ。模型推進器は錫、鉛、亜鉛、アルミニウム等の合金を鑄型に流し込んで鑄造し、鑄造後精密な仕上機械にかけて正しい縮尺に仕上げるのである。螺旋推進器について吾人の知るべき主要な項目は前進速度、回轉數、回轉力率、推力及び効率である。上述の中效率は以上の計測數値より算出し得るものであつて、推進器模型實驗裝置は上述各項を同時に計測し得る機構を有し、船型試驗と共に前世紀末期より種々の過程を経て發展し來つたもので水槽毎に夫々異なる機構を採用してゐる。これ等の詳細に就いては山縣昌夫氏著「船型試驗法」を参照され度い。

推進器模型試驗は大別すると次の三種に分けることが出来る。即ち、

- 1 模型推進器單獨試驗
- 2 模型船後推進器試驗
- 3 自航試驗

單獨試験は推進器のみの實驗で、2、3に於いては推進器模型は實船と同様の位置に取付けるが、前者には模型船と推進器とを夫々無關係に曳航實驗する舊式のもの、模型船内より自在接手により推進器を出したものと二種類ある。然し乍ら前者は何れも模型船と推進器間には直接の連絡なく別個に曳引し實船の状態とは相當相違するものである。これに反し後者の自航試験は實船と全く同じ状態にて實驗するもので、推進器船體聯合試験として最も進歩したものである。

既に述べた如く最近の推進器は半徑方向の伴流速度を考慮して螺距の複雑に變化する推進器に設計されてゐる故、實船と同様な状態即ち模型船及び舵と共に實驗して始めて意義を生ずるのであるから、この觀點よりすると單獨試験は殆ど無意味に近い。然しながらこれにより失脚比に伴ふ推進器状態が判り、又自航試験結果を解析して推進器圓盤内の平均有效伴流係數等が求められる。又推進器に關する理論的研究にはこれが必要となるのである。

このことは船型試験に就いても言へるのであつて、船型試験に於て最小の抵抗を示し

た船型模型も推進器との聯合試験に於て必ずしも最良の成績を擧げ得ず、船體の形状も推進器との聯合試験を俟たねば確定することは出来ないのである。

第八節 推進器の設計

現在推進器設計に使用されてゐる方法には次の種類がある。

- 1 模型推進器系統實驗結果に基くもの
- 2 實船試運轉結果より歸納した實驗式及び常數によるもの
- 3 風洞試験にて得た推力及び抗力に關連した空氣翼理論によるもの

第一の方法は簡單にして而も満足な結果を與へる故に現在最も廣く使用されてゐる。この中有名なものはフルード、デュランド、シャフラン、テーラーの系統實驗であるが、ここではテーラーの系統實驗とそれに基づく設計方法に就いて簡単に説明しよう。

これは千九百二十四年テーラーがワシントン水槽實驗結果を纏めて發表したもので、第百二十八圖はその一部であるが、模型推進器直徑一六吋、三翼橢圓型にして螺距比 0.6 — 1.2 、 0 （普通商船では 1.0 前後が多い）平均翼幅比 0.15 — 0.35 とし、翼厚比

を一定とした單獨試験の結果である。通常設計の際與へられるものは馬力及び速度であつて、更に水線下船體の狀況により推進器直徑の範圍が制限せられ、經驗及び振動より回轉數の大體が推測される。よつてテーパーは實驗結果を纏める際、設計に便なるやう次の文字を使用した。即ち、

$$\delta = \frac{N}{V_A}$$

$$B = \frac{N P}{V_A^{\frac{5}{2}}}$$

P : 推力馬力或ひは軸馬力

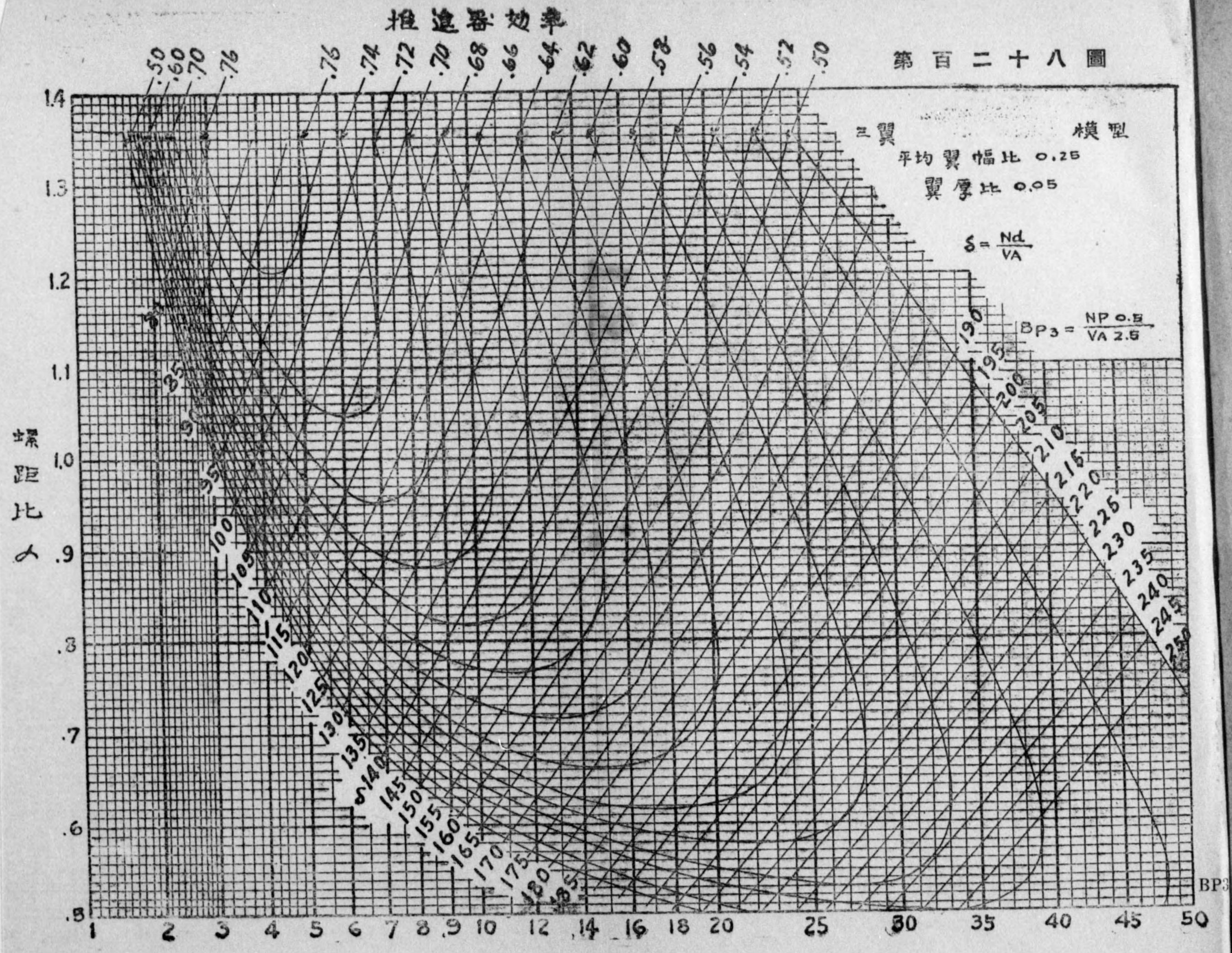
d : 推進器直徑 (呎)

V_A : 推進器の前進速度 (節)

N : 毎秒回轉數

但し B は軸馬力を用いた際には B_p と表はし、推力馬力を使用したときは B_h と表はす。B_{p3}、B_{p4} の數字は翼數を示す。かくして上式より B 及び δ を計算すれば圖表により效率のよい螺距比を決定し直徑に對して螺距が出るのである。

第二百十八圖

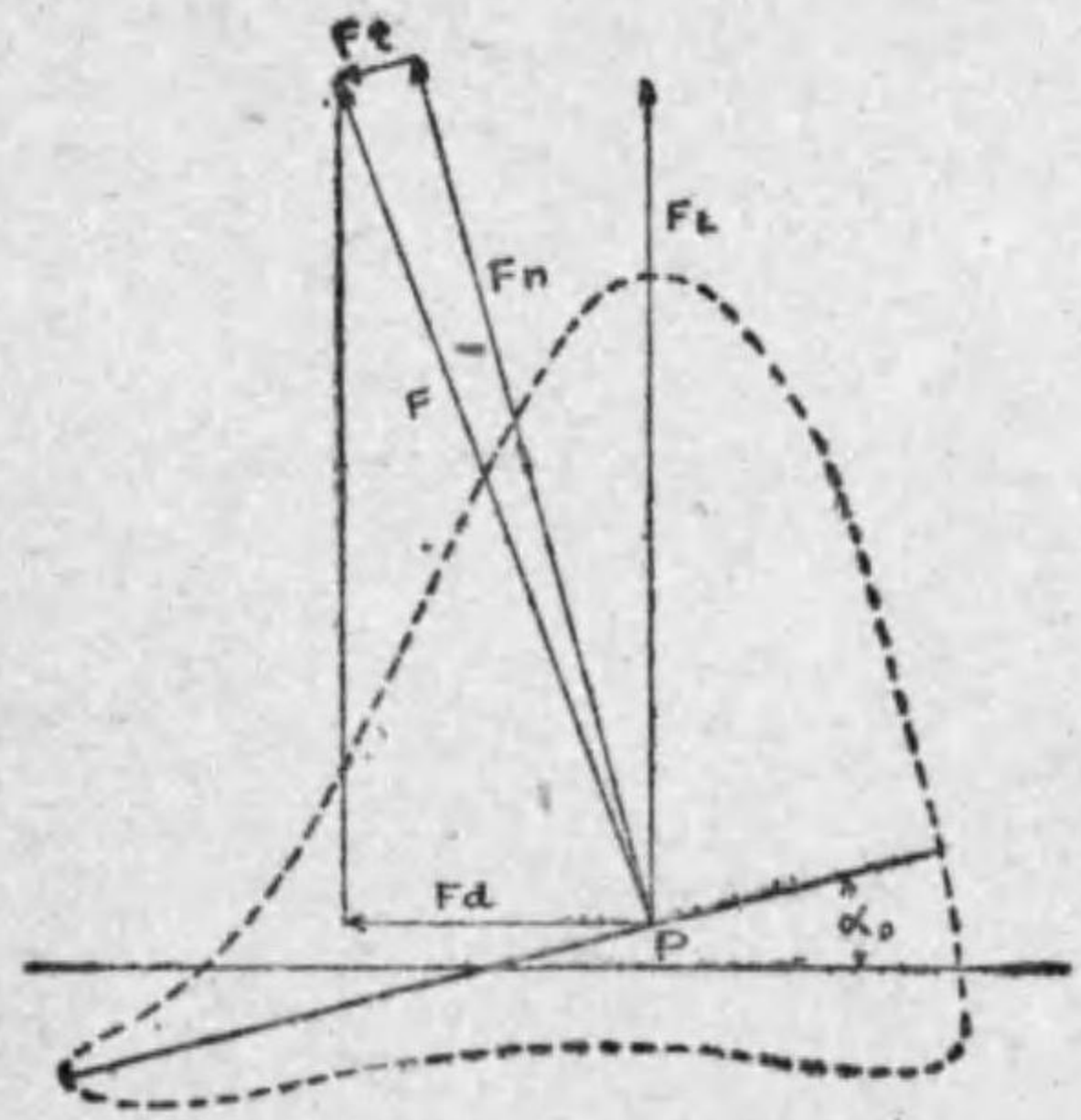


但しBは軸馬力を用いた際にはBPと表はし、推力馬力を使用したときはBと表はし、BPの数字は翼数を示す。かくして上式よりB及びδを計算すれば圖表により効率のよき螺距比を決定し直径に對して螺距が出るのである。

第三章 旋回

第一節 緒論

船の進行中に於ける方向の變化は通常舵により行はれるが、螺旋推進器を二個以上有する船では一方の推進器を前進、他方を後進にして方向を變へることも出来る。舵は通常船



第九百二十圖

尾に取付けられるが、船尾部は舵及び操舵機の設置上、又舵の利きを有効にする爲特に適當な時には船首又はその他の位置に取付けられることもある。

第二節 舵の受ける壓力及びモーメント

船が航進中に轉舵すれば舵面に壓力が加はり水流は方向を變じ速度は減小する。 α_0 度の舵角をとつた場合の舵面の壓力分布は第九百二十九圖の如くなり、この合力は壓力中心 P に働く

垂直力 F_v で表はされる。實際の流體中に於てはこの外舵面と平行な摩擦力 F_f が加はり兩者の合力が F となる。結局これは F_d と F_s に分たれ F_d のみが舵效を生ずる譯である。 F は舵面積、舵角、舵の形状、速力、流體の密度により變化するものである。

第三節 舵の種類

舵は大別すると次の三種に分けられる。

一 普通舵

二 平衡舵

三 半平衡舵

一 普通舵

一般商船に廣く使用されてゐる舵で舵軸後方に全面積を配置したものである。

二 平衡舵

舵を回轉せしめるに必要な力率は回轉軸と壓力中心との距離に直壓力をかけたものに等しい。故に壓力中心が回轉軸と一致した舵に於ては轉舵に必要な力は、舵軸承及び操舵機

内の摩擦力のみに打勝つ力でよい。かくの如き舵を平衡舵と稱へるが、一般に壓力中心は舵角により變化する故、あらゆる舵角に對して平衡せしめることは不可能で、通常平衡舵は舵角一五度に於て平衡するやう設計せられる。即ち舵軸より前方の舵面積は單板舵では全舵面積の三〇%、流線型の複板舵では二〇乃至三〇%である。

三 半平衡舵

最近の客船に於ては殆ど巡洋艦型船尾を採用してゐるが、かくの如き船尾に對しては第百二十九圖の如き半平衡舵がしばしば用ひられる。この上半部は普通舵として下半部は平衡舵として設計されたものである。

第四節 舵の面積及び形状

舵面積は水線下船體中央縱斷面積との比で表はせば便利である。即ち、

$$m = \frac{\text{舵面積}}{L \cdot d}$$

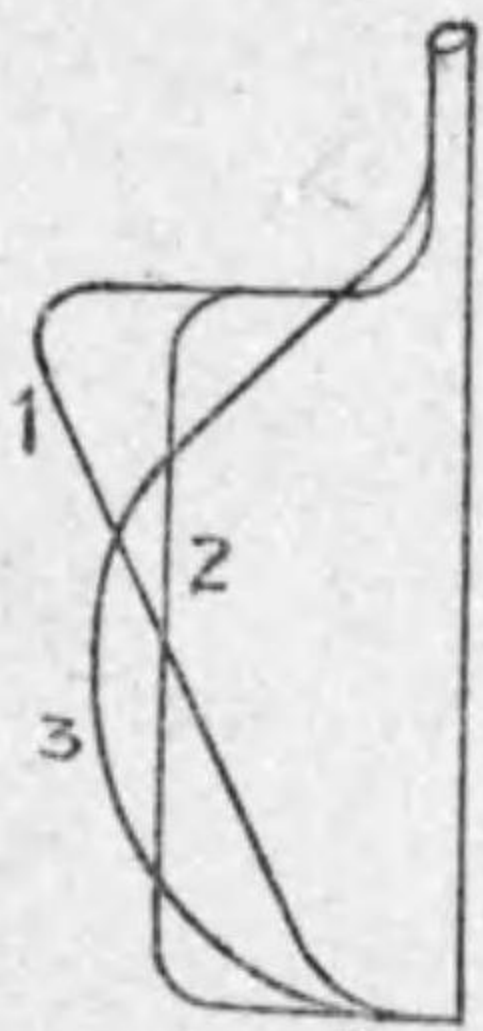
L : 船長

d : 吃水

商船に於ては普通 1、2 の範圍で、船及び舵の種類により異なることは勿論である。

舵の受ける壓力分布は第二百二十九圖の如くなり、これより幅の廣い舵よりは深い舵の方が有効なることが判る。帆船では水面附近で幅廣く深さ増すに従ひ幅狭くなる方が壓力大で第百三十圖の 1 の形がよい。殊に肥瘠係數 C_b の大なる船では此の影響が大きい。然し螺旋推進器を有する船では推進器後方は水流速度大なる故 2 の形がよく、又單螺旋船の方が双

第百三十圖



螺旋船よりこの影響が著しい。同じ面積で 3 の形は推進器より受ける利益更に大となるが、壓力中心が舵軸から離れる缺點がある。軍艦では舵の面積大で又敵弾に對する防禦上成るべく水線下深い所に配置し、従つて幅大、

深さ小なるものを使用し、又速力早く急回轉を要する故、舵軸に受ける回轉力率大となり、操舵機も大となる故、平衡舵を使用し、舵軸寸法及び操舵機を小さくする。

第五節 舵頭軸の計算

舵に加はる直壓力に關する計算式は今日迄多數の研究者により種々の形で與へられてゐ

るが、これは單に舵角のみの函數ではなく舵の形狀の他の影響をも考慮しなければならぬ故一般に適用し得る算式を選定することは不可能である。こゝには Baker 及び Bottomley の自航試験による實驗式を掲げて置く。これは單螺旋推進器回轉中各種の舵に加はる壓力である。

$$F_n = k A v^{1.85}$$

舵角	10°	15°	20°	30°	35°
k	0.58	0.78	1.00	1.35	1.52

舵軸に對する回轉モーメントは上式より計算した直壓力に舵軸中心と壓力中心との距離を乗すればよい。この距離は舵角一〇度で大體舵の平均弦弧長（即ち舵の前端から後端迄の舵表面の長さ）の三四%、三五度で四三乃至四五%であつて、かくして計算したモーメントは通常状態に於ける最大回轉モーメントを與へるものである。茲に注意すべきは後進の際の回轉モーメントは前進の際のそれより大になることも有り得る譯であつて、兩者を計算してその大なる方より舵軸を設計しなければならぬ。

かくして計算した最大回轉モーメントをTとすれば、

$$T = \frac{1}{10} \pi f d^3$$

d : 舵軸直徑 (吋)

f : 材料により許容される應力で、鋼鐵に對しては4噸、鑄鐵に對しては5噸をとる

これより舵頭軸の直徑が算出出来る。

舵軸が小數の舵針にて支へられる場合、或ひは半平衡舵、平衡舵の場合には舵頭軸も曲げモーメントを受ける故、この兩モーメントを合成した相當回轉モーメントを見出して舵頭の強さと平衡するやうにしなければならぬ。

$$T' = M + \sqrt{M^2 + T^2}$$

M : 曲げモーメント

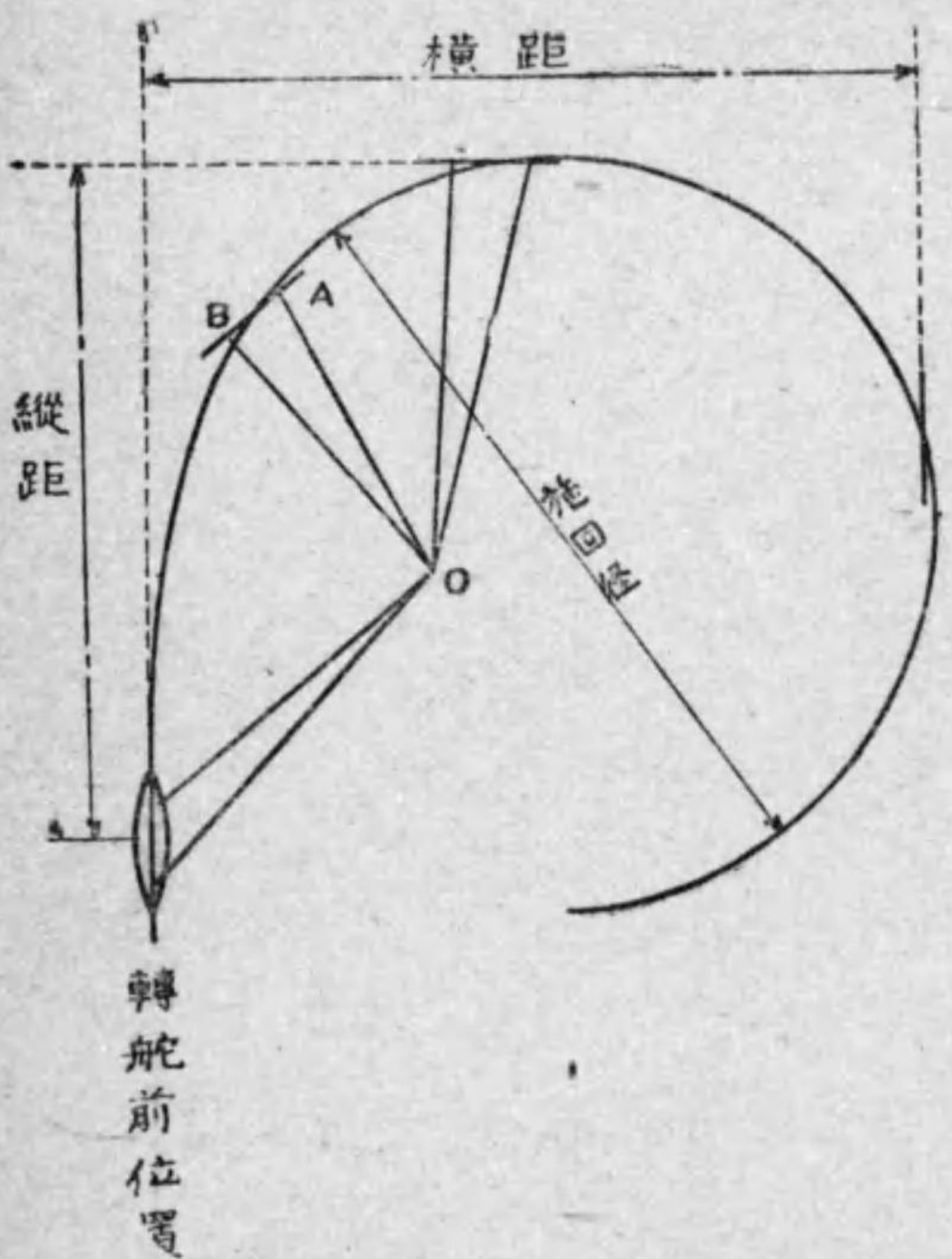
T : 回轉モーメント

T' : 相當回轉モーメント

即ちこのT'を用ひ、 $T' = \frac{1}{10} \pi f d^3$ より舵頭軸直徑を定めなければならぬ。

第六節 旋回理論

船が進行中舵を取れば船速は落ちて舵を取つた側の水の壓力は瞬間的に高まり、船の重心は元の進路より旋回方向の反對側に移動する。この運動を旋回第一期と稱する。船が旋回して定常運動に移ると、船は圓運動を爲すが、第一期より圓運動に移る間を旋回第二期と稱し、定常運動を第三期と稱する。これ



第百三十一圖

心は元の進路より旋回方向の反對側に移動する。この運動を旋回第一期と稱する。船が旋回して定常運動に移ると、船は圓運動を爲すが、第一期より圓運動に移る間を旋回第二期と稱し、定常運動を第三期と稱する。これ

等旋回運動の重心の軌跡を描くと第百三十一圖の如くなり、この圓即ち旋回圓の半径 ρ を旋回半径と稱し實船の旋回試験に於て容易に計測し得ることより旋回性能を表はす尺度としてゐるのである。操舵し始めた瞬間より舊前進方向の進行距離を縦距と稱し、舊進行方向に垂直なる進行距離を横距といひ、百八十度旋回したときのそれを旋回徑といふ。又船の重心の軌跡と船體中心線の爲す角を偏角 (ϕ) といふが、これは第一及び第二期に於ては刻々變化し、第三期に於て一定となる。

船の旋回性能は一般に、

- 1 轉舵の初期より最大舵角に達する迄に要する時間。
- 2 舵面に加はる壓力。
- 3 旋回時の水面以下の船體抵抗。
- 4 舵軸の周りの慣性能率。等に関係する。

第七節 旋回中の速度遞減

旋回中の船の速度は操舵した瞬間より漸次減小して定常圓運動に移つて始めて一定とな

る。その速度遞減量は一般に旋回半径小なる程大である。車軸支肘を有する双螺旋船に於ける速度遞減量は次式により一〇%以内の誤差で算出出来る。

$$\frac{v_0}{v} = 1 - \frac{a}{K_s S}$$

v : 轉舵前の船速

v_0 : 定常旋回速度

a : 舵角 (度)

K_s : 第 12 表に於ける $\frac{V^2}{SL}$ により變化する係數

A : 舵面積 (平方呎)

S : 中央縦斷面積 (平方呎)

L : 船の水線長 (呎)

Δ : 船の排水量 (立方呎)

第八節 旋回半径計算式

旋回半径を算出すべき計算式は今日迄多數の研究者により種々發表され中には極めて正確なものもあるが何れも計算が面倒なので茲には簡単なホヴガードの近似式を擧げて置く。

第12表 K_3 ノ數値

$\frac{V}{SL}$	K_3	$\frac{V}{SL}$	K_3
0.050	1.410	0.10	0.460
0.055	1.285	0.11	0.400
0.060	1.100	0.12	0.370
0.065	0.960	0.13	0.355
0.070	0.845	0.14	0.345
0.080	0.670	0.15	0.340
0.090	0.550		

$$r = K_3 \frac{V}{C_m \cos \alpha}$$

r : 旋回半径 (呎)

K_3 : $\frac{V}{SL}$ により變化する係數. 第十二表

$$C_m = \frac{0.791 \sin \alpha}{0.195 + 0.305 \sin \alpha}$$

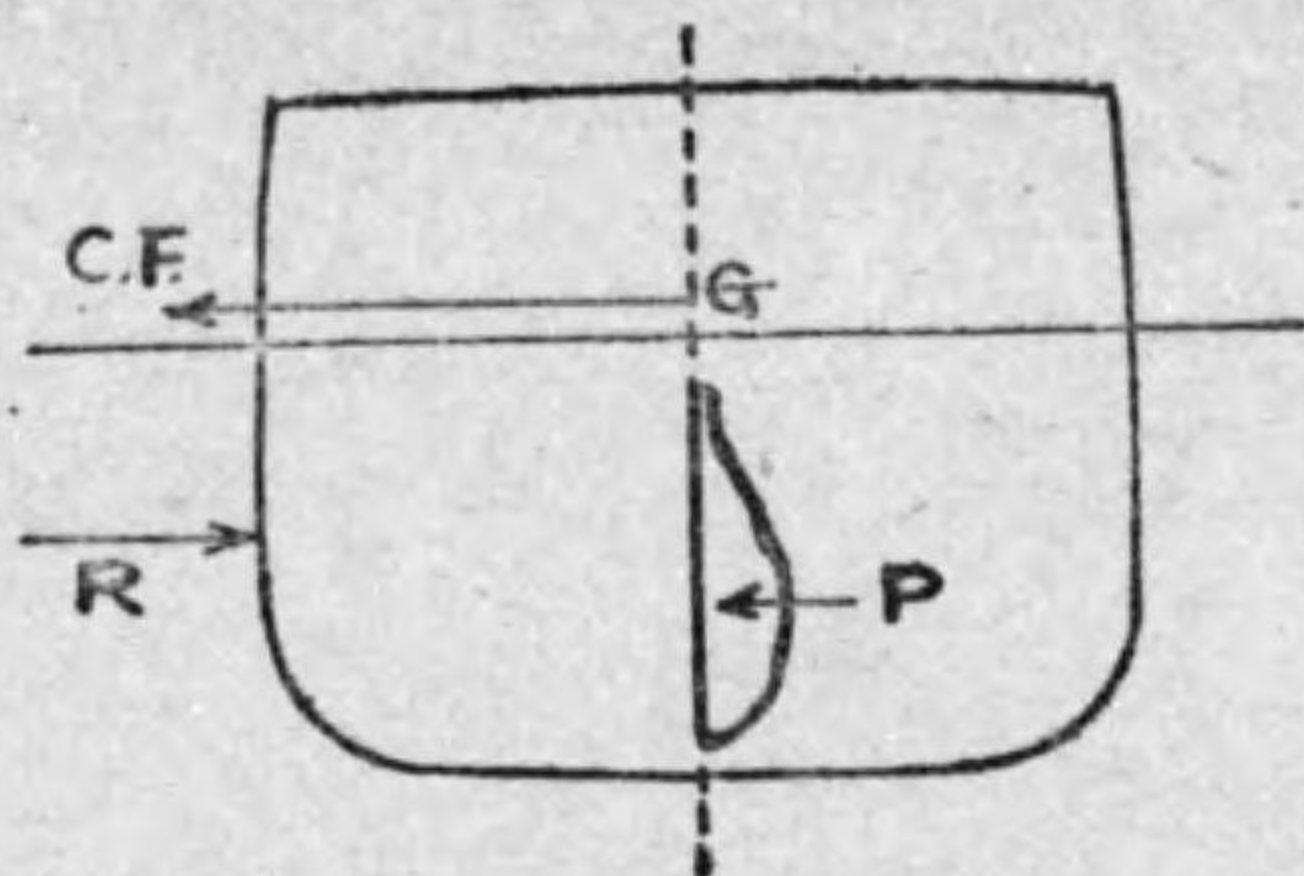
第九節 旋回圈試驗

軍艦は勿論商船においても公試の一部としてその操縦性を試験する意味で旋回圈試験を行ふ。先づ船の前後適當の場所に二點を選び、其の距離を正確に測定して置き、而して一定の浮標を監視しその角度を測定する目盛盤を備へて置く。船が一定速力にて浮標と旋回半径に略々等しい距離に到達すれば轉舵せしめ、第三百一十一圖に示す如く角

O A Bと角O B Aを計測し、常に浮標を望みつゝ時間、回頭角、角O A B及び角O B Aを記録して行けば、圖の如き曲線を得ることが出来る。かくして曲線より縦距、横距、旋回半径等を決定することが出来る。

第十節 旋回中の船の傾斜

船が航進中轉舵すれば舵面には壓力Pが働き、船體は外方の抵抗Rを受ける。第三百三十二圖Rの壓力中心は吃水の約二分の一の高さにあり、普通舵面に働く壓力Pの中心より上方にある。従つてこの二つの壓力によつて生ずる偶力は船體を内側に傾斜せしめることになる。この傾きは舵面積の大なる程大きく、特に驅逐艦に於いては甚だしい。然しこの現象も間もなく消滅し、ある圓弧を描



第三百三十二圖

いて旋回を始めると遠心力が漸次これを打消し最後にはこれより大となり漸次外方に傾き始める。角速度が一定し船が定常旋回運動に移るとこの傾斜角も一定し、この傾斜角に對

する復原力と遠心力により生ずる偶力とが平衡状態に達する。

今 W : 排水量

r : 旋回半径 (米)

v : 轉舵前の船速 (米/秒)

d : 壓力中心と重心との距離 (米)

