

SHIPPING

1963. VOL. 36

船舶

4



S. 38. 4. 20

ブラジル石油公団 御注文
 L.P.G.運搬船「ペトロプラス ノルデステ号」
 タンク17基 容積 4,000 立方米
 昭和38年3月25日 竣工



⊕ 株式会社 藤永田造船所

天 然 社

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
 昭和三十八年四月十二日 発行
 昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認 雑誌第四〇六号
 印刷 発行

Akasaka Diesel

三菱UEディーゼル機関

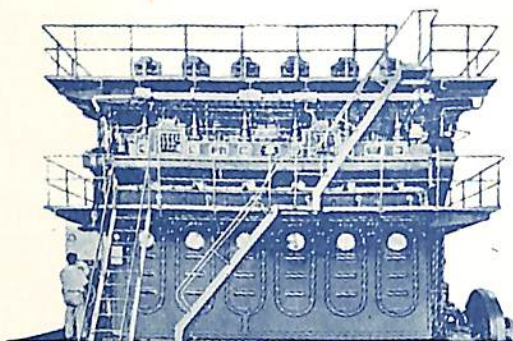
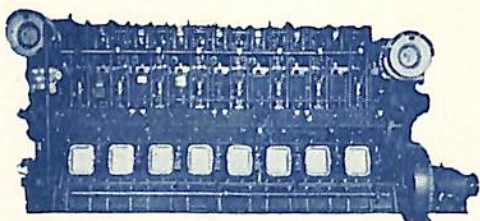
漁船並に一般客貨船用
発電用、原動機用ディーゼル機関

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 33/65 39/65 46/75

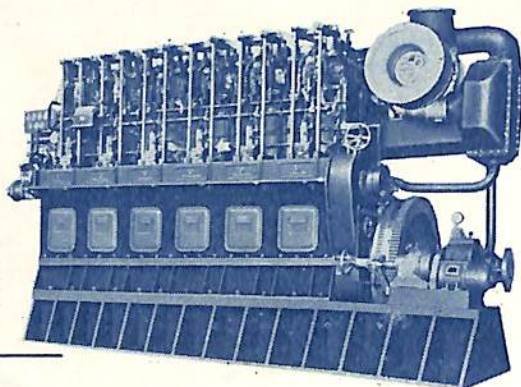
UEC 52/105



株式会社 **赤阪鐵工所**

本社 東京都中央区銀座東1-10三晃ビル TEL. (561)4902~3,4905,4676
工場 静岡県焼津市中港町 594 TEL. (焼津) 2121~5
出張所 札幌出張所, 大阪出張所, 福岡出張所,

船舶用・動力用
ディーゼル機関
100~4,500馬力

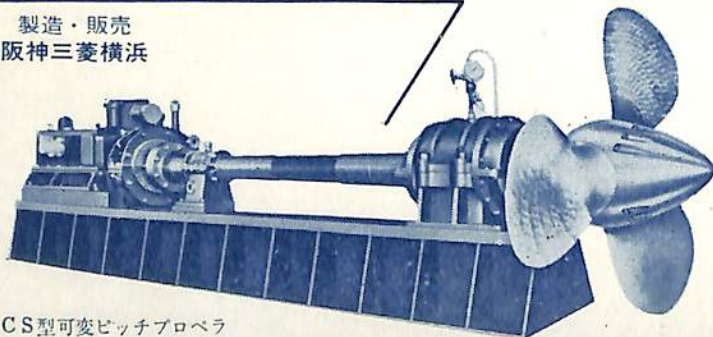


6 J S H型ディーゼル機関 2,000馬力

最高の品質性能
完全なアフターサービス

ハンシン ディーゼル

製造・販売
阪神三菱横浜



CS型可変ピッチプロペラ

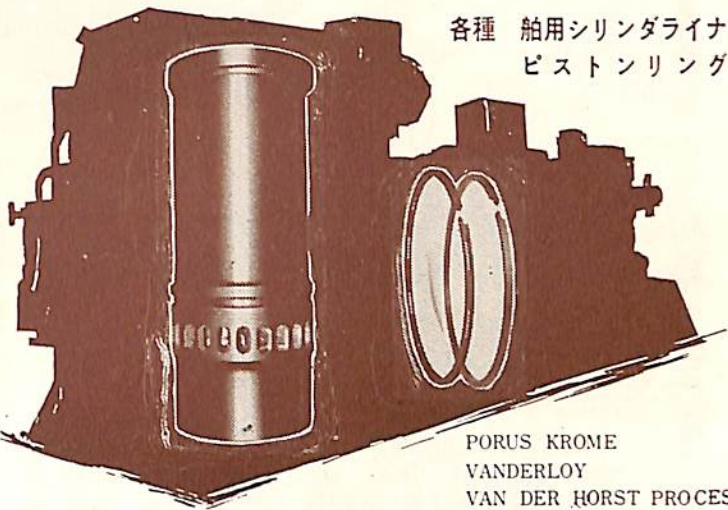


阪神内燃機工業株式会社

本社・工場 神戸市長田区一番町三丁目
TEL: 神戸 (5) 1531~6
支店・出張所 東京・下関・仙台 工場 神戸・明石

TP 心臓の中の心臓

世界を一週りする豪華客船もマンモスタンカーも……七ツの海に今日も力強く働きつづけるあの力強いエンジンの中で一番重要な部分を受けもつのが TP の船用ポーラスクロムメッキライナで「心臓の中の心臓」と重要視されています。ファン・デア・フォルスト社との技術提携によってさらにその威力を倍加し、好評を得ております。



各種 船用シリンダライナ
ピストンリング

PORUS KROME
VANDERLOY
VAN DER HORST PROCESS

帝国ピストンリング株式会社

本社：東京都中央区八重洲3-7 TEL (272) 1811 (代)
営業所：東京・大阪・名古屋・小倉・札幌



THOMAS
MERCER
—ENGLAND—

一世紀に亙る……
輝く伝統を誇る!

英国・トーマス・マーサー製

マリングロメーター

第六次南極観測船「宗谷」に装備さる!

検定保証書付(温度補正表・等時性能表・日差表付)

式日巻・八日巻・恒星時クロノメーター・電接装置付等あり

販売店 { 株式会社 大沢商会 東京都中央区銀座西2-5 TEL. 561-8351~5
株式会社 玉屋商店 東京都中央区銀座4-4 TEL. 561-7723・3829

総代理店 村木時計株式会社

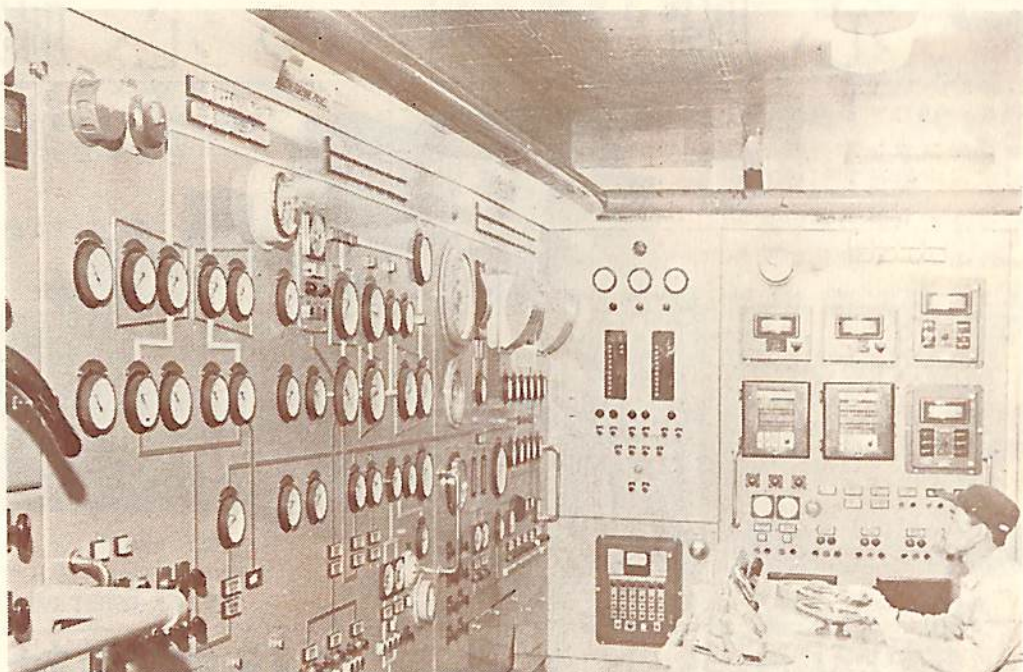
本社：東京都中央区日本橋江戸橋3-2 TEL. 272-2971~5

大阪店：大阪市東区北浜2丁目(北浜ビル) TEL. 202-3594~5



ESTABLISHED
—1858—

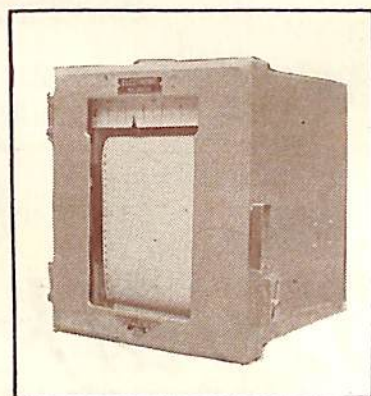
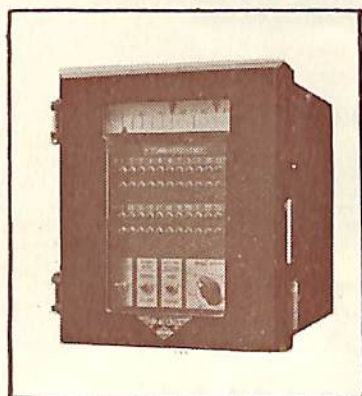




船舶自動化に理化電機工業の

オートメーション計器

温度計(抵抗・熱電式)〔指示・記録・調節〕
 検温計(水質計)〔指示・記録・調節〕
 その他各種自動制御装置



RDK 理化電機工業株式会社

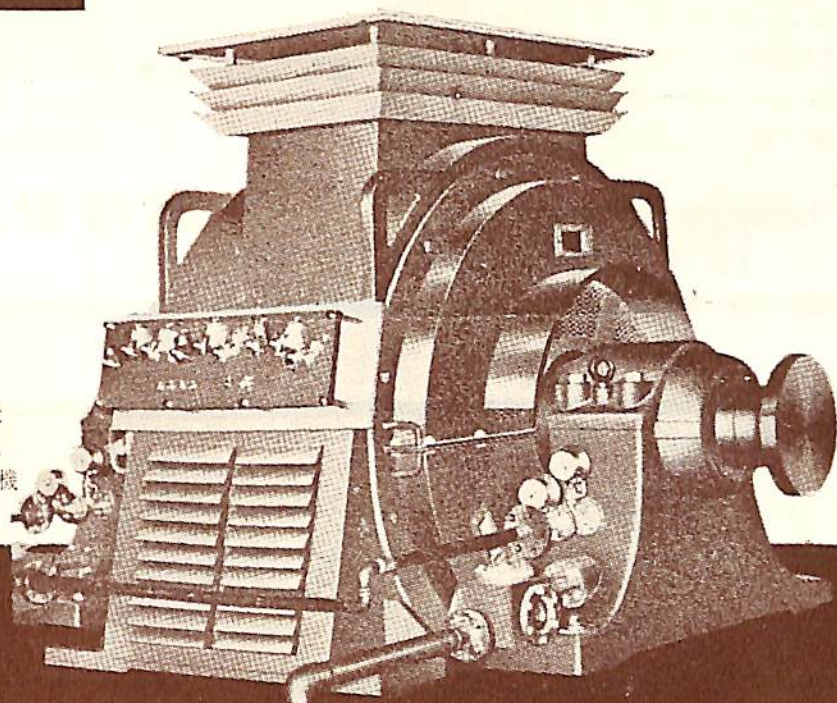
本社・工場；東京都目黒区唐ヶ崎625番地
 電話 東京(712)3171(代表)
 出張所；小倉・札幌

船舶用

中型専門メーカー 100~3000KW

自励、他励交流発電機
直流発電機
各種電動機
制御装置及配電盤

発電機・電動機



(株)渡辺製鋼所建造
若松築港(株)玄海丸納入
800 KVA 自励式三相交流発電機



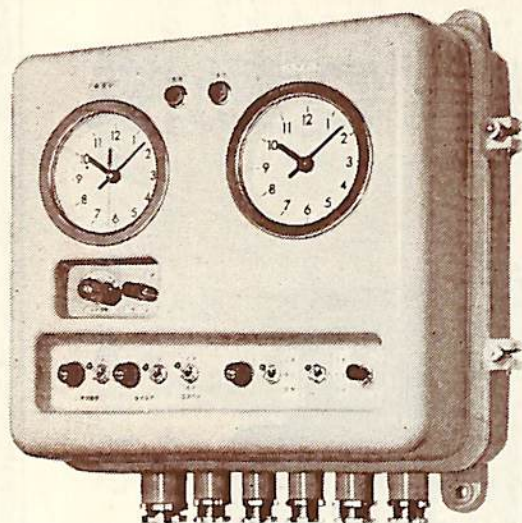
東京電機製造株式会社

営業所 東京都台東区車坂1(常陽銀行ビル5階)
本社工場 茨城県土浦市中高津町950
出張所 下関市大和町33

電話(832)4261(代)-5
電話(土浦)910-2-465-1287
電話(24)0703

SEIKO

船舶用 **セイコー** 電子時計 **QC-6TM**



- 標準時計 ● マリクロノメーター+船内親子時計
- 精度 ● 日差±0.2秒以内
- 動作温度範囲 ● -10°C~+50°C
- 電源 ● 常用AC 100/110V
子備DC 24/12V
無休止体制構成
- 構造 ● 親時計、パイロット子時計、自動早送装置を同一防滴、耐塩蝕ケースに収納
前面操作方式
- 運転可能子時計 ● (1)グリニッジ標準時計(三針) 1台
(2)日本標準時計(四針) 1台
(3)各種船内子時計(二針) 100台
(4)エンジンテレグラフ記録計 1台

株式会社 **服部時計店**

本社：東京都中央区銀座4-2 TEL (561) 2111
支店：大阪市東区博労町4-17 TEL (251) 1251

其他船舶用機器
レーダー・ロラン
ジャイロコンパス
ジャイロコンパスパイロット
エンジンモニタ
フロート式液面計
炭酸ガス消火装置

さあどうぞ!

