

船舶



1961. VOL. 34

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十一年一月七日 発行
昭和三十三年三月二十八日 運輸省特別承認雜誌第四〇六号
昭和三十六年十一月十二日 発行

新日本汽船株式会社御注文
貨物船「土佐春丸」
載貨重量 11,800トン・20 1/4 ノット
昭和36年10月21日竣工
日立造船・因島工場建造



日立造船株式会社

天然社

Akasaka Diesel

三菱UEディーゼル機関

漁船並に一般客貨船用
発電用, 原動機用ディーゼル機関

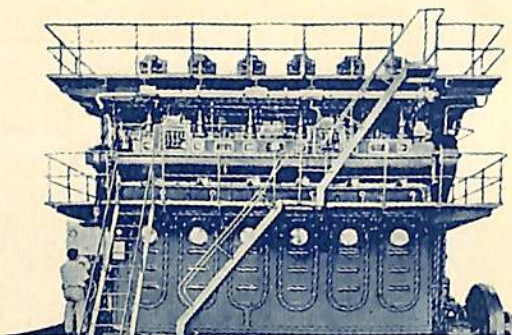
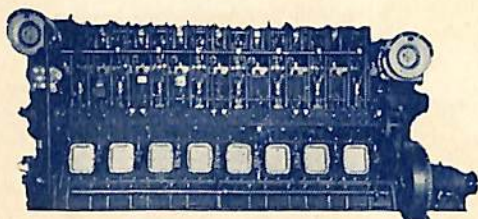
赤阪4サイクル 75~2,400馬力

三菱造船株式会社との技術提携に依り製造開始

1,500~5,700馬力

UET 33/55 39/65 45/75

UEC 52/105



株式会社 赤阪鐵工所

本社
工場
出張所

東京都中央区銀座1丁目3番地 TEL (561) 4902~3
静岡県焼津市中港町594番地 TEL(焼津) 2121~5
札幌出張所, 大阪出張所, 福岡出張所

クボタ

ディーゼル 補機用ディーゼルの新鋭!

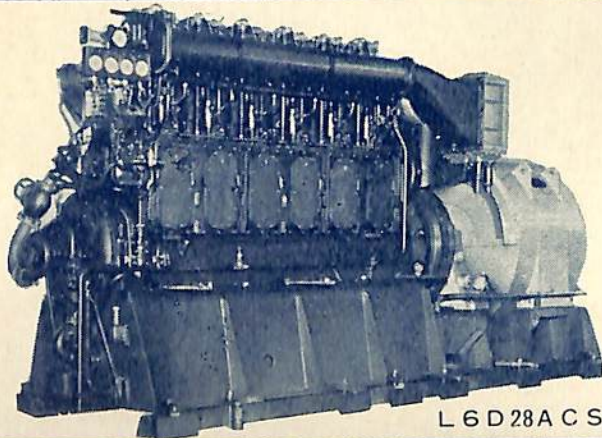


久保田鉄工株式会社

本社: 大阪市浪速区船出町2丁目
支社: 東京都中央区日本橋江戸橋3丁目
福岡・札幌・名古屋・仙台・室蘭

クボタ L6D28ACS形 ディーゼル
900馬力(750kVA) 600回転

●補機用 8~1,000馬力 ●主機用 3.5~90馬力



L6D28ACS形

“国づくりから米づくりまで”

こう着防止に...

RIK センダイトメタル製

理研キーストンリング

クサビ型に加工してありますから図のように慣性力の一部がリングの張力を補い、またサイドクリアランスの変化によってこう着を防止します



理研ピストンリング工業株式会社

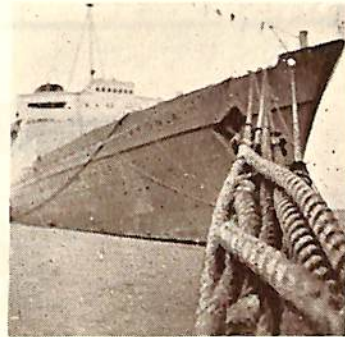
東京都港区芝南佐久間町1の46
電話東京(501)5201番(代表)

運輸省, NK認可 サイザルホーサー マニラ混合ホーサー C.O.T 防腐加工
日本で最も権威ある
C. O. T 防腐剤

防 腐 強 力
防 黴 絶 大
耐 久 増 大

御採用官庁及各会社

防	衛	庁
海	上	道
國	有	庁
林	野	社
各	海	社
各	漁	社
石	灰	山
		鉄
		會
		會
		鉄
		山



諸官庁で御使用の麻ロープにはC.O.T防腐加工と御指定されています。

博信工業株式会社

本 社 東京都港区芝西久保櫻川町6番地 TEL (581) 2391~4
工 場 埼玉県川口市前川町4丁目116番地 TEL 鳩ヶ谷 6316
愛知県宝飯郡形原町大字形原字南淀尻3番地



三菱防蝕亜鉛

CATHODIC PROTECTION ZINC

CPZ

CPZの用途

各種船舶の外板、バラストタンク
推進器軸、繋留ブイ、浮ドック
港湾施設(鋼矢板岸壁、水門扉、閘門、棧橋)



船尾に取付けたCPZ-8F

三菱金属鉱業株式会社

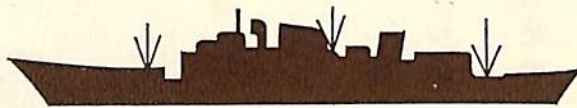
東京都千代田区大手町1丁目6番地 (大手ビル) 電話 (231) 2431, 3321, 4311

営業所 大阪, 札幌, 仙台, 新潟, 名古屋, 広島, 福岡

総代理店・三菱商事株式会社

設計施工・日本防蝕工業株式会社

主機に **ユ-バロイ** ピストンリング



補機に日ピス **キーストン** リング

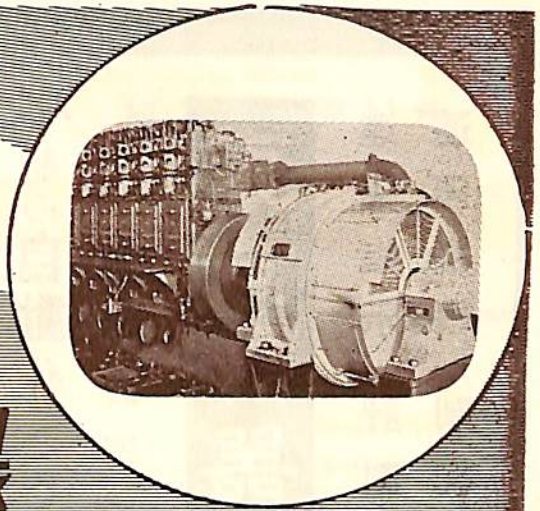


日本ピストンリング株式会社

東京都千代田区内幸町2の16 電話 東京 (591) 7411-9



中型専門X-カー
100~3,000KW



直流・交流
発電機・電動機

各種補機用電動機
管制器及配電盤

直流電弧熔接機
無線用電源電動発電機

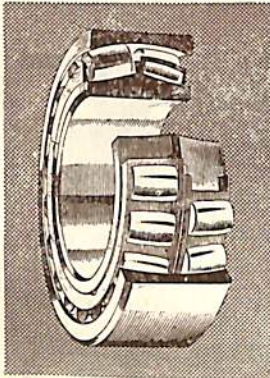
東京電機製造株式会社

営業所 東京都文京区湯島天神町一ノ〇五
本社工場 土浦市中高津九五〇
出張所 下関市大和町33

電話 東京(866) 4261~5
電話(土浦) 910~2,1287
電話(24) 0703

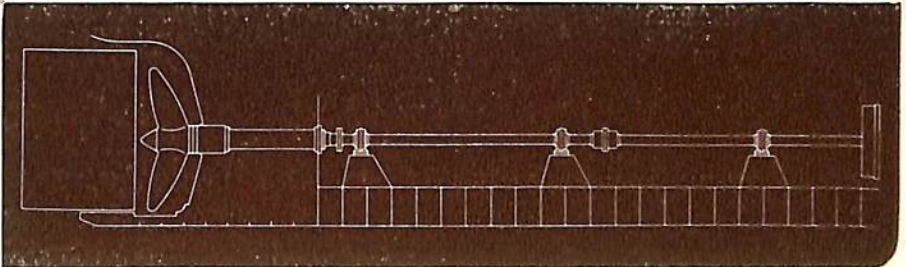
SKF

船舶用トンネル・シャフト・ベアリング及びカップリングをどうぞ!



より高き信頼度を確保するために!

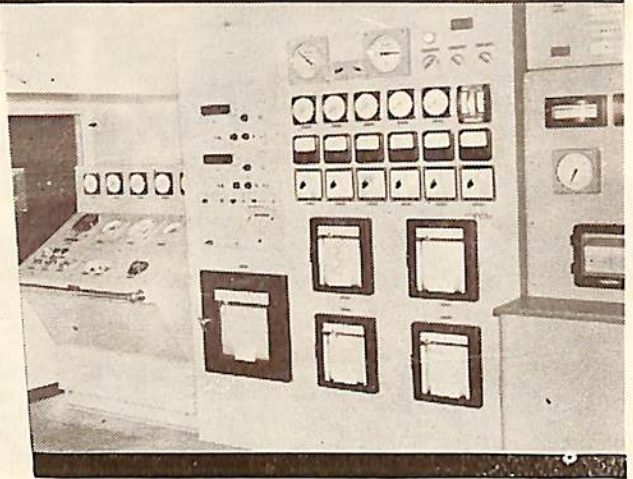
日本エス・ケイ・エフ興業
株式会社
東京都港区芝公園七号地ノ一
電話芝(431)0517・1593・3248



遠隔指示・計測
遠隔操縦・制御

東京計器

* 船の自動化こそは
船舶計器の



65年の豊富な経験と最新の技術が生んだビッカース油圧機器とマイクロセン（全電子式制御機器）を使用した東京計器のオートメーション計器は必ず皆様の御期待にお応え致します

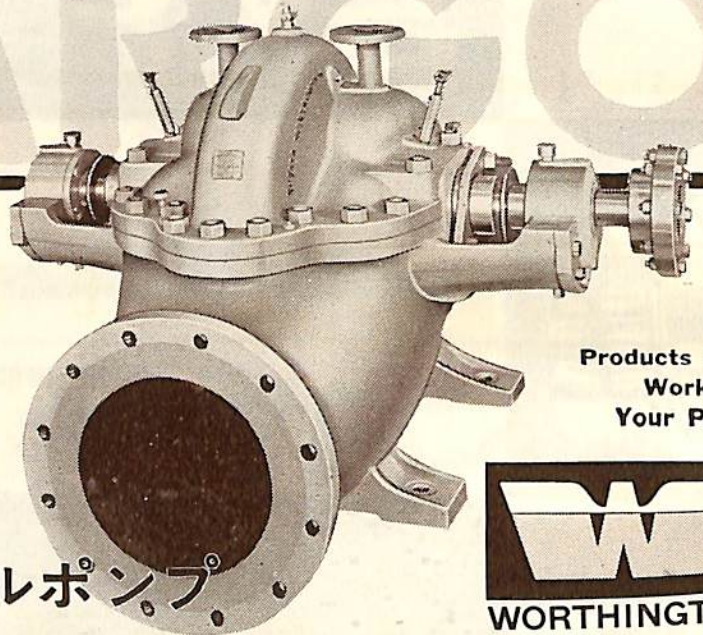


株式会社 東京計器製造所

本社：東京都大田区東蒲田4の31 電話(731)2211(代)
関西支部：神戸市生田区明石町19(同和火災ビル) 電話(3)3684(代)
営業所：大阪・函館・横浜・名古屋・下関・長崎



8LNS型



Products that
Work for
Your Profit

船舶用

カーゴ・オイルポンプ



詳細は弊社にお問合せ下さい。 技術提携 新潟ウオシントン株式会社

本社：東京都港区赤坂新坂町45(赤坂国際館)
電401-(代)2137・408-3843・3883
営業所：大阪・名古屋・下関・福岡・仙台・札幌

船舶

第 34 卷 第 11 号

昭和 36 年 11 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

- 75,000 DW モータータンカー "OLYMPUS" について 三菱本日重工業・横浜造船所…(1141)
- 荒天中の錨泊法について 鞠谷 宏 士…(1147)
- 旋回試験、操縦試験について 野本 謙 作…(1159)
- 地面効果機 (GEM) について 須之部量寛・村尾麟一…(1166)
- フォイト・シユナイダー 推進装置の国産化成功にあたって 水品 政 雄…(1172)
- 富士 Vojch Schneider Propeller 井原 健 策…(1173)
- 溶融亜鉛メッキについて 灰谷 政 彦…(1180)
- 水中翼船に関する総合的研究 (3) 西山 哲 男…(1187)
- 〔水槽試験資料 130〕 中型貨物船の模型試験 船舶編集室…(1195)
- 鋼船建造状況月報 (昭和36年 6 月, 7 月) 船舶局造船課…(1198)
- 〔特許解説〕・潜水艇・船舶用可変ピッチプロペラ操作装置 (1202)

写 真 進 水—☆ NAESS CAVALIER ☆ MITHAT PASA ☆ あさかぜ丸
 竣 工—☆ MOSDALE ☆ DELPHIC MIRACLE ☆ OLYMPUS ☆ DENMARK
 GETTY ☆ NAESS CLIPPER ☆ のうほうく丸 ☆ はんぶとん丸
 ☆ 第八東洋丸 ☆ 札幌丸 ☆ 山昭丸 ☆ 土佐春丸 ☆ もがみ
 ☆ 第三東丸
 ☆ 1,000 PS の三菱翼車プロペラ
 ☆ 三菱 UE ディーゼル機関 9 UEC 85/160 型

タンク・クリーニングに!

クリーン

米国エキジット社と技術提携により生れた新製品、脱油洗滌剤“クリーン。”在来のものに比して、より強力な洗滌力をもった、安価で経済的なケミカル・クリーニング剤です。
 ☆タンク・クリーニング施工も行っております。御用命下さい。

船用発電機の清浄に!

モーター・クリーナー

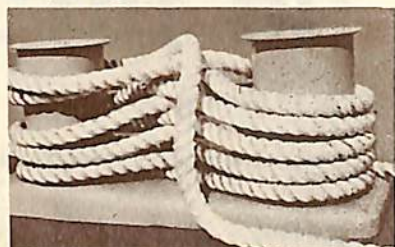
航海中の使用にも、取扱いが簡単で、人体に無害、火気にも安全な米国チモンズ社の“モーター・クリーナー。”モーターの絶縁ワニスに浸すことなく、汚れだけを迅速に取除きます。

有限 井上商会
 社 井 上 正 一

横浜市 中区 尾上町 5-80 神奈川県 中小企業会館 電話(68) 4021, 4022, 4023, 5141

クレモナ[®]ロープ活躍の記録

32年11月



33年10月



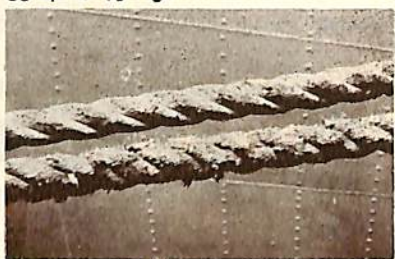
34年3月

↓ (上)クレモナ
(下)同時使用のマニラ

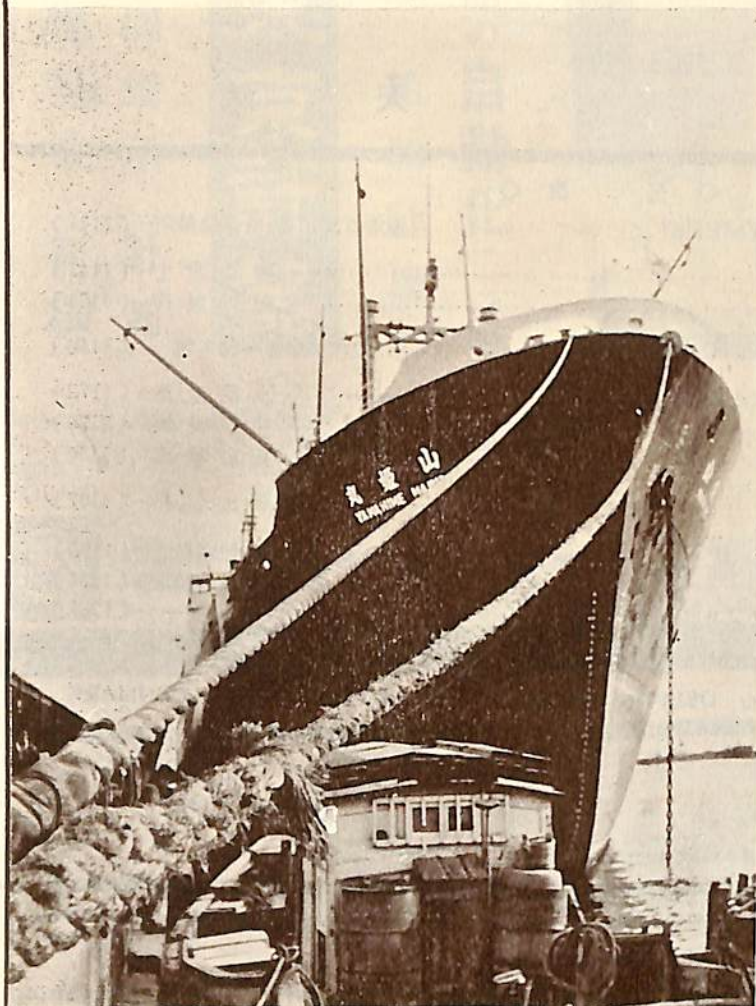


35年4月

↓ (上)クレモナ
(下)約一年使用のマニラ



36年2月



●山姫丸—7,500トン、山下汽船所属—に於て
32年10月より 3年半使用して 現在に至って
いる **クレモナ** ホーサー60mm (左側) まだまだ
強力は充分です!

倉敷レイヨン株式会社
大阪市北区梅田二番地(第一生命ビル)
東京都中央区日本橋通り三ノ一(新日本橋ビル)



NAESS CAVALIER

(石炭専用船)

船主 ANGLO-PACIFIC SHIPPING CO., LTD

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂)	192.00 m	幅(型)	27.50 m	深(型)	16.10 m	吃水	10.67m
総噸数	23,400 噸	載貨重量	35,000 噸	速力	16.6 ノット	主機	三菱
	UE ディーゼル機関 9 UEC ^{75/150} 型 1 基			出力	12,000 PS	船級	LR
起工	36-6-20	進水	36-9-26	竣工	36-12-下旬予定		



つの

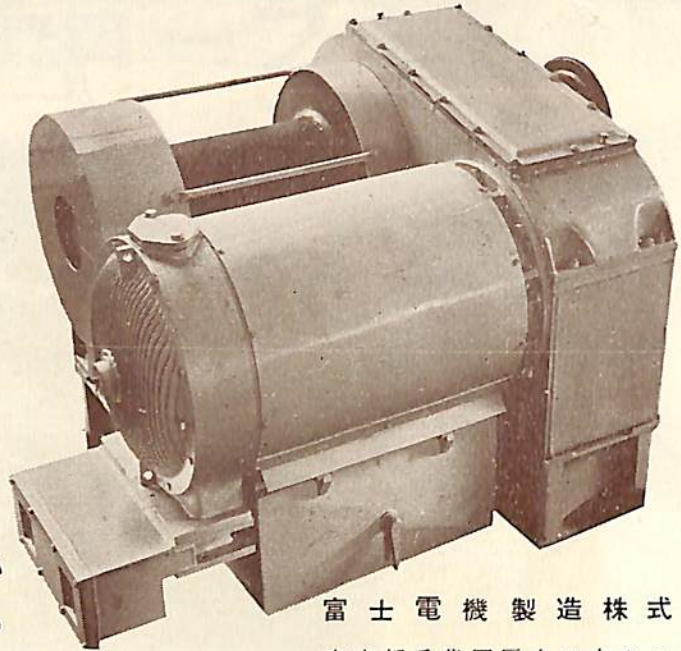
船舶塗料

- ビニレックス (塩化ビニル樹脂塗料)
- L.Z.プライマー (鉄面用下塗塗料)
- C.R.マリーンペイント (ノンチョーキング型合成樹脂塗料)
- シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- 植印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- 植印日本鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- O.P.2 号塗料 (油性系・ビニル系)
- タイカリット (防火塗料)

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4



日本ペイント



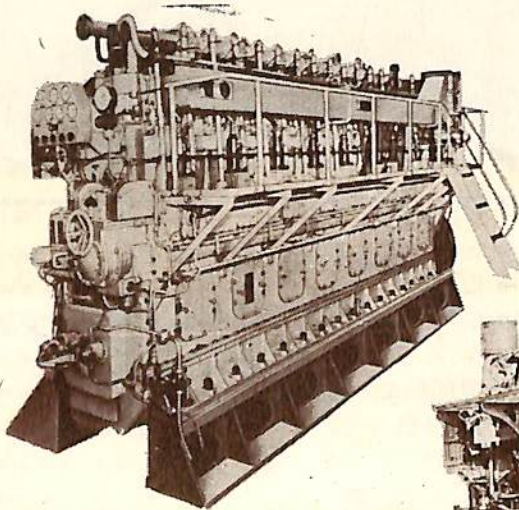
堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士電機製造株式会社
東京都千代田区丸の内2の6



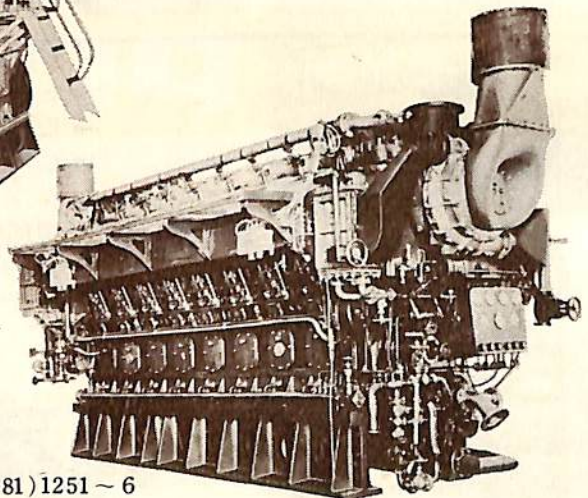
富士

交流揚貨機
ディーゼル機関



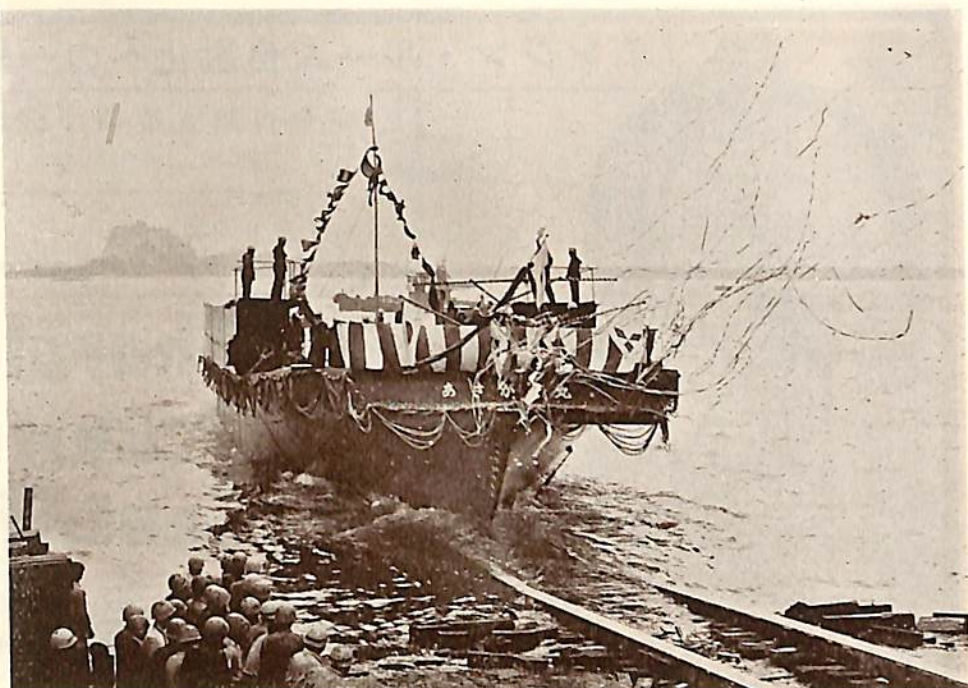
50PS~4000PS

船舶 主機関用
補機関用
陸用 各種



富士ディーゼル株式会社
東京都中央区京橋2の2 TEL(281)1251~6

あさかせ丸
(自動車航送船)



船主 日本道路公団 造船所 三菱造船・下関造船所

全長 43.50m 長(車輛甲板) 41.00m 上甲板幅 9.60m 最大幅 10.00m
 深(型) 3.10m 吃水 2.10m 総噸数 約 270噸 載貨重量 約 130噸
 速力 10ノット 主機 ディーゼル機関2基 出力 320PS
 起工 36-3-20 進水 36-9-22 竣工 36-10-26予定
 推進器 三菱翼車推進器2基 旅客 約 240名 乗組員 17名

重油炭 添加剤

PCC

Pat. NO. 178013
 Pat. NO. 192561
 Pat. NO. 193509
 Pat. NO. 238551
 Pat. NO. 238552

營業品目

PCC NO. 210
 PCC NO. 220
 PCC NO. 250

燃料油添加剤

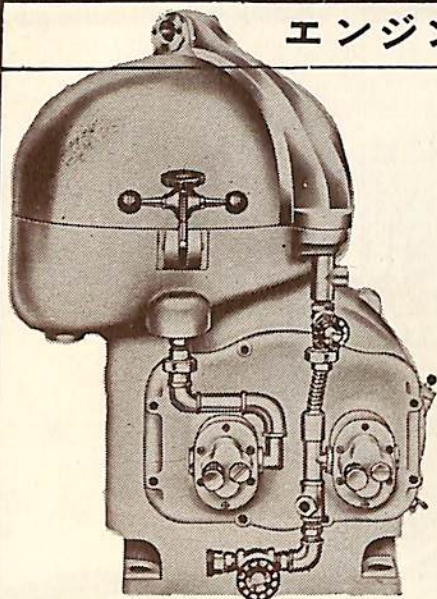
PCC NO. 1000 エマルジョンプレ-カー
 PCC パウダー スト 除去剤
 タンクリン 強力洗滌剤

日本添加剤工業株式会社

本社工場 東京都板橋区志村前野町884番地 電話東京(961)1738・7737番
 営業所 東京都千代田区神田鎌倉町17番地 電話東京(291)3886・3887・5042, (251)6190
 支店 大阪市西区江戸堀北通1丁目10番地(日み会館ビル) 電話大阪(44)5551~5番
 荷置場 横浜, 名古屋, 神戸, 広島, 下関, 若松

エンジン・ルーム自動化への一紀元!

完全自動式油清浄機の出現



■特許申請中■

Sharples Gravitrol Centrifuge

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

巴工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3ノ2(第二丸善ビル) 電話 東京(201)9211番(代表)
神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル) 電話 神戸(39)0288番(代表)



CAMREX N.O.P.

● 英国CAMREX社の船舶各種タンク内面塗装用防錆塗料

使用場所 **Ballast Tank, Cofferdam**
Fore Peak, After Peak Tanks
Double Bottom Tank etc.

特長 ● 一回塗りで完全塗装 ● 不乾性
(No.5)、半乾性(No.24)で防錆作用は完全 ● 不燃・無臭・無毒で
密閉場所での使用に最適 ● 塗装に熟練を要せず

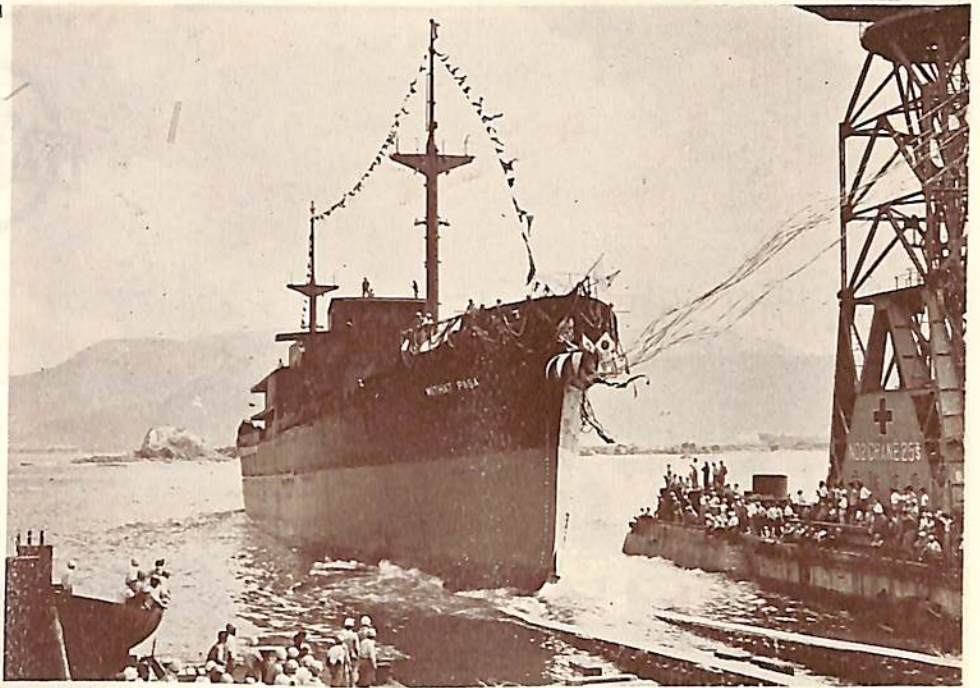


日製産業株式会社 貿易部輸入課

東京都千代田区神田鎌倉町2番地3 電話 東京(231)8111(大代)

MITHAT PASA

(貨物船)



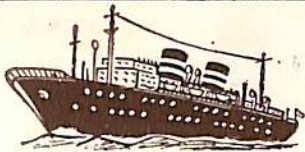
船主 DENIYOILIK BANCASI T. A. O(トルコ) 造船所 三菱造船・下関造船所

長(垂) 100.00 m 幅(型) 15.00 m 深(型) 8.50 m 吃水 6.66 m

総噸数 約 3,800 噸 載貨重量 約 5,150 噸 速力 13 ノット

主機 浦賀スルザー 5 SAD C0 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,200 PS×150 RPM

船級 AB 起工 36-6-15 進水 36-9-28 竣工 36-11-10 予定



には **NOVOPAN**

安 価……182cm×400cmから適寸にカットします

強 度……ベニヤ合板に劣りません また狂いは驚く程僅少です

NOVOPAN B……航海安全条約によるB隔壁

耐 水 性……縁にパラフィン塗又は塗装すれば充分

世界各国で10数年来使用の歴史を持つNOVOPANを隔壁にお使いになれば絶対お得です

日本ノボパン工業株式会社


東京都中央区京橋2-9(東熱ビル) TEL.(535) 3251, (561) 5219

世は完全にディーゼルの時代です



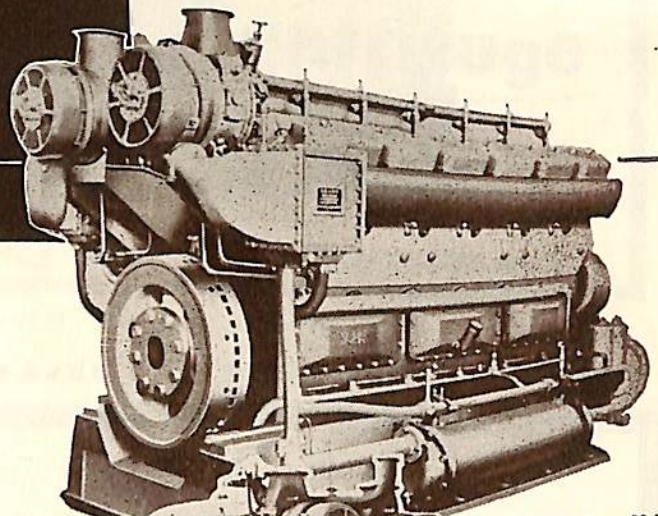
船舶補機に

ヤンマー ディーゼル

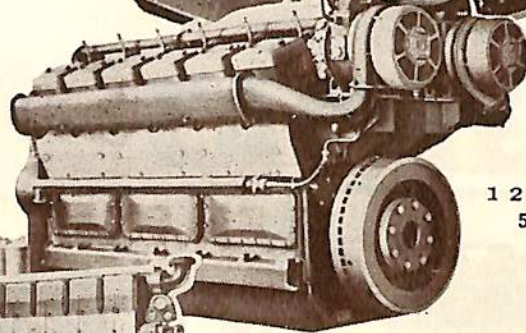
 日本工業規格表示

船舶補機用 2~1000馬力

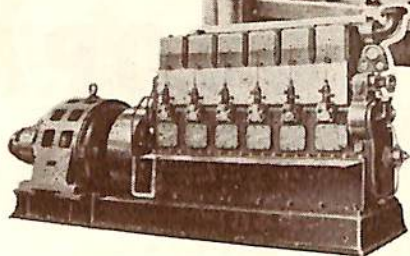
船舶主機用 3~800馬力



12ML-HT
780~800馬力



12ML-T
570~600馬力



6MSL x 150K.V.A.

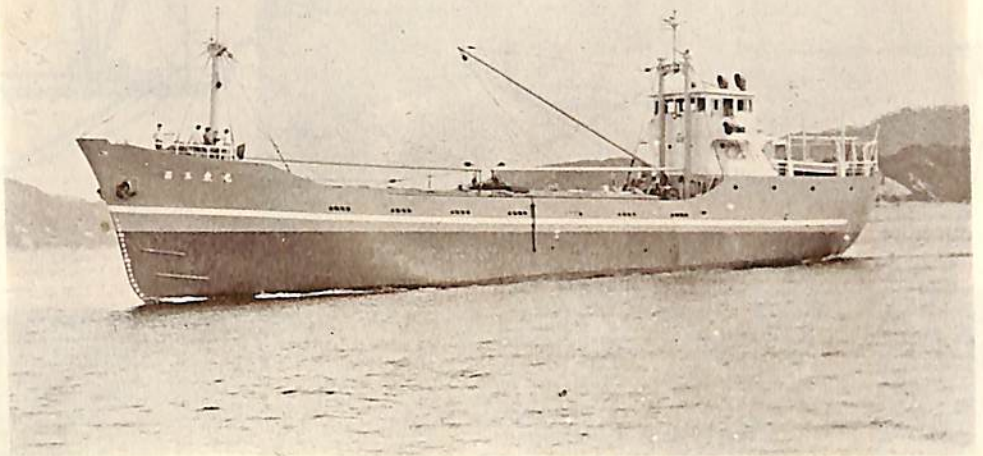
本邦唯一のディーゼル専門メーカー
ヤンマーディーゼル(株)では小は2馬
力から、大は1000馬力におよぶあ
らゆる用途に応じた100余機種のデ
ィーゼルエンジンを生産しています。



ヤンマーディーゼル株式会社

本社 大阪市北区茶屋町62番地
支店 大阪・東京・福岡・札幌・高松・広島
出張所 金沢・岡山・旭川・大分

才三東丸
(貨物船)

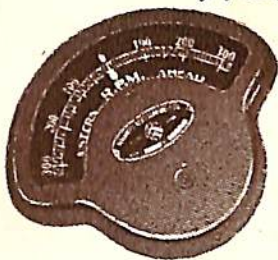


船主 東海運株式会社

造船所 松浦鉄工造船所

全長 40.26 m	長(垂) 36.00 m	幅(型) 7.10 m
深(型) 3.60 m	吃水 3.307 m	総噸数 301.71 噸
載貨重量 475.09 噸	速力 10.63 ノット	主機 阪神内燃機
製 25 EMS ディーゼル機関 1 基		出力 370 PS × 400 RPM
起工 36-1-28	進水 36-9-2	竣工 36-9-19

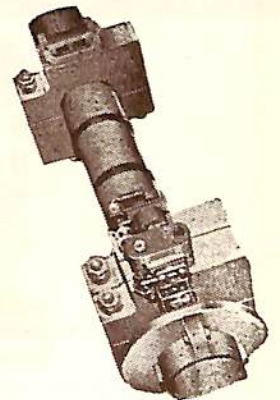
船舶用の計器は
信頼性ある倉本計器で!!



主機, 補機用
電気回転計

創業 35 年 ◇ インパルス レコーダー

- 回 転 計 類
- ◇ 遠心力式回転計
 - ◇ 電気式 回 転 計
 - ◇ 振動式 回 転 計
 - ◇ マグネット 回 転 計
 - ◇ 時計式 回 転 計
 - ◇ 超高速電子式 回 転 計
 - ◇ ストロブスコープ
 - ◇ 携帯式 回 転 計
- 積 算 計 類
- ◇ 回 転 動
 - ◇ 往 復 動
 - ◇ 隔測電気式
- トーションメーター類
- ◇ 記録式光学振計
 - ◇ 直読式光学振計

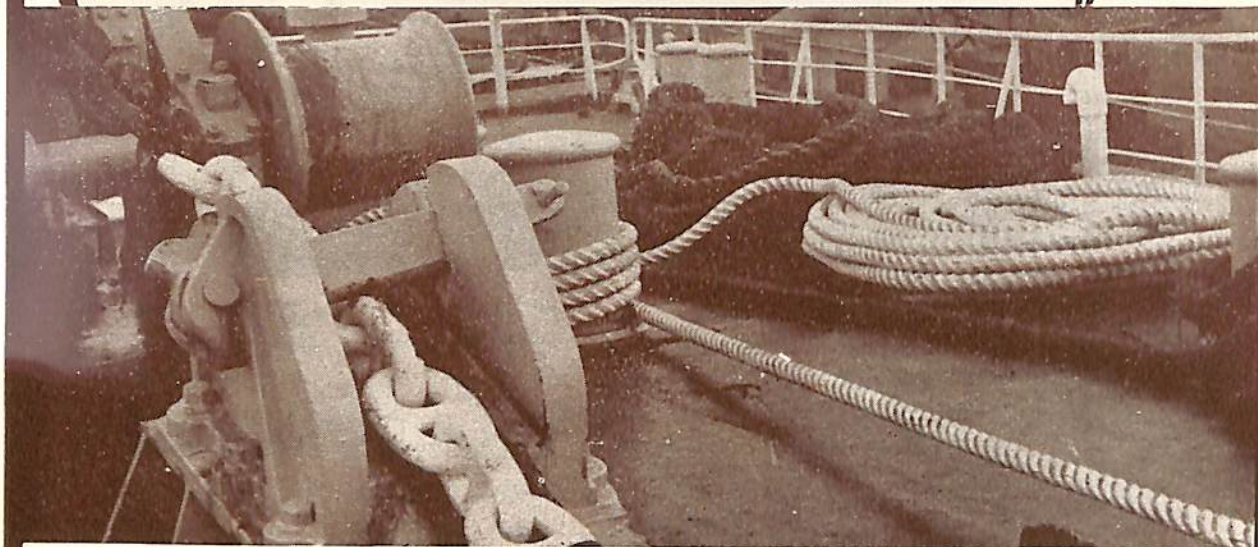
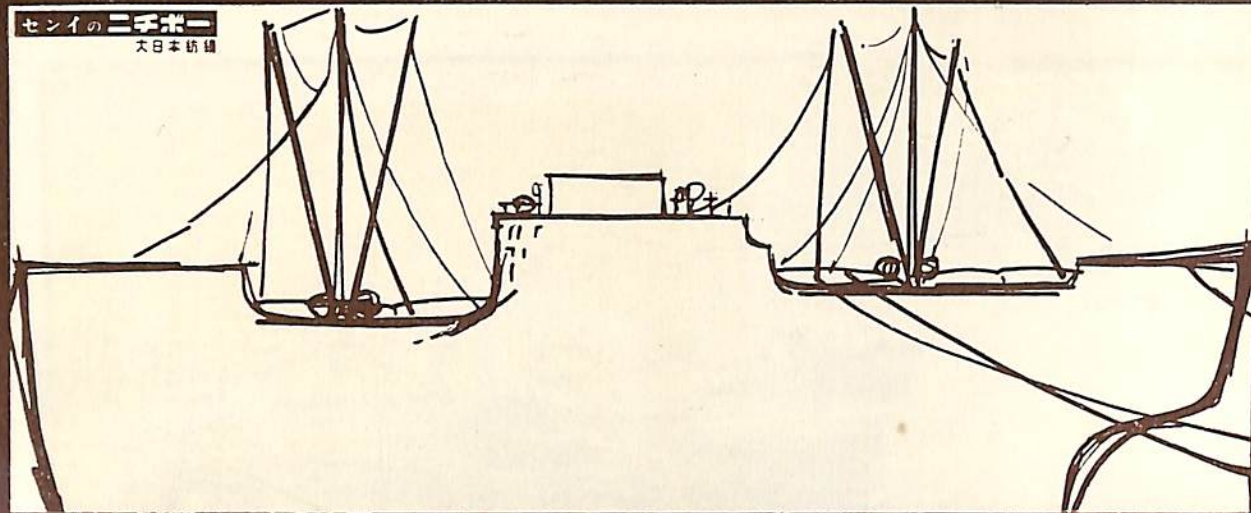


株式 倉本計器精工所

研野式光学振計

本社 東京都大田区原町 6 電話蒲田 (731) 2033-2623-1640
柏工場 千葉県柏市柏 電話 柏 2 番

センイのニチポー
大日本紡績



■パンフレット進呈/大阪市東局区内大日本紡績(株) LP 11 係

● 海の強者！

- 強い/ぜったいに腐らず、油や薬品にも侵されない
- 扱いよい/軽く、水切れがよいので操作が簡単
- 経済的/手頃な値段、しかも驚く程長もちする

ニチポービニロン帆布

運輸省 ■ # 101 …第1077号甲種 ■ # 102 …第1078号甲種
型式証認番号 ■ # 201 …第1079号甲種 ■ # 202 …第1089号甲種



船舶用

運輸省/NK 認定

0-7。

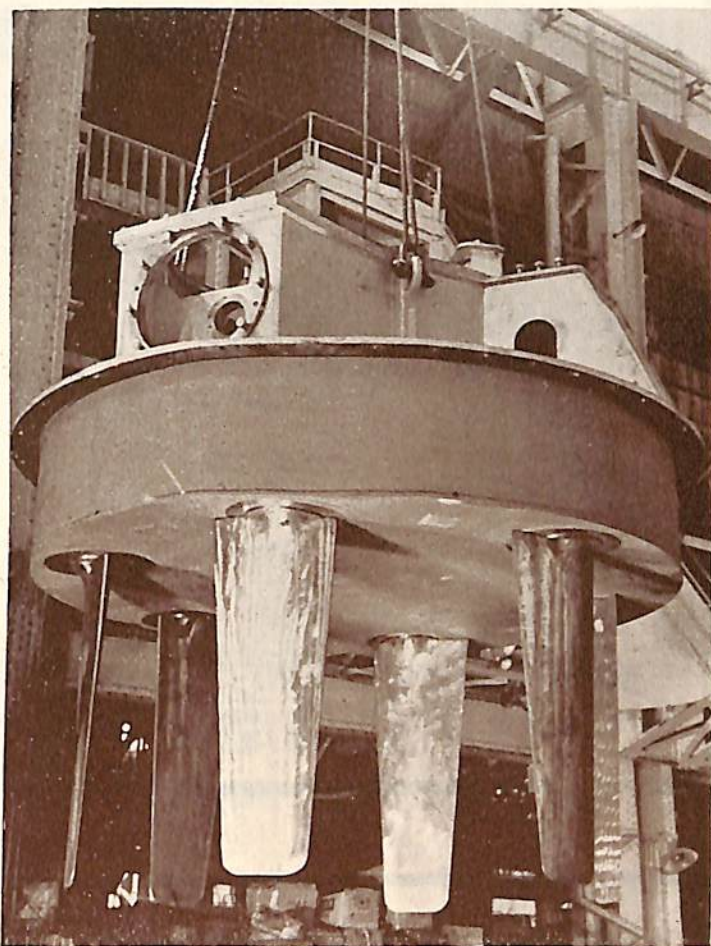
1,000 馬力

三菱翼車プロペラ

(大阪府向)

三菱造船

長崎造船所



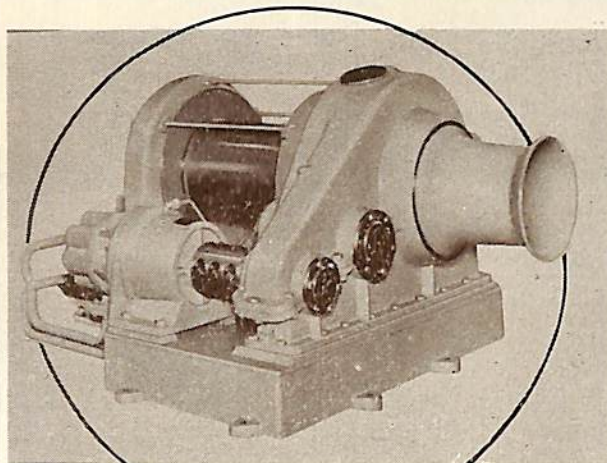
経済の発展にともない船舶輸送は近時著るしくふくそうし、港湾における船舶の能率化が真剣に考えられるようになった。また一方土地造成用としての浚渫船、観光ならびに遊覧船など接岸頻度の高いものに対する機動性も非常に重要な問題となつてきており、翼車プロペラの真価がの界に広く認識されることとなつた。

三菱造船・長崎造船所では、戦後いち早くこの分野に進出し、「三菱翼車プロペラ」として生産に実績を重ねて来たが、このほど日立造船が受注した大阪府向曳船に装備する大型三菱翼車プロペラ (1,000 PS) 2 基を完成した。

同機は 6 枚翼で、翼は抗張力ならびに海水中での疲労強度の高いニッケルアルミ青銅製であり操作は船橋に設置された速度レバーによつて行なわれる。

なお、同機は本邦において製作された翼車プロペラとして最大のものであり、また純然たる国産品であるところに意義がある。

IHI 油圧ウインチ



○従来船舶用荷役ウインチとして、汽動/電動ウインチが多数用いられてきましたが、北ヨーロッパでは20年前から油圧ウインチが開発使用されており、我国においても優秀性が確認され次第に使用されるようになってきました。
当社においても油圧ウインチを開発し各種船舶に御採用載いております。

- 特長
- 堅牢で構造が簡単
 - 駆動油圧は最大125kg/cm²であるため送油管の管径は低圧式に比べて極めて細く、配管重量が低下します。
 - 加速性能がよく、速度変更は無段階にでき、正逆転が円滑で、敏速にできるため荷役特性が良い。
 - 密閉式であるため海水、塵埃から完全に保護されている。
 - 運転は静かで、騒音や振動がない。
 - 保守点検が容易で設備費が安い。

5 T 3 T 油圧ウインチ標準仕様

型 式	力量(T-M)	巻胴寸法	型 式	オイルモーター	
				回転数r.p.m	換 要
IHW-3	3×36	400φ×560 ¹	HM 520	295 885	歯車2段減速
IHW-5	5×30	450φ×650 ¹	HM 870	250 750	歯車2段減速



石川島播磨重工業

汎用機事業部

東京都中央区室町1-1(新宝ビル)
TEL (535) 2 2 0 1 (代表)



保温材の決定版



CAPOSITE

特殊アモサイト石綿使用の保温板・パイプカバー

英国The Cape Asbestos Co., Ltd. との技術提携による画期的新製品

軽量・強度大・耐震動性絶大で特に船舶用に
適し、世界各国の造船に使用されています。

日本アスベスト株式会社

本社 東京都中央区銀座六丁目三番地 電話(572)代表0321番
支店 大 阪・名古屋・九 州(福岡)・札 幌

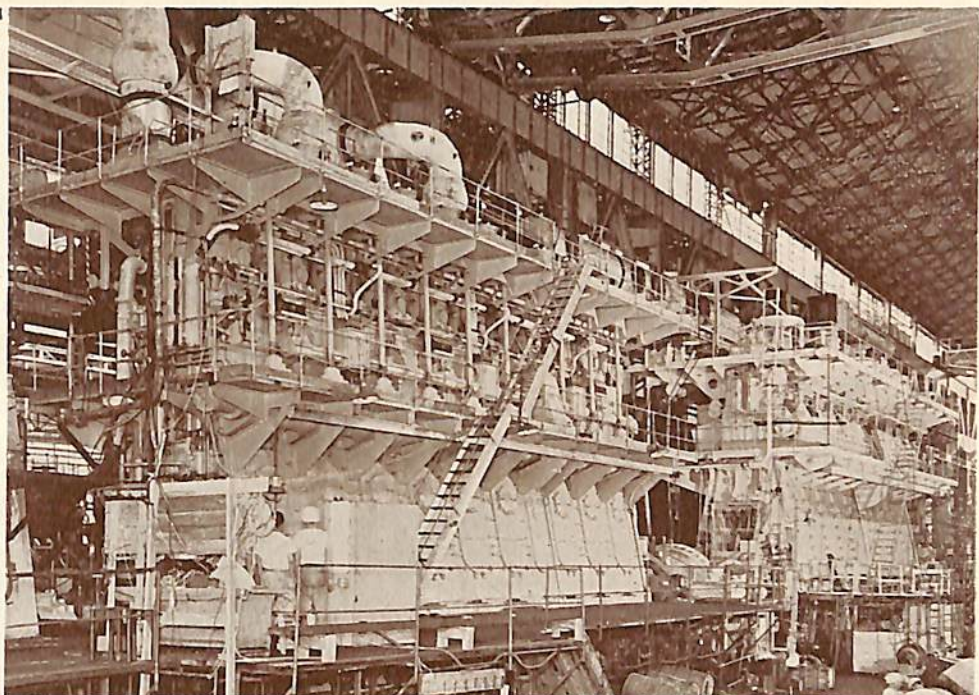
三菱 UE

ディーゼル機関

9 UEC 85/160 型

三菱造船

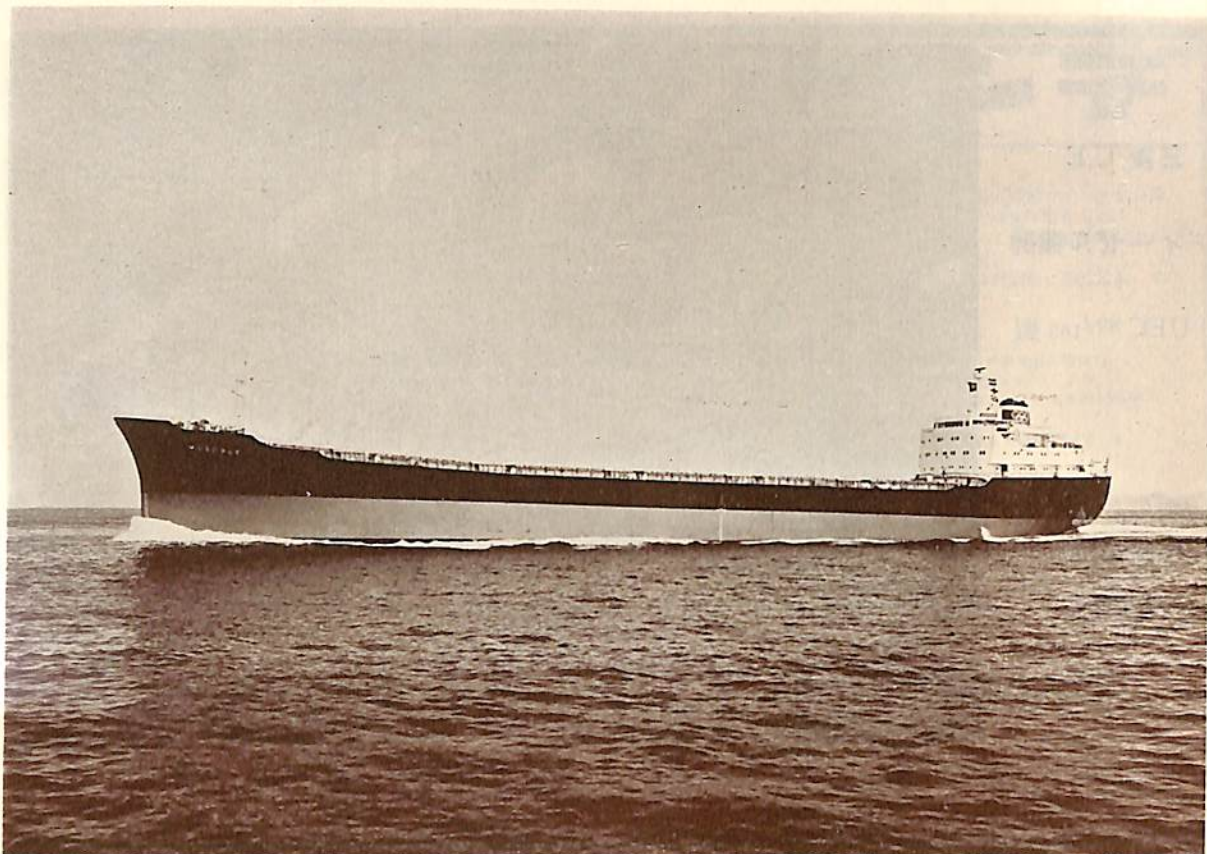
長崎造船所



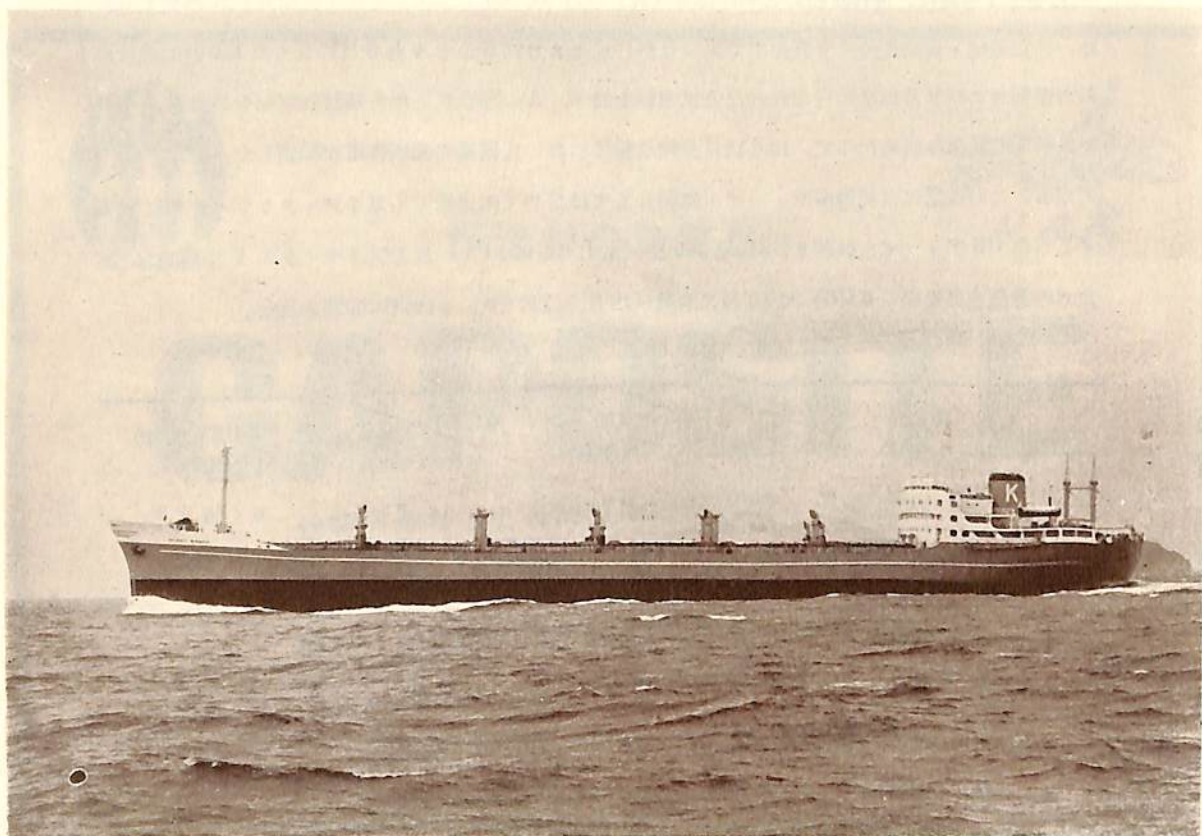
三菱造船が独自で研究、開発した UE ディーゼル機関の大型機で 18,000 PS の出力を持つ 9 UEC 85/160 型オ 1 号機は、オ 16 次船の太平洋海運 (株) 向け 48,200 トンタンカー「成和丸」に搭載するため、三菱造船・長崎造船所で製作中であったが、去る 8 月 26 日から 9 月 3 日に亘った 150 時間連続耐久力運転および 9 月 14 日に行なわれた公試運転を終了、この間徹底した各種試験運転を施行し、それぞれ所期の成果を収めたので、10 月 11 日長崎造船所において同機の完成披露を開催した。