θ : 傾斜角

とすれば

$$\text{遠心力 } Q = \frac{W v^2}{g r}$$

$$\text{傾斜モーメント} = Qd = \frac{W v^2}{g r} d$$

$$\text{復原力モーメント} = W \cdot GM \sin \theta$$

(但し、 θ は 10° 以下が普通なる故、この式で表はして差支へない)

定常旋回運動に達するに、兩モーメントは等しから

$$\frac{W v^2}{g r} d = W \cdot GM \sin \theta$$

故に
$$\sin \theta = \frac{1}{g} \frac{v^2}{r} \frac{d}{GM}$$

上式より、 GM 及び旋回圈小さく速力の早い船では相當大なる傾斜を起すことが判る。

第七篇 動搖及び振動

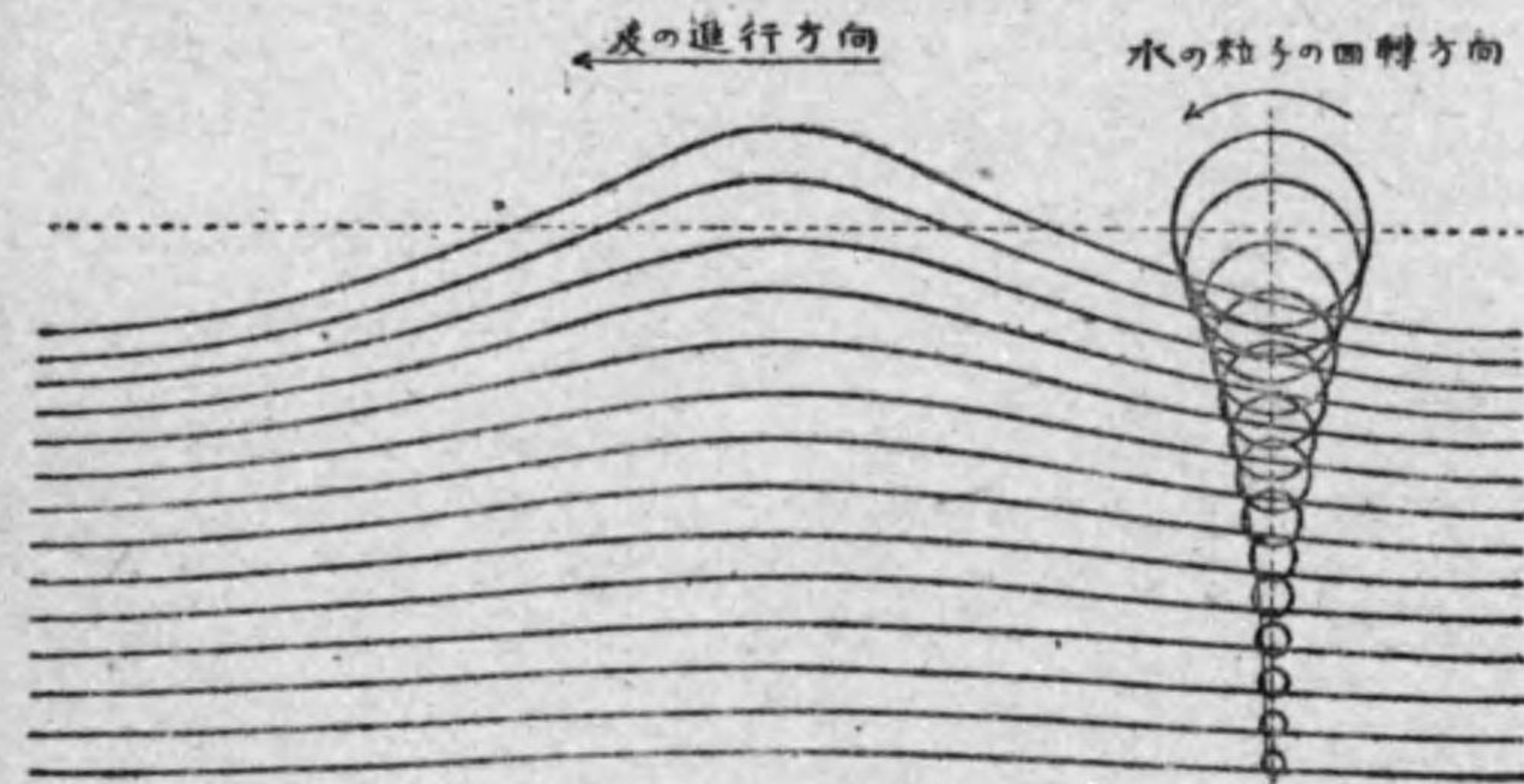
第一章 船舶の動搖

動搖とは水上で船舶が一つの剛體として、柱時計の振子の如き振子運動をなすことである。この場合の變位の極限值を振幅、原位置に復する迄の一定時を週期、單位時間に繰返さるゝ度数を振動數と云ふ。動搖は一つの振動であるが他の工學的振動問題と非常に異なる點は船體と云ふ振動體が非常に大であるのに復原偶力が小さい爲に週期が著しく長いこと、二十秒にも達する週期の船舶もある。動搖は復原性と關聯して船の凌波性、乗心地等を左右する重要なものである。

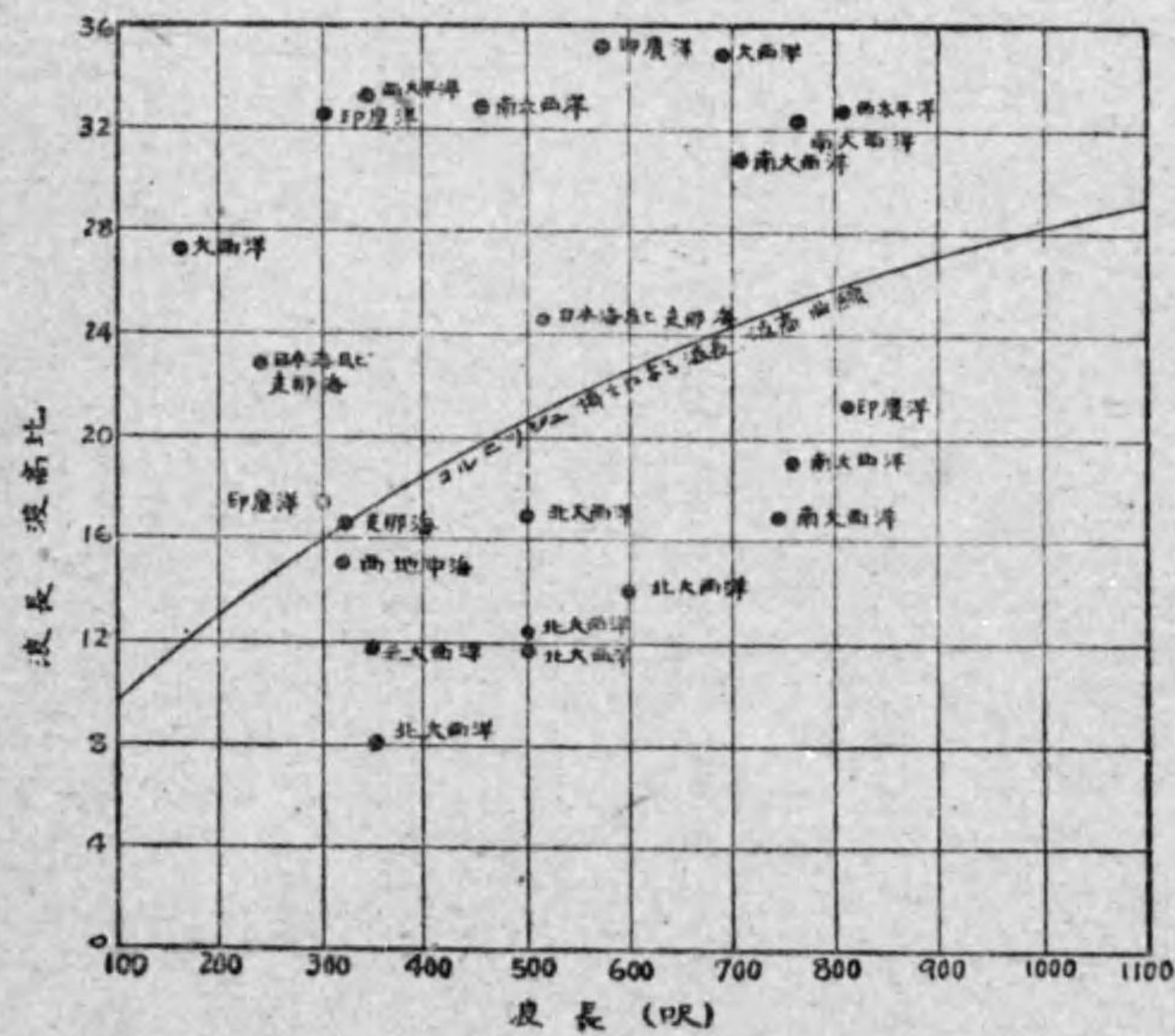
船舶の水上での運動を考へると船の前後軸、上下軸、左右軸の各軸についての平行移動とその軸の周りの回轉運動との六種類の運動に分けることが出来るが抵抗其の他の性質から前後と左右との直線繰返し運動は餘り起らずに次の四種の動搖が最も普通に起り得るものである。

船の重心の上下運動	上下
前後軸周りの回轉運動	横搖
左右軸	縱搖
上下軸	搖船首

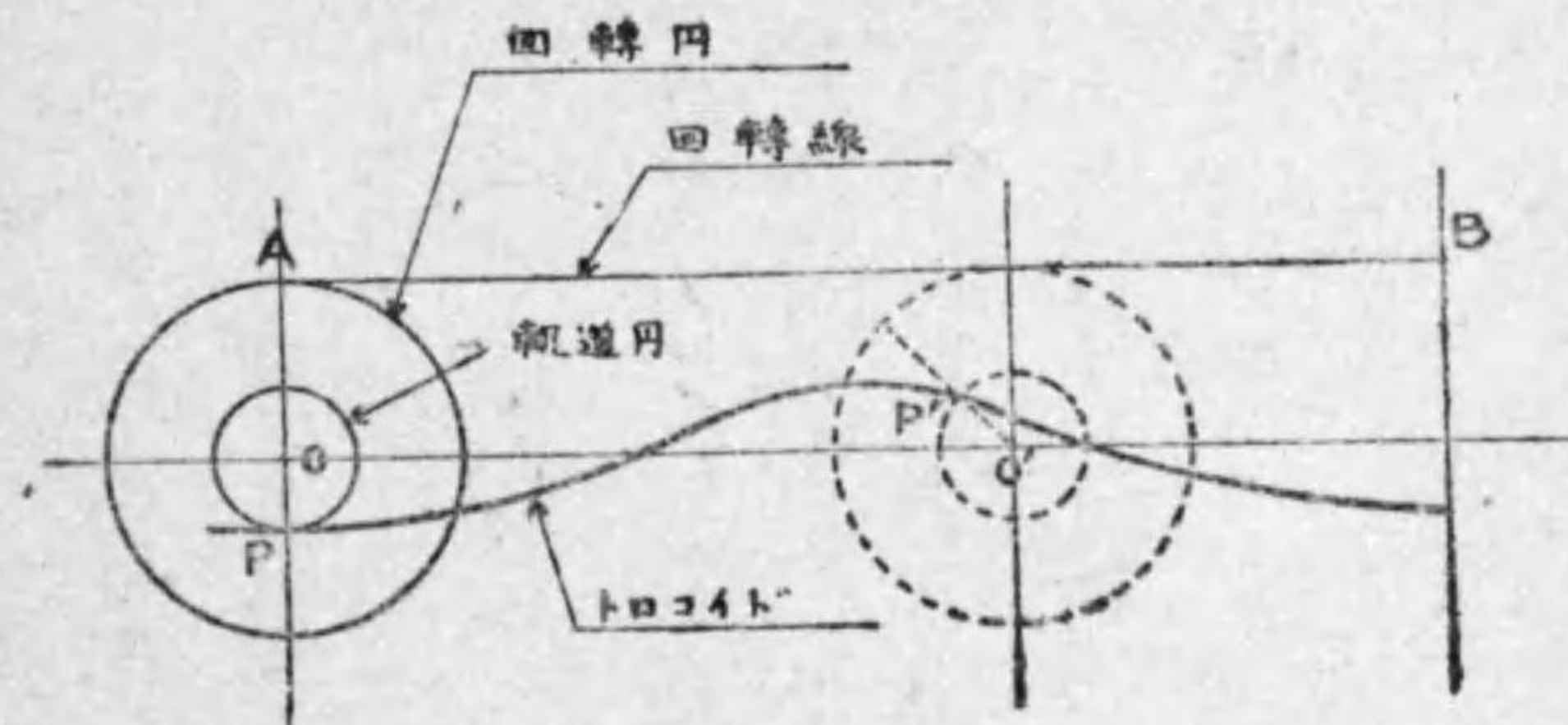
最も屢々起るのは横搖れでありその動搖角も可成り大きいことがある。縦搖は角度は小であるが船の前後端に近い所ではその中心からの距離が遠い爲に振幅が却つて大きくなることがある。實際には船の動搖を上述のやうに各運動成分に分けることは出来ない。例へば船が横動搖を始めたとき、兩舷の出入楔形の容積が異なるから上下動を生じ、又同時に船は前後對稱でないから縦動搖を生ずるものである。しかしこれら附隨的なことを考慮すれば問題は極めて難かしくなる故、以下の説明には簡單の爲に各軸に就いて運動が獨立に生ずるものとする。



第百三十四圖



第百三十五圖 波長、波高の關係



第百三十三圖 トロコイド波

第二章 波

船舶が動揺をなすのは實際は波濤中のことであり波が動揺の原因をなすことが多いのでこゝに波の説明をする。波は水の各粒子が或る點を中心として運動を行ひエネルギーを順次波の前進方向に傳へて行くものであるが、これが種々なる原因、即ち風向、風速、海深等多くの要素によつて支配されこれを簡単に言ひ表すことは出来ない。しかし大洋に生ずる「うねり」は第五篇でも述べたトロコイド波又はストークス波と言ふ理論的な波形とよく似てゐる故、造船學では通常波をトロコイド波と假定して取扱つてゐる。

トロコイド波は際限なき廣い海で而も海深が無限大なる

合に生ずる波と思はれるが、しかし海深が波の運動に影響を及ぼす深さは左程深くなく波長の $\frac{1}{2}$ 以上の深さであればその表面に生ずる波は深さの影響を受けぬから通常これ以上の深さの海を深海と言ふことが出来る。

トロコイド圖形とは第百三十三圖にて定直線ABに沿ひ圓Oが滑ることなく回轉する時圓と共に回轉する點Pの畫く軌跡を言ふ。然してAB直線を回轉線、圓Oを回轉圓、半径OPの圓を軌道圓と言ふ。トロコイド波とはその波形がトロコイド波形をなし、水の各粒子は圓運動を行ひ、この圓運動の半径は海面より海底に至るに従ひ漸次小となり同一水平面にある粒子は同一運動を行つてゐる。波の進行方向は波頂にては水の粒子の運動と同一方向に、波底にては反對方向である。

大洋に生ずる波の波長と波高の關係は第百三十四圖の如く一樣でないが、大體波高は波長の二十分の一程度のもので波長が長くなるに従ひ波高は左程増大せぬものである。

第三章 横 搖

第一節 單 弦 運 動

動搖を論ずる前に先づ單弦運動に就き少し説明する。單弦運動とは動搖、振動の根本をなすものであるから特に重要である。

長さ l の糸の先端に質量 m の球をつけ他端を固定し垂直に垂して振動させば、球の振幅が糸の長さ l に比して小なる時はこの振動の週期は振幅の大小に無關係で一定である。これを等時性と言ひこの運動を單弦運動と言ふ。しかしてこの時振動の週期 T は

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{mg}}$$

但し T : 週期 (秒)

l : 糸の長さ (纏)

m : 球の質量 (瓦)

g : 重力による加速度 (980 纏/秒²)

π : 圓周率

なる關係で與へられる。

第二節 静水中の無抵抗横揺

船の動揺は波濤中にて生ずるものであるが、先づ静水中に於ける水の抵抗のない場合の動揺より説明する。

一般に剛體の運動はその重心の運動と重心の周りの回轉運動に分けることが出来る。ここでは船の横揺にては重心の上下左右方向の移動を無視し、又動揺の軸も重心よりあまり遠くない所にあるから簡単に船の重心を通る縦軸であるとせば、船に作用する力は、復原力 $W \times GZ$ なる動揺に反抗する偶力のみであり、これは船の傾斜角に比例するから、前述の振子の場合と同じく横揺も等時性となる。この週期を自由横揺週期と云ひこれを T_s とすると、

$$T_s = 2\pi \sqrt{\frac{I}{W \cdot h \cdot g}}$$

但し T_s : 船の横揺週期 (秒)

I : 重心を通る縦軸の周りの船の慣性モーメント (噸・米²)

W : 船の排水量 (噸)

h : 横メタセンターの高さ (米)

g : 重力による加速度 (9.8m/sec²)

なる式で表される。實船にても横揺角が小なる間は同期横揺を行ふものである。

さて横揺週期が短いと横揺が激しく乗員に對して不快の感を與へるので、この點から週期は長い方がよい。従つて週期を長くするためには、

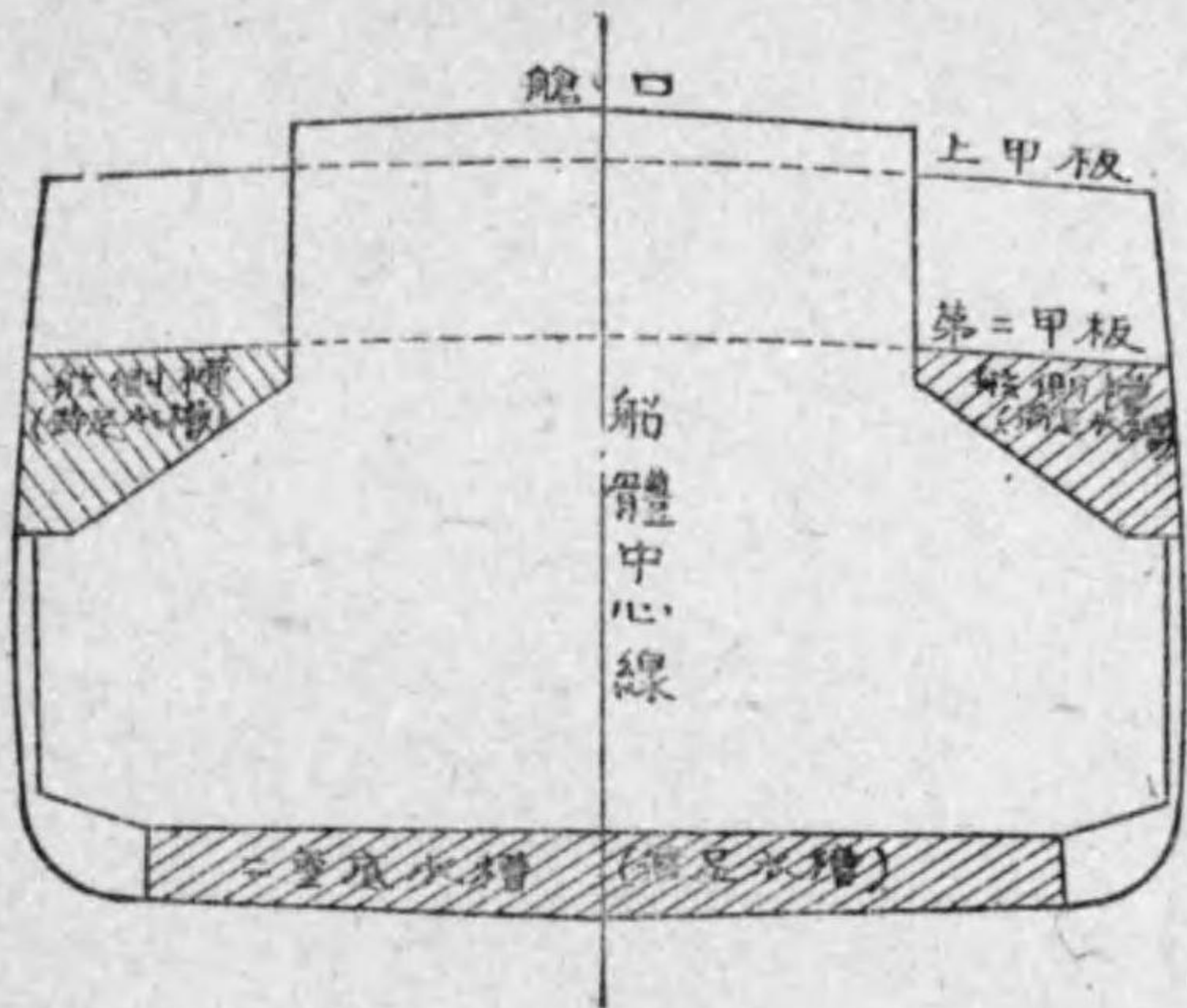
- (1) 横メタセンターの高さを小さくすること。
 - (2) 船の縦軸に關する慣性モーメント I を大にすること。
- の二つの方法が考へられる。(1)の方法で h を小さくすると復原性上面白くなく兩者の間に適當なるの値を見出さねばならぬ。(2)の慣性モーメントは船の鋼材配置により殆ど變更することは出来ない。

商船が満載状態の場合 h は相當小である故横揺週期も長いが、空船の際船脚を入れる爲に二重底に海水を入れれば重心點が低くなり h が大となるので週期が短くなる。従つてこれを防ぐ爲に荷脚水槽を第三百三十六圖の如く上方舷側に配置し重心が低くなることを防

ぎ且慣性モーメントを大にするやうに工夫せられたるものもある。

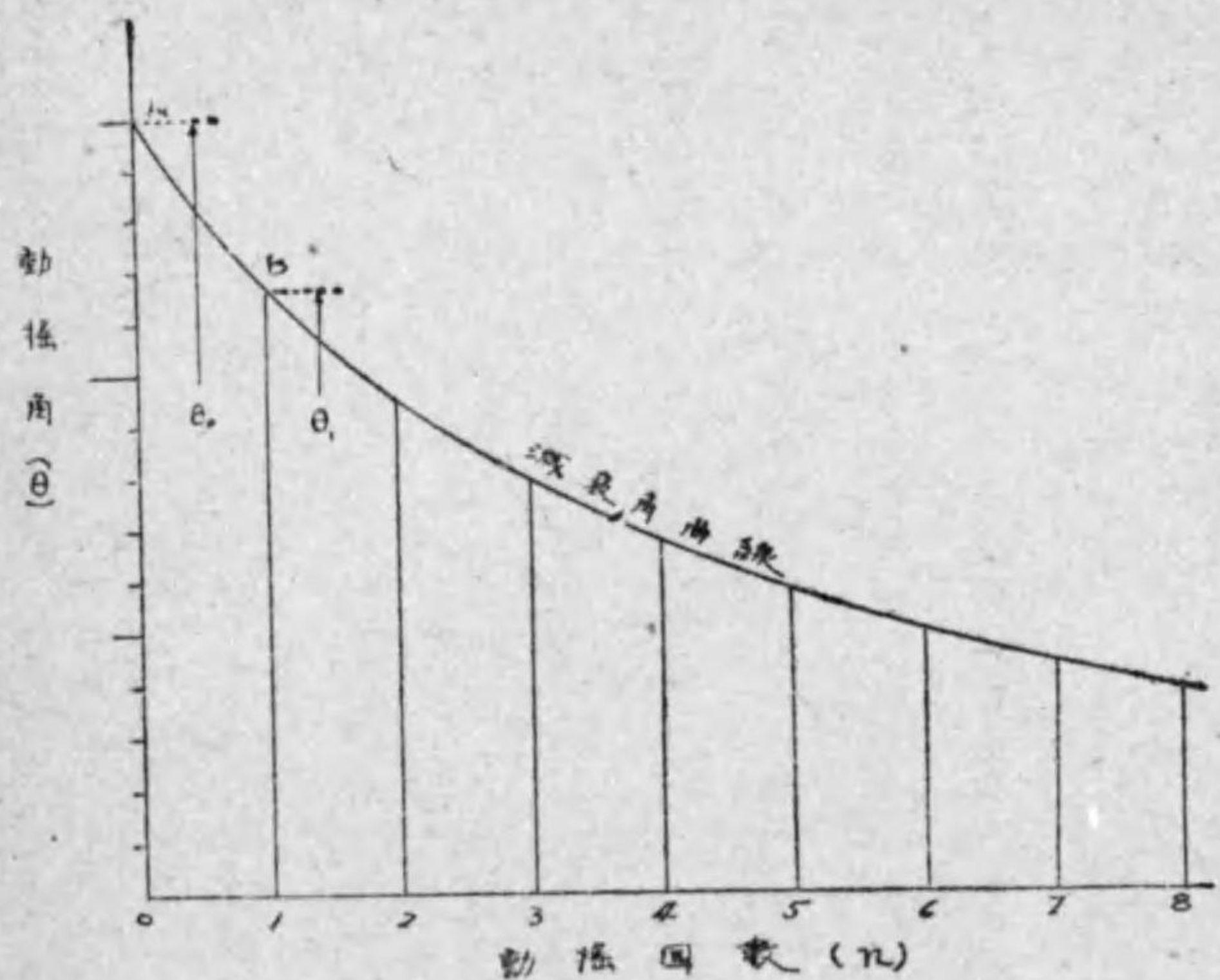
第三節 静水中の抵抗横揺

静水中にて船が水の抵抗を受けずに横揺を始めればその横揺は永久に続くわけであるが實際は水の抵抗のため横揺は漸次減少して終には静止するに至る。



第百三十六圖

第百三十七圖は基線に動揺回数0, 1, 2, ... を取り縦線に各動揺毎の左右兩舷の傾斜角 $\theta_1, \theta_2, \dots$ を取つたものでこれを減衰角曲線と言ふ。更にこの曲線にてAP即ち $\theta_0 - \theta_1$ は最初の動揺より第一回目の動揺を終へた時の動揺角の減少でこれら各動揺毎の角減少 $\Delta\theta$ を平均の動揺角 $\frac{\theta_0 + \theta_{n+1}}{2}$ を基線として畫ける曲線を消失角曲線と言ふ。フルードはこの曲線に、



第百三十七圖

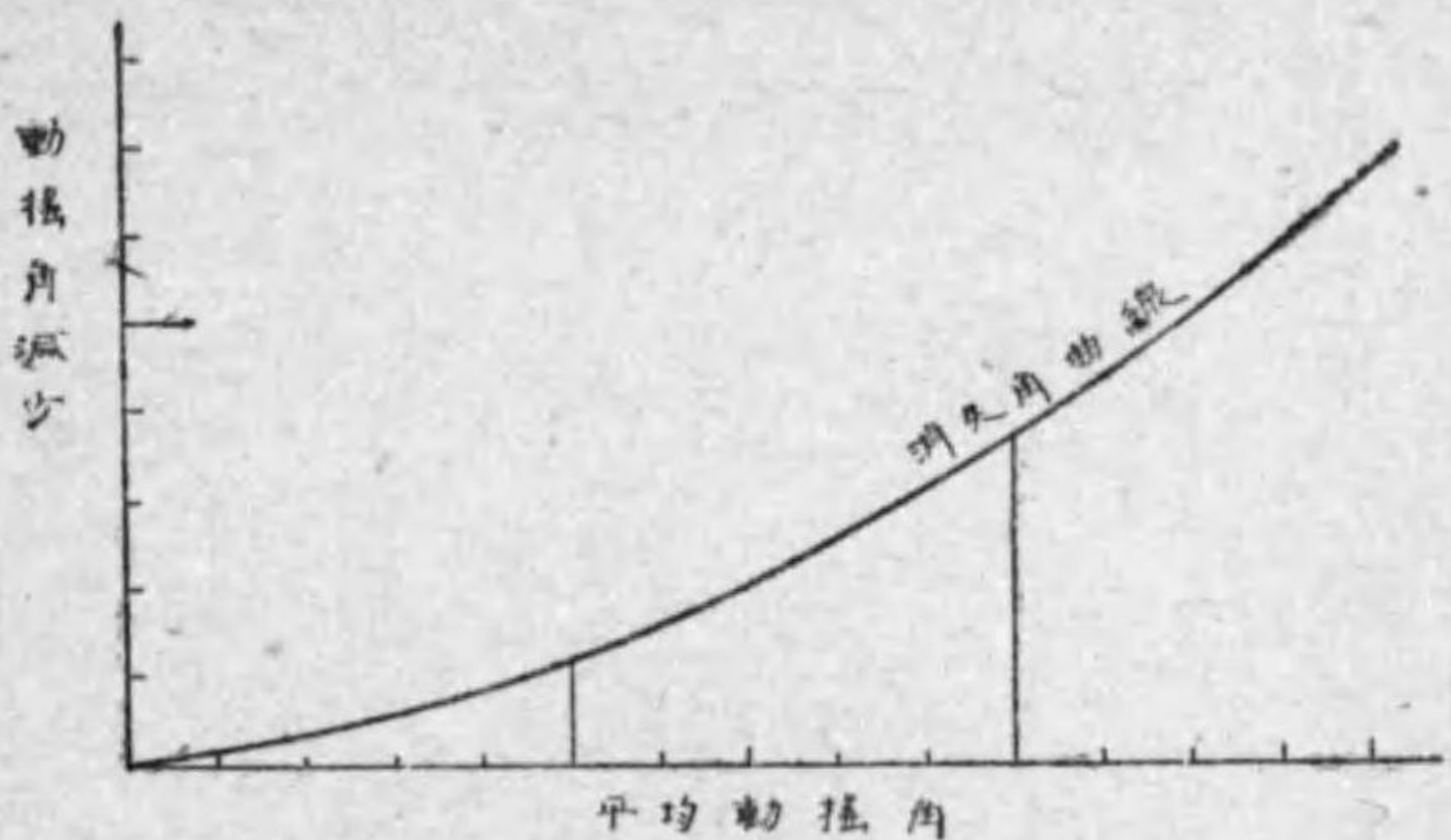
なる實驗式を與へた。
この式の第一項は水の抵抗が動揺角速度に比例する場合の減小角を表してゐる。即ち船が動揺すれば水面を攪亂して波を生じこの波は直ちに船側を離れて遠くに去る故動揺毎にかゝる波を作る爲に大なエネルギーが損失され従つて動揺角は減少する。この波を生ずる爲の抵抗による角減少は第一項に

$$\Delta\theta = a\theta + b\theta^2$$

但し $\Delta\theta$: 動揺角減少

θ : 平均動揺角

a, b : 船に依り定まる係數



屬するものである。第二項は船體と水との摩擦抵抗、彎曲部龍骨、方形龍骨等の抵抗に依る角減少でこれらの抵抗は動揺角速度の二乗に比例するものである。
 式中 a はよりかなり大なる數値であるから、動揺角度が小である場合は第一項の影響は第二項に比して大であるが動揺角が大となるに従ひ第二項に依る影響が大となつて來る。