これからの造船に船舶の自動化をお進めします。
昨年世界の注目を集めた主機関遠隔操縦装置(エンジンリモートコンローラ)は金華山丸を第一号機として、さくら丸など拾数船に装備され好評を博しています。船舶の自動化は弊社におまかせ下さい。

TOKYO KEIKI

東京計器

エンジンリモートコントローラ

※カタログ申送は*

株式会社 **東京計器製作所**

東京都大田区東圃田4の31
TEL (712) 2 1 1 1



船舶

第 36 卷 第 4 号

昭和 38 年 4 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

- 加圧式 LPG タンカー PETROBRAS OESTE 号 藤永田造船所・船舶事業部…(441)
 南海汽船向け 1,200 トン型客船 “よしの丸” について F 立造船・船舶業務本部・造船設計部…(447)
- 船内の移動重量と動揺 吉岡 勲…(456)
 Stamina (予備復原力) 菱田 敏男…(463)
 実船の旋回性能に対する一考察 宝田 直之助…(468)
 カジ特性に与える船の運動の影響 藤井 齊…(476)
- 営業用水中翼船の設計と運用の問題 H.von Schertel …(488)
 高経済性定期貨物船の試設計 (4) 浜田 昇…(498)
 金華山丸と人間工学 (5) 三好 和彦…(504)
- 船価は安く出来ないか 山口 増人…(484)
 [提言] 儒の道をわらう (2) へりっくす…(486)
 タンカー荷役作業の完全自動化装置 石川島播磨重工・東京芝浦電気…(502)
 [水槽試験資料 147] 鉍石運搬船の模型試験 船舶編集室…(511)
 [特許解説]・原子炉炉心構造体 (514)
- 写真進水—☆淡青丸 ☆木曾丸 ☆初島丸 ☆CHANDRAGOPTA JAYANTI
 ☆ PHILIP S. NIARCHOS ☆ MERGUI ☆ BACOLOD ☆ SAN JUAN
 PATHFINDER ☆ PINYA
- 竣工—☆徳洋丸 ☆大和丸 ☆大和川丸 ☆雄海丸 ☆よしの丸
 ☆浩海丸 ☆がんぢす丸 ☆成豊丸 ☆才一日鈴丸 ☆高風丸
 ☆からたち ☆かんいほげん丸 ☆純丸 ☆明洋 ☆大元丸
- ☆ PT-50型水中翼船 ☆ HTC の着水
 ☆ VA-3 型ホーパークラフト ☆ KK 式 “タイデイ” ホーサーリール

Dimetcote

®

No. 3

塗る亜鉛メッキ ダイヤモンドコート No. 3

130.000 噸の防錆に世界の塗装実績 25.000.000 m²

船齢を延ばすダイヤモンドコート、最高の技術を駆使して建造された世紀のタンカー日章丸に使用されております。

米国アマコート会社 日本総代理店

施工部 優秀な技術と設備による国内施工実績 1,000,000 m²

井上商会 有限会社

井 上 正 一

横浜市中区尾上町 5-80 電話 (68) 4021・4022・4023

海の横綱！

倉敷ビニロン

クレモナ[®] ロープ・帆布

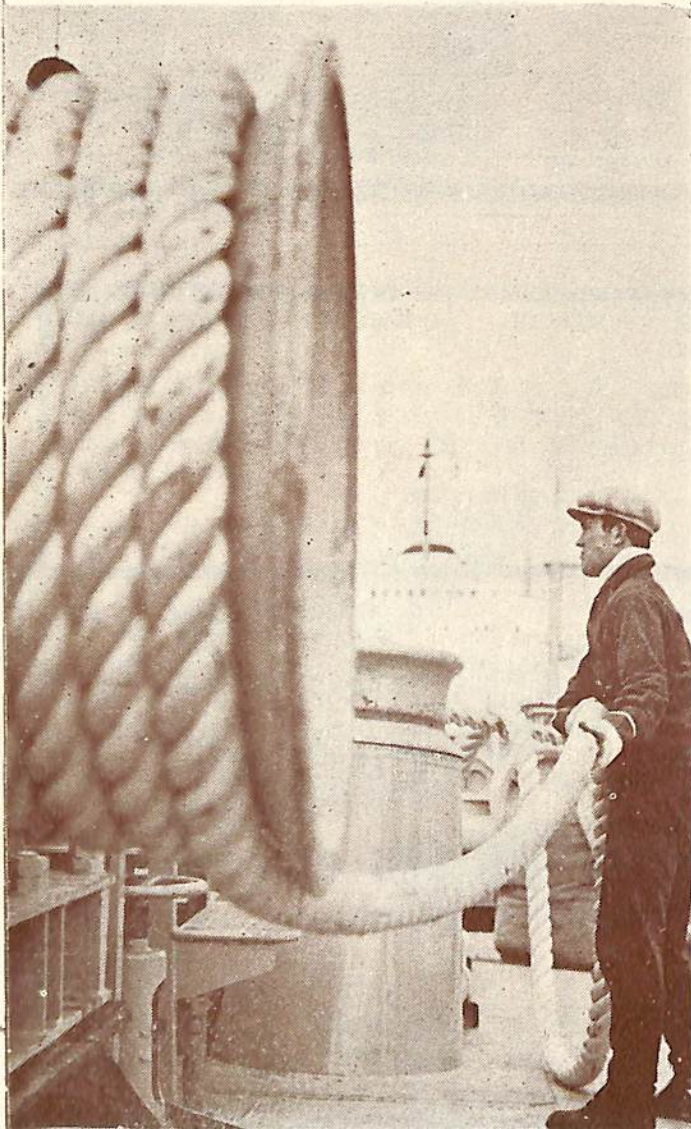
バランスのとれた力、“頼もしい海の横綱”クレモナロープは 外航船から内航船まであらゆるタイプの船で大量に使用されています。

その秘密は？

- (1)、強力がマニラロープより約50%大きいので径を10%程軽減できる。その上、比重が小さく吸水率が少いのでマニラロープの60%の労力で済む。
- (2)、価格はマニラの約60~70%アップ、しかもすでに5年間使用の実績寿命は3倍。ロープ費用40%の節減に役立つ。
- (3)、ホーサーには適度の太さと伸びは安全上必要。これにぴったりなクレモナはその上、紫外線やえぐれにも最も強くすべらず キンクもなく もちろんくさらない安心できる堅実なロープです。

大阪市北区梅田8番地
東京都中央区日本橋通3の1

倉敷レイヨン株式会社



淡 青 丸

(海洋調査船)

船主 東京大学海洋研究所

造船所 三菱造船・下関造船所

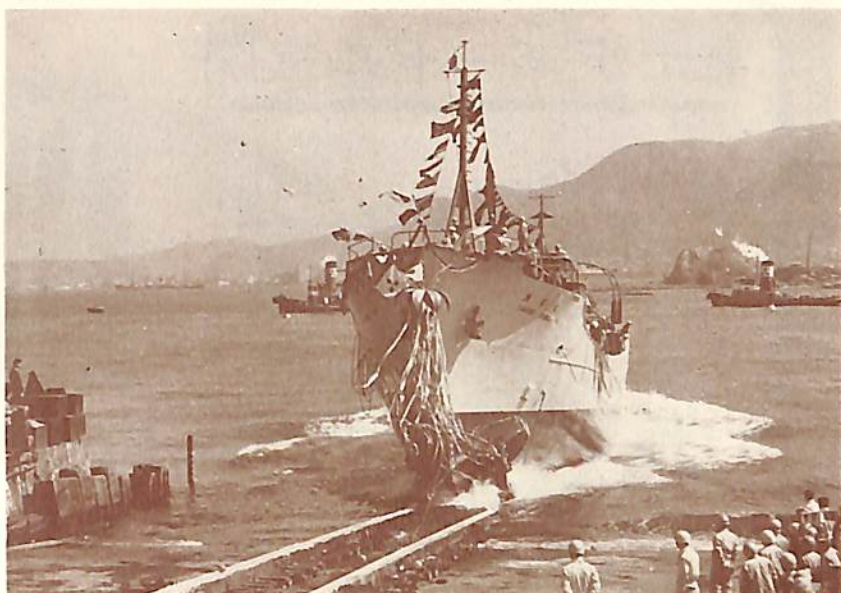
全長 40.00 m 長(垂) 35.00 m

幅(型) 7.40 m 深(型) 3.70 m

総噸数 約 250 噸 速力 11.5 ノット

主機 赤坂鉄工製ディーゼル機関 1 基

起工 37-11-22 進水 38-3-1



木 曾 丸

(トロール漁船)

船主 日本水産株式会社

造船所 三井造船・玉野造船所

長(垂) 77.00 m 幅(型) 13.50 m

深(型) 9.00 m 吃水 5.30 m 総噸数

約 2,530 噸 載貨重量 約 2,280 噸

主機 三井 B&W 742 VBF-75 ディーゼル

機関 1 基 出力 2,750 PS×240 RPM

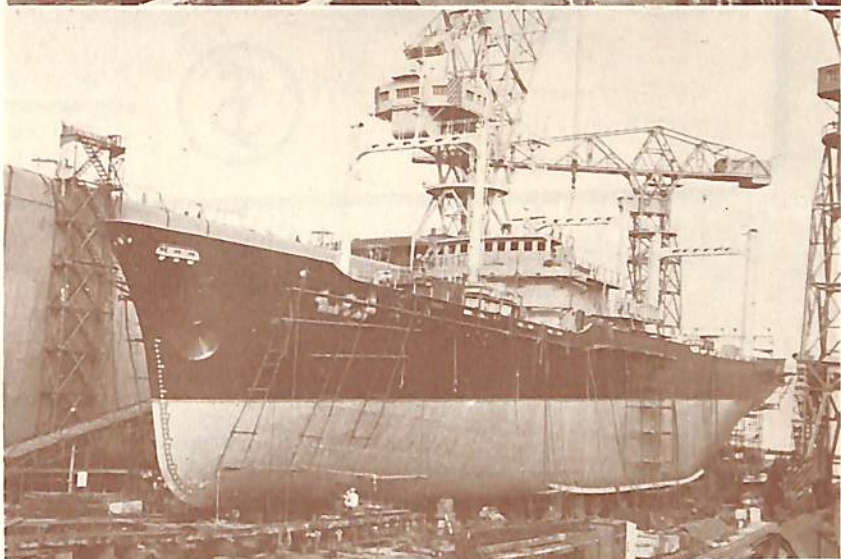
船級 NK 起工 37-11-27

進水 38-2-25 冷凍装置 三井エッ

シャウイス ロタスコ圧縮機 冷蔵庫

約 2,355 m³ トロールウインチ ディー

ゼル駆動 240 PS×1



つの

船舶塗料

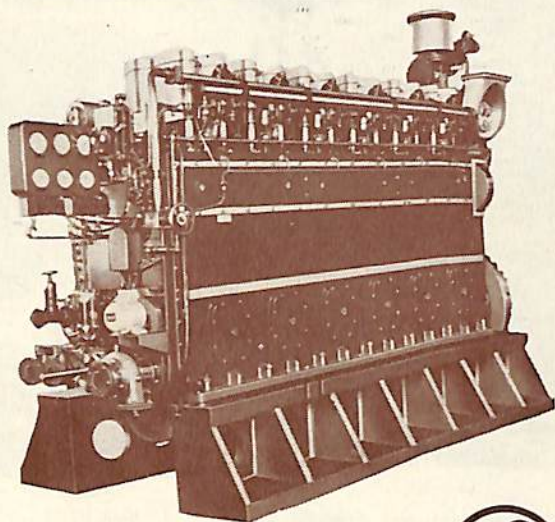
- C.R.マリーンペイント (ノンチョーキング型 合成樹脂塗料)
- アクチブ プライマー (ウオッシュプライマー)
- ビニレックス (塩化ビニル樹脂塗料)
- L.Z. プライマー (鉄面用下塗塗料)
- 槌印鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- 鉄船々底O.P.2号塗料 (有機毒物型・油性系 並びにビニル系)
- タイカリット (防火塗料)
- ボデラック (フタル酸樹脂塗料)

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4

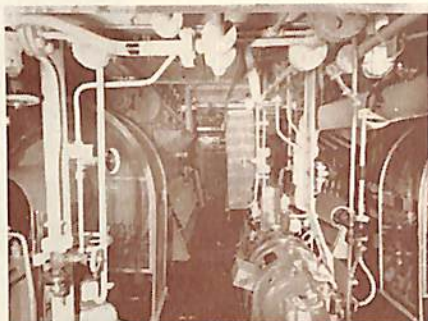


日本ペイント

富士ディーゼル機関



シュナイダプロペラ用主機
6 MD 32H 700 ~ 1000 P S



シュナイダプロペラ曳船 機関室内部
1000 P S × 2 搭載

180 P S ~ 4,000 P S

船舶 { 主機関用
補機関用
陸上 各 種



富士ディーゼル株式会社

東京都中央区京橋2-2(京橋ビル)
TEL (281) 1 2 5 1 (代表)



船舶用電線とケーブル

日本電線

本社 東京都中央区西八丁堀2-1 長岡ビル内
TEL (551) 6 4 7 1 (代表)

営業所 大阪・福岡・名古屋・仙台・札幌
工場 東京・川崎・熊谷

PHILIP S. NIARCHOS

(油槽船)