なお、この披露には純国産ディーゼル機関としてはじめて輸出船であるネス・クリッパー号に搭載する三菱 UE ディーゼル機関 9 UEC 75/150 型 (出力 12,000 PS) および 2 サイクル V 型機関として世界の最高水準をゆく 6 UEV 30/40 型実験機 (出力 2,250 PS) も同時に公開された。

主要目	9 UEC 85/160	9 UEC 75/150	6 UEV 30/40
シリンダ数	9	9	6 (60 度 V)
径 (mm)	850	750	300
程 (")	1,600	1,500	400
定格出力 (PS)	18,000	13,000	2,250
回転数 (RPM)	120	124	600
正味平均有効圧力 (kg/cm ²)	8.26	7.91	9.59
重量 (ton)	668	480	15



MOSDALE (撒積貨物船)

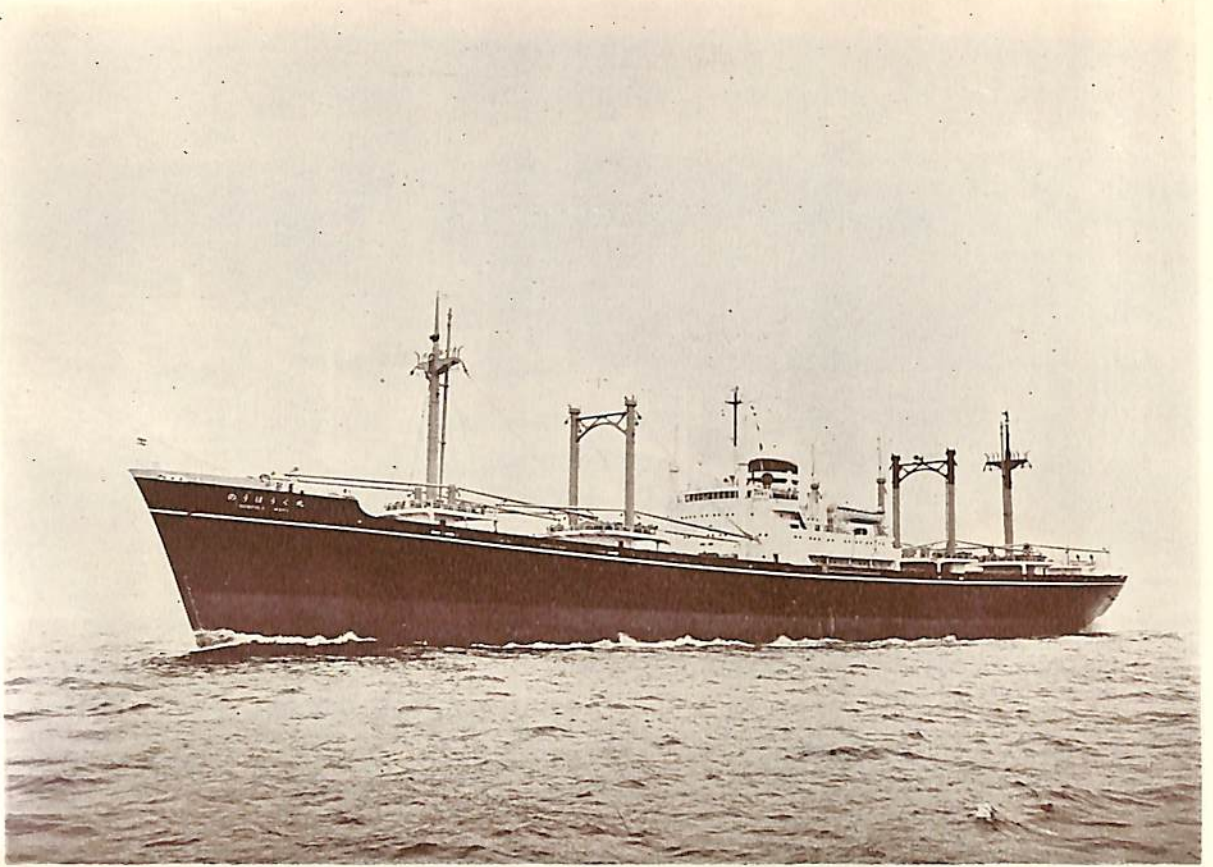


DELPHIC MIRACLE (撒積貨物船)

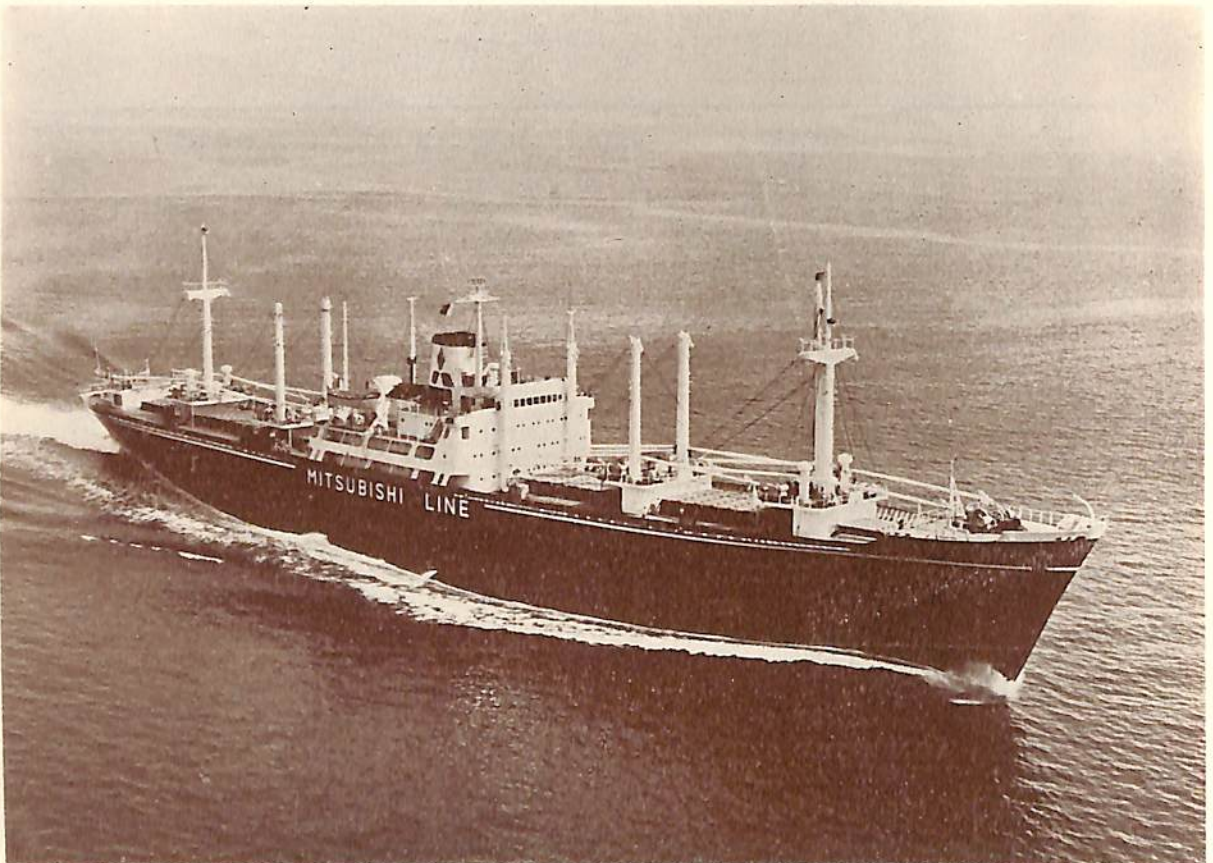


OLYMPUS (油槽船)

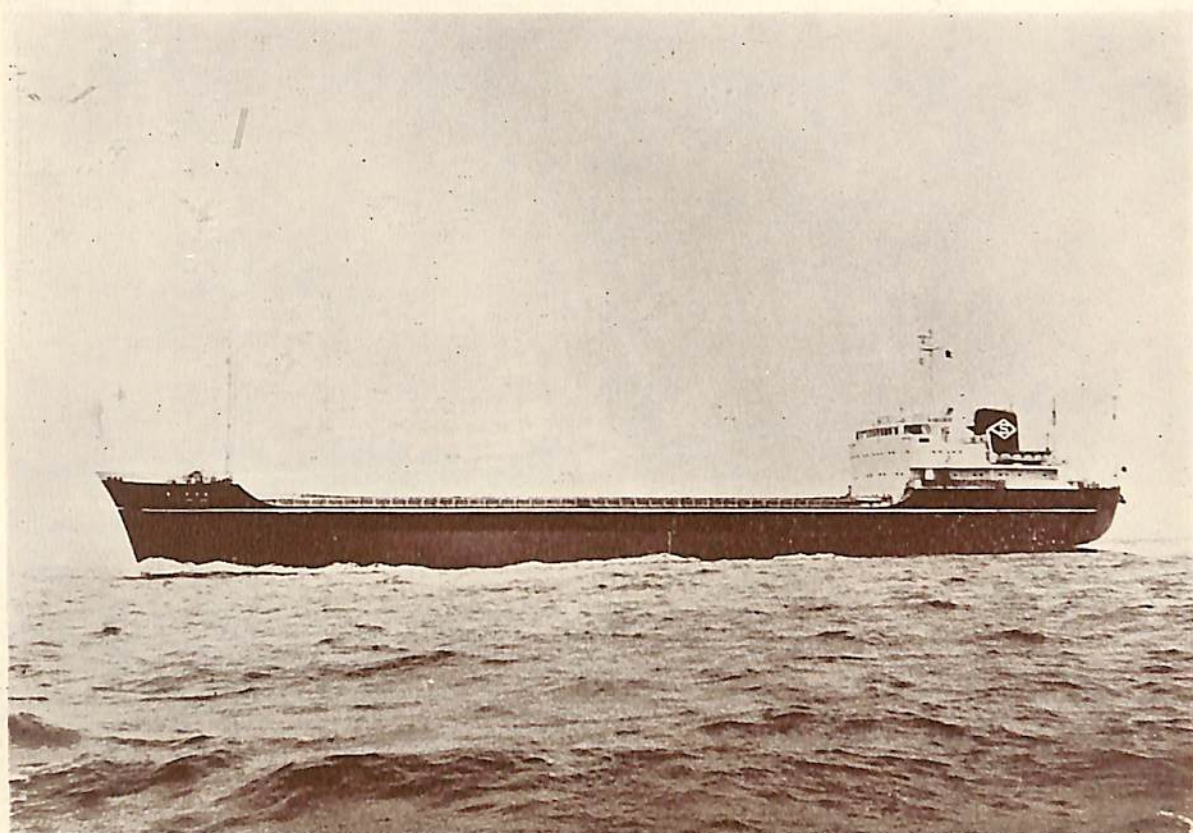
船名		MOSDALE	DELPHIC MIRACLE	OLYMPUS
要目				
全長	長		176.85 m	249.60 m
長	(垂)	168.55 m	167.00 m	239.00 m
幅	(型)	23.47 m	22.00 m	34.60 m
深	(型)	14.00 m	12.90 m	18.75 m
吃水		10.00 m	9.49 m	13.90 m
総噸數		15,800 噸	13,198.59 噸	39,949.28 噸
載貨重量		24,700 噸	21,181.00 噸	75,145.00 噸
速力		17.25 ノット	17.639 ノット	17.11 ノット
主機		横浜 MAN K 8 Z ディーゼル機関 1 基	日立 B&W 774-VTBF-160 型 ディーゼル機関 1 基	横浜 MAN 単動 2 衝程 12 気筒 K 12 Z 84/160 C 型 排気過給機付 ディーゼル機関 1 基
出力		10,660 PS	8,750 PS	22,000 PS × 115 RPM
船級		NV	LR	AB
起工		36-3-4	36-3-7	35-10-28
進水		36-7-3	36-6-14	36-6-14
竣工		36-9-29	36-9-22	36-9-30
船主		A/S MOSVOLD SHIPPING CO. (ノルウエー)	SEA ENTERPRISES CORP. (パナマ)	OLYMPUS SHIPPING & TRADING CORP. (リベリヤ)
造船所		三菱造船・長崎造船所	日立造船・因島工場	三菱日本重工業・横浜造船所



のうほうく丸 (貨物船)

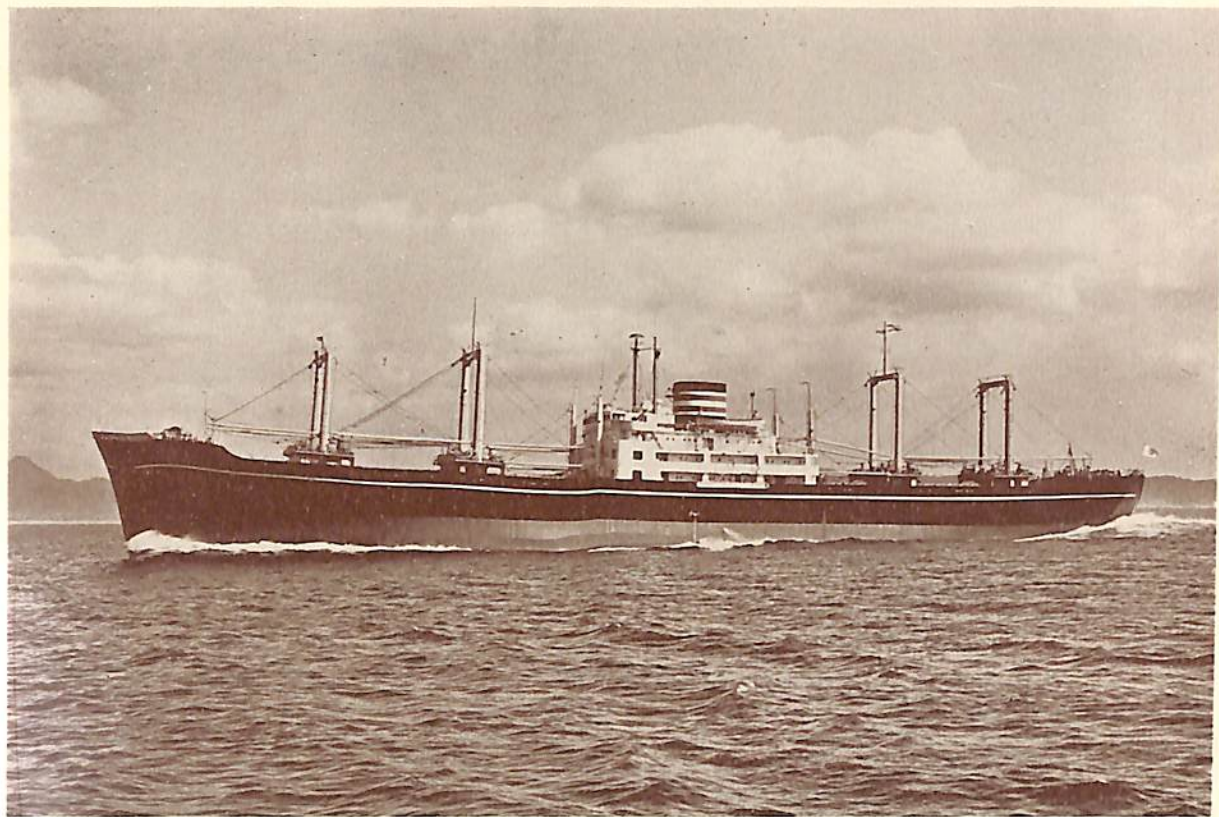


はんぶとん丸 (貨物船)

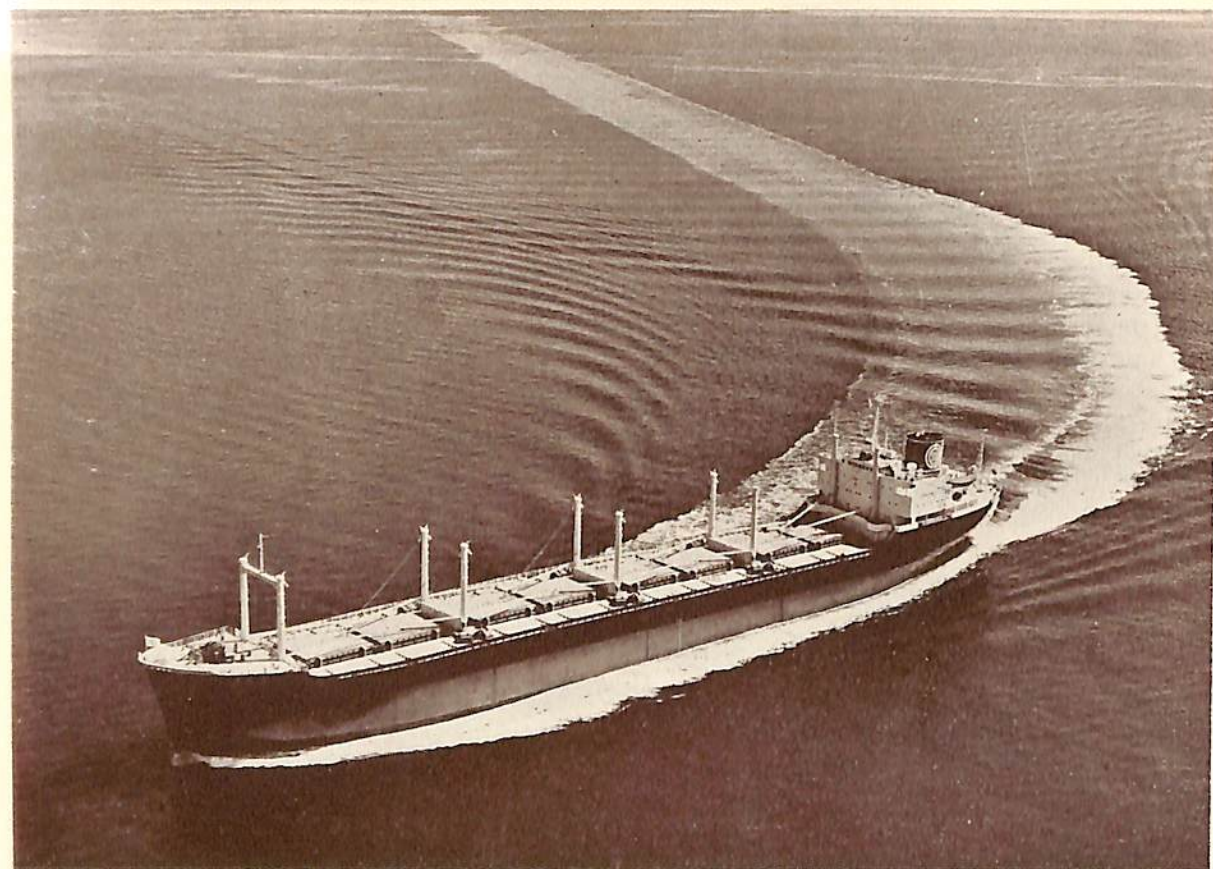


オチ久保丸 (石炭専用船)

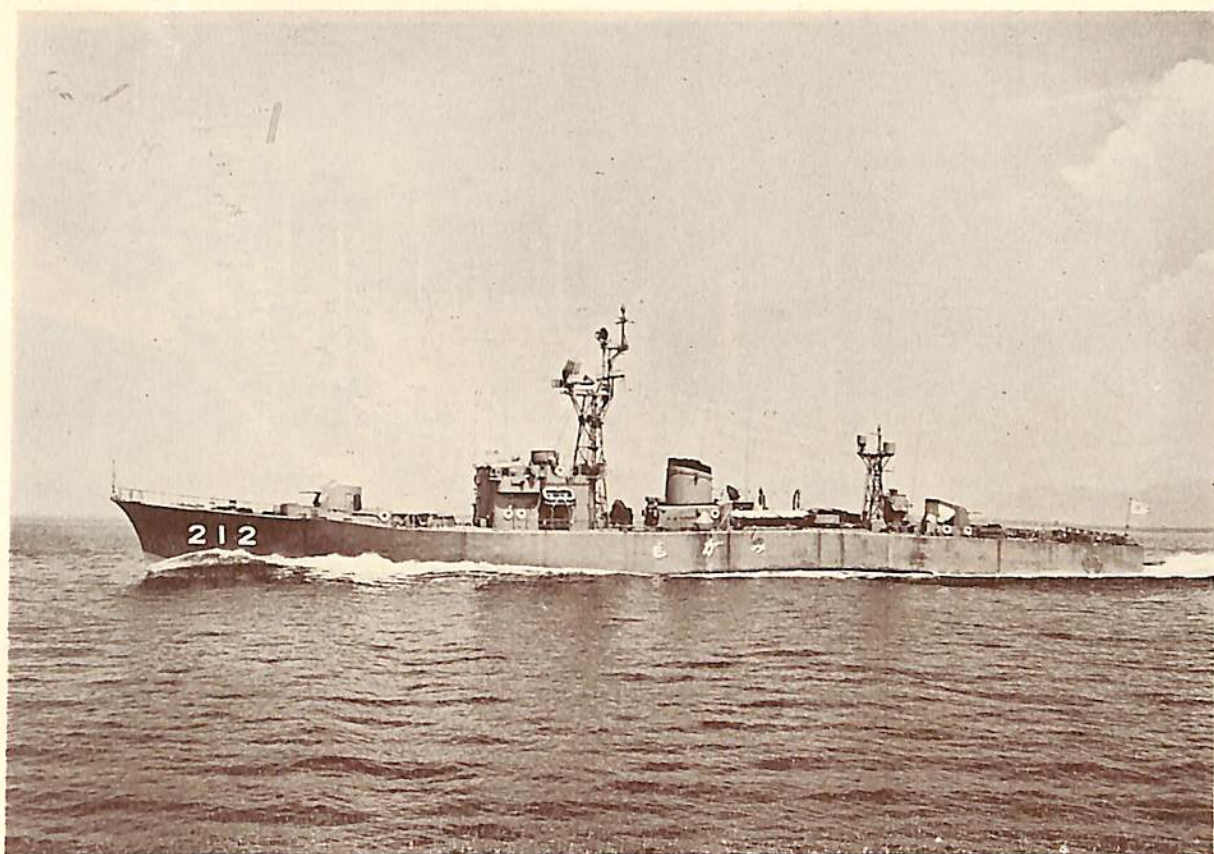
船名	のうほうく丸	はんぶとん丸	オチ久保丸
要目			
全長	153.13 m		108.40 m
長 (垂)	145.00 m	147.85 m	101.60 m
幅 (型)	19.40 m	19.50 m	15.40 m
深 (型)	12.50 m	12.50 m	8.30 m
吃水	9.18 m	9.355 m	6.47 m
総噸数	9,295.42 噸	9,231.96 噸	3,713.01 噸
載貨重量	12,200.00 噸	12,762.00 噸	5,719.00 噸
速力	21.01 ノット	21.961 ノット	16.084 ノット
主機	三菱神戸スルザー2サイクル単動無気噴油過給機付ディーゼル機関 6 RD 90 1基	三菱UEディーゼル機関 9 UEC ⁷⁵ / ₁₅₀ 型1基	三井B&W742VTBF90型ディーゼル機関1基
出力	13,000 PS×120 RPM	13,000 PS	3,000 PS×200 RPM
船級	NK	NK	NK
起工	36-2-9	36-3-5	36-3-28
進水	36-5-18	36-7-27	36-8-20
竣工	36-8-16	36-10-17	36-10-10
船主	大阪商船株式会社	三菱海運株式会社	新東海運株式会社
造船所	新三菱重工業・神戸造船所	三菱造船・広島造船所	株式会社 大阪造船所



札 幌 丸 (貨物船)



NAESS CLIPPER (石炭専用船)



も が み (護衛艦)

船名	札 幌 丸	NAESS CLIPPER	も が み
要 目			
全 長	155.50 m		
長 (垂)	145.00 m	192.00 m	94.00 m
幅 (型)	19.50 m	27.50 m	10.40 m
深 (型) (上甲板まで)	12.30 m	16.10 m	7.00 m
吃 水	9.00 m	10.67 m	3.50 m
総 噸 数	9,605.36 噸	23,794.02 噸	基準排水量 1,490 トン
載 貨 重 量	約 11,922.90 噸	35,441.00 噸	
速 力	(試運転) 20.85 ノット	16.74 ノット	25 ノット
主 機	横浜 MAN 単動 2 サイクル排気タービン過給機付 K9Z ^{78/140} C 型	三菱 UE ディーゼル機関 9 UEC ^{75/150} 型 1 基	三菱 UE ディーゼル機関 9 UET ^{52/65} 型 2 基
出 力	13,000 PS × 118 RPM	12,000 PS	8,000 PS × 2
船 級	N K	LR	
起 工	36-2-15	36-1-24	35-8-4
進 水	36-7-11	36-7-17	36-3-7
竣 工	36-10-21	36-10-19	36-10-28
船 主	日本郵船株式会社	ANGLO-PACIFIC SHIPPING CO. (イギリス)	防 衛 庁
造 船 所	三菱日本重工業・横浜造船所	三菱造船・長崎造船所	三菱造船・長崎造船所

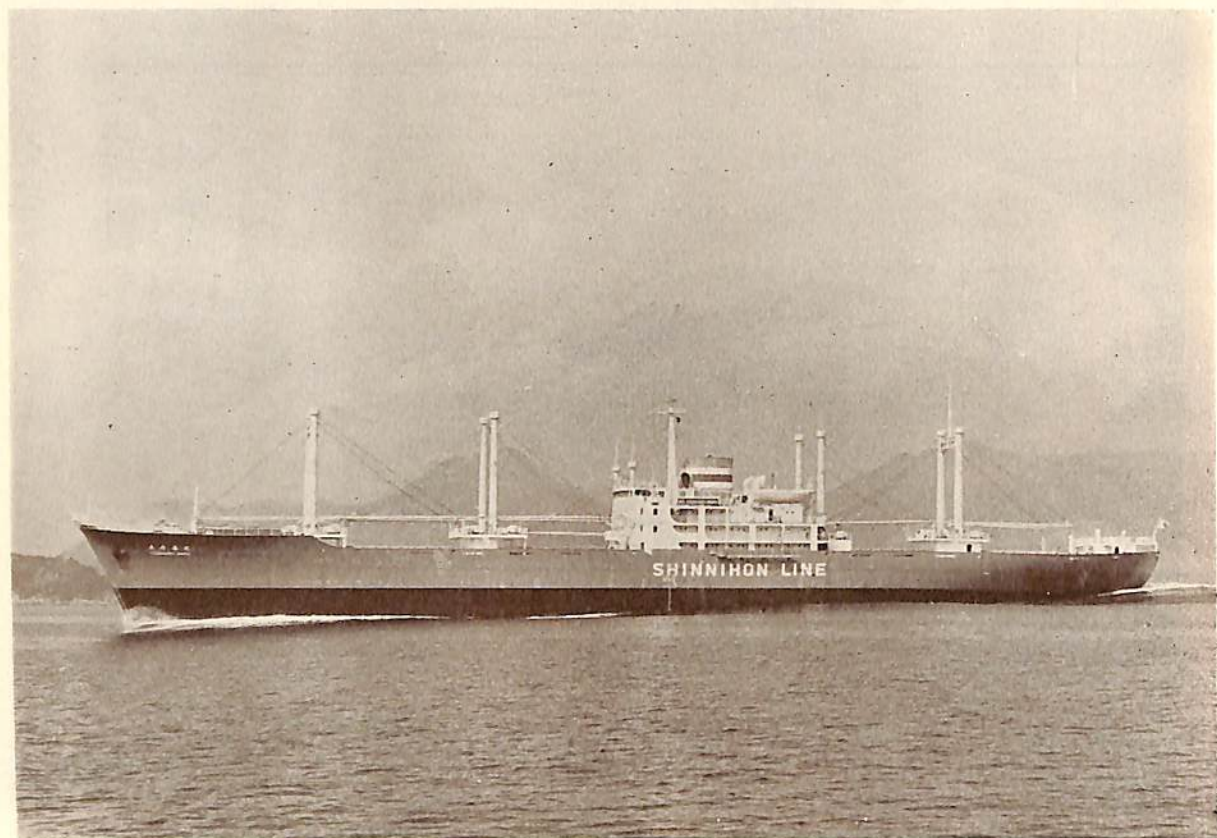
もがみ 主要兵装 3 インチ連装速射砲 2 基
ロケットランチャー 1 基

4 連装魚雷発射管 1 基
短魚雷落射装置 1 組

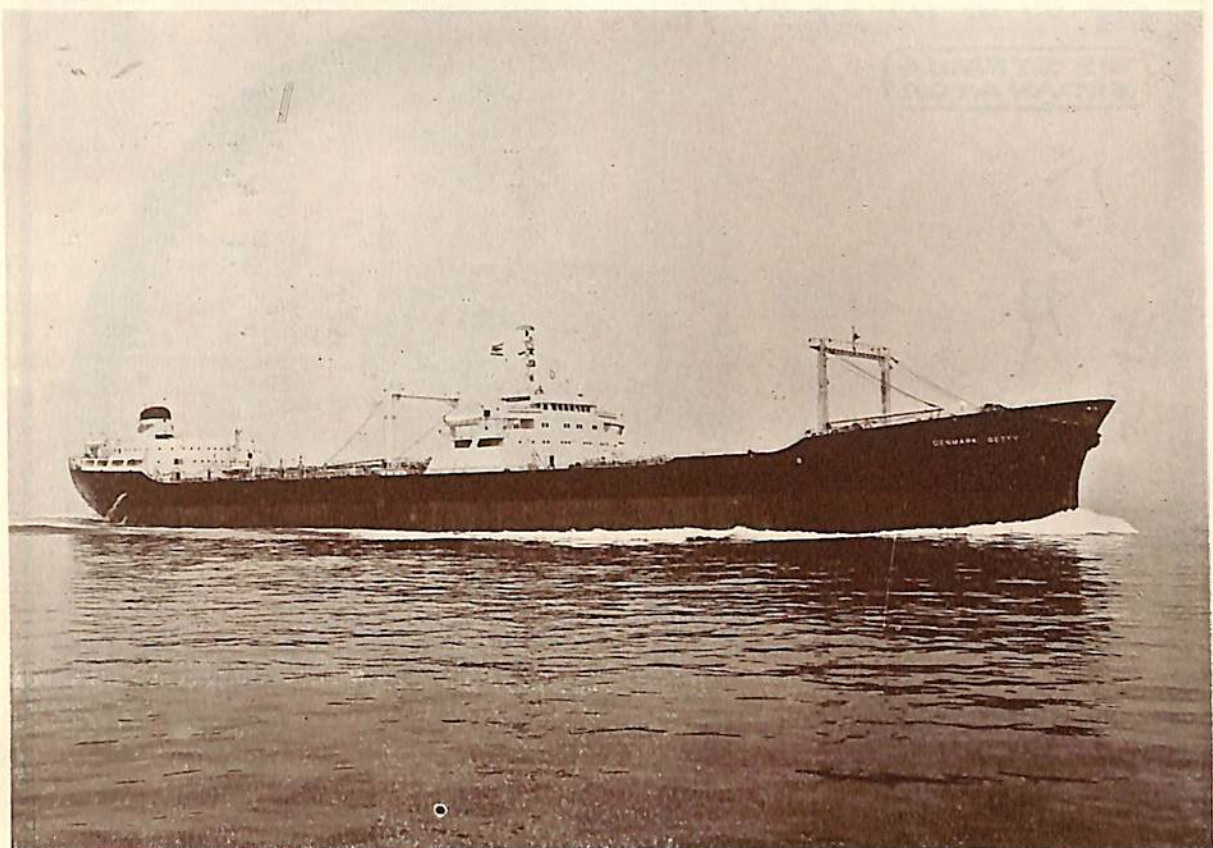
爆雷投射機 Y 砲 1 基



山 昭 丸 (貨物船)



土 佐 春 丸 (貨物船)



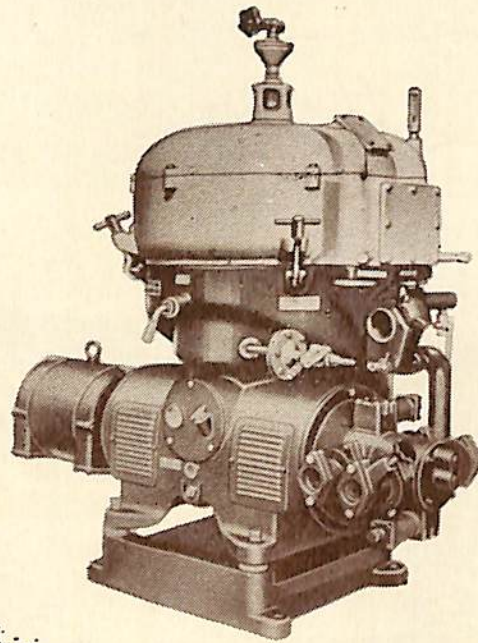
DENMARK GETTY (油槽船)

要目		山 昭 丸	土 佐 春 丸	DENMARK GETTY
船 名				
全 長		156.52 m	154.00 m	
長 (垂)		145.00 m	142.00 m	213.00 m
幅 (型)		19.60 m	20.00 m	30.50 m
深 (型)		12.40 m	12.30 m	15.20 m
吃 水		9.28 m	9.20 m	11,328 m
総 噸 数		9,381 噸	8,981 噸	約 28,700 噸
載 貨 重 量		12,572 噸	12,249 噸	約 45,000 噸
速 力		20.66 ノット	20.93 ノット	16.5 ノット
主 機		日立 B&W 1074-VTBF -160 型 ディーゼル機関 1 基	日立 B&W 774-VT 2 BF -160 型 ディーゼル機関 1 基	三菱エッシャウィス型 タービン 1 基
出 力		12,500 PS×115 RPM	10,500 PS×115 RPM	17,600 PS
船 級		N K	N K	A B
起 工		36-3-28	36-3-20	35-6-10
進 水		36-7-18	36-7-25	36-1-20
竣 工		36-10-21	36-10-15	36-11-2
船 主		山下汽船株式会社	新日本汽船株式会社	TRANSOCEANIC SHIPPING CORP (リベリヤ)
造 船 所		日立造船・桜島工場	日立造船・因島工場	三菱造船・長崎造船所

機関室の自動化に!

WESTFALIA
SEPARATOR

バンカー油清浄に
世界最高の性能を誇る...



SAOG4516型

WESTFALIA

油清浄機

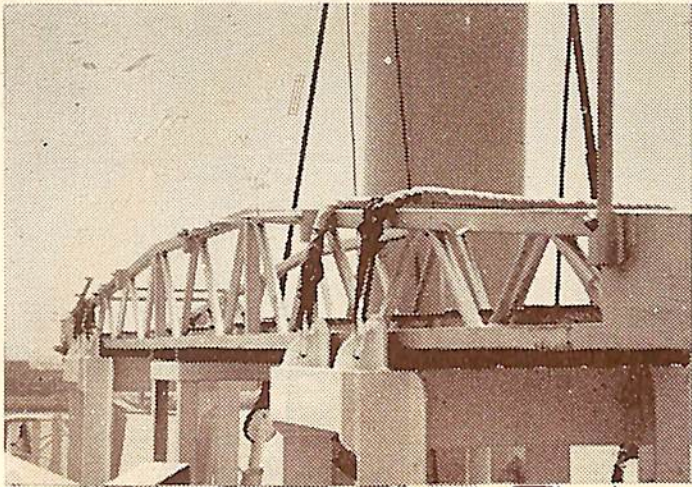
S A O G 型 (自動清浄型)
O N 型 (標準型)
加熱ヒーター, 自動開閉弁
その他 附属品

西独逸ウエストファリヤ・セパレーター社日本総代理店



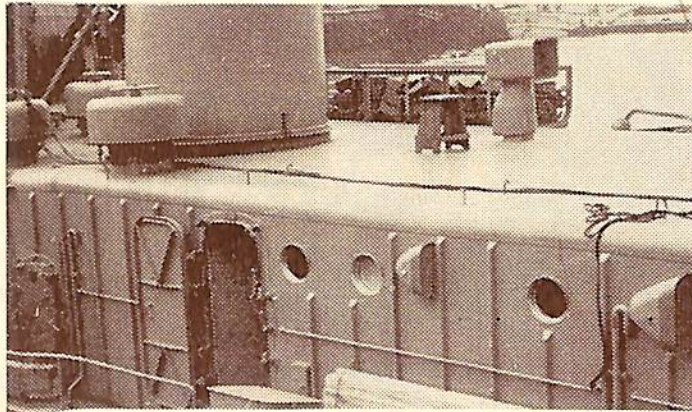
日精株式会社機械部

本 社 東京都港区芝田村町2丁目12番地
電 話 東京 (591) 8341 (代)
営 業 所 大 阪・名 古 屋・小 倉



船の
装いを
近代化する

軽量形鋼



用途

舷梯に・岸壁梯子に
グレーティングに
ハッチカバーに
ホールド
スパーリングに
船室間仕切材に
其他室内艤装に



八幡エコンスチール株式会社

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3丁目2
 (第2丸善ビル) 電話代表 (201) 9 2 6 1
 営業所 大阪・広島・名古屋・八幡・札幌
 工場 大阪・東京



八幡製鐵株式會社

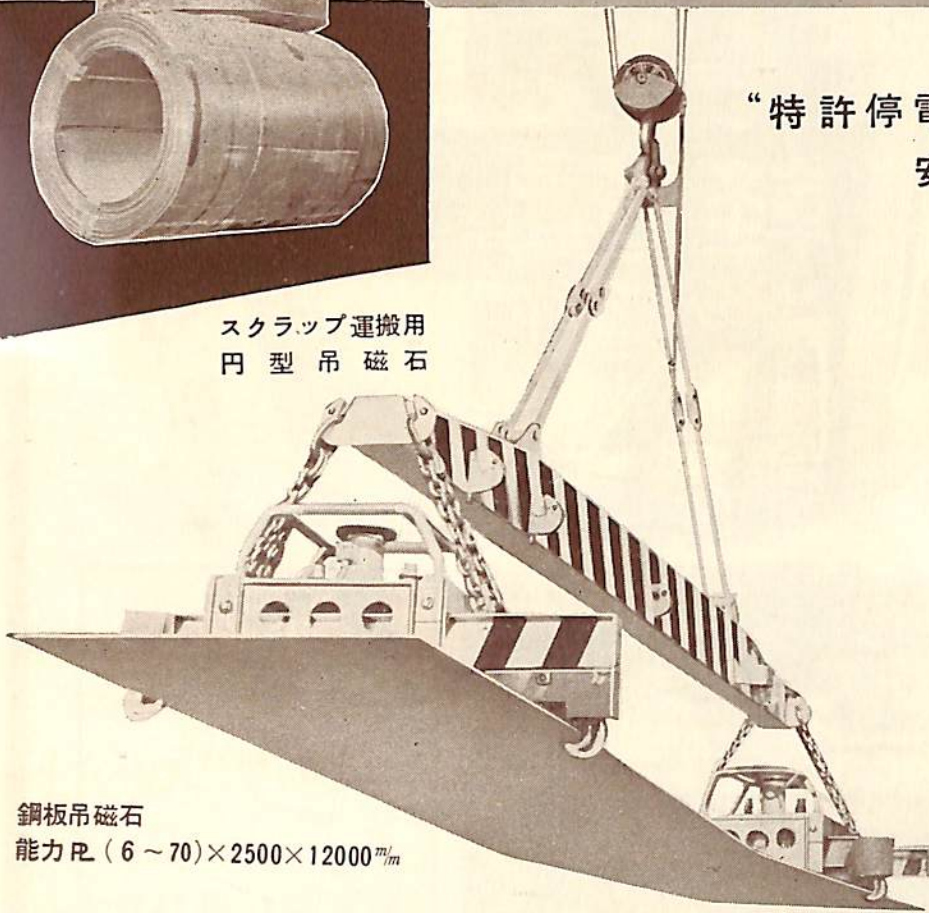
運搬荷役と作業管理には高能率を発揮する

各種吊磁石



スクラップ運搬用
円型吊磁石

“特許停電時
安全装置付”



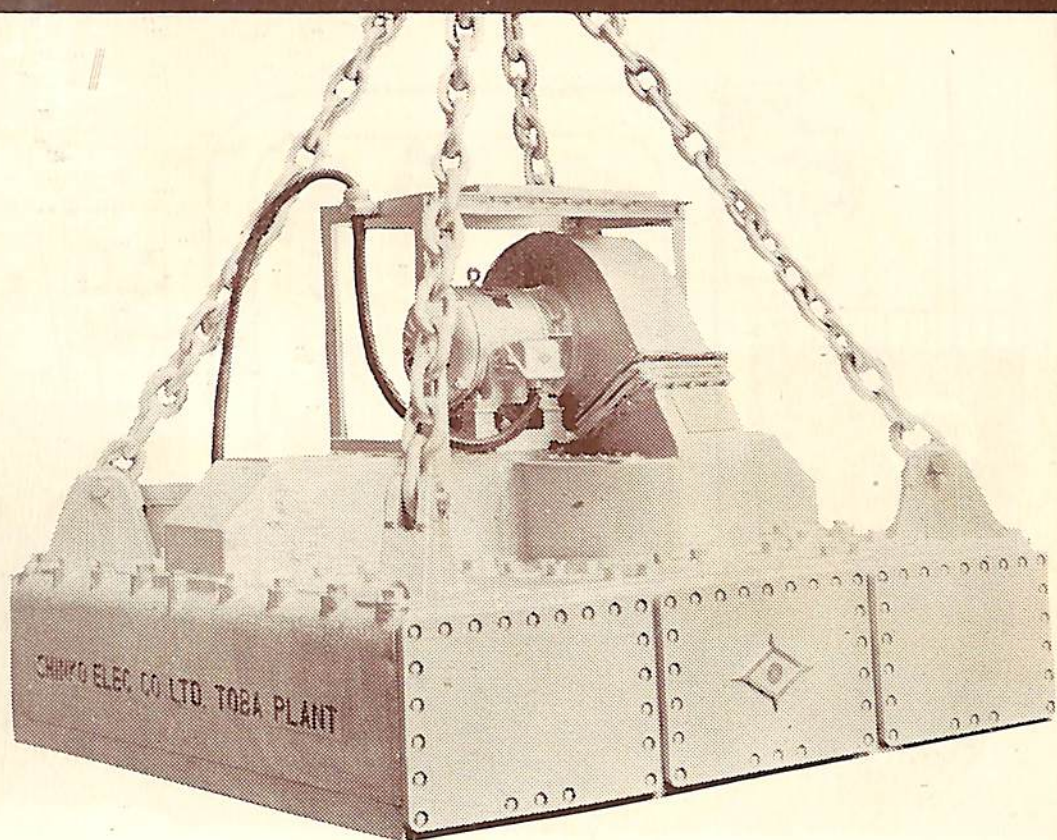
鋼板吊磁石
能力 \varnothing (6~70)×2500×12000mm

その他の製品種目

溶接仮付用マグチャック
角度可変式仮付用マグチャック
スクラップ用マグチャック
運搬荷役機械の設計製作
マグネットローラー式ガスブレーナー
マグフライス（電磁固定式溶接面仕上機）
マグボーラー（電磁式鋼鉄孔明のリーマー加工機）

鋼板剪断機械株式会社

東京都江戸川区新田1 - 4940 TEL (651) 0918・8073



鋼材・鉄鋼板・スクラップの
速い運搬に—安全な運搬に—能率的な運搬に—

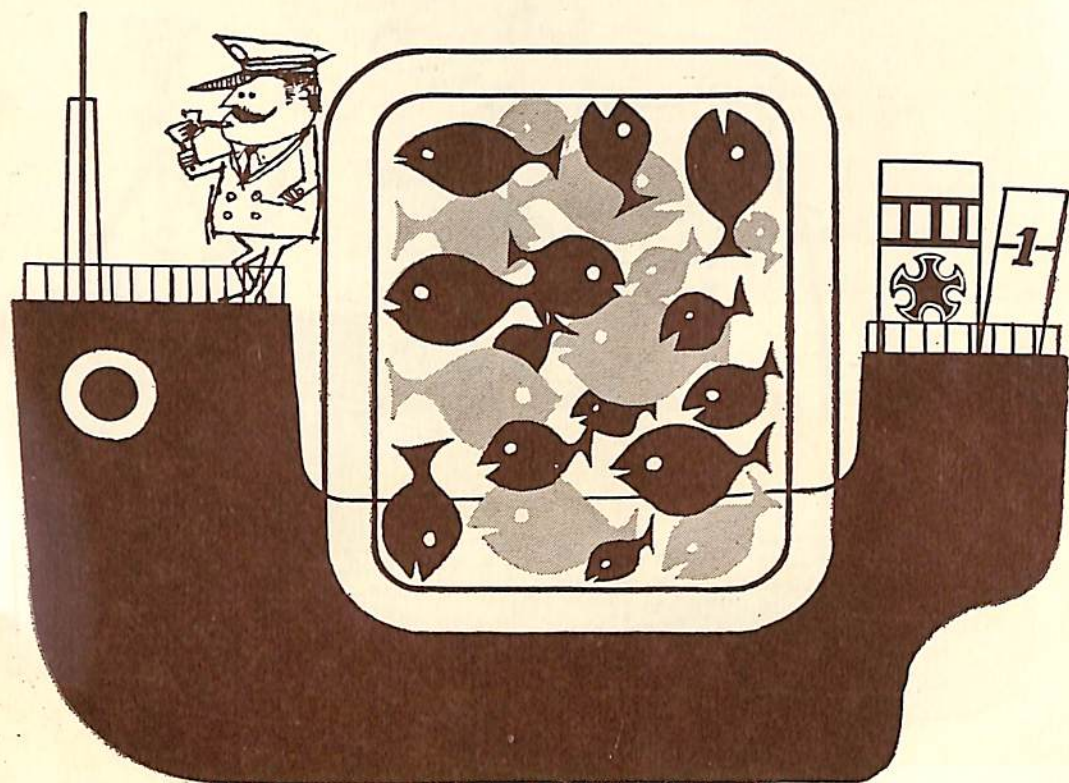
神鋼 リフティング マグネット

- 外国製品に負けない吊上げ能力
- 線輪焼損の恐れがない絶縁方式
- 堅牢な一体構造で耐久力は絶大
- 水中も安心して使える特殊設計
- 高温度鋼材の運搬も安全・自由
- 停電時に安全な完全無停電装置



神鋼電機

SHINKO ELECTRIC CO., LTD.



海の味覚をそのまま運ぶ断熱材ビニコルク
 冷凍漁船に使われているプラスチック
 スポンジでは断熱材ビニコルクが
 好評です

大機ゴムの断熱材

ビニコルク VINYCORK



DAIKI ENGINEERING CO., LTD.