彎曲部龍骨

前記のことから分るやうに彎曲部龍骨は動揺角度が小なる時よりも大なる時の方が効果が著しい。

平板が水中を直角に動く時水より受ける抵抗力は

$$R = cA v^2$$

但し R : 抵抗

A : 板の面積

v : 板の速度

c : 常數

なる式で與へられるから、抵抗を大きくするには A 並に v を大きくすればよい。従つて彎曲部龍骨は成るべく重心より遠距離に而も面積を廣くする程効果がある。

しかし實際の彎曲部龍骨の作用は單に前記の作用のみと考へたよりより以上の効果を有するものである。これは彎曲部龍骨附近に於ける流水の變化、壓力分布の變化等の爲と考へられこれに對して色々な研究がなされてゐる。

第四節 波濤中の横揺

波濤中の横揺はなかなか複雑で理解困難であるが今簡單の爲、水の抵抗は無しとし、又船は波に比して小さく且眞横から波を受けるものとする。今船の横揺の週期が波の週期に比して非常に短い時は、恰も筏が波間に漂ふのと同様に、船は常に波表面に垂直になり烈しく横揺を行ふ。又船と波との週期が等しい時は、船は横揺毎に傾斜角を増し終には顛覆

するに至る。しかし實際は假令船と波とが同週期となつても水の抵抗等の爲横揺は左程ひどくはならず、且動揺角が増すと實際は船の週期は長くなる故波の週期とは異つて来る。又船の針路を少し曲げれば波の船に對する見掛けの週期も變つて来るから船は顛覆するに至らない。次に船の週期が波の周期に比し甚だ長い時は船はあまり動揺を行はない。故に波濤中に於ける動揺を減少さすには船の自由動揺週期を長くすればよいことになる。

第四章 縦 揺

船の縦揺は直接船の復原性には關係ないがこれが激しければ凌波性が悪くなり、推進器の效率が低下して船の速力も落ちる。又この爲に船首尾にある重量物の見掛の重量が大となり強力上の問題も生ずることがある。

船の自由縦揺の週期は横揺の場合と同じく

$$2\pi \sqrt{\frac{I'}{W/g}}$$

(1) I' : 船の重心を通る滾轉に関する慣性モーメント

W : 排水量

g : 重力加速度

で與へられる。

この縦揺週期は横揺のそれに比して却つて短く後者の $1/2$ から $1/3$ 位のものである。

第五章 動揺軽減法

船舶の動揺は動揺そのものは少い場合でもその振幅や加速度がかなり大きいので直接乗客や乗組員の氣持、操作の上に影響すること大であるので出来るだけこれを除去したいものである。旅客船では動揺が減少すれば旅客は愉快に航海することが出来、軍艦にては大砲の照準、飛行機の發着等が容易になる。一方には船體の動力學的安定問題は非常な關係を有してゐる。現今動揺を減殺する方法としては種々考案されてゐるがその主なるものに就き説明する。

彎曲部龍骨

既述の如く船體の中央部前後彎曲部に船の長さの凡そ $\frac{1}{2}$ 乃至 $\frac{1}{3}$ の長さにわたり取附けられた鰭形の突出片である。この龍骨は構造簡單で而も動搖輕減に非常に役立つので特殊な船舶以外の總ての船に取附けられてゐる。この作用は既に述べたやうに非常に有効で特に動搖が激しき時程効果的であるが一方多少船體抵抗を増すきはある。

安定水槽

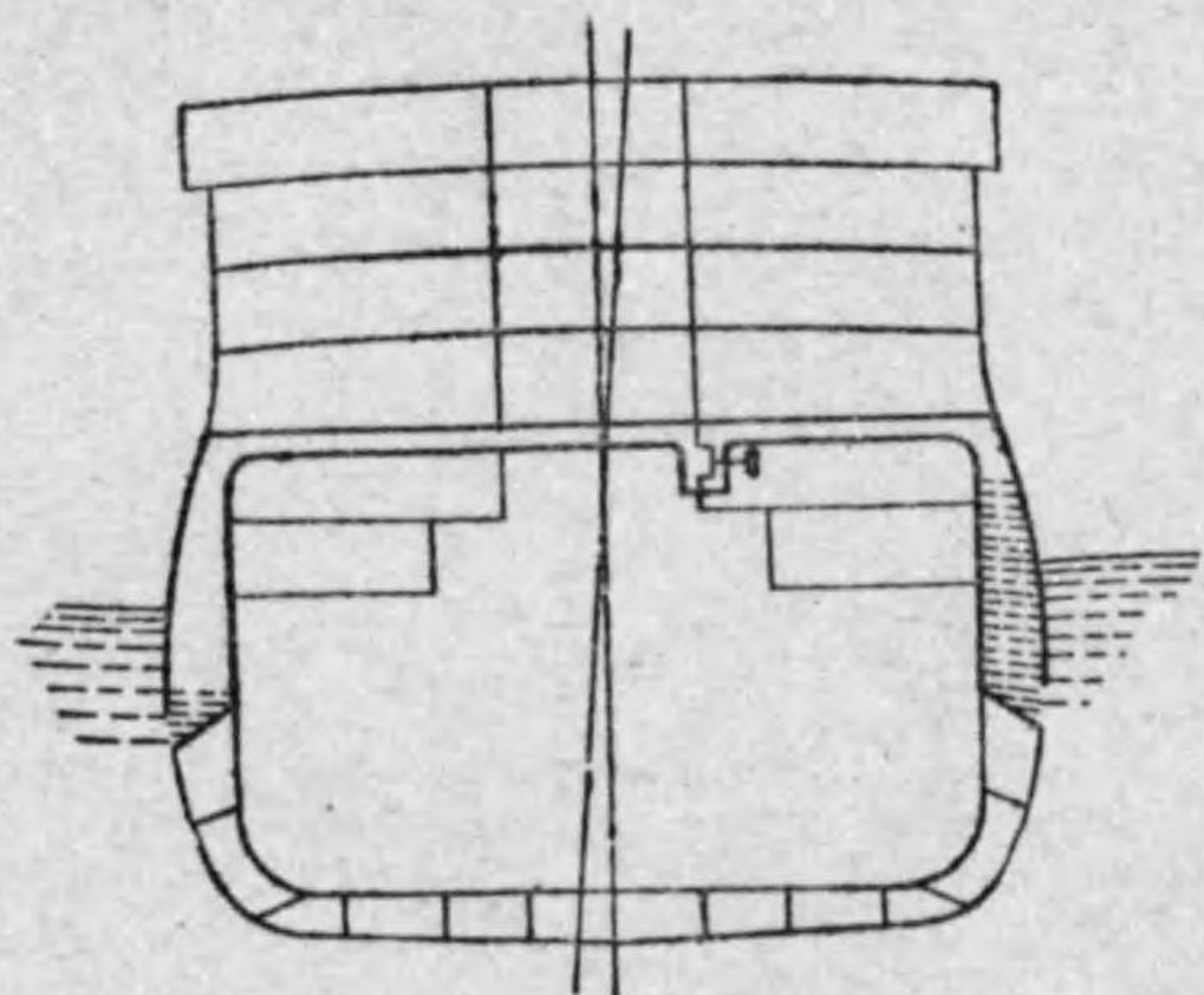
水槽を用ひる方法にも色々ある。この中の一つとして船體中に水槽を作りこれに水を漲れば、水の自由表面によるGMの減少と、水槽中の水の動搖による船の動搖減殺を企てたものである。しかしこの方法は船が波濤中で不規則動搖を行ふ時は常に有効に働くと云ふわけに行かない。

前記水槽の改良型として第三百三十九圖の如く海水に開口せる水槽を兩舷吃水線の上下に跨つて有し動搖に際し海水が開口より出入するを利用して動搖減殺を企てたものもある。

轉輪安定機

轉輪安定機は獨樂の理論を應用して船の動搖を減少せしむる装置である。獨樂の理論は

第三百三十九圖



中々むつかしいものであるから、こゝでは單なる一般的な説明のみとしこれにより如何にして動搖防止に用ひるかを述べる。

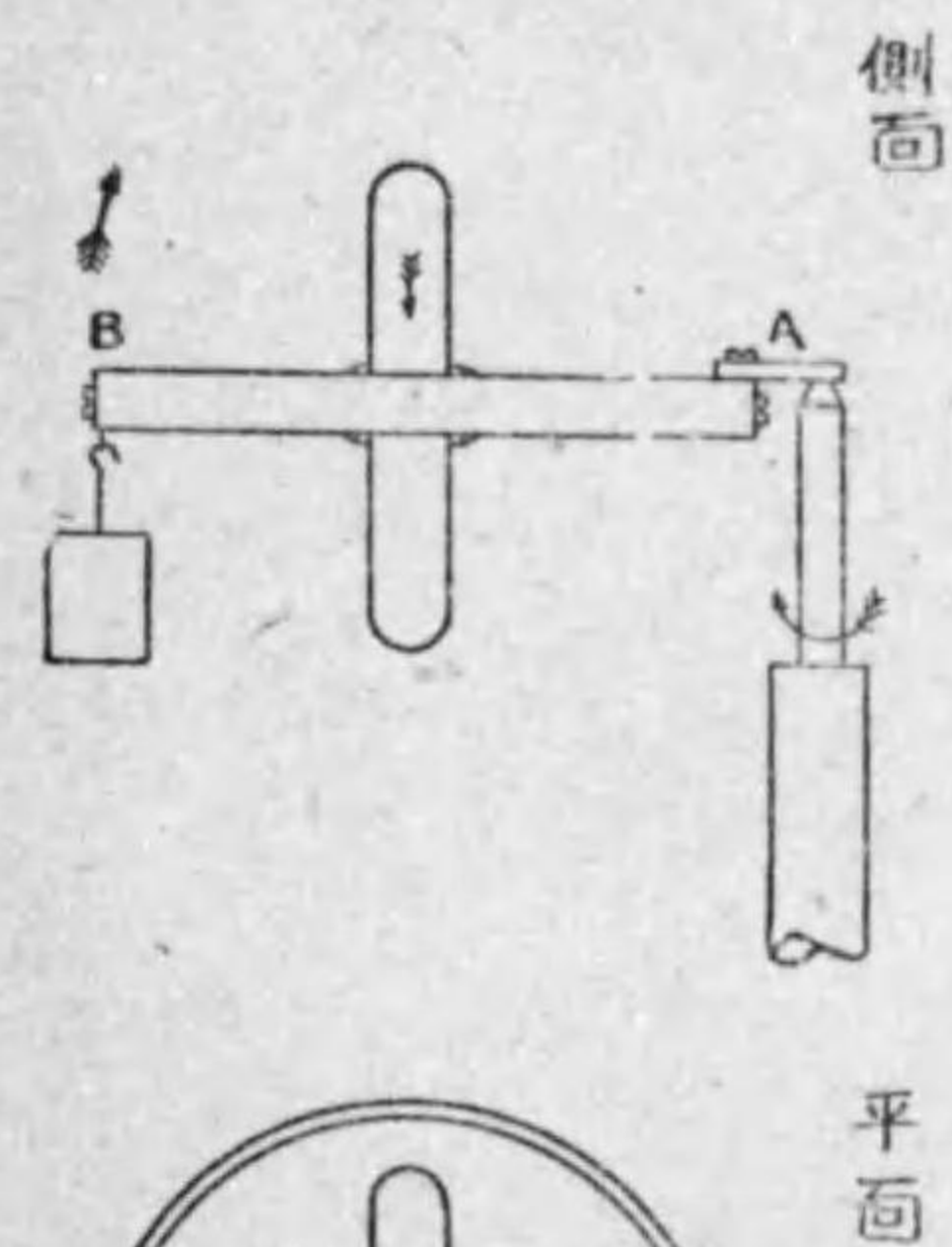
第四百十圖にて獨樂は矢示方向に回轉し獨樂の軸はAB環により支へられてゐるとする。この時B端に重錘を下げてAB軸の方向を轉換しようと思せば、獨樂の特性によりABは水平面内にて時計方向に回轉し始める。B端がAを中心回轉すればB端を上方に引き起さんとする力が生ずる。これが獨樂の特性である。

今、第四百十一圖の如く獨樂を船中に装置すれば船體が動搖により例へば左舷に傾けば、獨樂の軸は左舷に傾けられてゐる故に軸は船首方

向に振れこの爲に生じた偶力により軸は右舷に引き起されようとする。この力が船體に傳はり動揺が軽減されるのである。

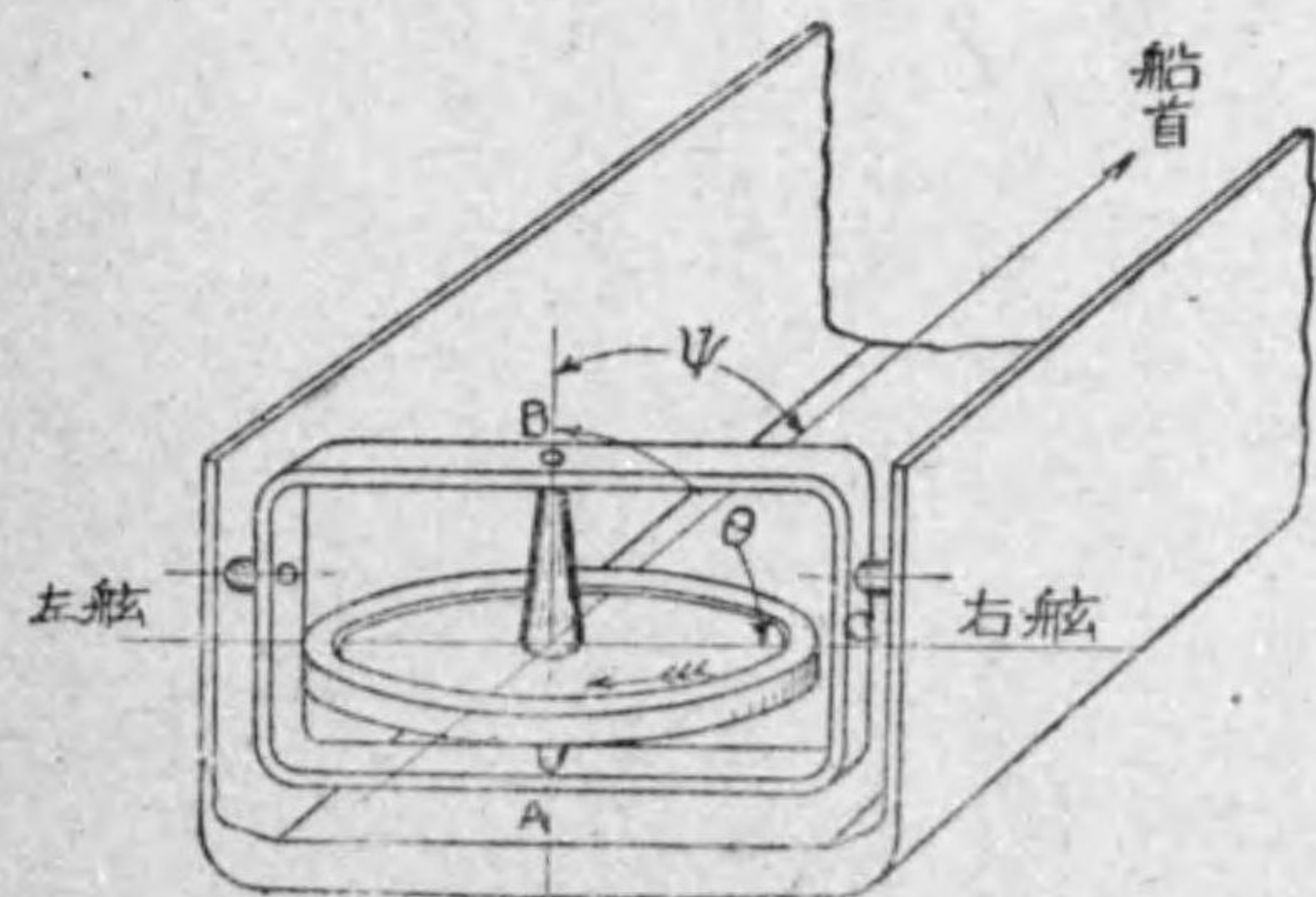
元良式動揺抑制装置

本装置は元良信太郎博士の考案によるものである。水線下深く舷側より斜に鰭を出しこの鰭は軸を中心として振れ動くことが出来る。しかして船が航



第百四十圖

鰭をたせぬに頭針



第百四十一圖

鰭をたせ装置に内船

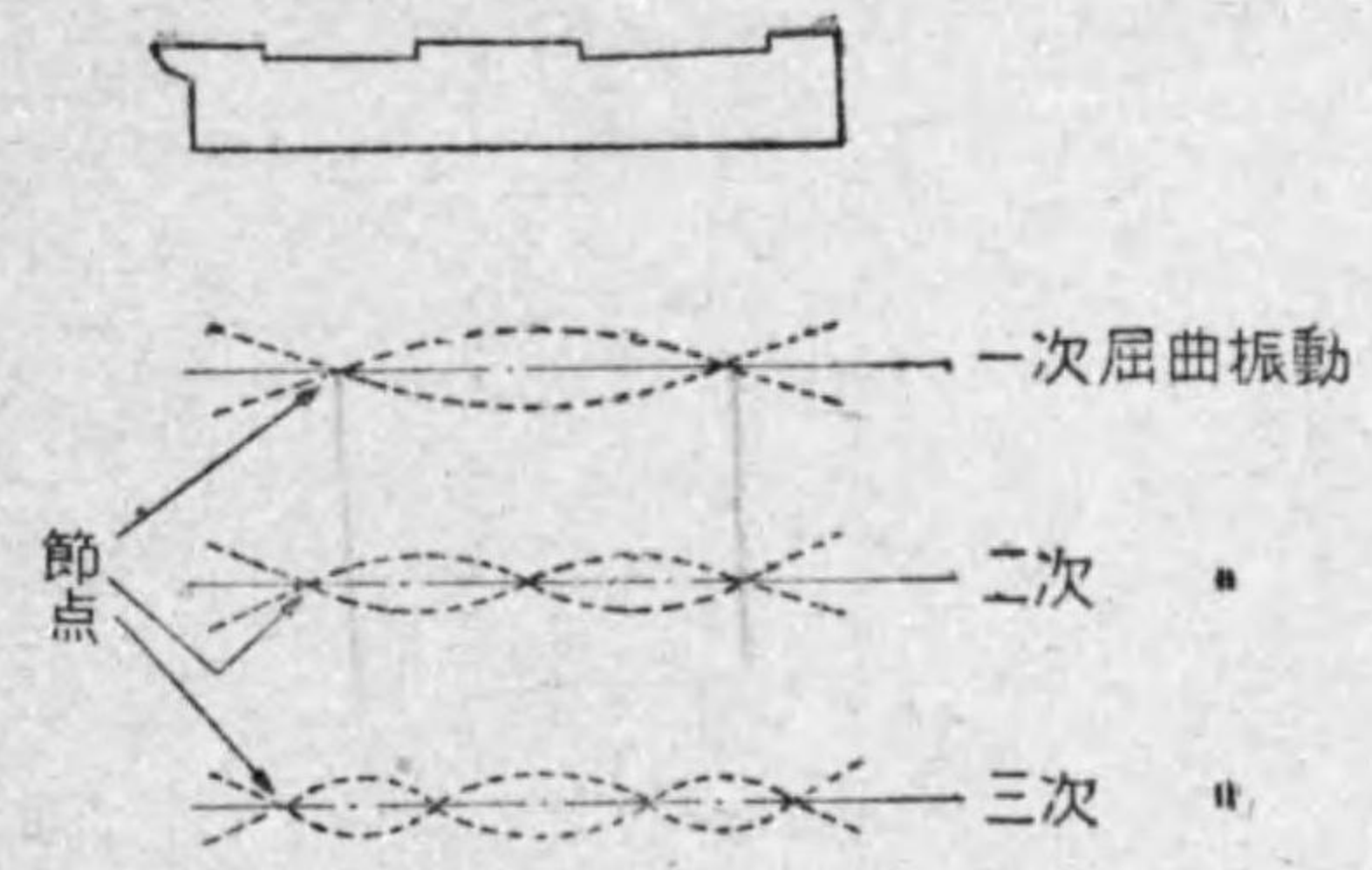
行中水流の鰭に及ぼす壓力により動揺を阻止する装置である。この装置を附けた陸丸といふ船の航海結果によると、本装置停止の時は船體の横揺の平均は約十二度最大二十度を超えたが、本装置を使用せば平均三度、最大横揺も十五度に減少したとのことである。

第六章 船體の振動

一般に振動とは固體の組織の各々が空間に對して互に異つた變位をなし、且それ等の各點が一定時の後に原位置に復したうへ、更に同様な運動を繰返すことをいふ。この場合振幅、週期、振動數等の定義は動揺の場合と全く同一である。唯動揺は船體を一つの剛體と考へたのであるが、振動の場合はこれを彈性體と考へた迄でその點から云ふと寧ろ振動が正常な考へ方で動揺は振動の一變則とでも云ふべきものである。従つて船體振動は一般構造物の振動に類似のものであると云へる。

第七章 船體振動の種類

船體の主要な振動は上下の屈曲振動、水平の屈曲振動、及び振り振動の三種に大別出来る。こゝに上下の屈曲振動と云ふのは船體を側面から見て上下方向に屈曲する場合であり、



第百四十二圖

水平の屈曲振動とは船を上方から見て船體が側面に屈曲する場合である。振り振動は船體を縦に振らうとする振動である。船體の振動は以上三種の振動の外これ等が互に干渉して斜の方向の振動があり、又局部的な種々な振動を伴ふものである。

船體の振動が問題にされるのは主に客船に於て旅客に不快な感を與へること及び種々の計器類、取付物等が振動の爲悪影響を受けること等であるが、船體構造自體としても好ましくならず油槽船等では時にこれが原因となり鋸を緩めたりすることがあつて問題となる。

然して船體の屈曲振動は上下、水平共に船の兩端から約四分の一の距離に節点(第百四

十二圖)を有する振動即ち第一次屈曲振動が最も多い。高次の振動も勿論起るけれども、通常にあつても第三次位までで第四次以上は餘り存在しないやうである。振り振動は船の中央に節点がある第一の振り振動が主要なものであり高次のもの程起り難いことは屈曲振動の場合に似てゐる。主要な第一次振動のみに就いて考へれば振動週期は上下、水平、振り振動の順序に短くなつて居る。

第八章 船體振動の原因

船體が振動を起すのは必ず外力が働いた爲であるがこの外力即ち振動の主要な原因として機關、推進器を擧げることが出来る。

機關に就いては往年往復動蒸氣機關が用ひられた頃、機關の不釣合部分に依る振動は可成り重視されたが、不釣合部分の無いといつてもよいタービンの發達で一時間問題解消したかの觀があつた。近年内燃往復機關が船舶に採用されるに至つて再び不衝力が問題にされつつあり、主機關としてのみならず發電機等の補助機關としても振動の原因として論議さ

れて居る。往復機關が船體に與へる振動は主として屈曲振動で機關の不釣合の部分の回轉部及び往復運動部兩者に起因すると考へられる。

推進器に原因する振動は、プロペラーに依る推進方法を變更しない限り、如何なる機關の船舶でもこれを免れることは出来ないがその影響も亦極めて大で、容易に解決されさうにもない。

推進器が船體の振動原因であることに就いては次の三つの點を擧げることが出来る。即ち第一に各推進器翼の質量が異なる爲に推進器に不衝力を與へることである。この場合は推進器の一回轉が不衝力の一週期になると考へられるから推進器の一回轉が重大な意味を持つことになり、推進器の一回轉と同一の振動數を持つ振動が船體に與へられることになる。これは多く上下、水平の屈曲振動となつて現はれる。

第二の原因としては推進器翼のピッチが他のものと異なる場合でこれは第一の場合と全然同じである。第三の原因は推進器の附近を流れる水の影響である。これは特に推進器の二本以上ある場合は甚だしいので、船尾附近の水の流れ方は船體に近い程伴流が強く、推進

器としては船體から離れる程よく働く理である。この不衝力が上下屈曲振動を起すので、其の振動は推進器が一回轉する間に一つの軸にある翼の數だけ起るから、一般に單位時間中の振動數は推進器の一回轉數に一軸にある翼の數を乗じたものである。この場合は例へば二軸の場合に兩推進器の位相が同じ場合即ち船の中心線に對して兩推進器翼が對稱の位置にある場合であるが、この兩推進器の位相に差異がある場合には船體に振り振動を與へるが其の振動數は位相の同じ場合と同數である。

この第三の場合は船尾に振動が甚だしいことが一つの特徴である。局部的な振動としては甲板室や高い柱狀構造物等が獨立に振動することであるがこれは各々その場合に應じて注意するの他はない。

第九章 船體の自由振動數

一般に物體が振動する場合振動中外力を加へられることが無ければ(之を強制振動と云ふ)その物體特有な振動をするものである。船體の振動も、船體の自由な振動數と云ふも

のが構造等で定まつて来るが、この自由振動数と同じ振動数の外力が加はると振幅を非常に大として所謂共振と稱し振動として更に強度の状態を呈するので、船舶に限らず振動問題に於てはこの共振を最も警戒せねばならぬ。外力のことは暫く置いて、船體の各振動型に對する自由振動数を算定して置くことは、この自由振動数に近い振動数の外力を避ける爲にも是非必要である。

船體の各振動型に對する自由振動数は多くの學者に依り計算法を示されて居るが、大體梁の自由振動から出發して船を一個の中空梁と見做して船に應用したものが多く、何れも相當難解なものでこゝには省略するが最も普通に問題とされる上下屈曲振動に就いてシュリックが實物實驗を行ひ提出した實驗式を擧げることとする。

$$N = c \sqrt{\frac{I}{WL^3}}$$

ここに N : 二つの節點を持つ第一次の上下屈曲振動の毎分振動数

I : 船體の中央截面の水平中性軸の周圍の慣性モーメント (吋²×呎²)

W : 船の排水量 (噸)

L : 船の長さ (呎)

c : 常數で極めて瘠形の船 = 156, 850

大型客船 = 143, 500

低速貨物船 = 127, 900

の如き數字を取る。

この實驗式は種々の人の實驗や分析に依つて比較的よく適合することが確められた。

理論的に取扱へば船の周圍の水の影響等を考へねばならぬのであるが之は實驗式であるので其の要は無し。

右の實驗式の代りに垂直中性軸の周圍の慣性力率 I_v を取れば水平屈曲振動数を得る理であるが、大體 $I = 2I_v$ 位であるから水平屈曲振動数 N_H は $N_H = \sqrt{2}N$ と云ふことになり大體この關係に無理は無いやうである。

この式は簡單である上に、若し實際振動数を測定し得た近似の基準船がある場合は c の値を適當に取ることに依つて、計算せんとする船の自由振動数を一層正當に求め得る。

第13表

船名	主要寸法 (FT)			排水量 (T)	吃水 (FT)	船体振動數		
	長	巾	深			上下振動	水平振動	振り振動
大型客船 モログニヤ (フーボン)	760	88	60.5	38,100	23.5	$\lambda_1=65$	$\lambda_1=84$	
客上 サターニヤ (ディーゼル)	599	79.5	46.5	25,520	28.0	$\lambda_1=76$ $\lambda_2=177$	$\lambda_1=88$	
貨物船	470	67	48.5	18,700	—	$\lambda_1=84$ $\lambda_2=210$	$\lambda_1=116$	
駆逐艦	300	29.5	—	1,378	9.5	$\lambda_1=120$ $\lambda_2=170$ $\lambda_3=600$	$\lambda_1=150$ $\lambda_2=260$ $\lambda_3=390$	$\lambda_1=830$ $\lambda_2=700$

第十三表に船に起る各種振動の實測せるものを掲げて船の各振動型の數値が如何程のものであるか、第一次、第二次、第三次の振動數が如何様に相異なるかを示した。
表中 u_1 、 u_2 、 u_3 は何れも第一次、第二次及び第三次の振動數を示すものである。

第十章 船體振動の輕減法

船體の振動を輕減することは先づ第一に振動の原因を考究し、出来る丈けこれを除くこと、第二には凡ての振動問題がさうであるやうに共振を防ぐことの二つである。振動の共振を防ぐには振動を興へる外力の週期を變更するか、又は船體の振動部分の固有振動數を變へればよい。従つて往復機關の往復數、推進器の回轉數に推進器の翼數を乗じた數値のやうなものを船體

の或る型の固有振動數から離すことが理想的である。

船體の固有振動數を變へる爲に船體の剛度を出来る丈け大にすることは船體の振動數を増加して共振の機會を少くする一方振幅を小さくすることに役立つ。又船體の固有振動數は重量分布が重大な關係を持つものであるが、載荷の増加は剛度の減少と同一結果を來し、載荷の如何が慣性に影響する所も亦大である。又實際には船體が振動する時は周圍の水が慣性質量として振動するものである。

其他振動の輕減法として機關の不衡力の問題、推進器の不釣合の問題等があるが、扱てこれ等に對して如何にすれば良いかに就いては未だ確實な方法は無く、既述の如く出来る丈けこれ等に於ける不衡力を除くことが重要である。

第八篇 乾舷、水密區劃、積量測度

第一章 乾 舷

第一節 歴史的考察

船舶の航行を安全ならしめる一つの手段として、その吃水を一定の限度に制限することの必要は相當古くから認められてゐた。しかし兎も角も、この乾舷に數字的な根據を與へたのは、千八百三十五年のロイド規程で、艙内の深さ一呎につき乾舷を三吋とすることを勸告してゐた。尙その當時、リバプールの保險協會では今少し詳しく乾舷を定めてゐた。即ち艙内の深さが一〇呎から一二呎の船では、一呎に付き乾舷を二¼吋とし、二四呎から二六呎の船では乾舷を三¼吋から四吋を標準としたが、之等は何れも法規として施行せられたい。當時の船は、構造、船型、船體主要寸法相互間の比例等は大體同程度であつたので、艙内の深さから乾舷を定めても差支へなかつたが、その後貨物の種類が雑多

となるに従ひ、船型も追々複雑となり、かゝる簡単な方法では決定し得なくなつた。そこで千八百六十七年英國造船協會では次式によつて乾舷を定めることを發表した。

$$\text{乾舷} = \frac{1}{8}B + \frac{1}{32} \left(\frac{L}{B} - 5 \right) \times B$$

L : 船の長さ (ft)

B : 船の幅 (ft)

ところがこの式では船の深さが入つてゐないので、L、Bに比して深さの大きな船、換言すれば不安定な船が出現するに至つた。

千八百七十年頃になると貨物の過載による海難を防止する爲、滿載吃水の取締をなすべしとする輿論が擡頭し、遂に千八百七十三年英國政府は不適航海調査委員會を設置し、種種研究の結果、もし乾舷規則を制定するものとせば、船型の複雑となつた當時に於ては最早や艙内の深さから簡單に乾舷を求めんとする方法では公平を期し難い故、宜しく豫備浮力を考慮して決定すべきである。しかし總ての種類に對して公平な規則を制定することは到底不可能であるといふ結論に達したので別に乾舷規則を作らず、唯政府の當該官