船主 ANDROMEDA TANKER CO. (リベリヤ)

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 242.00 m 幅(型) 37.20 m
深(型) 19.90 m 吃水 14.63 m
総噸数 約51,500噸 載貨重量 約90,400噸
速力 16.15 ノット 主機 GE社製蒸気タービン1基 出力 22,000 PS 船級 LR
起工 37-10-25 進水 38-3-11



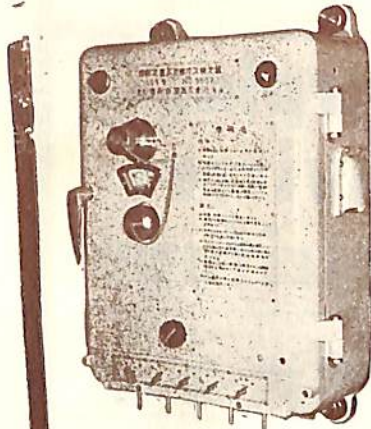
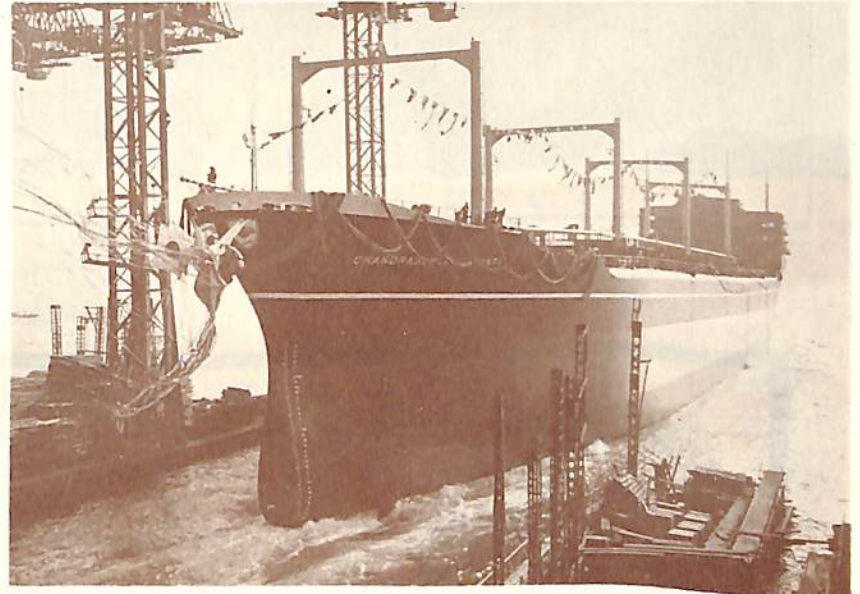
CHANDRAGUPTA JAYANTI

(撒積貨物船)

船主 JAYANTI SHIPPING CO. (インド)

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 183.00 m 幅(型) 27.40 m
深(型) 14.80 m 吃水 10.06 m
総噸数 21,600噸 載貨重量 32,250噸
速力 15.75 ノット 主機 浦賀スルザー6 RD76型ディーゼル機関1基
出力 9,000 PS 船級 LR 起工 37-11-1 進水 37-2-25



運輸省運輸技術試験所第
482号船用品型式検定済

理研瓦斯検定器

油槽船爆発防止 ガソリンガス・石油ガス・メタンガス測定

- 熔接・塗替…………… アセチレンガス、メチルエチルケトンガス測定
- 積荷保全…………… 炭酸ガス、フロンガス測定

本器は光波干渉計の原理を応用せる精密光学瓦斯測定器でありまして、物理的に各種ガスの微量測定が素人にも迅速に出来ます。

営業品目

炭酸ガス測定器 (201型)
(果物品質保持用)

理研瓦斯検定器・ポラリスコープ
光弾性実験装置・教育スライド
理研精密歪計・幻灯器

理研計器株式会社

東京・板橋・小豆沢 2-11
TEL 赤羽 (901) 1136 (代典) - 9

船舶用重油添加剤

カタログ
月号
請求券

ACC

PAT

178013
192561
238551

コノ請求
券ヲハガキニ
添付シテ御送付
下サイ



効用

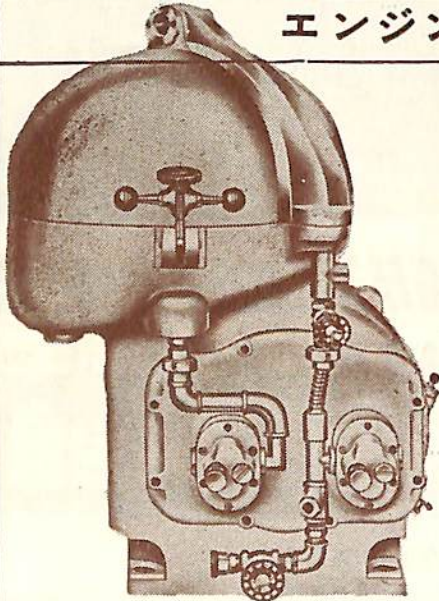
1. 航海中の燃費節減
2. スラッジの分散及び水分離
3. 燃焼設備の保護

日本添加剤工業株式会社

東京支店 千代田区神田鎌倉町1-7 291-3887・3886
 大阪支店 西区江戸堀北通1-6-9 441-162・8491
 出張所 小倉・名古屋
 本社工場 板橋区志村前野町1-21 960-1738・3737

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7-9(日本ビル) 電話 神戸(39)0288番(代表)



BACOLOD (貨物船) (パナマ)

船主 BACOLOD PANAMANIAN CORP.
造船所 三菱日本重工業・横浜造船所

全長 約 149.605 m 長(垂) 140.00 m 幅(型) 20.50 m
深(型) 12.60 m 吃水 9.32 m 総噸数 約 9,500 噸
載貨重量 約 15,000 噸 速力 17.5 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 K 6 Z
78/140 C 型ディーゼル機関 出力 8,500 PS×118 RPM
船級 LR 起工 37-11-9 進水 38-3-1
竣工 38-7 予定

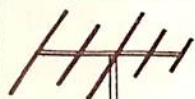


MERGUI (貨物船)

船主 ビルマ連邦政府
造船所 浦賀重工業株式会社

全長 137.90 m 長(垂) 127.00 m 幅(型) 18.70 m
深(型) 10.90 m 吃水 7.23/8.39 m 総噸数 7,600.00 噸
載貨重量 10,000.00 噸 速力 14.6 ノット 主機
浦賀スルザー 5 RD 68 型 出力 5,500 PS×135 RPM
船級 LR 起工 37-5-28 進水 38-3-5

最古の歴史と新しい技術



Antenna Rotator
for marine

= **エモテター**

103型

メーター式方向指示操作盤付
サイズ 190×190×250 耗
電源 110V A C 30V A. 回転力 120kgcm

E-500型

セルシン式方向指示盤及び操作盤付
サイズ 220×220×280 耗
電源 110V A C 50V A. 回転力 500kgcm



江本アンテナ

千葉県松戸市
松戸 2 - 1331


Tel. (04739) 2916 振替 東京 15202

世は完全にディーゼルの時代です



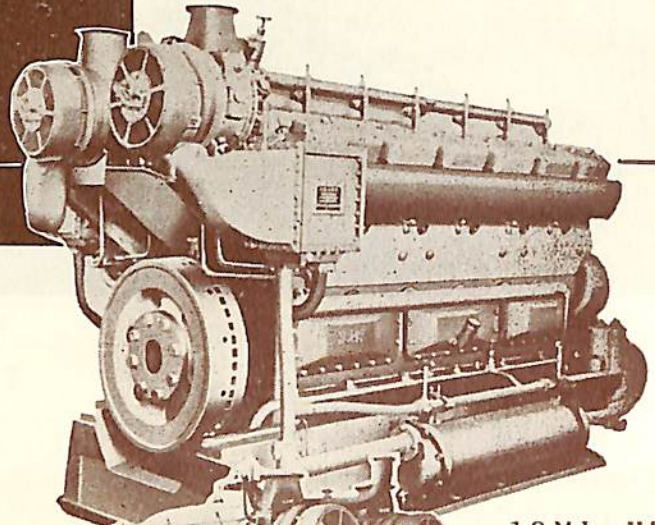
船舶補機に

ヤンマー ディーゼル

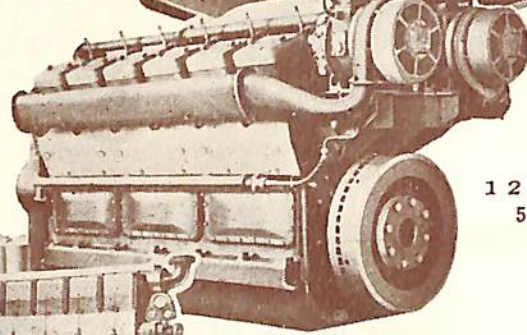
 日本工業規格表示

船舶補機用 2 ~ 1000 馬力

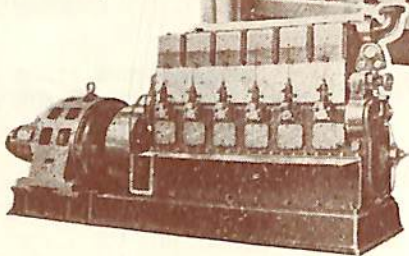
船舶主機用 3 ~ 800 馬力



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余機種のだ
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

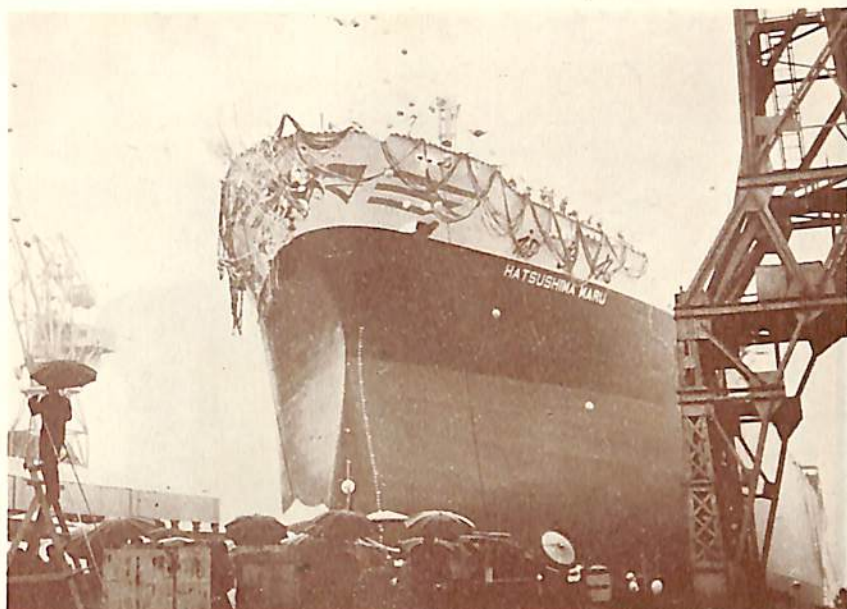
本社 大阪市北区茶屋町62番地
支店 大阪・東京・福岡・札幌・高松・広島
出張所 金沢・岡山・旭川・大分

初 島 丸
(油 槽 船)

船 主 東燃タンカー株式会社

造船所 石川島播磨重工
相生オー工場

長(垂) 230.00 m 幅(型) 33.00 m
 深(型) 19.00 m 吃水 14.18 m
 総噸数 40,100 噸 載貨重量 71,200 噸
 速力 16.5 ノット 主機 石川島播磨
 スルザー-10 RD 90型 1 基 出力 22,000
 PS 船級 NK, AB 起工 37-10-25
 進水 38-3-9 竣工 38-5 末

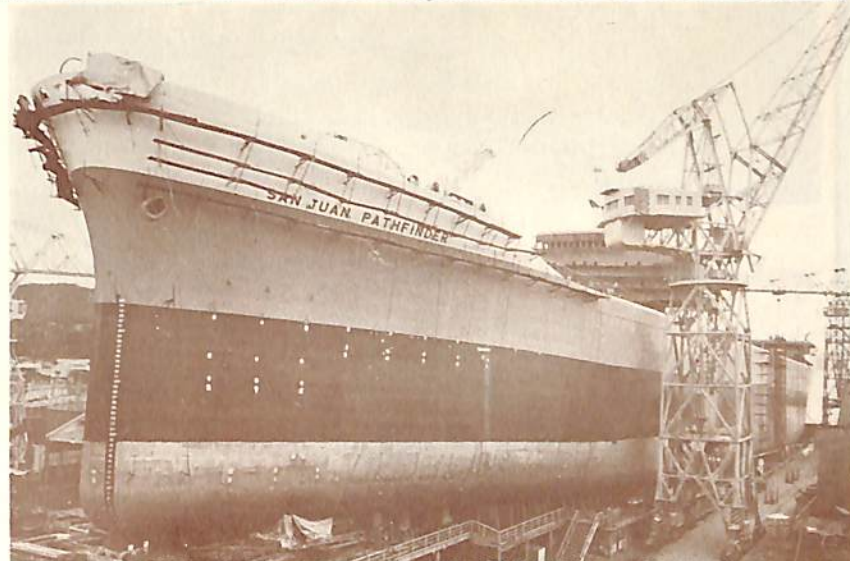


SAN JUAN PATHFINDER
(鉍石兼油槽船)

船 主 SAN JUAN CARRIERS.
(リベリヤ)

造船所 三井造船・玉野造船所

長(垂) 802'-0" 幅(型) 102'-0"
 深(型) 64'-0" 吃水 44'-0"
 総噸数 46,000 噸 載貨重量 67,500 噸
 主機 石川島東京製タービン 1 基 出力
 22,500 PS 船級 AB 起工 37-10-29
 進水 38-3-19 竣工 38-7 末