大機ゴム工業株式会社

本社 / 東京都千代田区内幸町2-16 TEL(501) 2101(代表)
 テレックス加入番号 22-330
 大阪・福岡・名古屋

カタログ御希望ノ方ハ広報係迄誌名御記入ノ上御申出下サイ

断熱 ■ 耐油 ■ 非吸水 ■ 非吸湿



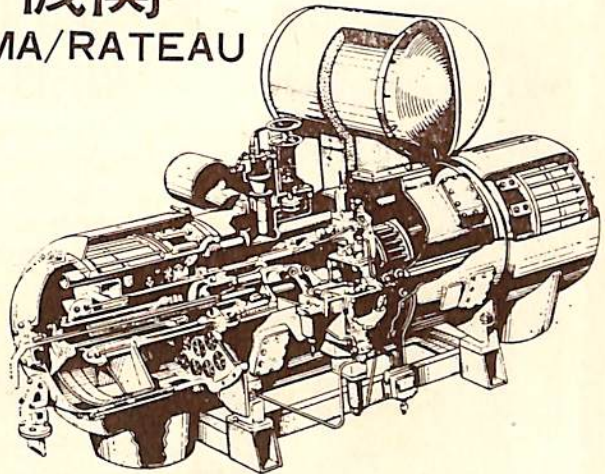
フリーピストン曳船“飛龍丸”

フリーピストン機関

licences SEP-SEME·SIGMA/RATEAU

その特徴

- 振動がなく、軽量小容積で、配置が任意。したがって載貨量の増大を計ることができる。
- 起動および操縦迅速、遠隔操作容易、最微速運転も可能。
- 低速時のトルク大、したがって曳航力が大きい。
- 低質重油使用可能。
- 航海中にピストン抜出し手入が可能。



日本鋼管

東京・千代田・大手町

船体溶接法

大阪大学教授・工博 渡辺正紀
大阪大学助教授・工博 佐藤邦彦 共著

A5判 二二六頁
定価 七五〇円

＝ 主要内容 ＝

- 第1章 序論……溶接船建造の歴史・船体の溶接建造にともなう利点と欠点
- 第2章 溶接法……溶接法の分類と要点・手動・自動・半自動アーク溶接・イナートガスアーク溶接・スタツ下溶接
- 第3章 切断法……機械切断とガス切断との比較・原理・機器・精度及影響
- 第4章 造船用鋼材……鋼材の溶接性・工作上の見地からみた鋼材の溶接性・使用性能上からみた鋼材の溶接性・試験法
- 第5章 船の溶接設計……溶接船の強度
- 第6章 船の溶接施工……船体の溶接建造法・施工の要点
- 第7章 船の溶接施工……船体の溶接建造法・施工の要点

< 好評発売中 >

- 関西造船協会編 造船設計便覧 二、〇〇〇円
- 山口増人著 新訂造船用語辞典 七〇〇円
- 矢追秀保編 最新英和造船用語集 四五〇円
- 田村正衛編 最新船舶機関用語集 六〇〇円
- 小関正編 海運・貿易英和用語集 三五〇円
- 運輸省監修 1960年海上人命安全条約及国際海上衝突予防規則 一、三〇〇円

創業50年の歴史と伝統
充実した執筆陣により
自信をもつて贈る海事
専門書

海事図書綜合目録
無料進呈

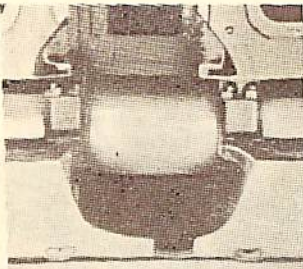
株式会社 海文堂

東京本社 神田・神保町二ノ四八
電話〇二四六 振替東京二八七三
神戸本社 生田区元町通三ノ一四六
電話(三)六五〇一 振替神戸六八八

メタロック

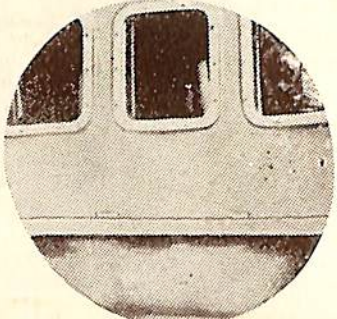
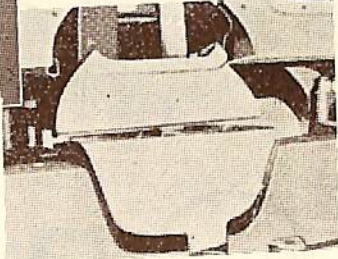


铸造品冷間修理



- ▲メタロックは铸造品の亀裂・破損に対する機械的冷間修理工法です
- ▲メタロックは熱をいみませんので修理後の歪は皆無です
- ▲メタロックは高温高压箇所でも修理出来ます

- ▲メタロックは据付現場にて修理可能な工法です
- ▲メタロックは下見後4～6時間以内に直ちに着工可能です
- ▲メタロックは各国主要船級協会及び保険会社の御承認を得ています



詳細は弊社ME係迄
お問合せ下さい



メタロック国際協会メタロック(極東)社技術提携
株式会社 **ガデリウス商会**

東京都港区赤坂伝馬町3-19 (408)代表2131・2141
神戸市生田区京町67モーシェビル(39) 代表 0701

○ 航海の安全には…



JNA-102形 ロラン受信機

JRC ロラン

世界最初のトランジスタロラン

- 特長**
1. トランジスタ化
トランジスタ、ダイオード使用のため小型
軽量、消費電力極少
 2. プラグインユニット方式
プラグインユニット方式の画期的設計、保
守点検が便利
 3. 測定値の読取簡単
時間差表示がブラウン管と同一視野内の数
字ドラムに表れ、測定値の読取簡単
 4. 電源内蔵
装備簡単、従来の300Wに比し $\frac{1}{7}$ (40W以
下)の極少消費電力

JRC レーダ

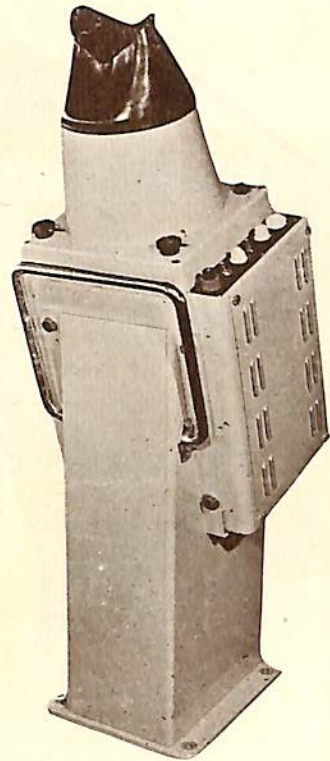
小形船用最高級新鋭機

JMA-115形

特長 距離精度向上・映像面の拡大、鮮明・性能の
安定・操作、保守、点検が容易

性能

周波数帯	9 3 2 0 ~ 9 4 3 0 M $\%$
中心周波数	9 3 7 5 M $\%$ (3.2cm)
尖頭送信出力	1 8 kw
パルス巾	0.1 0.6 μ s
最小探知距離	3 0 m
ブラウン管	2 5 4 mm(10吋)メタルバック
距離範囲	1, 3, 8, 15, 30哩
	5段切換



直立形架台に装着した指示機

JRC 日本無線株式會社

本社事業部 東京都港区芝西久保桜川町25 第5森ビル

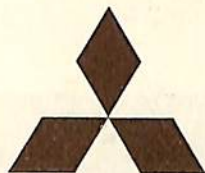
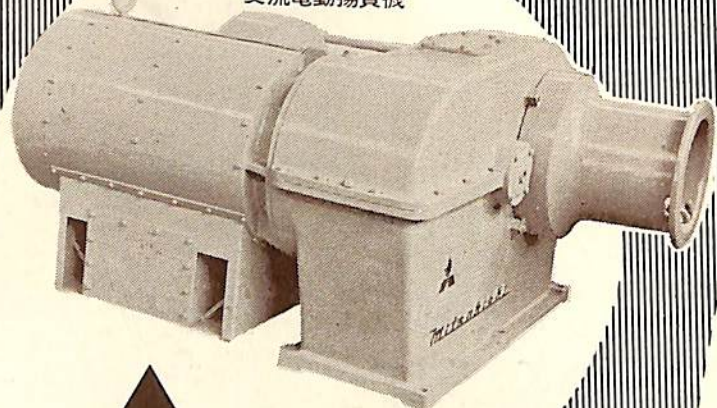
大阪支社 大阪市北区堂島中1の22
福岡営業所 福岡市新開町3の53 立石ビル
札幌出張所 札幌市北一条西4の2 札商ビル

力強く働く交流甲板補機！

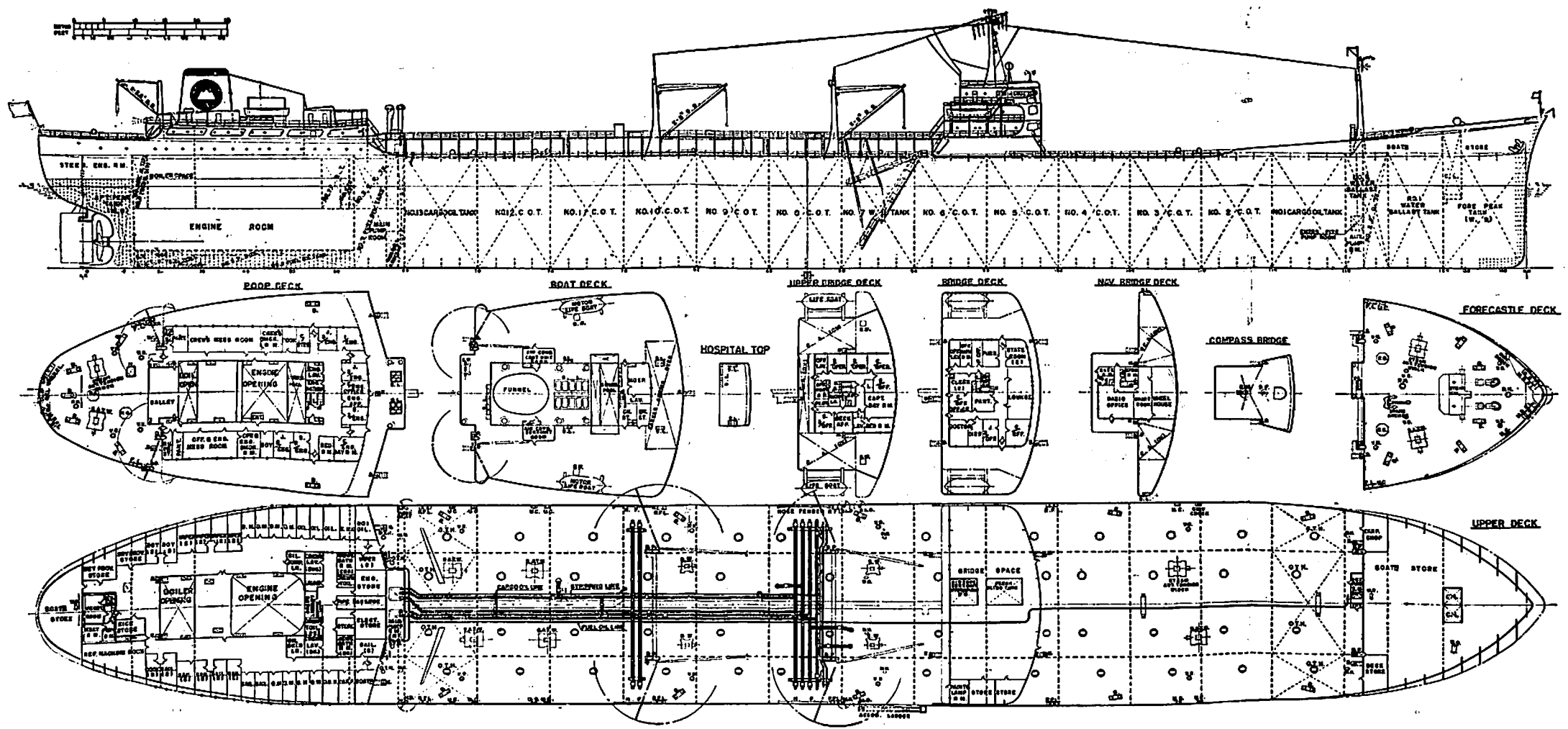
三菱 極数変換式 電動揚貨機

- 機構簡易で すえ付面積少なく 保守が容易
- 過激な操作にも 安全で円滑な運転ができる すぐれた性能
- 値段が安く 船価低減に役立つ

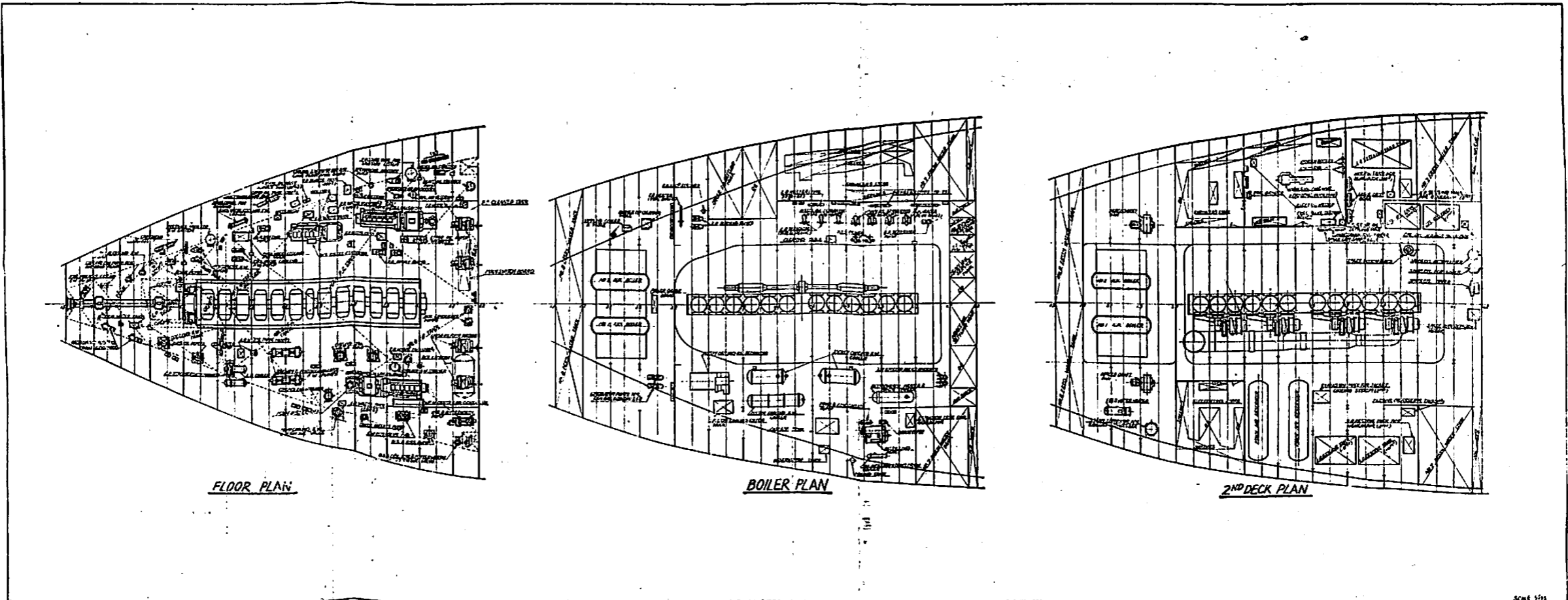
HSK形
交流電動揚貨機



三菱電機株式会社



"OLYMPUS" 一般配置図



"OLYMPUS" 機関室全体装置図

75,000 DW モータータンカー “OLYMPUS” について

三菱日本重工業株式会社
機 浜 造 船 所

1. 結 言

本船は、リベリア共和国 Olympus Shipping & Trading Corporation の御注文により建造された世界最大のディーゼルトンカーであつて、昭和35年10月28日起工、昭和36年6月14日進水、昭和36年9月30日引渡を終え、飯野海運(株)の傭船としてペルシャ湾よりの原油輸送に従事すべく、処女航海の途についた。

本船は、前例のない大きなディーゼルトンカーであり、その船体が超大型であること、出力22,000馬力という超大型のディーゼル機関を搭載することから、多方面に亘つて未経験の難問があつたが、逐次これを克服して、海上運転および諸試験も好調裡に終了することが出来たので、その概略をここに紹介する。

2. 主要々目等

全 長	250.00 m
垂線間長	239.00 m
型 幅	34.60 m
型 深	18.75 m
満載吃水	13.972 m
載貨重量	75,145 LT
総噸数(リベリヤ)	39,949.28
貨物油艙容積	92,260 m ³
燃料油艙容積	5,255 m ³
清水艙容積	826 m ³
主 機 関	横浜 MAN ディーゼル K 12 Z 84/160 C 1 基
定 格 出 力	22,000 PS (BHP) × 115 rpm
常 用 出 力	18,700 PS (BHP) × 109 rpm
補 助 機	三菱横浜 CE2 胴水管機 2 基 排気ガスエコノマイザ 1 基
発 電 機	主発電機、横浜マンディーゼル駆動 700 kVA 450 V, A. C. 補助発電機、横浜マンディーゼル駆動 325 kVA 450 V, A. C.
速 力	満載試運転時最大 17.11 kn
乗 組 員	70 名
旅 客	2 名
船 級	AB + A 1 © "Oil Carrier" & + AMS

3. 船 体 部

3.1 一般計画

本船の計画に当つてはもつとも経済性の高いタンカーを建造すべく種々考慮が払われた。すなわち、超大型タンカーをディーゼル主機により推進すべく、当時考えられた最大出力22,000馬力が採用され、また運用の専一性を打出し、貨物油艙加熱管の廃止、13.9 m の吃水の採用、中央部第7タンクを固定的に脚荷水艙とする、前部コフアダムスの廃止等を行う一方、使用するシーバースに合わせて前後2ヶ所のディスチャージステーションには海底ホース吊上、接合用の特殊の装置を設ける等、合理的に設計が進められた。

またこの高出力12筒のディーゼル主機を搭載することにより従来のタービントンカーに比して当然予想される振動に対する配慮は極めて慎重に検討された。

また、本船の船型、特に推進器の設計に当つてはディーゼル主機の回転数を正確に保持すべく、同時に荷重量が大きいため予想される空洞現象を最小にとどめるよう、オランダの Wageningen において通例の水槽試験の外、特に伴流分布を再現せしめた回流水槽における推進器試験を行い、この結果を取入れて最終要目が決定された。

本船の一般配置は別図の通りであり、特に目立つて変わった点はないが、全居住区の冷暖房、水泳プールの設備等、乗組員の居住性の向上に意が用いられている。

3.2 船体構造

本船は、一般のスーパータンカーの例に見られるように、機関室の一部および船首楼以外の上部構造を除いて、すべて縦肋骨式を採用した。

船体各部の構造、特に Main Hull の構造については、当所で建造する初めての7万トン級タンカーであり、しかも世界最大の大型ディーゼルエンジンを搭載する船でもあるので、既に就航実績を持つ数多くの4万トンタービントンカーおよび(建造過程にあつた)4万トンディーゼルトンカー等で得られた貴重な経験と実績を基礎にしたことは勿論であるが、単にスーパータンカーの延長としてではなく、構造様式、強度、使用鋼材等に関して、新たに、いろいろの角度から検討を加えながら設計を進めた。その結果下記の2,3の例にもみられるように設計的にも工作的にもバランスのとれた構造とする

ことが出来たものと考えている。

(1) カーゴ、タンクの構造

一般にタンク部分の構造には、いわゆる Vertical ring 型式と Horizontal ring 型式があることは良く知られているところである。

本船では両型式についてそれぞれ数種類の 1-Section を作製して種々検討を行つた結果、最適な構造として、Horizontal ring 型式を採用した。

この際 ring を 2 段とし、その有効性を高めて最少の重量で外力を無駄なく支持出来るようにするとともに、構造部材数の減少をはかつた。

なお、現在では AB, LR 共マンモスタンカーに対して必ずしも Centreline Swash Bulkhead をつけることを要求していないが、本船の設計当時は未だそれ程明確ではなく、かつ、マンモスタンカーの第 1 船ということで、安全側をとつて 4 に Swash bulkhead を置くことにした。

(2) 上甲板、外板

マンモスタンカーでは、必然的に上甲板と船底外板の板厚が大きくなり、更に二重板を置かなければならない場合も生じて来るが、本船では適切な主要寸法とあいまつて部材配置に充分意を用いた結果二重板を採用することなく、しかも中央部の上甲板、船底外板の厚さをすべて 34.9 mm とすることが出来た。

梁上側板と舷側厚板の取付けには 34.9 mm の L 型 built up gunwale を採用した。

これは、built up gunwale の形状として一般には Flat bar 型 (—|) か T bar 型 (—|) が用いられているが、設計の初期において、各種形状の gunwale について工作、溶接性、強度および実際の取付の面から実験を行つた結果、L 型が最良と認められたためである。

(3) 振動対策

本船は前述のように 22,000 BHP という大馬力のディーゼルエンジンを搭載するため、船体振動対策には、先に建造した 15,500 BHP 4 万トンディーゼルタンカーの経験をもとに入念な検討が加えられた。すなわち、主機の不平衡力および偶力は 1 次、2 次とも 0 ではあるが、主機自体の重量、各シリンダー内の燃焼圧力による起振力、排気ガスの脈動等は相当に大きなものとなるため、特に機械室およびその附近の構造および船尾の上部構造には十分な防振上の考慮を払つた。

また同時にプロペラの起振力に対しては、船尾骨材および舵とのクリアランスを特に大きくとり、船体に作用

する力そのものを小さくする一方、船尾構造を強固なものとして、振動による trouble の発生を防止するように努めた。

更に建造中の船体で、機関室とその附近構造、および上部構造の振動特性をしらべるため、数回にわたつて起振機による振動実験を行い、設計時の振動対策の効果を確認した。

以上のように、万全の振動対策を実施したため、初めての 22,000 馬力ディーゼルエンジン搭載タンカーにもかかわらず、海上公試においては、軽荷、満荷いずれの状態においても振動上の trouble は一つもなく、満足すべき結果が得られた。

3.3 機 装

(1) 甲板機械

本船の全ての甲板機械は蒸気駆動である。揚錨機は大型で搬入困難なため 3 の割りにして本船に据付けられた。自動係船機は船首甲板上に 2 台、上甲板上に 6 台、船尾楼甲板上に 2 台、計 10 台取付けられている。

いずれも両舷どちらにも使用出来るよう配置されている。

甲板機械要目表

	数	容 量	製 造 所
揚 錨 機	1	54 T × 9 m/min	東京機械 KK
自動係船機	10	14 T × 30 m/min	〃
揚 貨 機	4	10 T × 15 m/min	〃
	1	1.5 T × 25 m/min	〃
操 舵 機 (電動油圧)	1	180 t-m, 2 × 60 kW	Brown Brothers & Co.

(2) 荷役関係

中央部 2ヶ所のティスチャー・ジステーション附近に 2 対のデリックポストを設け、これにそれぞれ 1 対の容量 8 T のデリックブームと 10 T 揚貨機とを配置している。更に舷側には、油圧シリンダー付の gallows をも設備し、海底ホースの取扱を極めて容易かつ安全、能率的に行い得るよう配慮した。Gallows の油圧シリンダーは手動ポンプ付、使用荷重 6 T、揚程 290 mm でかつ gallsows 自身舷側に向つて自由に傾斜させることが出来る。

(3) 救命装置

救命装置には SOLAS 1948 規則、船舶設備規程、救命器具試験規程を適用し、救命艇には特に 1960 年の SOLAS を考慮した。

救命艇は 40 人乗り 7.7 m 木製救命艇 2 隻を上甲板橋甲板に、35 人乗り 7.73 m 木製モーター付救命艇 2 隻を端甲板に設備している。モーター付救命艇は、三菱

船用ダイヤディーゼル 20 PS を搭載し速力は6ノットである。ポートダビットは、上部船楼甲板付のものはトラックウェイ型グラビティダビットであり、端艇甲板付のものは、三菱横浜式グラビティダビットである。各ダビットは 3.3 kW のポータブルモーター駆動のポートウィンチによつて操作される。

(4) 貨物油装置等

本船の貨物油ポンプおよび残油ポンプの要目、台数および油管の寸法は次の通りである。

貨物油ポンプ	1,250 m ³ /h×90 m	4 台
残油ポンプ	200 m ³ /h×90 m	3 台

	外径	厚
貨物油主管	406.4 mm	12.7 mm
〃 枝管	318.5 〃	〃
残油主管	216.3 〃	〃
〃 枝管	165.2 〃	11.0 〃

貨物油主管は4系統に分れ、ポンプ室内ライザーとタンク内のドロップラインで上甲板上の主管に連結されている。残油主管は2系統に分れ、各中心タンクには左右両舷に残油用のベルマウスを設けている。

上甲板には貨物油主管4本と残油管1本を配管している。海底ホースによる貨物油陸揚のためディスチャージステーションは、2カ所に設備し、船橋楼後方 No. 8 タンク上に貨物油主管4本、残油管1本、更に No. 10 タンク上に貨物油主管2本を配管している。なお揚油の際は上記主管端末より舷側までは長さ約 3 m、呼び径 300 mm のポータブルパイプを使用し海底より釣上げられたホースに接続される。

タンク内には防蝕用として中心8タンク、ウイング4タンクに Mg Anode を取付けている。

本船は主として中東方面の原油を積載するため油艙加熱管は設備していない。

貨物油艙内ベント管は4系統に分れ主管は 150 mm とし各油艙への枝管各1個のブリザー弁を備え各主管はそれぞれ最寄りのデリックポストに導かれフレームアロスターを経て大気中に開孔している。

貨物油艙内の掃気用として三菱日本エゼクター4基を有している。

その他貨物油艙内の洗滌用としてパタワース装置を設備しパタワースポンプおよびヒーターはパタワースマシン6台の同時使用を考慮して計画している。

(5) 冷暖房通風装置、冷凍装置

居住区全域にわたつてセントラルユニット方式の冷暖房装置を採用しセントラルユニット、冷房機共中央区画に1基、船尾区画に2基設け、その要目は次の如くであ

る。

通風機		
中央区画	5.5 kW×175 m ³ /min×95 mm H ₂ O	1 基
船尾区画	5.5 kW×195 m ³ /min×95 mm H ₂ O	2 基
冷房機		
中央区画	22 kW×71,800 Kcal	1 基
船尾区画	22 kW×82,500 Kcal	2 基

(蒸発湿度 5°C, 凝縮湿度 40°C)

計画湿度条件は次の通りである。

	外気温度 (°C)	室内温度 (°C)
冷房	35	29.5
暖房	-10	23

主ポンプ室には 9 kW, 400 m³/min×50 mm H₂O の給排気通風機を設けている。

その他粗食庫には機動排気、操舵機室には機動排気、更に厨室には機動給気および排気を行なうようになっていて、その要目はつぎのとおりである。

主ポンプ室、給排気通風機	9 kW	1 基
厨室、粗食庫、排気通風機	4.1 kW	1 基
厨室、操舵機室、給気通風機	0.4 kW	1 基

操舵室と病室はスチームラジエーターにより暖房を行っている。

粗食庫用の冷凍機は R-12 直接膨脹式 5.5 kW 2 台の圧縮機を備えすべて自動制御式であり冷蔵区画の保持温度は野菜庫 +2°C, 魚肉庫 -8°C である。なお野菜庫の冷却にはユニットクーラーを使用している。

4. 機 関 部

4.1 機関部概要

船体の大型化および単螺旋船の推進効率の有利性から一基当りの出力大なるディーゼル機関が製作され既にそれら大型機関を搭載した船が続々就航しているが、本船はディーゼル油槽船として世界最大のものであり、計画当時出来得る限り大出力の機関を搭載して高能率な運航を図りたいとの船主の意向もあり、ここに世界最大の 22,000 PS, 12 シリンダの横浜 MANK 12 Z 84/160 C 型機関が誕生し本船に搭載された。本機関は過給機4台を備え、通常運転時9シリンダのピストン下側ポンプを併用して掃気を行っている。

主機の設計に当つては12シリンダ機関として特に留意し、横振動に対しては最良の着火順序を選び、振り振動に対しては機関クランク軸前端にダンバを設けて 90 rpm 附近の危険な付加応力を大幅に減ずるよう考慮し

た。前記以外は従来の機関と大略同じ構造とし船体からの特別な支持装置など設けなかつたが海上試運転時における振動については極めて優秀な成績を得ることが出来た。主機関および過給機の排気温度はすべて自記録式全電子型パイロメータにより指示記録されるため多シリンダにもかかわらず機関部員の監視計測の労力は軽減された。

主発電機は2台とし、1台にて航海中推進用および一般用電力のほか全船冷房装置用の電力をも賄える容量を持つものである。このほか碇泊荷役時に使用可能な容量の補助発電機1台を備えている。発電機関はいずれも横浜 MAN ターボ過給ディーゼル機関である。

補助ボイラは三菱横浜 CE 型二胴水管式のもの2基を備え、荷役時荷油ポンプ4台を同時に全力運転の際充分供給出来るものとし更に将来本船に荷油タンク加熱コイル設置の場合(現在荷油タンク加熱コイルは設けられていない)を考慮して余裕のある設計とした。排気ガスエコノマイザにより加熱された循環水の蒸気分離は補助ボイラの蒸気ドラムにて行わず独立の蒸気分離器にて行うこととした。ボイラおよび排気ガスエコノマイザには遠隔指示水面計を設けるとともに給水系統にはいずれも自動給水加減器を備えた。

機関室内の機装については大出力機関設置を考慮して各系統を単純化し操作を容易ならしめるように努め、特に冷却清海水系統に留意して設計された。主機用冷却清海水系統はジャケット、ピストンおよび燃料弁用に対しそれぞれ独立とし発電機関用冷却清海水系統も主機用系統から分離独立せしめた。各系統に対する冷却水補給はすべて自動的に行っている。冷却海水ポンプは2台とし、うち1台を補助復水器(荷油ポンプタービン用としても使用する)循環水用として兼用させることとした。

詳細については機関部要目表および機関室全体装置図を参照されたい。

4.2 主要目

(1) 主機および関連補機

名 称	型 式	数	力 量
主 機 械	横浜 MAN 単動2サイクル型ターボ過給ディーゼル機関 (K 12 Z 84/160 C 型)	1	常用出力 18,700 PS×109 rpm 連続最大出力 22,000 PS×115 rpm 後進出力 13,200 PS×92 rpm
冷却海水ポンプ	立電動うず巻式	2	950/1,500 m ³ /h ×20/8 m, 82/46 kW
ジャケット冷却清水ポンプ	横電動うず巻式	2	630 m ³ /h×20 m
ピストン冷却清水ポンプ	〃 〃	2	200 m ³ /h×40 m

93 kW

燃料弁冷却清水ポンプ	横電動うず巻式	2	12 m ³ /h×25 m 3 kW
潤滑油ポンプ	立電動ねじ式	2	165 m ³ /h×3.5 kg/cm ² 37 kW
燃料油サブライポンプ	横電動歯車式	2	10 m ³ /h×3.0 kg/cm ² 3.7 kW
主空気圧縮機	立発電機関駆動二段水冷式	2	250 m ³ /h×30 kg/cm ²
主 空 気 箱	横鋼板溶接円筒型	2	15 m ³ ×30 kg/cm ²

(2) 軸系およびプロペラ

名 称	型 式	数	力 量
中 間 軸		1	562 mm×8,575 mm
推 進 軸		1	655 mm×7,510 mm
中 間 軸 受		2	
プ ロ ペ ラ	5翼一体ニッケルアルミプロペラ製	1	直径 7,000 mm ピッチ 4,825 mm 展開面積比 0.641

(3) 補助ボイラ、排気ガスエコノマイザおよび関連補機

名 称	型 式	数	力 量
補助ボイラ	三菱横浜 C-E 二胴水管式	2	ボイラ出口 20 kg/cm ² g×飽和 給水温度 90°C 蒸発量常用 15 t/h 最大 18 t/h
ボイラ給水ポンプ	横ターボうず巻式	2	45 m ³ /h×25 kg/cm ²
重油噴燃ポンプ	横電動ねじ式	2	3.5 m ³ /h×23 kg/cm ²
強圧送風機	横電動ターボ式	2	380 m ³ /min×120 mm. Aq. 19/10 kW
排気ガスエコノマイザ	強制循環、排気加熱(蒸気分離器付)	1	最高使用圧力 10 kg/cm ² g 給水温度 50°C 蒸発量 2 t/h (7 kg/cm ² g にて) (主機常用出力時)
排気エコノマイザ用給水ポンプ	横電動うず巻式	2	4 m ³ /h×130 m 6 kW
排気エコノマイザ用循環水ポンプ	〃 〃	2	25 m ³ /h×30 m 6 kW
補助復水器	立電動うず巻式	2	30 m ³ /h×30 m 7.5 kW
補助抽気エゼクタ	二連二段式	1	抽出乾燥空気量 11 kg/h

(4) 機関室一般補機

名 称	型 式	数	力 量
重油移送ポンプ	立電動歯車式	1	50 m ³ /h×3.0 kg/cm ² 15 kW

ディーゼル油移送ポンプ	横電動歯車式	1	10 m ³ /h×3.0 kg/cm ² 3.7 kW
清浄機用燃料ポンプ	〃 〃	1	10 m ³ /h×2.0 kg/cm ² 2.2 kW
燃料油清浄機(重油用)	電動シャープレス (AS 18 V-1 P 型)	4	2,100 l/h 2.2 kW
燃料油清浄機(ディーゼル油用)	(AE-16 VHC 型)	1	2,500 l/h 2.6 kW
潤滑油清浄機	(〃 〃)	2	2,500 l/h 2.6 kW
雑用兼消防ポンプ	立電動うず巻自吸式	1	100/270 m ³ /h×88/25 m 45 kW
ビルジ兼バラストポンプ	〃 〃	1	130 m ³ /h×25 m 15 kW
消防兼バッターウォースポンプ	横ターボうず巻式	1	200/140 m ³ /h×140/88 m 150 kW
ビルジポンプ	立電動ピストン式	1	10 m ³ /h×25 m 2.2 kW
ハイドロフォサニタリポンプ	横電動うず巻式	1	20 m ³ /h×40 m 5.5 kW
ハイドロフォ清水ポンプ	横電動うず巻自吸式	2	10 m ³ /h×45 m 4.5 kW
食糧庫用冷凍機冷却水ポンプ	横電動うず巻式	1	12 m ³ /h×18 m 1.5 kW
中央部冷房用冷凍機冷却水ポンプ	立電動うず巻式	1	31 m ³ /h×30 m 5.5 kW
後部冷房用冷凍機冷却水ポンプ	〃 〃	2	70 m ³ /h×20 m 7.5 kW
造水装置	低圧単効サブマージ型(附属ポンプ共)	1	常用 25 t/day 最大 35 t/day
非常用空気圧縮機	ケロシン機関駆動	1	4.5 m ³ /h×30 kg/cm ² 2.5 PS
補助空気槽	立鋼板溶接円筒型	1	400 lit×30 kg/cm ²
万能工作機	電動	1	旋盤ベッド 2,540 mm 3.7 kW
工具研磨盤	電動	1	2×254 mm 0.75 kW
電気溶接機	交流式	1	250 Amp
ガス溶接機	アセチレン式	1	ボトル共
天井走行クレーン	電動(吊上, 縦行, 横行共)	1	5 tons 3.7 kW, 1.5 kW, 0.4 kW
機関室通風機	電動軸流可逆式	6	400 m ³ /min×30 mm Aq 5.5 kW
機関室排気通風機	電動軸流式	1	150 m ³ /min×30 mm Aq 2.2 kW
蒸気ファン		1	
空気ファン		1	
スパーアプレスタ	(主機用)	1	

(5) 主要タンク類

名	称	型式	数	容量
重油澄タンク		船体付	2	43 m ³
〃 サービスタンク		〃	2	26 m ³
ディーゼル油澄兼サービスタンク		〃	1	17 m ³
ディーゼル油サービスタンク		〃	1	17 m ³
ボイラ油澄タンク		〃	1	78 m ³
〃 〃		〃	1	65 m ³
シリンダ油貯蔵タンク			2	11 m ³
〃 サービスタンク			1	0.5 m ³
潤滑油ドレンタンク		二重底	1	18.3 m ³
〃 貯蔵タンク			2	14 m ³
〃 澄タンク			1	18 m ³
〃 貯蔵タンク(発電機関用)			1	2 m ³
〃 澄タンク(〃)			1	2 m ³
〃 重力タンク(過給機用)			1	0.7 m ³
タービン油貯蔵タンク			1	1 m ³
〃 澄タンク			1	0.35 m ³
ジャケット用冷却水膨脹タンク			1	2 m ³
発電機関用冷却水膨脹タンク			1	0.8 m ³
ピストン用冷却水濾器付タンク			1	2 m ³
燃料弁用冷却水ドレンタンク			1	1.5 m ³
カスケードタンク			1	4.5 m ³
検油タンク			1	0.5 m ³
サニタリ用圧力タンク		円筒型	1	1.6 m ³
清水用圧力タンク		〃	1	1 m ³

5. 電 気 部

電気部主要目は下記の通りである。

主発電機 横浜 MAN ディーゼル G 6 V 30/42 AL
 駆動船用自励交流発電機
 700 kVA, 450 V, AC 3相 60 サイクル,
 450 rpm 2台
 補助発電機 横浜 MAN ディーゼル G 5 V 23.5/33A
 駆動船用自励交流発電機
 325 kVA 450 V, AC 3相 60 サイクル
 600 rpm 1台
 変 圧 器 後部電灯用 15 kVA 440/110 V 単相 4台
 前, 中部電灯用 7.5 kVA 440/110 V 単相
 3台
 電 動 機 機関部 約 50 台, 約 700 kW
 甲板部 約 20 台 約 260 kW
 電 灯 白熱灯 約 600 灯
 蛍光灯 約 160 灯
 電池灯 約 70 灯

無電池電話機 5 系統 14 電話機

第 1 表

満載状態 平均吃水 13.815 m トリム 0.05 m 海上状態 平穏 風 SW 9 m/sec

Load		½ MCR	¾ MCR	85% MCR	MCR	
Speed	(kn)	13.82	15.85	16.44	17.11	
Revolution	(rpm)	93.5	106.9	111.3	116.8	
Output	(BHP)	12,400	17,990	19,430	22,550	
Pmi	(kg/cm ²)	6.614	8.193	8.477	9.283	
Pressure (kg/cm ²)	scavenging air (mm Hg)	197	325	378	485	
	cyl. cooling water	1.94	1.94	1.95	1.94	
	fuel value cooling water	2.28	2.25	2.25	2.28	
	piston cooling water	3.40	3.39	3.40	3.44	
	bearing oil	2.75	2.72	2.71	2.72	
Revolution of exh. turbo-charger (rpm)	No. 1	4,800	6,150	6,550	7,350	
	No. 2	5,000	6,300	6,750	7,650	
	No. 3	4,800	6,150	6,600	7,500	
	No. 4	4,850	6,150	6,600	7,400	
Exh. gas temp. (°C)	turbo-charger inlet	No. 1	234	301	327	362
		No. 2	238	299	327	365
		No. 3	234	295	325	353
		No. 4	248	307	337	369
	turbo-charger outlet common		202	245	265	285

- テレトーク 1系統 (タカヤ電気)
- エンジンテレグラフ 1
- 主機回転計 (操舵室, 機関室)
- 舵角指示器 (" ")
- 風信儀 1
- 旋廻窓 1
- ジャイロコンパス プラトー式 1式 (北辰電気)
- 音響測深儀 (日本電気) 1
- レーダー (東京計器) 1
- ロラン (日本無線) 1
- 50 W 拡声装置 1
- 無線装置 (東芝)
 - 短波送信機 1kW 1台
 - 中波送信機 500 1台
 - 操作盤 (非常送信機, 受信機3台, テープレコーダ
一等組込) 1台

6. 海上試運転

海上公試運転は9月26,27阿日館山沖で施行した。船体振動に関しては先にも述べたように、諸種の対策の効果があつて、満足すべき状態であつた。未だ詳細な解析が済まないの、乗船時に受けた感じを述べると、

船橋においては全く振動を感知せず、船尾においても、従来建造して来た 40,000 DW 型タービタンカーと同程度の感じであつた。12気筒ディーゼル機関に関しては、これで、今後の設計に問題なしとする確証が得られたと考える。

燃料消費量は 149.1 g/ps/h (低位発熱量 10,000 kcal/kg) の好成績を得た。

なお、海上運転時における計測結果から前述の如く機関前端にダンバを設けたことにより 90 rpm 附近の振り振動の付加応力は激減して安全領域にあることおよび他の振り振動も使用全範囲にわたつて全然問題のないことが確認された。

"船舶" 合本

- 第 31 卷 (昭和 33 年 1 号~12 号)
- 第 32 卷 (昭和 34 年 1 号~12 号)
- 第 33 卷 (昭和 35 年 1 号~12 号)

販価 各巻とも 2,000 円 (〒 160 円)

荒天中の錨泊法について

鞠谷 宏 士

東京商船大学助教授

1. ま え が き

台風の時節が近付くと毎年のように新聞紙上に、陸上のまた河川の台風対策が論じられ、台風が過ぎ去った後ではその不備が批難されている。しかし海上で船舶や人命に大損害を生じた、昭和29年の函館海難、一昨年の伊勢湾台風などについて見た場合、船舶の防災について果して如何ほどの対策が論じられまた購じられたであろうか。

果してあのような損害が起るべくして起つたのか、不可抗力であつたのか？ 海国日本といい、日本の発展は船なくして行なわれえないと云われながら、余りにも海上に眼が注がれない現状である。ただ損害のみは大々的に新聞紙上に報じられるが、台風を無事に凌ぎきつた船長や乗組員達の努力や苦勞は、当然のこととして何ら省りみられていない。

台風の来襲を迎える船の立場は真剣そのものである。乗組員は何処に避難できるわけではなく、自ら持てる技術と力によつて台風と戦い船を守ることだけが、自らをも守ることになるのである。

現在は気象通報によつて、台風や暴風の情報を早くから知ることができる。しかし港に停泊している船は荷役その他の仕事をするためにその港に停泊しているのであつて、運航予定、能率、採算などの面から見て、台風を避けるために暴風圏外の遠い港に避難することは許されない。したがつて停泊状態で台風と戦うための万全の備えをすることになる。すなわち気象台から得られる台風情報、自ら観測して得る気象資料を参考にして、台風の進路、速力、何時暴風圏内に入るか、台風の中心は泊地のどちら側を通るかといったことを予想し、所属の船会社、関係団体、官庁とも打合せ、何処でどのようにして台風を迎えるかを決定する。台風が近付くと荷役を止め、予定泊地にソフトし、船の condition を整え、機関を準備し、水密装置・排水装置・航海諸要具等を点検整備し、いわゆる荒天準備をして備えを固める。そしていよいよ台風が来襲すれば船の安全を守るために持てる技術や力を十分に発揮して、死力を尽して台風と戦うのである。

しかしこのようにして戦つても自然の猛威には遂に勝てない場合がある。その理由の一つは自然の力の偉大さである。今一つは技術的に力が及ばないためであろう。現在のわれわれが持つている技術的な判断力や力はまだ

まだ自然を知り、自らの能力を知るところまでいつていないといつてよい。

とくに荒天を凌ぐ技術的な方法は、今まで過去の幾多の貴重な体験によつて教えられて来たものだけであつて、理論的にも実験的にも確かめられていないのが現状である。したがつて先に述べたように台風の来襲に際して持てる技術や力を最大限に発揮したとしても、果してそれが客観的に最善の方法であつたかどうかを判断する極め手がない。

操船 (ship handling or maneuvering) の分野には、操船者の経験と熟練や勘に依存しているものが非常に多いのであるが、荒天中の錨泊法もその範疇に含まれるものであるということが出来る。そこで私達は幾らかでも錨泊法について経験則を裏付け、こうすれば良いという客観的な資料を得る目的で実験検討を行つてきた。ここにその結果について報告し御参考に供したいと思う。

2. 停泊方法と荒天避泊

船が港に停泊する方法は原則的に岸壁繫留、浮標繫留および錨泊の三つがある。台風が接近して来たときにどの方法で台風を凌ぐべきかということが第一に考慮される問題である。中には「港に停泊しているよりも、洋上に出て広い海域で台風と戦つた方がよい。しかも機関を停止し漂流しながら」と説き実践した船長がある。函館海難のときに洞爺丸と同型船の大雪丸は錨がひけたために止むを得ず錨を捲き揚げて航行状態であるウネリをともなつた台風を凌ぎきつたという実績もある。しかしこれ等は例外であつて一般には良い避泊地があれば、その避泊地で停泊状態で台風を凌ぐのが定説のようである¹⁾。

さて今、台風が京浜港に接近するという場合には、大型船は港外東京湾の千葉県寄り、木更津沖を中心とする南北にわたる泊地に錨泊、小型船は港内で錨泊または浮標繫留、解その他は川筋や港内の船溜りへというのが一応京浜港の台風対策になつているようである²⁾。

今までの経験による技術的判断でも、台風による風向の変転や波浪を考慮に入れ、船が振れ廻り得、たとえ錨がひけても風下の海面に余裕のある広い錨掻きの良い泊地に錨泊することがもつとも良い方法とされている。

岸壁繫留は船の機関が故障や修理のため使用できないとかその他余程特別の理由が無い限り、荒天を凌ぐ方法としては適當ではないとされている³⁾。岸壁に繫留して

荒天を凌ごうとする場合には、船に持っている数多くのロープを使用して、がんじがらめに船を岸壁にしばりつける方法を取るのであるが、ロープ1本の破断力は8インチのマニラロープでも20トン程度であつて、そのロープを数多く岸壁に取つても、ロープの伸び・質・長さがそれぞれ異つているから、それ等のロープ全体の力はロープの数に比例しないし、また摩損も不均等に起るので、実績ではロープはもつとも力がかかつたものから順次1本ずつ切断して行き、遂には耐え切れなくなつてしまふ。ロープにかかる力は風圧のほか、ウネリ・波浪・風の息・風向の変転などによつておこる船の運動にもなう力も受け、衝撃的な荷重がかかる。またウネリや高潮により船の上下動が激しくなると、ロープにかかる力は非常に大きくなる。例えば1万トンの船で1mの水面の上昇があれば、T/Cは17トン位だから、静的に見て1700トン以上の浮力を受けることになる。したがつてロープが切れなければボラードやビットが飛んでしまう結果となる。室戸台風やキティ台風の時に高潮で岸壁につないでいた船が岸に飛び上つたのは、このような理由だと考えられる。

したがつて、高潮が少く、ウネリや波が入らず、風がうまく遮断される岸壁以外では岸壁繫留のまま荒天を凌ぐことは困難であり、さけるべきだといわれている。

では浮標繫留はどうであろうか。繫船浮標の一般的な設置方法は、浮標から、水深に若干の余裕を持たせた鎖を下げて、これに重錘をつけ、この重錘を海底の土中に埋没させる。そしてこの鎖の途中から枝鎖を2〜数本出してその先に錨をつけ、枝鎖を十分伸して錨を打つてある。この枝鎖の長さは2節位である。故に一般的にみて繫船浮標は水平張力に対してはかなり強いが、上下方向には弱いといえる。したがつて高潮やウネリのために船に上下動が起ると、錘がおこされてひけやすいといえる。なお船と浮標をつなぐ鎖の長さにも問題があるがこの点は未だはつきりわかつていない。

なお浮標繫留によつて荒天を凌ぐ際に問題となることは、港内の浮標間隔はそんなに広くないので、台風の風位の変転や強風のためにおこる船の振れ廻り運動に対する余地が少く、把持力を増す目的で錨鎖を伸すことも困難であり、船の手持の錨を投ずることも枝鎖にからむおそれがあつてむずかしいというように、応急対策が取りにくいという制約があることである。さらに東京港や若松港のように浮標に前後繫留することを立前とする場合は、前後繫留のまま荒天を凌ぐことは側面方向より風を受けることが多く、風圧力が大きすぎて耐え得ないことになる。

今一つの問題は浮標の信頼度である。浮標は一度定置されると、それを引上げて腐蝕、磨耗等による破損を調べる機会が非常に少ないということである。したがつて浮標が設計通りの強さを維持していることがほとんど確認されていないのが現状である。この点は現在多くの水先人が口を揃えていわれていることであつて、浮標繫留のまま荒天を凌ぐことの不利を定説化する大きな理由になつている。

以上述べて来たようないろいろの理由によつて、特別の事情がない限り、適切な泊地を撰んで錨泊することが荒天を凌ぐもつとも一般的な方法として推奨されている。

3. 錨泊の問題点

しからば錨泊さえすれば安全なのかと云えば決してそうではない。洞爺丸事件にしても、伊勢湾台風にしても、錨泊していた船が数多く錨がひけて岸に乗揚つている。中には錨はひけたけれども、風下側の海面が広がつたために何程も流されながら助かつた船もあれば、前述したように錨を捲揚げて航行状態に移つて台風を凌いだ例も数多くある。したがつて台風の進路すなわち風が強く吹く方向や風のまわり方、それにとまなう波やウネリの方向に関連して、泊地の広さや拡がりや考慮する泊地の撰択も、錨泊して荒天を凌ぐ場合の大きな要素になる。函館台風では、台風の進路や速力が、過去に例はあつたにしても、異常のもので湾内にウネリが真直ぐに入つて来るような状況になつたことが、あの大事件の原因の一つと考えられることよりしても明かである。

しかし錨泊して荒天を凌ぐためには、どのようにすれば錨がひけなくてすむだろうか、ということが更に根本的問題である。この問題を解決するためには次のようなことが知られなければならない。

- 1) 錨泊している船は強風下でどのような運動をするのか、そして錨や錨鎖にはどのような力がかかるのか。
- 2) 錨の把持力 holding power (錨鎖もふくめて) は前項の力に対抗することができるのかどうか。

残念ながら今までこれ等について未だ十分な解答は得られていない。錨泊している船で荒天中に自分の船の運動を正確に数量的にとらえることは、船の動きの範囲、測定精度、時間的余裕、人手などの面から見て非常に困難なことである。現状では錨がひけていないかどうかを調べることは、船の振れ廻りの角度を見ること位が可能なせい一杯のことである。錨がひけているかどうかを調べる方法については過去の経験からいろいろと教えられている。錨がひける(走錨という)とその錨は打ちかえな

ければきかないと云われているから、走錨をできるだけ早い機会に知ることが技術的に船の安全を守る第一の手段になつている。

強風中で錨泊しているときの船の振れ廻り運動については、米国の R. S. Crenshaw が書いた Naval Ship-handling の 58 頁に図がある。また英国の Admiralty manual of Seamanship 1951 Vol III の 93 頁にも図があるが、これ等は正確とは云い難い。

錨や錨鎖にかかる力については、強風と波浪中の船の前後運動と錨鎖張力について上野敬三氏の論文⁴⁾があり、振れ廻り運動に関して錨鎖張力を論じたものに谷初蔵氏の論文⁵⁾があり、また船の上下動にともなう錨鎖張力の変動について佐野・本田阿氏の論文⁶⁾があり、これ等によつて実状の一端を知ることができる。なお橋本・市原阿氏によつて簡単な装置を用いて北斗丸型の振れ廻り実験が行われており⁷⁾、われわれに研究の idea を示されたものとして貴重な文献である。

錨の把持力については、錨の型の研究として多くの論文が発表されている。とくに米国の Danforth anchor や Mooring anchor に関する一連のものや、英国の H. L. Dove と G. S. Ferris による A. C. 14 Bower anchor, A. M. 12 Mooring anchor など把持力の非常に高い錨ができてきている。わが国でも本田・片上阿氏による錨の把持力に関する一連の実験や、国鉄で行われた実船実験など最近顕著な論文が眼立つが、未だ前述の解答は、錨・錨鎖にかかる力の性質や、底質と把持力との関連などに関して十分なものが得られていないと云つてよい。

船の Maneuvering の問題にかえて現状をみると、過去の経験から私達は次のような荒天錨泊方法を教えられている(図・1参照)。

1) 単錨泊 泊地が許すならば錨鎖をできるだけ長くのばして錨泊する。

2) 二錨泊 錨の把持力を増す目的で二つの主錨を、あまり間隔を開かずに打ち、それぞれの錨鎖をできるだけ長くのばしてこれにかかる。

3) 振れ止め錨泊 船の振れ廻り運動を小さくする目的(これによつて錨鎖張力が小さくなる)で、単錨泊状態に加えて、錨鎖の長さが水深の 1.5~2 倍位になるように他舷の錨を打ち、この錨は船の運動にともなつて海底をひきずられ、この抵抗力によつて船の振れ廻り運動を小さくする。

4) 双錨泊 双錨泊はもともと狭い港内で、風潮による船の動きを小さくする目的で両舷錨を4~6節の

間隔に風潮の線にそつて打ち、錨鎖をまきしめてこの中間に船を緊止するものであるが、荒天の際に錨の把持力を増す目的で、この状態から錨鎖をできるだけ伸ばした錨泊法。

これ等の方法はそれぞれ利害得失が考えられるが、泊地の状況や風の状況によつて、臨機にいずれかの方法が採用されてきている。

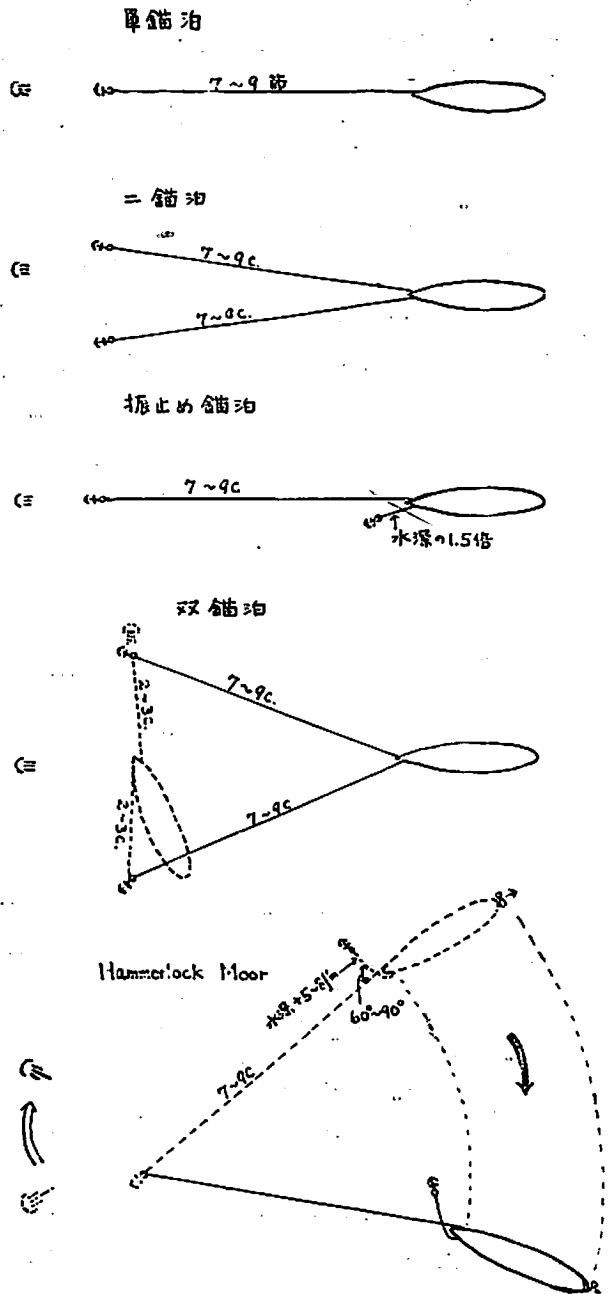


図 1

さらに最近 Capt. H. R. Prince によつて The Hammerlock moor という論文⁹⁾が発表されて、この錨泊法が非常に有効で船の振れ廻りをほとんど止め得たことが報告されている。

また錨泊状態で舵および機関を使用して振れ廻りを減少させようとする試みが、どの荒天の場合にも行われて来ている。

4. 荒天錨泊法の実験研究

上述したような荒天中の錨泊法についての諸経験則を再検討して、実験的に良い錨泊法を見出そうという目的で、私達は研究をはじめた。実験方法としては実船実験および模型実験が考えられるが、このような問題について実船実験を行うことは、船そのものに大きな危険をとまなうばかりでなく、実験船、実験場所、時期等に大きな制約を受けるため、実行不能であるから、模型実験以外に方法はない。

そこで日本海難防止協会の援助によつて、次に述べるような風洞水槽を作成し、この中での模型船の運動を取

り出してみることにした。

4-1 風洞水槽について

私達が作成した風洞水槽は、水槽の上面に定常風を送り、この風による船の運動を測定しようとするものである。このような水槽は過去に世界にその例もなく、また理論的に見て、空気と水という二つの異なる流体の中で模型船を運動させても、動力的には相似則は常に同時に成立するとは考えられないという問題がある。そこで私達は一応この問題は強風中での船の運動を追求することを主眼とするもので、幸い船の水中での運動はそれほど速くないから、相似則を考える場合水中の抵抗を無視しようという大胆な仮定に立つて処理することにした。したがつて理論的には大きな疑問を内蔵しているわけであるが、とにかくこのような方法によらなければ、問題は解決しないという考えから、定性的にでも解答を見出すことが急務であると思ひ、着手に踏切つたのである。