吏は、船舶の出港に際し人命に危険を及ぼす虞ある程度の載貨をした船舶の停船を命じ得るとの法律を設けたに止まつたのである。その後千八百八十三年に至り、英國政府は更に吃水調査委員會を設け、調査研究せしめた結果、千八百九十年に一つの乾舷決定方法を公布した。この方法は、船舶の長さ、深さ、方形肥瘠係數、舷弧、梁矢、船樓の種類及び長さ、船體の強力を考慮した豫備浮力中心主義によるもので、各國に於ける滿載吃水線規則の標準規則となつたのである。千九百六年に一部改正したまゝ千九百三十年の國際滿載吃水線會議に及んだのである。

世界各國の交通頻繁となるに従ひ、内外國船舶の安全及び利益を出來得る限り均等ならしめる必要上、滿載吃水線に關する規則などは列國とも劃一とすることが望ましい。そこで上述の國際會議を契機として各國とも大凡そ同一内容に統一されたとみて差支へないであらう。

わが國に於ては、明治維新以後に特に滿載吃水線を決定、標示する規定がなかつたが、大正十一年實施せられた船舶滿載吃水線法によつて、遠洋及び近海區域を航行する船舶、

總噸數一〇〇噸以上にして近海の航行區域を有する帆船は特殊船を除いて、一定の標準により滿載吃水線を決定し、上卷第二圖の如く船側に乾舷標示を明記せしめることとなつたが、昭和九年船舶安全法公布せられるやこれに統合せしめられ、現在の船舶滿載吃水線規程となつたのである。

第二節 現行法の内容

現行法は國際條約に適合してゐるが、形式は日本流に整備せられてゐる。船舶の滿載吃水は次の二つの方向から定められてゐるのであつて、以下これらに就いて概略説明を加へることにしよう。

イ、形狀に依る乾舷

ロ、強力に依る吃水

第三節 形狀に依る乾舷

これは經驗から割出されたもので、理論的には説明出來ない。しかし豫備浮力確保から出發してゐるので、滿載吃水線以上の甲板や舷側の開口閉鎖には嚴重な條件を伴つてゐる

第14表 汽船乾舷表

乾舷 (m)	乾舷 (m)	乾舷 (m)	乾舷 (m)	乾舷 (m)	乾舷 (m)	乾舷 (m)	乾舷 (m)
24.0	200	74.0	784	124.0	1870	174.0	3100
26.5	221	76.5	825	126.5	1936	176.5	3154
29.0	242	79.0	869	129.0	2001	179.0	3208
31.5	262	81.5	913	131.5	2066	181.5	3261
34.0	283	84.0	958	134.0	2131	184.0	3313
36.5	304	86.5	1005	136.5	2196	186.5	3364
39.0	325	89.0	1053	139.0	2260	189.0	3415
41.5	349	91.5	1103	141.5	2324	191.5	3465
44.0	375	94.0	1155	144.0	2388	194.0	3514
46.5	403	96.5	1208	146.5	2451	196.5	3562
49.0	432	99.0	1261	149.0	2514	199.0	3609
51.5	462	101.5	1316	151.5	2576	201.5	3656
54.0	493	104.0	1373	154.0	2637	204.0	3702
56.5	525	106.5	1432	156.5	2698	206.5	3748
59.0	559	109.0	1491	159.0	2758	209.0	3792
61.5	594	111.5	1553	161.5	2816	211.5	3836
64.0	630	114.0	1615	164.0	2874	214.0	3879
66.5	668	116.5	1678	166.5	2931	216.5	3922
69.0	716	119.0	1741	169.0	2988	219.0	3965
71.5	745	121.5	1805	171.5	3044	221.5	4008

備考 1. 干舷二倍クル中二在ルトキ八插間法ニヨリ乾舷ヲ算定ス。
 2. 干舷二倍クル中二在ルトキ八插間法ニヨリ乾舷ニシテ1mニ付1.25mmノ割合ノ修正高ヲ加ヘタルモノトス。

のである。然らばかゝる條件が満たされた時如何にして形状に依る乾舷を決定するか。これには先づ第一に乾舷を測るべき乾舷甲板を定義しなければならぬ。乾舷甲板は普通の船にあつては最上層の全通甲板で、常設の閉鎖装置を備へざる甲板口を有する船舶、即ち遮浪甲板船にあつてはその甲板の直下の全通甲板を以て乾舷甲板とする。次に船の長さの中央に於ける乾舷甲板の上面の延長と外板の外面との交点から下に、形状に依る乾舷を測るのであるが、これは船の長さ及び方形肥瘠係数とから定められる第十四表に示すやうな表定乾舷が與へられてゐる。この表で定つてゐる乾舷は船樓を考へない場合のものであり、又方形肥瘠係数が0・六八のものであるから、0・六八より大である場合には、その乾舷に係數 $\frac{C_0 + 0.68}{1.36}$ (C_0 は方形肥瘠係數) を乗じたものを採用すべきである。尙表定乾舷に實船に則せしめる爲に、船樓、船の深さ、梁矢、舷弧等に關して修正を施さねばならぬのであるが、本文ではこれを略することとする。

第四節 強力による吃水

船の強力は吃水に應じて定まるべきは當然であつて、逆に船が與へられた時、船の強力

に應じて吃水を決定しなければならぬ。これを詳細に論ずれば、構造規程の問題となるのであるが、満載吃水線規程では、更に大切な事を二つ定めてゐる。

一、縦強力
二、横強力

この強力から吃水を定めてゐるのは乾舷關係の仕事の最も重要なもので意義のある事項である。

一、縦強力

船舶の縦強力として、中央部Lの1/2間に於ける船體の各横截面の抵抗率の中最小なるものを縦抵抗率の標準にとれば、

$$M = f d B$$

M: 縦抵抗率

f: Lに應じて定めたる係數で第15表に依る。

上式で吃水を定めると縦抵抗率が定まる。これが構造規程の標準となつてゐるのであつ

第15表

L (m)	f	L (m)	f
30	3774	108	19386
36	4193	114	21232
42	4892	120	23106
48	5621	126	25051
54	6533	132	27031
60	7470	138	29146
66	8669	144	31268
72	9920	150	33480
78	11253	156	35770
84	12774	162	38063
90	14335	168	40414
96	15897	174	42868
102	17615	180	45368

備考 Lが表に掲ぐるモノノ中間ニアルトキハ挿間法ニヨリfヲ算定ス

て逆に與へられた船で縦抵抗率を計算すれば次式によつて吃水を決定しうるのである。

$$d = \frac{M}{f \times B} \quad (\text{米})$$

二、横強力

横強力即ち肋骨抵抗率は次式で表はし得る。

この式は外板を含まず、しかも組立肋骨の場合である。即ち、

$$m = S(d-t)(f+f_0)$$

mは肋骨抵抗率

Sは肋骨の心距(米)

tは二重底を有する船舶にあつては、船側に於ける内底板の上面と二重底縁板の外側に附する肘板の上端との中央より、龍骨の上

第16表

H	0	2.1	2.7	3.3	3.9	4.5	5.1	5.7	6.3	6.9	7.5
f ₁	19050	23218	26234	31290	39355	49551	60877	74144	88564	104892	121552

備考 1. Hハ二重底ヲ有スル 船舶ニアリテハ船側ニ於ケル内底板ノ上面ト二重底縁ノ外側ニ附スル甲板ノ上端トノ中央ヨリ、普通肋骨ヲ有スル船舶ニアリテハ 中心線ニ於ケル舷板ノ上面ト船側ニ於ケル肋骨ノ上端トノ中央ヨリ最下層梁ノ梁甲板ノ深サノ中央迄ノ垂直距離(m)トス
2. Hガ表ニ掲グルモノノ中間ニアルトキハ挿間法ニ依リ f₁ヲ算定スル

面迄の垂直距離(米)

f₁はHによる係数にして第十六表による。

f₂はKによる係数にして第十七表による。

右式に於てdが定まると、肋骨抵抗率が決定されるし、逆に與へられた船について肋骨抵抗率を計算すれば、次式によつてdが定まるのである。

$$d = \sqrt[3]{\frac{R}{S(f_1 + f_2)}} \quad (\text{米})$$

この肋骨抵抗率の算式は縦抵抗率の算式のやうに旨く出来てゐず、具合の悪い箇所がある。即ちこの算式による

第17表

K	0	1.5	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5	12.0
f ₂	0	1041	2084	4133	6217	9275	13358	18467	24600

備考 1. Kハ最下層梁ノ船側ニ於ケル上面ヨリ乾舷甲板梁ノ船側ニ於ケル上面迄ノ垂直距離(m)ニ船接アル部分ニ於テハ3.81ヲ、船接ナキ部分ニ於テハ2.28ヲ加ヘタモノトス。
2. Kガ表ニ掲グルモノノ中間ニアルトキハ挿間法ニ依リ f₂ヲ算定ス

と小さな船の船内肋骨は大きくなり過ぎ、大きな船の船内肋骨は小さくなるが、これはロイド規程、ビー・シー規程に比しての話である。しかし兎に角小さな船では肋骨が大き過ぎるので、現行法では少し手加減を加へ、一層甲板船でHの小なる時は、或る係数を乗じて肋骨抵抗率を減じてゐるのである。

第五節 乾舷指定の條件

強力な充分な船舶に對しては、形状による乾舷が與へられる。所で形状による乾舷は船舶の甲板上及び船側にある開口の閉鎖が完全であり、しかも乗組員が船を運航するための安全施設も出来てゐるといふ假定より定められてゐる。それでかゝる條件が満足されぬ場合は原則として形状による乾舷は與へられぬし、精神としては條件に合致するやうに改造を要求するが、稀には實行出来ぬこともあるので、條件の不満足の程度に應じて乾舷を増加するのである。

此等の條件に就いては、船の設計に當つて充分注意しなければならぬが、詳細に規定してゐる現行法より重要なものを列挙すれば次のやうである。

- 一、甲板口
- イ 艙口 艙口縁板の高さ、艙口蓋板、艙口梁の構造及び寸法、艙口覆布及びこれを締付ける設備
- ロ 載炭口 艙口に準ずる。
- ハ 昇降口 その構造及び閉鎖装置
- ニ 機關室口 機關室口圍壁の寸法及び構造、圍壁に設けられた戸口、圍壁頂板上の焚火室口、煙突及び通風筒
- ホ 通風筒 その閉鎖装置
- ヘ 空氣管 甲板上よりの高さ
- 二、船側口
- イ 舷窓
- ロ 排出管
- ハ 舷門、載貨門、載炭門

- 三、船樓端の隔壁
- 四、船員の保護装置、舷牆及び柵欄
- 五、放水口

第二章 水密區劃

第一節 序 説

船舶が遭難した場合に、浸水を一局部に限定して沈没を免れしめる爲に、隔壁で船内を多數の區劃に区分しようとする考案は随分昔から行はれてゐたが、千九百十二年タイタニック號の遭難事件が起るや、俄然船内の區劃は論議の俎上にのぼつた。その翌年英國はこの問題を織込んで海上人命安全會議を開催し、英、佛、獨はそれぞれ原案を提出し慎重に検討の後遂にそれ等の折衷案が採決されたが、たまたま第一次歐洲大戰が勃發するに及んで英國のみ航洋旅客船に對し一律に強制したに止まり、他の各國はこの條約を實施するに至らなかつた。然るに千九百二十九年に至り、ロンドンに於て安全條約改訂會議の開かれた

のを機として、前の安全條約を再検討し、後節に於て述べる浸水率の算定方法、區劃係數等には相當に修正を加へ、且用途の標準決定方法を創案する等幾多の改正が施されたが、水密區劃に關する原案は何等變更もなかつた。

わが國に於ては、昭和九年船舶安全法の實施を見るや、千九百二十九年海上人命安全條約の内容を採用して船舶區劃規程を制定し、これを國際航海に従事する旅客船に適用することゝなつたのである。以下これを略述することにする。

第二節 可 浸 長

これは船の或る部分に浸水した場合、如何なる位置に支水隔壁を配置して置けば、船は沈没を免れるかの問題で、この支水隔壁間の長さは理論的に計算され、この長さを可浸長といふ。この計算を行ふ場合問題となるのは次の事項である。

一、吃水

吃水は満載吃水線規程により定められた満載吃水線より以上に沈まないものとする。

二、限界線

隔壁甲板の船側に於ける上面より下に七六耗の距離に平行に引いた線で、船が浸水して傾斜した場合、水線が限界線に切線になるまで沈み、それ以上沈まないものとする。

三、浸水率

萬一船内の任意の區劃が浸水した場合、そこにどれほどの水が入るか問題で、これを定めるのが浸水率である。正確に云ふならば、區劃の中に如何なるものがあるかに依つて定まる。もしその區劃が水槽であつて既に水が入つてをれば最早やそれ以上水は入らぬし旅客設備なら全容積に水が入る。貨物艙ならばどんな貨物を積むか判らぬから浸水率を假定せねばならぬ。それで便宜上船を三つの部分に分けて考へる。

イ 機關室區域

蒸氣機關によつて推進する場合は

$$\text{浸水率} \mu = 80 + 12.5 \left(\frac{a-e}{v} \right)$$

發動機によつて推進する場合は

$$\text{浸水率} \mu = 85 + 12.5 \left(\frac{a-e}{v} \right)$$

ロ、前艙及び後艙區域

$$\text{浸水率} \mu = 63 + 35 \frac{a}{v}$$

算式中 μ : 浸水率 (百分率にて)

v : 當該區域の全容積

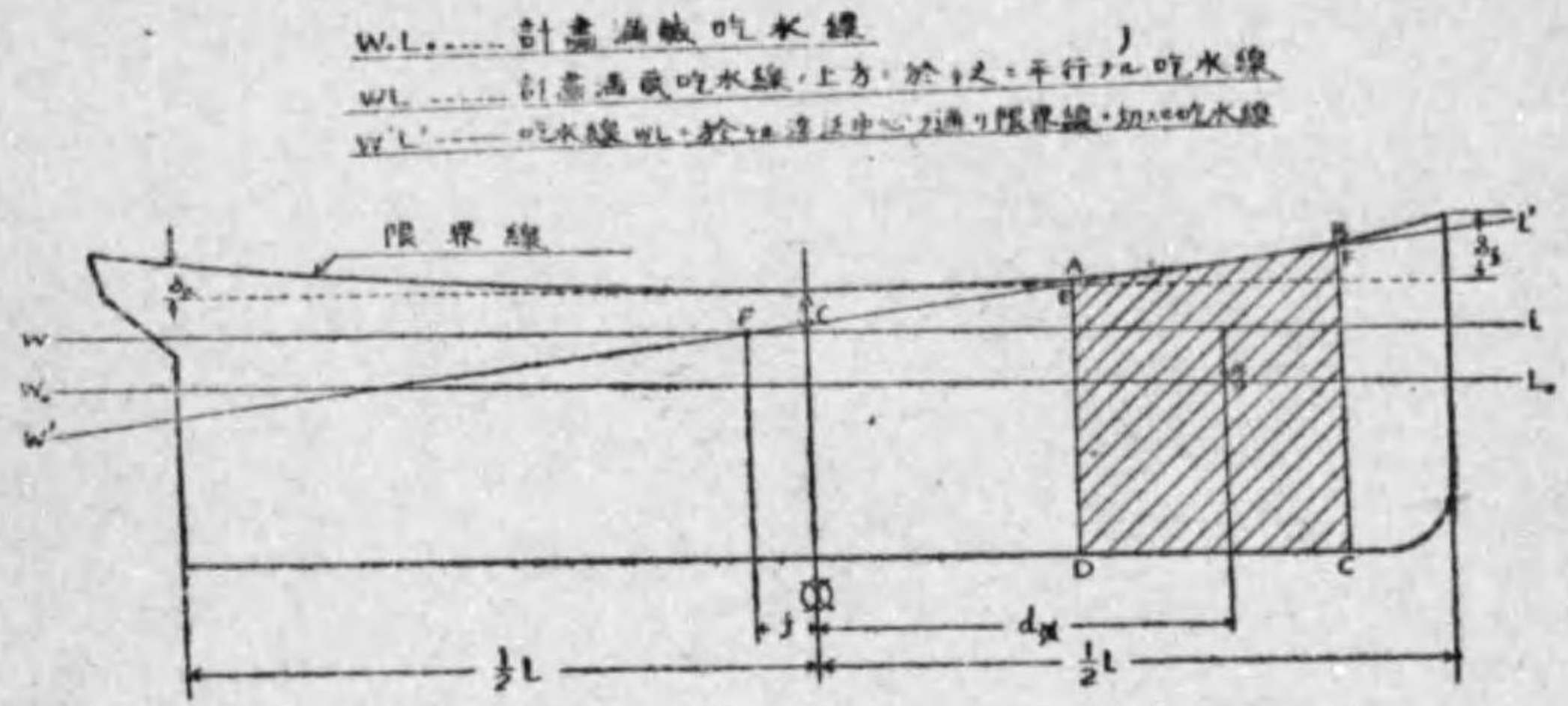
a : 當該區域にある居室の容積

c : 機關室區域にある貨物・石炭又は倉庫品に使用せられる甲板間の場所の容積

或る船の可浸長は以上に述べた區劃滿載吃水、限界線の位置及び形状、浸水率、船の長さの各部分に於ける横截面の形状等により自ら定まるものであるが、これを理論的に算定することは頗る煩雜なので各國とも實用に差支へない限りに於て概算法を採用してゐる。わが國に於ては逓信省標準方式で簡明に出してゐる。

第三節 可浸長を定める逓信省標準方式

第四百十三圖に於て W_0L を區劃滿載吃水線とし、 WL を W_0L に平行で且その上方にある



第四百十三圖

吃水線とする。そして、

W_0 を W_0L に對する排水量 (噸)

W を WL に對する排水量 (噸)

とする。

今區劃滿載吃水線 W_0L にて浮かんでゐる船に $(W - W_0)$ 噸の水を添加して吃水線 WL が限界線に切するやう傾斜沈下せしめる爲の添加重量の位置は左の算式によつて計算することが出来る。

$$d_m = \frac{M \times \tan \theta \times W}{W - W_0} - f \dots (1)$$

d_m は船の長さの中央より添加重量の中心迄の距離 (米)

M は吃水線 WL に對する縦メタセンターより浮力の中

心迄の長さ (米)

θ は吃水線 WL と WL' との間の角度

f は船の長さの中央より吃水線 WL に対する浮泛中心に至る距離(米)にして正負の符號は浮泛の中心が船の長さの中央より d_m を測る方向と反對側にあるときは上方の符號を、同一の側にあるときは下方の符號を採るものとする。

限界線の形状は普通、船の長さの中央に於て最低點を有する拋物線の一部と見做し得るから、吃水線 WL を x 軸、船の長さの中央に於ける垂直線を y 軸とすると、

$$y = \frac{4S}{L^2}x^2 + C \dots\dots(2)$$

S は限界線の船首尾端の反り

C は吃水線 WL より限界線の最低點迄の距離

L は船の長さ

又吃水線 WL は浮泛中心 F を通る直線であるから次式で表すことが出来る

$$y = m(x \pm f) \dots\dots(3)$$

$m \pm \tan \theta$

f は前後通り

今吃水線 WL が限界線に切線になる條件より m 即ち $\tan \theta$ を求めると

$$m = \frac{8Sf}{L^2} \left\{ \sqrt{1 + \frac{CL^2}{4Sf^2}} \mp 1 \right\}$$

$$= \frac{4}{L} \left(\sqrt{SC + \frac{2Sf}{L}} \right) \dots\dots(4)$$

依つて(4)を(1)に代入すれば次式を得。

(イ) $C=0$ なるとき

$$d_m = \frac{4WM}{L(W-W_0)} \left(\frac{2Sf \mp \frac{2Sf}{L}}{L} \right) \mp f \dots\dots(5)$$

(ロ) $C=0$ ならざるときは

$$d_m = \frac{4WM}{L(W-W_0)} \left(\sqrt{SC + \frac{2Sf}{L}} \right) \mp f \dots\dots(6)$$

然るに浸水後の吃水線に對する平均吃水線たる WL より限界線の最低點迄の距離 C が船首尾端に於ける限界線の反りに比し割合に大なるときは、浸水後の吃水線は實際の限界線に切線とならぬ故、船の前後端で限界線と交はるものとすれば、

$$m = \frac{2(S+C)}{L \pm 2f} \dots\dots(7)$$

(7)を(1)に入ると

$$d_m = \frac{2WM}{(W-W_0)} \times \frac{(C+S)}{(L+2f)} + f \dots \dots (8)$$

大體に於てCが限界線の船首尾端の反りに等しいか又は之より大であるときは(6)式を用ひずに(8)式を採るべきである。

算式(5)、(6)又は(8)に於ける $(W-W_0)$ なる重量に相當する海水を浸入せしめ得る船艙の容積は左の算式で計算出來得る。

$$V = \frac{100(W-W_0)}{1.025\mu} = \frac{97.56(W-W_0)}{\mu} \dots \dots (9)$$

Vは $(W-W_0)$ 艙の海水を浸入せしめ得る船艙の容積(立方米にて)にして以下これを可浸容積と稱す。

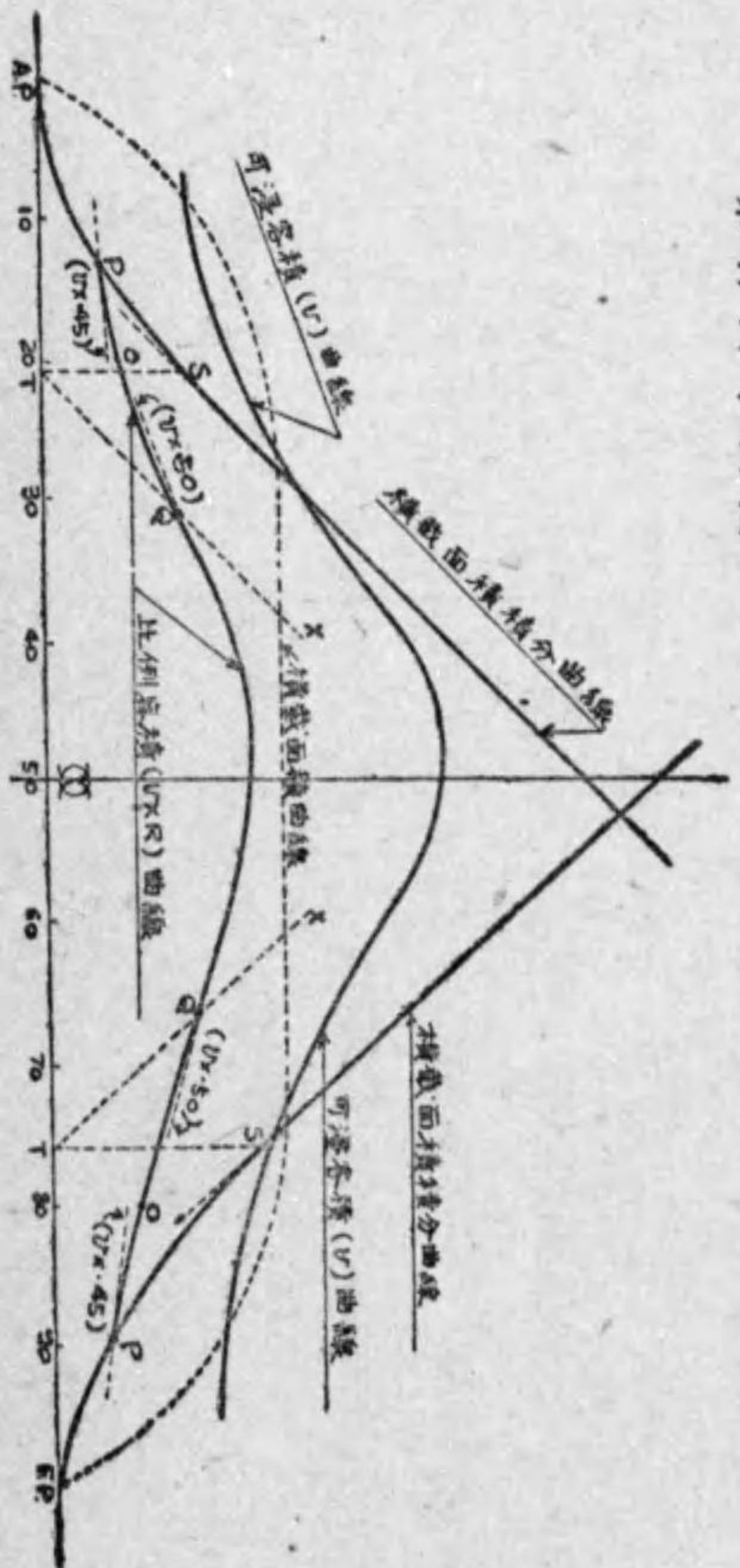
μ は當該船艙の浸水率

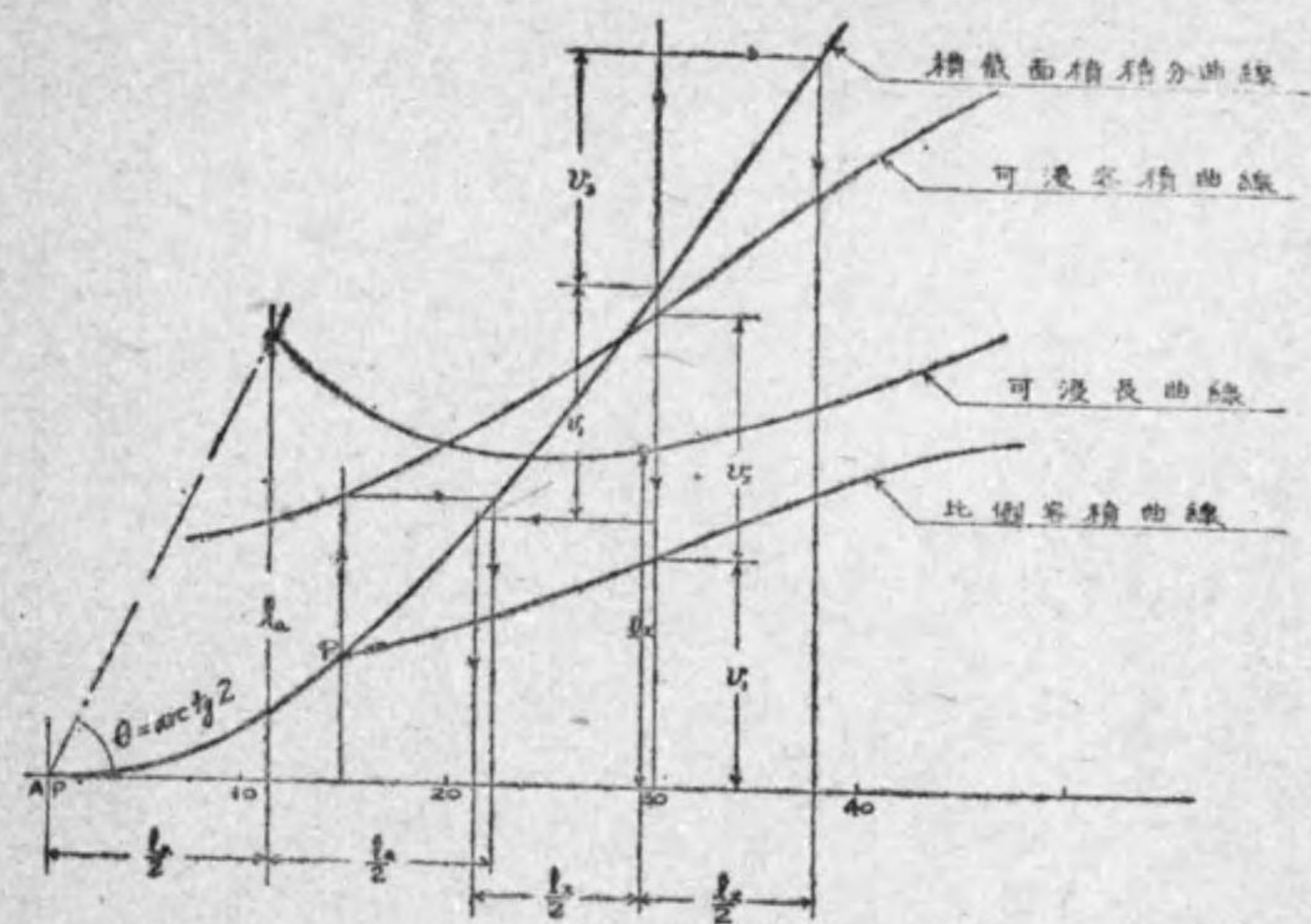
故に區劃滿載吃水線 W_0L_0 の上方に於ける任意の吃水線に付 $(W-W_0)$ 、M、f及びCを求め、算式(5)、(6)、(8)及び(9)を用ひて計算すると可浸容積Vとその中心から船の中央に至る距離 d_m との關係を求めることが出来る。このやうな計算を種々の吃水線に就いて行ふと

きは船の全長に亘つてVと d_m との關係をあらはす可浸容積曲線を書けるのである。

次に船の長さの各點に於ける限界線迄の船體横截面積を示す曲線を書き更に該横截面積を船首尾端から中央に向つて積分した横截面積積分曲線を記入す。勿論この曲線の示す容積は可浸容積と同一の單位、同一の縮尺によるべきである。

更に比例容積曲線を書く。これは





第百四十五圖

以上の各曲線を利用して可浸長を求め
 るには、第百四十五圖に於て、船の長さ
 の任意の點、例へば3の點で基線上に垂
 線を立て、該垂線上に於て積分曲線の上
 下に V_2 及び V_1 を夫々可浸容積曲線と比例
 容積曲線との間の距離及び比例容積曲線
 と基線との距離に等しく取りその各端か
 ら積分曲線に向つて水平線を引き、兩線

$V_1 = R \times V \dots (10)$
 V_1 は比例容積
 V は可浸容積
 R は係數で、中央部にては $R = 0.50$
 船首尾端では $R = 0.45$

の交點から基線に垂線を下す時は、兩垂線間の長さ h はその中央點に於ける可浸長をあら
 はすこととなる。同様にして船の長さの各點に於ける可浸長を求め可浸長曲線を書けば、任
 意の點の可浸長は直ちに求め得るのである。可浸長曲線の兩端の點を求めるには、横截面
 積積分曲線と比例容積曲線との交點Pを通つて垂線を立て、その垂線が可浸容積曲線と交
 する點から積分曲線に水平線を引き兩線の交點から基線に垂線を下せば、この垂線と船首
 尾端との間の距離 h は所要の可浸長である。

第四節 可 許 長

可浸長の兩端に支水隔壁を取付ければ、その間に浸水しても船は沈まぬ。これを一區劃
 制といふ。ところで一區劃制の場合に萬一支水隔壁に穴でも開くやうなことになる。と兩側
 の區劃が浸水して船は沈んでしまふ。それでその間にもう一つ隔壁を置く。これが二區劃
 制である。最も厳格な規程では三區劃制を要求してゐるものもある。