一体型製品の重量 5 屯まで
高耐蝕性の材質と



仕上精度に定評ある

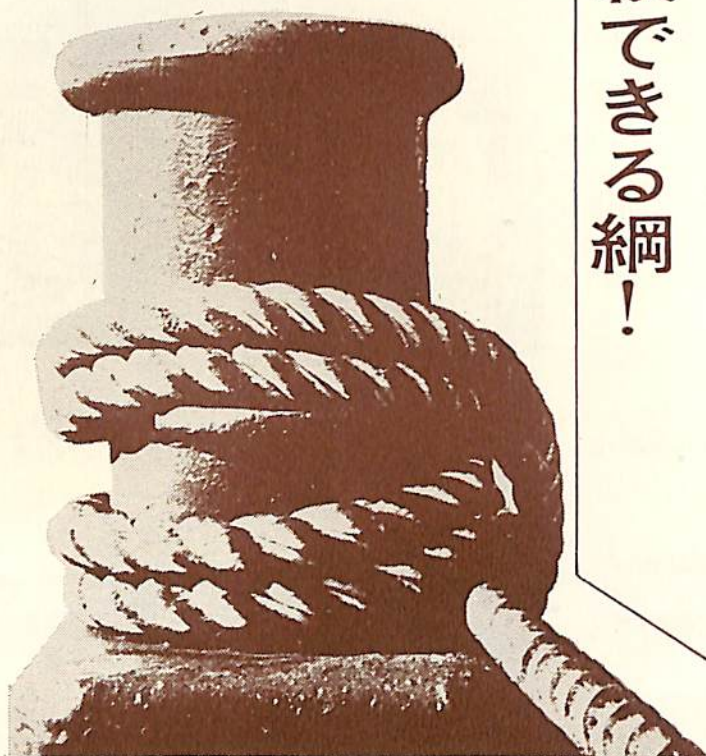
ミカド
プロペラ

株式会社 河野鋳工所

大阪市東住吉区加美絹木町 1-28 電話 (781) 2031~2033



信頼できる綱！



ニチポービニロンは日本で
発明された合成セーです
外国から技術を導入しない
ので、価格は割安、製品の
優秀さはアメリカをはじめ
ヨーロッパの各国でも注
目のまとなっています
ニチポービニロン・ロープ
は、海の仕事に最適な信
頼できるロープです

■スレ・ショックに強い
マニラロープに比べて、そ
の強さは2倍〜3倍、急激
なショックにも絶対の強さ
をもっています

■腐らず長持ちする
水中・土中・空中に長く放
置しても、全然腐りません
マニラロープに比べて、4
倍も長持ちします

■軽くて、扱いよい
軽くて、水切れがよく、適
当に柔らかいので、操作が
簡単です。型くずれ、キン
クの心配はありません

ニチポー
ビニロン

0-7・帆布

船舶用
認定NK / 運輸省

運輸省型式承認番号
#201...第1079号甲種
#202...第1089号甲種

P I N Y A

(貨物船)

船主 ビルマ連邦政府

造船所 日立造船・桜島工場

全長 137.90 m 長(垂) 127.00 m
幅(型) 18.70 m 深(型) 10.90 m
吃水 8.39 m 総噸数 7,200 噸
載貨重量 10,000 噸 速力 15.5 ノット
主機 日立 B&W 562-VT 2 BF-140 型
ディーゼル機関 1 基 出力 5,450 PS
船級 LR 起工 37-7-5
進水 38-2-28

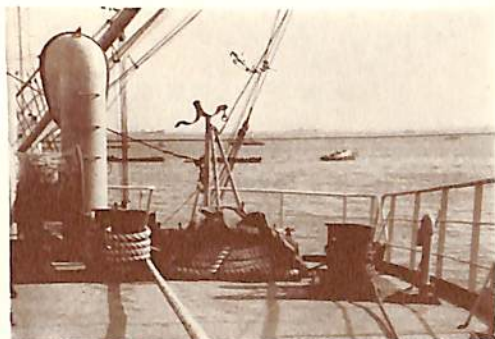


KK 式 "タイデイ" ホーサーリール

久保田鉄工では今回川崎重工業の考案になる船舶用のホーサーリール(電動式係船索用装置)の製造権を得て製造を開始した。

現在大型船の係船に用いられている係船索は甲板上に乗組員が手で巻取つているのであるがこれを機械化し乗組員の労力の軽減、索船作業の安全化、係船索の寿命延長、係船索保管場所の縮小整理を特長とする装置である。既に川崎汽船の千曲川丸、大和川丸に搭載され画期的なものとして注目されている。

久保田鉄工ではKK 式 "タイデイ" ホーサーリールの名称で積極的に製造、販売を開始することにした。



現在のホーサーの保管状態



KK 式 "タイデイ" ホーサーリール

VA-3型 ホーバークラフト

三井造船はこのたび英国 ビッカース・アームストロング社(Vickers-Armstrong (Engineers) Ltd.) 並びに ホーバークラフト 開発社(Hoveeraft Development Ltd)との間にホーバークラフト(Hovercraft)の製作に於ける技術援助契約の締結がまとまり 去る2月28日三井造船本社に於て、ビッカース社会長サー・ダーヒー氏(Sir Durphie)並びにビッカース・アームストロング社 販売担当重役 オンプアー氏(Mr. Wonfer) 立合いの

もとにビッカース・アームストロング社会長オッフアー氏(Mr. Opher)と田中三井造船社長の両者間において本契約に調印した。

ホーバークラフトは数年前より革新的輸送機関として斯界の注目を浴びていたが、ビッカース社において昨夏英国ユナイテッド航空会社(British United Airways)の協力を得て、世界で初めての商業用客船としてのホーバークラフトVA-3型を設計、建造し、ボルトンポール社(Boulton Paul Ltd)が世界最初のホーバークラフトによる客船運航を開始した。ここにホーバークラフトも愈々経済的輸送機関の段階に入つたことが実証されたもので三井造船はビッカース社の開発によるホーバークラフト全機種種の技術を導入することになり、日本および東南アジアにおける商業用および軍用等の需要に応えることになった。



HTCの着水

(米海軍水中翼実験艇)



作センターで組み立てられたもので、交通の激しい水路では75馬力の外舷エンジン2基で走るが、同艇の主エンジンはカタマラン型艇体間に搭載されるジェット・エンジンとなるはずである。

ボーイング社ではこのほど世界最高速の水中翼艇として設計された米海軍のHTC水中翼実験艇を着水させた。

同HTCはクレーンでシアトルのボーイング社シアトル製作センターのドックからデユワミツシユ水路に移されたもので、パジェット・サウンドで“排水”航走試運転が始められたが、その後数週間にわたって基礎テストが続けられる予定。

HTCは毎時116哩(184キロ)の速力を出すよう設計され、高速水中翼装置研究用のテスト・ベッドとして使用されるはずで同艇には各種水中翼および水中翼配置型式がとりつけられる。

重さ15トン、全アルミ製のこのHTCはボーイング社ミサイル製

才 一 日 鈴 丸

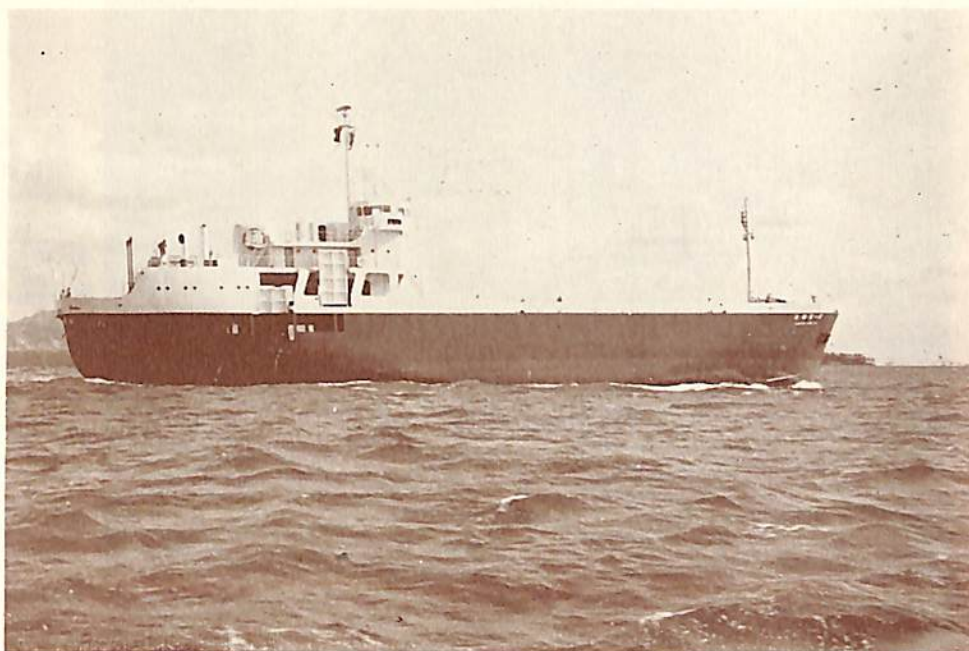
(自動車運搬船)

船 主

大星海運株式会社
日本埠頭海運株式会社

造船所

波止浜造船株式会社



全長 66.200 m 長(垂) 60.000 m 幅(型) 10.500 m 深(型) 5.300 m 吃水 3.000 m
総噸数 964.68 噸 載貨重量 408.39 噸 速力 10.5 ノット 主機 木下鉄工所製 4 衝程単
動無気噴油過給機空気冷却器付ディーゼル機関 出力 637 PS 起工 37-9-28 進水 37-
12-12 竣工 38-1-31

TP-30 型

水中翼船

日立造船では、神奈川工場(川崎市)で建造中の日立造船シユプラマルPT-50型水中翼船才1船を関西汽船と船舶信託方式(注参照)によつて契約した。

このPT-50型は、わが国最大の水中翼船(140人乗り)で3月下旬に完成。

本船は“はやかぜ”と命名され4月下旬より阪神一坂手-高松に就航する予定である。

全長 27.90 m 幅 6.10 m

水中翼を含む幅 10.65 m 吃水 3.50 m 翼浮揚時吃水(航走中) 1.50 m 排水噸 約 60 噸 総噸数 約 130 噸

最高速力 75 km/時 航続距離 約 550 km 主機械 メルセデスベンツディーゼル機関 出力 1,350 PS×2 基

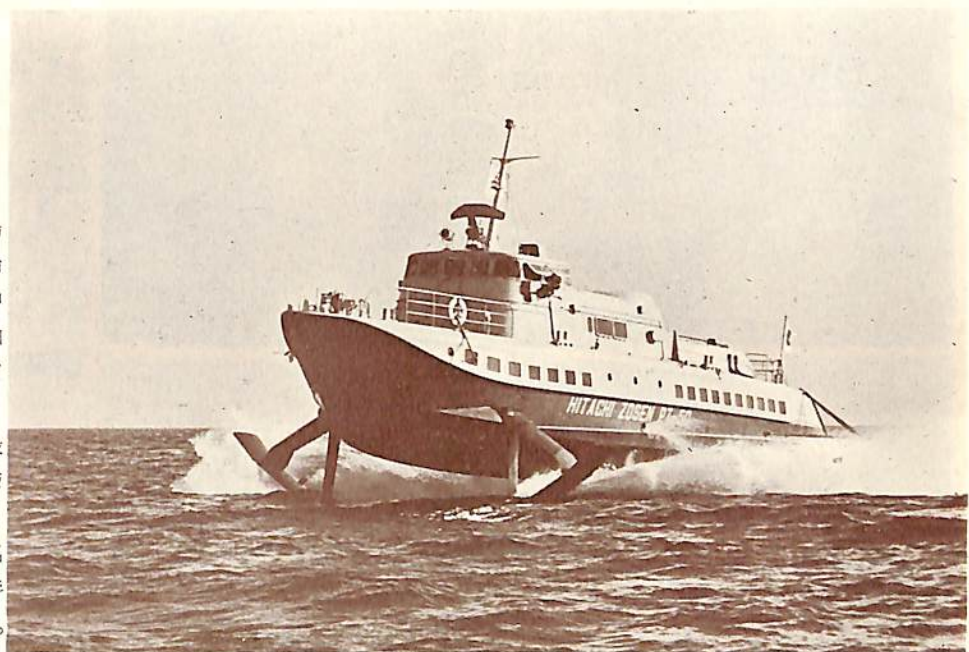
定員 140 人 (注) 船舶信託方式 本船は一定期間、日立造船、住友信託、関西汽船、三社の船舶信託方式によつて取

扱われる。 運航会社(関西汽船)と造船所(日立造船)の間で“造船契約”を結び、これと併行して信託銀行(住友信

託)を含め“信託基本協定”を結ぶ。 この協定に従つて造船所(日立造船)は信託銀行(住友信託)と“船舶信託契

約”を結び本船を信託する。 一方運航会社(関西汽船)は信託銀行(住友信託)と“船舶賃貸借契約”を提携しチャータ

ー運航を行いながら賃貸料を支払い、元本償還完了後、船舶の所有権を得る方式である。





丸 鯨
(曳 船)

船 主 名古屋造船株式会社
造船所 名古屋造船株式会社

全長 25.50 m 長(垂) 23.00 m
幅(型) 6.50 m 深(型) 2.90 m
吃水 1.853 m 総噸数 102.31噸
純噸数 28.02噸 速力 11.26ノット
主 機 阪神内燃機製 Z 6 EMRS 型 2
基 出力 420 PS×2 (390 RPM)
起工 37-10-10 進水 37-11-10
竣工 37-12-10

本船は可变ピッチプロペラ 2軸船で
操舵室より 機関を動かすことがで
きる。遠隔操縦装置を備えている。



明 洋
(測 量 船)

船 主 海上保安庁
造船所 名古屋造船株式会社

全長 40.5 m 長(垂) 39.6 m
幅(型) 8.05 m 深(型) 3.8 m
吃水 2.95 m 総噸数 395.89噸
純噸数 85.42噸 速力 11.745ノット
主 機 赤阪鉄工製 TR 6 SS ディー
ゼル機関 出力 700 PS
起工 37-9-14 進水 37-12-22
竣工 38-3-15