風洞水槽の構造概要は図2・3・4に示すようなものであつて、一般の風洞と異なり、吸込風を利用している。こ

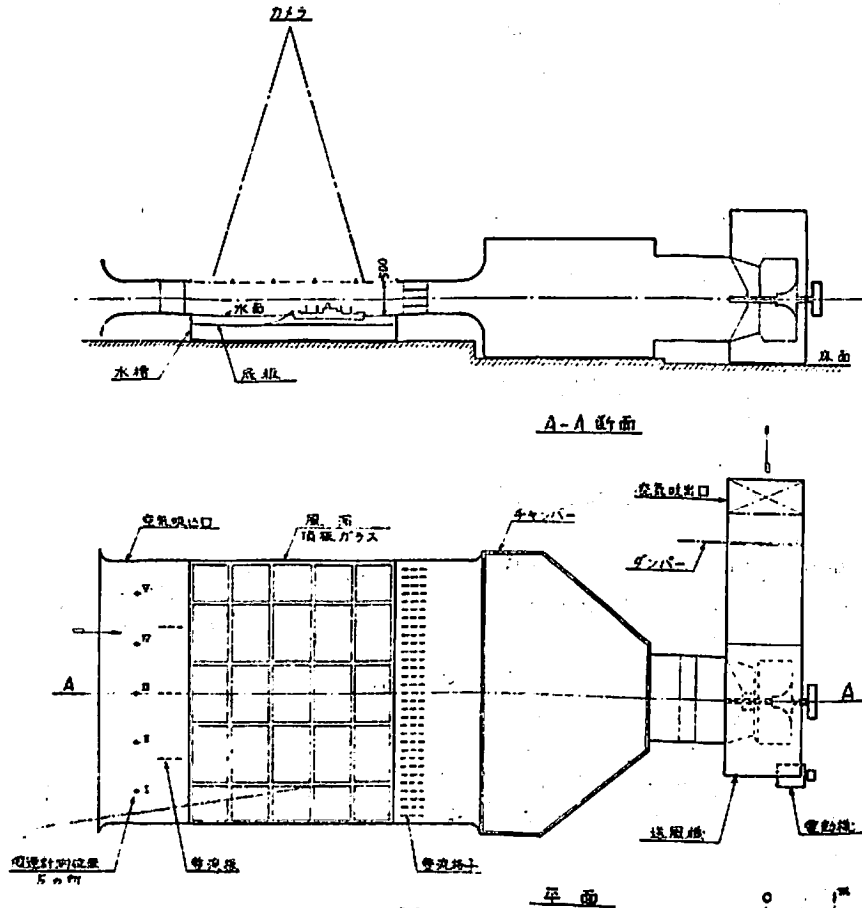


図 2

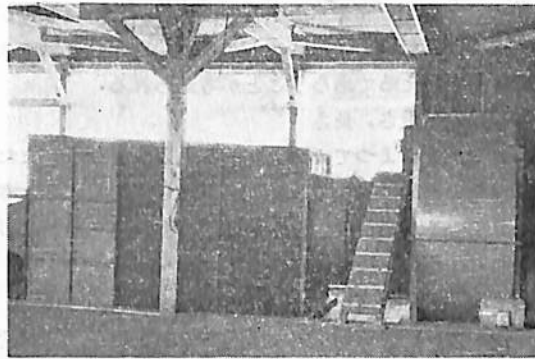
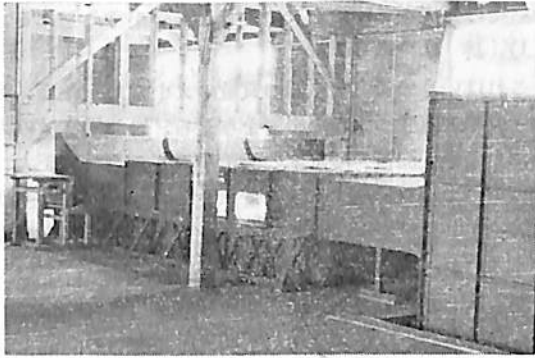


図3 風洞全景（清水分校当時）

これは設置場所および費用の制約によつてこのような構造とした。水槽の大きさは $3\text{m} \times 4\text{m} \times 0.4\text{m}$ で、この中に木製の底板を設け深さを調節可能とした。水槽上部の広さは $3\text{m} \times 4\text{m} \times 0.5\text{m}$ で、風速は $0.5 \sim 7\text{m/s}$ の間をダンパー開度によつて調節できる。

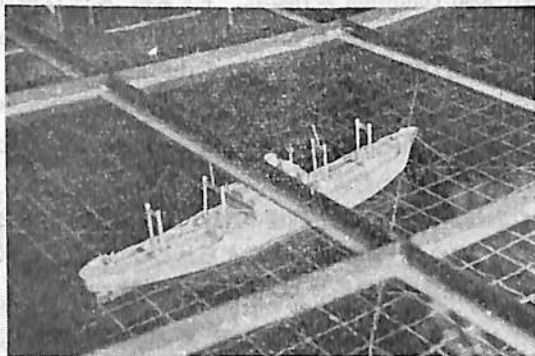


図4 水槽を上から見る。模型は日聖丸

送風機はミツヤ・リミットロード・コノイダルファン LL 型静圧 25mm 、風量 $940\text{m}^3/\text{min}$ 、回転数 520r.p.m. 、軸馬力 11.1HP で、電動機は 200V 、 42A 、 15HP 、 1420r.p.m. を使用している。

風速の最高を 7m/sec にしたのは、模型船に L. p. p. 1m のものを使用して、 1 万トンクラスの貨物船 L. p. p. 130m 程度の場合の風速 40m/sec に対する換算風速⁹⁾ が約 7m/sec に相当するからである。ここで尺度影響が問題となるが、L. p. p. 128m 風速 40m/sec の船のレイノルズ数は 3.6×10^8 であり、L. p. p. 1m 風速 7m/sec のそれは 0.5×10^6 になる。空気抵抗算定上、風洞実験結果を使用するためにはレイノルズ数 3×10^6 以上で行うことがのぞましい¹⁰⁾ とされているが、設備の関係でこの程度で行わざるを得なかつたのである。

しかし実験を行つた結果は、実用的には実船の資料と少しも矛盾を生じていないので、私達の目的からみればこの風洞水槽は成功であつたと考へている。

風洞の風速分布は図・5 のようになる。

なおこのような風洞水槽中での船の運動は当然自然風中での条件と大きく異つている。その相異点の主なものは

1) 自然風では風は息をし風速がかなり大きく変動する。その変動の量は平均風速の 50% にも達するとされている。また風向も平均風向から $\pm 15^\circ$ 程度はいつも変動している。ところがこの水槽ではこの変動は入らず、その影響もあらわれない。

2) 船の運動や錨鎖張力の変動に波浪やウネリがかなり大きい影響をもつと考へられるが、水槽では波の影響は入つて来ない。水槽で起る波はせいぜい波高 10mm 、波長 100mm 程度で船の運動にはほとんど影響を及ぼさない。

3) 水槽の底は木製でしかも錨を固定して実験を行うので、底質による錨の把持力、錨の動き、錨鎖の海底との摩擦などはすべて実際の場合と著しく異つている。

4-2 実験の方法

模型船は先に述べたように L. p. p. 1m のものを使用した。勿論上部構造物付きのものであるが、縮尺率が大いいため上部構造物や艤装品などは風圧に影響を及ぼさ

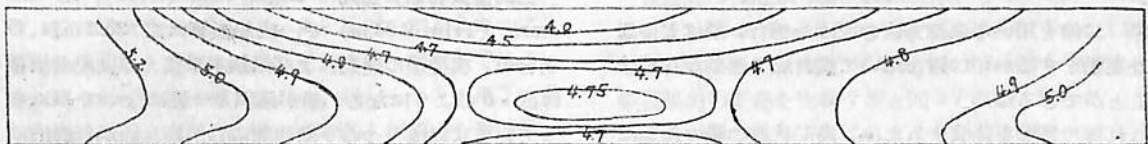


図5 風速分布 ダンパー開度5

ない範囲でできるだけ簡素化した。止むを得ず省略したのは索具類であつた(図・4)。なお模型船は実験目的に応じて condition を整える必要があるので、ballast 搭載に都合のよいように上部構造物を甲板とも取外せるようにした。

今までに作成し実験した模型船は次の6隻である。

	L. p. p.	渦 戒 排水量	縮尺率	風 速 換算率
日聖丸(三島型貨物船)	128.0m	13,450t	128	5.62
寿山丸(船尾機関船橋船)	138.0	17,712	138	5.22
すまとら丸(油 槽 船)	167.0	27,780	167	5.44
羊蹄丸*(鉄道連絡船)	113.2	4788.8	113.2	5.70
第七背函丸*()	113.2	4470.1	113.2	5.70
空知丸*()	111.0	4088.2	111	6.03

(註) * 国鉄海務課所有

使用錨鎖は実船に対する縮尺率(1m当りL²に比例)できめるべきであるが、そうすると非常に細くなつて測定に支障をきたすため18.5 gr/mのものを使用した。

錨鎖長は風洞の長さによつて制限され150cmが最大になる。日聖丸に換算すると192m(7.7節)になる。

水深は水槽底板の深さを調整してきめ、底板中央前縁を錨の位置として固定し、模型船の condition を後に述べるように調整して水に浮べ、錨鎖を緊止し、所要風速の風を送り、船の運動を水槽上部から8%撮影機で撮影し、このフィルムを脱取つて船の運動を測定した。

錨鎖張力は風速が小さいために最大200gr.程度のものであるため、適当な測定装置が得られないので、水面上にて錨鎖長を脱取つて、計算により張力を求めた。この方法は測定誤差が大きく決して最良の方法ではないが、測定装置は今後研究すべき課題である。

4-3 実験の目標と錨泊に影響する要素

私達の実験の目標は大よそ次の3つにしぼることができる。

1) 単錨泊をしている船は強風中にどのような運動をするか。その運動にともなつて錨鎖張力はどのように変化するか。

2) この運動を小さくし、また錨鎖張力も小さくするすなわち錨がひげにくくするにはどのような方法があるか。

3) 二錨を用いる錨泊方法を取つた場合、船はどのような運動をするか。二錨を用いて振れ廻り運動をなくすることができるか。

これ等の目標を達成するには、錨泊状態の船の運動にどのようなものが影響を及ぼすかを考えてみる必要があ

る。その要素をあげると次のようなものが考えられる。

1) 排水量

これはいうまでもなく船の質量の大小であるから、船の運動の加速度に大きな影響を与える。また排水量の大小により風圧面積・浸水部の面積が異なるから、風圧力、水圧力に影響を及ぼす。排水量が大きくなれば加速度は小さくなり、風圧も減ずるからおそらく船の運動は緩慢になるであろう。

2) トリム

トリムの変化は風圧分布をかえ、風圧中心の位置をかえる。また水圧分布や水圧中心の位置もかわる。したがつてとくにこれ等のモーメントが変り船の回頭運動に大きな影響を与えるであろうことが考えられる。

3) 錨鎖の重さ、長さ

錨鎖の重さによつてカタナリーの長さが異なり、また錨鎖は船の運動に対して spring と同じ役割をすると考えられているから、長さとともに船の振れ廻り運動に影響を及ぼすものと見てよい。

4) 風速

風圧が振れ廻り運動を起す原動力であるから、この変化が直接の影響を持つことは当然である。

5) 錨鎖の開き角

二錨を用いる錨泊法では、二つの錨鎖が張る角度が運動に影響することが考えられる。

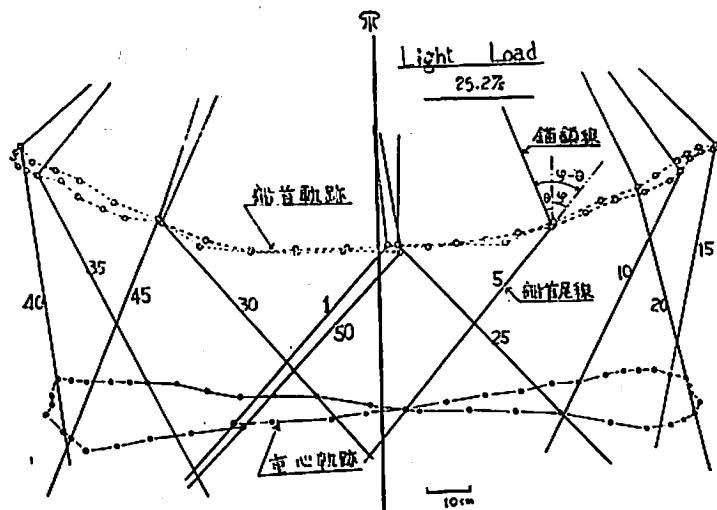
以上のような諸要素の影響をしらべるため、排水量については停泊中に実際にあり得ると思われる、ほとんど貨物やバラストを持たない Light load condition と Full load condition を作成し、トリムについては振れ廻りが大きいと予想される Light load において、By the stern, Even keel および By the head の condition を作成して比較した。また錨鎖の影響をしらべる場合は Light load by the stern の状態において比較する方法を取つた。

なお排水量、トリムと同様の意味で船型(上部構造物配置を含む)も影響があると考えられるので、三島型貨物船、船尾機関船橋船および油槽船を比較した。

5. 実験の結果

5-1 単錨泊中の船の運動

三島型貨物船日聖丸の Light load (6,440t) By the stern (Trim 2.84 m) で、実船換算風速 25.2 m/s の場合の、模型船の運動および錨鎖水平張力の変動の様子は図・6のようになる。船が錨鎖と一線になつて風に立っている状態は一つの平衡状態にちがいないが、静的に不安定な平衡状態であるのが一般であつて、風速が非常



前進運動にかわるが、回頭運動はまだ継続し、横流れと相俟つて斜行運動を行う。そして船首が中心線を横切るときに、風向に対してほぼ最大の回頭角を示す。その後は斜行運動をつづけながら、船首の回頭角は徐々に減少し、錨鎖張力も衝撃以後は、船の回頭角の減少につれて小さくなり、ついに中心線から反対側にもつとも寄つた附近で風に立つ。

錨鎖張力の衝撃力の大きさは、その風速における正面風圧の4~5倍にも達する大きなものである。船の回頭角が最大(大体40°位)になる頃の錨鎖張力は正面風圧の2倍程度で、静的に計算される風圧力に比較すると余程小さい値を示す。

この振れ廻り運動は、風速の増加につれてはげしくなる。すなわち振れ廻り週期は短くなり、船の変位や速度は大きくなり、回頭角も大きくなり、錨鎖張力もまた大きくなる。

強風中において錨がひけるのは、この衝撃力が錨鎖にかつた時期が主であると考えられる。もし錨がひけはじめれば回頭角は更に増大し、風圧も大きくなり、逆に錨の把持力は減少するから、どんどん圧流されてしまうことになる。したがつて強風中において

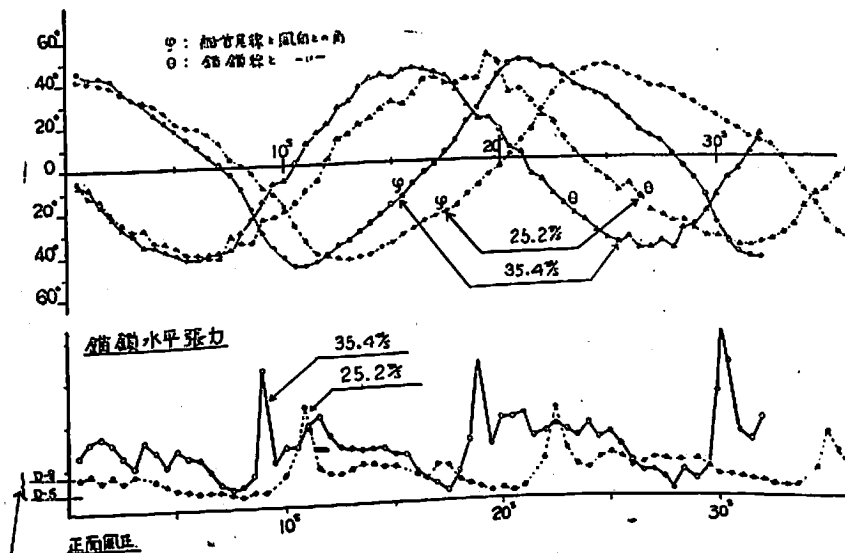


図6 振れ廻り運動

に小さいか、あるいは錨鎖が非常に重いときのみ静的に安定な平衡状態になる¹¹⁾。

したがつて船は図にみられるように大きな振れ廻り運動を起す。運動の状態を今少しくわしく見ると、船は中心線(錨位を通る風向に平行な線)からもつとも左または右に寄つた附近で風に立ち、このころ錨鎖張力は最小になる。このころ風上に向う回頭運動はまだ継続して、船首が風位をかかわると、風圧面積の増加もあつて、船は風下におとされはじめ、船首も益々回頭を早める。それにつれて錨鎖は張りはじめ、船がもつとも風下に落ちた位置附近(図の22, 46)で錨鎖は衝撃力を受ける。この衝撃力によつて船の船首尾方向に関する後退運動は

錨がひけにくくするためには、振れ廻り運動を小さくすること、振れ廻り運動にともなつておこる錨鎖への衝撃力をなくすることがもつとも良い方法であるといふことができる。

次に4-3で述べた排水量、トリム等の振れ廻り運動への影響についての実験結果を見ることにする。

1) トリムの影響

日聖丸の Light load condition で By the stern の場合と、Even keel および By the head (Trim 1.15m) の場合について、風速 25.2 m/s の振れ廻り運動および錨鎖張力の変動を比較すると図・7 のようになる。この結果から見られるように、トリムが By the stern から By the head の方に移るにつれて振れ廻り運動は小さ

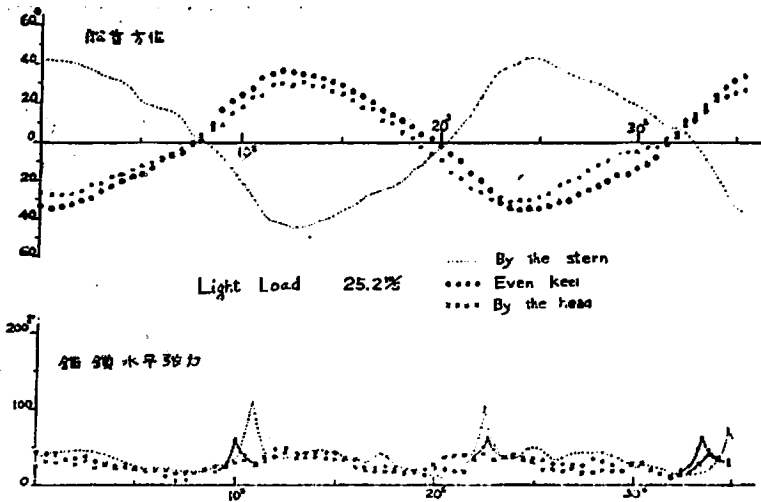


図7 Trimをかえたときの振れ廻り比較

くなっている。なお図には示していないが、船の重心の軌跡も形がどんだんかわり、By the stern では横8字形であつたが(図・6)、8字のふくらみが小さくなつて行き、By the head では中心線の左右両端附近で、重心の動きが(↓)から(↑)にかわる。

錨鎖張力の変動もトリムが前に移るにつれてなめらかになり、Even keel では衝撃力がまだ残っているが、By the stern に比較すると相当小さくなっている。By the head では衝撃力はほとんどみられなくなる。

このように運動が顕著に変化する理由は4-3で述べたことによると考えられるが、トリムをかえたときの風圧分布や水圧分布の変化についての資料はほとんど無く、また水中の船の運動は旋回運動などは著しく異なっているために、水中抵抗やモーメントに関する資料は皆無といつてよい。したがつて今後更に実験的にトリムのこまかい変化に対する振れ廻り運動の変化を追求すべきであると思うと同時に船の斜行運動に対する多くの資料を得たいものであると思う。

このトリムの変化に対する振れ廻り運動の変化の傾向は他の船型の船についても同様にみとめられるから¹²⁾、錨泊に関してはトリムを By the head にすることが有利な方法であることが明らかになつた。

2) 排水量の影響

日型丸の Light load by the stern の場合と、Full load (13,450 t) の場合の振れ廻り運動を比較すると図・8のようになり、Full load の場合には非常に運動がゆるやかになつているのがみられる。錨鎖張力の変動もゆるやかで衝撃力がほとんどかかつていないし、風圧が小さくなるために張力そのもの

も小さくなつている。

したがつて船脚の重いことも錨泊には非常に有利な条件であることがわかる。伊勢湾台風のときの錨泊船の遭難結果より見ても、船脚が十分に入っている船で遭難した船はほとんどなく、統計的には Full load の排水量の75%以上の排水量を保持している場合に遭難船が非常に少なくなつていることが報告されている¹³⁾。

私達も現在排水量の変化と振れ廻り運動の減小の仕方には、何処かに急激な変化点が見られるのではないかという考え方のもとに研究中である。

3) 船型の影響

以上の1)、2)項の結果から、船型に変化があれば、振れ廻り運動にも差があるであろうことが考えられる。そこで三島型貨物船日型丸と、油槽船すまら丸および鉱石船である船尾機関船橋船寿山丸の三船型について振れ廻り運動の比較を行つた¹⁴⁾。

その結果では、船尾機関船橋船は風圧分布が船尾にかたよるために、三島型船に比較して振れ廻り運動が非常に小さくなり、Light load でも Even keel にすれば錨鎖に衝撃力がほとんどかからなくなつている。

油槽船については、とくに Full load の場合、他船型に比較して乾舷が低く、上部構造物も相対的に小さいから、三島型貨物船よりも運動が更に小さくなつているのが見られた。

これに対し、鉄道連絡船は上部構造が大きいために風圧力が相対的に大きく、また艦が長さ比較して大きい

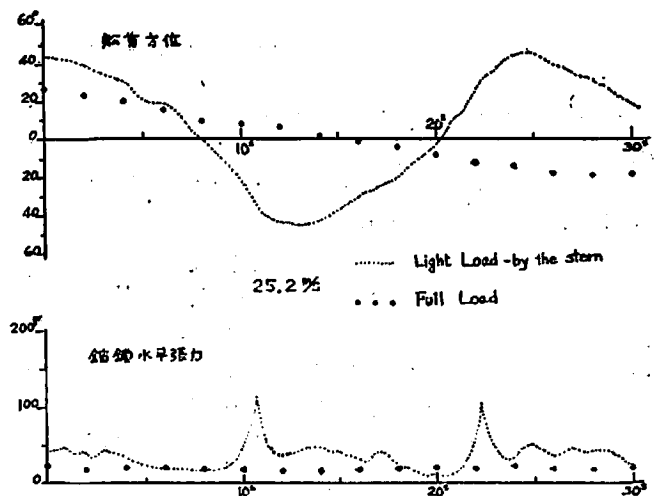


図8 Full load の振れ廻り

ので旋回性が大きいことと相俟つて、振れ廻り運動は三鳥型貨物船よりも大きくなつていられるように見られるが、錨鎖張力等の解析がまだ終つていないので、十分の比較は今のところできない。

4) 錨鎖重量の影響

錨鎖の単位長さ当りの重量を大きくし、あるいは錨鎖の中間に重量物を釣る方法は、振れ廻り運動を小さくしまた錨鎖への衝撃力を減小する方法として有効な手段であることが、実験の結果確められた¹⁹⁾。

5-2 双錨泊について

ここで双錨泊という言葉は、二錨を用いる錨泊法の総称とするが振れ止め錨泊は別として次節で取り上げる。双錨泊は一般に錨を2個使用することによつて把持力を増加し、錨のひけを防ごうとするものであるが、前述したように Hammerlock moor と呼ばれる方法もあつて効果を挙げているので、これ等を確かめることを目的として実験を行つた。Hammerlock moor の中に V 型、X 型という言葉が出てくる。X 型は図・9に示すように錨鎖を交叉させた状態の錨泊法で、V 型は交叉していない場合である。一般に錨鎖が交叉することは、万一の場合の揚錨に支障をきたすおそれがあるのでさげなければならぬことになつていすが、Capt. Prince は X 型で有効に台風を凌いでいる。この X 型、V 型という言葉もそのまま使用する。

実験の方法は、船の condition を最悪の Light load by the stern とし、錨鎖の開き角を種々にかえて船の運動を調べることとした。錨鎖の開き角とは、中心線上で甲板前端から錨鎖長に等しい位置に船首があるものとし、船首から二つの錨鎖を出して、中心線とそれぞれ所要の角度をもたせて錨部を甲板に固定する。このときの錨鎖線と中心線の夾む角をいう。

左右錨鎖の開き角の組合せはそれぞれ $0^{\circ} \sim 45^{\circ}$ までを

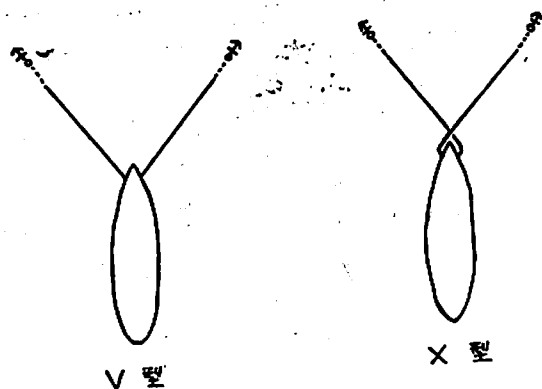


図 9

Light Load by the stern 双錨泊 V型(15°, 15°) 25.2%

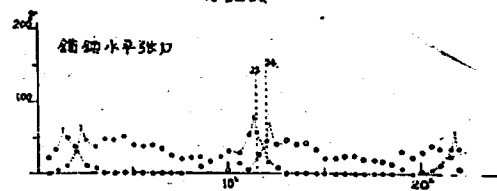
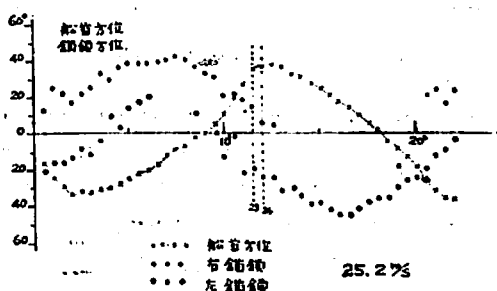
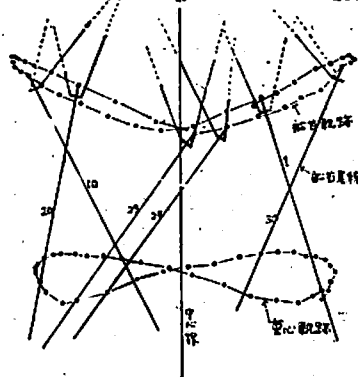


図 10

5° 毎に取つて、左右対称の場合と非対称の場合をつつた。また X 型と V 型についても比較した。その結果次のようなことがわかつた。

開き角が十分でない場合には、船の振れ廻り運動はなくならない。勿論振れ廻りの範囲は開いた錨鎖に制約されて、単錨泊に比較すると小さくなるが、錨鎖張力の変動ははげしい。一例として開き角が V 型で $(15^{\circ}, 15^{\circ})$ 風速 25.2 m/s の場合の振れ廻り運動と錨鎖張力の変動の状況を示すと図・10のようになる。

単錨泊の場合同様中心線からもつとも左右に寄つた位置付近で風に立つが、その場合中心線から左によつた位置では右錨鎖のみに張力がかかり、左錨鎖はたるんでいる。そして右錨鎖張力による回頭モーメントによつて船は更に風位から右側に回頭すると、風圧が増大して、船は回頭速度を増し、後退しながら横流れして風下におちる。そして船首が中心線をよぎる頃(図・10 船位 23 附近)にまず右錨鎖に衝撃力がかかり、後退運動は前進運

動にかわる。中心線附近に近付くと左錨鎖に張力がかかりはじめ、船首が中心線をわずかに行き過ぎた頃（船位 24 附近）、今度は左錨鎖に衝撃力がかかり、右錨鎖はたるみはじめる。この左錨鎖の衝撃力は張力がほとんど 0 の状態から急激にかかるのでかなりの大きになることがある。その後は左錨鎖に張力がかかり右錨鎖はたるんだままで、船は前進し、横流れして斜方向に進み、船首はだんだん風上に立つて行き、中心線からもつとも右によつた位置で風に立ち左回頭をつづける。

このようにして振れ廻り運動は継続し、錨鎖には振れ廻り半週期に一度ずつ衝撃力がかかり、片方が張れば片方はたるんだ状態となり、二錨を用いるねらいである、両錨に張力を分担させようということは、行われない。そして衝撃力の大きさもかなり大きくなるから、単錨泊の場合と相違なく、場合によれば却つて悪いかと思われる状態である。

ところが開き角を ($30^\circ, 30^\circ$) 以上にすると、図・11 に示すように、振れ廻り運動はなくなつて、安定な平衡状態となり、錨鎖張力も風圧を両錨鎖で分担する状態で、変動も少く衝撃力はあらわれなくなる。この状態が私達の理想とする錨泊状態であつて、当然風圧力も正面風圧となり最小となる。

開き角が左右非対称の場合も同様で、開き角が不十分の場合には振れ廻り運動が起る。この運動は中心線に対して非対称で、開き角の大きい錨鎖の方に多く振れる。そして錨鎖張力の変動もよく似た結果があらわれるが、開き角が ($45^\circ, 20^\circ$) 以上になると振れ廻り運動はなくなる。

これ等の結果は理論的にも、左右錨鎖の開き角をもつにして安定限界が求まることにより説明できる¹⁴⁾が、

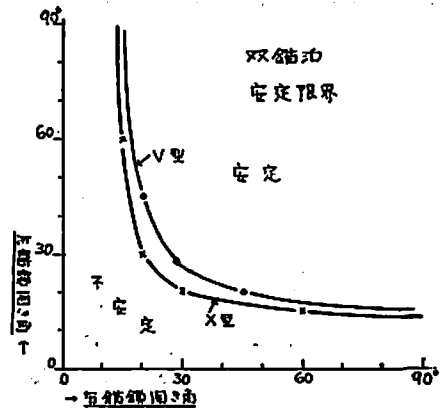
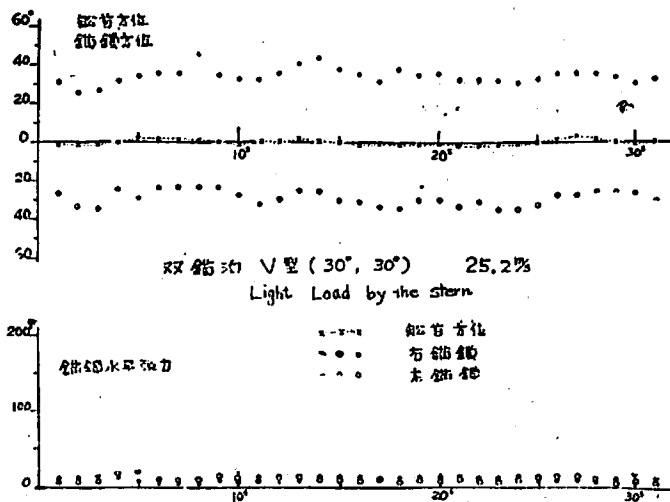


図 12

理論値と実験値にかなりの開きがみられる。そこでこの理論的な安定限界線の性格を取り入れて、実験による V 型の安定限界線を引くと図・12 のようになる。

この安定条件は風速が増加しても、船のある condition に対してはほとんど変化がないが（風速が大きい方が安定性は幾らか良くなる）、開き角不足のときは、風速の増加につれて振れ廻りがはげしくなり、衝撃力も増加する。

次に X 型と V 型を比較すると、X 型の方がわずかではあるが安定が良くなつてゐる。X 型の限界線も図・12 に示す。

なお船型が異なる場合も安定限界に差があり、船尾機関船橋船がもつとも安定度が高いが、油槽船と三島型貨物船には大きな差は認められない¹²⁾。この結果から By the head のときにもつとも安定度が高くなるものと予想されるし、また排水量の差によつては安定限界に大きな差はないであろうと想像されるが、実験によつて確かめてはいない。

5-3 振れ止め錨泊について

振れ止め錨の効果は、錨が海底をひきずられるときの抵抗の大きさおよび錨鎖の長さの大きさに大きく影響されるが、この錨の抵抗力の大きさはわかつていないし、見当もつかないのが現状である。そこで実験では鉛板を錨の代用として用い、鉛板と底板との静摩擦抵抗が、錨の重量に等しい場合、2 倍の場合および 4 倍の場合について実験を行つた。また錨鎖の長さは、錨鎖孔から水底までの深さの 1.5 倍および 1.25 倍として実験した。その実験の結果によると

1) 振れ止め錨鎖長は錨の抵抗力を損しない範囲でできるだけ短い方がよいことがわかつ

た。この実験では錨鎖長が錨孔から水底までの深さの1.25倍の方が有効で振れ廻りが小さくなつた。この理由は、振れ止め錨は、船が振れ廻りの左右両端で風に立つところまでは例えば左端では右方向に振れ廻りをもどすようにきき、錨鎖に張力がかかっているが、風に立つて後右に回頭を継続すると一旦錨鎖はたるんで、振れ止め錨のききがなくなり、錨は遊ぶことになる。更に運動が進むと今度は左舷側に錨が来て、錨鎖が張りはじめ、船首を風に立て船の行脚を止めるように張力が働くわけである。ところが錨鎖の長さが長くなると、この遊びの間が長くなり、その間に船の回頭速度や行脚がつきすぎて、慣性が大きくなりすぎるために振れ止め錨の抵抗が有効に働かなくなるからである。しからばどの程度の長さかをもつとも良いかということはまだ結論できない。

2) 錨の抵抗力は大きいほど良い。これは当然のことであるが、この抵抗力は少くとも底質および錨鎖長に関係があり、錨鎖が短かければ、小さな張力でも錨のshankを起す上向きの力がanchor ringの所に生じて、錨掻きを悪くするすなわち抵抗力が小さくなる。したがって前述の錨鎖長と錨の抵抗力は相反する要素を持つているから、錨と錨鎖をまとめてある適正値を与えなければならぬことになる。言葉をかえていえばこれ等のかね合せから抵抗力にも限界がある。

これ等の理由から、振れ止め錨泊は風速があまり大きくない場合(Light load by the sternで風速25 m/s位)には有効で振れ廻りも小さくなり、錨鎖張力の変動も小さく御撃力も小さいが、風が強くなると、錨の抵抗力が小さくなり過ぎるために、振れ止め錨泊では荒天を凌ぎ得るだけの十分な効果をあげることは困難であるといえる。しかし単錨泊に比較すれば有効であることはいうまでもない。

6. 実験結果についての検討

実験によつて得た結果をまとめてみると、荒天中の錨泊法として次のような方法が推奨できる。

① 排水量は大きい方がよい。すなわち喫水をできるだけ深くすることがよい。

② トリムは少くともEven keelに、できるならばBy the headにした方がよい。

③ 錨鎖重量は重いほど良くまた錨鎖の途中に重量物を釣るのも良い方法である。

④ 双錨泊を行う場合には錨鎖の開き角は安定限界以上になるようにすべきである。その目安は(20°, 45°), (30°, 30°), (45°, 20°)以上である。

⑤ X型の方がV型より幾分効果が高い。

⑥ 振れ止め錨泊を行う場合は、錨鎖の長さは錨の抵抗力を損しない範囲でできるだけ短い方がよい。ただし振れ止め錨泊が有効であるのは風速に限界(25 m/s以下)があるようで、風速が大きくなると効果は悪くなる。

⑦ 船型としては船尾機関船橋船がもつとも荒天を凌ぎやすい船型である。油槽船もFull load even keelにすれば三島型船よりなお凌ぎやすい。

これ等の結果を実行上の問題として見た場合、いろいろ考慮すべきことがある。それ等について次に検討してみる。

1) 船のconditionの調整について

排水量をかえ、トリムをかえることは船としてある程度実行可能なことであるが、これを実行するには船主や荷主の理解がともなわなければならない。例えば排水量を確保するために、積荷をしている船は積荷を急ぐとか、逆に揚荷をしている船は揚荷を早目に停止するとか、更にいえばタンクや船倉に漲水して、排水量やトリムを確保することが実行上考えられるが、これ等は船の稼働率に大きな影響を及ぼすもので、もしも台風の来襲に備えてこのような処置を取つたが予想したほど風が吹かなかつたとか台風がそれてしまつた場合に、これ等の処置が不適切であつたと判断されるようであれば、船長として良い手段だとわかつていても、その処置が取れないという結果になる。しかも台風の通過が確実だと判断されてからでは処置を取る時間的余裕が無いということになれば、また何をか云わんやということである。したがってこれ等の処置を取るについては、船主や荷主の余程の理解が必要とされる。

次に技術的な問題についてみると、排水量については一体どの程度まで排水量を確保すれば良いかということが問題であるが、これについては現在研究中で、実験的にもう少しはつきりできるであろうと考えている。

トリムについても同じ問題があるが、これも今後研究するとして、トリムに関する今一つの問題はBy the headにトリムをつけて錨泊しても、風速が非常に大きくなれば錨の把持力の限界を超えて走錨することになる。この場合には錨を捲くか、捨錨して航行状態で台風と戦わなければならないことになる。この場合にBy the headのトリムを持つた船が、荒天を凌ぎうるだけの航海性能や操縦性能を持っているかどうかが問題になる。船はもともとEven keelまたはBy the sternで性能よく運航操縦できるように計画されていることを考え合せると、このあたりからもBy the headのトリムの限界がおさえられるように考える。しかし排水量やスクルーの位置、舵の位置や性能とも関連して、今のと

ころ目安がついていない。

2) 錨・錨鎖について

錨鎖の重量を増加しあるいは途中で重量物をつけることが有効であることはすでに述べたが、いざ実行上の問題としてこれを見た場合いずれも大型船においては殆んど実行困難なことだと云わねばならない。しかし設備機装という面より見れば、今一度考えるべき問題であると思う。また鋳鋼錨鎖等の出現によつて、錨鎖径の軽減がみとめられている点も、再考の余地があると思う。

錨については、すでに述べたように錨の把持力の大きさが未だはつきりわかっていないといつて過言ではないと思う。底質と把持力の関係、錨鎖への張力のかかり方と把持力との関係、錨鎖が錨の把持力にどのような授けになつているかといつた点、走錨と走錨後の錨のきき等々いろいろの問題が残されている。

いずれにしても錨の把持力にはある限界があつて、風速が非常に大きくなり、波・ウネリ・風の息・風向の変転、船の運動によつて、錨にかかる力が錨・錨鎖をふくめて考えられる把持力を超えれば、錨がひける結果になることはいうまでもない。実験の結果から振れ廻りを小さくし、錨鎖にかかる力を小さくする錨泊法を見出してきたが、これ等の方法を用いれば絶対に錨がひけないということではない。今後更に錨の能力の限界が明かにされ、更にその能力の大きい錨が出現することが望まれる次第である。

3) 双錨泊について

双錨泊については、過去の経験的な法則から脱皮した、一つの確立した方法がこの実験によつて裏付けされたと考えている。先に述べたように両錨は安定限界以上の開き角をもたせて打つことが絶対に必要である。しかし実行上如何にして、このように錨を打つて、錨の位置を確保できるかという問題が残っている。

双錨泊の場合も錨は十分海底を搔いていなければならない。ところで錨が投錨されてから掻き込むまでにある距離動くから、投錨した位置が開き角を確保しているからといつて安心できないことになる。

とくに風が強くなつてから、このような関係に錨を打つて船位を保つまでの過程で、船の振れや動きがまだおさまらない過渡的な状態の間に、錨鎖にかなりの張力がかかる可能性があり、この力のために錨が十分搔くに至らなかつたり、搔いても錨の位置が大きすぎる可能性がでて来る。

これを解決するために現在考えられる方法は未だあまり風が強くないうちに錨泊状態に入ることと、錨が搔くまでの移動を考慮に入れて、開き角を大きめに打つ

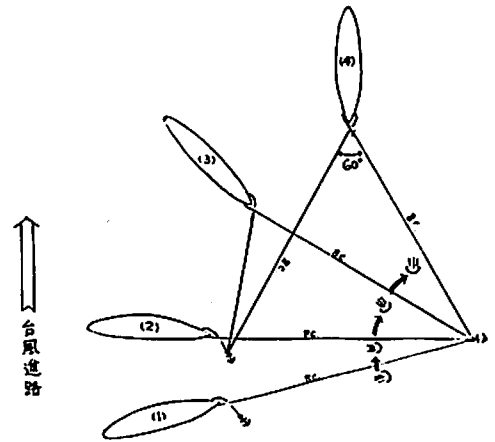


図 13

ことであるとする。

次に台風のように時間とともに風向が変つて行く場合に、如何にして開き角を確保しつづけるかという問題がある。この解決法として本学浅井学長は図・13のような方法を提案されている²⁾。すなわち図において台風の最強時に(4)の双錨泊状態になるように、台風の吹きはじめは(1)、(2)のように左舷錨を振れ止め錨として使用し、風向が East から S'ly になり風速が強まつてきたときに左錨鎖をのばして hammerlock moor とし(3)、風力の最強時に開き角 60° の双錨泊(4)とする方法である。

4) 錨泊中の機関使用について

次に荒天錨泊中の機関および舵の使用の可否について検討してみる。単錨泊中で船が振れ廻つてきているときには、船の軌跡を見てもわかるように、船の進行方向すなわち水流の方向と舵の関係から、舵はほとんど用をなさないであろうと考えられる。

また振れ廻りを小さくする目的で機関と舵を併用することも、船の振れ廻りと主機の発停、操舵を有利に一致させることは至難の業であつて、機関を使用することは錨鎖に余分のたるみを与えこれが錨鎖になお大きな衝撃力を与える結果になる可能性が非常に多いと思われる。

したがつて機関を有利に使用するにはまず振れ廻りをなくすることが先決条件で、この条件は双錨泊によつて満足される。振れを止めることができれば、機関を使用することによつて錨鎖張力を緩和することは容易なるであろう。しかしこの場合も機関の使用には万全の注意が必要で、とくに錨鎖をたるませすぎないようにしなければならない。錨鎖をたるませすぎると安定な平衡条件はくずれて、船が振れ廻りをはじめる結果になる。した

がつて機関を使用する場合には、錨の把持力を補なうという意味で、錨鎖の張り具合に注意しつつ、ごく微速力で使用することが望ましい。

実験結果は定常風によるものであるために、振れ廻りは非常によく静止したが、実際の場合には、風の息、風向の変動、波・ウネリなどのために、船は幾らか、前後左右に振れるものと考えなければならないから、なお上記の注意が必要になる。Capt. Prince が Hammerlock moor で振れを止めて機関を使用した場合に、錨鎖にかかる張力に注意して、riding cable の水に入る角度が 45° ~ 60° に保たれ、over ride しないように注意して機関の回転を徐々に増す方法で機関を使用しているのは、將に当を得た方法であると思う。

7. む す び

以上述べたように、私達は荒天中の錨泊法について、幾つかの有利な方法を実験的に見出してきたが、これ等の方法は決して斬新な結果ではなくて、過去に数多くの船長や船員が実際に体験によつて得てきた成果が、実験によつて整理され裏付けされたに止まるのである。

再々述べてきたように、私達の実験は実際とは異つた基礎的な条件のもとに行われたものであつて、風の息や風向の変動、波・ウネリ・高潮などの影響が入っていないのであるから、これ等の影響によつて実際の船の荒天中での状態は相当異つてくるといわなければならない。

一例を波やウネリによる上下動に取つてみても、上下動だけで錨鎖にはかなりの張力が加わる可能性があり、これ等の力は振れ廻り運動にもなる張力に加わつて働くと考えなければならない。風の息や風向の変動も振れ廻り運動に影響を及ぼしこれ等を更に大きくするとともに、錨鎖張力にも直接大きな影響を及ぼすであろう。そして船の上下動や風の息・風向の風動などは週期が短いために、錨鎖の自己振動と共振を起す可能性もある。

振れ廻り運動そのものは週期が長いから、錨鎖と共振をおこすおそれはないが、上記の影響が加わることを想像すると、恐ろしくさえ感じられる。これ等の影響について今後更に調査研究して行かなければならない。

私達の実験のみについて見ても、すでに述べたように、さらに細部に亘つて研究すべき事柄が残されているし、機関や舵の使用の可能性や可否についても実験的にさらに検討を加えるべきであろう。

浮標繫留についても、その可能性を実験的に検討すべきであると考えている。また錨や錨鎖の把持力についても研究すべき余地が多分に残されている。

このように見てくると私達の行つた実験は、荒天中の

錨泊法についてその扉を開きかけたというに止まると思う。読者諸賢の御批判を期待する。

この実験を行い得たのは、日本海難防止協会の多大の援助と、資料を提供していただいた模型船関係の船会社・官庁・造船所の御協力と、学長はじめ大学当局の援助によるものであることを報告し、謝意を表する次第である。

なおこの報告は私が、私達の研究グループの諒解を得て執筆したものであることを付記する。

参 考 文 献

- 1) E. W. Malanot Typhoon Doctrine
U. S. N. I. P. Vol 81 July 1955.
- 2) 日本航海学会編 東京湾の台風対策 航海 12号
昭35年9月.
- 3) 航海便覧 p. 483~4.
- 4) 上野敬三 曳航船の曳索に生ずる張力および繫船
浮標用錨鎖に生ずる張力 造船協会会報 71号
- 5) 谷初蔵 荒天錨泊に関する一・二の問題 海務学
院研究報告 第4号
- 6) 佐野造機 本田啓之輔 上下動に基く錨鎖張力に
関する考察 航海学会誌 10号
- 7) 橋本進 市原義三 単錨泊中の振れ廻りについて
航海学会誌 11号.
- 8) Capt. H. R. Prince The Hammerlock Moor
U. S. N. I. P. Vol. 82 may 1956.
- 9) 米田・野原・岡田・鞠谷・川本・及川 荒天錨泊
法に関する実験研究(第一報)三島型貨物船につ
いて 東京商船大学研究報告 11号 p. 12~15.
- 10) 山県昌夫 船型学抵抗編
- 11) (9) の p. 28~31.
- 12) 米田他 荒天錨泊法に関する実験研究(第三報)
船尾機関船橋船および油槽船について 航海学会
誌 24号
- 13) (9) の p. 28~31.
- 14) (9) の p. 36~41.

「船舶」のファイル



左の写真でごらんのような「船舶」用ファイルを用意してあります。御希望の方には下記の価格でおわかりいたします。

頒価 150円(〒30)

旋回試験，操縦性試験について

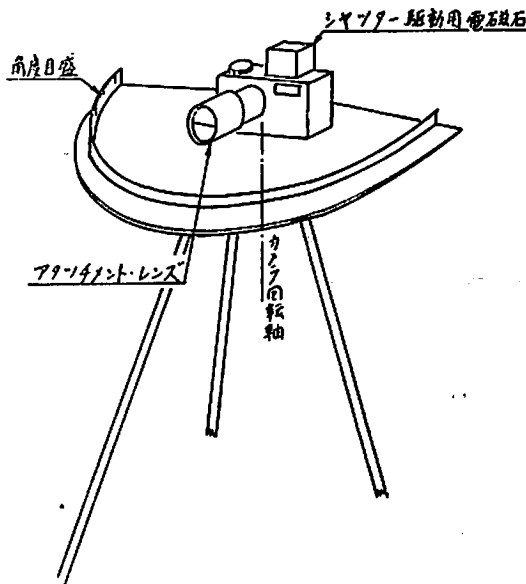
野 本 謙 作
大阪大学工学部

最近各方面において船の旋回操縦性に対する関心が高まっており，試運転等の機会にこれに関係した試験がしばしば行われているようである。本文はこれ等諸試験について私見を述べたものであるが，読者各位の御参考になれば望外の幸である。またこの問題に対する御意見とか試験結果等について御教示願えるならば幸甚である。

1. 旋回圏の測定

実船で旋回試験を行うに当つてよく問題になるのは旋回航跡の計測方法である。従来広く使われて来たパイと方位盤の方法は簡便ではあるがしばしば精度に欠ける嫌いがあり，解析製図に当つて困惑することも少なくない。最近ではレーダーを使つてコーナー・レフレクターをつけたパイを追跡する方法とか，陸上に特設した発信所からの電波を使う方法などが試みられているが，前者は精度がよくないし，後者は大仕掛に過ぎる恨みがある。

旋回圏測定法には上記の他にも種々考えられるが，案外実際的ではないかと思われるのは写真機を使つて従来の方法の精度を上げることである。第1図に示すように方位盤の中心に普通の35%カメラをおき，垂直軸の回りに回転できるようにする。方位盤の前面周辺に角度目盛をつけた円弧状の尺度をおき，カメラのレンズの下半



第1図 カメラを利用する旋回試験用方位盤

分を蔽うアタッチメント・レンズをカメラに取付けてこの尺度とパイを同時に撮影できるようにする。このような方位盤を普通の如く前後2箇所におき，シャッターは電磁石を使つて15°とか30°回頭毎にブリッジで押すことができる。方位盤につく人員はパイをファインダーの中にみる如くカメラを回すことと，シャッターが落ちる度にフィルムを捲いてシャッターを掛ければよい。この方法だと比較的簡単に従来よりもよい精度で旋回圏の測定ができるのではなからうか。アタッチメント・レンズは虫眼鏡を加工して使えるであろう。

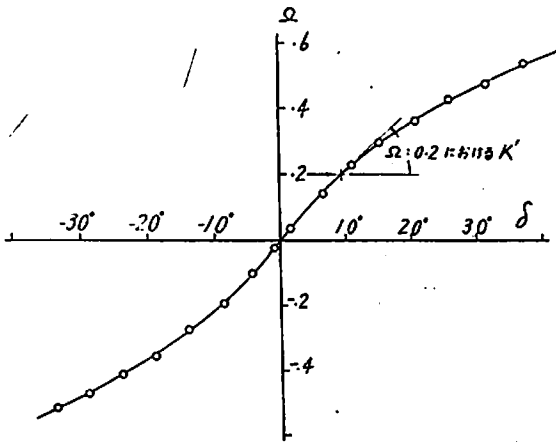
類似の方法であるが，このような方位盤を一箇所だけにし，その代りパイのマストに数米位の間隔で上下に著明な目印をつける。フィルムからこの二つの目印の視角が測れるから，それを使つてパイまでの距離を知れば旋回圏が決定できる。

電波を使うものの中で今一つ注目すべきは DECCA NAVIGATOR の利用である。もつともこれは DECCA CHAIN の中でないと使えないから欧州水域を航海している時に随時旋回試験を行うわけで，実際問題としてなかなか困難ではあろう。しかし敷貨状態の貨物船の旋回試験資料が皆無に近いことを考えるとこの方法によつてこの種の資料が得られるならば極めて有益である。DECCA の精度は LORAN に比べると驚くべきものらしく，本年9月 INA に発表された Norrbín の報告によれば実船旋回半径の測定には十分使えそうである。

2. 旋回試験結果の新しい処理— Ω - δ 曲線と Spiral test

従来行われて来た旋回試験結果の取扱いは旋回航跡を図示し，旋回半径，アドヴァンス，トランファー等を併記するのが通例である。それはそれとして意味のあることであるが，一方進路安定性や操舵に対する追従性と関連させて旋回性能を考えるためにはこれ等の処理では不便である。そして旋回性と追従安定性が船の操縦性を決める2本の柱であるからには，旋回試験結果をこの立場から解析することも有益であろう。

このような解析を進めるには，実際にはいろいろの困難はあるけれども，なるべく多数の舵角について旋回試験を行うことが望ましい。できれば従来の35°左右の他に20°，10°，5°位まで実施したいところであろう。得ら



第2図 旋回試験から得られる $\Omega-\delta$ 曲線

れた旋回半径 R から $\Omega = L/R$ を求め、舵角 δ に対してプロットすると第2図のようになる。 L は垂線間長である。 Ω は旋回角速度を無次元化したものに当り、旋回角速度を $\dot{\theta}$ とすると $\Omega = \dot{\theta} / \left(\frac{V}{L} \right)$ であるから対水速度が測れば方位盤を使わずにコンパスで測つた $\dot{\theta}$ と速力 V から求めることもできる。このようにして得られた Ω 対 δ 曲線の傾斜が対応する Ω における K' の値を示す(第2図参照)。ただし δ はこの場合ラジアンで測らねばならない。旋回力指数 K' は一般に Ω の増加とともに減少する。言い替えば旋回が強くなる程、舵角の増加に対する旋回力の増加の割合は頭打ちの傾向を示す。これがいわゆる非線型影響である。今、ある舵角をとつて旋回に入る場合を考えるに、操舵直後は船はほとんど直進しているからこのあたりの運動を支配する K は大きい値をもち、船はかなり大きい旋回角速度を目標に回頭運動を起す。ところが旋回の発達に従つて K の値が小さくなるから目標がだんだんと切下げられた形になり、比較的小さい角速度に落着くことになる。このように強い旋回の発達の過程では K の値は相当大巾に変化するわけで、それを一つの値で表わすことは本来不自然であると云つてよい。Z試験などのような運動にしても程度の差はあれ、この問題があるわけであるが、運動の範囲が余り大きくないならばその中の平均的な K とでも云うべき値を考えることは実際的である。普通に操縦性指数 K とか T という場合には実はこの平均的な値を指しているものと考えてよい。

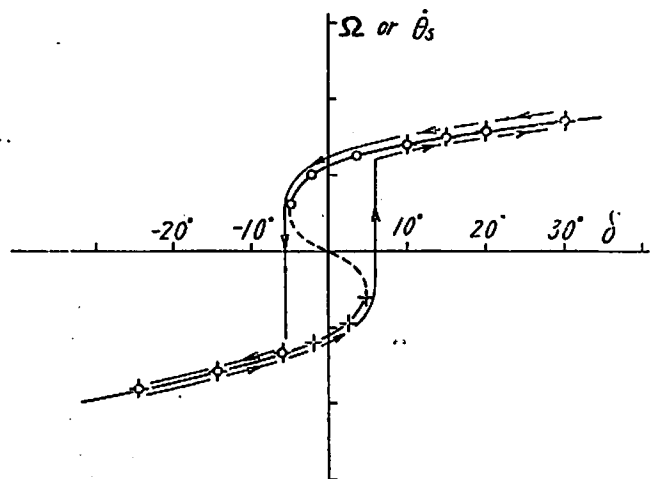
非線型影響は進路安定の悪い船ほど著しく、不安定な船では第3図に示すように $\Omega-\delta$ 曲線がS

字形になる。その結果として小舵角の範囲では一定の舵角に対する旋回半径が左右二通り存するという奇妙なことになるが、これは復原性曲線がS字形になる負GMの船では静止傾斜角が左右二通りあるのと類似の現象である。