安全性から云へば、隔壁の多い方がよいが、船を使ふ上からは不都合である。この不都
 合の程度は船が小さくなる程大である。斯様に安全上と使用上との要求が相反するが、こ

れをどの程度で調和さすか、久しく論議されてゐたのである。英國が第一回安全條約的調印の後實際に行つた規則は嚴に過ぎて非常に物議を醸したので、第二回安全條約に於ては、(1)使用目的、(2)船の長さの二方面から大分緩和したのである。そのやり方は、可浸長に1より小なる係數を乗じ、この長さと實際の區劃の長さにするのであるが、これを可許長と稱してゐる。即ち、

$$\text{可許長} = \text{可浸長} \times \text{區劃係數}$$

問題は、この區劃係數で、これは船舶の用途及び長さによつて變化する。この船舶の用途を下級貨客型船と純旅客型船との兩極限に分けると、それぞれの用途に對して船の長さに應じて次の如く區劃係數が規定してある。

イ、下級貨客型船

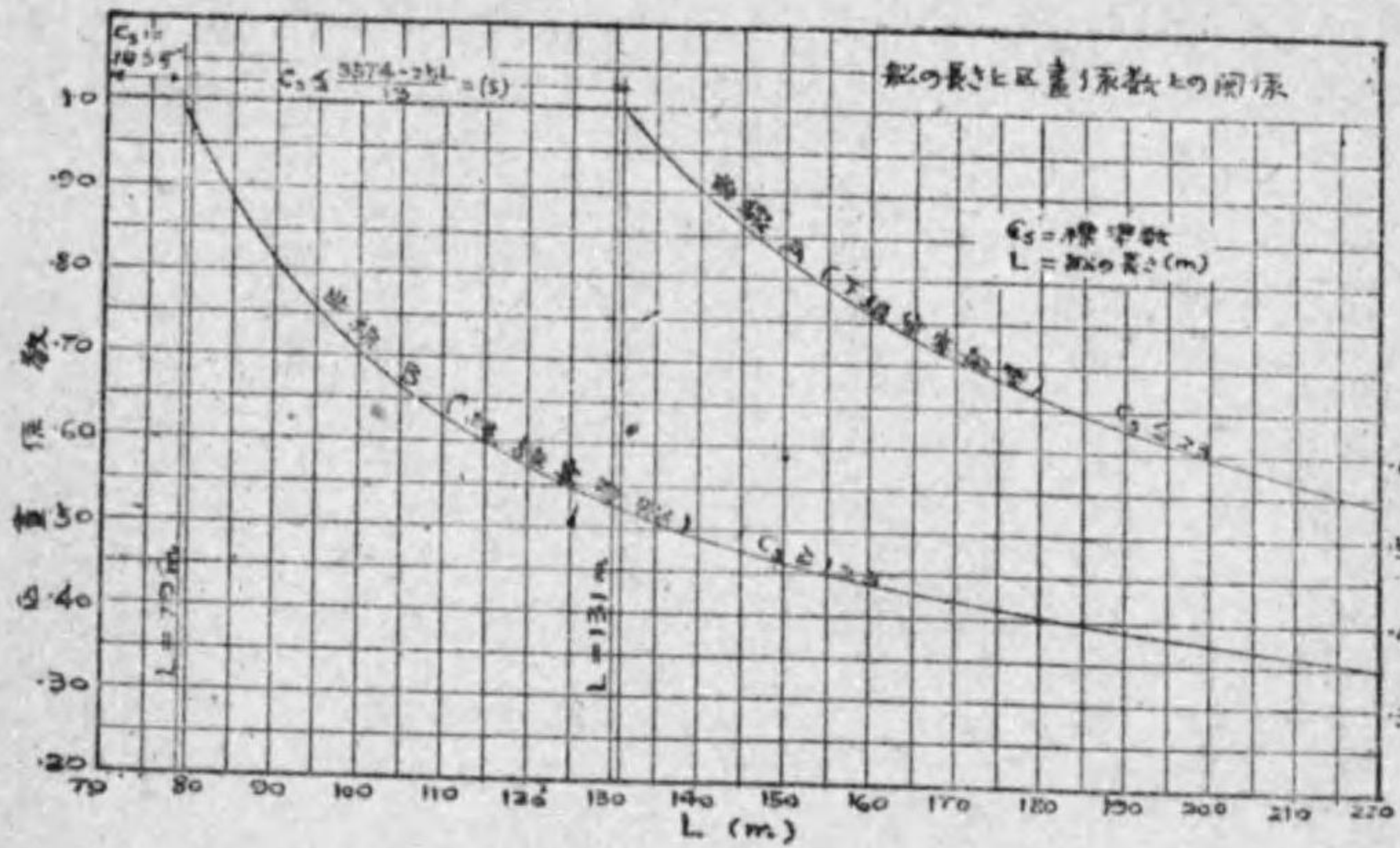
區劃係數

$$L < 131 \text{ 米}$$

$$1.00$$

$$L > 131 \text{ 米}$$

$$A = \frac{58.2}{L-60} + 0.18$$



第百四十六圖 Lと區劃係數との關係

ロ、純旅客型船

$$L < 79 \text{ 米}$$

$$1.00$$

$$L > 79 \text{ 米}$$

$$B = \frac{30.3}{L-42} + 0.18$$

凡ての船の區劃係數は、第百四十六圖に示す如く、以上の二つの曲線の範圍に入るが、この中の何處に挿入するかは船の用途による。然らば用途は何によつて定めるか。それでその用途を數字であらはすのであるが、これが船舶の用途の標準數(以下單に標準數といふ)であつて旅客船らしさの多いほど大となる。すなはち假想容積(P₁)(後述)と限界線下にある居室の容積(P)との割合に應じて次式で算出するのである。

$$\begin{aligned} \gamma \quad P_1 > P & \quad C_s = 72 \frac{M+2P_1}{V+P_1-P} \\ \alpha \quad P_1 < P & \quad C_s = 72 \frac{M+2P}{V} \end{aligned}$$

C_s は標準數

M は機關室區域の容積に前艙又は後艙區域に於て二重底内底板の上方に常設燃料油槽を設けたる時は、その容積を加算したものである。

P は限界線下の居室の容積

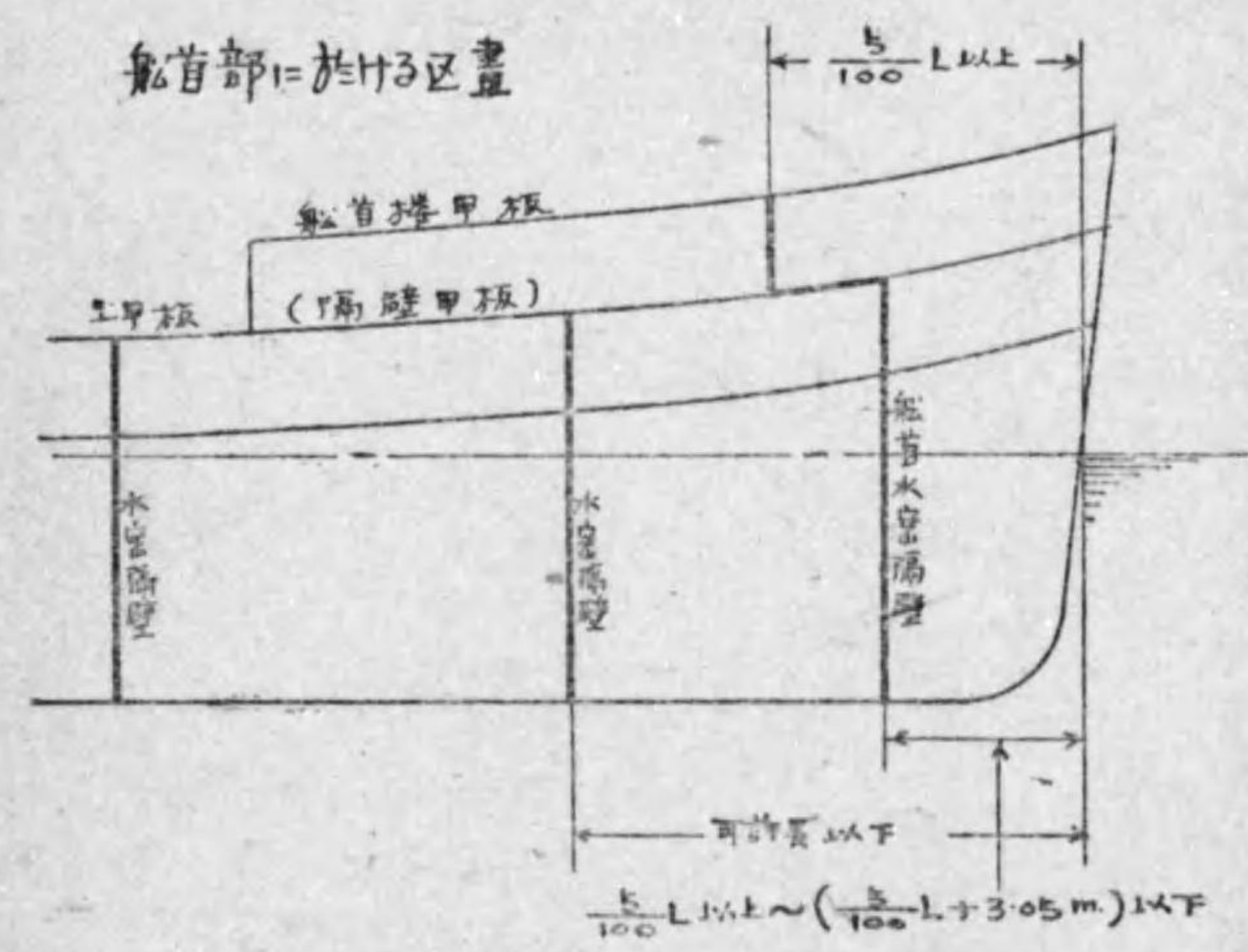
P_1 は假想容積

V は限界線下の全容積

假想容積 P_1 は次式で算出するのであるが、算定した容積が限界線下にある居室の容積と限界線以上にある旅客室の容積の和よりも大である場合は、これをその和及び算定した容積の $\frac{2}{3}$ の中大なるものとする事が出来る。

$$P_1 = 0.056L \times N \quad \text{立方メートル}$$

N は旅客定員



第百四十七圖 船首部に於ける區劃

この標準數が二三以下なれば下級貨客船型の曲線を用ひ、一二三以上なれば純旅客型船の曲線を用ふるが、この中間の標準數の場合には區劃係數は次式によつて定めるのである。

$$A - \frac{(A-B)(C_s-23)}{100}$$

尙旅客定員が特に小なる船及び長さの小なる船に對して次の特例が開かれてゐる。

イ、旅客定員が $\frac{L^2}{650}$ を超えず且五十人より少ない場合。

ロ、長さ七九米未滿の船及び長さ七九

米以上一三一米未滿で標準數が

$$\frac{3.574-25L}{13} \quad \text{より小なる場合}$$

以上の場合には區劃係數は一でよろしい。

第五節 區劃に関する特別條件

區劃規程を定める根本の中、重要な事項を擧げると次のやうである。

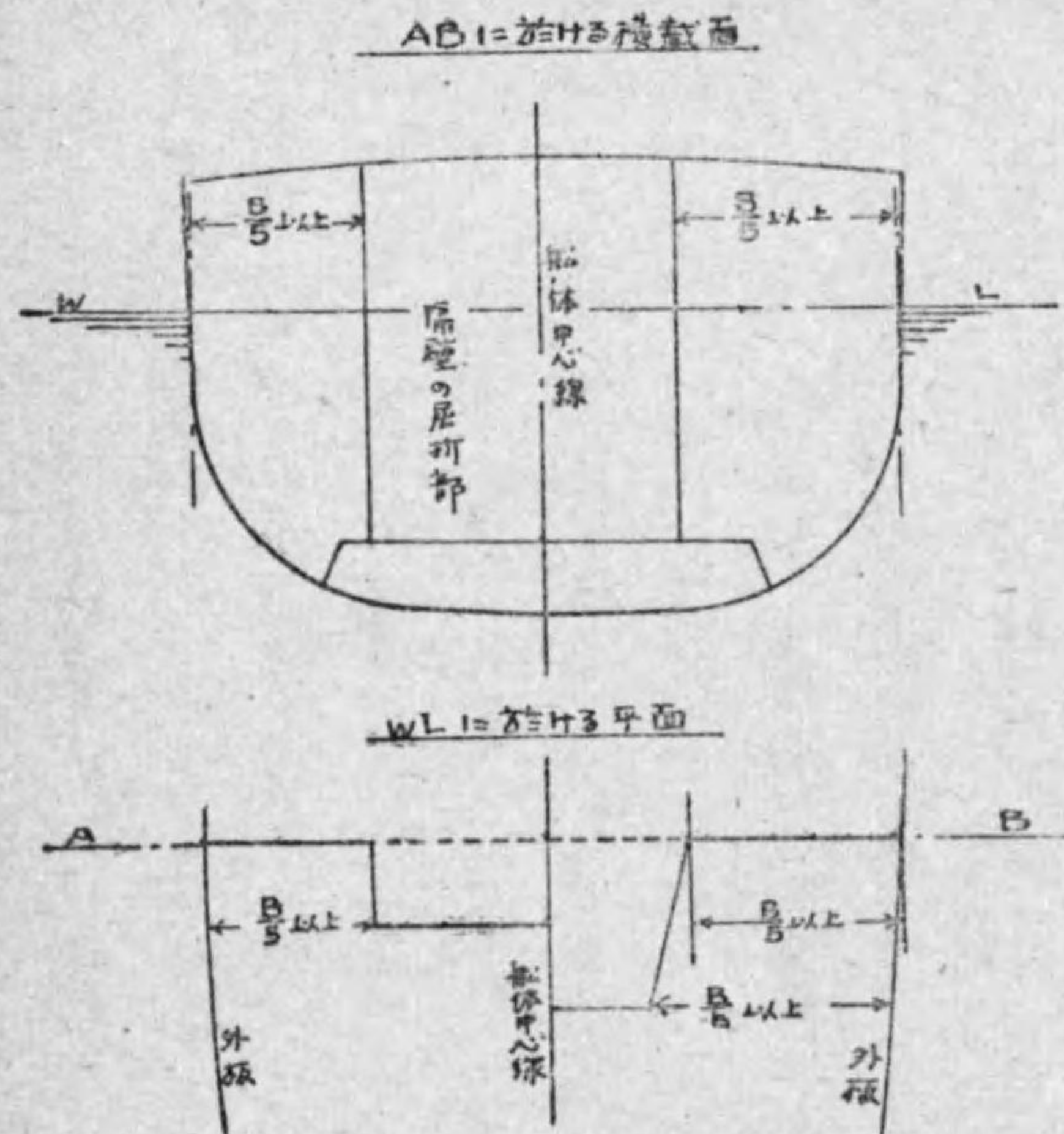
イ、船首部

船首部は損傷を蒙り易い場所である故、特に區劃を密にする必要がある。即ち船首隔壁を船の前部垂線から船の長さの百分の五の箇所と、それより三・〇五米後方との間に設けることを要するのである。

尙一三一米よりも長い船に於ては、船首隔壁の次の隔壁と前部垂線との間の距離は可許長以下でなければならぬ。

ロ、水密隔壁の屈折及び階段

横置隔壁に屈折のある場合は、如何なる部分に於ても最高區劃滿載吃水線の水平面にて該部分の横截面に於ける外板より中心線に直角に測り、船の幅の五分の一に相當する箇所を通る縦通垂直面より内方になければならぬ。



第百四十八圖 横置隔壁にある屈折部

次に横置隔壁に階段のある場合は、當該隔壁によつて仕切られたる區劃室の全長が可浸

長の百分の九十を超えないか又は隔壁が一平面である場合と同一の安全程度を保つやう當該箇所に區劃を増設するかでなければならぬ。

ハ、區劃室の長さの最小限度

二つの隔壁が餘り近くては困る。この二つの隔壁間の距離が $3.05 + \frac{2L}{100}$ 以下であれば二つとも有効と認めず、唯一方のみをとるのである。

以上のやうにして區劃の長さが定まるが、折角隔壁の効力が充分であるやうに考慮しなければならぬ。この効力保持の爲には、區劃滿載吃水以上に船を沈めてはいけない。それでこれを取締る爲に區劃吃水を標示するのであつて、旅客搭載状態に應じて一個以上の吃水を指定し、第二圖（上卷）に示す如く順次にC₁、C₂等の記號を附するのである。

尙船内區劃の完璧を期する爲、次の諸項に就いて特別の要求があるが、これは略することとする。

イ、水密隔壁に於ける開口

ロ、限界線下の船側に於ける開口

ハ、二重底、二重底縁板と彎曲部外板との交線は、何れの部分に於ても、船の長さの中央に於て船底基線上船體中心線から船の幅の二分の一の距離にある點を通つて基線と二十五度の角をなすやうに引きたる横斜線と肋骨線との交點を通る水平面の上方にあることを要する。

ニ、耐火隔壁、水密區劃よりの出口

ホ、ポンプ排水装置

第三章 測 度

第一節 船舶積量測度の目的

積量を測ることは、造船技術には直接に關係はないが、この關係のないものを測らねばならぬのは、次のやうな目的によるものである。

1、船の所得容積を定める。即ち諸税、手数料等賦課の基準を定めるものであつて、關稅、登録稅、検査手数料、乾船渠入渠料等は後に述べる總噸數を、噸稅、港稅、繫船岸壁使用料等は純噸數を基準として徴收する。

2、船の大きさを定めるものである。

第二節 内法容積の採用

船舶の所得容積 (Carriage Capacity) をあらはすものとしては、今日に至るまで種々論議されて來たが、一般に行はれてゐるのは、船の内法容積であらはす方法である。今暫くこ

それを歴史的に考察すれば、昔は船に積む貨物は、今日のやうに種々雑多なものではなくて、殆ど大部分は輕裝貨物であつたので、これらの貨物を積む時の標準となるのは重量でなく容積であつた。それでその時代には内法容積で所得容積を定め、一〇〇立方呎を一噸であらした。かく容積を噸であらした一方、重量にも噸を用ひてゐるのは、十五世紀頃、英國で船に積む貨物は酒樽で、その數によつて積量をあらはしたが、その酒樽の容積は二五二ガロンで船艙に一杯積むと吃水が丁度よくなつた。即ちこの當時の積量は一種の載貨重量と考へて差支へなかつた。この酒樽に一杯酒を満した重量は大體二、二四〇封度となつてゐて、これが重量の單位として残つて來たのであつて、これを一噸であらはしてゐる。

かやうな経路を辿つて内法容積が採用されたが、今日では可成り事情が違つて來てゐる。即ち周知の如くすべての貨物船は載貨重量で表はされてゐるので、積量の基礎を内法容積に置くことは不合理だといふ議論が可成り行はれてゐる。しかし船の中には旅客船もあつて、旅客設備は重量であらはし得ないから、かゝる議論は今に至るも採用されない。

現在の積量測度は千八百五十四年英國が採用したジョージ・ムーアソン法が基礎となつ

てゐるのである。

第三節 本邦關係法規の變遷

わが國では徳川幕府時代から積量測度の基礎は出來てゐて、石數で測つてゐた。これは内法容積であつて、明治に入つてから一〇立方尺を一石にとつた。

明治十七年船舶積量測度規則が發布されたが、この規則で始めて西洋型船の積量は一〇〇立方呎を一噸であらはすことにした。

大正三年、これを根本的に改正して、英國式の積量測度に近い船舶積量測度法が出た。この規則は主要海運國間に互認され、これらの國に日本船が行つた時は、日本の積量はそれらの國のと同等となるのである。

その後昭和六年に至つて再び改正せられたが、この改正事項の主なるものは、(1)メートル法の採用、(2)石數制度の廢止であつた。

第四節 現行法批判

1、積量測度に関する規則は税金をとる標準であるから、一番大切なことは如何なる船

に採用しても公平であることである。所が現行法では往々公平を缺く部分がある。

2、積量の定め方で税金がかかるので、船主に直接関係するから、積量に關する規則は慎重に慎重を重ねなければ造船技術の進歩を阻害することに陥り易い。これの著しい例は英國で千七百七十三年に採用された造船者舊測度法であつて、

$$\text{噸數} = \frac{(L - \frac{3}{5}B) \times B \times \frac{B}{2}}{94}$$

Lは龍骨の長さ(呎)

Bは船體の中央に於ける内法の幅(呎)

以上の式で積量を定めたが、これは深さには無關係で、幅の大小によつて噸數が左右される。それで船主はなるべく噸數を減じて課税の負擔を軽減せんことを計り、幅を小にして深さの割合大きな復原性の悪い船を建造した。

現今の積量測度法の内容をみても、規則の爲に不安定であり、或は載貨容積が多くとれないと云ふ場合がある。

3、積量測度の規則は、その原理がいくらよくても國際的に用ひられなければ何にもならない。今日の現行法は各國間で多少の差はあるが互認してゐる。しかしスエズ運河、バナマ運河では其處を通過する船舶に對して特別の積量測度規則を有してゐる。

第五節 現行法の内容

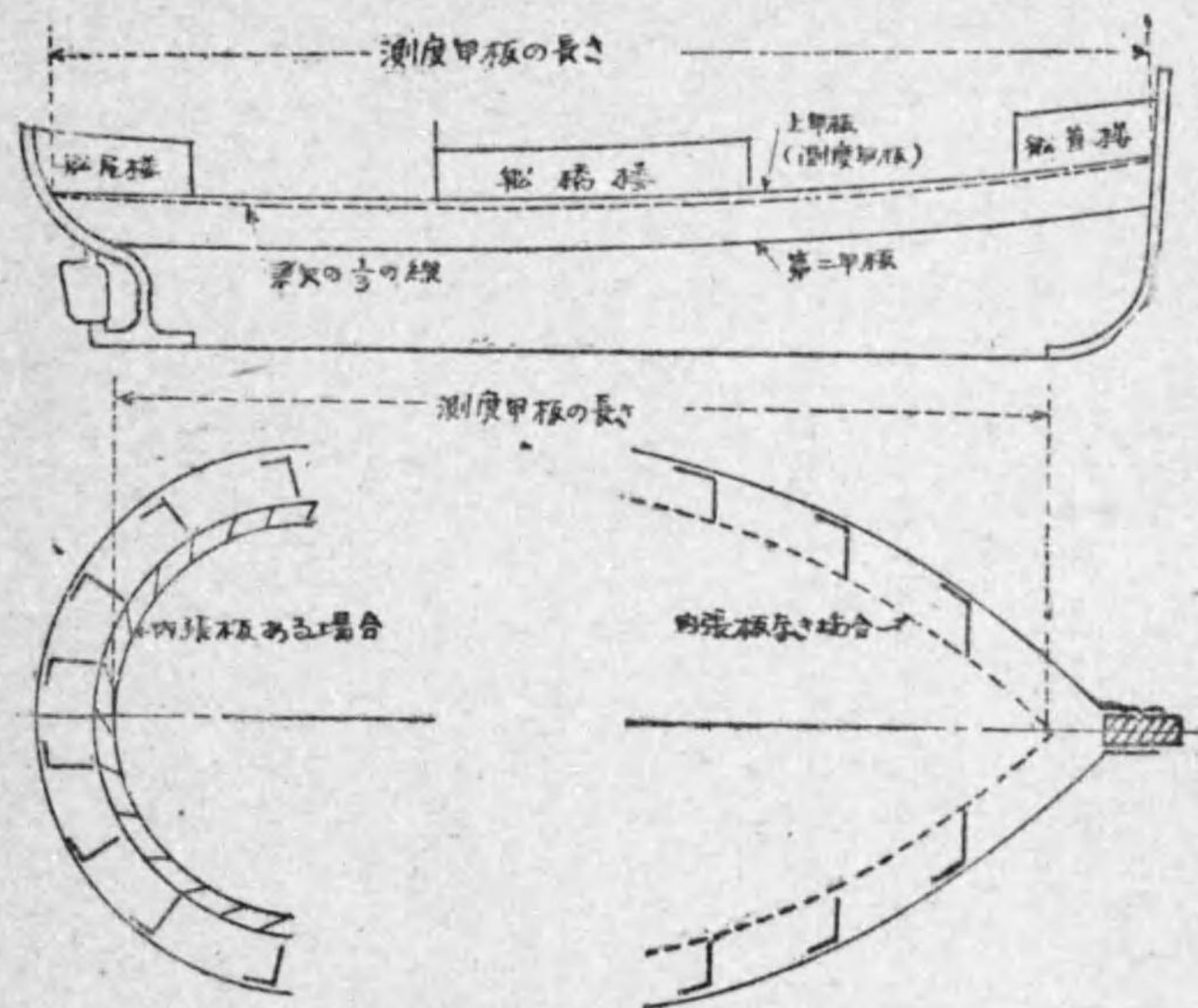
船舶積量測度法第一條に、船舶の積量は船舶の内法容積を測度し、これを定め、容積の單位は立方メートルとすと明記してあるが、積量測度は如何にして行ふか。以下二三必要な諸項を略述することにしよう。

一、測度甲板

甲板一層又は二層を備ふる船舶にありては上甲板を、三層以上を備ふる船舶にあつては最下層甲板より第二層にある甲板を測度甲板とする。

二、測度甲板の長さ

内法を測るので少し面倒であるが、中心線に於て測度甲板上に沿ひ、船首内張板の内面より船尾内張板の内面に至る距離を測り、これより船首では甲板の厚さに従ひ船首材の傾



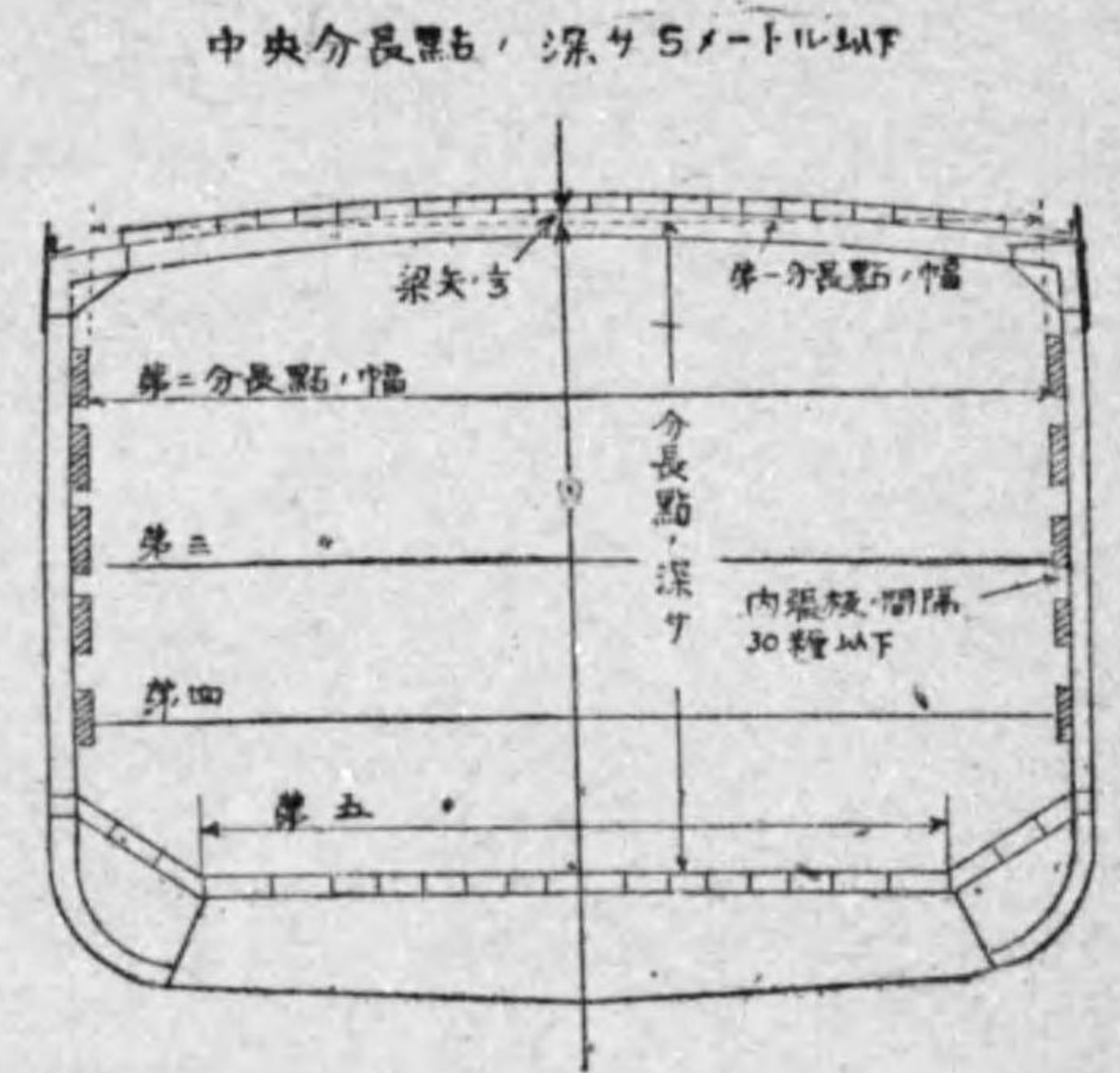
第四百四十九圖 測度甲板の長さ

斜に對する甲板の長さを減じ、船尾に於ては甲板の厚さに終尾船梁の梁矢の三分の一を加へたものに從ひ船尾肋骨の傾斜に對する甲板の長さを減じたものである。

三、分長點

分長點とは測度甲板の長さを次表により等分した點及び首尾兩端の點をいふ。

- | | |
|-------------|-----|
| 測度甲板の長さ | 等分數 |
| 三七米以下 | 六 |
| 三七米を超え五五米以下 | 八 |
| 五五米を超え六九米以下 | 一〇 |



第百五十圖

六九米を超ゆるもの 一一一

四、分長點の深さ

中心線に於て、測度甲板の下面より二重底内底板迄の深さを測り、これより船底内底板の平均の厚さ及び梁矢の三分の一を減じたるもの。

五、分深點

分深點とは、測度甲板の長さの中央に於ける分長點の深さに應じ、次表により各分

長點の深さを等分した點及び上下兩端の點をいふ。

測度甲板の長さの中央に於ける分長點の深さ

- 五メートル以下
- 五メートルを超ゆるもの

二重底内底板が凸凹なる時 分數

- 七
- 五
- 六
- 四

其の場合

六、分深點に於ける幅

各點に於ける船側内張板の内面より内面に至る水平距離をいふ。

以上に説明したやうにして、船の長さ及び各點に於ける幅、深さが判れば、これをシンブソンの法則に依つて縦横に加算すれば船舶の積量を計算することが出来るのである。

船舶の積量には、甲板下噸數、甲板間噸數、總噸數及び純噸數の四種類があつて、二・八三立方米（一〇〇立方呎）を一噸であらしてゐる。

イ、甲板下噸數

これは測度甲板以下の全容積を計上した噸數である。

ロ、甲板間噸數

甲板三層以上を備へる船舶にあつては測度甲板は最下層より數へて第二層の甲板である故、測度甲板より上甲板迄の各甲板間の噸數を計算する必要があるが、これが甲板間噸數である。