大 元 丸
(砂利運搬船)

船 主 平田 頼 司
造船所 松浦鉄工造船所

全長 26.90 m 長(垂) 23.45 m
幅(型) 7.60 m 深(型) 3.00 m
吃水 2.188 m 総噸数 166.08噸
載貨重量 215.00 噸 主 機 オ-内
燃機製 2 サイクル 焼玉 3 DS (A)-
345 型 1 基 出力 165 PS
起工 37-10-1 進水 38-1-10
竣工 38-2-2

高 風 丸

(海洋気象観測船)

船主 気 象 庁

造船所 石川島播磨重工・
東京工場

全長 47.00 m 長(垂) 42.50 m
幅(型) 7.70 m 深(型) 3.80 m
吃水 2.85 m 総噸数 335 噸
載貨重量 205 噸 速力 11ノット
主機 富士ディーゼル製ディーゼル
機関 1基 起工 37-8-11
進水 37-11-30 竣工 38-3-15
乗組員 船体部11名 機関部 9名
通信及び事務 6名 観測部 15名
計 41名



か ら た ち

(旅客船)

船主 愛媛県越智郡関前村

造船所 松浦鉄工造船所

全長 25.04 m 長(幅) 22.00 m
幅(型) 5.00 m 深(型) 2.30 m
吃水 1.675 m 総噸数 99.00 噸
満載排水量 111.239 噸 速力
10.65 ノット 主機 松井鉄工製
MD 6255型ディーゼル機関 1基
出力 390 PS 起工 37-11-1
進水 38-1-29 竣工 38-2-16



か ん い ほ け ん 丸

(巡回診療船)

船主 簡易保険郵便年金
福祉事業団

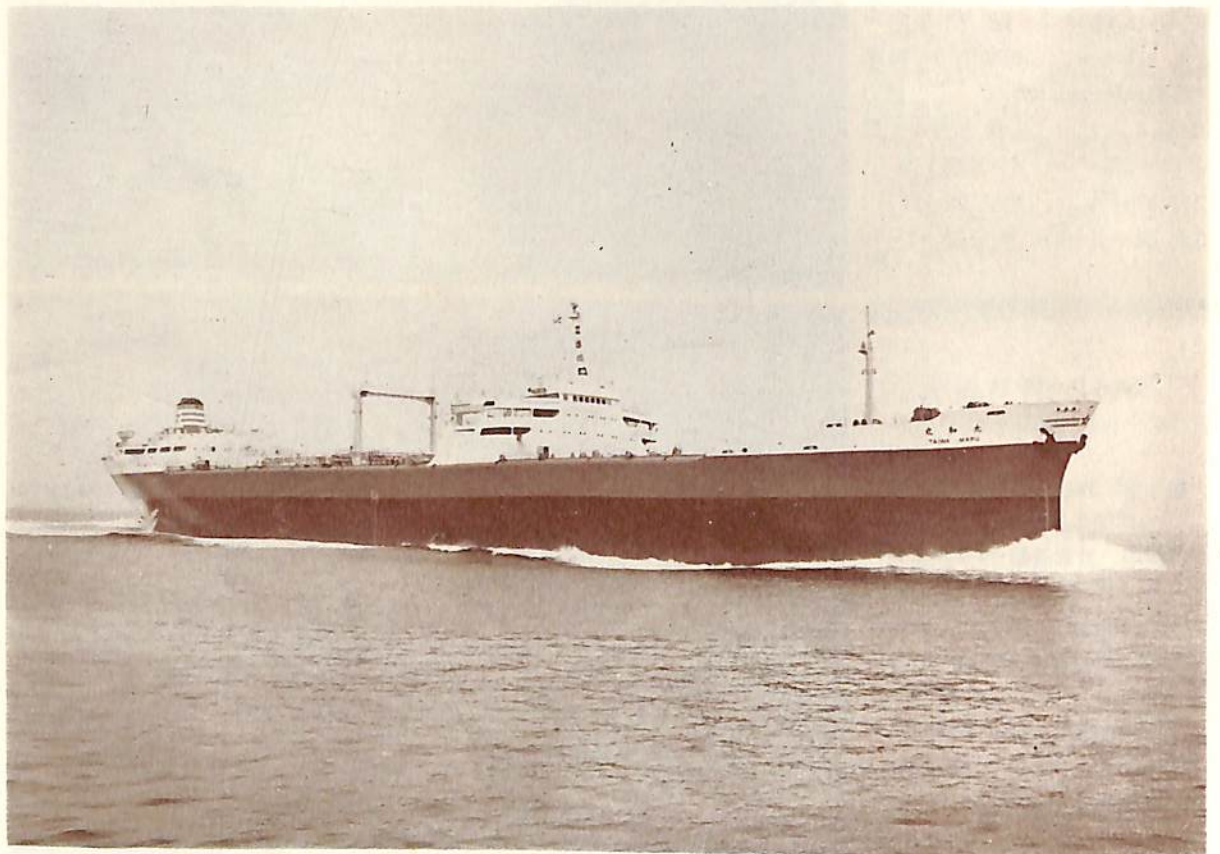
造船所 日立造船・神奈川工場

全長 22.00 m 幅(型) 6.00 m
深(型) 2.50 m 総噸数 約 90.00 噸
速力 10.00 ノット 主機 三菱日
本 DH 24 MK ディーゼル機関
出力 250 PS×1,800 RPM 起工
37-11-16 進水 38-2-25
竣工 38-3-14





德 洋 丸 (油 槽 船)



大 和 丸 (油 槽 船)

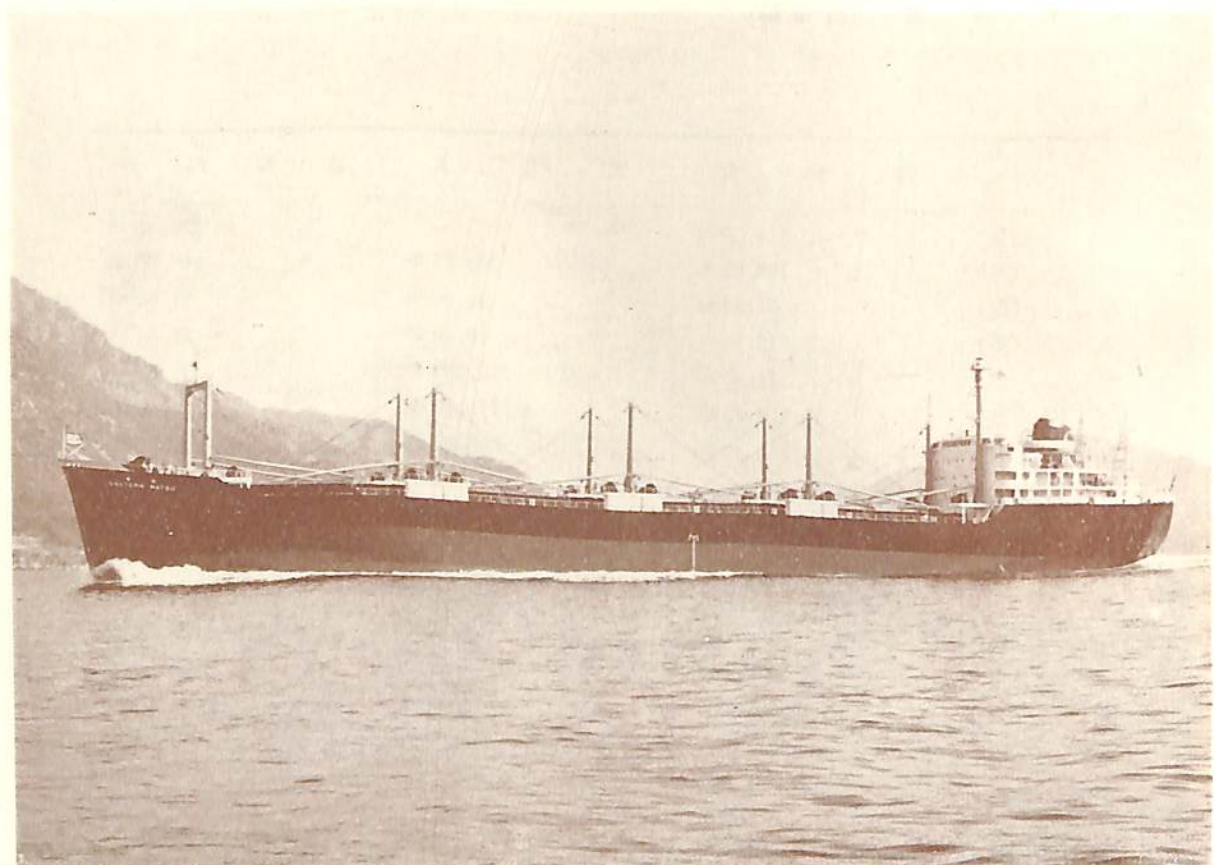


大 和 川 丸 (油 槽 船)

船 名		徳 洋 丸	大 和 丸	大 和 川 丸
要 目				
全 長		219.20 m		220.50 m
長 (垂)		208.00 m	225.00 m	209.00 m
幅 (型)		31.00 m	32.90 m	31.00 m
深 (型)		15.90 m	19.10 m	15.80 m
吃 水		11.89 m	13.882 m	11.77 m
総 噸 数		29,927.10 噸	42,771.50 噸	29,600 噸
載 貨 重 量		51,561.40 噸	71,508.00 噸	50,396 噸
速 力		17.24 ノット	17.19 ノット	16.5 ノット
主 機		三菱 9 UEC 型 ディーゼル機関 1 基	三菱 エッシャウイス 蒸気タービン 1 基	川崎 H-165/175 型 2 段減速装置付 衝動タービン 1 基
出 力		最大 18,000 PS	20,000 PS	16,500 PS
船 級		NK	NK	NK
起 工		37-3-27	37-3-27	37-8-20
進 水		37-11-5	37-10-16	37-12-27
竣 工		38-1-31	38-3-15	38-3-10
船 主		大洋商船株式会社	太平洋海運株式会社	川崎汽船株式会社
造 船 所		佐世保重工業株式会社	三菱造船・長崎造船所	川崎重工業株式会社



雄 海 丸 (石炭専用船)

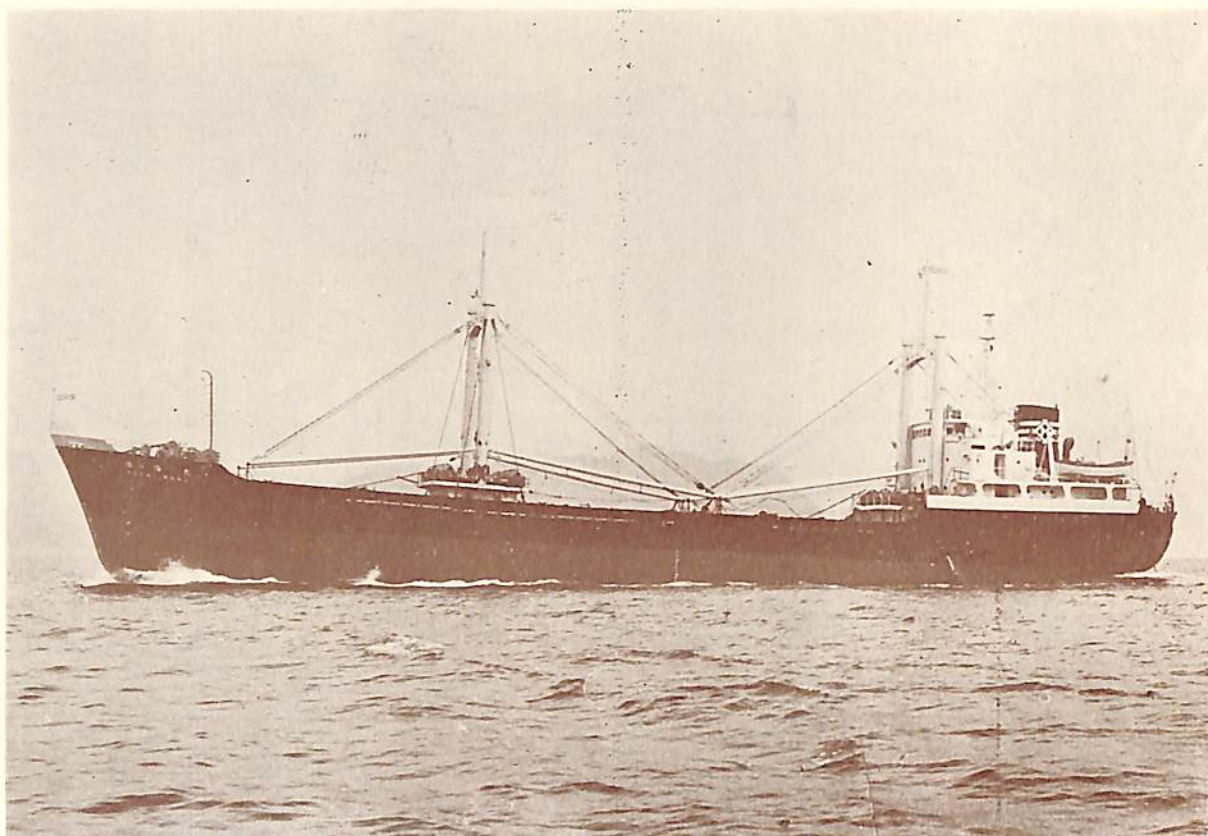


EASTERN MATSU (鉾石運搬船)