とにかく、この $\Omega-\delta$ 曲線はその船の旋回力を示すだけでなく、進路安定の判別、安定度の推定、非線型影響の吟味などに役立つ。操縦運動におけるその船の性質をよく表わすものである。従来米仏両国においてしばしば実施されており、昨年の国際試験水槽会議で話題となつた Spiral test も同じ考え方に立っている。この試験の手順は次のように説明されている。まず船を一定速力で直進させる。その後主機のノッチ位置あるいはノズル絞り是不変に保つ。面舵 15° に操舵し、旋回角速度が一定になつてから更に1分間この舵角を保ちその角速度をコンパスと時計で測定する。次に面舵 10° まで舵を戻し、再び旋回角速度が整定するのを待つて1分間角速度を測る。次いで面舵 $5^\circ, 4^\circ, 3^\circ, 2^\circ, 1^\circ, 0^\circ$, 更に取舵 $1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$, と舵角を変えて同様な計測を繰返す。次には再び舵角を減じて取舵 $10^\circ, 5^\circ, 4^\circ, 3^\circ, 2^\circ, 1^\circ, 0^\circ$, 更に面舵 $1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$, まで同様の操作を続けて試験を完了する。

かくして得られた定常旋回角速度 $\dot{\theta}_s$ を舵角 δ に対してプロットすると、進路安定な船では1本の $\dot{\theta}_s$ 対 δ 曲線が得られ、不安定な船では原点附近に一種の履歴現象が見られる(第3図参照)。この履歴閉曲線の高さや幅が大きい程不安定の程度が大きい。

以上が Spiral test の手順と考え方であるが、これはさきの $\Omega-\delta$ 曲線と定性的に同じものである。差は旋回



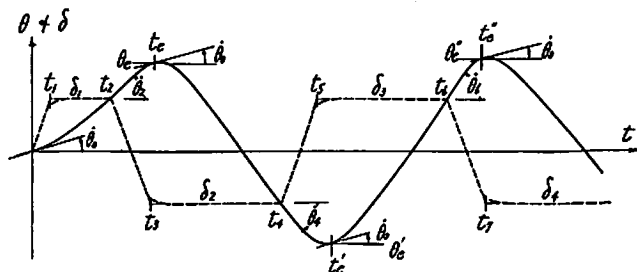
第3図 進路不安定な船の $\Omega-\delta$ 曲線—Spiral test による進路安定判別

に基く速力減少のために $\dot{\theta}_s-\delta$ 曲線の方が左右で傾斜が緩くなることであるが、この試験のポイントになる原点附近の運動では速力減少は小さいから $\Omega-\delta$ 曲線と $\dot{\theta}_s-\delta$ 曲線は殆んど同じ形になる。不安定な船で履歴現象が起るのはいうまでもなく $\Omega-\delta$ 曲線が S 字形になつて一定舵角に対する定安旋回が左右一つずつあるからである。

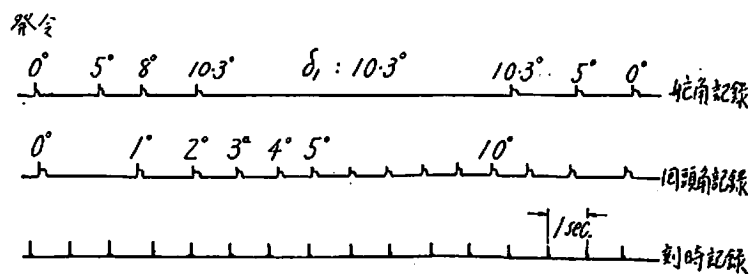
3. Z 試験とその解析

Kempf の発案になる Z 試験も実船の操縦性を判定する方法としてよく行われている。実際の操船においては一定舵角を長時間保つ旋回運動は比較的機会が少なく、むしろ左右の舵角を次々に与えるジグザグ運動的な操船が多いのだから、操縦性試験においてもこのような操船を考えるべきであるというのがこの試験の狙いである。また最近船の操縦性は旋回圏の大小だけでなく、操舵に対する追従のすみやかさや進路安定性にも大きく依存するものであるという考え方が有力になりつつあるが、旋回試験では比較的明瞭でない追従安定性が Z 試験では明らかに表わされるので、この点からもこの試験法が再認識されて来ているようである。

Z 試験の手順は周知の如く、まず船を一定コースに直進させた後、一定の舵角を与える。その舵角に等しい角度だけ回頭したとき、今度は反対舷に同じ舵角を与える(第4図)。暫らくすると船は回頭を止め、次いで反対方向に回り始めるが、そのまま原針路を通り過ぎて反対方向にさきの角度だけ回頭した時、再び最初の舵角に返



第4図 Z 試験解析の記号



第5図 ペン・レコーダーによる Z 試験記録例

す。これを繰返して普通は左右各2回の操舵が終り船が原針路に歸つた所で試験を終る。舵角は15°, 20° がよく行われているが、できれば10°, それに5°の試験も行えれば理想的である。また、右舵から始めるものと左舵から始めるものを組にして行うのも信頼性の高い資料を得るのに有効である。

この試験は時間や航程の損失は少いけれども、上記全部を行うことは困難である場合も多い。そのような時には10°と20°とか、一つだけならば10°か15°位が適当であろう。

計測するものは回頭角と実際舵角、できれば対水速力と推進器回転数である。回頭角と舵角はなるべく連続的に記録したい所で、ペン・レコーダーが使えれば便利である。これは数箇の電磁石で動くペンと記録紙送り装置からなる簡単な装置で、ペンの一つに電接時計で1秒毎の信号を入れる。他の二つのペンはそれぞれコンパスと舵角指示器の前の計測員が押ボタンで2.5°とか5°毎に動かすようにする。

第5図は記録例である。この記録から第4図に示す回頭角、舵角を時間に対してプロットした曲線が描ける。対水速力は普通10~20秒毎に読取れば十分である。

ペン・レコーダーが使えない時には適当な時刻に回頭角、舵角を読取るわけであるが、第1表の如きものを準備しておくとも便利である。また、大型船の場合には試験開始後10~15秒毎に回頭角を読取つて記入する方法もよい。その他注意すべきことは舵角は実際舵角をとるべきであるから操舵機の見盛か舵角指示器を使い、テレモーターの見盛を使わない事、電動油圧操舵機は目標舵角の数度手前から操舵速度が漸減することに留意して舵角の記録をとることである。実際には舵中央を過ぎる時刻を抑え、この点を通り最大操舵速度の傾斜で直線を引いて舵角対時間の曲線とみて十分である。また、試験を始める前に船をできるだけ精密に直進させることも大切である。

Z 試験の処理法として従来使われて来たものに、一回の試験を完了する間に走つた距離を船長で除し、その値が小さい程操縦性がよいという判定がある。これは主に操舵に対する追従性の目安になる。今一つは舵角に等しい角度だけ変針した時舵を反対舷にとるが、それ以後いくらかの角度だけ船はそれまでの向きに回頭を続ける。この行き過ぎる角度(overswinging angle)の小さい程操縦性がよいという判定である。

第1表 Z 試験記入表の例

	右10°回頭時		左10°回頭時	
	度	分	度	分
原針路(コンパスコース)	40°		40°	
右(左)10°転舵命令の時刻		0.000		0.000
右(左)10°回頭の時刻		0.555		0.580
同時に左(右)10°に転舵する				
実際舵角0°を過ぎる時刻		1.010		0.550
右(左)15°回頭の時刻	13°	1.070	15°	1.063
右(左)最大回頭角2°の時刻	14°	1.230	17°	1.275
再び右(左)15°回頭角に戻す時刻	13°	1.430	15°	2.075
次に左(右)10°回頭角に戻す時刻		2.025		2.275
原針路に戻す時刻		2.325		2.020
左(右)10°回頭の時刻		2.555		3.275
同時に右(左)10°に転舵する				
実際舵角0°を過ぎる時刻		3.025		3.310
左(右)15°回頭の時刻	15°	3.065	15°	3.490
左(右)最大回頭角2°の時刻	17°	3.500	16°	4.020
再び右(左)15°回頭角に戻す時刻	15°	4.100	15°	4.715
次に左(右)10°回頭角に戻す時刻		4.570		4.975
原針路に戻す時刻		5.260		5.185
右(左)10°回頭の時刻		5.555		5.400
同時に左(右)10°に転舵する				
実際舵角0°を過ぎる時刻		5.555		5.650
右(左)15°回頭の時刻	15°	6.060	15°	5.530
右(左)最大回頭角2°の時刻	17°	6.375	21°	6.305
再び左(右)15°回頭角に戻す時刻	15°	7.020	15°	7.150
次に右(左)10°回頭角に戻す時刻		7.240		7.535
原針路に戻す時刻		7.520		7.240

15° 回頭し終った時は13° と 16°

これ等はそれぞれ一理はあるけれども、どちらかという
と間接的、定性的に過ぎる嫌がないではない。

Z 試験結果をもつと理詰めに処理し、一般的な操縦性
と結びつけるには次の運動方程式の方法がよいと思
う。船の運動をいろいろの角度から検討した所、それは
普通の操船では次の形の方程式でよく表わされることが
分つたから、これを使って試験結果を処理しようという
わけである。その式は

$$T \frac{d\dot{\theta}}{dt} + \dot{\theta} = K \delta$$

の形に書くことができる。 $\dot{\theta}$ は回頭角速度、 δ は舵角、
K と T は船によつて異なる常数である。従つてこの K
と T が分れば上の方程式を使つて、与えられた操船に
対する船の運動を求めることができる。そして K はそ
の船の旋回力の大小を示し、T は操船に対する追従のは
やささと進路安定性を示すものである(本誌34年2月号)。

Z 試験で測られた θ と δ は、その船の K と T を
使えばこの形の方程式で関係づけられるはずである。従
つて逆に考えれば測られた θ と δ がこの形の方程式を
満足するように K と T を選ぶならば、その K と T
がその船の K と T であると考えてよからう。これが
運動方程式による Z 試験解析の原理である。こうして
その船の K と T が得られればその船の操縦性を構成

する二大要素、旋回力と追従安定性が量的に判定され、
また必要とあれば与えられた操船に対する運動を推定す
ることも可能である。

4. Z 試験解析の計算法

上の原理による Z 試験解析の計算法を以下に述べる。

まず測定された舵角が零度であつても船は直進しない
で左右どちらかへ緩やかに回頭するのが普通である。こ
れは単螺旋の影響とか、舵の取付の誤差とか船体の歪と
か多くの原因に基くものである。そこでこの云わば舵中
央の誤差を δ_r で表わし、測定舵角 δ_m の修正量と考
える。 δ_r は未知の一定量である。そこで真の舵角 δ は

$$\delta = \delta_m + \delta_r$$

で表わされる。これをさきの方程式に代入して

$$T \frac{d\dot{\theta}}{dt} + \dot{\theta} = K \delta_m + K \delta_r \quad \dots\dots\dots (1)$$

これを $t=0$ から $t=t'$ まで積分すると (t' 等の記号
は第4図参照)

$$T \left[\underbrace{\dot{\theta}_{t'} - \dot{\theta}_0}_{=0} + \theta_0 \right] + \theta_0 = K \int_0^{t'} \delta_m dt + K \delta_r t' \quad \dots\dots\dots (2)$$

同様に

$$\theta''_0 = K \int_0^{t''_0} \delta_m dt + K \delta_r t''_0$$

$\int_0^{t'_0, t''_0} \delta_m dt$ は測つた δ_m から計算できるから、この
式(2)で未知数は K と $K \delta_r$ の二つである。(1)を連
立に解いてこれを求め K と δ_r が得られる。この K
は試験後半の値でこれを K_2 と書く。次に $t=0$ から
 $t=t_0$ まで積分すると

$$\theta_0 = K \int_0^{t_0} \delta_m dt + K \delta_r t_0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

となり、 δ_r は既に分つているから再び K が得られる。
この K は試験前半のものでこれを K_1 と書く。

次に $t=t_2$ から t_0 まで(1)式を積分すると

$$T (\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_2) + (\theta_0 - \theta_2) = K \int_{t_2}^{t_0} \delta_m dt + K \delta_r (t_0 - t_2)$$

すなわち

$$T = \frac{1}{(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_0)} \left\{ (\theta_0 - \theta_2) - K \left[\int_{t_2}^{t_0} \delta_m dt + \delta_r (t_0 - t_2) \right] \right\}$$

同様に

$$T = \frac{1}{(\dot{\theta}'_0 - \dot{\theta}_0)} \left\{ (\theta'_0 - \theta_0) - K \left[\int_{t_1}^{t'_0} \delta_m dt + \delta_r (t'_0 - t_1) \right] \right\}$$

$$T = \frac{1}{(\dot{\theta}''_0 - \dot{\theta}_0)} \left\{ (\theta''_0 - \theta_0) - K \left[\int_{t_6}^{t''_0} \delta_m dt + \delta_r (t''_0 - t_6) \right] \right\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

第一式は試験前半のものだからこの計算に使う K は $K_{(4)}$ をとり、二、三式には $K_{(6)}$ 、 (8) を使う。第一から得た T を $T_{(4)}$ と書き、二、三式からの平均を $T_{(6)}$ 、 (8) と書く。

$K_{(4)}$ と $K_{(6)}$ 、 (8) の平均を K_m 、 $T_{(4)}$ と $T_{(6)}$ 、 (8) の平均を T_m と書き、その船の代表的な K 、 T と考える。しかし試験中の対水速力が測つてあり操舵に基く速力減少の修正ができる時には、むしろ $K_{(6)}$ 、 $T_{(6)}$ を代表的な K 、 T と考えるのがよい。それは運動が定常になる後半から得た $K_{(6)}$ 、 $T_{(6)}$ の方が速力減少の修正をするならば一般により信頼性をもつからである。

他の船と比較するためにはこれ等の K 、 T を無次元化する必要がある。それには船速を V m/s、垂線間長を L として (V/L) を求め、

$$K' = K / \left(\frac{V}{L} \right), \quad T' = T \left(\frac{V}{L} \right)$$

に従つて無次元にする。試験中の速力が分からない時には直進速力を V とする。第2表は以上の手順に従う計算表である。左欄の大部分が $\int \delta_m dt$ の計算、左下端が T 、右上が式(2)による $K_{(6)}$ と δ_r 、右下が(3)による $K_{(4)}$ の計算に当る。

第2表 Z 試験計算表

SHIP		EXP.No.		DATE		δ_r
t_c 31.0	t_c 31.0	t_c 117.0	t_c 31.0	t_c 31.0	t_c 31.0	δ_r 0
t_2 20.5	t_2 20.5	t_2 125.0	t_2 10.0	t_2 20.0	t_2 20.0	δ_r -2.0
t_2-t_c 10.5	t_2-t_c 10.5	t_2-t_c 112.0	(-)	(-)	(-)	δ_r -2.0
			δ_r -1.45	δ_r 1.70	δ_r 1.70	δ_r 2.0
t_c 2.6	t_c 20.5	t_c 27.5	t_c 117.0	t_c 0		
$t/2$ 1.3	t_2 27.1	t_2 27.3	t_2 117.4			rpm
	(*) 27.6	(*) 117.7	(*) 117.4			V 219 7/8
	$t/2$ 23.8	t_2 27.3	t_2 117.3			V/L .114
$\delta_r(t/2)$ 0	$\delta_r(t/2)$ 0	$\delta_r(t/2)$ 0	$\delta_r(t/2)$ 0	$\delta_r(t/2)$ 0	$\delta_r(t/2)$ 0	
$\delta_r(t/2)$ 23.8	$\delta_r(t/2)$ 23.8	$\delta_r(t/2)$ 23.8	$\delta_r(t/2)$ 23.8	$\delta_r(t/2)$ 23.8	$\delta_r(t/2)$ 23.8	
$\delta_r(t/2)$ 1.3	$\delta_r(t/2)$ 1.3	$\delta_r(t/2)$ 1.3	$\delta_r(t/2)$ 1.3	$\delta_r(t/2)$ 1.3	$\delta_r(t/2)$ 1.3	
$\delta_r(t/2)$ 22.5	$\delta_r(t/2)$ 22.5	$\delta_r(t/2)$ 22.5	$\delta_r(t/2)$ 22.5	$\delta_r(t/2)$ 22.5	$\delta_r(t/2)$ 22.5	
$\delta_r(t/2)$ -4.0	$\delta_r(t/2)$ -4.0	$\delta_r(t/2)$ -4.0	$\delta_r(t/2)$ -4.0	$\delta_r(t/2)$ -4.0	$\delta_r(t/2)$ -4.0	
$\int \delta_m dt$ -3.06	$\int \delta_m dt$ -3.06	$\int \delta_m dt$ -3.06	$\int \delta_m dt$ -3.06	$\int \delta_m dt$ -3.06	$\int \delta_m dt$ -3.06	
$\int \delta_m dt$ 23.8	$\int \delta_m dt$ 23.8	$\int \delta_m dt$ 23.8	$\int \delta_m dt$ 23.8	$\int \delta_m dt$ 23.8	$\int \delta_m dt$ 23.8	
$\int \delta_m dt$ 1.3	$\int \delta_m dt$ 1.3	$\int \delta_m dt$ 1.3	$\int \delta_m dt$ 1.3	$\int \delta_m dt$ 1.3	$\int \delta_m dt$ 1.3	
$\int \delta_m dt$ 22.5	$\int \delta_m dt$ 22.5	$\int \delta_m dt$ 22.5	$\int \delta_m dt$ 22.5	$\int \delta_m dt$ 22.5	$\int \delta_m dt$ 22.5	
$\int \delta_m dt$ -4.0	$\int \delta_m dt$ -4.0	$\int \delta_m dt$ -4.0	$\int \delta_m dt$ -4.0	$\int \delta_m dt$ -4.0	$\int \delta_m dt$ -4.0	
$\int \delta_m dt$ 78	$\int \delta_m dt$ 78	$\int \delta_m dt$ 78	$\int \delta_m dt$ 78	$\int \delta_m dt$ 78	$\int \delta_m dt$ 78	
$\int \delta_m dt$ -5	$\int \delta_m dt$ -5	$\int \delta_m dt$ -5	$\int \delta_m dt$ -5	$\int \delta_m dt$ -5	$\int \delta_m dt$ -5	
$\int \delta_m dt$ 7.0	$\int \delta_m dt$ 7.0	$\int \delta_m dt$ 7.0	$\int \delta_m dt$ 7.0	$\int \delta_m dt$ 7.0	$\int \delta_m dt$ 7.0	
$\int \delta_m dt$ -19.0	$\int \delta_m dt$ -19.0	$\int \delta_m dt$ -19.0	$\int \delta_m dt$ -19.0	$\int \delta_m dt$ -19.0	$\int \delta_m dt$ -19.0	
$\int \delta_m dt$ 1.65	$\int \delta_m dt$ 1.65	$\int \delta_m dt$ 1.65	$\int \delta_m dt$ 1.65	$\int \delta_m dt$ 1.65	$\int \delta_m dt$ 1.65	
T 12.4	T 12.4	T 12.4	T 12.4	T 12.4	T 12.4	
$L \times D$ 80.0 x 15.0 x 6.2	$L \times D$ 80.0 x 15.0 x 6.2	$L \times D$ 80.0 x 15.0 x 6.2	$L \times D$ 80.0 x 15.0 x 6.2	$L \times D$ 80.0 x 15.0 x 6.2	$L \times D$ 80.0 x 15.0 x 6.2	
δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	
δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	
δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	δ_r	

試験中の対水速力が連続的に測られている時には次の手順を行うと更により結果が得られる。すなわち方程式

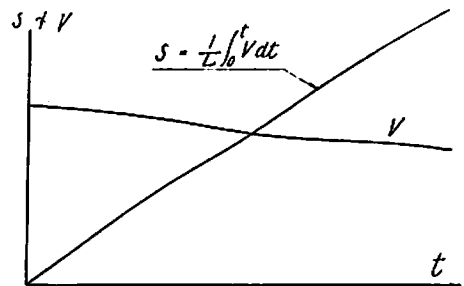
(1) は時間に対するものであるが、これを船の航走距離に対する形に書きかえて同様な解析を行う。航走距離を船長を単位に測りこれを s で表わそう。すると

$$ds = \frac{V \cdot dt}{L}$$

方程式 (1) を書き直すと

$$T' \frac{d\theta'}{ds} + \theta = K' \delta_m + K' \delta_r$$

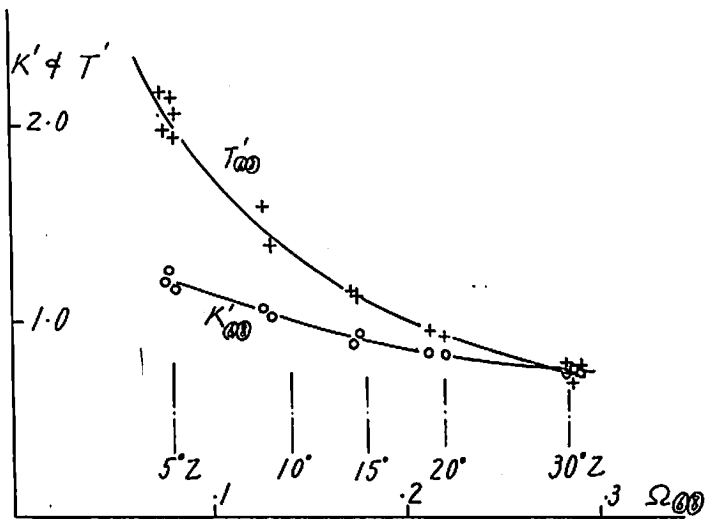
ここに $\theta' = d\theta/ds$ 、また K' 、 T' はさきに述べた無次元化した K 、 T である。この方程式は (1) と全く同じ形であるから、第2表の t をすべて s におき代えて計算すれば直接 K' 、 T' が得られ、試験中の速力の減少は自動的に補正されることになる。 t を s におき代えるには第6図に示す如く測定した対水速力を時間に対して描き、その積分曲線 $\int_0^t V dt$ を船長 L で除せば s 対 t の曲線が得られる。これを使つて t_0 に対する s_0 、 t_2 に対する s_2 といった風に、すべての t を s に書き代えることができる。この時 θ もまた θ' に直さねばならぬ



第6図 時間ベースから travel ベースへの換算

いが、それは $\theta' = \dot{\theta} / \left(\frac{V}{L} \right)$ で、 V はその $\dot{\theta}$ を測つた時刻での V を使えばよい。

さきに旋回試験から得た $\Omega \cdot \delta$ 曲線を見るに、 K' は旋回が強くなる程減少することを示した。 T' もまた同様な非線型影響を示すもので、そのため大舵角の Z 試験から得た K' 、 T' は小舵角からのものよりも相当小さい値を示す。従つてある船の K 、 T といつても、それは旋回運動の強弱によつて変わるものなのである。比較の標準としては、例えば 15° の Z 試験で多数の船を較べることはできるけれども、今少し立入つて考えれば、旋回運動の強さをいろいろ変えて K 、 T を求めておくことが望ましい。舵角を 5° から 20° 位まで変えて Z 試験を繰返すとこのような資料が得られる。



第7図 舵角を変えた Z 試験から得た K, T

第7図はその例である。横軸にとつた Ω は試験中の平均の旋回角速度を (V/L) で除して無次元化したものである。普通には $\dot{\theta}_2, \dot{\theta}_1, \dot{\theta}_0$ の絶対値の平均の0.7倍を平均角速度と考えて大差ない。また、 $K'_{(\omega, \delta)}, T'_{(\omega, \delta)}$ をこの形にプロットする時には $\dot{\theta}_2, \dot{\theta}_0$ だけを取るようになる。K', T' の変化は進路安定の悪い船程著しく、安定のよい船では余り大きな変化がない。このことは安定な船では $\Omega-\delta$ 曲線が直線に近いことと対応しているわけである。

ここに述べた Z 試験の解析法では、試験中の適当な時刻を選んで、試験結果に適合するように K, T を求

めた。この方法ではほぼ満足すべき K, T が得られはするが、この K, T が試験結果全体にもつともよく適合するという保証はない。あるいはこれより若干変つた K, T の方が全体としては更によく試験結果に合うかも知れない。この意味では次の最小自乗法解析が合理的である。この方法では t_0, t_0' 等の特別な時刻を考えず、適当な時間間隔で計算を行う時刻を多数選ぶ。運動方程式(1)を $t=0$ からこれ等の時刻 t_i までついでに積分すれば

$$T (\dot{\theta}_{(t_i)} - \dot{\theta}_0) + \theta_{(t_i)} = K \int_0^{t_i} \delta_m dt + K \delta_r t_i$$

の形の式が多数連立する。測定された θ の曲線の定差を取つて $\dot{\theta}$ の曲線を作れば t_i における $\dot{\theta}$ は読取れるから、これ等の式で未知数は K, $K \delta_r$, T の三つである。最小自乗

法の普通の手順に従つてこの三つを求めれば、全体としてもつとも信頼できる K, T が得られる。

実行してみると確かにこの方法はよりよい結果を与える。ただ、計算労力、それも賢のよい計算力を必要とする点に困難がある。そして普通の船では、さきの方法で実用上満足できる結果が得られるから、現在の所、第2表の計算法でよいと思う。もつとも電子計算機が自由に使えるならば、この最小自乗法は常用法としても十分考慮に値するであろう。なおこの手続による時には $\dot{\theta}_{(t_i)}$ の自乗の和が途中で求められるから、これから $\dot{\theta}$ の自乗平均値を求め無次元化して Ω_m を求めることができる。

近 刊

天然社編 船舶の写真と要目 第9集 (1961年版)

B 5 判上製函入 240頁 写真アート紙 定価 1200円 (〒150) 発行 11月25日

昭和35年発行「船舶の写真と要目」第8集(1960年版)に収録以後の1カ年(昨年8月より本年7月までの竣工船)における国内船、輸出船の、1,000噸以上の新造船の掲載は前集のとおりであるが、本集は旅客船、特殊船をその基準からはずして収録した。180余隻に及ぶ新造船の全貌が写真および百余項目にわたる詳細なる要目表により明かにされ、この一年間の日本造船界の状況は、この集によつてすべて凝縮され、技術者はもちろんのこと船に関心をもつ一般愛好者にとつても貴重なる資料である。

監修 運輸技術研究所

船用品便覧 (1962年版)

350頁 B5判 8ポ 2段組
発行予定 1962年1月末

昭和35年、「船用品便覧」の増補改訂版を発行して2年近くを経過した。その間1960年の海上における人命の安全のための国際会議がロンドンに開かれ、1960年の新条約およびその規則が制定された。したがつて船用品便覧も当然それに従わなければならない。ここに必要事項の増補改訂を行い、1962年版として近く刊行する。

地面効果機(GEM)について

須之部 量寛
運輸技術研究所 原動機部長
村尾 麟一
運輸技術研究所 原動機部

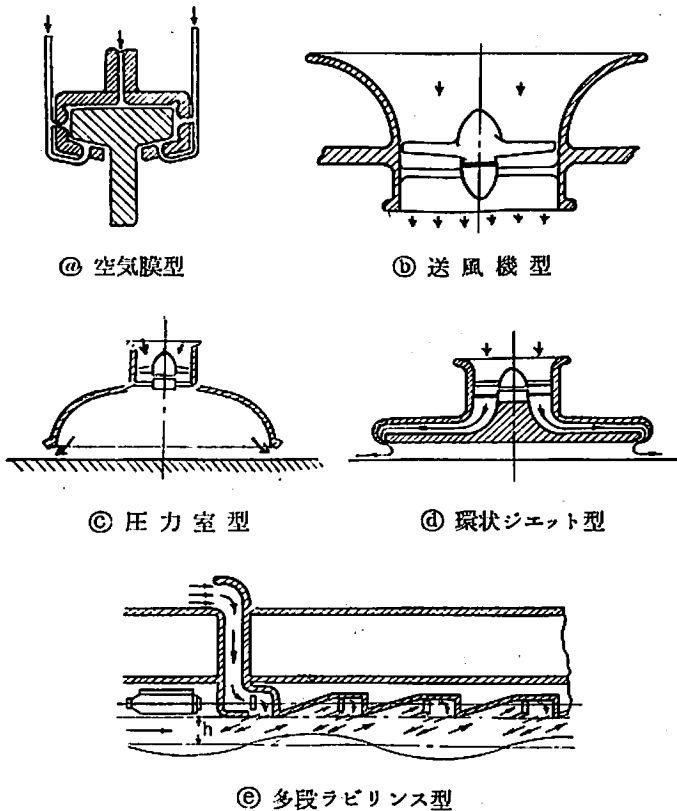
最近エヤーカーまたはホーバークラフトという言葉が時々聞かれるようになったが、これらは Ground Effect Machine—略して GEM と呼ぶ—といわれる分野に属する乗物である。GEM が衆目をあつめた最初の機会は 1959 年 6 月に英国の サンダースロー社が異様な飛行体を公表したときであつた。これはホーバークラフトと呼ばれ地上から 30 cm ほど浮上して陸上水上を問わず自由に走れる従来輸送機関とは全く違つた種類のもので、7 月 25 日にはドーバー海峡を 13 ノットの速度で横断して海上で運用できることを立証した。その後出力を増強して 50 ノットで試験を続けており、米国においても航空機や自動車メーカーにより種々の試験機が製作されてニュースをにぎわすようになったものである。

ところで地面効果機とは何かということになると一般には漠然とジェットを地面に吹きつけてその反動を利用して浮上る機械と思われているが、もつと詳しく定義す

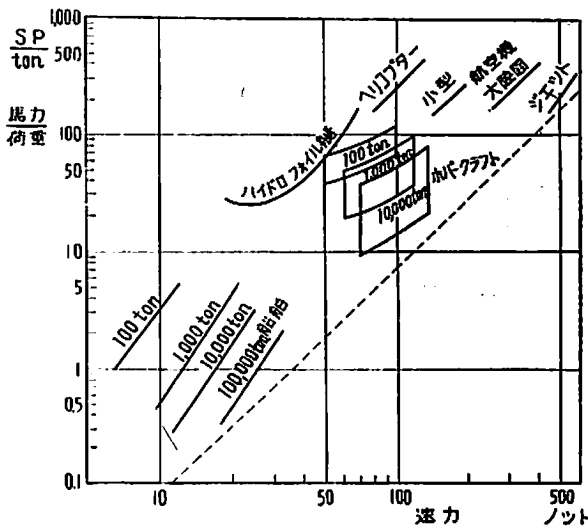
ると GEM とは主として機械と地表の間に封じこめられた圧力空気のクッションによつて支えられて作動する機械で、作動状態によつてトラック、船舶、または航空機として使用できるものである。すなわち空気クッションに乗つて走る機械のことであるが必ずしも空気クッションのみで機重を支えるわけではなく補助輪や翼を用いて従来輸送機械との組合せの形で使用されることもある。ここでいう空気クッションとは下向に吹出したジェットの反動揚力とは全く別のもので例えていえば空気枕の上に板を敷いたとき得られる揚力のようなもので、通常の浮上状態ではジェットの反動揚力は全揚力の 20% 以下をしめるにすぎない。空気クッションといつてもその応用方法によつていろいろな型式が考えられるが代表的なものは第 1 図に示す数種がある。(a) はレールと滑走体の間に高圧空気を押込んで薄い空気膜を作る型式で鉄道に適用できるといわれている。(b) は送風機型で機

能的にはヘリコプターに近く、1 人乗りのフライングプラットフォーム等がこの型式に入る。(c) は圧力室型と呼ばれ送風機の出口圧力を椀型の壁面にうけて浮上る。自動車、船舶に適用できる型式で米国のスペクトロニクス社その他で研究されている。(d) は盆の周辺のように環状の隙間から内側に向けて空気を吹出し、盆の下向に圧力空気をとじこめてその圧力で浮上る型式で英国のサンダースロー社の SR-N1 号機はこの方法を採用している。(e) は多段ラビリンス型で底面を外側に向つて流れる空気を何段にも送風機で向側に吹込み底面部の圧力を保つている。スイスで船舶として研究されている。

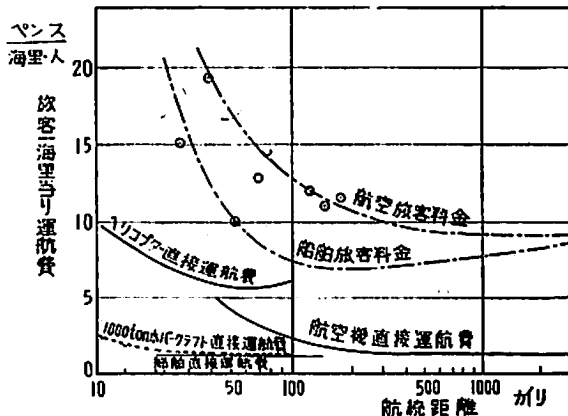
いずれの場合にも地面、水面と機材の間に空気層があつて機体を支え地面との接触がないので摩擦抵抗は非常に少い。そのため推進に要する動力が従来船や自動車にくらべて遙に少い特長がある。同じく空気中に浮んでいる飛行機にくらべると抵抗が大きい、馬力当りの搭載量が飛行機・ヘリコプターより数倍大きい。地面効果機が従来輸送機関と比較して有利であるかどうかを判定する目安の一つとして浮揚と推進に必要な総馬力を他種輸送機のそれとくらべると第 2 図のようになる。これによれば船舶



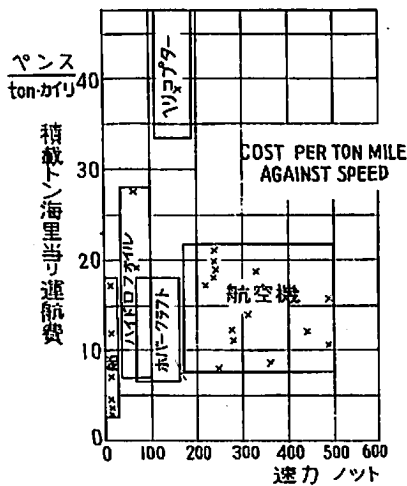
⑤ 多段ラビリンス型
第 1 図 GEM の作動原理



第2図 GEM の性能比較



第3図 GEM の経済性比較



第4図 GEM の経済性比較

と飛行機の中間の速度 50~130 ノットのとき有利であることが判る。第3図、第4図も同じく地面効果機の経済性を比較したもので有効仕事量 (海里×人または海里×噸) をベースにとつても船と飛行機の中間速度が有利で、直接運航費は近距離、中距離区間で既に船と殆んど差がないことが示されている。

地面効果機の浮揚、推進に要する馬力は地面からの高度、大きさ、重量、速力などの設計条件によつて大幅に変化する。これらの要素の影響はかなり複雑で定量的には明確につかめない点もあるが定性的には GEM を浮揚させるに必要な馬力は地面からの高さを増すと急激に増加し、底面積を大きくすれば減少することである。従つて GEM の高度は直径の 3~5% 程度にとどまり、底面積はかなり大きなものが有利であることが予想される。

GEM の技術的問題点としては次の事項があげられる。

1. 一般性能の向上 運転に要する馬力を減らすためにはジェットの形状や圧力空気封じ込みの型式を改善することにより空気クッションの効率を向上することができる。また推進中に空気力を利用して揚力を発生させたり、揚力ファンや機体の形状を適当にして抵抗の減少をはかることが考えられる。

2. 波浪対策 これは海上輸送機関として用いる場合の最大の問題である。もし波長より充分大きい GEM を作り、高度をとつて波の影響がないようにすれば理想的であるがこのような大型 GEM には構造上の問題、動力装置の問題などにいろいろ解決を要する点があるので余り大型にしないで耐波性をもたせる形状構造の研究が必要である。

3. 安定性、操縦性 GEM は直径の 5% 以上の高度をとると不安定になるのでジェットノズルの形状や噴出部分の分割法を研究する必要がある。高度が下ると安定性はよくなるが操縦がやりにくくなる。GEM の操縦性は航空機に似た性質をもち低速時と高速時には違った操縦法を使う方がよいと思われ、また陸上と水上の操縦性についても相違がはつきりしていない。

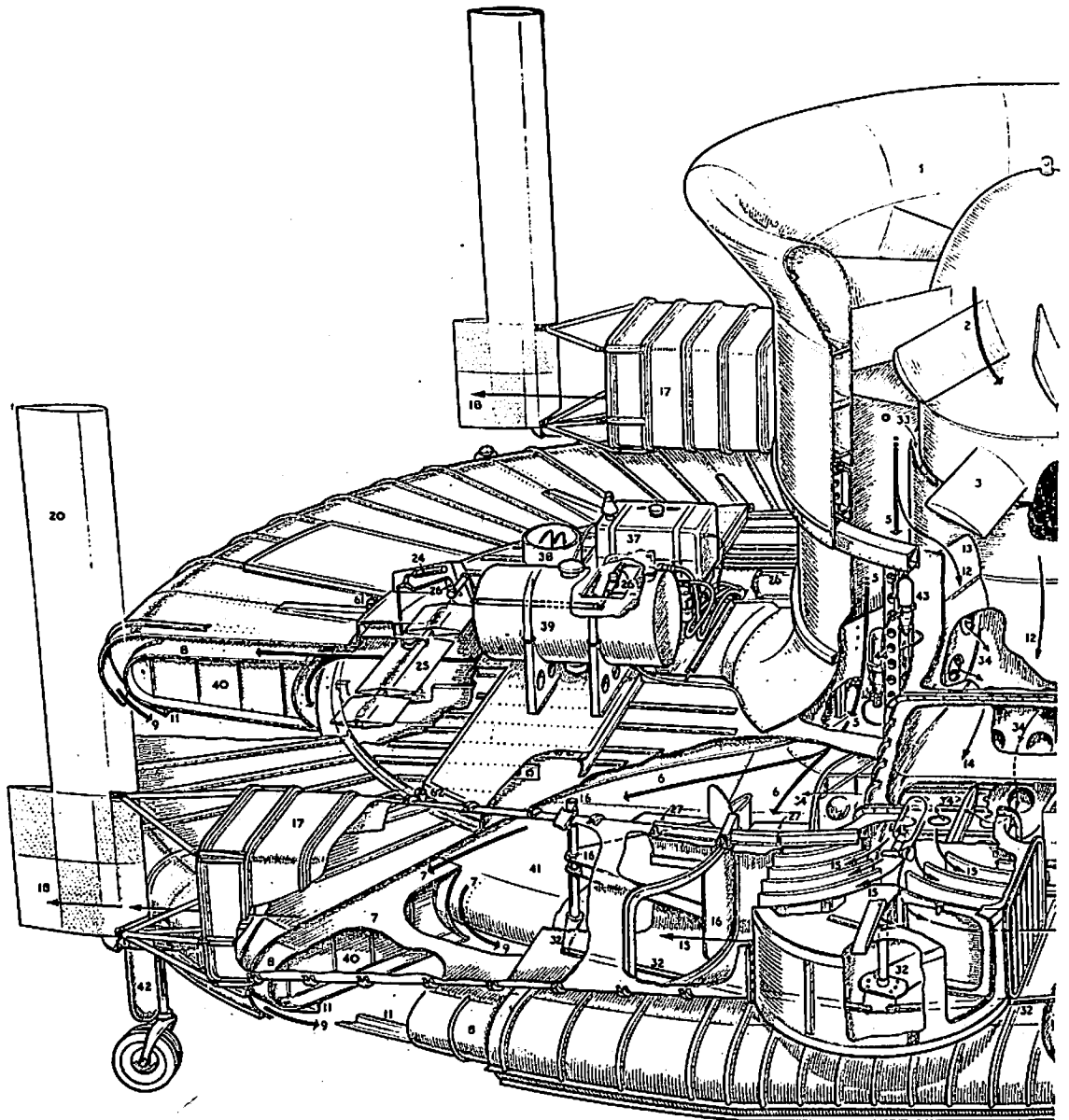
4. 砂塵、しぶきの問題 GEM は底面から多量の空気を噴きだすので、陸上では砂塵をまき上げ、水上ではしぶきを上げることは当然予想される。これらは視界を遮るほか動力装置に吸入されて故障を生じたり、プロペラ翼に損耗を与えたりするのでその対策が必要である。

そのほかプロペラの騒音防止やブレーキなど多くの問題をもつにもかかわらず GEM の開発に英米で相当の

熱意を示しているのが各国における状態、今後の見通し等について述べる。

GEM は 1953 年に英国の C. Cockerell が発明したもので彼は滑走艇の摩擦抵抗を減らすため艇の底に空気を噴出して空気膜を作ることを試みた。普通の艇では供給すべき空気量が多くて得にならなかつたがその着想から船底の形をいろいろに変えて現在の環状ジェットをうるに至つた。1956 年に英国の供給者 (M. O. S.) がこの

発明に着目して Saunders-Roe 社の協力によつて基礎研究をはじめ、1958 年に Hovercraft Development Ltd. が設立されて前記の Saunders Roe 社が試験機 SR-N1 を設計製作した。この試験機は長さ 30 呎、幅 24 呎のオーバル形で 435 馬力のヘリコプター用エンジンを備え総重量は 9600 lbs であつた。その後性能向上のためジェットエンジン (Marbore) を装備し重量は約 8 ton に増加したが速度は 50 ノット附近まで上つた模様である。



第 5 図

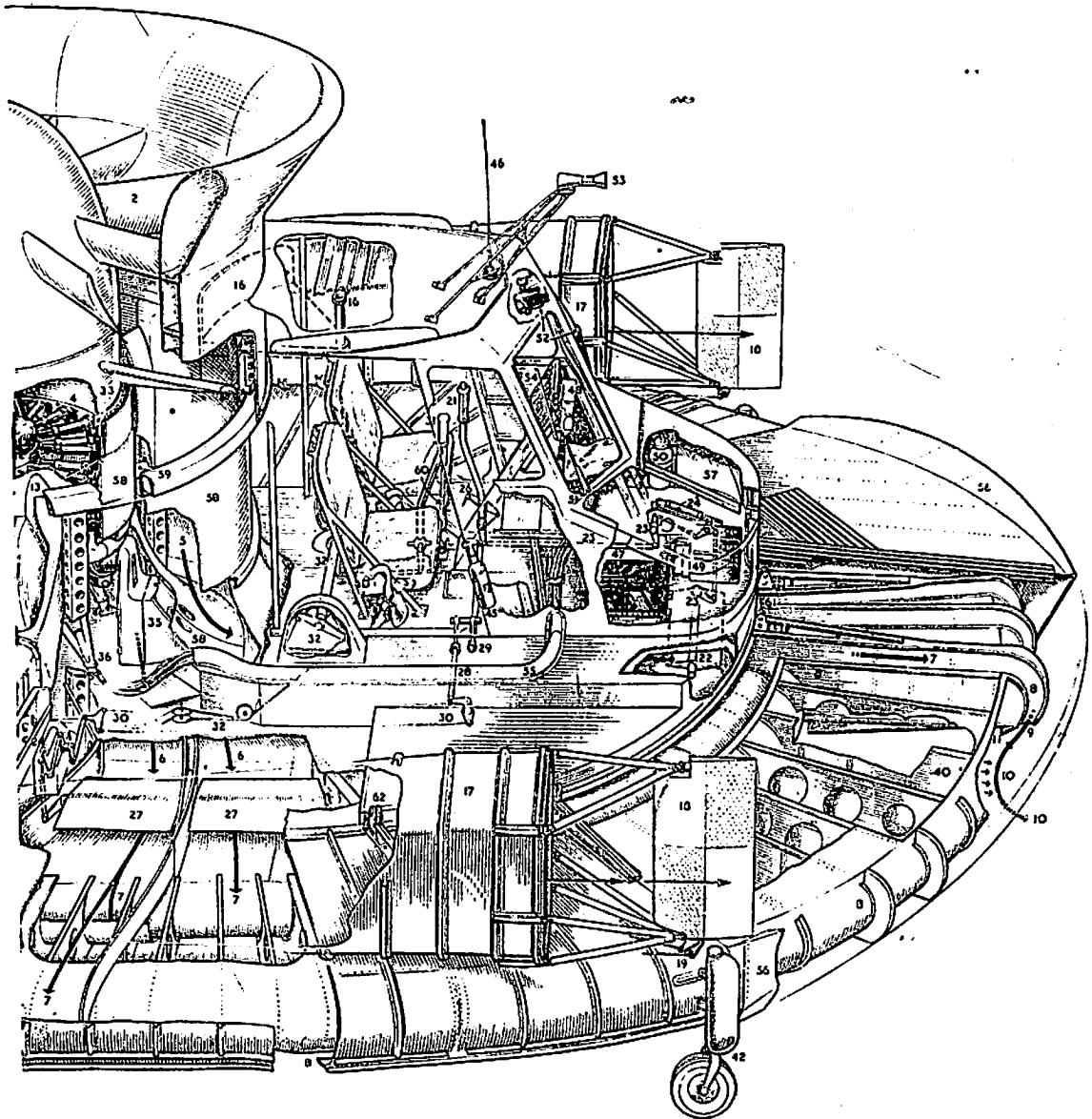
Saunders Roe 社ではその後 27 ton, 68 人乗りの実用試験機を製作している。

米国では垂直上昇機の問題として 1954 年に NASA で噴流の地面効果に関する基礎実験が行われ、1956 年以来海軍の Bureau of Aeronautics で GEM の可能性を検討をはじめ、最近ではプリンストン大学、Office of Naval Research, General Motors, Ford, Curtis Wright 社など多くの大学、会社で各種の GEM の研究

が行われている。

カナダでは Avro Canada 社がいわゆる空飛ぶ円盤型の垂直上昇機を研究中で数カ月前から試験飛行を行っている。

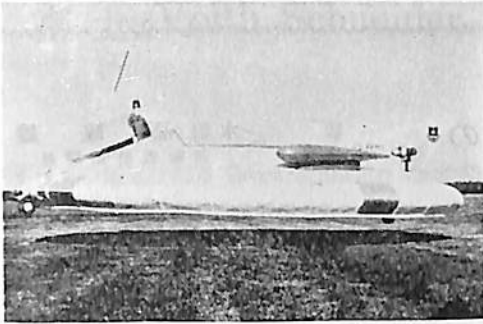
スイスでは 1958 年にチューリッヒの C. Weiland が全く独自の構想で多段ラビリンス型の GEM を発表し、Federal Aircraft Works において基礎研究をして実験機を試作したが破損したので再建中である。これは英米



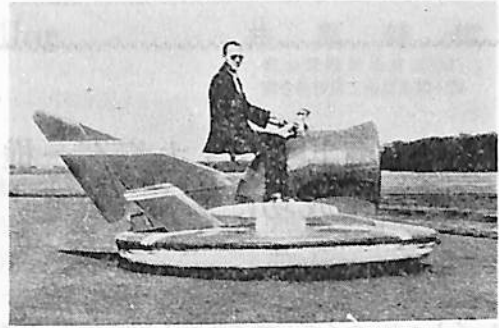
第 5 図

各国における試験中、計画中の GEM 要目 (SAE Journal より)

会社, 機体名	クッションシール型式	(長)×(幅)×(高)	空気量	動力	ホバ-高さ	最大速度	登坂力	搭載燃料
		ft ft ft	lb	HP	inch	Knot	%	lb
1 Aerophysics GEM II	環状ジェット	35.3×29.7×12.6	15,000	740	8	50	9%	10,000
2 A. M. F.	環状ジェット	3.5 dia×—	390	9	1	—	—	195
3 Anti-Friction Hull Hydrokeel	圧力室	24×8×5	3,500	185	—	33	—	1,000
4 Avro. Canada Avrocar	環状ジェット	18 dia×5	3,426	3,000	36	250	—	2,174
5 Bell Aerosystems 2015	圧力室	18×8×4	1,500	65	2	—	1	500
6 Bell Aerosystems 2033	環状ジェット	18×8×4	1,700	140	—	—	—	800
7 Bell Helicopter Air Scooter	圧力室	7.1×4.6×3	190	16	2	24	10	170
8 Bertelson Mfg. Aeromobile 200	環状ジェット	16×8×5.5	1,400	200	12	35	10	800
9 Bertelson Mfg. Aeromobile	圧力室	8.4×5.9×2.7	408	72	6	35	—	175
10 Britten-Norman Cushioncraft	環状ジェット	19 dia×10	2,000	170	15	35	—	1,000
11 Curtis-Wright ACM1-1	圧力室	16×11×6	1,050	85	1	20	4	450
12 Curtis-Wright ACM2-1	圧力室	21×8×5	2,500	300	12	26	8	960
13 Curtis-Wright ACM2-2	環状ジェット	21×8×5	2,500	300	9	35	10	960
14 Curtis-Wright ACM6-1	環状ジェット	21×8×5	2,300	300	6	55	13	960
15 Fletch-Aire Glidemobile	環状ジェット	14.2×5.5×3.3	287	72	4	37	4	184
16 Ford Motor Levacar	空気薄膜	7.8×4.5×4	450	16	0.015	13	—	175
17 Gyrodyne 55	環状ジェット	9.2×6×5.4	535	65	6	—	—	260
18 Saunders-Roe SR-N 1	環状ジェット	30×25.5×10.7	10,200	450+700lb	8	48	10	1,000
19 Saunders-Roe SR-N 2	環状ジェット	63×29.5×21	26,000	3,200	12	70	16	24,000
20 Hughes Tool Co. STV	水壁	22.6×10.3×8.1	3,402	240	24	22	—	1,760
21 Hughes Tool Co. DTV	水壁	15.7×8.2×4.3	1,630	240	—	—	—	320
22 Nat'l Res. Assoc. GEM I	環状ジェット	14.6×8.2×4.3	1,050	80	14	22	7	250
23 Nat'l Res. Assoc. GEM II	環状ジェット	24×12×7.1	1,430	140	18	26	10	320
24 Princeton University X-3	環状ジェット	20 dia×4	850	48	14	22	—	220
25 Princeton University X-3B	環状ジェット	20 dia×4	1,150	180	24	—	—	450
26 Princeton University X-4	環状ジェット	9 dia×4	200	15	3	17	10	200
27 Princeton University X-2	環状ジェット	8 dia×4	120	5	5	10	0	180
28 Spacetrionics	圧力室	18×9×—	800	—	4	—	—	200
29 Spacetrionics Hydro-Aire	圧力室	30×24×5	4,500	270	14	47	—	4,000
30 Goodyear Aircraft	圧力室	8×5×5	750	35	1	—	—	250
31 Folland Aircraft GERM	環状ジェット	15×8×4.5	1,300	95	—	42	—	300
32 Vickers 3031	環状ジェット	47.5×30.1×—	10,500	1,000	18	60	—	6,000
33 Valmet Corp. KAAR10V-8	圧力室	14×6×10	650	18	—	38	10	400
34 D. T. M. B. 448	環状ジェット	8.3×3.3×1.5	—	—	—	—	—	—
35 D. T. M. B. 463	環状ジェット	15×6×2	240	10	8	20	—	—
36 D. T. M. B. 472	環状ジェット	6×3×1.5	—	—	—	—	—	—
37 Carl Weiland 1 LEN	環状ジェット	33×30×7	14,000	720	16	60	0	2,420
38 Grumman	環状ジェット	10×5×4	650	140	14	42	25	880



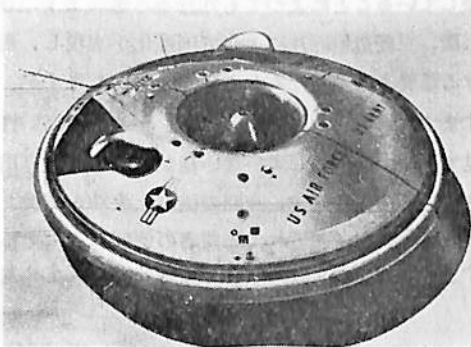
第6図 プリンストン大学の GEM X-3B



第9図 プリンストン大学の Model X-4



第7図 Hughes Tool 社の水上 GEM



第8図 AVRO 社の AVROCAR

の方式と異なつた独創的なもので米国の支持で研究が進められている。

GEM の将来性については技術的問題の解決にまつところが大きく、どのような機種がどのような用途に向くかは興味深い課題であるが現状から推測して次のような使用目的に活用できるといわれている。

- 1) 従来の交通機関では交通できない特殊地域の輸送。
例えば浅水、河口、沼地、氷結海、湿地、砂地、ツンドラ、雪上、氷上などの輸送機関。
- 2) 湖水、内海など比較的波の静かな水面における高速中型連絡船。
- 3) 陸上で積荷して出発し海上を航海して再び陸上で荷役することが非常に有利となる地点の連絡機関
- 4) 専用道路をもつフェヤカーの場合には道路の補装強度は在来のトラック用にくらべて1%以下で済む。
- 5) 空気膜型の応用として極めて高速の鉄道式輸送機関が考えられる。
- 6) 軍事用。米国が GEM に熱心なのは軍事目的が多い。第2次大戦では欧州のように道路の発達した地域でも悪路に悩まされることが多かつたので路面の影響の少ない GEM は軍事的な価値をもっている。
- 7) 遊覧、スポーツ用

現在の段階では GEM の経済性については明確でない要素がかなり多く商用機としての予測は困難であるが技術的な改良により性能を上げることができれば船舶と航空機の間には介在する速度的空白をうめるに最も適する輸送機関である。最近わが国でも数社が GEM の研究を進めており今後の開発が期待されている。

フォイト・シュナイダー推進装置の 国産化成功にあたって

水 品 政 雄
運輸省船舶局長

フォイト・シュナイダー推進装置は1925年オーストリア人エルンスト・シュナイダー氏の発明によるもので、螺旋推進器と舵とが船舶の推進および操縦の最終的な解答であるという従来の一般的通念を打破した画期的な発明であることは周知の通りであります。本機の特長は唯に推進および操縦の2つの性能を司る装置を一元化したというに止まらず、本機を装備することによって船舶の機動性は格段に上昇し、全速前進から微速、停止、後進への時間を著しく低減し、従来装置では不可能であった一点を中心とする旋回や船体の横行をも可能とします。またその性質上機関は常に定回転で、すべてのコントロールは操縦点のコントロールのみに集約されるので、最近世上で関心の的となつている船舶の遠隔操縦化や乗組員の減少のためにも誠に好適な推進装置となっております。