ハ、總噸數

總噸數は上記の甲板下噸數及び甲板間噸數に、上甲板以上にある蔽圍した場所の容積を加へた噸數から、上甲板以上にある船の安全、衛生、航海等に必要な場所の容積を差引いた噸數である。

上甲板にある蔽圍した場所とは、船樓、甲板室、甲板出入口、艙口、天窓、その他周圍を蔽圍した場所をいふ。

船の安全、衛生、航海等に必要な場所として、總噸數から、引き去られる主なものは、次のやうなものである。

- Ⅰ 操舵機具、繫船機具、揚錨機具及び主機關と連結せざる副汽罐、副汽機に供用せられる場所。
- Ⅱ 機關室、操舵室、賄室及び出入口室。
- Ⅲ 採光通風に要する場所及び便所。
- Ⅳ 主務大臣に於て船舶の安全、衛生又は利用上前各號に掲ぐるものに準すべきものと認むる場所。

ニ、純噸數

純噸數は實際商賣用に利用せられる容積を意味するものであつて、總噸數から次に列擧する容積を控除した噸數である。

- I 船員常用室及び海圖室
- II 荷脚水槽
- III 機關室
- III 操舵機具、繫船機具、揚錨機具及び主唧筒と連結したる副汽罐、副汽機に使用せらるゝ場所
- V 水夫長倉庫
- VI 帆船の帆庫
- VII 主務大臣に於て船舶の安全、衛生又は利用上前各號に掲ぐるものに準すべきものと認むる場所

純噸數を定める場合一番問題となるのは機關室であるが、これは上甲板下の汽機室及び

汽機室に車軸隧道をも加へたものである。そしてこの機關室噸數が船の總噸數の一三—二〇%の間にあるときは總噸數の三二%を機關室の噸數と見做して、總噸數から控除する。もし機關室噸數が總噸數の一三—二〇%以外であるときは、機關室の噸數にその四分の三を加へたものを機關室の噸數と見做して總噸數から差引くのである。しかし一三%に達せぬ場合船主の要求によつては、總噸數の一三%に達する迄、上甲板上の機關室の噸數の一部を加へて兎に角總噸數の一三%となし、總噸數の三七%を控除しうるのである。しかしこの爲に加へた上甲板上の機關室の噸數は總噸數に加へる故に、總噸數もそれだけは増加することになる。

第六節 パナマ及びスエズ運河噸數

パナマ及びスエズ運河會社は独自の積量測度法を有し、これによつて通航料を徵收するのである。パナマ運河に就いては最近まで或る場合は米國噸數で徵收したが、最近の改正により今後全部パナマ運河噸數によることとなつた。この兩運河噸數ともわが國の噸數よりも大きくなり殊にパナマ運河噸數は遮浪甲板船を認めないので、その差が甚だしい。

尙兩運河噸數とも控除すべき諸項目に差異があるので、若干の増減を來すものである。

第九篇 船舶設計

第一章 設計の概念

艦船の設計とは普通一般の工業的構造物に於ける設計と同様に、その使用目的に最もよく合致するやうに計畫立案することを謂ふのである。唯船舶は水面に浮いて居るものであり且貨客を積載して經濟的に安全に航走することがその使命である爲に、陸上の固定構造物とは設計の方法若しくは考慮さるべき内容が可成り多方面に互り、それだけ設計としては困難な譯である。

同じく浮いて且動かねばならぬと云ふ目的の下にあつては、軍艦も商船も變りはない理であるが一般設計としては攻撃力、防禦力を必要とする軍艦にあつては可成り趣きを異にするものがあるのでこゝでは軍艦には言及せぬこととする。一般の商船に就いても設計と云ふものは造船學の理論をうまく一つの船に集約することであると云へばそれまでである

が實際ともなると中々本稿に述べるやうな生易しいものではなく、本稿は設計の極めて概要だけを述べたものと諒解され度い。

第二章 設計の種類

商船の設計には先づ二種類あると考へて差支へ無い。即ち一つは基本設計と稱するものでこれは船の主體となる根本的な要目を決定することで主要寸法、等級等、船の設計工作の基本となるべき諸種の因子を決定し、一般配置圖の作成（時に一部主要構造圖、例へば中央切斷面圖等を含む）仕様書の作成を終り、これ等に依つて造船所の建造見積りを取る迄の諸過程を先づ基本設計と稱してよい。

他の一つは通常造船所等に於て所謂商船設計と云はれる細部設計で、上記の基本設計に依つて定められた諸要目、仕様書、一般配置圖等に基づいて、造船所が船主からの註文で建造を引受けた後、自分の工場に於て建造工作するのに必要な細部設計、即ち細部圖面作成諸準備計算等實際建造の資料の製作を云ふ。

後者の商船設計はどちらかと云へば基本設計の補足延長とも云ふべきもので商船そのものの基本設計で無く専門書で無い本書ではこの部分に立入らず、最も重要であり、且興味もある前者に就いてのみ述べることにする。

第三章 基本設計

第一節 概論

基本設計は大きな船會社では會社の工務に携る専門の造船技術家に依つてなされるが、専門の技術家を持たぬ中、小船會社若しくは船主は、基本設計をこれから建造せんとする造船所に一任したり、或は造船専門の工務所、大きな船會社、造船科を持つ大學等に依頼することが多い。

何れにしても船主の要求としては、新しい船は何噸の荷物、何人の旅客を乗せて、何節の速力で、何處の航路に使用したいと云ふことが希望されるが、これ等の希望は船主の營業に携る者から出たもので希望條件の相互間に矛盾、無理或は虫のよすぎる註文と云つた

ものも随分ある。そこで船主の技師、工務所、造船所等ではこの希望条件を充分検討して適當に修正して初めて基本設計に對する要求条件となし得るものである。

多くの場合に要求条件としては上記の如く、載貨重量（又は容積）及び貨物の種類、旅客定員及び種類、速力、航路及び用途の四つであるが、其の他にも事情に依つて主機關の型式種類、總噸數、其の他特殊設備等に就いて特別の要求条件の出ることがある。

基本設計に際しては以上の營業關係要求事項と吃水、港灣設備、寄港地、氣象、潮流等の運用關係事項と政府の補助又は助成、諸規則を考慮して最新の學問と技術を以て經濟的効率の高い商船の本體を決定しなければならない。

既に検討され妥當とされた要求条件が決定すればこれに依り基本設計をなすのであるが、元來船の主要寸法其の他の重要項目間に數學的にどう云ふ船は如何なる數値を取るべきかの算式は、あまりに關係因子が多い爲に、存在し得ない。例へば前記四條件の中、載貨重量が一萬噸の貨物船と云ふ場合を考へ、他の三項目を暫く措くことにすれば船の長さとしては一四〇米でも設計出来るし、一二〇米の船でも設計出来る。要は他の諸條件との調

和の可否にあるので、従つてどのやうな設計をしても一應は船の體裁はなすものである。

しかも基本設計の適否が船の永い一生を左右するものであるだけに、船の眞のよい設計と云ふものが難しくもあり、且妙味もあると云ふものである。が一面非常によい設計も幾多の關係因子があり、且船を繞る雰囲気可成り保守的なものであるので、設計當時には一般にそのよさが分らないで數年後にその眞價を認められると云つたやうなこともある。

協道に外れるがかう云つた空氣の中に育つた船には、唯從來からのしきたりで前例に倣つたと云ふだけで、別に適當なものがあるに拘らずその採用を好まれぬといつた矛盾が屢々見得られる。然し造船家はこの事實をよそに常に能率の高いよい船を設計しなければならぬ。その爲には關係各條件との振合を考へて、主要寸法にせよ其の他の項目にせよ、可成り廣範圍に互つて色々計畫してその中の優秀なものを探るべきであるが、事實はこのやうな方法はあまりに煩雜でいふ可くして行はれない。この煩を避ける爲に、且つは實績に信頼を置き得る所から、上述の場合のやうに全くの白紙から出發すること無しに、要求条件を満すべき類似の既成船に就いて、之を適當に修飾することに依つて確實に

設計を進め得られる。この場合と雖も多少の試索法は當然加味さるべきである。

この範に取つた船のことを基準船と云ひ、基準船に於ける失敗、缺點等は新設計に於て改正さるべきは勿論であるが、悪い船を基準船にとつたのでは改良された所で知れたものであり基準船のとり方も慎重を期すべきである。かうした理由からしても、同じ要求事項に基いた設計にしても、基準船の取り方、見方が設計者に依つて異り、ひいては就航成績に影響するものであるから、基本設計者は豊富な資料、経験及び識見雅量を持つべきことは絶対に必要で、船の一生は基本設計家に依つて運命づけられるとも考へられ、設計者の卓越せる技能を要求される所以である。

前述した如く、要求条件が基準船と相異なる場合は基準船を多少修正せねばならぬが、船の設計では關係各因子は造船學上互に調和した數値を取ることが必要で單獨な修正は多くの場合不良の結果を示す。例へば載貨重量を増す爲に、排水量を増さうとする場合、長さ、幅、吃水、肥瘠係數の何れか丈けを修正して必要の排水量を得ようとすることは無理で、以上の各因子の調和を考へ、場合によつては全因子をも修正の要に迫られることすら

ある。依つてこゝに主要寸法、容量、係數等に就きその特質を述べる旁々これと他因子との關係を述べることとするがこの特性を充分理解の上、更にこれらを適當に組合せて一つの船の基本設計が完成する理である。重ねて云ふが要するに基本設計は各種の理論造船學に依つて得た結論を綜合按配して如何なる問題に就いても不都合のないやうに計畫することである。

第二節 長さ、幅、深さ、吃水等の決定

イ、長さ(L)——先づ凡ての寸法の骨子をなすとも云ふべき長さを決定すべきである。最近の如く貨物船すらも一三—一四節と船の速力が全般的に向上され、船の長さは非常に重要な役割をなすに至つたもので、殊に $V\sqrt{L}$ (Vは速力、節にて)及び $\sqrt[3]{\frac{L}{100}}$ (Lは排水量、噸)が抵抗上最も重要であることは抵抗の章で述べた通りである。船の推進所要馬力が船型試験で一部改良は期待し得られても、大部分は主要寸法に依つて定められて終ふものであり、その中でも長さが最も重要なものである。

然しLは抵抗の見地のみから論ずることは出来ない。入渠すべき船渠の長さ、岸壁の大

きさ、航路に於ける波の状態、強力、重量、操船、建造費等のあらゆる角度から研究せねばならぬ。而もLは凡ての他の主要寸法等の基調をなすもので、他の主要寸法との関係、即ちL/B、L/D等の數値を適當に選擇すべきことよりB、DもLとともに自然決定し、更に又L×B×Dの數値に依つて排水量、總噸數、載貨重量、容積等も定まるから以上の諸要目は先づ長さに依つて大體の見當がつけられ、あまり突飛な數値は存在し得ないことになる。概して長さを増すことは抵抗以外のあらゆる見地から見ると不利と見るべきで、特に強力、旋回の問題で然りであるがこの不利を如何にして解決するかは確に造船學に課せられた一大問題として過言であるまゝ。

ロ、幅(B)―幅は船の所要甲板面積及び復原性から決定さるべきであるが、L/Bの數値は貨物船にあつては大體六・五―七・五の範圍にあるが別に抵抗の見地からも検討さるべきである。貨物船の平均のBとしては山縣博士はLの函數として、

$$B = 1.254 + 0.1529 L - 0.0001924 L^2 \quad (*)$$

の算式を出されたが近似的にBがよく表はされてゐる。客船及び甲板積貨物積載船は復原

性の立場から上記のものより稍々大にとるべきは勿論である。

ハ、深さ(D)―深さはL、Bの見當が付けばL/Dの數値は貨物船にあつては全通甲板船型、三島船型なるに従ひ大體一〇・九―一三・六の間に變化するものである。船體重心はDの數値に依り左右されるものと見てよく、B/Dと共に復原性に重大なる影響を持つ。L×B×Dは、荷物容積、噸數、L/Dは強力に大なる關係を持つことは前述の如くで、特に吃水との關係は、

$$\text{吃水} = \frac{\text{噸數}}{L \times B} \quad \text{乾舷}$$

であるから、乾舷は他の寸法に従ひ規則に依つて定められるので、深さと吃水は同體とも見做し得るものである。然し基本設計の初期に當つては、先づ排水量を求むべき機會が多くその場合には吃水を一應定めて乾舷を加へてDを決定する場合もある。

ニ、吃水(d)―吃水も港及び航路の水深、船渠等に依つて制限を受けるが排水量に関する最大の因子であり、又Bとの比B/dは抵抗上重要なものである。吃水も山縣博士が取扱はれた

$$d = 0.656 + 0.0674L - 0.0000906L^2 \text{ (米)}$$

の算式は一般貨物船の平均吃水をよく表して居り、この式及びBの算式に依る時は、 B/d は二・二—二・三なる抵抗の見地よりしては先づ適當な數値を得られる。尤も客船に於ては、速力が比較的が高く、且載貨重量が左程重要視されない場合には排水量を小として差支へ無い時には吃水は稍々淺くとる。これは他に船舶區劃規定に依る吃水制限も關係があるわけであるが餘りに吃水を淺くすることは航洋性に缺ける憾がある。吃水は既述の如く深さが定まつた後に、これより滿載吃水線規定による強力上又は寸法上の何れか大なる方の乾舷を差引いて正確に求められるのであるが、基本設計の當初にあつては乾舷の詳細計算は出来ないので大體の見當を付けて設計を進めるのである。

d/D は三島船型の貨物船で〇・八一〇・八五位となる。

ホ、肥瘠係數(C_b)—載貨重量ひいては排水量を増す爲には排水量は、

$$L \times B \times d \times 1.025 \times C_b \cdot t \text{ (L, B, d は米)}$$

であるので C_b を大とすることが手取り早い、これは抵抗の見地から無法に大とすること

はできず、又必要以上に小としても無駄であり、 C_b 丈で相當量の排水量の増減をすることは無謀である。尤も實際抵抗に關係のあるのは C_b ではなくて柱形係數であるが、基本設計にあつては中央切斷面係數の變り得る範圍は極めて小なものであり、一方 C_b は $L \times B \times D$ と共に載貨容積計算等に必要であり、この兩係數は全く獨立のものでは無い所から、大抵の場合 C_b の方を使用する場が多いが船圖、抵抗計算等には柱形係數を用ふることは勿論である。

山縣博士は良好な成績を挙げた船の C_b の平均値として、主要寸法と同様L及びVの函數として、

$$C_b = 1.035 - 0.24 \left(\frac{V}{L} \right)$$

で表して居られるが、至極適當なもので唯特に高速、波の大なる航路の就航船には上記算式より稍々小さい目を取る方が實際定期航路として運航上には有利のやうである。

へ、排水量(d)— L, B, d, C_b が定まれば排水量が定まる理であり、排水量は機關出力、載貨重量を支配し容積、噸數等にも關係するもので一般貨物船にあつては $\frac{D \cdot W}{d}$ は〇・六

五・〇・七五の間にあり、船の速力にもよることであるが、要求された $D \cdot W$ に對して必要な排水量ひいては主要寸法を概算することができる。

低速船では所要機關馬力は浸水面積即ち $\frac{D}{L}$ に比例すると考へてよく、主要寸法はさまざまの影響は無いが、高速の船ともなれば必要な排水量は不變として主要寸法の方を變へて、抵抗若しくは所要馬力の最小なるものを探究する必要を生ずる。

ト、船型—特殊の用途に使用する船舶の他は、船型はどれでなければならぬと云ふことはない。極く大別して三島船型と全通甲板船型とに區別すれば、前者は船樓の爲に必要な乾舷が少なくて濟み、同じ L の船の場合大なる吃水を得られる。従つて荷物の種類に依り、石炭、鑛石等を運ぶ船なれば嵩よりも重量が必要であるから三島船型が有利であり、嵩の重量に比して大きい場合には全通甲板船と從來相場が定まつてゐたやうである。

元々船型の決定は主要寸法決定以前に、若しくはこれと並行して決定さるべき性質のものであるが、主要寸法その他の設計次第では尙船型を變更し得る餘地があり現に最近の大型高速貨物船ともなれば、上記の重量如何に拘らず全通甲板船型を採用する傾向にあるが、

一般に貨物船、特に中低速の貨物船といへば先づ三島船型が常識である。船型選定に際しては吃水、強力、復原性、寄港地の状況、燃料等種々の因子に支配され、一律には論じなくその決定も相當難しいものであるが、優秀な設計者に於てはさしたる難事ではない。

客船にあつては吃水は區劃規程に依つて制限され、型に無關係であり、旁々あらゆる見地から旅客に好都合である所から、全通甲板船の好まれるのは蓋し無理からぬ所である。

チ、容積測度—は船圖に就いて實際にシンプソン規則、プランメーター等にて求積するが、貨物容積、甲板下噸數等は $L \times B \times D$ 及び C_1 を適當に修飾することに依り、基準船から大體の見當はつけ得る。

リ、メタセントリック・ハイト、 $G \cdot M$

理想的にいへば $G \cdot M$ の値は積荷の有無に拘らず相當の高さを望むが、貨物船のやうに満載した場合と空荷の場合で、その値に非常に相異がある場合は何れに依るべきかは難しい問題であるが、バラスト・タンク等の適宜の使用に依つて或る程度の修正をなし得るものであり、何れに依る場合も大體左記のやうな數値を適當とされてゐる。

船の種類	GMの値
貨物船	二―三呎
客船	二―四呎

GMは大に失すれば動搖に悪影響を及ぼし、小に過ぐる時は初期復原性に不都合があるわけである。一般に貨物船は空荷状態の方がGM大で、客船にては満載状態の方がGM大なるものが多い。GMは船の重心位置とMの位置、換言すれば船の深さ、幅と排水量がその決定因子であり、就中幅の決定には最も慎重なるを要する所以であり、主機關、船體の重心を充分検討の上船幅を定むべきであり、これから基本設計途上に於てGMの見地から試索法に依る主要寸法の變更を餘儀なくされることに屢々遭遇する。

GMは小なる場合は初期復原性は小であるが、高き乾舷を有する場合は復原力消失角が大であり、比較的安全なものであり、又Gの位置が高く且GMとして相當の大きさを有することが實際就航上に強調せられる。

ヌ、載貨重量(DW)

$$DW = \text{排水量} - \text{船の空荷状態重量}$$

であるから先づ空荷状態重量が問題になつて来る。

ル、空荷状態重量(LW)―船が航海し得る状態での重量で、

$$LW = \text{船體部重量} + \text{機關部重量}$$

である。機關部重量は後述することにするがその中には、汽船なれば罐中の清水、復水器及諸管中の水等が含まれる。

ヲ、船體部重量―鋼材、木材、艙装品の重量に分たれるが、全重量は大體に於て

$$\frac{L \times B \times D}{100} \text{ なる數字に或る係數を乗じたもので表はされる。この } \frac{L \times B \times D}{100} \text{ のこと}$$

をキュービック・ナンバーと云ひ船體重量の略算、容積、測度の基本數として使用される。

船體重量として $\frac{L \times B \times D}{100}$ に乗ず可き係數は船の大きさ、型、種類に依つて異なること勿

論で實際に使用するには基準船の係數を基本とすべきであるが、一般貨物船では大體次の如き數値と思つて差支へ無し。

中型三島型貨物船 一五・五—一六

中型全通甲板型貨物船 一四・五—一五

この係数を $\frac{L \times B \times D}{100}$ に乗じたものは應で出る。客船ともなれば旅客定員、旅客設備

次第で随分大なる數値を取り、この係数が二〇以上に達するものすらある。

これらの船體重量の大部分は鋼材重量で、貨物船で七五—八五%、小型客船の如き比較的鋼材の少きものでも五五—六五%に達する。一例を示せば、

	船體重量(應)	
	小型客船	大型貨物船
鐵鋼	630 61.2%	3,420 81.5%
木材	150 14.6	385 9.2
セメント	85 8.2	60 1.4
艦裝品	175 17.0	340 7.9
計	1,030 100.0	4,205 100.0

第三節 機關出力重量

機關部重量は機關の種類、出力、回轉數及び船の種類等に依つて左右される。機關の種類は機關の部で述べることとし、こゝでは機關の出力だけを考へてみる。推進主機關は船が航走する爲の抵抗に打勝つ丈けの推進力を與へ得る馬力を必要とする。基本設計にあつては機關の種類が定つた場合には、必要な主機關馬力を定めることは船價、燃料費等の經濟的な因子に關聯して重要なこととなる。

イ、速力—馬力の算定に就いては如何なる場合も同様であるが、速力を明かに定義してかゝらなければならない。

速力にも定期速力、計畫速力、航海速力、試運轉速力と種々あるが試運轉速力は暫く措いて、定期速力とは一港から他の一港までの距離を總所要時間で除したもので、計畫速力とは船が航海状態で全力に近く航走してゐる時の速力で定期速力が計畫速力より小さいのは當り前である。計畫速力は平水、無潮流、無風状態の場合の速力であるから實際海を走る場合は大分條件を異にするがその速力を航海速力と云ふ。所で馬力計算には何れを用ふるか

は、計算の根據がその何れに依つたかを明確にしてさへ置けばどちらでもよい理である。
然し實際にはVは計畫速力を取り、航海速力としては航路、速力に依つても異なるが $\frac{1}{2}$ 節
乃至 $\frac{1}{2}$ 節低いものと考へ、定期速力としては更に入出港時等の低速航走時を考へねばな
らぬ。

ロ、出力算定—通常特に高速なるものを除いては左記のアドミラルテイ係數(AC)を使
用すると便利である。

$$A.C = \frac{\sqrt[3]{V^3}}{S.H.P.}$$

Δ: 排水量 (噸)

V: 計畫速力

S.H.P.: 所要機關軸馬力

であるから、V及び基準船のACが判つてをれば、大體のSHPは見當がつく理である。

SHPはタービン推進の場合であるが、内燃機關の時はBHP、往復動汽機の場合

はIHP(實馬力)で表され、これらとSHPとの關係は $S.H.P. = 0.95 B.H.P.$
 $I.H.P. = 0.80 I.H.P.$ 位に取ればよい。大體このACの使用は嚴格に云ふと、幾多の疑
義、條件があるのであるが、簡單であり適當な基準船を選べば、或る程度信頼し得る結果
を得られるので廣く使用される。ACは船の長さ $V\sqrt{L}$ 肥瘠係數等によつて支配される
が、次に示す表は船の長さ、速力に關して滿載状態に於ける大體の傾向を示すものである。

船の長さ(米)	計畫速力(節)	AC
75	$10\frac{1}{2}$	295
90	$11\frac{1}{2}$	325
120	$12\frac{1}{2}$	340
140	$13\frac{1}{2}$	375

實際航海ともなれば主機關は常に最大馬力を發生すること無しに常に或る餘力を持ち、
大體八〇—九〇%位の出力であり、一方排水量も常に滿載とは限らず大體載貨重量の $\frac{3}{4}$
位を積載する場合が多い。その場合のACも滿載状態全力推進の計畫速力の場合と相似の

第18表

	L_{PP}	B	D	Δ	Δ	C_b	G.T.	D.W.	L.W.	H.W.	M.W.
A丸	155 ^m	21 ^m	126 ^m	88 ^m	18770 ^f	0.64	12750	8170 ^f	10600 ^f	8310 ^f	2250 ^f
B丸	128	17.4	10.15	6.35	9620	0.664	7370	4180	5440	4490	950
C丸	74	12	5.8	3.58	1750	0.534	1850	430	1320	1040	280
D丸	140	19	12.5	8.75	16380	0.654	8670	10100	6270	4930	1330
E丸	1325	17.85	10	8.03	14000	0.718	6650	9630	4360	3690	670
F丸	108	15	10	7.15	8360	0.705	4470	5340	3030	2400	570
G丸	83	13	6.1	5.28	4360	0.745	2130	2880	1480	1200	230
H丸	518	9.15	5.33	4	1270	0.66	700	750	515	425	90

	M.C. Ball ^e	V _{SEA}	SH.P	A.C.	Kgl(Light Condition)	
A丸	10400 ^m	19.5	16500	320	9.5	大型高速タービン貨物船 甲甲板型 双機型
B丸	5200	16.25	6500	300	7.8	中型高速タービン貨物船
C丸	125	15.5	2400	225	5.1	小型高速タービン貨物船
D丸	16000	17.25	9600	345	7.9	大型高速タービン貨物船
E丸	13360	14.25	4500	370	7.5	中型高速タービン貨物船 二重船型 単機型
F丸	14300	13.5	3000	345	6.67	中甲板型
G丸	3646	10	1600		5.038	中型中速タービン貨物船 船尾機型
H丸	1200	11.25	750	220	3.8	小型中速タービン貨物船 船尾機型

ものであるが航海速度力としては船底汚損、風、潮等の爲に前記同様1¹/₂乃至1¹/₂節低いものと承知せねばならぬ。

であるから今茲で主機關の馬力の推算の爲に用ふるA.C.としてはその何れを取つても差支へ無い譯である。

A.C.の使用に依る出力算定法はケンプ、アイル等に依り發表され、簡單な爲に多く使用されるが、馬力略算法としては可成り不充分なものと云へる。A.C.を使用することは直接所要機關出力を求め得られる方法であるが、テトラ、アイル等の曲線を用ひて先づ有効馬力を算出し、更に推進効率を算定して所要機關出力を求むる方法も屢々用ひられ、基準船試運轉成績、船型試験成績と並行して使用する時は可成り信頼すべき結果を得られるが有効馬力の算定値、推進効率を假定する所に稍々難色があり或る程度の誤差は免れない。正確度に於て多少前記A.C.を使用するものを凌駕する程度である。

機關の出力算定に關して最も精確妥當な方法は船型試験に依ることであるが、基本設計の時には未だ船型試験を行ふ迄に至つて居らぬので上に述べた二種の方法に依つて出力算

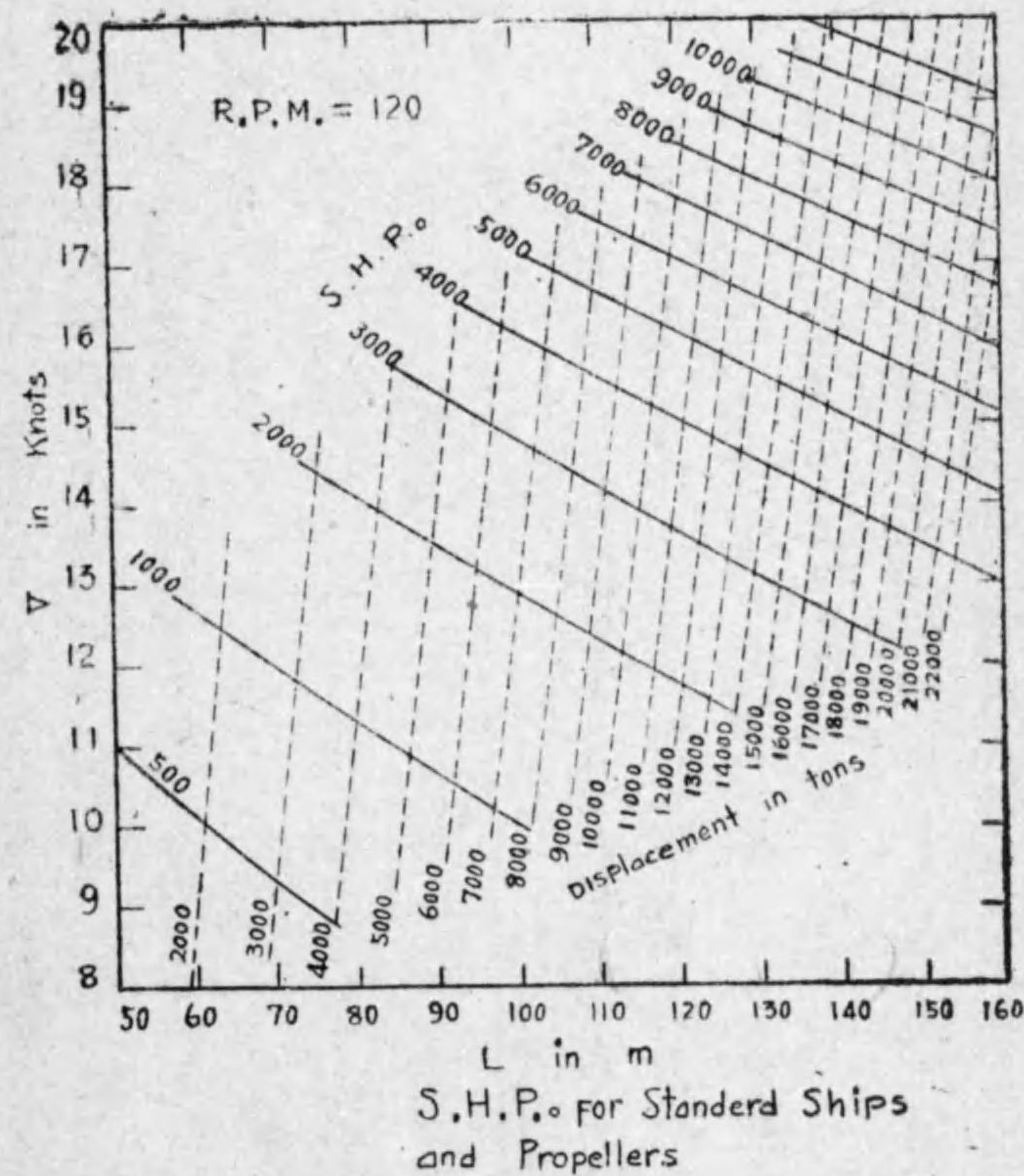
定を行つて居る。昭和十三年遞信省船舶試験所長山縣博士の發表に係る「貨物船の推進機關の所要馬力略算法」なる論文は同博士が多年船型試験にて得られた資料を参考として、出力算定に便なるやう整理されたもので、船型試験の結果を綜合されたものと云ふ點で最も信頼し得べきものであり且實用にも便利で基本設計に極めて貴重なものである。

第百五十一圖にその論文の一部として船長、速力、排水量、馬力間の關係を推進器回轉數毎分一二〇として圖示されたものを轉載する。

これは山縣博士の所謂標準船（既述のL、B、d、C_bの算式より求めたる寸法を有する船）に對しての數値であり、L、B、d、C_b、回轉數等が標準船と異なる場合には、これ等修正を行ふべきで、上記論文にはその修正方法を詳細に記述されており、本書に於ては通常考慮さるべき重要項目のみの修正方法を略述することにする。