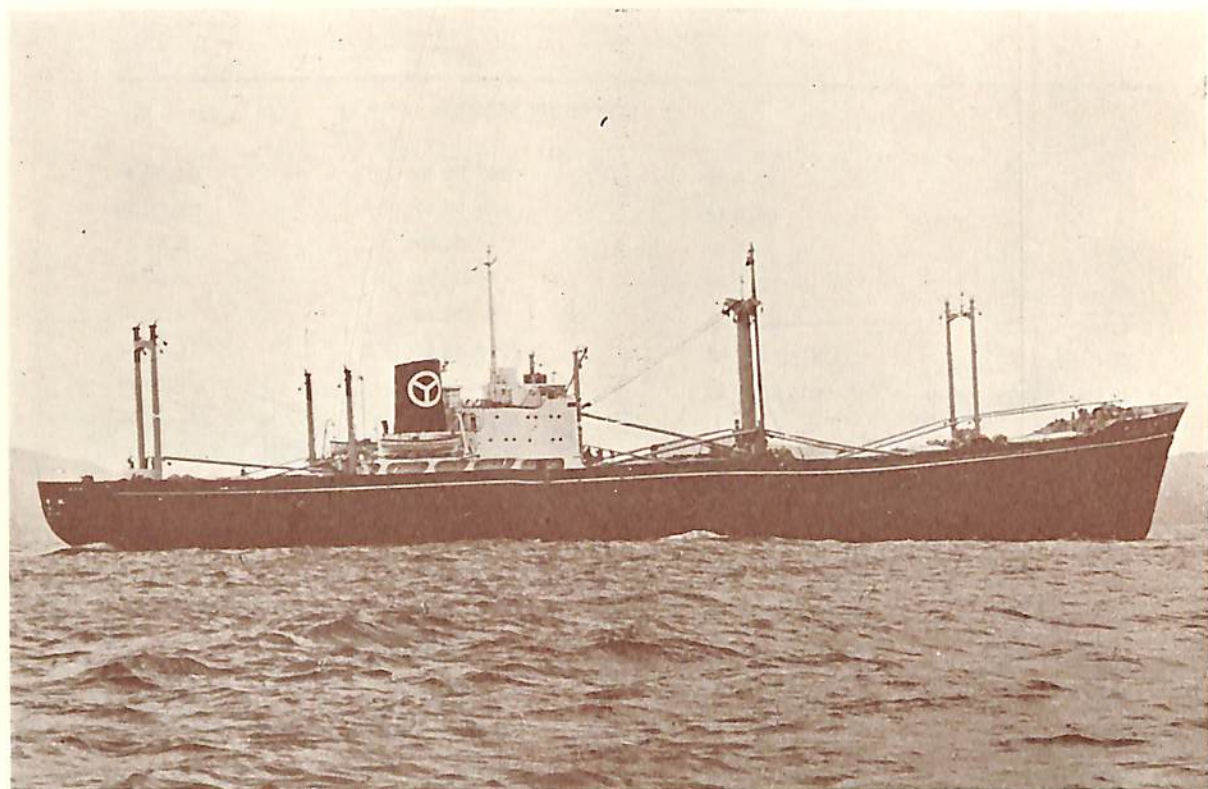


よ し の 丸 (旅 客 船)

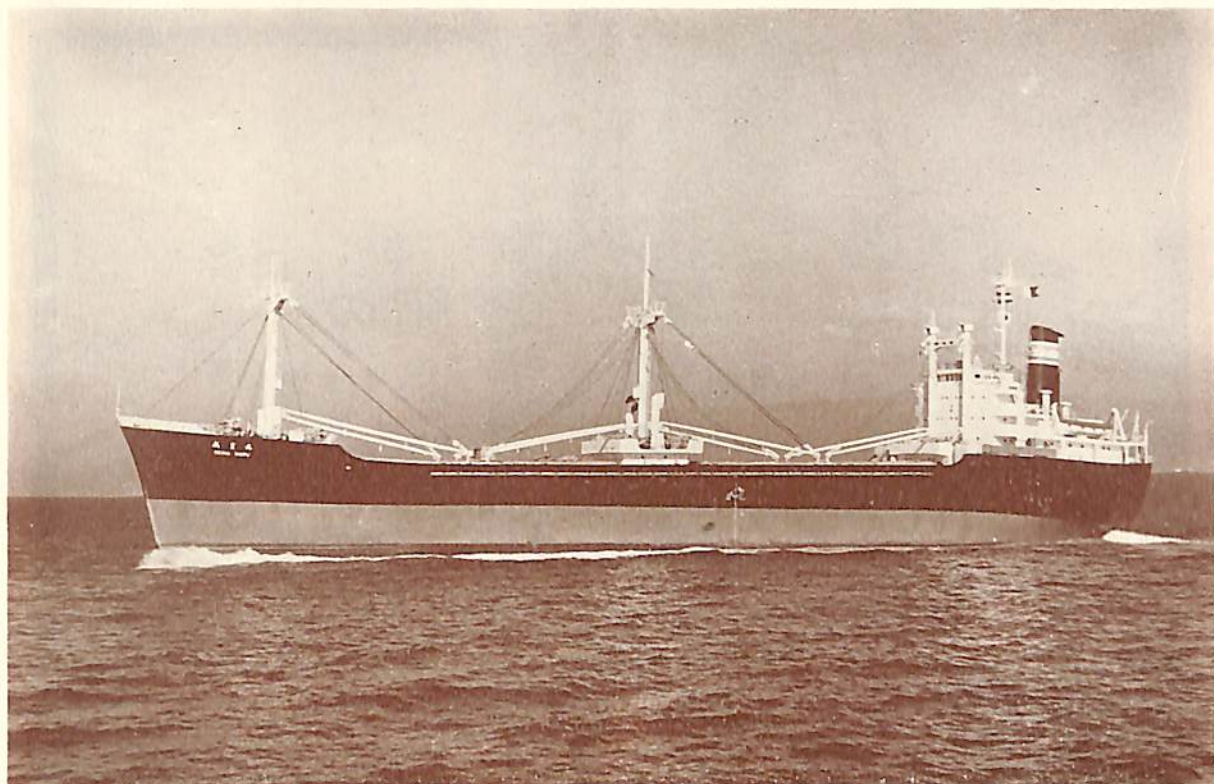
船 名		雄 海 丸	EASTERN MATSU	よ し の 丸
要 目				
全 長		103.0 m	167.60 m	64.14 m
長 (垂)		96.0 m	160.00 m	58.00 m
幅 (型)		14.6 m	22.60 m	10.80 m
深 (型)		8.2 m	12.40 m	4.60 m
吃 水		6.63 m	9.292 m	3.30 m
総 噸 数		3,500.16 噸	13,098.45 噸	1,241.18 噸
載 貨 重 量		約 5,300.00 噸	20,616.20 噸	562.41 噸
速 力		12.5 ノット	14.1 ノット	16.25 ノット
主 機		阪神6UET ⁴⁵ / ₇₅ 型ディーゼル機関1基	石川島播磨ズルザー7RD68 2サイクル単動無気噴油過給型ディーゼル機関1基	日立B&W 628 VBF-50型ディーゼル機関2基
出 力		2,700 PS	7,700 PS	1,040 PS
船 級		NK	LR	
起 工		37-10-4	37-9-14	37-8-10
進 水		37-12-5	37-12-13	37-12-12
竣 工		38-2-7	38-2-28	38-3-1
船 主		室町海運株式会社 特定船舶整備公団	WORLD ORE CARRIERS LTD.(ホンコン)	南海汽船株式会社
造 船 所		名古屋造船株式会社	株式会社 呉造船所	日立造船・桜島工場



浩 海 丸 (貨物船)

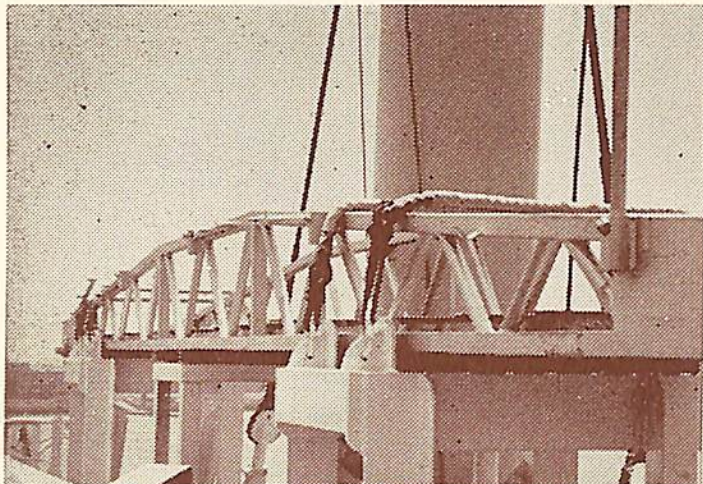


が ん ち す 丸 (貨物船)



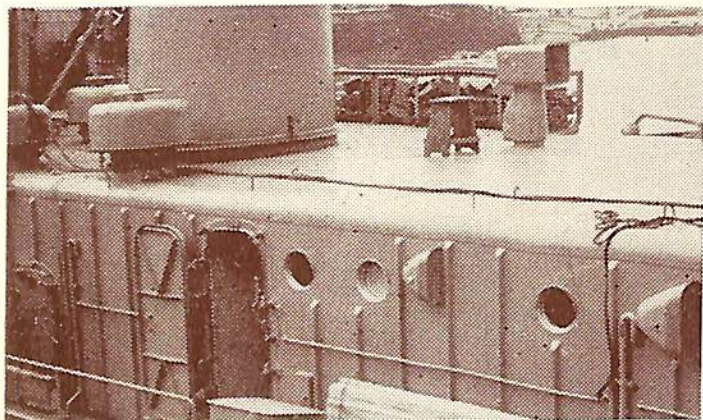
成 豊 丸 (貨物船)

船名		浩 海 丸	が ん ち す 丸	成 豊 丸
要 目				
全 長		82.80 m	124.50 m	105.840 m
長 (垂)		77.00 m	116.00 m	100.000 m
幅 (型)		12.30 m	16.60 m	15.600 m
深 (型)		6.35 m	9.90 m	8.000 m
吃 水		5.43 m	7.269 m	6.521 m
総 噸 数		1,779.24 噸	5,234.14 噸	3,701.22 噸
載 貨 重 量		2,839.09 噸	7,270.17 噸	5,771.40 噸
速 力		13.85 ノット	14.5 ノット	15.67 ノット
主 機		新潟鉄工製トランクピストン過給機付単動堅型4Cディーゼル1基	三菱横浜排気ターボ過給機付単動2サイクル無気噴射堅型クロスヘッド型ディーゼル機関1基	神発7 UET ^{45/75} 型単動2サイクル無気噴油トランク型過給機付ディーゼル機関1基
出 力		1,360 PS×260 RPM	4,250 PS×146.8 RPM	3150 PS×225 RPM
船 級		NK	NK	NK
起 工		37-7-27	37-5-8	37-6-23
進 水		37-11-24	37-10-30	38-1-13
竣 工		38-1-16	38-1-16	38-2-27
船 主		室町海運株式会社	大光商船株式会社	協成汽船株式会社
造 船 所		臼杵鉄工所・佐伯造船所	臼杵鉄工所・佐伯造船所	佐野安船編株式会社



船の
装いを
近代化する

鋼形量軽



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番2丸善ビル 電話代表 (272) 3751・3761
営業所 大阪・広島・名古屋・八幡・札幌・仙台・新潟
工場 大阪・東京・戸畑



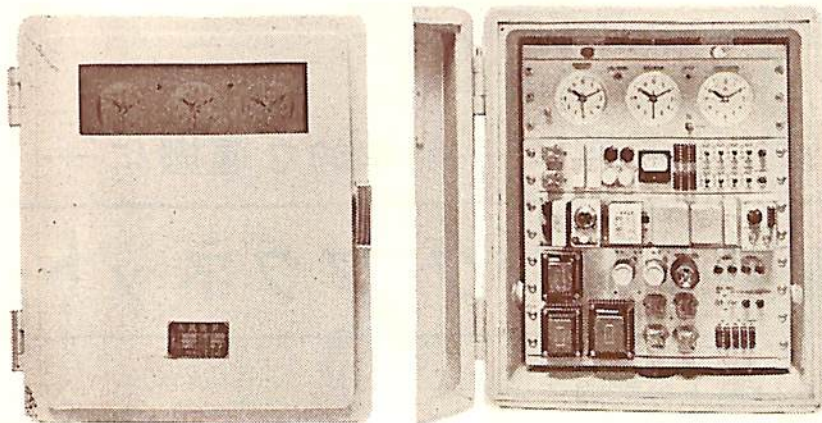
八幡製鐵株式會社

船用装備のオートメ化に……

船用水晶時計

正逆方向への時刻修正可能

海図室の標準時計として
沈黙時間用タイマも
船用データロガーの作表信号も
通信装置その他のプロコンも
各船室の時計も
すべて正確に同期します



基本周波数：3.000%
確 度：過差±0.7秒以内
周 圍 温 度：-10℃～+65℃
電 源：AC100V/110V
(AC電源障害
時には、船内D
C 24Vに自動切
換)
回路方式：全トランジスタ
方式
出力信号回路も
無接点方式