このような著しい特長をそなえているために、従来から操縦性を主要なる要件とする船舶例えば曳船特に港内用曳船の計画にあつては常に本機の装備が考慮され、需要者は例外なく本機の装備を熱望したのであります。遺憾ながら従来は本機が国産されておらないので西独ハイデンハイムにある J.M. Voith 社からの輸入にまたなければならず、しかも同社には常に多数の需要が殺到している関係上長納期と高価格を免れず、この点が大きな制約となつて国内需要者の希望がみたされなかつたというのが実情であります。ところが最近にいたつて富士電機(株)が J.M. Voith 社と技術提携をしてその国産化を実現し、また三菱造船(株)も時を同じくして国産化に成功したので、この著しい特長を有する船舶推進装置の使用が需要者の希望通りに実現し得る体制がととのつたのでありまして、海運界、造船界ひいてはわ

が国工業全般の発展のためにまことに御同慶にたえないところであります。

最近における船舶の大型化あるいは臨海工業地帯の整備促進によつて、急速に港湾の拡張、設備の増強が叫ばれており、多数の曳船を早急に建造しなければならない状態であり、かつ巨船を安全迅速に狭い港内の所定の場所に曳航するために、これに使用する曳船には高い操縦性能が要求されるようになりました。また近時自動車輸送の発展に伴つて自動車航送船の必要性が増大しつつありますが、この種の船舶は港における離着岸が非常に頻繁であり、これに要する時間の短縮のためにも機動性の高い船舶が要求されることは申すまでもありません。その他沿岸客船、電纜敷設船、警備船、監視船、消防船、漁船等元来高い操縦性を要する船舶に対する性能向上は需要者の不断の要望でもあります。このような趨勢に対応するためにもこの目的にもつとも合致したフォイト・シュナイダー推進装置の国産化が実現したことはまことに意義深いことと信ずる次第であります。

しかしながらこのフォイト・シュナイダー推進装置の実現あるいは発展には技術的に相当の困難性のあることは、これを開発した J.M. Voith 社においてもそのアイディアから最初の実用化を実現するまでに数年の歳月を要していることによつても知れると思います。今回富士電機、三菱造船両社によつて国産化が実現し、現在における需要者の希望はみたされたのでありますが、今後ますます大出力のものが要望され、またその高い性能から見て現在では使用していない種類の船舶への進出も期待されるのであります。今回の国産化成功を契機として今後一層発展を予想される需要者の要望にこたえるべくますます研鑽をつまれることを希望してやみません。

富士 Voith Schneider Propeller

井原 健 策

富士電機製造株式会社
総合技術部工業技術第一課

1. 緒 言

ウィーンの電気技術者 Ernst Schneider の考案に基づき、西独逸の Voith 社で実用化されたいわゆる Voith Schneider Propeller は、その操作性の優秀さの故に、外国、殊にヨーロッパ諸国においては、渡し船、連絡船、税関船、警察船、消防艇、起重機船、網取り船、港内砕氷船、曳船、救難艇と、広範な範囲に亘つて数多くの船に使用されて来た。

しかるに、本邦においては、この装置を遠く西独逸の Voith 社より輸入しなければならなかつたため、納期の長いこと、値段の高いこと、啓蒙が不足していたこと、しかも、もつとも根本的には万一の故障の際修理が意のままに行かないであろうと考えられたこと、などがわざわざいって、その使用が差し控えられ今まで僅か40隻余りの船に利用されたに過ぎなかつた。

しかし、近代産業における作業能率向上の趨勢は、種々の作業船およびその他の種類の船舶に対して、その操縦性能において他の追従を許さないいわゆる Voith Schneider Propeller を装備させようという機運を高め、それはまた、国内における当装置の製造メーカーの出現を生ぜしめる結果となつた。

今日、十数年にわたつて水車等各種の水力機械に関し西独逸 Voith 社と密接な関係を保つて来た富士電機製造 K.K. において、当装置に関し、Voith 社と技術援助契約を締結しその技術的資料の一切をゆずり受け当装置の製造を開始した。

そうして、ここに純国産材料による第一号機および第二号機を製作完成し、実船装備状態における海上試運転も無事終了したので、その概要について、以下本誌をかりて紹介する次第である。

2. 主要々目

形 式	右舷機用	; 18 E/115-4 R
	左舷機用	; 18 E/115-4 L
ブレード数		; 4 枚/台
ブレードピッチ径		; 1,800 mm
ブレード長		; 1,150 mm
駆動機関定格出力		; 600 PS (500 rpm)/台
駆動軸回転方向 (軸端より見て)		
	右 舷 機	; 反時計方向
	左 舷 機	; 時計方向

プロペラ回転数	; 102 rpm.
陸岸曳航力	; 約 5.5 t/台
実測重量	; 7,500 kg/台
所要油量	; 700 l/台
サーボモーター油圧	; 16 kg/cm ²
潤滑油油圧	; 2 kg/cm ²

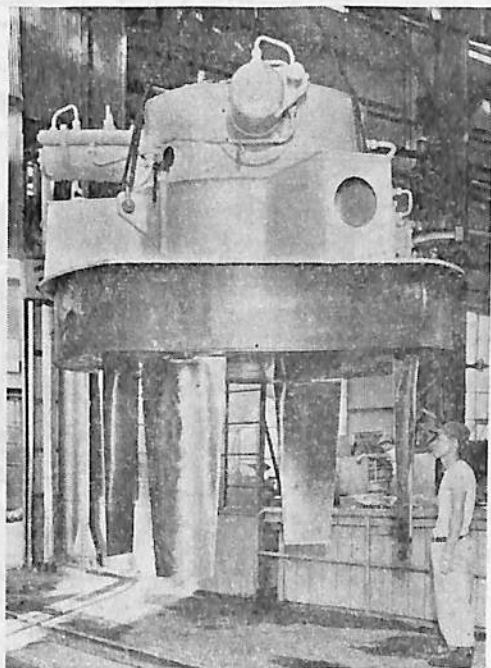
3. 作 動 原 理

いわゆる Voith Schneider Propeller は第1図の写真に示す如く、垂直軸の周囲に均等に配置された流線型断面を有する数個のブレードより成り、これらのブレードは水中に浸没し、他の部分は船体内に据え付けられる。

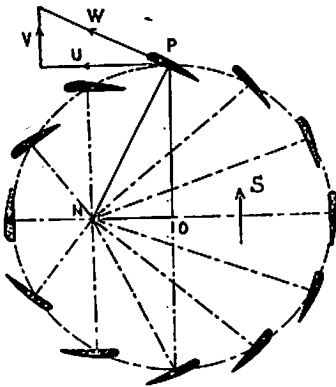
このブレードはプロペラの廻転中、ブレード自身揺動運動をして、任意の方向に任意の大きさの推力を発生することの出来るものである。

いま、第2図に示すような、ブレードに垂直な断面を考へてみる。

ブレードはプロペラ中心 O の周囲を、周速 U で廻転しながら速度 \dot{V} で進行するものとする、図中のベクトル \dot{W} は水がブレードに流入する相対速度とその方向を示すことになる。



第1図 富士 Voith Schneider Propeller 外観



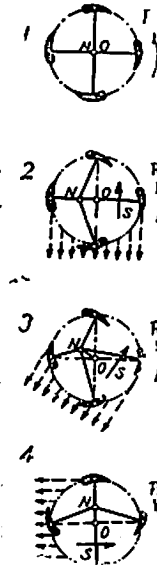
第 2 図

従つて P 点において、翼基線に垂直な直線を考えて、 $\triangle OPN$ と三つのベクトル $\vec{U}, \vec{V}, \vec{W}$ によつて形成される三角形とは相似形となるので、P が移動する円周上の全ての点で、

$$\frac{ON}{OP} = \frac{|\vec{V}|}{|\vec{U}|}$$

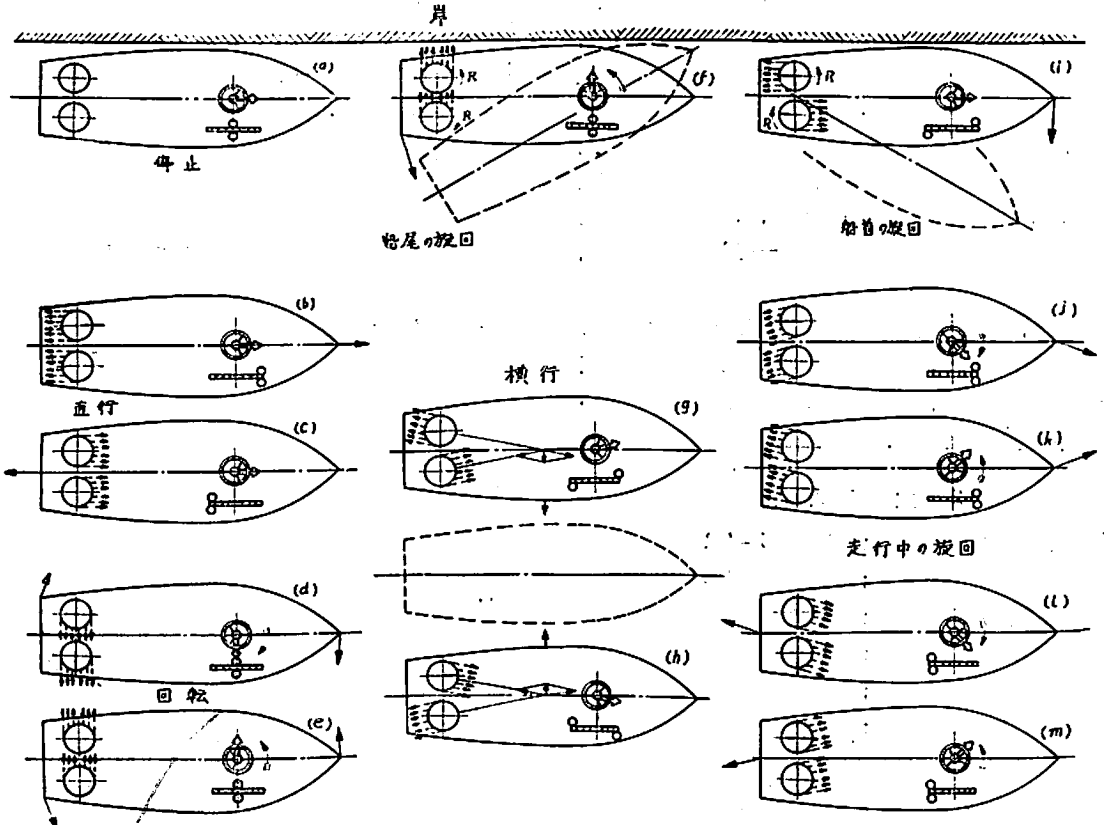
が成立し、ブレードがその軌道円周上の如何なる点にあつても、ベクトル \vec{V} の大きさ $|\vec{V}|$ は ON の長さに比例し、一定値 $|\vec{V}|$ に対して一つの定点 N が定まることになる。従つてこの一定点 N を操縦中心と称している。

逆に、この操縦中心 N を決め、プロペラ廻転中全てのブレードがその軌道円周上の如何なる点にあつてもその点でブレード基線に垂直な直線が常にこの操縦中心 N を通るよう、各ブレードに揺動運動を与えてやればベクトル \vec{ON} に対して一定のベクトル \vec{V} が決ることになる。(この場合、第 2 図より解るように \vec{ON} と \vec{V} とは常に垂直の関係にある) しかし、実際の場合、すべてのブレードについてそのブレード基線と \vec{W} の方向とを一致させるとブレードには揚力を発生しないが、荷重運転に入ると、船の速度はスリップのために減少し、ブレードに迎角を生ずるので \vec{W} に垂直な方向に揚力を発生することになり、この揚力のプロペラ全ブレードについての合成が ON に垂直な方向のプロペラ推力を発生することになるのである。

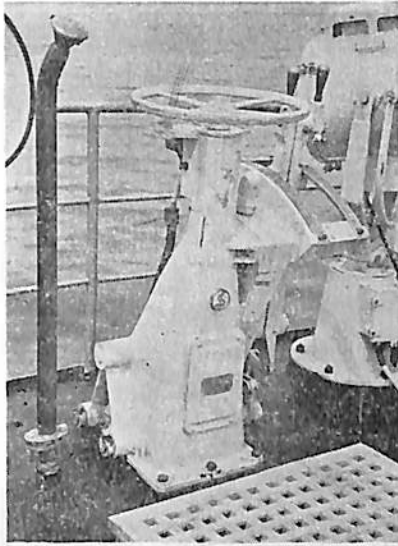


第 3 図 操縦中心 N とプロペラ推力の方向

前述より、この推力の大きさは、プロペラ廻転数が一定ならば、 ON の大



第 4 図 実船搭載の場合の操船の実例



第5図 コントロールスタンド外観

きさとスリップに比例しその方向は操縦中心 N の位置により決ることが解る。従つて、第3図1~4に示す如く、N の位置を適当に変えることによつて、プロペラ廻転数一定のまま、推力の大きさおよび方向を自由に変

えることが出来るのである。

このプロペラ2台を実船に装備した場合の種々の操船の実例を第4図に図示する。図中船尾左右に配置された2つの“丸”はプロペラを示し、前部真中の略図は操船用ハンドルを、その右隣の略図は前後進並びに速度調整用レバーを示す。(第5図の写真参照)

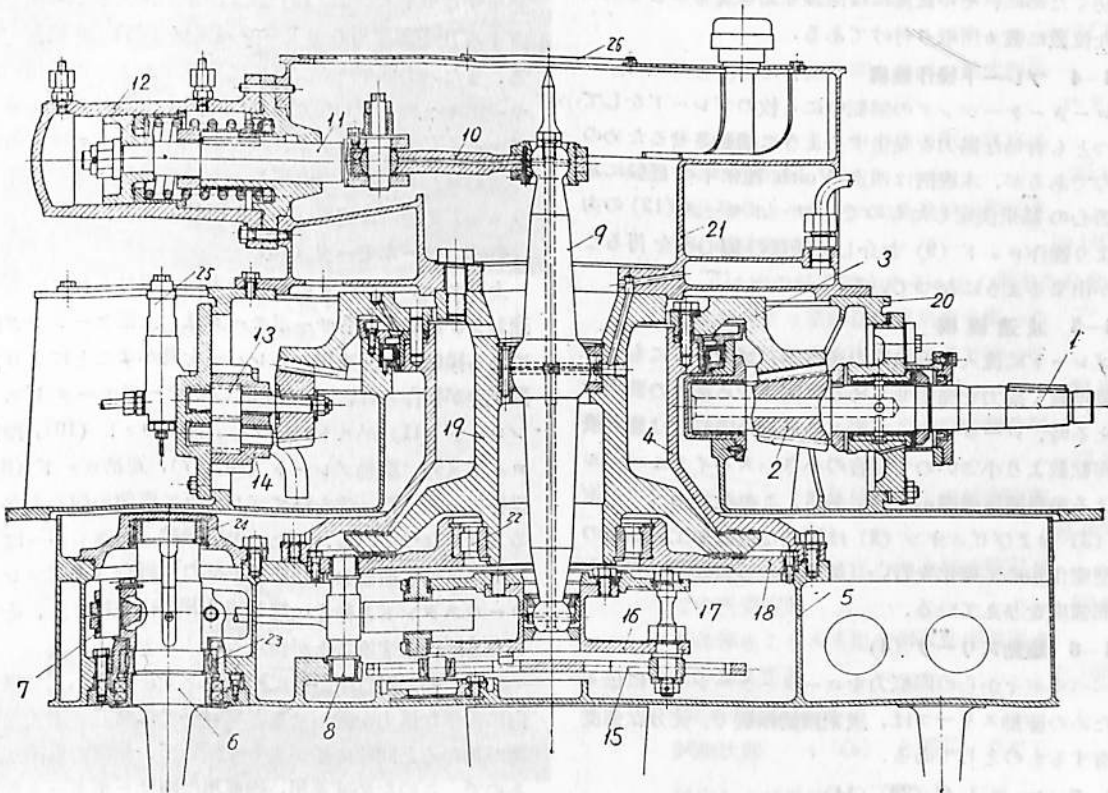
4. 構造

第6図にこのプロペラの組立断面図を示す。ブレード(6)で発生した推力はローラーベアリング(22)を介して駆動スリーブ(4)から軸受スリーブ(19)に伝えられる。この駆動スリーブは船底にパッキングを介してフランジにより固定される歯車ケーシング(20)に結合されているので、結局、このプロペラ推力は船体に伝えられる。また、回転部分の重量は、軸受スリーブ下部に設けた推力軸受(18)によつて支える構造となっている。

以下本プロペラを構成する各主要部分について概説する。

4-1 ブレード(6)

本プロペラ(型式18E)は1台当り4本のブレードを備えている。その形状はいずれも同一で、材質は13%



第6図 組立断面図

クローム不銹鋼で、充分なる強度と耐腐蝕性を有するとともに、その形状は良好なる性能が得られるとともにキャビテーションの発生を見ないよう充分考慮が払われている。

4-2 ブレード軸受

各ブレードはいずれもその軸部を2個のニードルベアリング (23, 24) で支持し、ローターケーシング (5) 廻転中のブレードの揺動運動が円滑に行われるよう考慮を払っているとともに、ブレードに掛るスラスト荷重は別に設けた軸受メタルによつて支える構造としてある。また、軸部最下部には2重の皮パッキングを配してローターケーシング内への海水の浸入を防止するとともに、ローターケーシング内の潤滑油が外部に漏れないよう考慮が払つてある。

4-3 ローターケーシング (5)

ブレードを支持し、これに廻転運動を与えるものである。またこの中にはローターケーシング廻転中にブレードに揺動運動をさせるためのブレード操作機構が潤滑油中に浸されて装備されている。当ケーシングは鋼板溶接構造であるが、絶えず海水中に浸されている故電解腐蝕を防ぐために、その底部には保護亜鉛板をもつとも効果的な位置に数カ所取り付けられている。

4-4 ブレード操作機構

ローターケーシングの廻転中に4枚のブレードをしてもつとも有効な揚力を発生するように揺動させるためのものであるが、本機構は西逸 Voith 社永年の経験に基づき苦心の結果決定したもので、サーボモータ (12) の力により操作ロッド (9) を介して任意の偏心率を得ることが出来るようになってきている。

4-5 減速機構

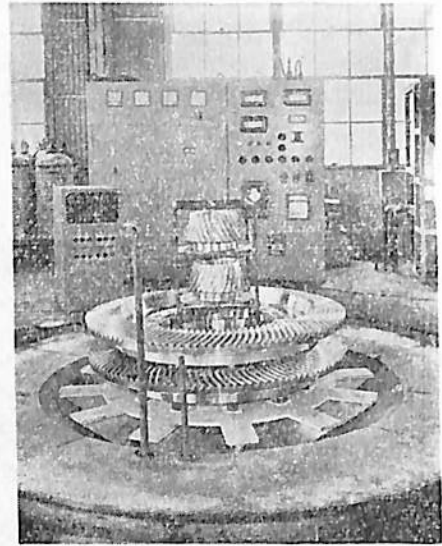
ブレードに流入する水流の速度等、ブレードにもつとも効率良く揚力を発生せしめるに関係する種々の要素を考える時、ローターケーシングの最適の回転数は駆動機関回転数より小さいので騒音の小さいスパイラルベベルによる歯車減速機構が設けられている。このためのベベルギヤ (3) およびピニオン (2) は精密な機械加工後専用の大型窒化炉にて窒化を行い (第7図の写真参照) 充分な歯面強度を与えている。

4-6 駆動スリーブ (4)

ベベルギヤからの回転力をローターケーシングに伝えるための駆動スリーブは、炭素鋼鍛鋼製で、充分な強度を有するものとしてある。

4-7 ケーシング (20) (14)

ケーシングは上下2つ割の鋼板および鋳鋼の溶接構造



第7図 窒化炉および自動制御盤

で互にフランジで結合し、下部ケーシング (20) に設けたフランジで船底に固定するようになってきている。下部ケーシングは減速歯車のケーシングであると同時に潤滑油タンクを形成し、外部には潤滑用および操作用の油圧を発生するギヤポンプ (13) およびオイルストレナを内蔵する圧力調整用のリリーフバルブ (25) を備えている。また、上部ケーシングには変速用および操舵用の両サーボモータ (12) が互に90°の方向で取付られ、サーボモータピストンロッド (11) と操作ロッド (9) との間の連結ロッド (10) を内蔵し、上面には偏心率を示すプラスチック製の目盛板 (26) を取付けている。

4-8 サーボモータ (12)

上部ケーシングに互に90°の方向で取付られている変速および操舵用の各サーボモータは、上部ケーシング内にある操舵用、変速用の各レバーを動かすことにより、配圧弁が操作され、それに応じてサーボモータピストンロッド (11) がストロークし、連結ロッド (10)、操作ロッド (9)、駆動プレート (16, 17)、連結ロッド (8)、操作アーム (7)、等を経てブレードに所望の偏心を与えるようになってきている。また、上記操舵、変速レバーはリンクによつて船橋および船橋上部の制御台 (通常コントロールスタンドと称す…第5図参照) に連結され、そこから遠隔操縦することが出来る。

また、船が進行中急激に操作ハンドルを動かして横方向に大きな推力を働かせるとプロペラに対して過大な負荷が加わると同時に船が大きく傾いて、転覆の危険があるので、このため変速用、操舵用の両サーボモータを互にリンクで連繋し、操舵用サーボモータの動きにより、

変速用サーボモータのストロークが自動的に戻るような構造としてある。

5. 試験結果

5-1 工場内試験

本プロペラ組立完成後は当社川崎工場内に新しく設備された富士 Voith Schneider Propeller 専用ピットにおいて充分なる慣らし運転（第8図の写真参照）の後、種々の試験および測定検査が行われた。中でも水密試験は本プロペラの性質上特に厳密に行われた。

試験結果および得られた諸特性はいずれも Voith 社におけるそれと比較して充分遜色のないものであつた。

5-2. 海上試運転

日東運輸 K.K. 向 K.K. 大阪造船所建造の曳船、大鳳丸（110噸）（第9図の写真参照）に搭載された当富士 Voith Schneider Propeller 第1, 2号機の海上公試運転結果は充分満足出来るものであつた。その運転結果の一部を紹介すると次の通りである。



第8図 専用ピットにて慣らし運転中の富士 Voith Schneider Propeller



第9図 大鳳丸 全景

(a) 速力試験成績

施行年月日 ; 昭和36年8月24日

施行場所 ; 神戸沖

天候 ; 晴天

気温 ; 32°C

水温 ; 26.7°C

海上の状態 ; 小波

駆動機出力	速力(ノット)
1/4	8.856 (平均)
2/4	10.513 (〃)
3/4	11.742 (〃)
4/4	12.182 (〃)

(b) 前後進試験成績

試験状態 ; (a) と同じ、ただし、

風向および風速 ; 9.7 m/sec.

(b)-1. 4/4 出力にて前進航走中 3/4 出力後進を発令する。

後進発令より速度桿を原動機に過負荷の掛らぬよう 3/4 出力後進まで持つて行くに要した時間

..... 14 秒 0

後進発令より船体停止までの所要時間

..... 22 秒 6

後進発令より船体停止までの航走距離

..... 約 70 m

後進発令より 3/4 出力後進航走整定までの所要時間

..... 35 秒 1

後進発令より 3/4 出力後進航走整定までの航走距離

..... 約 140 m

(b)-2. 3/4 出力後進航走中 4/4 出力前進を発令する。

前進発令より原動機に過負荷の掛らぬよう速度桿を 4/4 出力前進まで持つて行くに要した時間

..... 21 秒 4

前進発令より船体停止までの所要時間

..... 22 秒 8

前進発令より船体停止までの航走距離

..... 約 105 m

船体停止より 4/4 出力前進航走整定までの所要時間

..... 22 秒 6

船体停止より 4/4 出力前進航走整定までの航走距離

..... 約 168 m

(c) 旋回力試験成績

試験状態 ; (a) と同じ、ただし

風向および風速 ; 11.8 m/sec.

(c)-1. 3/4 出力にて 前進航走中 速度桿をニュートラルに戻し、操縦輪を一杯にとり旋回

発 令	所 要 時 間	
	右旋回	左旋回
速度桿をニュートラルまで戻すに要した時間	1 秒 5	1 秒 1
操縦輪を一杯に取るに要した時間	6 秒 2	4 秒 3
90° 回 頭	15 秒 4	19 秒 4
180° 回 頭	23 秒 2	25 秒 8
270° 回 頭	30 秒 2	31 秒 2
360° 回 頭	37 秒 2	38 秒 8
最大傾斜角	左舷 19°	右舷 26°

(c)-2. 船体停止状態にて操縦輪を一杯にとり旋回

発 令	所 要 時 間	
	右旋回	左旋回
操縦輪取り終り	2 秒 2	3 秒 2
90° 回 頭	11 秒 2	10 秒 8
180° 回 頭	18 秒 4	17 秒 8
270° 回 頭	25 秒 6	24 秒 6
360° 回 頭	32 秒 8	31 秒 2
最大傾斜角	右舷 7°	左舷 5°

(d) 繫留曳航試験成績

施行年月日 ; 昭和 36 年 8 月 25 日

施行場所 ; 大阪造船所機装工場

天 候 ; 晴 天

風向および風速 ; $\left[\square \right] \leftarrow 30 \text{ m/sec}$

潮 流 ; 無 し

海上の状態 ; 静 穏

気 温 ; 32.0°C

水 温 ; 27.0°C

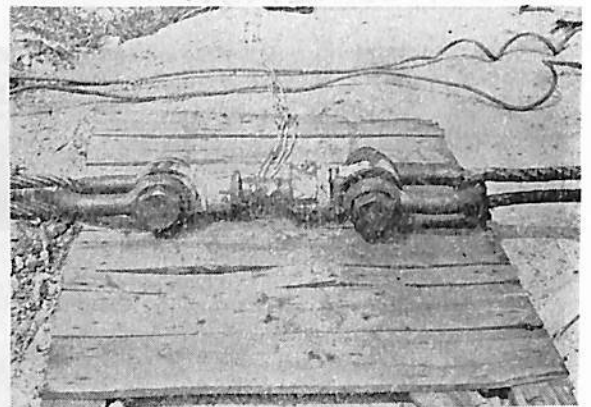
試験方法 ;

本船を陸岸の Bollard に繫留し Tow rope に Strain gauge を貼付したる Test piece を連結し、主機の各出力に対して、それぞれ Strain meter により Test piece の伸びを計測し、曳航力を求めた。(第 10 図および第 11 図の写真参照)

主機出力	曳 航 力
1/4	3.75 t
2/4	6.84 t
3/4	9.24 t
4/4	11.15 t



第 10 図 繫留曳航試験風景



第 11 図 曳航試験中の Strain gauge

6. 結 言

以上、純国産材料による Pusher type 富士 Voith Schneider propeller 第 1 および 2 号機の概要を紹介したが、第 5 項の試験結果にも見る通りその性能は西独逸 Voith 社製品に比して充分遜色のないものであることが実証された。ただ、残された唯一の問題点は耐久性の問題であるが、これははつきりしたことは 1 年後の定期分解点検を見る他ないが、当社における材料検査、製造中検査、等の資料から見て、充分なる耐久性を有すると断言出来ると思う。

現在、当社は引続いて、この外に、

18 E 型 (Pusher type)	4 隻分計 8 台
20 E 型 (Pusher type)	1 隻分計 2 台
20 E 型 (Tractor type)	1 隻分計 2 台

24 E 型 (Pusher type)..... 4 隻分計 8 台
の合計 10 隻分, 20 台の富士 Voith Schneider Propeller を製造中であるが, 当プロペラ搭載船には,

1. 駆動機関は一定回転方向で良く, 何ら逆転装置を必要とせず, しかも回転数は一定に保てば良いので駆動機関を最高効率で使用出来る。
 2. 方向転換が徹底的に自由である。
 3. 船橋において操舵者が可逆の推進を一人でしかも迅速確実に行うことが出来る。
 4. 潮流および河流のある場合, および風の吹いている場合といえども自力で船を任意の位置にしかも任意の方向に保つことが出来, また任意の角度を保つまま船を動かすことが出来る。
 5. 堪航性が普通のスクリュ-プロペラ船に比して著しく大である。
 6. 船体構造を簡略化出来るので, 当プロペラを装備した場合でも総合船価は普通のスクリュ-プロペラ船とさして変わらない。
- 等々, の多くの優れた点を有することからして, 今後当プロペラの需要は増加するものと考えられ, 当社は技師を Voith に派遣させる等, 鋭意その体制を強化しつつある。

最後に, 本稿のために種々貴重な資料を御提供下さるとともに御助言賜った. K. K. 大阪造船所関係各位に対し深く謝意を表する次第である。

(1194 頁よりつづく)

以上の荷重分布より生ずる剪断および曲げモーメントを K・22, K・23 図に示してある。船底圧力は K・3 図に示す通りで, また甲板, 側板荷重は

上甲板—320 lbs/ft²

下甲板—燃料 19ft の水圧

側板—上甲板までの水圧

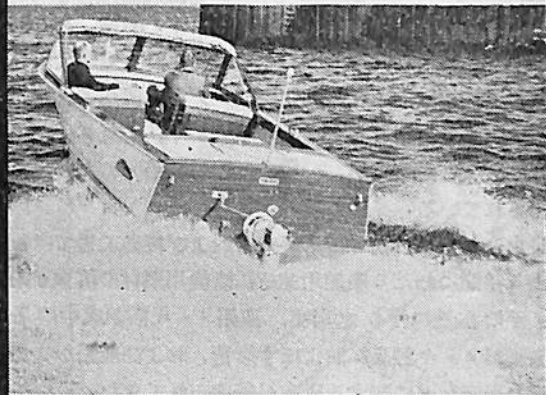
第八章 重量評価

詳細な重量計算がなされた結果, 重量比として 0.17 を得ている。

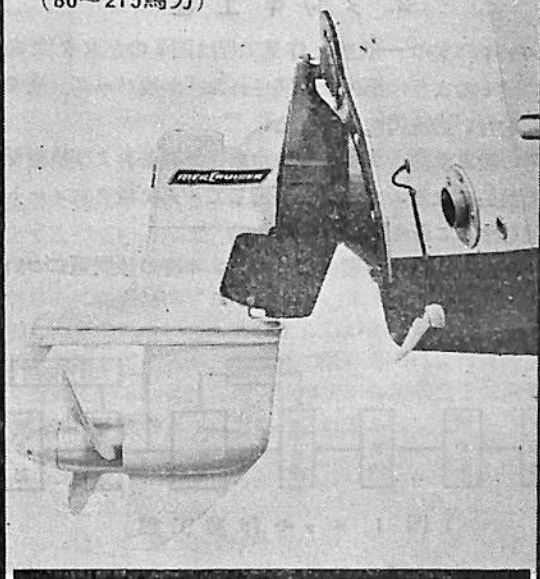
第九章 結 論

- (i) 波浪衝撃荷重とこれによる船底圧力は, 船体構造設計を決定づける。
- (ii) 滑走艇の設計に用いられた荷重見積り法は波浪衝撃状態に対しては水中翼船体に適用できる。
- (iii) 構造材料としてはアルミニウムが唯一のものである。
- (iv) 総重量 100~3000 吨の範囲では, 重量比は約 15% と見てよい。(続く)

GRAYMARINE STERN-DRIVE MERCUISER



6~8メートルのボートには, 経済的で
機動力のあるグレイマリン・スタン・ド
ライブエンヂンを!!
(80~215馬力)



GRAY MARINE MOTOR 社

日本総代理店



日米自動車株式会社

東京: 中央区京橋 2 丁目 5 番地
電話 (561) 3267・7093・6035・3078
大阪: 北区曾根崎新地 2~24 番地
電話 (36) 8 8 3 1 (代)

溶融亜鉛メッキについて

灰谷 政彦
日立造船株式会社 技術研究所
第一研究室

1. 緒 言

鋼材は長年月大気中で使用すると水分、酸素、あるいは酸類のために腐食を受ける。この長年月大気腐食から鋼材を経済的に守るために、亜鉛メッキが使用される。亜鉛メッキの方法としては、溶融メッキ、電気メッキおよび溶射などがあるが、一般には溶融亜鉛メッキが多く使用されている。

日立造船株式会社の技術研究所および桜島工場では、過去3年間にわたり船舶用並びに陸機用鋼材の溶融亜鉛メッキの酸洗に伴う水素量、亜鉛メッキ浴組成中の各種金属がメッキ製品におよぼす影響、および亜鉛めかけ鋼材の選定などに関する研究が続けられてきた。

ここにその一端を取りまとめて内外の資料とあわせてのべることにする。

2. メッキ工程

メッキ作業の一般的な作業工程は図1のとおりである。図1のように鋼材は加熱された「か性ソーダ」液で脱脂を行い酸洗槽に送られる。

その後水洗、フラックス塗布、メッキおよび検査を経て製品になる。また必要に応じてメッキ後クロメート処理をすることもある。

以下酸洗から作業順に従ってメッキ時の諸問題についてのべる。

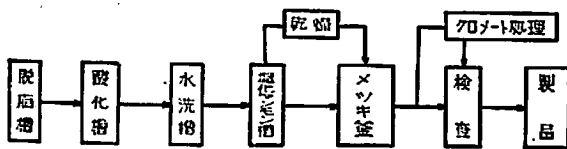
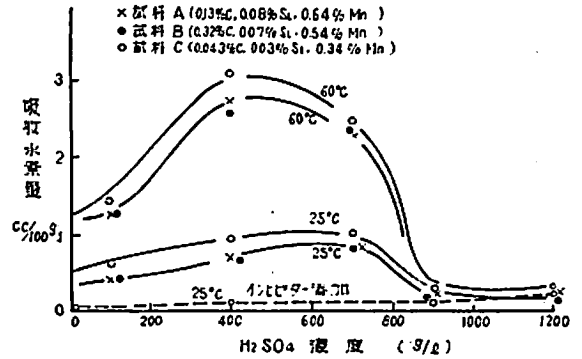


図1 メッキ作業工程

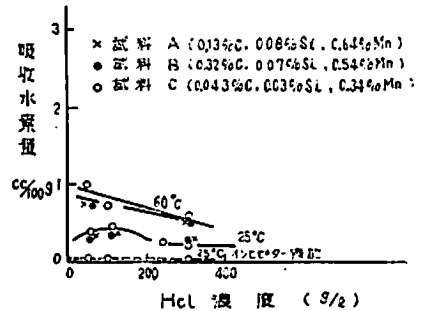
3. 酸 洗

酸洗の目的は、鋼材スケールの除去が主な目的となっており、時にはオーバーピッキングをして表面を荒し、メッキ亜鉛付着量を多くすることもある。酸洗に使用される酸は、かつては硫酸が使われたこともあるが、筆者の実験によると図2の(a)および(b)に示すように、硫酸は塩酸と比較して同一濃度において約2倍の水素吸収量が認められる。

なお図2の(a)および(b)のようにインヒビターを添加すると、ほとんど水素の吸収はないので、普通はイ



(a) 硫酸酸洗時に吸収される水素量



(b) 塩酸酸洗時に吸収される水素量

図2 酸洗時に吸収される水素量

ンヒビターを少量添加した5%程度の塩酸で酸洗をしている。

酸洗効果は、酸中に鉄イオンが少量存在した方がよいという報告がある。¹⁾

一般に酸中に鉄イオンが少量存在すると酸洗の促進作用がよくなることになる。

4. 亜鉛浴組成

溶融亜鉛用メッキ地金としては、電気亜鉛、蒸溜亜鉛、場合によっては、再生地金が使用される。表1は、JIS H 2107 に規定された地金の組成である。

亜鉛浴中の金属としては、使用地金より混入する鉛、カドミウムおよびかまの底に敷く鉛が1%程度入ってくる。

その外にある目的で添加するアルミニウム、すず、アンチモンなどがある。筆者が実験したこれら添加諸元素の流動性、付着量および耐食性に対する影響は次のとおりである。

表 1 【各種亜鉛地金の組成】

	Zn	Pb	Fe	Ld	Sn
最純亜鉛地金	99.99 以上	0.007 以下	0.005 以下	0.004 以下	0.003 以下
電気亜鉛特種	99.98	0.010	0.01	0.005	—
〃 1種	99.96	0.020	0.015	0.005	—
〃 2種	99.92	0.035	0.035	0.02	—
蒸溜亜鉛1種	98.50	1.30	0.025	0.40	—
〃 2種	98.00	1.80	0.1	0.50	—

4.1. 流動性と付着量との関係

流動性試験に関しては、特に定められた試験方法がないので図3に示すような、勾配 $\frac{38}{1000}$ で幅 10mm の矩形断面のミソのある金型を作り、溶融資料 100g を A の箇所に注入し、その流れた長さをもつて表示した。

450, 500, 550 および 600°C より注入した各組成の亜鉛浴の流動性は、図4に示すとおりである。図4でわかるように、注入温度が高いと流動性はよく、また添加金属別にみると、鉄のような高融点の金属を含有すると著しく流動性を害する。これに反して低融点の金属添加は、流動性を良好にしている。

付着量は、450, 480, 500, 550 および 600°C に保持された亜鉛浴中に 0.2mm 厚の極軟鋼板を、60, 90, 120 および 180 分浸漬後取出し化学テンピンにて重量を測定し、浸漬後の重量からはじめの試験片の重量を差引いた重量をもつて表示した。

種々の浴温に対する付着量とメッキ浴中浸漬時間との関係は、図5に示すようにメッキ時間が長いほど付着量は多く、また浴温に対する付着量との関係は、浴温の高い方が付着量は少ない。

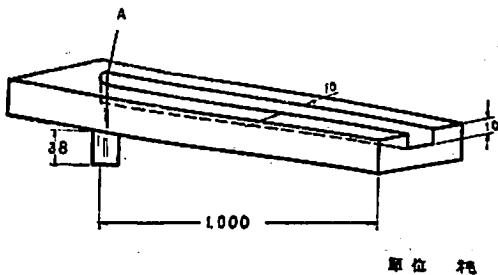


図 3 流動性測定装置

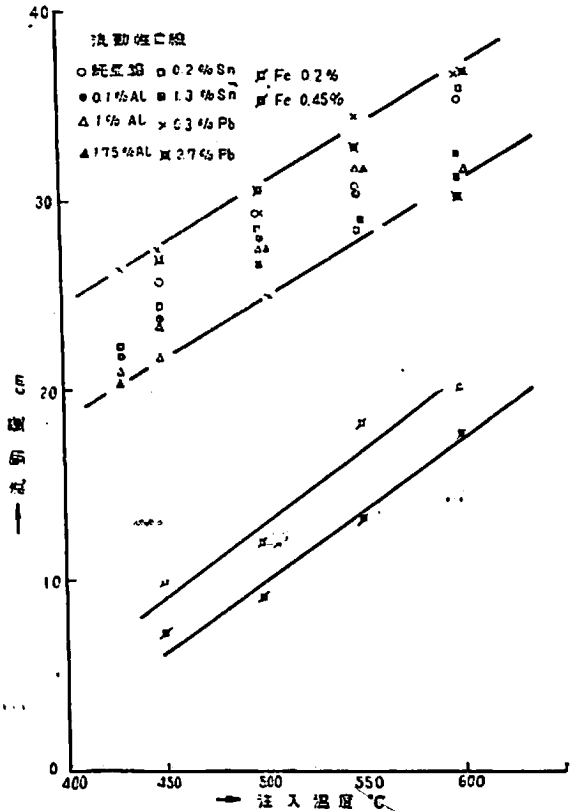


図 4 各種亜鉛浴組成の注入温度と流動量の関係

従つて先にのべたように浴の注入温度が高い程流動性がよくなつているので、流動性のよいもの程メッキ付着量は少なくなることになる。

さらに亜鉛浴にアルミニウム、すず、鉛および鉄を添加したものについても実験をしたが紙面の関係上実験結果は省略してあるが、流動性の悪いものは、付着量が多くなつてい。これらの実験事実から流動性と付着量との関係は、次のようにならわされる。

$$Q = A - \frac{1}{80} L$$

ここに

Q: 付着量 g/m²

L: 流動量 cm

A: 定数

A の値は、表2のような数値と考えると実験結果とよく一致する。

表 2 定数

メッキ時間 (秒)	A の値
60	0.35
90	0.3625
120	0.375
180	0.4125

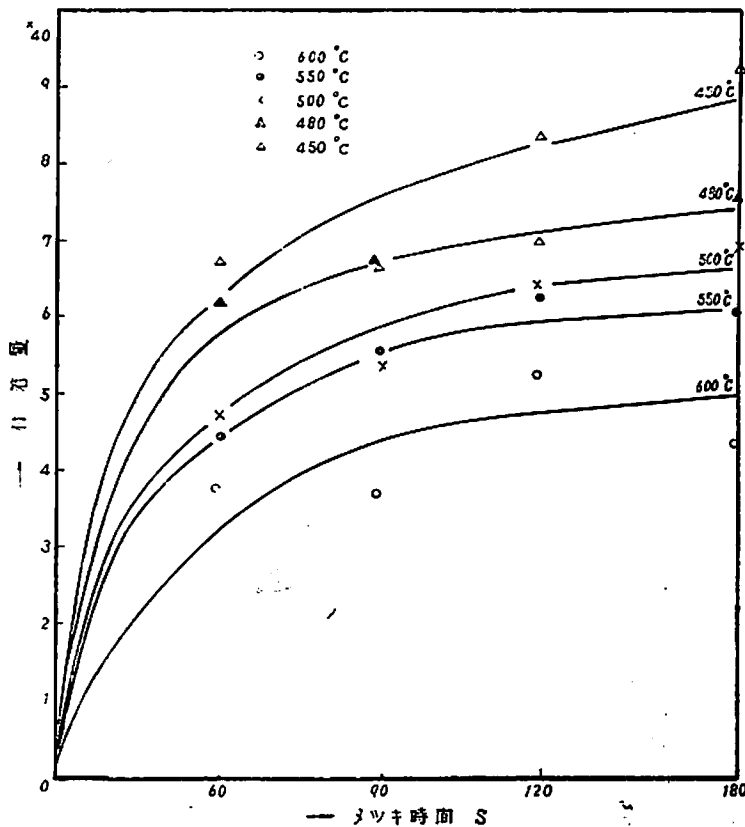


図 5 電気亜鉛浴のメッキ時間と付着量の関係

4.2. 耐食性試験

図 6 および図 7 は、各種添加金属を含む浴組成でメッキした鋼板の塩水および水道水に対する腐食試験の結果である。

図 6 および図 7 に見られるように、いずれの金属も添加されることによつて純亜鉛浴でメッキしたものよりも耐食性が落ち好ましくないが、ただ水道水に対しては、少量のアルミニウムを含む浴組成のものは耐食性がよくなるようである。

4.3. 亜鉛浴中に混入する添加金属の影響

(a) 鉛と鉄

亜鉛メッキ作業時に混入する金属として鉛と鉄が考えられるが、これらのメッキに対する影響について述べる。

まず鉛についてであるが、全亜鉛法および鉛-亜鉛法両者共にドロソがかまの底に焼けつくのを防止するため鉛を敷

ている。そのため亜鉛浴は作業温度における溶解度まで鉛をとかしている。その量は大体 1.0~1.4% である。

メッキ浴中に鉛が存在すると図 4 からわかるように流動量は多くなり従つて単位面積当りのメッキ付着量が少なくなり、メッキの付着率がよくなる。また塩水および水道水に対する耐食性も純亜鉛浴でメッキした場合と比較すると、図 6 および図 7 よりわかるように、水道水に対しては、あまり差はないが、塩水に対しては、耐食性が若干悪くなつている。しかし他の添加元素に比較するとその影響は、極めて少ない。

つぎに鉄についてであるが、メッキ浴中の鉄分は、かまの鋼材およびメッキ鋼材の鉄分がメッキ浴中に溶解するため防ぎえず、普通メッキ浴中には、0.01% 含まれている。

先の付着量と流動量との関係の項でものべたように、鉄を亜鉛浴に 0.2~0.45% 添加することにより、純亜鉛浴およびアルミニウム、すず、鉛を添加したものより流動量は著しく減じ(図 4 参照)付着量を増大し、かつ耐食性は鉄分が増加すると急激に劣下することを述べたが 0.01% 程度なら図 6 および図 7 から推測してあまり影響ないものと思われる。

また熔融亜鉛に対する鉄の溶解度を越えると鉄は次第

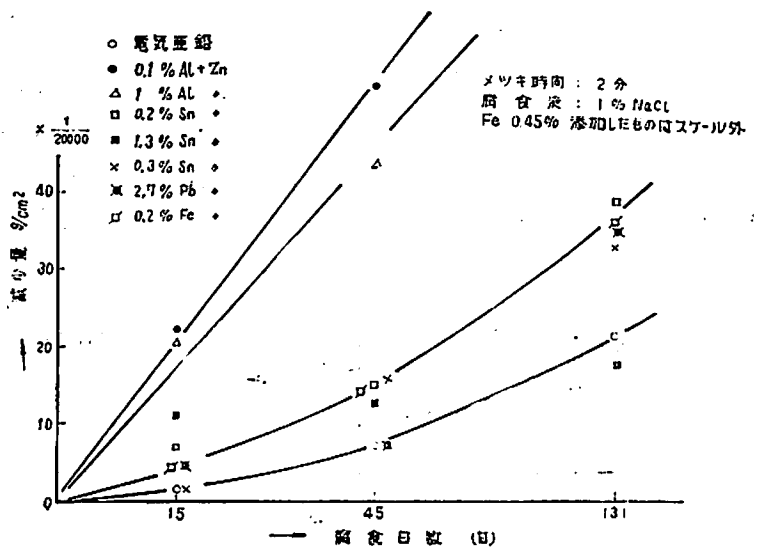


図 6 塩水浸漬結果

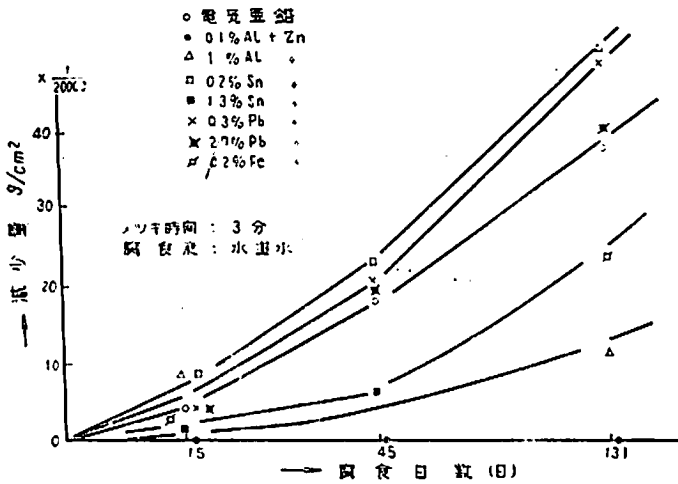


図7 水道水漬結果

に沈み、ドロスを形成する。

当社桜島工場のドロスを分析した結果では、0.4%の鉄を混入していた。

(b) すず

すずは、メッキ浴に添加された場合、流動量は純亜鉛浴とほとんど変わらず(図4参照)耐食性においては、水道水および塩水に対して純亜鉛浴よりもすずを添加した浴は若干悪いようであるが、他の添加元素に比較するとその影響は極めて少ない。

またすずを添加することにより、亜鉛メッキ膜に華模様ができるが、亜鉛メッキ膜を表面から見た場合、華模様を呈することは、メッキ製品の商品価値を著るしく向上すると思われるので、安定した華を生じさせる一方法としてすずを添加すればよい。

一般に状態図においても溶融相と固相の共存範囲の広いものが核生成の生産過程を進行させるものと考えられる。図8は、Sn-Znの状態図²⁾であるが、図8に見られるように液相+固相領域の亜鉛側の温度範囲が広い。このことから上述の華模様を得るためすずをメッキ浴中に添加するという方法は、非常に有効であることがわかる。

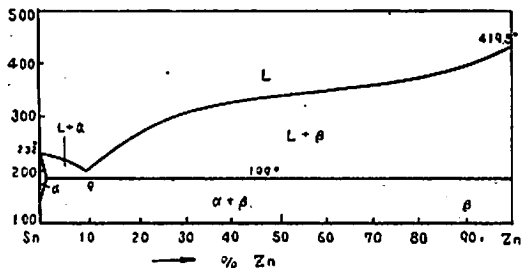


図8 Sn-Zn系状態図

(c) アルミニウム

アルミニウム添加の目的は、メッキ光沢の向上ならびに合金層の発達を少なくすると考えられる。

また白錆の発生は亜鉛メッキ製品によく見られる現象であるが、特にアルミニウムを添加した場合に顕著に現われる。この白錆に対しては、H. Bablic³⁾によると製品の防食および機械的性質に関しては、心配はないという結果が得られる。

5. 亜鉛が管用鋼材について

亜鉛メッキに使用するかまの材料には、従来から炭素鋼として強制脱酸の行なわれていたボイラー鋼板のようなものを使用すればよいと考えられていた。しかしこの材料をかま材として使用した場合の溶融亜鉛に対する耐食性に関しては、必ずしも良好とはいえないようである。図9は600°Cに保持した亜鉛浴に5, 10, および15時間浸漬した場合に侵食される侵食量を示したものであるが、強制脱酸をしていない一般構造用圧延鋼材(2)および(3)やマンガン量の比較的高いボイラー鋼板は、侵食量が大であるが、炭素量の低い低炭素鋼およびマンガン量の低い一般構造用圧延鋼材(1)は、侵食量が少ない。図10は、種々の鋼種の鋼板を種々のメッキ浴温度に10時間浸漬した場合の

表3 試験材料分析結果

図記号	材料名	化学成分 %							
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
α	18-8ステンレス鋼	0.025	0.44	1.41	—	—	884	17.86	—
○	18-8ステンレス鋼	0.027	0.63	1.31	—	—	0.17	18.99	—
□	13クロム鋼	0.027	0.40	0.55	—	—	—	12.40	—
×	18-877777鋼(MOX)	0.038	0.14	1.58	—	—	1243	17.86	2.28
×	18-877777鋼(MOX)	0.078	0.49	1.45	—	—	1243	18.08	2.08
×	25%クロム鋼	0.110	0.34	0.65	—	—	—	24.71	—
△	18-8ステンレス鋼	0.061	0.44	1.52	—	—	10.77	18.17	—
△	25-20ステンレス鋼	0.078	1.60	1.83	—	—	19.05	25.10	—
△	高抗歪力鋼	0.16	0.45	1.11	0.018	0.018	—	—	—
△	一般構造用圧延鋼材(1)	0.18	0.01	0.38	0.016	0.020	—	—	—
△	炭素鋼(50%炭素鋼)	0.27	0.23	0.60	0.038	0.025	7.6	—	—
△	鋼	2.41	0.78	0.73	0.073	0.082	0.072	0.18	—
×	低炭素鋼	0.06	0.20	0.49	0.025	0.010	—	—	—
□	低炭素鋼	0.052	0.20	0.37	0.022	0.010	—	—	—
△	Ni-Cr鋼 SNC	0.30	0.26	0.50	0.024	0.014	26.3	0.92	—
△	一般構造用圧延鋼材(2)	0.15	—	0.50	0.018	0.016	—	—	—
○	一般構造用圧延鋼材(3)	0.18	—	0.48	0.018	0.022	—	—	—
○	ボイラー鋼板	0.17	0.29	0.80	0.019	0.028	—	—	—
○	高抗歪力鋼	—	—	—	—	—	—	—	—

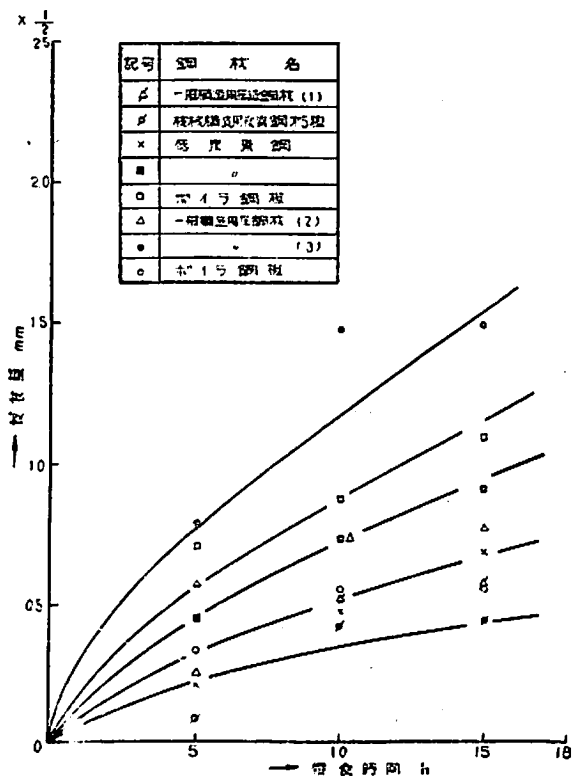


図 9 各種鋼板を電気亜鉛浴に浸漬した場合の侵食時間と侵食量の関係 (浴温度 600°C)

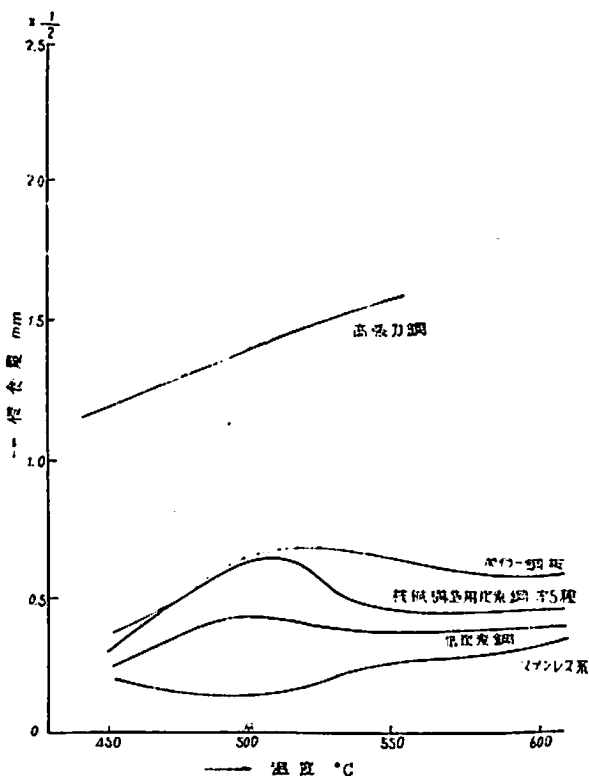


図 10 各種温度に 10 時間浸漬した場合の侵食量と浸漬温度との関係

侵食量を示したものであるが、図からわかるように、一般の鋼板においては、メッキ浴温 500°C 前後において侵食量の最大値を示している。また侵食量を各鋼種についてまとめてみるとマンガン量の多い高張力鋼は侵食量が著しいが、炭素量の低い低炭素鋼は侵食が少ない。