主機關の所要出力 S H P は第百五十一圖に依り求めた標準船型及び推進器に對する S H P を基礎とし左記の修正を施して略算する。

$$S.H.P = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 S.H.P$$



第百五十一圖

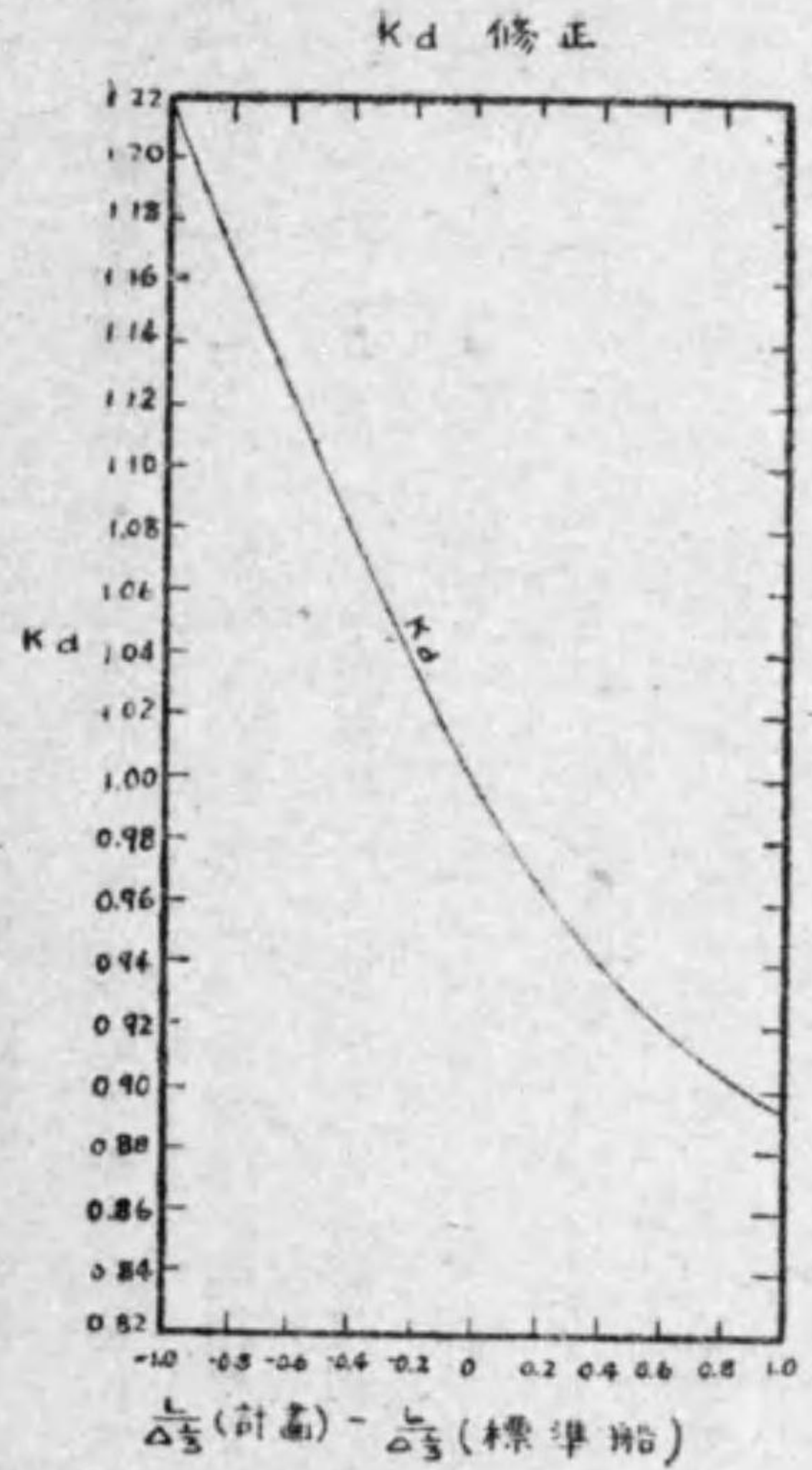
K_a は船底及び海の状態に対する修正で一・二

K_t は螺旋數に對する修正で單螺旋の時は一・〇双螺旋の場合は一・一とす。

K_s は船尾の形狀に關する修正、巡洋艦型の場合一・普通型の場合一・〇八とす。

K_v は Δ が標準値と相違する場合 $\left(\frac{\Delta - \Delta_{標準}}{\Delta_{標準}}\right)^2$

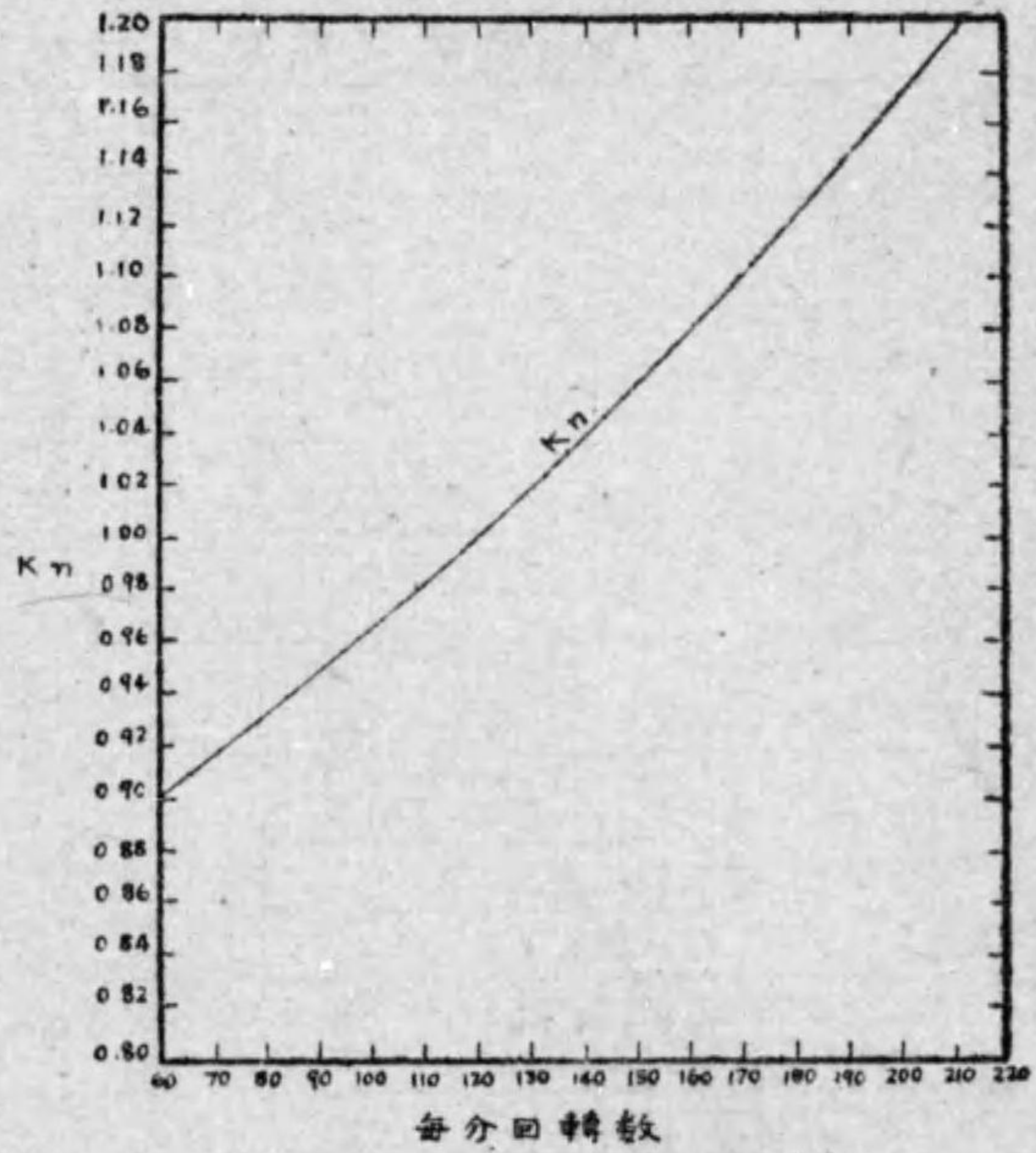
K_d は $\frac{L}{\Delta^2}$ に對する修正 $\frac{L}{\Delta^2} (\text{計量}) - \frac{L}{\Delta^2} (\text{標準船})$ を第百五十二圖の横軸上に取り K_d



第百五十二圖

曲線の縦座標が修正値 K_n は回轉數の修正で第百五十三圖の K_n 曲線が修正値、前記の算式に依り求められたるものは S H P であり純所要出力で機關の餘力の見地より尋常出力とし

K_n 修正



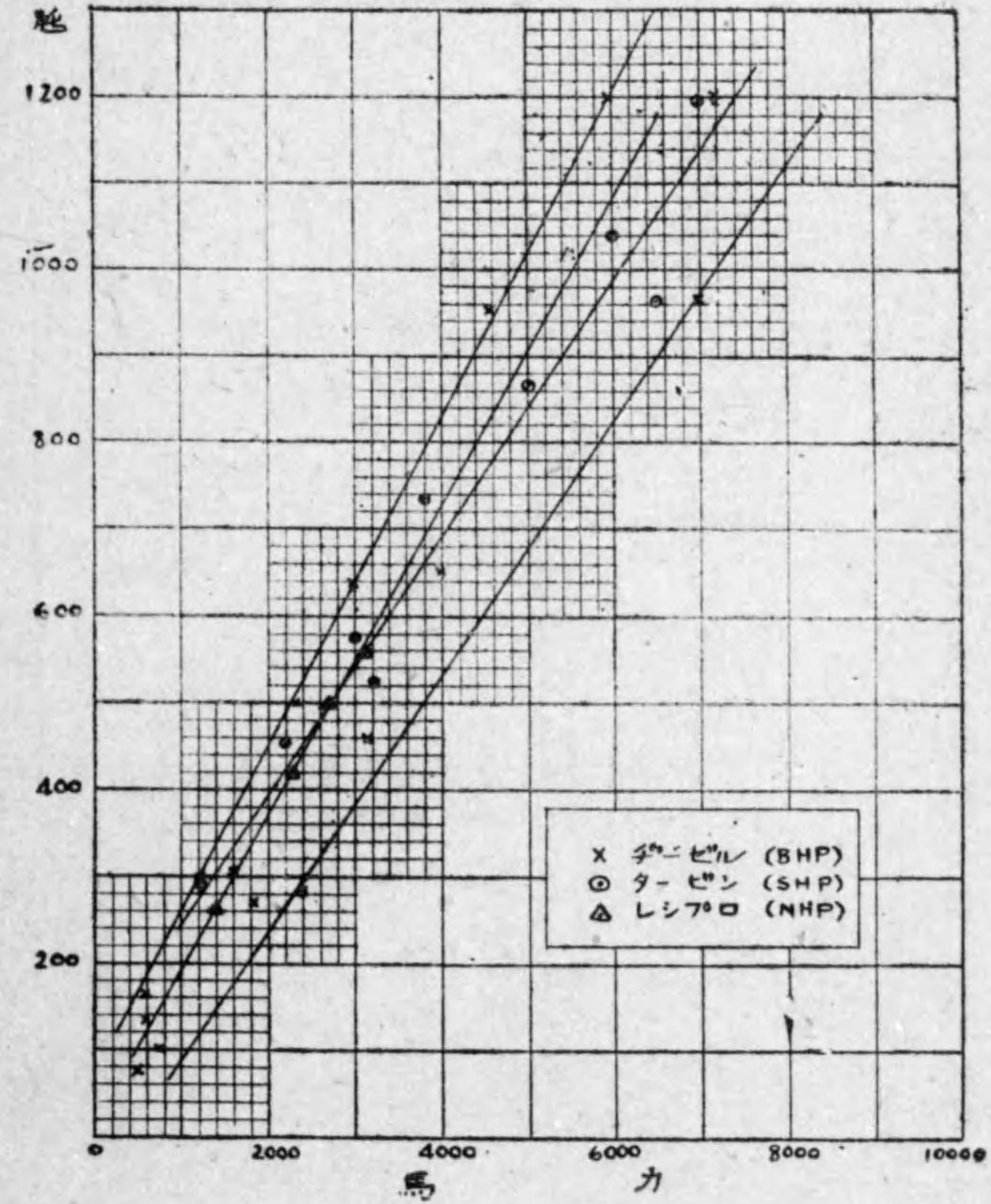
第百五十三圖

ては二〇%内外大なる機關を裝備するのが普通で I H P、B H P の場合も算出し得る理である。

ハ、機關重量—既に主機關の出力が推定出來れば、機關部重量の見當もつく理であるが、船の主機關は大別しても内燃機關と蒸氣機關があり、後者は更に往復動汽機、タービン等があり

石炭及び重油の燃焼に依つても區別せられ、如何なる機關型式を選定すべきかは就航航路、用途等の諸條件に依つて支配されるのであるが、各機關型式がそれぞれ獨自の特異性を持

機関装置重量



第百五十四圖

ち主機関型式の選定は結局は最後の運航採算に於て有利なものを取るようになる。例へば内燃機船は油が安く手に入る航路では、假令重油の單價としては石炭單價より割高の油を使用することも全體の燃料費が少なくてすむやうな場合は勿論であるが燃料費が高く要しても内燃機船は荷積としては石炭燃焼より多いことであり、燃料費、運賃の均衡次第では内燃機船を有利とする場合がある如きである。同一機関型式でも機関部重量としては貨物船、客船の別に依るは勿論回轉數、工作等に依つて一概には云へぬが、大體の傾向としては第百五十四圖に示す如きものである。

茲に注意すべきは小型船では問題にならぬが高速大型船に於ける推進器軸數の問題である。單螺旋推進が双螺旋推進に優ることは明白な事實であるがそこには操縦性、故障等に關して稍々信頼性を缺如してをり、回轉數を落して推進効率を上げ得ると云ふ別な問題も新に取り入れて、こゝに減速ギヤ使用の問題が登場して來るが我國に於ては未だ今後に俟つべき現状であるのは淋しい。

これで船體部重量、機関部重量が分明し空荷状態重量、載貨重量が求め得られる理であ

る。空荷状態重量を出来る丈け小に即ち載貨重量を大にすることは、陸上構造物と異り特に船舶では重要なことで、極めて巧妙に設計された船は同じ載貨重量を積むに、小型の船型、小なる機關出力即ち建造費、維持費共に經濟的になし得ることとなり、船體機關を合理的に如何に軽く丈夫に作るかは造船上の最も重要な問題である。

第四節 結 び

以上で基本設計に關係の深い諸因子を各別に取り上げたのであるが、基本設計に於てはこれ等各因子は同時に、且各方面から綜合調和されなければならない。その場合基準船を参考にすることが最も安全確實なることは既述の通りである。抵抗、強力、復原性等の見地から先づこれなればと云ふ主要寸法の決定を見ても、機關重量が大で載貨重量が不足したのでは船本來の使命を喪失することになり、機關の重心が高くてGMが不足すると云ふやうなことも面白からず、斯の如き場合には更に主要寸法の再検討、全般的再設計と試索法を續けねばならぬ。

かくして最適の主要寸法が決定すれば、先づ船圖を書き、一般配置圖、一部構造圖の作成

をなす。一般配置圖は船の各所割當等を示す詳細圖で最も重要な圖面の一であり、且設計者の最も腕を揮ひ得るもので、この一般配置圖の巧拙は竣工後の本船取扱、旅客及び乗組員設備等に著しい便不便を生じ劣悪な設計は船の一生を臺無しにするものである。一面一般配置圖の設計は設計者に依つて多少所謂「くせ」を含むものであり、この「くせ」を如何に生かすかは指導的立場にある主設計者の最も腐心する所である。一般配置圖が出来れば船圖より總噸數、荷物容積、水艙容積、可許長計算、重量計算、定員等の算出をする。

一方では工事仕様書の作成をするのであるがこれは船體部、機關部に分ち、何れも新船建造に關して材料、工作法、工事上の約束、試運轉、提出圖書、艙裝品等造船に必要なあらゆる項目に就いて詳述したもので、工事は全く同仕様書に依つて施工される。

こゝで一般配置圖、一部構造圖及び工事仕様書に依つて造船所の建造見積を取る段取りとなり其の見積額が豫め船主に於て見積額と大差なく且妥當と認められ更に營業上の採算に不都合が無ければ直に註文と云ふことになる。

之の註文の形式は船主、造船所協議の下に造船契約書を作成し兩者之に調印することに

依つて造船契約が成立する。

造船契約成立後は造船所は第二段の細部設計に入り、そこで作成した圖面、計算、工事方法等は一々船主若しくは造船監督者の承認を経て工事に着手することになる。

第十篇 機 關

第一章 緒 言

船は種々の機械設備を持つてゐるが先づ船を推進する推進機關が最も主要なものであり特にこれを主機關と稱し、この外に蒸氣罐、軸系、各種の補助機械等がある。補助機械の中には主機關の運轉に、或は乗組員及び船客の居住に、或は荷役等の爲に必要な發電機、唧筒、送風機、冷凍機、捲揚機などが含まれる。これらを總括して船用機關と稱するのであるが陸用のものと較べて異なる點は場所と重量に嚴しい制限を受けることである。所定の馬力を出し得る機關を出来る丈け小さな場所に出來る丈け輕量に收めて載貨容積及び重量を増加し且船の壽命即ち商船では廿年乃至三十年の耐久力が必要である。次に最も大切なことは貴重な人命、貨物を託せらるゝが故に高度の信頼性が無ければならぬことである。これらの條件は主機關は勿論蒸氣罐、補助機械等凡てに要求せらるゝのである。即ち補助

機械の中には主機關の運轉に缺くべからざるものがあり、例へば潤滑油唧筒、冷却水唧筒の如きものであるが、これらが故障を起した場合に不幸にして事故の發生を知らずして運轉を續ける時は主機關は忽ちにして損傷を受け運轉不能となり停船して復舊を計らねばならず、その影響する處は頗る大きい。尤も斯る重要機械は豫備を備へ故障の際は直に豫備と切り換へ主機關への影響を防ぎ且故障は警報装置により覺知し災害を未然に防ぐ方法を講じてはゐるが、尙一補助機械の故障の爲に停船したり或は速力を落して走らねばならぬことが屢々ある。

斯の如く主機關、蒸氣罐、補助機械等何れも重量、容積の輕減と耐久力と信頼性を極度に要求せらるゝが故に機械自身の效率は或る程度犠牲にして船としての效率を高くするやうになつてゐる。随つて船用機關の中には他では全く用ひられぬものもあり、其の構造、性能等船用として他とは若干異つた進歩發達の道を進むものである。

船の推進方法即ち推進器の種類などに就いては推進の項に於て述べてある故本篇に於ては専ら現今最も一般に用ひられてゐる諸機關に於て説明することにする。

船用主原動機としては、(一)往復蒸氣機關、(二)蒸氣タービン、(三)内燃機關の三種に大別することが出来る。これらは何れも各自の特徴を有するが故に船の種類、航路、馬力の大小等に依り其の船に最も適當したものを撰定しなければならぬ。

所謂蒸氣船とは往復蒸氣機關或は蒸氣タービンを主機關とする船のことであるが特に往復蒸氣機關即ちレシプロケーティング・スチーム・エンジンの場合には簡單にレシプロ船、蒸氣タービンの場合にはタービン船と云つた方が分り易い。又一方内燃機關の場合も一般にモーターシップと稱せられてゐるが、五〇〇馬力以上のものは殆どディーゼル機關であり、それ以下のものは燒玉機關のこともあり又極く小型のものではガソリン機關の場合もある。

船は陸岸を離れて單獨航行する故に其の動力の源としては船中に燃料を積み込みそれを燃焼し乍ら燃焼に依り生ずる熱エネルギーを利用せねばならぬ。この熱エネルギーを以て船を推進する機械的仕事に變へるのが往復蒸氣機關、蒸氣タービン、内燃機關等の原動機で特にこれらは熱機關と稱せられる。

内燃機關の場合は液體燃料を機關内に送り其の爆發瓦斯の力により仕事を爲さしめるの

であるが、蒸氣原動機の場合は燃料は蒸氣罐に於て燃焼され熱は罐内に發生する蒸氣に與へられる。蒸氣罐は大きな容積と重量を有するものであるから蒸氣船に於ては機關室よりも罐室の方が大きな場所を占むる場合が多い。

漁船とかランチとか極く小型のもので燒玉機關或はガソリン機關を有するものでは燃料として輕油或はガソリンを用ひ最近はガソリンの消費規正が行はれ代用燃料として木炭、薪炭、石炭等から發生する瓦斯を燃料とするものがあるが、斯かる極めて小型のものを除けば船用燃料は石炭或は重油の二種である。

石炭に比し重油の有する長所を挙げれば次の如くである。

- 一、發熱量が大である。即ち同じ目方の石炭に比し普通四割、低質炭に比すれば十割近く大である。
- 二、運搬、貯藏に便利である。殊に船舶では貯藏に二重底を利用することが出来る。
- 三、點火が速に行はれ、且つ火力を一定に保ち或はこれを調節することが容易である。
- 四、灰の處分を考慮する必要がない。

五、ディーゼル機關に使用出来る。

發熱量の大なることは燃料自身少量で足りるばかりでなくそれを燃焼する蒸氣罐の大きさも小さくて済むと云ふ利益がある。

長距離を走る船では船中に多量の燃料を積込まねばならず、又大馬力の機關を有する船に於ても其の馬力の大きさに随つて燃料消費量が多くなる故に大なる燃料庫を必要とする。然るに蒸氣罐や燃料庫の容積は出来る丈け小さくして有効に利用出来る場所を大きく取ることが望ましいので二重底を利用出来ることと相俟つて長距離航路或は大馬力の船に於ては燃料として重油を撰定しなければならぬ。即ちディーゼル船か重油燃焼の蒸氣船と云ふことになる。殊に航路の途次石油原産地の附近を通過する船は安價な油を入手出来る便宜がある。結局石炭を使用する船は近距離航路或は小馬力にして石炭庫の容積が貨物艙の容積に比し問題とならぬものに限るのが原則である。

然し乍ら重油の最も大なる缺點は世界に於ける産額が少く、殊に我國の如く其の使用量の大部分を外國よりの輸入に俟つ現状にあつては一朝輸入の途が絶え且外國の港に於て給

油を受けることが不可能となる場合は、其の運行上の不便は石炭を使用する船に比し遙かに大なることを覺悟せねばならぬ。

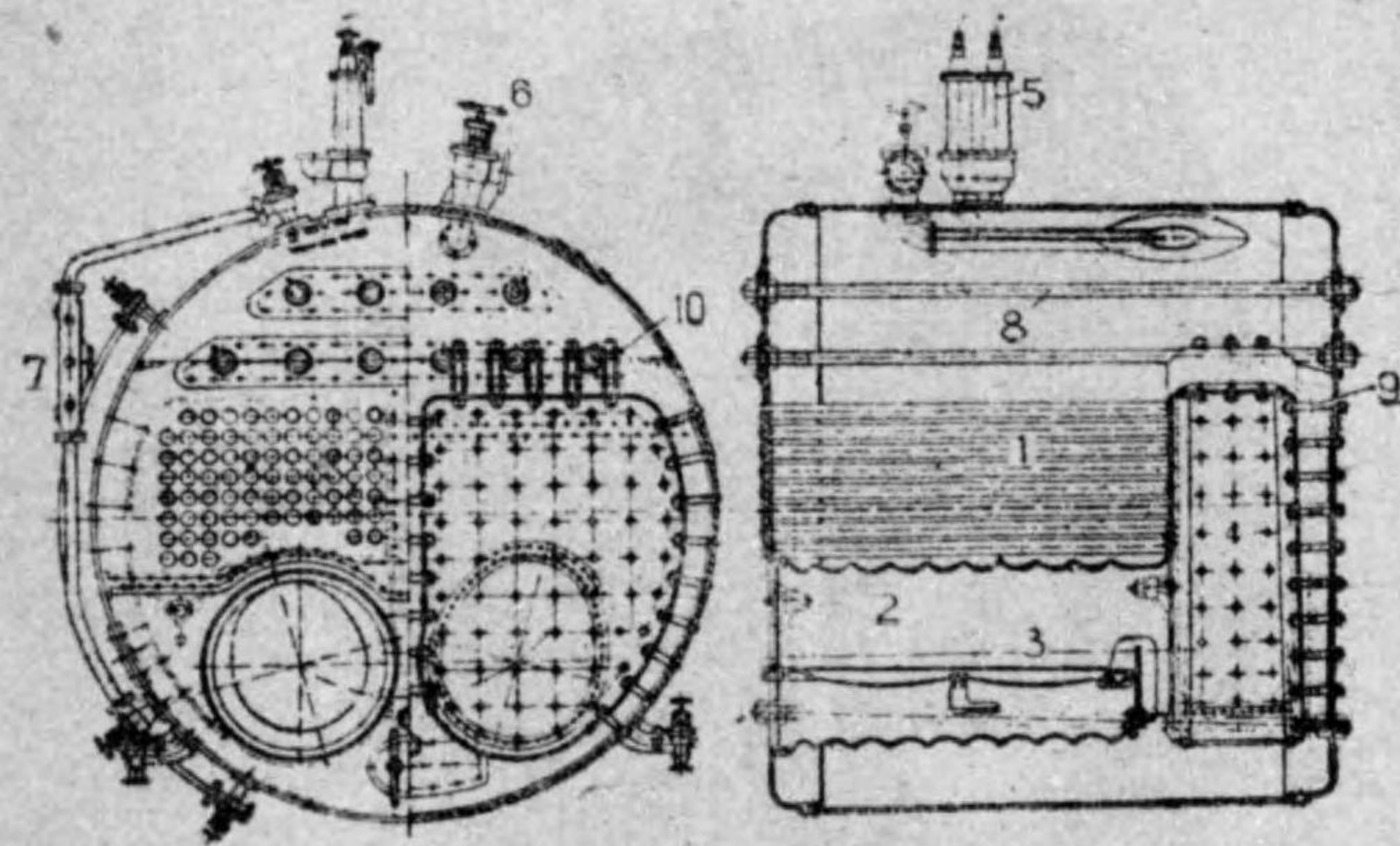
船舶建造の計畫を爲すに當り燃料入手の上からやむを得ず種々の不利を忍び石炭に依らねばならぬ場合を思へば、石油資源の多寡は其の國の船腹の質にも亦大きな影響を與へてゐると云はなければならぬ。

第二章 蒸 氣 罐

蒸氣力を用ひる船では蒸氣罐により蒸氣を作らなければならぬ。罐は密閉された器で内部に水を入れ外部より熱し水を蒸發せしめ高温且高壓の蒸氣となすものである。蒸氣罐即ちボイラーは汽罐とも又單に罐とも云はれ特に炊事、暖房などにのみ用ひられるものは副罐（ドンキー・ボイラー）と稱せられ推進用に使用されるもの即ち主汽罐と區別される。

副罐は小型にして低壓でもよく、多くは主汽罐を持たぬディーゼル船に裝備されてゐる。現在船用として用ひられてゐる罐は次の三種に大別することが出来る。

(170)



第155圖 スコッチ罐

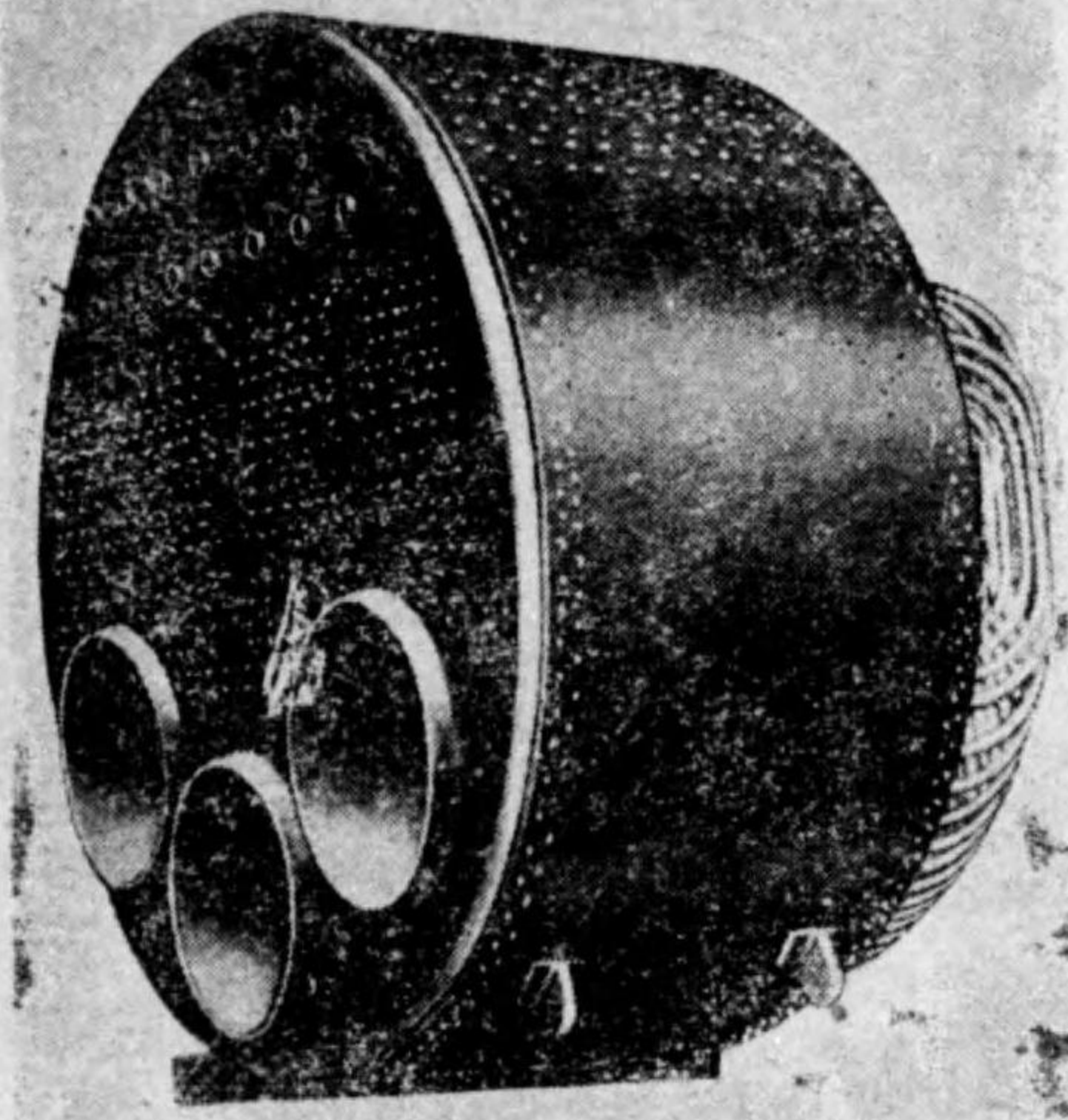
1. 煙管 2. 爐筒 3. 火格子 4. 燃燒室 5. 安全弁
6. 蒸汽弁 7. 水面計 8. 縦控 9. ネジ控 10. 桁控