TIC 株式会社 **T.I.C.**

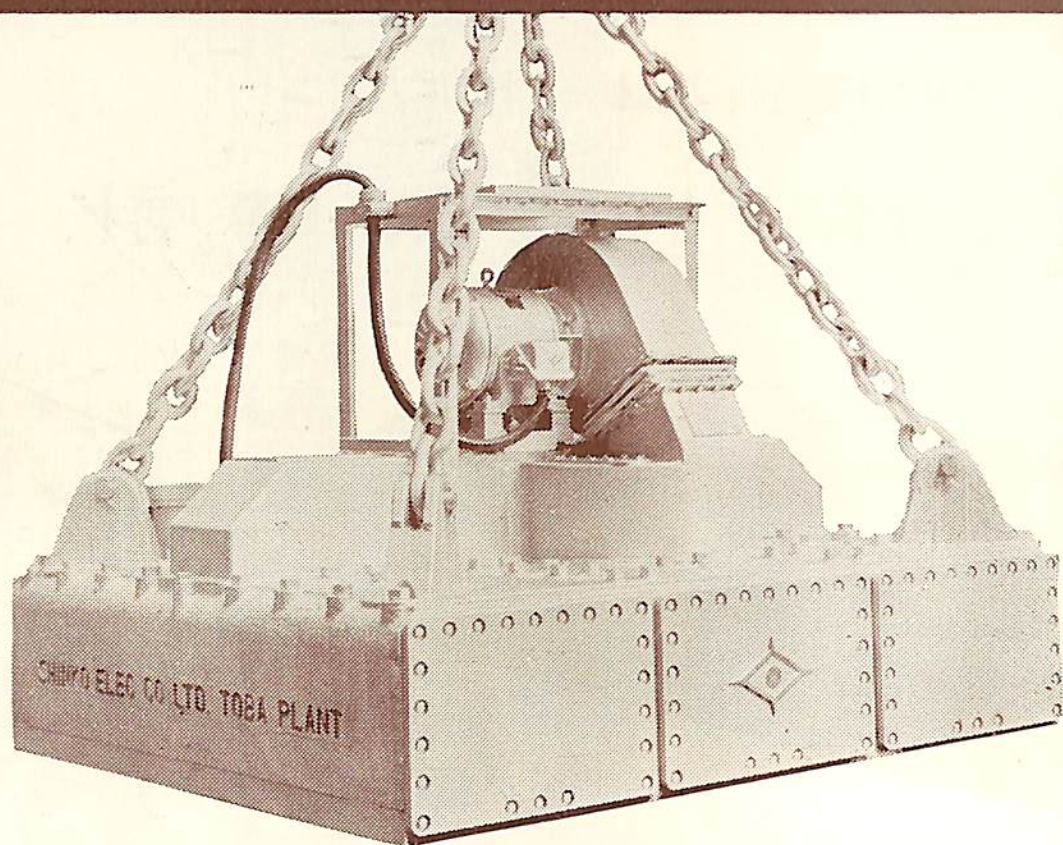
本社東京営業所

東京都新宿区下宮比町1番地
TEL (301) 3221 (代) 0940・0941

営 業 所
工 場

大阪・福岡・札幌・名古屋・広島・仙台
東 京 ・ 大 阪 ・ 埼 玉

カタログ請求券



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

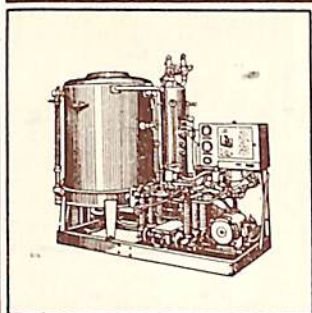
- 外国製品に負けない吊上げ能力
- 線輪焼損の恐れがない絶縁方式
- 堅牢な一体構造で耐久力は絶大
- 水中も安心して使える特殊設計
- 高温鋼材の運搬も安全・自由
- 停電時に安全な完全無停電装置



神鋼電機

SHINKO ELECTRIC CO., LTD.

機能的な
コンパクト・タイプ



トランジスタ型の働きもの といひましようか ボイラといへば 今までとかく大がかりな装置を想像しましたが「クレイトン蒸気発生機」は 近代的なコンパクト・タイプ 場所をとらず 燃料も最少限 ボイラ技士の資格もいりません あなたの工場で 簡単に据付けていただけます

クレイトン

〈特長〉

- 超小型・軽量
- 蒸気発生3分以内
- 完全自動制御
- 取り扱い保守簡単
- ボイラ技士不要
- 据付費安価



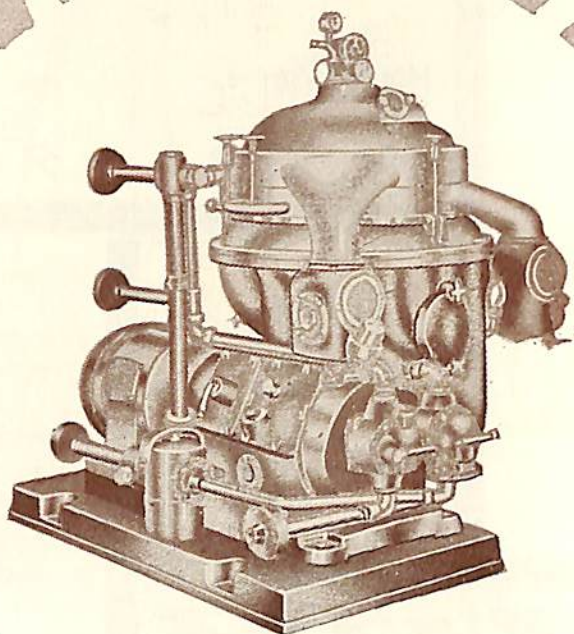
産業プラントのタクマ



田熊汽車

本社 / 大阪市北区堂島中1-16
東京・名古屋・福岡・札幌・広島・高砂・京都

■カタログ呈PR課SE係まで



セルフ・オープニング・セパレーター
TYPE PX 309.00F

油清浄機

技術提携先

Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃料油 清浄機

ディーゼル油用

パンカー油用

潤滑油 清浄機

ディーゼル用

及タービン用

其他各種遊心分離機

瑞典セパレーター会社日本総代理店

DE LAVAL

長瀬産業株式会社機械部

本社	大阪市西区立売堀南通 1-19	電話(541)大代表 1121
東京支店	東京都中央区日本橋小舟町 2-3	電話(661) 0970-3083
支店	京都・名古屋・福山	
製作工場	京都機械株式会社分離機工場 / 京都市南区吉祥院船戸町 50	

MINORIKAWA

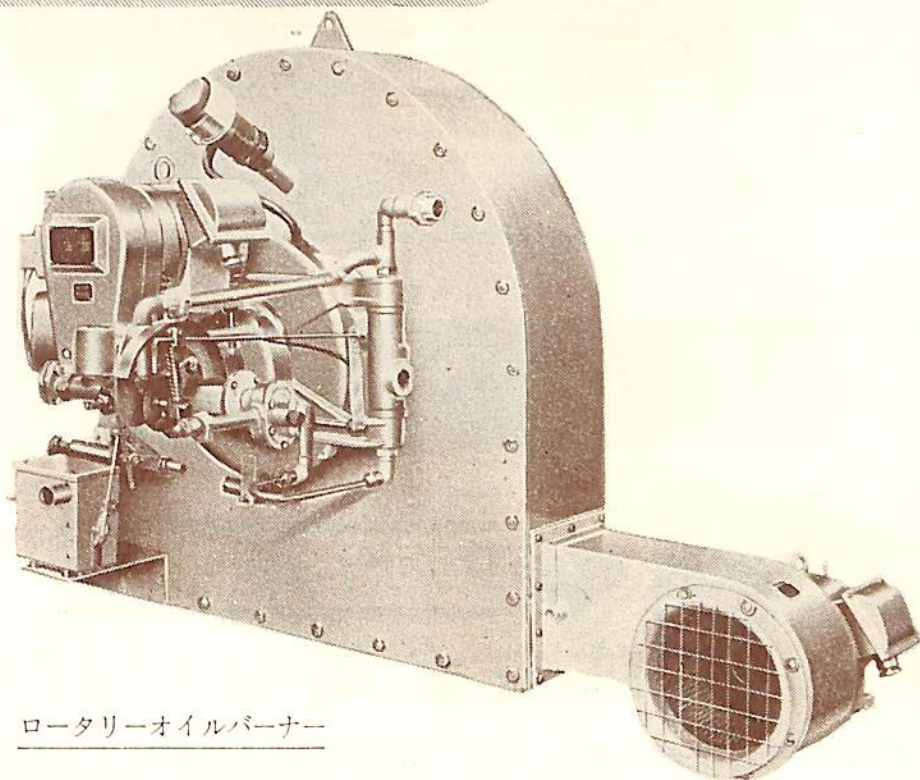
古の歴史と高性能を誇る

御法川の船用燃焼機

船用汽罐のオートメーション化には信頼の出来る御法川のロータリーバーナーで!!!

船舶汽罐用

Rotary
OIL BURNER



ロータリーオイルバーナー

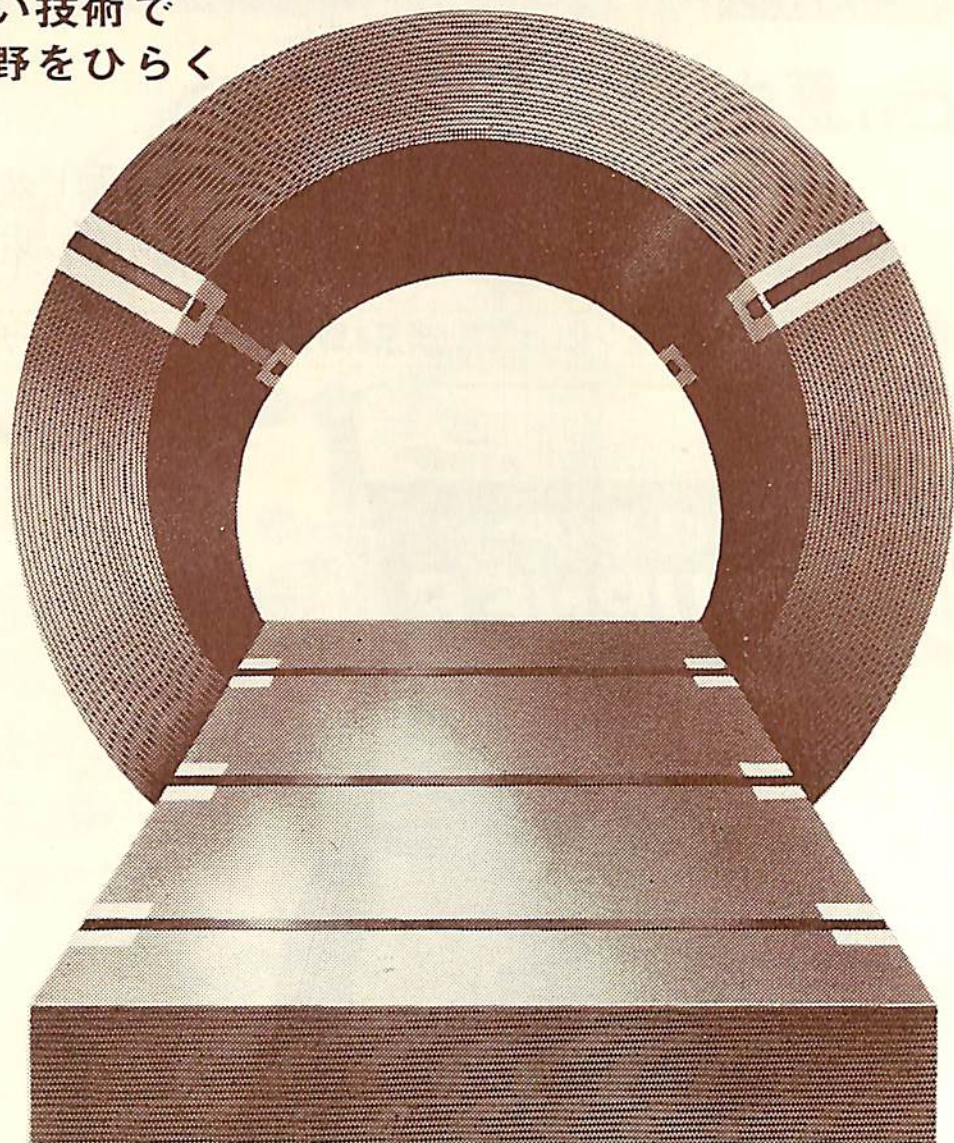
御申越次第カタログ送呈

株式会社御法川工場

東京都文京区初音町4番地
電話(812)代表-1291~5 直通-0241

代理店
東京通商株式会社
東京都中央区京橋3-5
電話(535) -3151 (大代表)

新しい技術で
新分野をひらく



“鉄をつくり 未来をつくる” 住友金属



住友の鋼板

住友金属

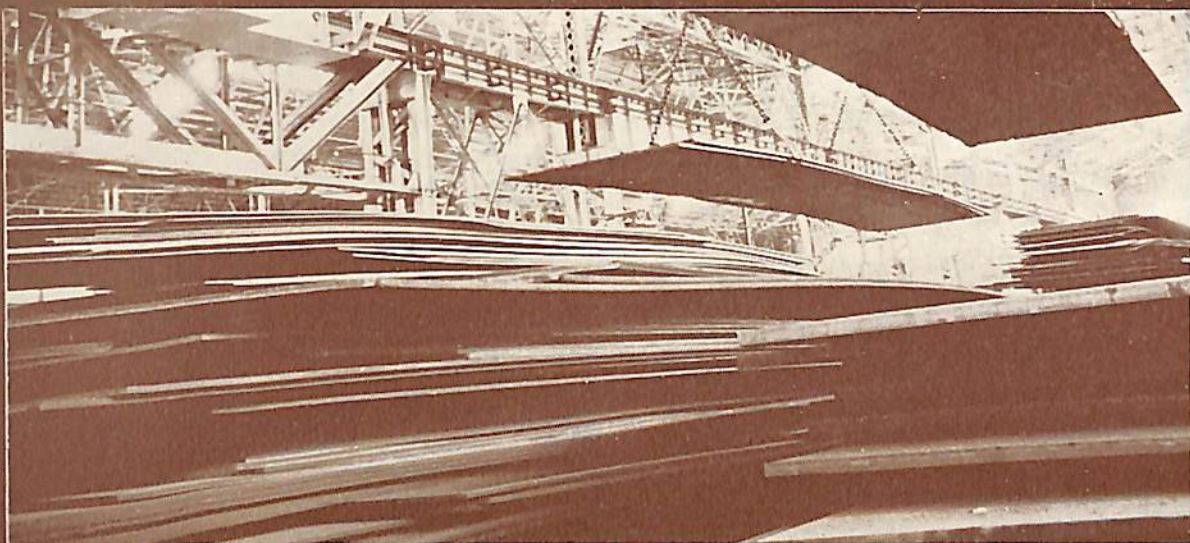
住友金属工業株式会社
本社/大阪市東区北浜5の15(新住友ビル)
支社/東京/営業所/福岡・広島・名古屋・仙台・札幌