以上の実験事実から次のことが結論される⁴⁾

- (1) 鋼材炭素量は低い方が溶融亜鉛による侵食は少ない。
- (2) 脱炭鋼の方が溶融亜鉛による侵食が少ない。しかしながら珪素の存在は耐食性を悪くする。
- (3) 炭素鋼は、500°C において特に侵食が著しい。

この原因は、図 11 の Fe-Zn 系状態図¹⁾ で高亜鉛側に $L + \delta_1 \rightleftharpoons \zeta$ なる包晶反応が存在し、これが 495°C に相当しており、このため Fe-Zn 反応を促進し侵食が著しくなると考えられる。

一般に鋼材が溶融亜鉛によつて侵食されるのは、まず合金層の生成からはじまるが、ここに鉄と亜鉛の反応により生成された典型的な合金層を

表示すると、写真 1 のごとくである。写真 1 は、500°C に加熱された溶融亜鉛浴に電解鉄を浸漬後取出して倍率 100 倍の顕微鏡組織であるが、 α , Γ , δ , ζ , η の各合金層が見られる。

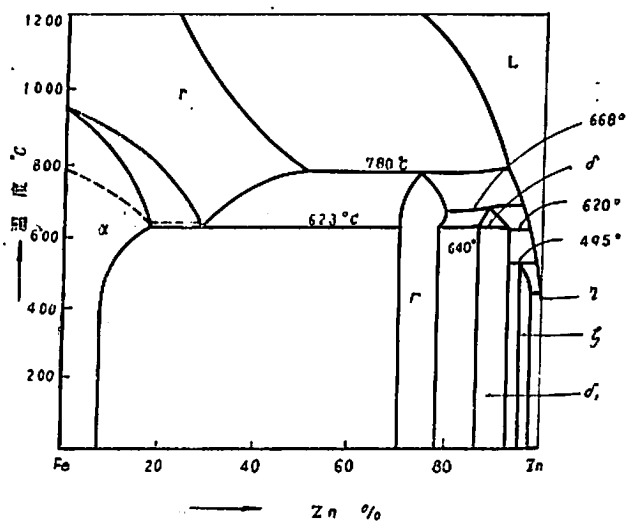


図 11 Fe-Zn 状態図

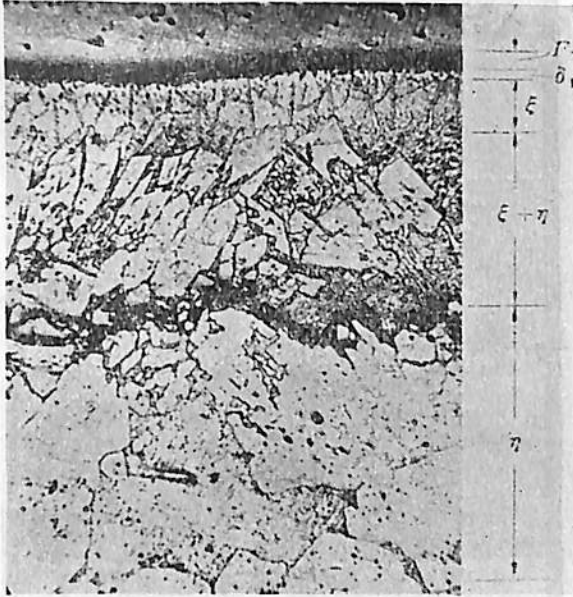


写真 1 電解鉄を 500°C の電気亜鉛浴に浸漬した場合の合金層の状態 (×100)

6. ドロス生成層による侵食からメッキがま保護構造について

メッキ時には、溶融亜鉛中に鉄がとけこみ、亜鉛に対する鉄の溶解度を越えると、酸化鉄となり下に沈みドロスを生成する。このようにして生成されたドロスのたまる部分で亜鉛かまの侵食は局部的に行なわれる。従つて、この部分を侵食より保護すれば、かまは経済的に使用可能である。このため一部の会社では、図12に示すような底なしの内がまを使用することにより、ドロスとメッキがまとの接触を断つている。

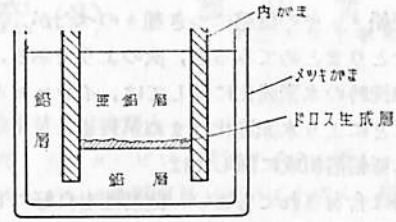


図 12 2重メッキがま構造

内がまとメッキがまとは、ボルトによりそれぞれかまの上部を固定しているだけであるから内がまが使用不能になるまで侵食を受ければ、この取り換えは簡単である。

7. クロメート処理について

クロメート処理はメッキ膜の色彩、および光沢を良好にし、かつ耐食性を向上させ商品価値をよくするので、しばしば使用される。

亜鉛メッキしたものを、クロム酸を主体とした処理液に入れると、クロム酸の高い濃度の時には、化学反応の生成物として皮膜を生じ、クロム酸の低い濃度の時には、化学研磨され光沢皮膜となる。

高濃度処理液⁵⁾としては、無水クロム酸を 80g/l、これに硫酸を適量に加えたものを使用している。これらの処理をした亜鉛は、表4に示すように防食性能を飛躍的に向上し、かつ亜鉛メッキの光沢を美しくしている。

また当社桜島工場においても亜鉛メッキ浴でメッキ後、ただちにクロメート処理浴と冷却用浴兼用の重クロム酸ソーダ溶液中(浴温40~50°C)に浸漬し、メッキされた鋼材が浴温近くまで冷却された頃取出し、流水中で洗滌後乾燥しているが、亜鉛の表面に、クロム酸亜鉛の皮膜を生じ、耐食性も増大しているようである。

表 4 各種表面処理の比較⁵⁾

表面処理	塩水噴霧試験後の状態	耐硝酸アンモン試験時間	180° 曲げ試験	マルテンス引張硬度
亜鉛クロメート処理	変化を認めない	10分以上	異常なし	約 55
銅-ニッケルメッキ	わずかに発錆		〃	約 65
ニッケル銅ニッケルメッキ	全面に発錆		〃	〃
ニッケル-カドミウム-ニッケルメッキ	光沢を失う		〃	〃
亜鉛メッキ	一面に白色粉末を生じ一部発錆	30~45秒	〃	50~55
亜鉛メタリコン (0.1 mm)	一面に白色粉末	約1分30秒	はがれを生ずる	
溶融亜鉛メッキ	〃	約1分	はがれを生ずることがある	
パーカライジング	発錆		はがれを生ずる	
ガルバナー (亜鉛末ペイント)	ふくれを生じその部分で発錆		〃	25~35
ラッカ	〃			25~45
亜鉛クロメート塗料	〃			25~35

8. 結 言

以上亜鉛メッキの概略につき種々のべたが、ここに要点のみをとりまとめてみると、次のようである。

まず酸洗時の水素脆化に関しては、インヒビターを添加することにより水素脆化はまぬがれる。

つぎに亜鉛浴組成に関しては

(1) 鉛は含有されてもよい。流動性を良好にし、塩水および水道水に対する耐食性も純亜鉛の場合とあまり変わらない。

(2) 鉄は亜鉛浴中には可及的に少ない方が望ましく、流動性を減じ、付着量を増大し、塩水に対する耐食性を悪くする。

(3) すずも流動量および付着量とも純亜鉛浴の場合とあまり変わらない。

またすずをメッキ浴に添加することは華の生成にはきわめて有効である。

(4) アルミニウムを添加することによりメッキの光沢を向上させるとともに合金層の発達を少なくするからアルミニウムの添加はよい。

最後に、亜鉛浴に侵されがたく、かつ寿命を長く保持するために選ぶ亜鉛がま用鋼種に関しては、

(1) 炭素量の低い鋼種がよい。

(2) 強制脱酸をした鋼は、耐食性はよいが、珪素量の多いものは、侵されやすい。

(3) マンガン量の多いものは、耐食性がよくない。

また、耐食性を増しかつ亜鉛メッキ表面の美観を向上させるために亜鉛メッキ後クロメート処理を施すことは有効である。

なお今後に残る問題としては、亜鉛メッキの品質管理の問題があると考えられる。

参 考 文 献

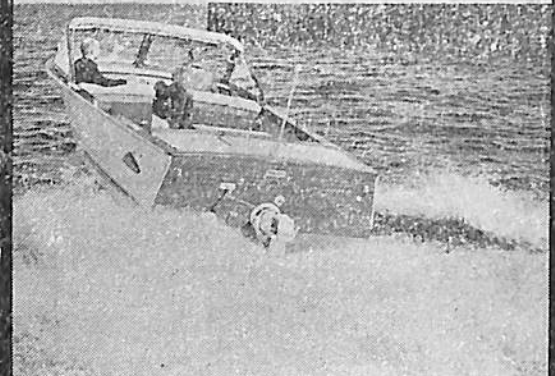
- 1) 金属表面技術便覧：金属表面技術協会編，日刊工業発行。
- 2) 二元合金の標準状態図：日刊工業新聞社。
- 3) H. Bablic: Galvanizing 3rd. Ed. (1950).
- 4) 中村，山根：日立造船技報，21巻(昭35)4号。
- 5) 亜鉛メッキのクロメート処理：表面処理研究会編，科学新興社発行。

天 然 社 刊

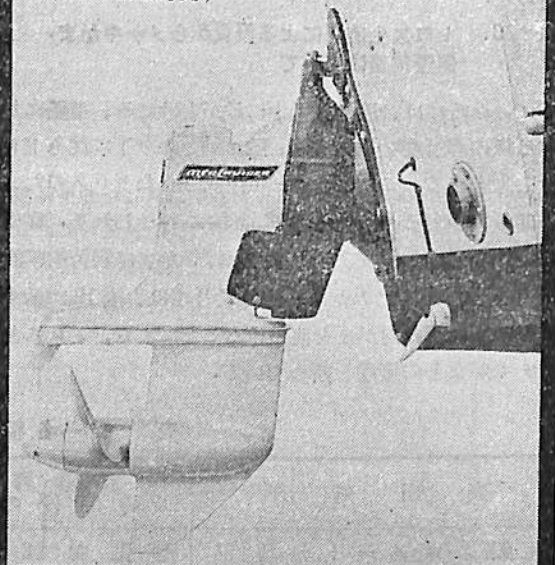
気 象 辞 典 (増補版)

監 修 和達清夫・福井英一郎・畠山久一郎
編集委員 伊東暎自・中原孫吉
天然社気象辞典編集部編
8ホ2段組 本文400頁，欧文索引24頁
附録60頁
定 価 1,200円(〒150)

GRAYMARINE STERN-DRIVE MERI RUISER



6～8メートルのボートには、経済的で機動力のあるグレイマリン・スタン・ドライブエンジンを!!
(80～215馬力)



GRAY MARINE MOTOR 社

日本総代理店



日米自動車株式会社

東京：中央区京橋2丁目5番地
電話(561)3267・7093・6035・3078
大阪：北区曾根崎新地2～24番地
電話(36)8831(代)

水中翼船に関する総合的研究 (3)

西山 哲 男
東北大学工学部

第VII部 推進動力

第一章 液体燃料機関

第一節 ディーゼル機関

水中翼船に適した軽重量機関として、高速ディーゼルと複合ディーゼル機関がある。

VII・1図に示す如く、機関重量は馬力の $3/2$ 乗に比例すると見てよく、燃料消費率は 0.36 lbs/IP. hr. としてある。

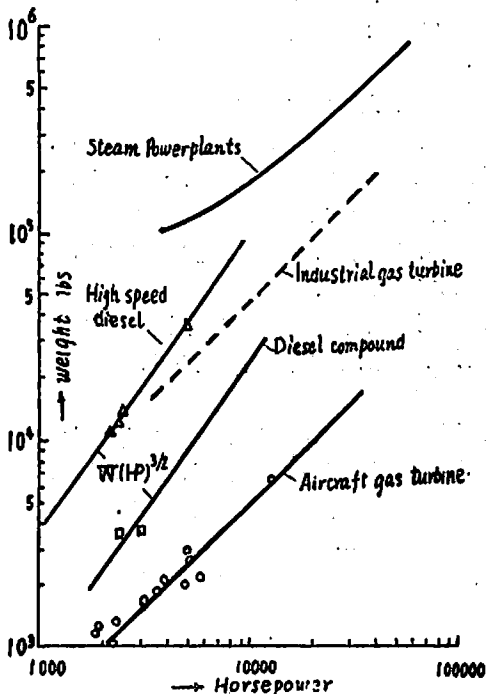
水中翼船への適用という見地より考えるとディーゼル機関は次の特性を持つている。

利点

1. 低燃料消費で、各種機関の中、最小値を有している。
2. 燃料消費率は、広範囲の荷重に亘り、ほぼ一定である。
3. 比較的安価な燃料を使用することができる。

欠点

1. 比較的重量が大、サイクルは高圧の山で作動し、往復動部分の慣性のため、高い振動応力をひき起し、これが構造重量を大にさせる。



第VII・1図 各種機関の重量

2. 構造複雑、維持費大

第二節 ガスタービン (開放サイクル型)

ガスタービンは機関重量が極めて小さく、燃料消費の大なることを償却するに十分である。

陸上用ガスタービンと航空用ガスタービンの二型式を検討して、その結果水中翼船の推進動力の見地より次の点を挙げている。

利点

1. 重量の小さいこと。
2. 比較的危険性のない燃料が用いられる。
3. 構造簡単で、維持が容易である。

欠点

1. 燃料消費率が大きい (約 0.55 lbs/IP. hr.)
2. 設計状態より外れると、燃料消費が極めて悪い。

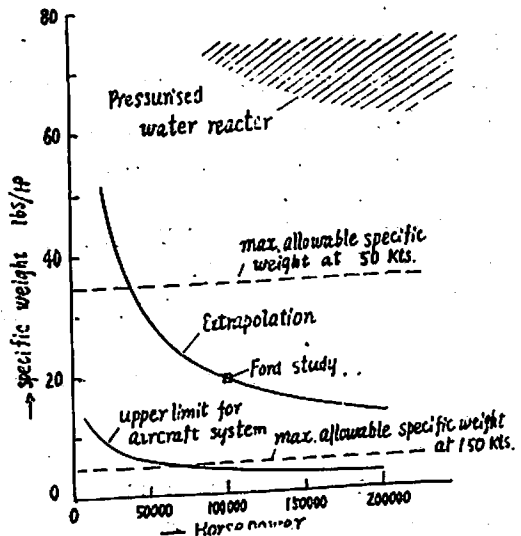
第三節 蒸気機関

VII・1図に明かな如く、現在利用できる最小重量の蒸気機関でも、水中翼船には余りに大に過ぎ、不適としてある。

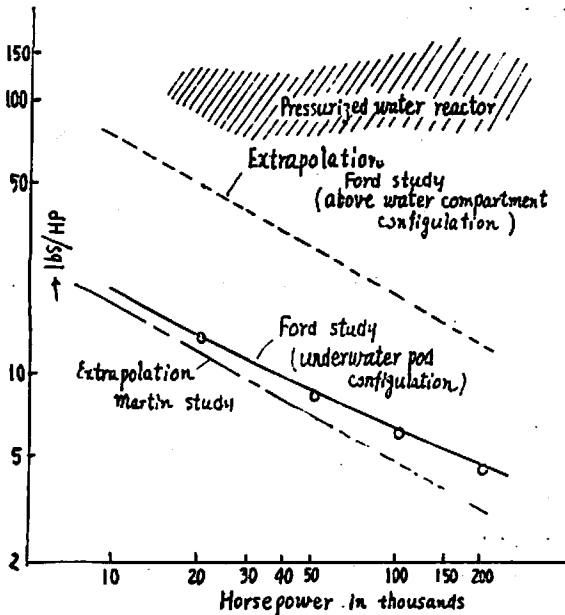
第四節 他型式機関

第二章 原子力機関

第VII・3図には各種原子力機関の比重量を示してある。これより現存する原子力機関は重量が大に過ぎることが分る。すなわち、50節で航走することを望むならば 35 lbs/IP を超える機関は価値がなく、150節を達成するには 5 lbs/IP が必要となる。



第VII・3図 各種原子力機関の比重量



第 VII・5 図 今後発展を予想される各種原子力機関の比重量

航空用原子力機関は 10 lbs/HP 以下ではあるが安全性の点から船用としては不適である。

水中翼船の推進動力から見れば、現在の船用原子力機関と航空用原子力機関とのほぼ中間にある重量特性を持つことが望ましく、今後の発展に期待される。すなわち、かかる軽量原子力機関は密閉型ガス空冷式で、今後十年内に実用に供されることになろう。第 VII・5 図には各種原子力機関の比重量が示してある。

第三章 結 論

液体燃料機関に対しては

- (1) 航空用ガスタービンは、一定の馬力に対して最小重量である。高速ディーゼル複合機関は二番目に選定されるが、甚だしく重量が大である。蒸気機関は水中翼船には適しない。
- (2) 高速ディーゼル複合機関は殆んど負荷に無関係な最小の燃料消費率を持つている。ガスタービンは負荷の減少とともに増加する燃料消費率を持つている。
- (3) 最適の液体燃料機関の選定は、機関と燃料の重量から決定されるべきである。

原子力機関に対しては

- (1) 水中翼船に適するには比重量が 15~35 lbs/HP の範囲になければならない。従つて、現段階の原子力機関では不十分である。

- (2) 水中翼船には密閉サイクル、ガス冷却型が適している。
- (3) 遮断重量は、自然遮断として海水を用いればかなり軽減することができる。

第四章 今後の必要研究

- (1) さし当り、水中翼船は液体燃料機関を使用するであろうから、その利用性と発展計画を立てるべきこと。
- (2) 軽量原子力機関の適応性と発展。

第 VIII 部 推進および動力伝達

第一章 推進装置

推進装置として持つべき特長は

- (1) 高効率 (2) 低重量 (3) 小型容積 (4) 機関および船体への適応性を挙げている。

第一節 噴流ノズル

ガス状の作働流体は、噴流ノズルを通り、熱エネルギーを直接推力に変換することができる。かかる装置の出口速度は、空中または水中推進器のそれに比し、かなり大きいので、低速船では低い効率しか得られない。例えば室温 2000°F 圧力比 20:1 の蒸気噴流は約 5600 ft/sec の出口速度を持ち、これは 200 節の水中翼船に対しては 5% 以下の効率になる。

かように極端な低効率のために水中翼船には不向きである。

第二節 原子力による噴流

原子力熱源は、水中ラムまたはターボジェットを駆動する蒸気を発生するのに使われる。すなわち、この装置は、加熱した後ノズルを通して蒸気として膨張せしめる反動部の中心部分を、水を通過せしめることにより推力を発生するのである。

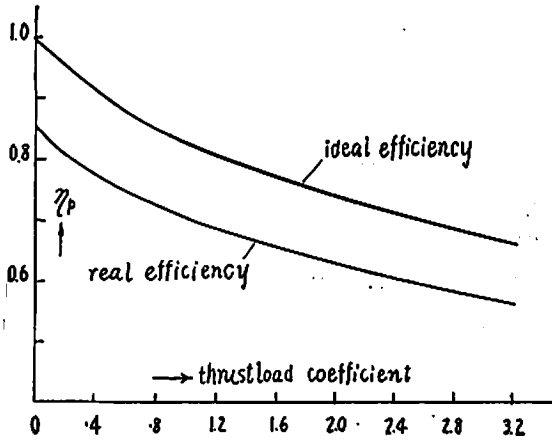
中心部分の蝕侵、汚損という問題から離れて、性能計算を行つた結果、最大熱効率は約 3% になることが分つた。

原子力による水中ターボまたはラムジェット動力装置では、中心部寸法従つて框の直径、重量および抵抗を決定する上に、熱効率は極めて重要である。

この推進装置は、極端に大きな馬力でない限り、効率が低いので実用に供することはできないように判断される。

第三節 空中推進器

空気は密度が小さいので、良効率を得るには作働円盤面積を大にする必要がある。ここでは最大直径として、



第Ⅷ・1図 理想推進器効率

船幅に等しい場合を仮定し、相互干渉なしに、6箇の推進器が配置されているものとする。面積と速度が与えられると、理想推進器効率が決定する。一定円盤面積では高速は大なる流量を、小さい廻数は推力負荷の小さいことを意味するので、空中推進器は高速小型船ほど良効率となる。第Ⅷ・1図には理想推進器効率を示す。実際の空中推進器では理想効率の85%に達することが知られているので、これも示されている。水中翼船の速度、排水量および翼配置を知れば、揚抗比より推力を決定できる。また最大利用可能面積から、推力負荷係数が知られ、第Ⅷ・1図の85%曲線より推進器効率が分ることになる。

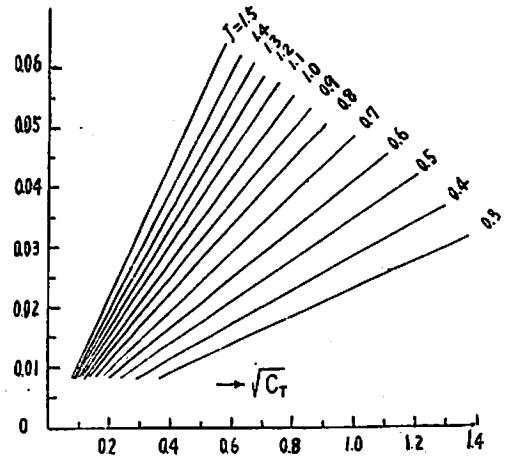
空中推進器の重量は、直径、翼数およびその材質によるが、総重量の5%と見てよい。

第四節 水中推進器

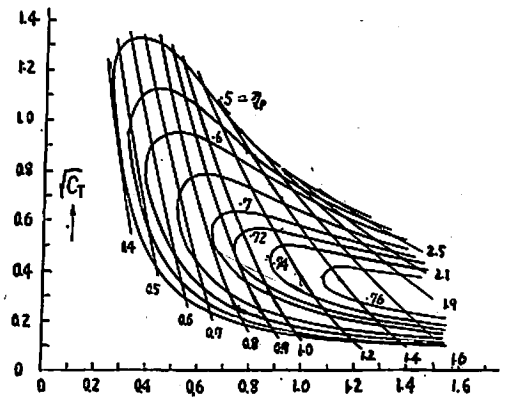
水は密度が高いので、比較的直径は小さくてよい。高速時の空洞発生前の螺旋推進器は低効率と翼折損の欠点があつて、これは専ら空洞現象に帰せられる。これ等二欠点を逃れるには超空洞推進器を用いばよい。その翼形状は超空洞水中翼の形状に類似しており、後進性能も考慮して後縁を尖らしてある。空洞発生前の推進器は超空洞推進器より効率はよいが、50節以上の速度ではもはや空洞現象の発生を避けることはできない。超空洞推進器は損傷を受けることなく超高速領域で作働することのできるのみならず、効率を最大に保つことができる特長がある。

超空洞推進器3箇が設計され、最大推力 3500 psf、翼根部応力を 30000 psi 内に収まるように選ばれてある。翼厚を求めるには第Ⅷ・2図を使用してある。水中翼船の速度、排水量および翼配置が知られると、第Ⅷ・3図を利用して最大効率点より廻転数を決定できる。

水中推進器重量は全重量の0.5~0.2%である。



第Ⅷ・2図 超空洞三翼推進器の翼厚比



第Ⅷ・3図 超空洞三翼推進器の推力曲線

第五節 他の推進装置

コルト・ノズル推進器も考慮検討されたが、水中翼船の速度範囲では抵抗、重量ともに増大するため効率の増加は殆んど望めず不適當と認められた。

ポンプにより吸入管から水を吸い込み、これを空中または水中へ噴射する型式の推進装置は螺旋推進器に比し一般に低効率である。

以上の各種推進装置を比較すると次表の如くなる。

	噴射ノズル	空中推進器	水中推進器
効率	極端に小	高	最 高
重量	小	最 大	大
容積	小	最 大	大
伝達装置	不 要	小	最 大
喧音	最 大	高	小
問題点	高温高压に耐える材料	(1) 離水時の飛沫による腐蝕 (2) 数方向気流中の低性能	超空洞形成前の低効率

第二章 伝達装置

軸系、傘歯車減速歯車、軸承、ボスおよび潤滑油系統からなり、次の特長

(1) 軽量 (2) 小型 (3) 高効率 (4) 相互関連性を具備すべきである。

第一節 特性

機械的伝達装置の大きさは、伝達するのに必要なトルクの大いさに依存するが、与えられた馬力に対して廻転数を大にするほどトルクが小になり軽量となる。反面廻転数を増せば摩擦損失を大にし効率が低下する。一般に良効率で、効率低下は軽量小型という利点で十分補うことができ、約95%の効率を持つと考えてよい。

第Ⅷ・4図に示す如く、4型式の機関と推進器の組合せが考えられた。すなわち

- (i) ガスタービンと空中推進器
- (ii) ディーゼル機関と水中推進器
- (iii) ディーゼル機関と空中推進器
- (iv) ガスタービンと水中推進器

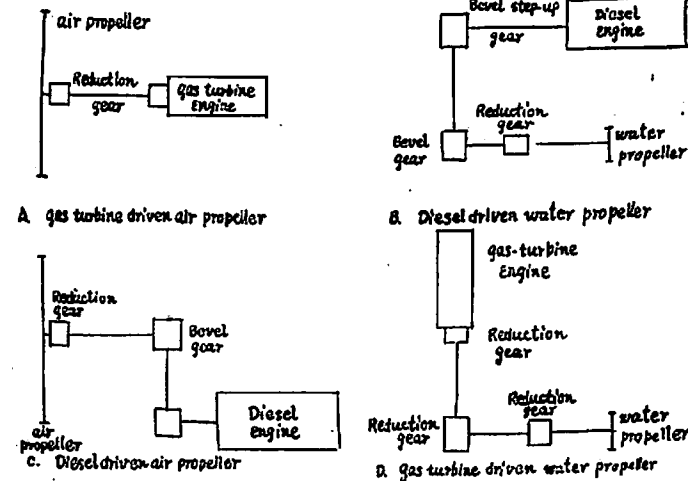
入力 20000 HP、廻転数 6000 より 2000 への減速の場合について、伝達装置が設計された。歯車設計には発生熱、強度および疲労の三者を考慮しなければならないが、ピッチ円上の周速が一つの目安で、25000 ft/min を超えないようにしてある。

歯車框は流線形状で、その直径は内蔵する平衡車直径により決り、これは疲労曲げ応力が 35000 psi、最小歯数 17 として算出してある。

$$\text{曲げ応力は } S = (W_v) \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_s K_M}{J}$$

ただし F = 歯面幅 (in)

- K_s = 周速係数
- J = 寸法係数
- $K_M = 1.2$



第Ⅷ・4図 各種機関と推進器の組合せ

$$\text{これより歯車直径は } D_G = K \left(\frac{HP}{RPM} \right)^{1/2.75}$$

ただし $K = 11.4 \sim 15.6$ (減速比 1~5)

第二節 各種組合せの伝達装置

(i) ガスタービンと空中推進器

航空用減速歯車の比重量は 0.1 lbs/IP であるが、水中翼船用推進器は低速回転であるので、比重量は 0.3 lbs/IP となる。

(ii) ディーゼル複動機関と水中推進器

軸系長さはかなり大となり、支柱と框の長さの和に等しいと考えてよく、90° の方向変換を二度行う必要がある。すなわち、機関軸が支柱軸と交叉する箇所、支柱軸が推進器軸と交叉する框の箇所で、ここには傘歯車が使用されている。

全伝達装置の比重量は 0.7 lbs/IP である。

(iii) ディーゼル複合機関と空中推進器

傘歯車により 90° の方向変換を二度行うが、軸系長さは、推進器直径が大となるため、かなり大となる。比重量は 1.0 lbs/IP となる。

(iv) ガスタービンと水中推進器

ガスタービンは支柱直上に垂直に据付けられているものとすれば、90° の方向変換は一度だけで済む。軸系長さは、大体支柱長さと同様の長さの和に等しいとみてよい。比重量は 0.65 lbs/IP となる。

第三章 結論

第一節 推進装置

(i) 噴射推進は水中翼船の速度範囲には不向きである。その本質上、超高速船には適ししよう。

(ii) 原子力による水中噴射は他の噴射型式に比してかなり低効率である。現存する原子力動力機関では容量

大となる欠点がある。場合によっては、水中部分の抵抗が推力を超過し、その適用を不可能にさせる。

(iii) 空中推進器は小型高速船に最適である。ただ設計状態とは異なつた条件に遭遇することが多くその最大効率は必ずしも実現されない。

(iv) 超空洞推進器は十分な効率を持ち水中翼船に適用できる(最大効率68%)。推進器性能に関する実物実験は未だ為されていないが、今日までの理論的、並びに模型実験的研究によればその好適性を認めることができる。

(v) 被変推進器は高速には不適である。またポンプによる水中噴射は効率低く、不適当

である。

第二節 伝達装置

(i) 空中推進器を駆動するガスタービンは、航空機の場合と同様に比較的軽量の伝達装置をもたらす。

(ii) ディーゼル機関は、広範囲の軸系および方向変換を必要とする。伝達装置は水中推進器より空中推進器の方が重くなる。

(iii) 水中推進器を駆動するガスタービンは、90°変換を一度だけで済み、比重量が小さくなる。

IX 部 水中翼船の船体構造

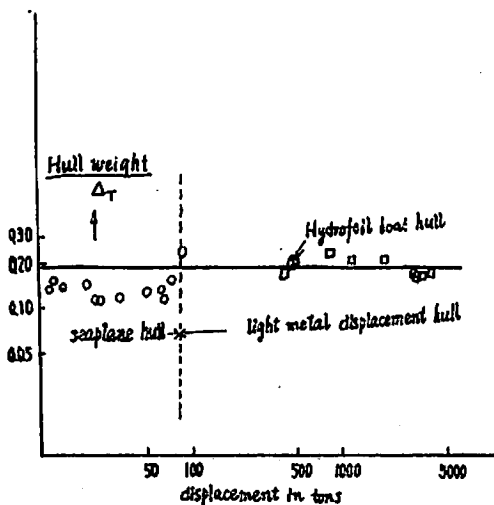
水中翼船性能に及ぼす重量の影響は、航空機に類似し、他の交通機関に比し顕著である。強度上有効な構造にして軽量にすることが望ましく、かくして輸送能力を大にすることができる。アルミニウムは水中翼船構造材料としては最適の材質で広範囲に使用するものとして考慮を進める。

問題となる総噸数と巡航速度の範囲で、船体重量の見積りがなされ、特に 465 ton, 80 節の水中翼船については詳細な重量見積りがなされてある。

構造強度が十分耐え得る荷重状態を如何に取るかは重要な問題であるが、波浪衝撃が一つの目安として採用されてある。縦方向運動方程式の解から出発し、応力解析法は通常の方法で目新しいものではない。

第一章 船体重量比の見積り

水中翼船全重量に対する構造部材の重量比は極めて重要であるが、これを K・1 図に示してある。80 節以上の巡航速度では必ずしも重量比が増すとは限らない。この



第 K・1 図 重量比と排水量の関係

理由として

(i) 浮揚時の上限荷重は、IV 部で述べたように、巡航状態では正規荷重の 1.6 倍で、この値は速度に無関係である。

(ii) 船底圧力は、船底勾配角を調整することにより加減できる。

(iii) 船底衝撃荷重は、水中翼船に適用される時、幾分控目なものとなる。

(iv) 重量見積りは、熔接可能な合金を使用しているとしてある。

等を挙げるができる。

第二章 船体構造材料

アルミ-マグネシウム-マンガン系統合合金 5456, 5086 および 5283 である。

これ等には海水腐蝕に対する抵抗大きくかつ熔接されてもかなり大なる強度を有している特長がある。

強度は冷間加工の度合いで変るが、許容応力および伸びは次の如くである。

破断強度 最小 46000 psi, 最大 59000 psi

降伏強度 最小 33000 psi, 最大 43000 psi

伸び 最小 12%

第三章 設計応力と安全率

上限荷重とは、就航中に予測される最大荷重であつて、上限荷重下安全でしかも適宜な応力を得るには次の安全率を適用すべきである。かくして得た上限応力の最小値が上限荷重下許容応力として用いられる。

極限応力 = (最小の破断応力) / 1.5

極限応力 = (最小の降伏応力) / 1.5

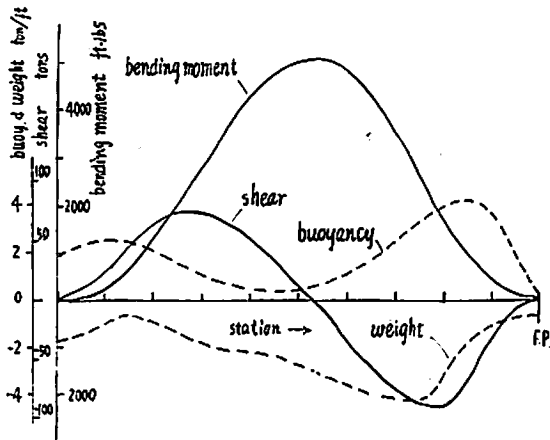
第四章 荷重状態

水中翼船体に危険荷重をひき起す就航状態は次の如くである。

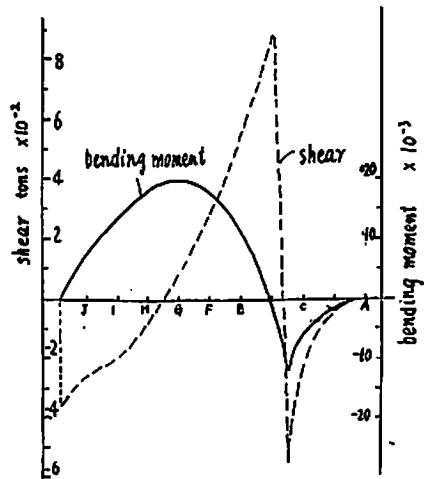
- (i) 排水量状態
- (ii) 浮揚状態 (波浪衝撃なし)
- (iii) 離水、着水時の衝撃

第一節 排水量状態

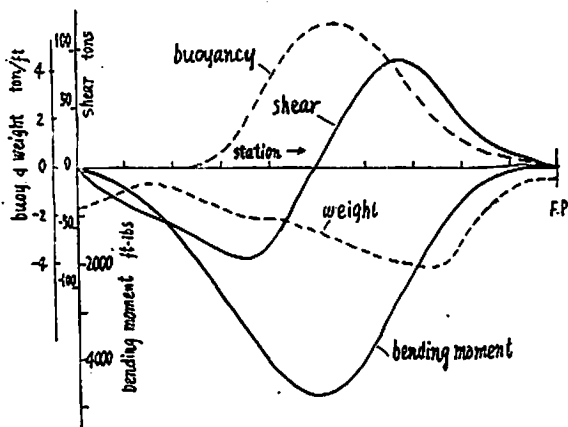
洋上における排水量状態は、悪天候、水中翼損傷、主機不調その他の正規作働の不能時に必要となる。排水量状態に対する構造設計は、重量に決定的影響を持つとは考えられないが、ホッグおよびサッグ状態で重量、水圧、剪断および曲げモーメントが決定され K・20, 21 図に示してある。曲げモーメントは (ii) (iii) の状態よりかなり小さい。



第 K・20 図 サギング状態の曲げモーメントおよび剪断力分布 (465 吨, 波高比 1/20)



第 K・22 図 浮揚状態における曲げモーメントおよび剪断力分布



第 K・21 図 ホギング状態の曲げモーメントおよび剪断力分布 (465 吨, 波高比 1/20)

第二節 浮揚状態

水中翼の設計に用いた上限動荷重係数は、第 IV 部で述べた如く、1.6 であるが、水中翼支持部および船体への接合部構造を設計するには、これより大なる荷重係数を取ることが望ましい。これには、航空機で用いられているように、“輸送係数”を用いることを推奨する。すなわち“輸送係数”を 1.1 とすれば水中翼船の浮揚状態に対する上限荷重係数としては

$$1.1 \times 1.6 = 1.76$$

を採用しこの時の船体の剪断および曲げモーメントをⅡ・22 図に示してある。

第三節 離水、着水および波浪衝撃

船体の浮揚高さより大なる波高を持つ波に遭遇する時の船体荷重は最も危険で、離水および着水は巡航速度より小さい速度で行われるものとする。船底圧力と決定し

かつ衝撃荷重を決めるのには、設計荷重規程が設けられている。しかし、これは今後更に検討改善をする必要がある。

第四節 船底圧力

船底圧力は次式

$$p = fK_1V^2/\tan\beta$$

ただし V = 衝撃速度 (Knots)

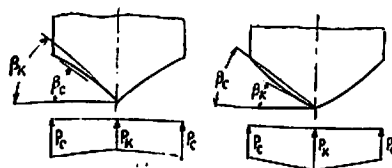
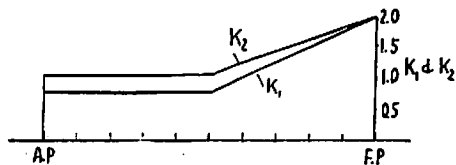
K_1 = 衝撃位置により決る常数

β = 船底勾配 (Ⅱ・2 図参照)

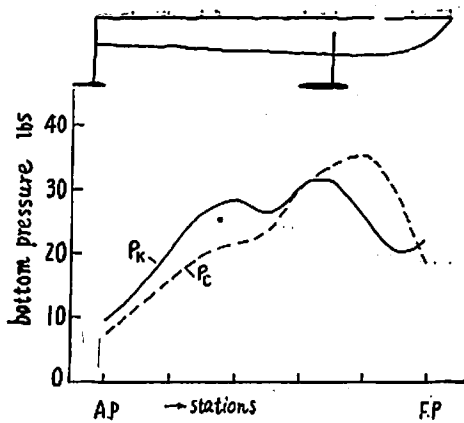
f = 常数

船底に沿う圧力の変化はⅡ・3 図に示してある。局部設計圧力 P_k と P_c は板と縦通材の設計に用いられるが、これらの圧力による応力は縦曲げモーメントには関連性がない。

第五節 波浪衝撃による加速度および翼面荷重 波浪衝撃による船体荷重は次式で与えられる。



第Ⅱ・2 図 船体圧力の変化



第 K・3 図 船底圧力

$$P_{max} = \frac{K_2 K_3 \left(\frac{w}{1+d^2/i_y^2} \right)^{2/3}}{\tan^{2/3} \beta c} V^2 \quad \text{in lbs}$$

ただし w = 総重量 (lbs)

i_y = 震動半径 (ft)

d = 重心より御撃点までの距離 (ft)

最大荷重に達するまでの時間は次の如くなる。

$$t_{max} = \frac{w^{1/3} \tan^{2/3} \beta c}{25 \sqrt{K_2 K_3} V (1+d^2/i_y^2)^{2/3}}$$

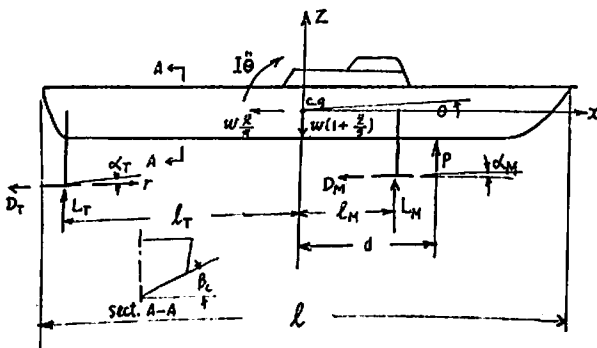
これ等の式より、特定の速度では、加速度 P/w は重量が増すにつれて減少することは明かである、

しかし、御撃荷重への船体応答に及ぼす水中翼の影響を考慮しなければならない。すなわち、水中翼船は波浪御撃に基づく流体力 P を船体に受けつつ浮揚しているものとする。K・4 図に示す如く運動方程式を立てると次の如くなる。

$$P + L_M + L_T - W = \frac{W}{g} \ddot{z}$$

$$Pd + L_M l_M - L_T l_T = I_y \ddot{\theta}$$

ただし



第 K・4 図 波浪御撃を受けつつ浮揚している状態の記号

$$L_M = \left(\frac{l_T}{l_T + l_M} \right) W + \left(\frac{dC_L}{d\alpha} \right)_M \left(\theta - \frac{\dot{z} + \dot{\theta} l_M}{x} \right) \left(\frac{\rho}{2} \right) (\dot{x}^2) A_M$$

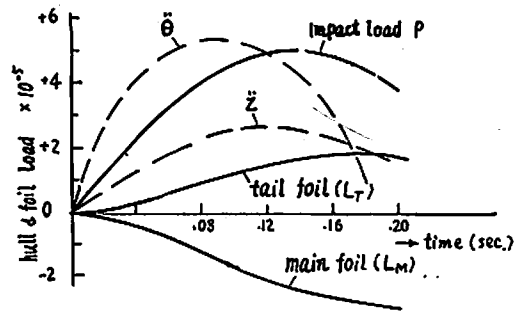
$$L_T = \left(\frac{l_M}{l_T + l_M} \right) W + \left(\frac{dC_L}{d\alpha} \right)_T \left(\theta - \frac{\dot{z} - \dot{\theta} l_T}{x} \right) \left(\frac{\rho}{2} \right) (\dot{x}^2) A_T$$

御撃荷重 P を次式の如く仮定

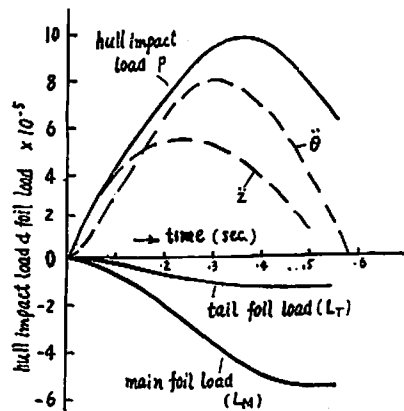
$$P = P_{max} \sin \frac{\pi t}{2 t_m}$$

すると、線型聯立微分方程式となり、この解より重心加速度と翼面荷重を知ることができる。

検討された範囲は、総重量 100,500 および 1000 Ton、巡航速度は空洞発生前の水中翼に対しては 60, 80 および 100 節、超空洞水中翼に対しては 80, 120 および 160 節、船体重心と波浪御撃中心との距離は全長の 40, 20 および 0% が採用され、この結果が図示されている。その一例として K・5, K・6 図には垂直および回転加速度



第 K・5 図 波浪御撃を受けた状態の時間的变化 (空洞発生前の水中翼, $V = 80$ knt, $W = 500$ T, P の位置 4%)



第 K・6 図 波浪御撃を受けた状態の時間的变化 (空洞発生前の水中翼, $V = 60$ knt, $W = 500$ T, P の位置 0%)

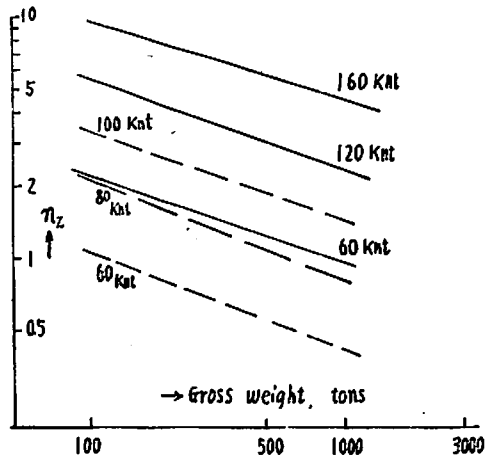
の時間的变化、主要副翼の荷重および衝撃荷重を示してある。

第五章 衝撃荷重状態

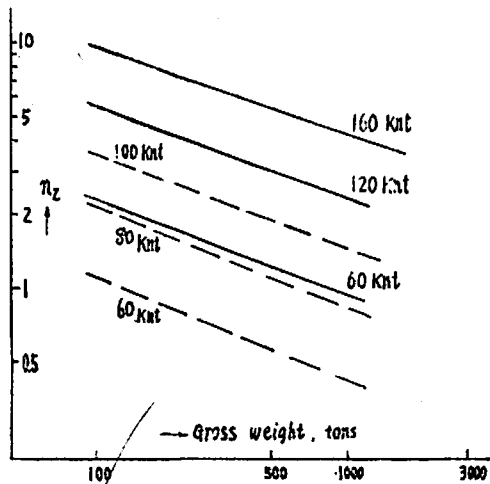
波浪衝撃状態の力学的解析結果を検討する場合には、この状態は、水中翼船が設計されるべき波高を遙に超える波に遭遇した時にのみ起る危険状態であることに注意しなければならない。実際の解決としては、悪天候時に速度を減少させればよく、この結果、衝撃荷重は低減する。

解析結果を検討すると排水量が増すにつれて、最大垂直荷重係数 n_z および最大角速度 $\dot{\theta}$ が減少する。また前者は速度増加とともに急激に増し、後者は衝撃点が船首側へ移動するにつれて増加する。

この一例を K・8、K・17 図に示してある。



第 K・17 図 n_z の変化 (P の位置 20%, $\dot{\theta}$ の最大値)



第 K・8 図 n_z の変化 (P の位置 20%, \dot{Z} の最大値)

第六章 衝撃荷重が最大時の船体加速度および翼面荷重

加速度および翼面荷重は、衝撃荷重最大の時間 $t=t_{max}$ で、船体に危険曲げモーメントおよび剪断力を生じさせるのに十分なほどかなりの量であつて、次表の如き各種状態に対して実例が挙げられている。

総重量 (噸)	巡航速度 (節)					
	空洞発生前の水中翼			超空洞水中翼		
	60	80	100	80	120	160
100	A	D	G	K	N	R
500	B	E	H	L	P	S
1000	C	F	J	M	Q	T

第七章 船体および翼面荷重の選定

重量比の見積りを確認するために、水中翼船の詳細設計がなされ重量の正確な算定がなされた。

第一節 波浪衝撃状態

衝撃荷重 = 1580000 lbs

主翼面荷重 = 513,200 lbs

副翼面荷重 = 308,300 lbs

$n_z = +2.306$ (g)

$\dot{\theta} = +0.54$ rads/sec²

K・20 図には重量分布を示してある。

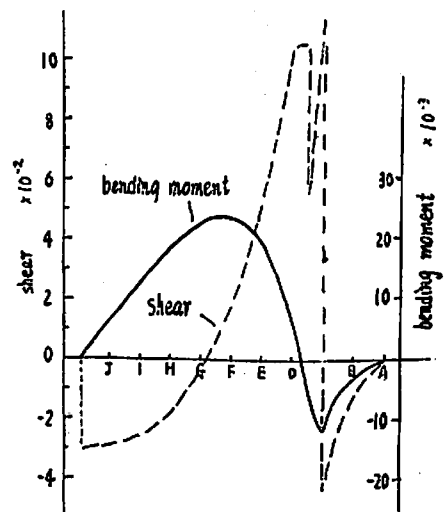
第二節 浮揚状態

$n_z = 1.76$ (g)

主翼は全荷重の 80% を受持つものとする。

重量分布は K・20 図に示してある。

(1179 頁へつづく)



第 K・23 図 波浪衝撃状態における曲げモーメントおよび剪断力曲線

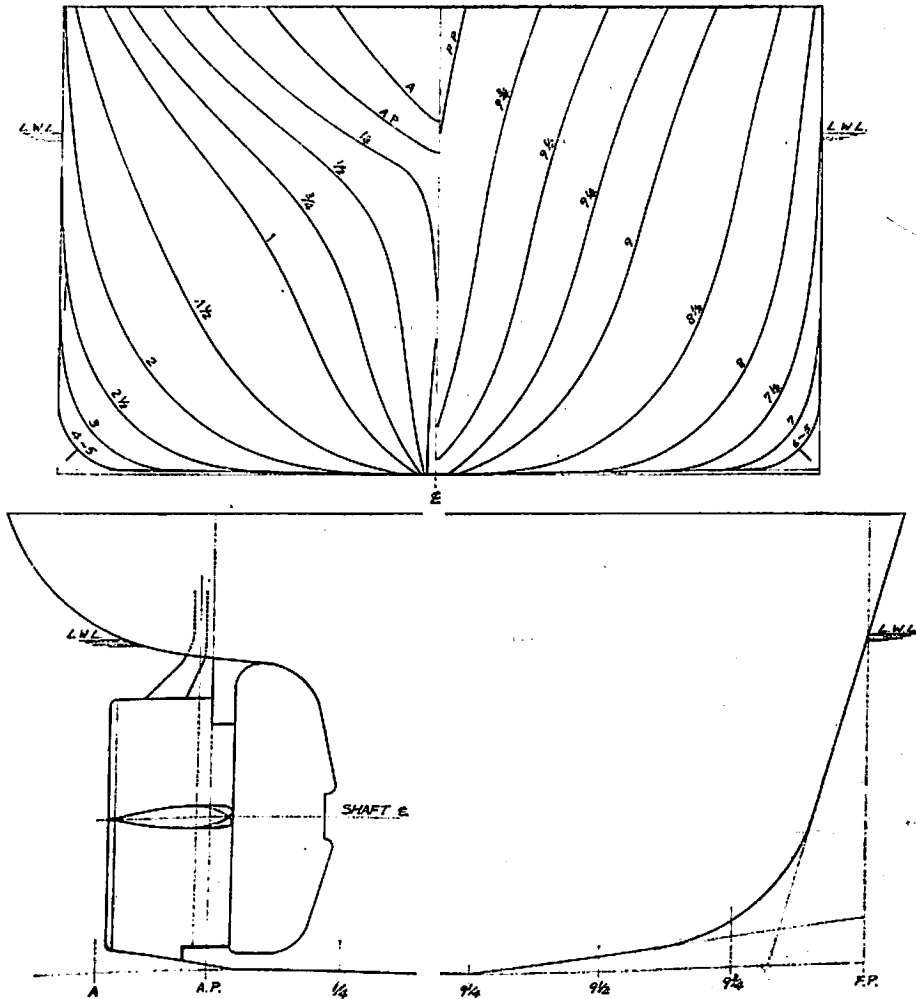
中型貨物船の模型試験

船舶編集室

今回は戦前のC型標準貨物船に近い80m台の中型貨物船の資料2例を掲げる。第1表の要目表に示すように、M.S. 230は方形係数0.737、M.S. 231は0.722と、この程度の貨物船にもつとも普通に見られる値で、浮力中心位置もほぼ標準的な値である。また模型船長は前者が5.0m、後者が5.5mである。両船の正面線図と船首尾形状は第1図、第2図に示す。なお第1表に見るよ

うに両船とも比較的大直径のプロペラを装備しているが、これはいずれも1,500 IHP×100 RPM程度のレンプロ機関装備として計画されたからである。

試験はM.S. 230に対しては満載、 $\frac{1}{2}$ 載貨の2状態で、M.S. 231に対しては満載、半載、 $\frac{1}{2}$ 載貨の3状態で実施された。その結果は第3図、第4図に示す。

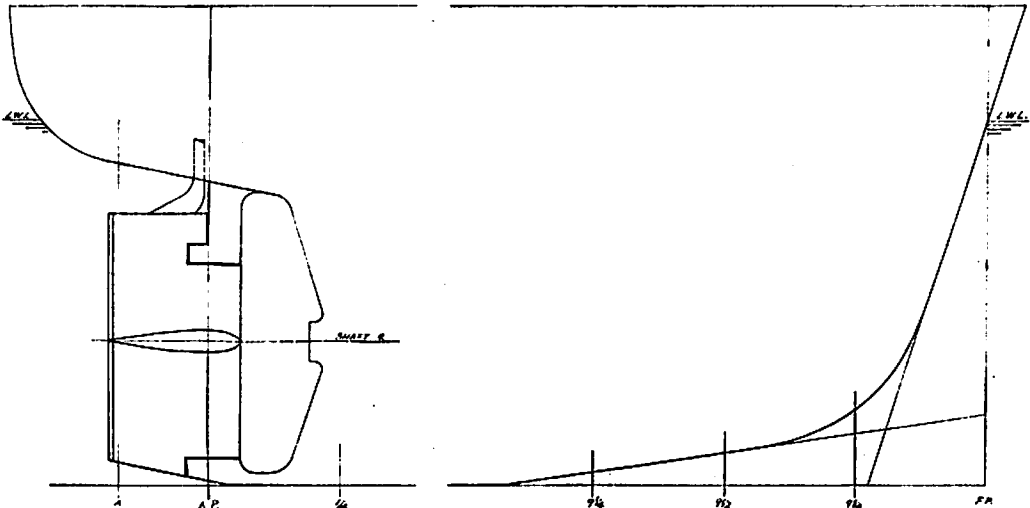
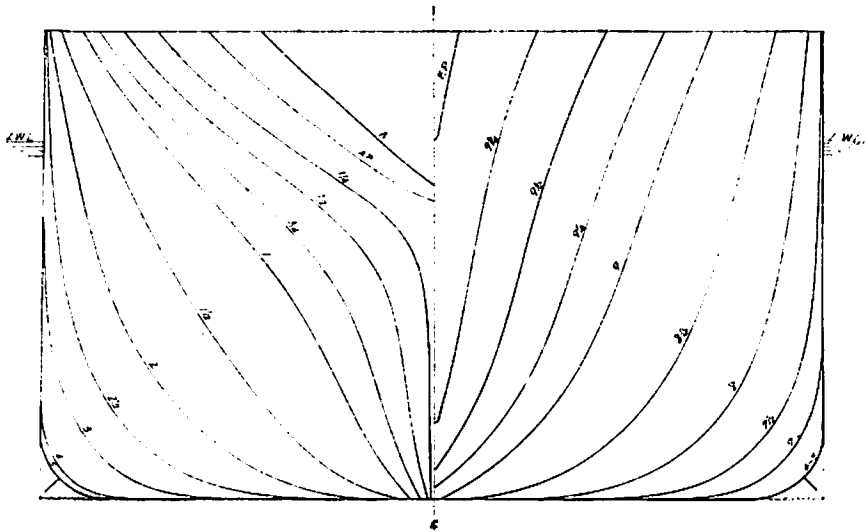