- 一、圓罐
- 二、水管罐
- 三、特殊高壓罐

圓罐の構造は第百五十五圖にその一例を示す如く外形は圓筒形をなし、内部に本圖では二個の爐筒を有するが通常三個、大なるものは四個の爐筒及び燃燒室を有し、この型の罐はスコッチ罐とも云はれてゐる。爐内に投入された石炭は火格子上に於て熱せられ揮發分は燃燒室に於て完全に燃燒し、更に多數の煙管の中を通り罐の前部に戻り

(171)

煙突に到る。縦控、ねぢ控、桁控などは罐の内壓に對して胴板、燃燒室及び前後の平板を補強するものである。この罐はその構造上高壓に耐へず又蒸發量も少ない。稍々大型の一例を



第百五十六圖 乾 燃 燒 室 罐

挙げれば、直徑四・六米、長さ三・六米のものにて加熱面積二三〇平方米、火床面積六・〇平方米を有し蒸發量毎時約六噸程度であり蒸氣壓力も一七・五氣壓が限度となつてゐる。即ちこの程度の罐を用ふれば一罐にて一、〇〇〇内外の馬力を發生せしめるに過ぎず、大馬力の船には罐の数が多くなり不適當であるが、取扱は簡單で構造も堅牢であり中小型蒸氣船の殆んど凡てはこ

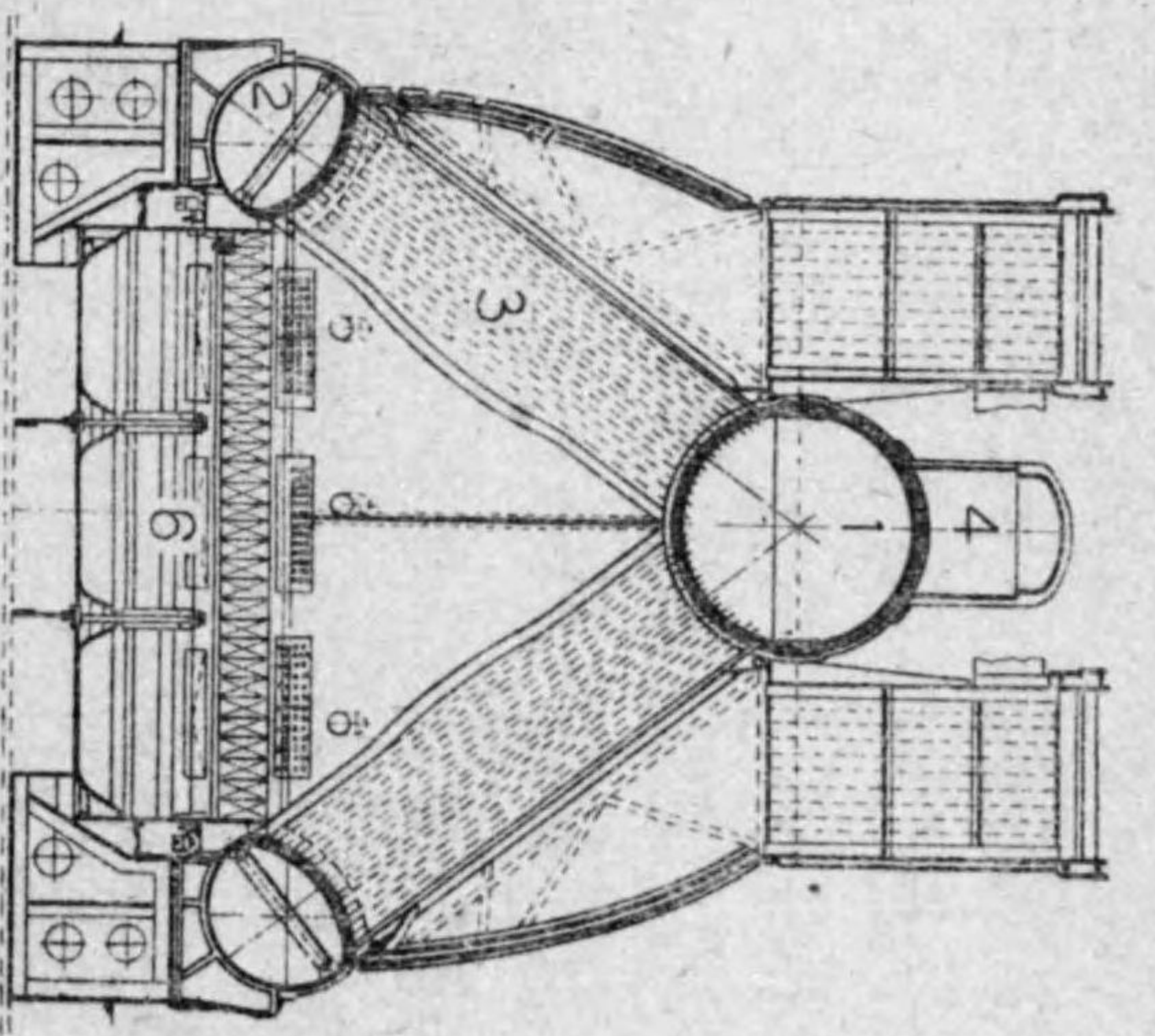
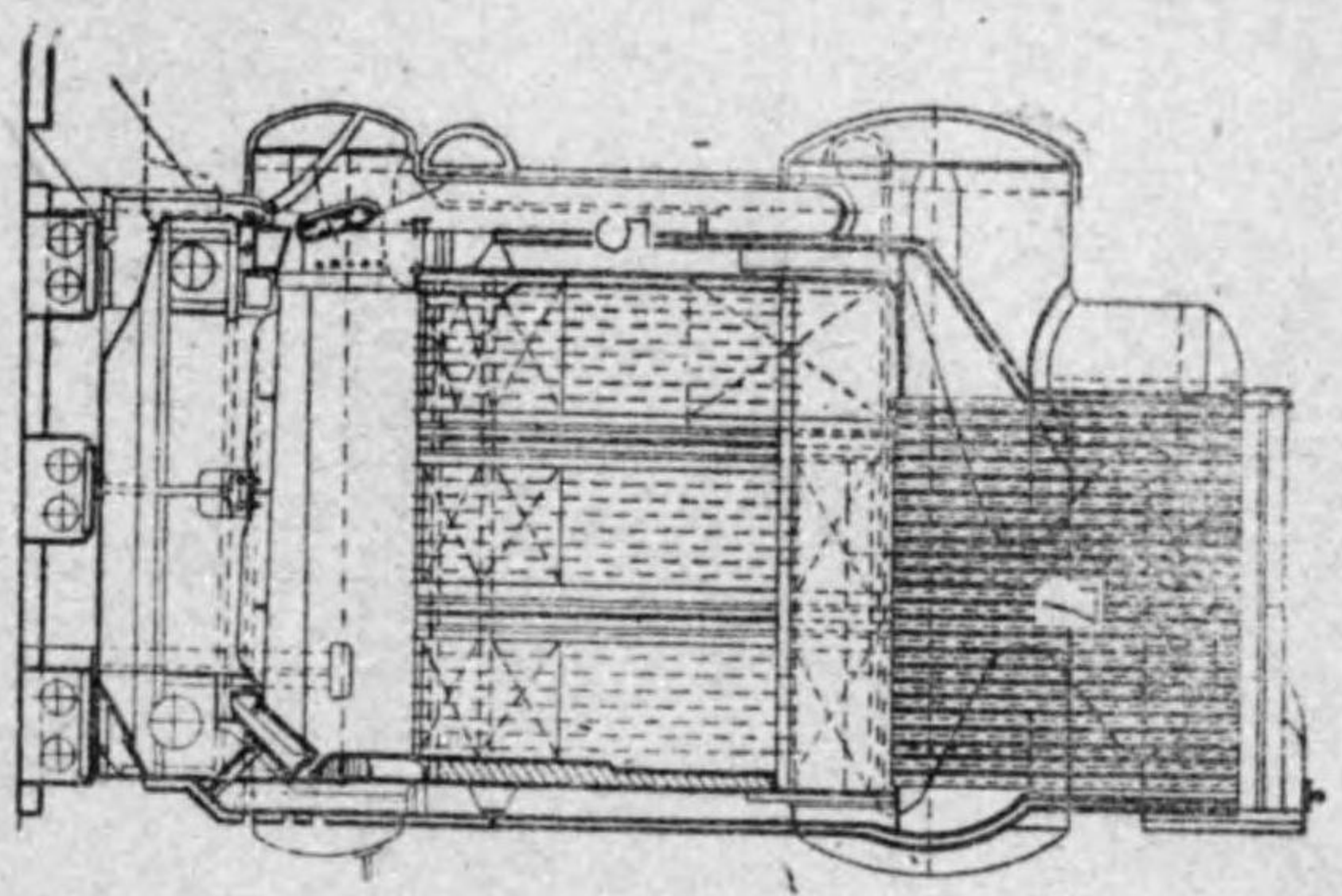
の罐を用ひてゐる。

近年このスコッチ罐に改良を加へた第百五十六圖の如き乾燃燒室罐と稱するものがあり、スコッチ罐に於ては内部にある燃燒室が罐胴の外部に煉瓦を以て形作られ、燃燒室は廣く且その中に水管を配して罐水の循環を良好ならしめるので罐効率もスコッチ罐より高く、最近盛んに用ひられるやうになつてきた。

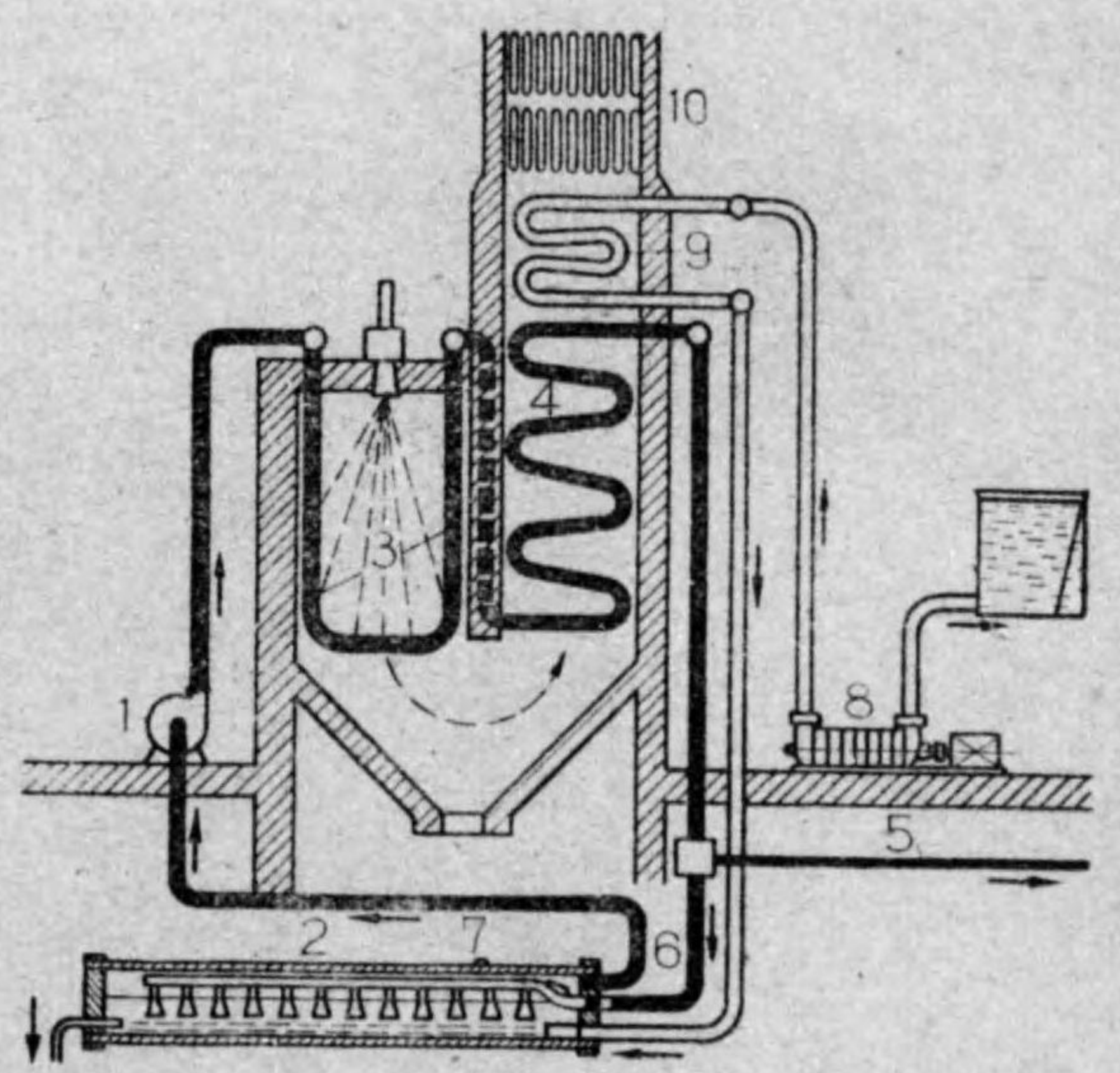
水管罐

一般に蒸氣原動機に於て罐蒸氣の温度が高い程效率が高く、近年一方では高い熱效率を有するディーゼル機關の發達に對抗する上から、又一方では船舶の速力が高くなるにつれて機關の出力も甚しく大きくしなければならぬので、種々の技術的困難を克服して段々高温高壓蒸氣を用ひる様になり、小容積で蒸發容量の大きな水管罐が用ひられるやうになつた。

船用水管罐として最も多く用ひられてゐるものはヤロー罐、パブコック罐などである。第百五十七圖はヤロー罐の構造を示し小徑のドラム及び細い水管より成り、高壓に耐へ且水管の部分を熱する故速に蒸氣を發生せしめる事が出来る。随つて蒸發容量も大きく重油燃焼を以て一罐一〇、〇〇〇馬力以上を出すものもある。蒸氣壓力は三〇氣壓前後のものが多



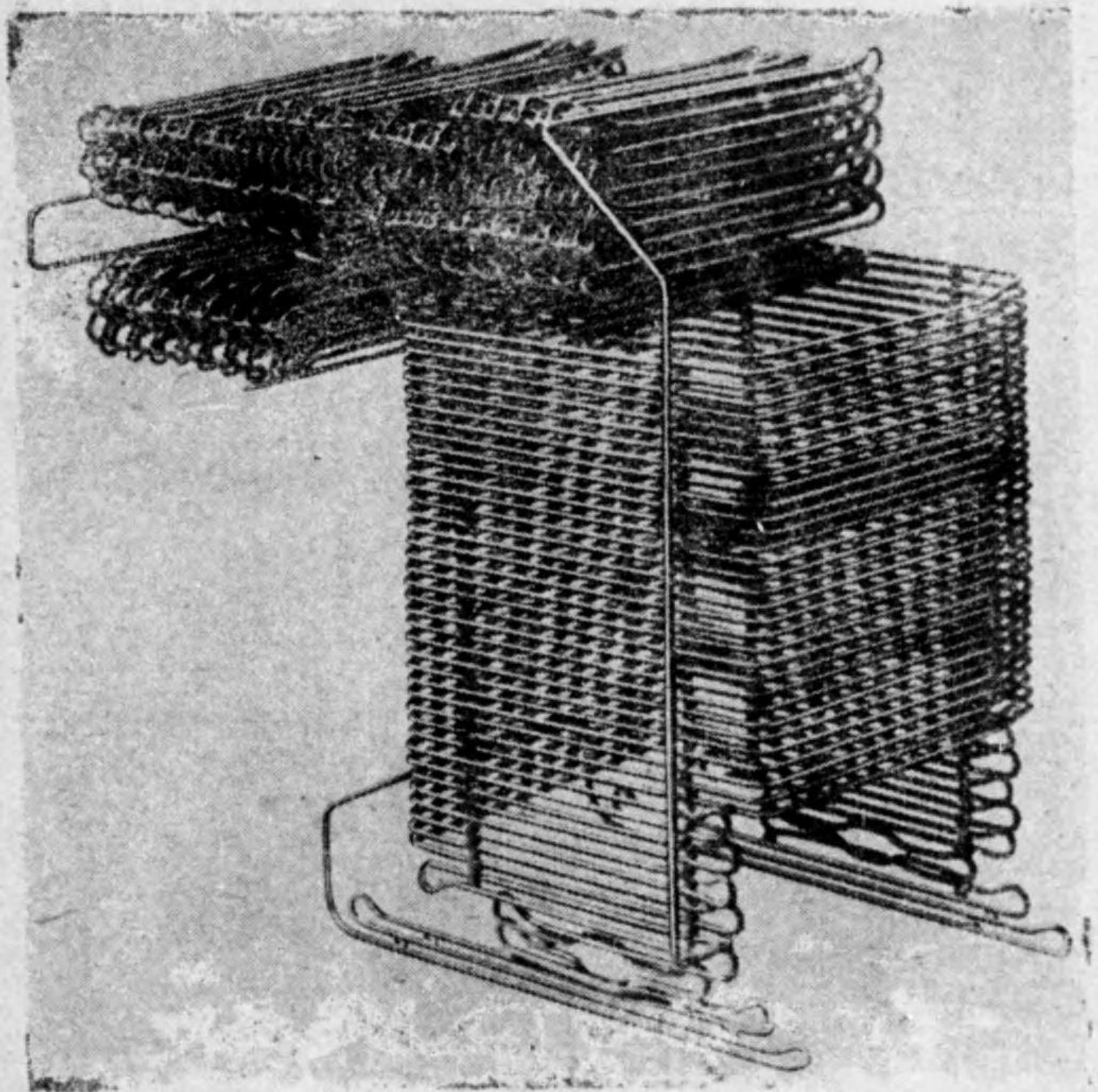
第157圖 ヤロ一罐
 1. 上部ドラム 2. 下部ドラム 3. 水管
 4. 蒸気ドラム
 5. 降水管 6. 火格子 7. 空気豫熱器



第158圖 レフラー罐
 1. 循環ポンプ 2. 蒸気ドラム
 3. 第一過熱器 4. 第二過熱器
 5. 蒸気管 6. 蒸気管
 7. 蒸気噴射管 8. 給水ポンプ
 9. 節炭器 10. 空気豫熱器

流により自然に循環するのであるが、こゝで云ふ特殊高圧罐とは特に唧筒を用ひて水或は蒸気を強制循環させるものである。この強制循環させる部分は細い管より成り、熱傳導良く

く用ひられてゐる。
 海軍及び外國の巨船には夙にこの型の罐を用ひてゐたが、我國の商船では黒龍丸、新田丸、神戸丸などに過ぎず未だその数は少ない。
 特殊高圧罐
 圓罐及び水管罐は
 何れも罐内の水は對



第百五十九圖 ズルツァー單罐管

且罐水の自然循環を考慮する必要がある。この形を自由にすることが出来る。出力の大なること即ち罐の容積、重量を軽減出来ることは水管罐より更に大である。

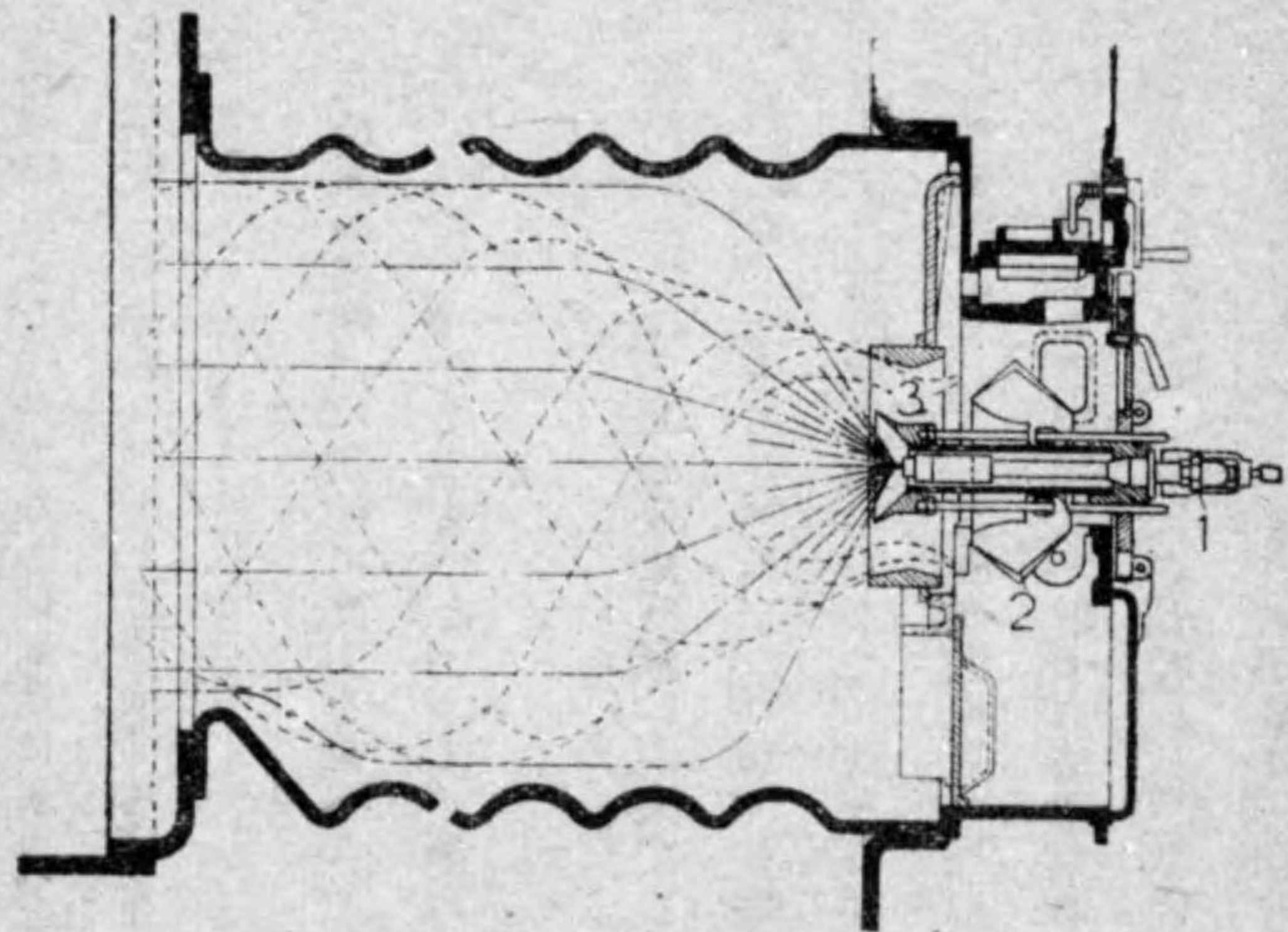
次に第百五十八圖に示すレフラー罐を例にとつて説明すれば、水は給水唧筒により節炭器を経て蒸気ドラムに入る。蒸気ドラムには他方から過熱

蒸気が入り此處で出来た飽和蒸気は循環唧筒により爐内にある第一及び第二過熱器に送られ過熱蒸気となり、この發生蒸気の三分の一は蒸気管によりタービンに送られ残りの三分の二は再び蒸気ドラムに戻り給水を蒸發せしめこれを繰返す。この罐によれば蒸気壓力は一三〇氣壓、溫度は攝氏五〇〇度に達する。これは蒸気を循環させる例であるが、この外に罐水を強制循環させるラ・モント罐、ベロックス罐などがあり又水或は蒸気のドラムを有せず第百五十九圖の如く一様な細管より成り給水唧筒に依り送り込まれた水は管中を通過するうちに順次加熱され蒸發し過熱されるものがある。ズルツァー單管罐、ペンソン罐などがこの型に屬する。

罐の材料は鋼板、鋼管であるが特殊高壓罐では特殊鋼を用ひる。これらの材料は攝氏五〇〇度附近より強度が著しく減するので現在の處これ以上の高温は材料の點から困難とされてゐる。

燃焼裝置

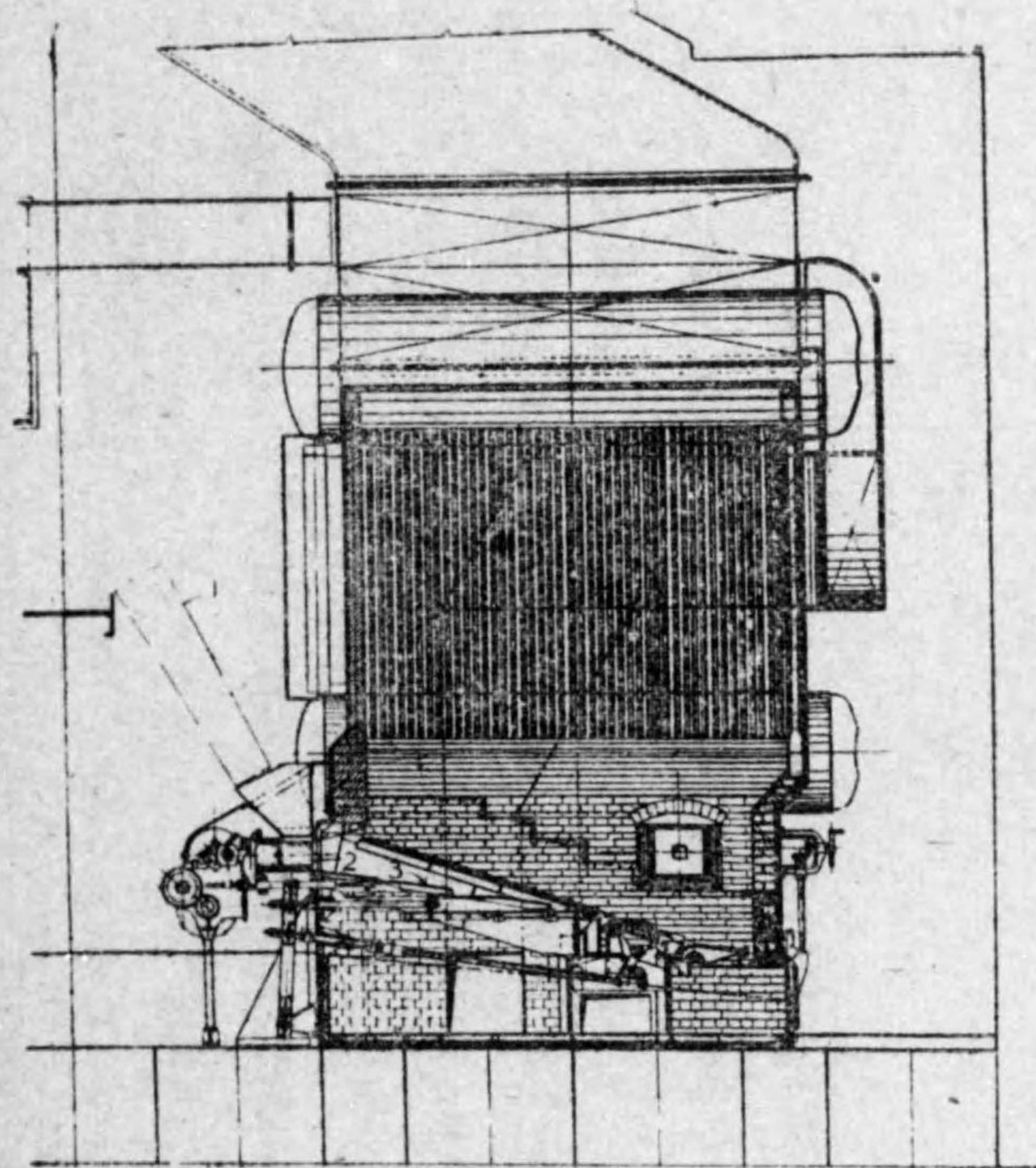
石炭を燃料とする場合圓罐では多く手焚であるが水管罐の如く火床の面積が大きく且燃



第161圖 重油燃焼器
1.重油ノズル 2.案内羽根 3.口金

イード・ストーカー)が用ひられる。
鎖火格子給炭機は一定の幅を有する環状の鎖を火格子とし前後の鎖車の回転により火格子を動かして石炭を燃焼して炉の内部に送るものである。

第百六十圖は下込給炭機の種類テーラー給炭機をヤロー罐に装備した圖である。ホッパーに投入された石炭はピストンにより爐の中の石炭の下層に押し込まれ乾溜されつゝ上層へ押し上げられ更に押込板により奥の方へ送られる。石炭を焚くものでこの外に粉碎燃焼と稱するものがあり、これは石炭の塊



第160圖 テーラー給炭機装置圖
1.ホッパー 2.ピストン 3.押込板

燒率の高いものでは手焚に依つては一樣な燃焼状態を持續することが出來ぬので機械給炭機を用ひる。船用では主に鎖火格子給炭機(チェーン・グレート・ストーカー)或は下込給炭機(アンダーフ

を粉碎機により微粉となし送風機により罐の爐に送つて燃焼せしめるのである。微粉にすると空氣との接觸面が増し低質炭でも完全に燃焼し且過剰空氣は少なくてすむと云ふ長所がある。

次に重油燃焼には重油に壓力を加へてノズルから噴射して霧化するものと蒸氣或は壓縮空氣により霧化するものがある。第百六十一圖は壓力噴油式の裝置圖である。

通風裝置

燃料の燃焼に當り必要な空氣は煙突から逃げる瓦斯の力により自然に吸込まれること即ち自然通風となすことが出来る。しかし船舶に於ては陸上と異り煙突を充分高くすることが出来ず且燃焼率も高くしなければならぬので殆んど凡て送風機により爐の内へ空氣を押し込む強壓通風を行ふ。又強壓送風機の外に燃焼瓦斯を吸引しこれを煙突へ誘ひ出す誘引通風機を併用する平衡通風と稱する方法がある。これによれば更に劇しい燃焼に適し、且爐内の壓力を大氣壓と等しくすることが出来るので瓦斯の漏洩がない。

送風機により送るべき空氣の量は一疋の石炭を完全燃焼せしめる爲に理論的に約九立方

米の常溫空氣を必要とするが實際に完全燃焼せしめる爲に餘分の空氣即ち過剰空氣と云はれるものを送らねばならぬ。燃焼に必要な空氣に對する過剰空氣の率は普通石炭の場合は一〇割近くであるが、重油或は粉碎燃焼の場合は四割以下に減することが出来る。過剰空氣は出来るだけ少ない方が爐の溫度を高く保つことが出来るので罐の效率が良い。隨つて爐に送る空氣の溫度も高い方が良いので空氣豫熱器を通して煙突へ逃げる瓦斯の熱を幾分回收して空氣を熱する仕組になつてゐる。(第百五十七圖參照)

給水

天然水の中には種々の不純物を含み罐にて使用中湯垢を堆積する故、圓罐では清罐劑を用ひて軟化し時々罐水を排出して其の濃度を薄める程度で良いが、水管を用ひる罐では湯垢の堆積による危険と罐效率の低下を防ぐことが大切であるので必ず蒸溜水を用ひ、その爲に特に蒸溜裝置を設備しなければならぬ。

第三章 往復蒸氣機關