第 1 図 M.S. 230 正面線図および船首尾形状図

第1表 要目表

M.S. No.	230	231	M.P. No.	193	194	
長 (L.p.p.) (m)	83.600	87.000	直径 (m)	4.299	4.132	
幅 (B) 外板を含む (m)	12.234	13.038	ボ ス 比	0.228	0.224	
満 載 状 態	吃水 (d) (m)	5.357	6.019	ピ ッ チ (m)	3.762 (通減 0.7R)	3.430 (通増 0.7R)
	吃水線の長さ(L.W.L.) (m)	84.978	89.805	ピ ッ チ 比	0.875 (通減 0.7R)	0.830 (通増 0.7R)
	排水量 (Δ) (ton)	4,138	5,055	展 開 面 積 比	0.384	0.390
	C _b	0.737	0.722	翼 厚 比	0.0467	0.0406
	C _p	0.747	0.728	傾 斜 角	12°~30'	6°~43'
	C _δ	0.986	0.991	翼 数	4	4
	lcb (L.p.p. の%にて δより)	-0.48	-0.54	回 転 方 向	右 廻 り	右 廻 り
平均外板の厚さ (mm)	17	19	翼 断 面 形 状	エーロフォイル	エーロフォイル	
λ ₃ *	0.14282	0.14264				
λ ₃ **	0.1536	0.1517				

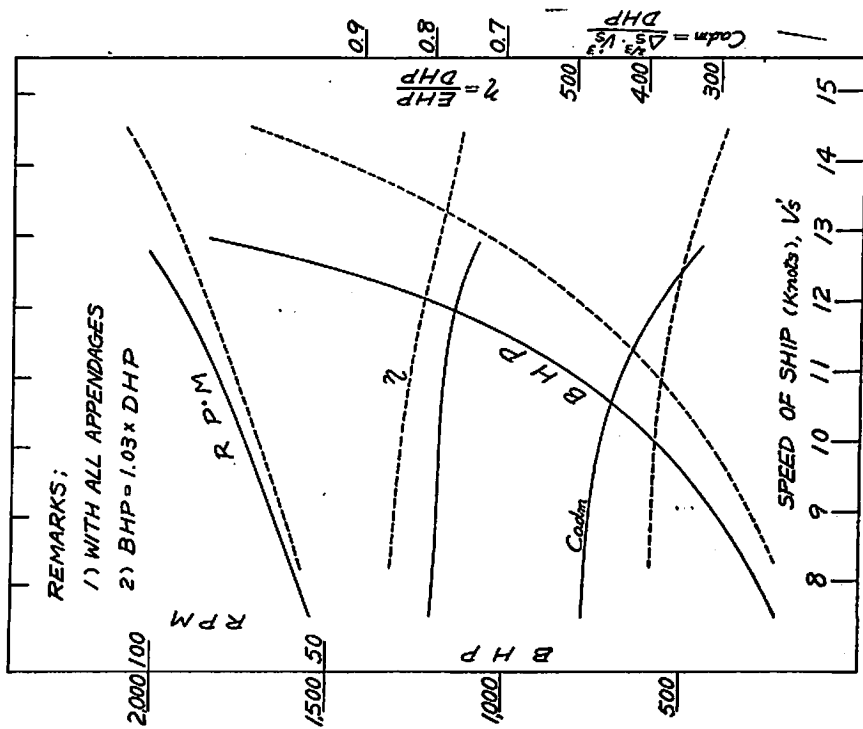
*印 L.W.L. に基く



第 2 図

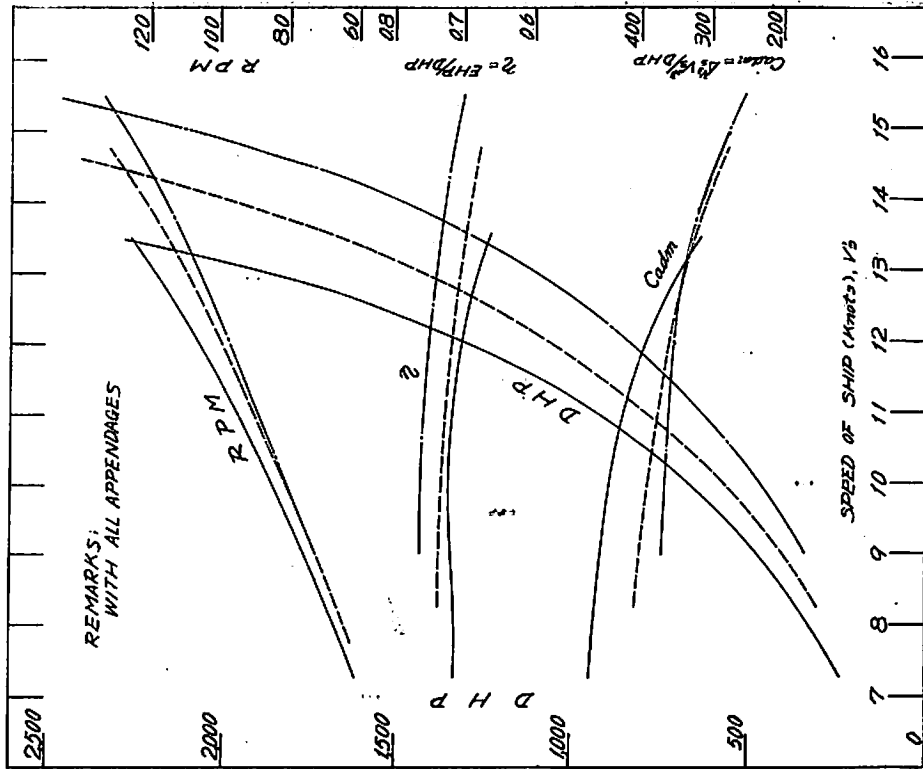
M. S. 231 正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT (m)		DISPLACEMENT (m ³)	MARKS
	A.P.	F.P.		
FULL LOAD	5357		4,037	
1/2 LOAD	4,287	1,337	1,964	



第 3 图 M. S. 230 x M. P. 193 BHP 等曲线图

CONDITION	DRAFT (m)		DISPLACEMENT (m ³)	MARKS
	A.P.	F.P.		
FULL LOAD	6019		4,931.4	
1/2 LOAD	4,603	3,733	3,208.6	
1/5 LOAD	3,826	2,086	2,187.1	



第 4 图 M. S. 231 x M. P. 194 DHP 等曲线图

鋼船建造状況月報 (36年6月, 7月)

船舶局造船課

(イ) 起工船

造船所	船番	船主	総トン数	主機	主機メーカー	用途	起工月日
新鴻鉄工	321	旭汽船	1,999	D	2,600	新鴻貨物船	36. 6. 10
大洋造船	225	東海海運	3,670	〃	2,700	神発 〃	36. 6. 16
佐野安船渠	191	丸二商会	1,590	〃	2,500	木下油槽船	36. 6. 25
笠戸船渠	216	島津海運	1,500	〃	1,550	阪下 〃	36. 6. 6
向島船渠	58	宮川海運	645	〃	760	日発 〃	36. 6. 3
神田造船	55	花房汽船	999	〃	1,100	木下 〃	36. 6. 27
中山造船	133	広田漁業	745	〃	750	木下 〃	36. 6. 22
来島船渠	95	東神油槽船	725	〃	950	日発 〃	36. 6. 28
三菱・下関	551	鹿兒島商船	1,100	〃	1,200×2	阪神客船 (貨客)	36. 6. 3
川崎重工	1,022	日魯漁業	5,500	〃	4,500	川崎漁船 (冷運)	36. 6. 9
林兼造船	963	大都漁類	940	〃	不明	不明 〃 (鯖)	36. 6. 27
三菱重工	925	日本船舶	1,100	〃	1,800×2	三菱雑船 (海防救助船)	36. 6. 21
東北造船	26	芙蓉開発	1,420	〃	4,000	不明 〃 (浚)	36. 6. 19
日立・因島	3,904	イソンド	8,800	〃	5,400	日立輸出船 (貨)	36. 6. 19
呉	59	スエズ運河公社	650	〃	1,600×2	アメリカ 〃 (パイロット船)	36. 6. 1
三菱・広島	145	ソ連	22,000	〃	18,000	三菱 〃 (油)	36. 6. 20
三菱・長崎	1,557	パナマ	23,400	〃	12,000	三菱 〃 (貨)	36. 6. 20
N. B. C. 呉	104	イギリス	39,370	T	12,500	不明 〃 (〃)	36. 6. 10
尾道造船	101	琉球海運	1,200	D	1,400	新鴻 〃 (〃)	36. 6. 28
三菱・下関	545	トルコ	3,800	〃	3,200	浦賀 〃 (〃)	36. 6. 15
来島船渠	100	丹下海運	800	〃	950	日発貨物船	36. 5. 31
今井造船	153	岡田海運	999	〃	1,150	日発油槽船	36. 5. 25
浦賀・横浜	816	ユーゴスラビヤ	500	〃	710	浦賀輸出船 (浚)	36. 5. 22

6月, 他 152隻 (500トン未満) 22,072総トン

起工船合計 175隻 145,662総トン

石川島播磨(相生)	589	日本水産	1,700	D	2,400	三井貨物船	36. 7. 24
〃	590	〃	1,700	〃	2,400	〃 〃	36. 7. 24
呉造船	62	山下汽船	13,300	〃	6,600	石播 〃	36. 7. 21
佐世保重工	137	相互汽船	3,350	〃	2,700	神発 〃	36. 7. 21
来島船渠	106	堀江船舶	1,599	〃	1,550	阪神 〃	36. 7. 27
今治造船	88	新成汽船	750	〃	1,000	榎山 〃	36. 7. 4
三菱・長崎	1517	東京タンカー	28,200	T	17,600	不明油槽船	36. 7. 18
市川造船	1119	庄司隆夫	650	D	750	阪神 〃	36. 7. 27
宇品造船	382	大和汽船	650	〃	700	日発 〃	36. 7. 15
波止浜造船	121	玉井商店	1,425	〃	1,550	〃 〃	36. 7. 27
金指造船	433	清寿漁業	1,180	〃	1,800	赤阪漁船 (鯖)	36. 7. 18
石川島播磨(東京)	821	若松築港	950	〃	—	— 雑船 (浚)	36. 7. 1
浦賀船渠	812	大本組	1,435	〃	—	— 〃 (〃)	36. 7. 15
佐野安船渠	189	岡田組	990	〃	1,800×2	伊藤 〃 (海防救助船)	36. 7. 7
石川島播磨(相生)	582	パナマ	15,200	〃	9,000	不明輸出船 (貨)	36. 7. 28
〃	591	ソ連船舶輸入公団	22,400	〃	18,000	三井 〃 (油)	36. 7. 22
三井造船	663	中華民国	9,800	〃	12,000	三井 〃 (貨)	36. 7. 18
三菱・長崎	1539	ノルウェー	15,800	〃	9,100	浦賀 〃 (〃)	36. 7. 15
N. B. C. 呉	98	リベリヤ	1,100	〃	—	— 〃 (艇)	36. 7. 10
〃	99	〃	1,100	〃	—	— 〃 (〃)	36. 7. 10

今治造船	87	関洋汽船	999	D	1,150	不明	貨物船	36. 6. 15
来島船渠	93	昭和油槽船	1,150	"	1,150		油槽船	36. 6. 15
石川島播磨(東京)	823	徳倉建設	620				雑船(浚)	36. 6. 22
浦賀船渠	810	大和開発	1,435				"(〃)	36. 6. 23
"	809	"	1,435				"(〃)	36. 6. 23
東京造船	271	三井不動産	1,000				"(〃)	36. 6. 13
日本造船	150	貝屋商店	850	"	1,000	新潟	油槽船	36. 5. 22

7月, 他 137隻 (500トン未満) 20,861総トン 起工船合計 164隻 151,129総トン

艦艇起工

造船所	船番	注文者	排水トン	主機	主メーカ	型式	起工月日
浦賀船渠	806	防衛庁	7,550	D	5,000	三菱 菱浜 給油艦	36. 4. 17

1隻 7,550排水トン

(口) 進水船

造船所	船番	船名	船主	総トン数	主機	主メーカ	用途	進水月日
浦賀船渠	787	びんたん丸	中央汽船	10,000	D	6,600	貨物船	36. 6. 13
川崎重工	1,011	ふろりだ丸	川崎汽船	9,200	"	9,000	"	36. 6. 30
新三菱重工	920	長崎丸	沢山汽船	7,150	"	6,600	"	36. 6. 20
日立・向島	3,920	柴和丸	共和産業海運	2,130	"	2,000	"	36. 6. 15
三菱・長崎	1,561	まんはつたん丸	大同海運	9,570	"	13,000	"	36. 6. 17
佐世保重工	136	相互丸	相互汽船	3,350	"	2,700	"	36. 6. 28
塩山船渠	258	天鵬丸	白洋汽船	1,995	"	2,350	"	36. 6. 28
尾道造船	100	17真盛丸	北海運輸	2,840	"	2,400	伊藤	36. 6. 15
笠戸船渠	213	天島丸	矢吹海運	1,995	"	1,800	"	36. 6. 16
波止浜造船	114	天河丸	井野屋	570	"	850	阪神	36. 6. 12
大洋造船	296	福宝丸	福宝水産	1,830	"	2,000	神発	36. 6. 13
名古屋造船	163	1白貝丸	上野運輸	1,950	"	1,750	阪神 油槽船	36. 6. 26
佐野安船渠	190	江安丸	丸二商会	1,590	"	1,600	木下	36. 6. 25
波止浜造船	115	拓和丸	三瓶海運	670	"	750	日発	36. 6. 12
"	116	錦山丸	山下運輸	670	"	750	"	36. 6. 28
米島船渠	83	朝英丸	森実運輸	1,480	"	1,650	"	36. 6. 28
"	82	つき丸	丸善海運	1,150	"	1,150	"	36. 6. 12
今治造船	82	8福運丸	藤沢汽船	630	"	800	榎田	36. 6. 28
函館ドック	277	51あけぼの丸	日魯漁業	1,500	"	2,000	神発 漁船(トロール)	36. 6. 6
鋼管・清水	190	永伸丸	報国水産	1,500	"	2,100	赤阪 "(冷運)	36. 6. 9
三保造船(東海)	304	2秩父丸	日魯漁業	1,500	"	1,800	"(〃)	36. 6. 29
浦賀船渠	808	金洋丸	佐伯建設	828	"	1,500	不明 雑船(浚)	36. 6. 1
石川島播磨(東京)	811	Multatuli	インドネシア	4,100	"	5,500	" 輸出船(貨)	36. 6. 13
三菱日本	834	Olympus	リベリヤ	41,000	"	22,000	"(油)	36. 6. 14
飯野重工	53	Oceanic	パナマ	10,900	"	7,800	飯野 "(貨)	36. 6. 9
日立・因島	3,813	Delphic Miracle	"	12,800	"	8,750	不明 "(〃)	36. 6. 14
四国ドック	567	Selat Makassar	インドネシア	1,000	"	1,500	"(〃)	36. 6. 15
三菱・下関	544	Gazi. Osman Pasa	トルコ	3,800	"	3,200	浦賀 "(〃)	36. 6. 15
臼杵鉄工	533	Selat. Bau	インドネシア	580	"	600	不明 "(〃)	36. 6. 3
"	535	Selat Lombok	"	580	"	600	"(〃)	36. 6. 19
波止浜造船	113	洋澄丸	大同汽船	1,425	"	1,550	阪神 油槽船	36. 6. 16

6月, 他 147隻 (500トン未満) 21,106総トン 進水船合計 178隻 161,295総トン

鋼管・鶴見	778	輝洋丸	日本油槽船	13,600	D	7,600	日立 貨物船	36. 7. 11
三菱日本・横浜	846	札幌丸	日本郵船	9,600	"	13,000	三横 "	36. 7. 11

日立、桜島	3927	山昭丸	山下汽船	9,300	D	12,500	日立	貨物船	36.7.18
名村造船	322	小樽丸	近海商船	1,990	〃	2,100	阪神	〃	36.7.15
佐野安船渠	188	留崩丸	〃	1,990	〃	2,100	伊藤	〃	36.7.14
大阪造船	186	3北星丸	北星海運	2,990	〃	2,400	三菱	〃	36.7.5
三菱重工	923	須磨春丸	新日本船産業	13,700	〃	7,700	三菱	〃	36.7.21
日立、因島	3928	土佐春丸	新日本汽船	8,900	〃	10,500	日立	〃	36.7.25
三菱、広島	154	はんぶとん丸	三菱海運	9,350	〃	13,000	三菱	〃	36.7.27
東北造船	24	3富洋丸	三洋海運	1,450	〃	1,600	赤阪	〃	36.7.4
石川島播磨(相生)	586	亜細亜丸	日東商船	28,500	T	17,600	石川島	油槽船	36.7.15
市川造船	1200	1琴平丸	山崎勝義	650	D	650	池貝	〃	36.7.22
尾道造船	103	国昌丸	国華産業	670	〃	950	新潟	〃	36.7.27
瀬戸田造船	107	昭慶丸	昭和油槽船	700	〃	750	木下	〃	36.7.1
〃	108	明興丸	明和海運	998	〃	1,150	日発	〃	36.7.30
芸備造船	140	2日の出丸	日の出海運	850	〃	950	〃	〃	36.7.27
四国ドック	582	15金生丸	金尾汽船	2,150	〃	2,000	新潟	〃	36.7.7
〃	585	1兼洋丸	寿汽船	990	〃	1,200	阪神	〃	36.7.30
林兼造船	961	68大洋丸	大洋漁業	1,500	〃	2,000	林兼	漁船(トロール)	36.7.1
石川島播磨(東京)	804	Amorgos	パナマ	14,200	T	8,200	石川島	輸出船(貨)	36.7.10
〃	812	Pantai Belalai	インドネシア	860	D	260×2	東芝	〃(起重機)	36.7.18
川崎重工	1003	Oswego Defender	リベリヤ	30,500	T	20,250	不明	〃(油/鉱)	36.7.29
石川島播磨(相生)	581	North Princess	パナマ	15,200	D	9,000	〃	〃(貨)	36.7.27
三井造船	660	Holland	デンマーク	4,700	〃	5,750	三井	〃(〃)	36.7.13
三菱長崎	1538	Skau. Aag	ノルウェー	15,800	〃	9,100	浦賀	〃(〃)	36.7.29
〃	1534	Mosdale	〃	15,800	〃	10,660	三、横	〃(〃)	36.7.3
〃	1556	不明	パナマ	23,400	〃	12,000	三、長	〃(〃)	36.7.17
N. B. C. 具	83	Ore Venus	リベリヤ	16,700	T	12,500	不明	〃(鉱石)	36.7.29
徳島造船産業	70	Militobi	アメリカ	510	D	640	アメリカ	〃(貨客)	36.7.22

7月、他175隻(500トン未満) 25,147総トン

進水船合計 204隻 273,134総トン

艦艇進水

造船所	船番	船名	注文者	排水トン	主機	主機メーカー	型式	進水月日	
三菱重工	1005	不明	防衛庁	750	D	675×2	不明	潜水艦	36.7.31
三菱、下関	554	雷艇10号	〃	108	不明	〃	魚雷艇	36.7.28	

2隻 858排水トン

(ハ) 竣工船

造船所	船番	船名	船主	総トン数	主機	主機メーカー	用途	竣工月日	
名古屋造船	164	大和丸	協和汽船/日鉄工業	999	D	1,000	新潟	貨物船	36.6.30
石川島播磨(相生)	587	静山丸	樽本汽船	970	〃	1,100	日発	〃	36.6.14
〃	587	3えるびい丸	日本液化ガス輸送	990	〃	650	〃	〃	36.6.18
具造船	53	2国際丸	国際汽船/日東商船/具船船	9,000	〃	6,450	石播	〃	36.6.20
尾道造船	87	日周丸	日豊海運	1,999	〃	2,000	神発	〃	36.6.19
向島船渠	56	正勇丸	横山正三郎	745	〃	760	日発	〃	36.6.9
常石造船	61	るりさん丸	中国船用品	620	〃	950	〃	油槽船	36.6.19
大洋造船	270	鶴長丸	松藤商事	999	〃	1,150	〃	〃	36.6.12
函館ドック	279	2擦名丸	日魯漁業	1,500	〃	1,800	伊藤	漁船(冷運)	36.6.15
石川島播磨(相生)	584	石山丸	宝幸水産	3,200	〃	3,520	不明	〃(〃)	36.6.15
三保造船(東海)	300	62住吉丸	住吉漁業	1,500	〃	1,800	新潟	〃(〃)	36.6.22

石川島播磨(東京)	307	10朝倉丸	日本起業	530		不明	不明	雑船(浚)	36. 6. 20
日立・桜島	3914	大山丸	三港建	650	D	300×2	阪神	〃(〃)	36. 6. 30
東北造船	22	紅昌丸	日本土地開発	1,420	〃	4,000	不明	〃(〃)	36. 6. 13
東京造船	264	明海一号	明治海工	500		不明	〃	〃(〃)	36. 6. 24
鋼管・鶴見	769	Argonafis	バナマ	14,000	D	9,100	三井	輸出船(貨)	36. 6. 12
日立・桜島	3870	Transocean Shipper	フィリピン	8,650	〃	6,300	日立	〃(〃)	36. 6. 7
飯野重工	52	Zarathustra	バナマ	10,900	〃	7,800	飯野	〃(〃)	36. 6. 6
三菱・長崎	1531	Mosoliff	ノルウエー	28,500	T	17,600	三菱長崎	〃(油)	36. 6. 13
〃	1536	Skauborg	〃	15,800	D	9,100	浦賀	〃(貨)	36. 6. 15
〃	1533	Moshill	〃	15,800	〃	10,660	三菱横浜	〃(〃)	36. 6. 28
N. B. C. 呉	95	M. S. Icoa	リベリヤ	16,750	〃	5,250×2	不明	〃(浚)	36. 6. 13
大洋造船	237	Selat Madura	インドネシア	580	〃	600	〃	〃(貨)	36. 6. 28
川崎重工	993	東川丸	東海臨港	500		不明	〃	雑船(浚)	36. 2. 16
6月, 他 152隻 (500トン未満) 21,545総トン 竣工船合計 176隻 160,582総トン									

名村造船	321	えりも丸	共栄タンカー	2,600	D	2,800	伊藤	貨物船	36. 7. 20
石川島播磨(相生)	588	2静山丸	樽本汽船	970	〃	1,100	日発	〃	36. 7. 10
三菱・広島	153	宮島丸	大同海運	13,600	〃	7,600	三菱	〃	36. 7. 10
三菱・長崎	1560	西京丸	日本郵船	9,520	〃	13,000	〃	〃	36. 7. 6
笠戸船渠	213	天島丸	矢吹海運	1,995	〃	1,800	伊藤	〃	36. 7. 31
宇品造船	373	大徳丸	東海汽船	870		不明	不明	〃	36. 7. 1
波止浜造船	114	天河丸	井野屋	570	D	850	阪神	〃	36. 7. 5
日立・因島	3845	山富丸	山下汽船 / 双葉海運	21,200	〃	15,000	日立	油槽船	36. 7. 24
波止浜造船	113	洋澄丸	大同汽船	1,425	〃	1,550	阪神	〃	36. 7. 1
来島船渠	82	つき丸	丸善海運	1,150	〃	1,150	日発	〃	36. 7. 25
四国ドック	581	36星宝丸	関西運油	1,300	〃	1,150	富士	〃	36. 7. 31
今治造船	82	8福運丸	藤沢汽船	630	〃	800	横田	〃	36. 7. 1
函館ドック	277	51あけぼの丸	日魯漁業	1,500	〃	2,000	神発	漁船(トロール)	36. 7. 31
日立・向島	3916	北幸丸	日本水産	1,700	〃	2,400	三井	〃(冷運)	36. 7. 6
林兼造船	960	67大洋丸	大洋漁業	1,500	〃	2,000	林兼	〃(トロール)	36. 7. 9
浦賀船渠	808	金洋丸	佐伯建設	828	〃	—	—	雑船(浚)	36. 7. 17
日立・桜島	3919	2鳳丸	奥村組	500		—	—	〃(〃)	36. 7. 10
浦賀・横浜	791	紅隆丸	日本土地開発	652	D	2,250	浦賀	〃(〃)	36. 7. 9
波止浜造船	112	りついん丸	宇高フェリーポート	500	〃	650	日発	〃(自動車航送)	36. 7. 15
日本海重工業	92	Mimar Sinan	トルコ	5,600	〃	4,400	浦賀	輸出船(貨)	36. 7. 4
新三菱重工	914	Charles E. Spahr	リベリヤ	29,000	T	18,500	三井	〃(油)	36. 7. 6
三菱・長崎	1537	Skauholt	ノルウエー	15,800	D	9,100	浦賀	〃(貨)	36. 7. 14
佐世保重工業	133	R. I. Teluk Amboina	インドネシア	2,320	〃	1,420×2	川崎	〃(〃)	36. 7. 11
N. B. C. 呉	84	S. S. J. Louis	リベリヤ	20,000	T	12,500	不明	〃(〃)	36. 7. 8
波止浜造船	115	拓和丸	三瓶海運	670	D	750	日発	油槽船	36. 6. 28
橋本造船(神戸)	78	柏鷗丸	寄神海事	2,300		—	—	雑船(起重機)	36. 6. 19
瀬戸田造船	103	三礼丸	三井近海汽船	1,270	D	1,400	赤阪	貨物船	36. 4. 24
7月, 他 168隻 (500トン未満) 26,706総トン 竣工船合計 195隻 171,676総トン									

艦艇竣工

造船所	船番	船名	注文者	排水トン	主機	主機メーカー	型式	竣工月日
三井造船	653	いすず	防衛庁	1,450	D	4,000×4	三井 乙 警	36. 7. 29

1隻 1,450排水トン

特 許 解 説

潜水艇（昭和36年特許出願公告第11373号，発明者・出願人・ロジャー・バジユラツ—スイス）

この発明は船に操縦室を設け、これに制御室を具備してその潜行および水面への再浮上を制御するようにした潜水艇において、安全装置により潜行深度を制限し、船体を水面上に設けた装置と連結したことを特長とする。

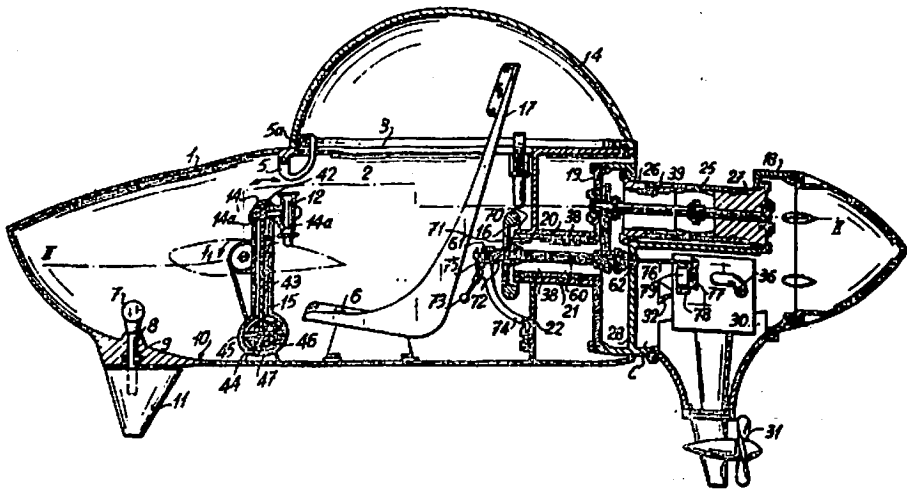
図において操縦室2を有する船体1には乗務員の出入口用の開口3が設けてあり、この開口3は透明材料からなりかつ蝶番5により船体1に枢着した蓋4で水密に閉鎖しており、水密性を保持するための接手5aが設けてある。操縦室2には座席6の他に制御レバー7、ハンドル12を具備した揺動レバー、後部手動輪16よりなる制御部材を有している。船体1には後方延長部18を設け、これを中空軸20と一体のフランジ19で支持し、中空軸20は操縦室2の後部を密閉する壁22に支持したガイド21内を自由に回転し、船体1は延長部18に対して旋回できるようになつている。延長部18には二つの側方腕23、23aからなる安定安全装置を有し端部に浮子24、24aを有している。

つぎに本潜水艇の操作を述べれば、乗員が座席6に坐る時に頭部は開口3の上方に位置するので透明材料から

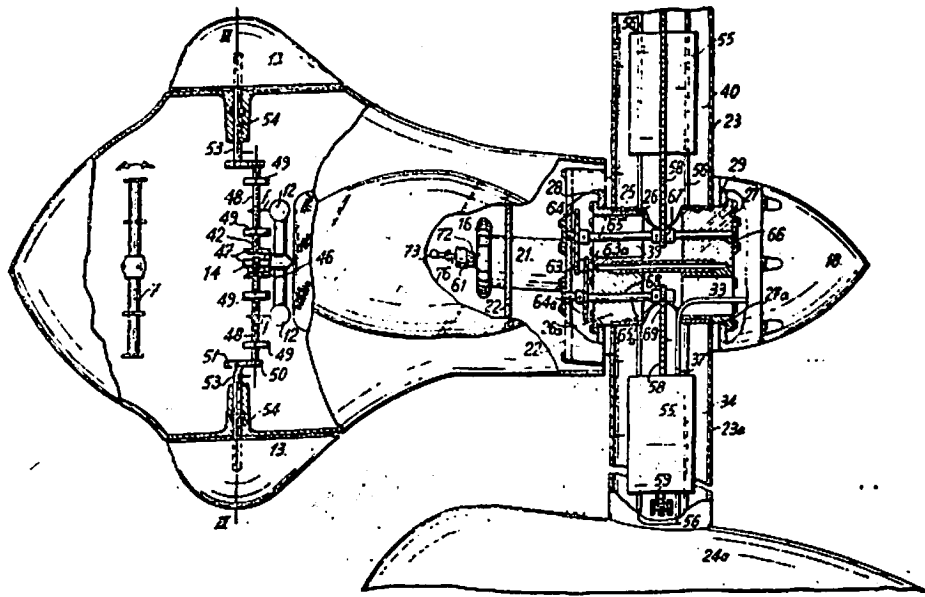
なる半球状の蓋4をとおして完全な透視を行うことができる。脚を制御レバー7の両端上に置き2個のハンドル12を操作し、レバー7の角度位置を変更して制御舵11を变位させ水面上に完全な展開を行う。潜水艇はモーター30で駆動されるプロペラ31により推進される。制御部材73によりモーター30の速度を調整する。

一時的に水中降下を行う時は、ハンドル上に押し f を作用させハウジング15を前方に揺動させ、舵13を矢 f_1 方向に回転させる。腕23、23aの内端には質量体55が存在するので、船体1に対する水の推力は潜水艇を水面上に再浮上させるように働き、プロペラ31により推進される時だけ水面下に降下することができる。乗員が水面まで再浮上せんと欲する場合には、ハンドル12を自分の方に引いて舵13を矢 f_1 と反対の方向に移動する。

水中潜行を欲する場合は、手動輪16を牽引して指片70を緩め次に手動輪を回転させ、2個の質量体55を延長部18上の腕23、23aの枢着部の方向に移動させ、潜水艇を質量体55に従つて次第に水中に沈下させる。質量体55は潜入部材の役目を果たその状態（船体との距離）を变化することにより船体の浮動状況を变化することができる。浮子25、24aはこの際予め定めた深さより大きい深さに潜水艇が沈下するのを防止する。この深さは腕の長さとしてこれ等の形成する最小角度により決定される。潜水艇が水中あるいは半ば潜入の状態にあるとき乗員は船体1を、ハンドル12を具備する制御レバーを



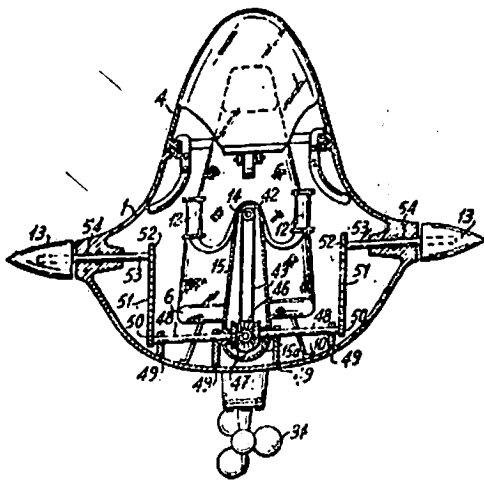
第 1 図



第 2 図

一方または他方向に枢支することにより延長部 18 に対して回転させる。制御レバーの角移動によつて深度舵 13 を一方または他方向に移動させて船自体を一方または他方向に回転させる。

モーター 30 は延長部 18 に設けた隔室 C 内に固定されているから操縦室の回転には与らないで通常の走行位置を続ける。空気入口 35、41 は潜水艇が波を横切つて展開する時に幾らかの水でも操縦箱 2 および隔室 C 内に入ってくるのを防止しうるような高さに設けられている。

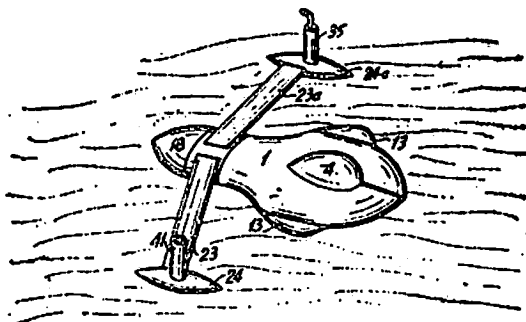


第 3 図

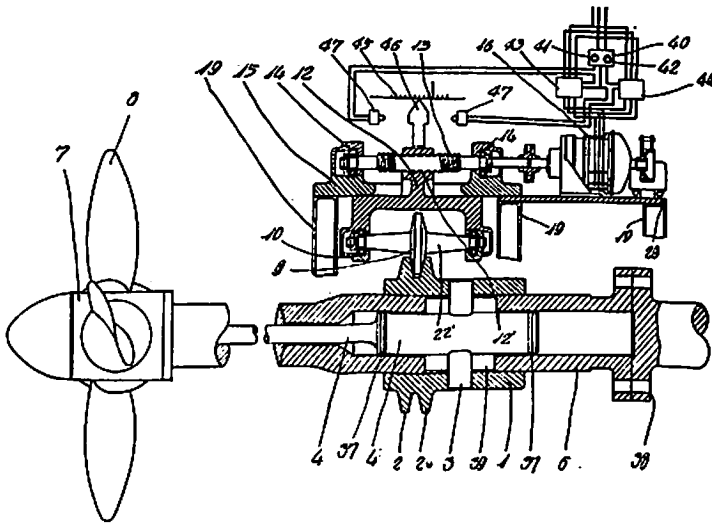
船舶用可変ピッチプロペラ操作装置（昭和 36 年特許出願公告第 17860 号、発明者・濱淵純生、出願人・日本鋼管株式会社）

この発明は船舶用可変ピッチプロペラに用いるピッチ変更調節装置に関するもので、軸内のピッチ変更調整杆を軸外にあるフランジ付ピッチ調整用摺動環にコッター等の連結片で強固に結合させ、このフランジに相互に扶持し合うフランジのついた回転自在の転子を嵌合させ、この転子をプロペラの軸方向に軸外で移動させ、前記のピッチ変更調整杆を移動させプロペラのピッチの調整を行うようにしたものである。

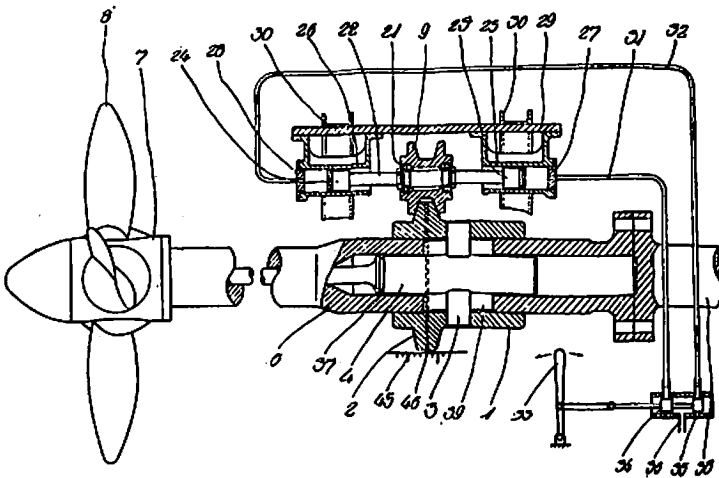
第 1 図は電動機により調整用転子を操作する場合を示



第 4 図



第 1 図



第 2 図

したもので、押釦 41 を押すと開閉器 43 を介し電動機 16 を正方向回転すなわち螺子杆 13 が転子保持部材 12 をプロペラ殻 7 方向に移動させる方向に回転する。転子 9 は左方向に移動しようとするがピッチ調整摺動環 1 のピッチ調整用フランジ 2 と挾持し合っているため摺動環 1 が左方に動かされようとする。この際摺動環 1 が軸方向に十分な長さを持つ筒状体である場合は円滑に左方に移動するが、図示のように摺動環の長さが短かく単一の転子のみで作動する場合でも、プロペラ軸 6 が回転しているので転子 9 の押し位置はピッチ調整用フランジ 2 の全周を順次に移動してゆき、プロペラ軸 6 の軸心と摺動環 1 の軸心との間に生ずる倒れを防止することができ、摺動環は円滑に軸方向に移動する。目的のピッチに達したならば押釦 41 の押圧を中止してピッチ変化を止めそのピッチを維持する。ピッチを負方向に変化しようとする場合は前と逆に電動機 16 を逆転させ転子 9 摺動環 1 を右方向に移動させて行く。第 2 図は油圧によりピストンを作用させ転子を操作させる他の実施例を示した。

このようにこの発明によれば軸外から変節しようとする動力を軸内の変節調整杆に確實簡易に伝達させることができ、小型軽量化されるので特に中小馬力船に対して可変ピッチプロペラの効用を遺憾なく発揮することができる。(大谷幸太郎)

船 舶 第 34 卷 第 11 号 昭和 36 年 11 月 12 日発行
定価 170 円 (送 18 円)

発行人 天 然 社
東京 都 新宿区 赤城下町 50
電 話 東京 (341) 1908
振 替 東京 79562 番
発行人 田 岡 勉 一
印刷人 研 修 舎

購 読 料

1 冊 170 円 (送 18 円)
半年 (前金予約) 950 円
1 年 () 1,800 円

以上の購読料の内、半年及び 1 年の予約割戻料金は、直接本社に前金をもって御申込みの方に限ります

天然社・船舶海事工学図書

- 造 船—
- 田中兵衛著 B5 上製 200頁 500円(送100円)
原子力船
- 山縣昌夫著 B5 上製 350頁 850円(送100円)
船型学「推進篇」 (品切)
- 山縣昌夫著 B5 上製 ㊟版別冊 700円(送100円)
船型学「抵抗篇」 (品切)
- 造船協会網船工作研究委員会編
 A5 220頁(折込11葉) 450円(送100円)
船の熔接工作法
- 造船協会電気熔接委員会編
 A5 上製 200頁 360円(送100円)
船の熔接設計要覧
- 高木淳著 上製 230頁 300円(送100円)
初等船舶算法 (品切)

- 主機・補機—
- 米國造船造機学会編 米原令敏訳 各 B5 上製
船用機関工学 (第1分冊)650円(送150円)(品切)
 “ (第2分冊)520円(送150円)(品切)
 “ (第3分冊)700円(送150円)
 “ (第4分冊)800円(送150円)(品切)
 “ (第5分冊)900円(送150円)

- 石田千代治・真壁忠吉 A5 上製 340頁 680円(送100円)
蒸気ボイラ
- 中谷勝紀著 B5 上製 230頁 500円(送100円)
船用ターゼル機関の解説
- 中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円(送100円)
船用ターゼル機関 (品切)
- 中谷勝紀著 A5 上製 210頁 250円(送100円)
船用焼玉機関 (品切)
- 小野暢三著 A5 上製 160頁 250円(送100円)
船用聯動汽機
- 小谷・南・飯田著 A5 上製 320頁 450円(送100円)
機関士必携
- 小谷信市著 A5 上製 300頁 350円(送100円)
船用補機

- 船用計器・電気・資材・船用品—
- 波多野浩著 A5 上製 340頁 700円(送100円)
航海計器 (才1巻)
- 茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円(送100円)
解説「レター」

- 船舶運航関係—
- 鈴木至著 A5 上製 320頁 650円(送100円)
航海力学
- 福永彦又著 A5 上製 240頁 400円(送100円)
海図の見方

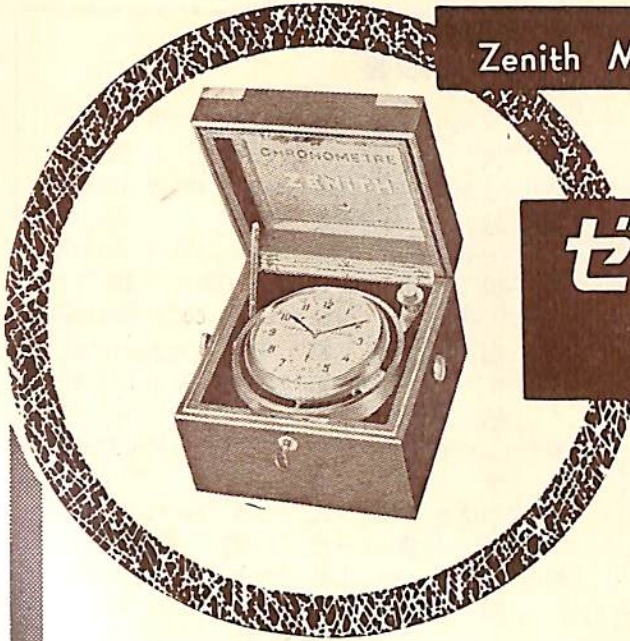
- 浅井・豊田共著 A5 上製 260頁 450円(送100円)
天文航法
- 浅井・上坂共著 A5 上製 300頁 480円(送100円)
地文航法
- 鮫島直人著 A5 上製 260頁 450円(送100円)
船位誤差論
- 宇田道隆著 A5 上製 310頁 600円(送100円)
海洋気象学 (増補改訂版)
- 依田啓二著 A5 上製 340頁 450円(送100円)
船舶運用品
- 渡辺加藤一著 A5 上製 200頁 280円(送100円)
荒天航泊法 (品切)
- 小野寺道敏著 A5 上製 350頁 500円(送100円)
気象と海難 (品切)
- 橋本・森共著 A5 上製 190頁 300円(送100円)
船舶積荷

- 船舶一般—
- 上野喜一郎監修 A5 上製 290頁 600円(送100円)
解説安全法規 総説篇
- 依田啓二著 A5 上製 220頁 380円(送100円)
新海上衝突予防法概要 (品切)
- 上野喜一郎著 A5 上製 630頁 850円(送100円)
船舶安全法規
- 屋代勉著 A5 上製 70頁 100円(送30円)
日本船舶信号法解説
- 屋代勉著 A5 上製 110頁 180円(送40円)
国際信号法解説
- 上野喜一郎著 A5 上製 310頁 420円(送100円)
船の歴史 近代篇・船体 (品切)
- 上野喜一郎著 A5 上製 330頁 500円(送100円)
船の歴史 推進篇
- 天然社編 B5 上製 230頁 650円(送150円)
船舶の写真と要目 第三集 1955年版
- 天然社編 B5 上製 230頁 650円(送150円)
船舶の写真と要目 才四集 1956年版
- 天然社編 B5 上製 260頁 900円(送150円)
船舶の写真と要目 才五集 1957年版
- 天然社編 B5 上製 260頁 900円(送150円)
船舶の写真と要目 才六集 1958年版
- 天然社編 B5 上製 180頁 700円(送150円)
船舶の写真と要目 才七集 1959年版
- 天然社編 B5 上製 210頁 800円(送150円)
船舶の写真と要目 才八集 1960年版

- 辞典便覧—
- 運輸技術研究所船舶機装部監修
 B5 上製 300頁 800円(送150円)
増補改訂版 船用品便覧
- 和達・福井・畠山監修 A5 上製 430頁 1200円(送150円)
気象辞典

Zenith Marine Chronometre, Switzerland

瑞西ニューシャテル天文台 コンクール
六ヶ年間最高賞連続受領



ゼニット マリン クロノメーター

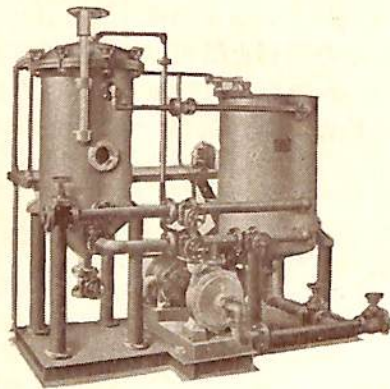
販売特約店 日本漁網船具株式会社
三洋商事株式会社
株式会社 玉屋商店

輸入元 **KK瑞西時計輸入商会**
Tokyo Central P.O. Box 1355

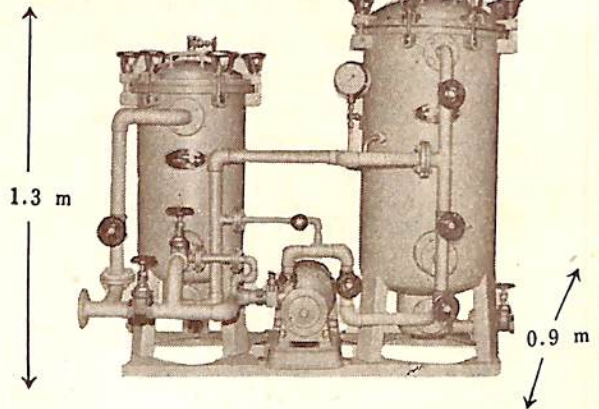
ZENITH

特許 ウルトラ・フィルター

硅藻土濾膜による完全濾過 (0.1 ミクロン完全除去)
1/2の濾過面積で2倍の濾過量、据付面積最小



燃料油、機械油飲料水用



浴槽循環濾過用 (30~50石用)

ミウラ化学装置株式会社

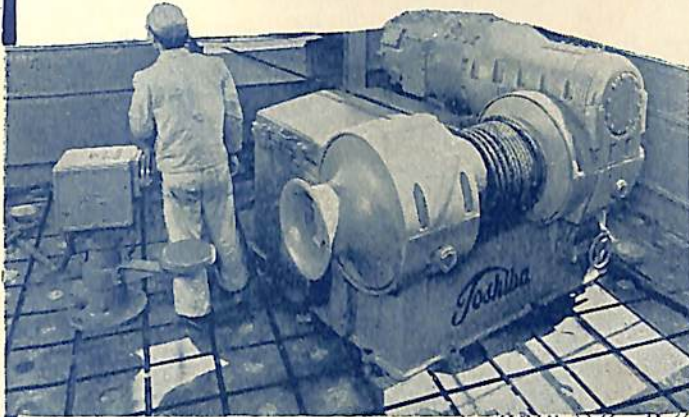
東京都目黒区下目黒3の541 電話 目黒 (712) 2265
大阪市住吉区帝塚山東二丁目13 電話 住吉 (67) 0251~4
弊社直接或いは……代理店を通じて御照会下さい。

(代理店)

三井物産、三菱商事、東京産業、大戸商会
天城産業、川野産業

MIURA

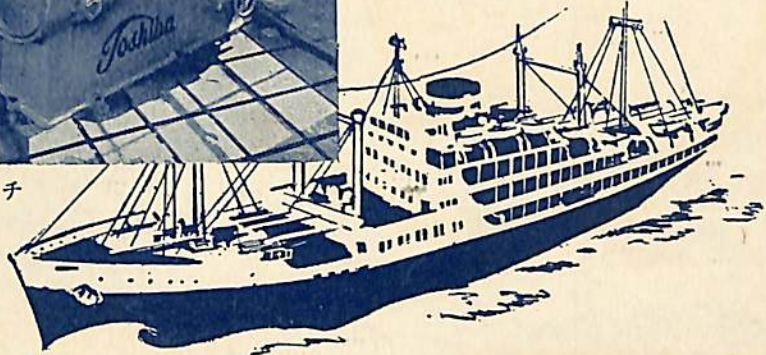
東芝の船舶用電気機器



3 t 交流電動ウインチ

主要電気機器

発電機・シリコン変圧器
 アンブリダイン式増幅発電機
 磁気増幅器・電動ウインチ
 各種電動機・電動揚錨機
 電動繁船機・配電盤
 制御装置・その他一般



Toshiba

東京都中央区銀座西5-2 電話東京(571)5711・8261

東京芝浦電気株式会社

HAMILTON

CHRONOMETER WATCHES



2 日 捲
 2 1 石
 特殊エリンバヒゲゼンマイ付
 高級仕上げムーブメント



ハミルトン マリナーウォッチ

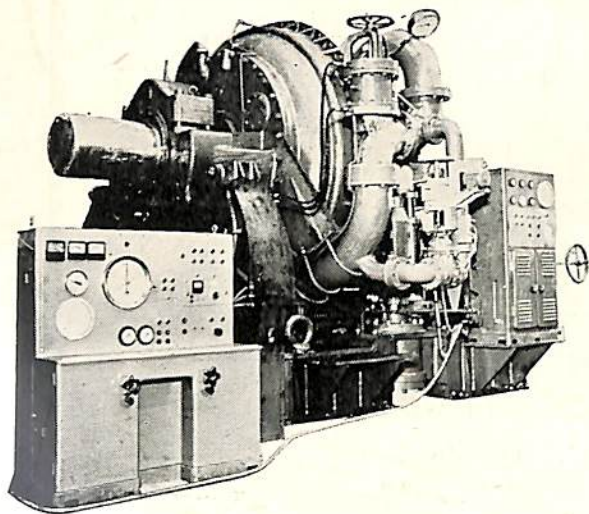
総代理店

株式会社 大澤商會

産業機械部

東京都中央区銀座西2-1 山田ビル2階 TEL(535)3271~4

Water-Brake Dynamometer



写真は我が国最大の 30,000 HP 測定用 超大型
水制動力計で、給排水量は電動バルブで調節
し、シリンダーは油圧力に置換して振子式動
力計で計測します。

また電動バルブと電気回転計を連動させる自
動安定装置を備えています。

容量最大	150 r. p. m	30,000 HP
中心高さ	2,350 mm	± 10 mm
軸全長	5,330 mm	全高 3,865mm
床寸法	4,200 mm × 3,410 mm	
総重量	約 80 ton	



株式会社 東京衡機製造所

東京都品川区北品川4-516 TEL (441) 1 1 4 1 (代)

大阪出張所 大阪市南区八幡町6 TEL (75) 6139, 6140, 8150, 8160

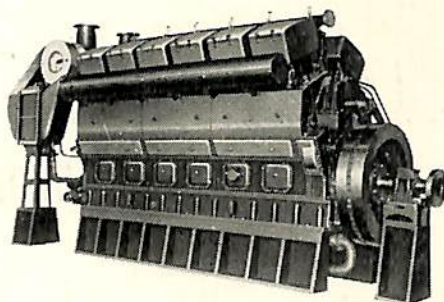
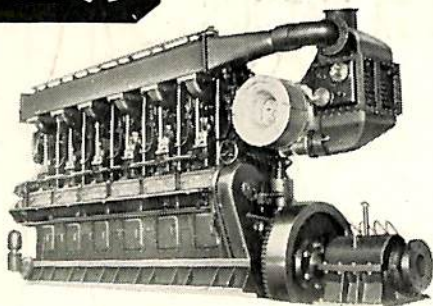
ハンシン ディーゼル



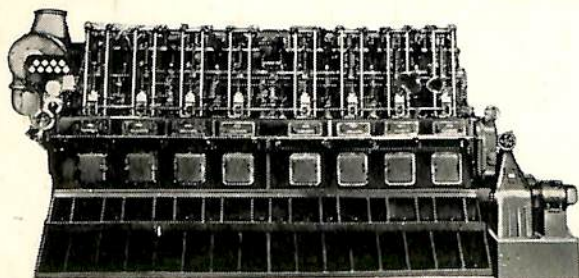
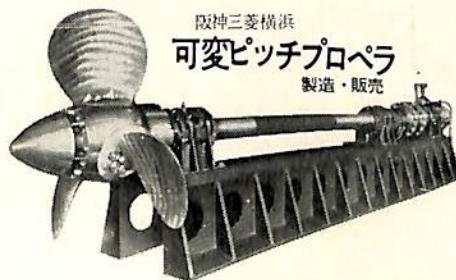
船舶用
発電用
動力用

最高の品質・性能
完全なアフターサービス

130~4500馬力



阪神三菱横浜
可変ピッチプロペラ
製造・販売



阪神内燃機工業株式会社

本社・工場：神戸市長田区一番町三丁目 TEL：神戸 (5) 1531-6
東京支店：東京都千代田区丸の内九ビル TEL：東京 (201) 3640-1
下関出張所：下関市豊前町第一ビル TEL：下関 (22) 768

保存委番号：

052094

IBM 5541

船舶 才三十四卷 才十一号

昭和五十五年三月二〇日 第三種郵便物認可
昭和三十六年十一月七日 発行 (毎月一回)

編集発行 東京新宿区赤城下町五〇番地
兼印刷人 岡健通 一
新田 研 修 舎

本号定価 一七〇円 発行所 天

電話東京 〇一九〇八番 然社
電話東京 〇一九〇八番

東京都新宿区赤城下町五〇番地