長い間の研究と技術の研さんが
見事に開花—“住友の鋼板”が脚光
をあげてデビューしました。新鋭
圧鋭設備から ぞくぞく生まれる
“新しい鋼板”—

■すぐれた寸法精度 ■申し分のな

い表面状況 ■JIS規格やNK規
格にもパス ■最大巾 1830mm
最大板厚12.7mm 最大重量15t
までコイルにできます。

品質管理は厳格そのもの。充分信
頼できる製品だけが出荷されます



WEL-TEN 80

《溶接性高張力鋼》

弊社の溶接性高張力鋼は、WEL-TEN N50、55、60の名称で広くご愛用いただいておりますが、最近では、熱処理による80kg/mm²のWEL-TEN80のご注文が多くなってまいりました。これら、弊社の溶接性高張力鋼は、いずれも規格による化学成分をもち、厳重な各種試験を行ない日本溶接協会より提案されている「溶接構造用高降伏点鋼板規格〈案〉」SH70C〈T-1鋼と同等の規格〉に要求されている性質を十分に備えておりますので、安心してご使用いただけるわけです。また、WEL-TEN80の溶接には、低水素系の溶接棒L80が最適でありますので、あわせてご採用をおすすめいたします。

《特性》

化学成分

化学成分の実例は下表に示す通りであります。

(%)

厚さ	S	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	V	B
12.7mm	0.12	0.24	0.76	0.012	0.009	0.25	0.92	0.53	0.38	0.06	0.0021
25.4mm	0.13	0.22	0.67	0.013	0.011	0.22	1.02	0.49	0.42	0.07	0.0027
45mm	0.13	0.22	0.67	0.013	0.011	0.22	1.02	0.49	0.42	0.07	0.0027

機械的性質

〈引張りおよび曲げ試験〉

下表の通り降伏点が高く、したがって、一般鋼材に比べて降伏比(約90%)が高くなっております。

厚さ mm	方向	引張試験		降伏比 %	伸び %	曲げ試験
		降伏点 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²			
12.7	L	80.7	84.3	96	28.4	r-1.5t 良
	C	80.8	85.0	95	27.4	良
25.4	L	85.0	88.2	96	36.0	良
	C	82.9	85.2	97	37.0	良
45.0	L	79.2	84.4	94	26.3	r-2.0t 良
	C	79.7	85.0	94	25.7	良

注：12.7mm、25.4mmはJIS5号、45mmはJIS4号

〈シャルピー衝撃試験〉

最も普遍的なVノッチシャルピー試験以外に2mm、5mmUノッチシャルピー試験および亀裂の伝播に関連するといわれるプレス・ノッチシャルピー試験を行ないましたが、各遷移温度は次の通りであります。

各試験遷移温度表

厚さ mm	試験 方向	2mmVノッチ		2mmUノッチ	5mmUノッチ	プレスノッチ
		Tris(°C)	Trs(°C)	Tris(°C)	Tris(°C)	Trs(°C)
12.7	L	-118	-67	-159	-139	-60
	C	-102	-56	-159	-140	-49
25.4	L	-140	-77	-158	-149	-69
	C	-133	-74	-156	-148	-50
45.0	L	-130	-48	-157	-146	-38
	C	-110	-40	-155	-142	-25

注：Tris…各試験において衝撃エネルギーが15ft-lbを示す温度。

Trs…破断面の50%が脆性破面を示す温度。

プレスノッチシャルピー試験…ノッチを冷間プレスにて整形した衝撃試験片を用いる方法で、鋼板の割れ伝播の特性を示す試験であるといわれています。



八幡製鐵

マル エス

本社 東京都千代田区丸の内1ノ1 (鉄鋼ビル) 電話・東京(201)大代表1141

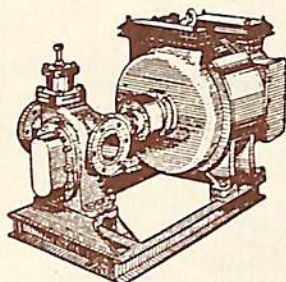
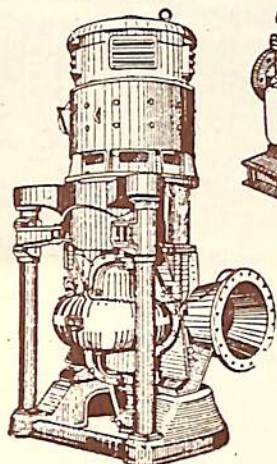


エハラの船用

自吸式渦巻ポンプ

各種ポンプ 送排風機 油圧機器

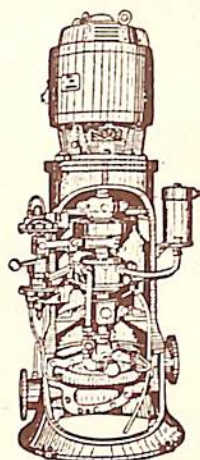
冷却水ポンプ



歯車ポンプ



軸流送風機



荏原製作所

本社 東京都大田区羽田
営業所 東京朝日新聞新館・大阪朝日ビル
出張所 名古屋・福岡・札幌・仙台・広島・新潟

営業品目

◇東京機械株式会社製品

中村式 浦賀操舵テレモーター

中村式 パイロットテレモーター

浦賀電動油圧舵取装置(型各種)

全密閉型汽動揚貨機

揚錨機、揚貨機、繫船機

テンションウインチ

(各汽動及電動)

◇白川製作所製品各種脱湿装置

◇東京機械・北辰協同製作

北辰中村式オートパイロット

テレモーター

◇浅野防災株式会社製作

熱電気式火災報知装置

◇ハッチカバー(カヤバーゲターフェルケン)

◇各種油圧装置



東京通商株式会社船舶機械課

本社 東京都中央区京橋3-5

電話 (535) 3151 (大代表)

支店 大阪・名古屋・門司・広島・長崎



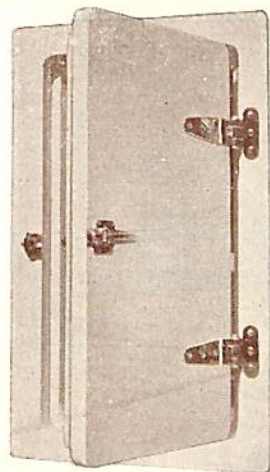
株式会社 名村造船所

本社・工場	大阪市住吉区北加賀屋町4ノ5	電話	大阪 (671)2744~9
東京事務所	東京都港区芝西久保巴町18(第二松田ビル)	電話	東京 (581)6 7 9 1
神戸事務所	神戸市生田区海岸通り5(商船ビル)	電話	神戸 (3) 4 8 1 0
大阪出張所	大阪市北区宗是町1(大ビル)	電話	大阪 (441)1 2 8 6

三菱樹脂エアレックス製

(冷蔵庫用)

断熱扉



断熱扉は

三菱樹脂新発売のエアレックス(硬質塩ビ独立気泡体)の秀れた特長を利用し、当社独特の設計により表面は強化ポリエステル樹脂で完全なサンドキッチ構造にした経済性、耐蝕性、強度安定性に富む扉であります。

特長

- ① 軽い(木材より軽い)
- ② くさらない(エアレックスは硬質塩ビ製です)
- ③ きれい(プラスチックです)
- ④ 熱を通さない(保温保冷工事不要)
- ⑤ 寒さに耐える(-60°Cにも安定)
- ⑥ 強い(強さは木材以上)

★ 冷蔵庫に最適です

塩ビ総合加工工場

中西工業株式会社

本社工場：大阪市城東区今福南3の32 Tel (大阪) (931)9674-7
 平塚工場：平塚市中原上宿字新町東881 Tel (平塚) 1 2 3 4
 東京営業所：東京都中央区日本橋浜町2の84 Tel (東京) (666) 8 0 5 4

いすゞ船用ディーゼル機関

ターボチャージド DH100T-MF6RC型 13.5米型交通艇

小型高速ディーゼルを主機とする半滑走型高速艇の建造は、速力の点で失敗に帰する場合が少くありません。

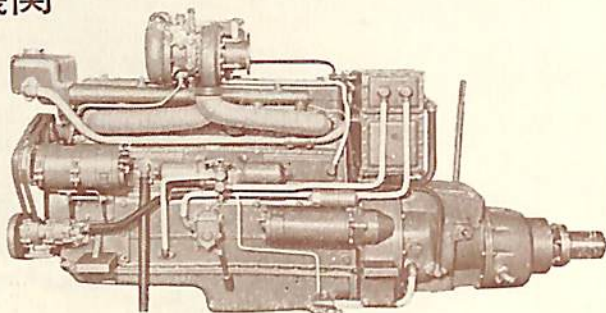
その原因は、排水量の増加や主機関の出力低下が主なるものとされておりますが、基本計画がすでに無理な条件の下に作成される場合があるようです。

これは、小型で軽量の、信頼のできる適当な機関が得られなかったためですが、こんど製造された……

“いすゞ DH100 T-MF6 RC” エンジンはこの種の目的にはじめて合致するものです。

広く各方面の御採用を懇請致します

ここに、この種の艇として確実に成功し得る、見本的な計画の一つを御紹介致します。

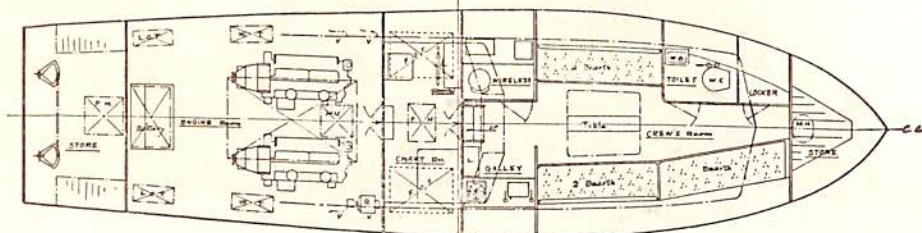
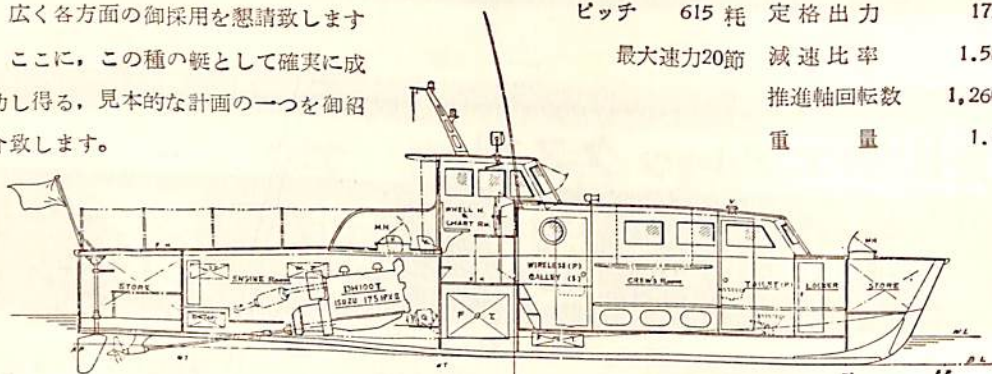


船 体

主 機

木造組立肋骨2重張軽量構造 DH100T 過給 175馬力2台

全 長	13.500 米	気 筒 数	6
全 幅	3.600 米	気 筒 径	115 耗
深 さ	1.600 米	衝 程	150 耗
排 水 量	12.000 屯	総排気量	9,384 立
推 進 器 直 径	580 耗	定 格 回 転 数	2,000 毎 分
ピ ッ チ	615 耗	定 格 出 力	175 馬 力
最大速力20節		減 速 比 率	1.58 対 1
		推 進 軸 回 転 数	1,260 毎 分
		重 量	1.150 屯



東京都中央区銀座3の2
(5705)

東京ボート株式会社

電話 (361) 5400, 5501

加圧式 LPG タンカー PETROBRÁS OESTE 号

藤永田造船所
船舶事業部

1. ま え が き

本船はブラジル石油公団の御注文により、当社にて建造された、わが国での最初の国外向、加圧式 LPG タンカーの第一船であり、昭和37年3月起工、同年6月進水、本年1月竣工したもので、特に LPG 荷役試験に当つては、最悪の気候条件であつたにもかかわらず予期以上の好成績を納め無事船主側に引渡された。

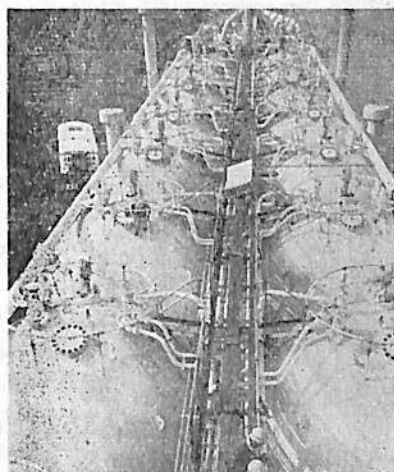
本船の持つ LPG タンク合計容積は約 4,000 m³ であり、新造された加圧式 LPG タンカーの中では世界最大のものである。なお引続き当社において本船と全く同型の第2船、第3船を建造中である。

本船は南米東岸、主としてブラジル沿岸の各陸上基地間の LPG 輸送用として計画されたもので、加圧液化した LPG (Commerical butane propane mixture) を本船搭載の17基の LPG タンクに貯蔵、輸送し、揚荷は勿論場合によつては本船の荷役機械をもつて積荷も可能である。また本船は二種類の異なる LPG の同時荷役および運搬も可能である。

以下に本船の概要を紹介する。

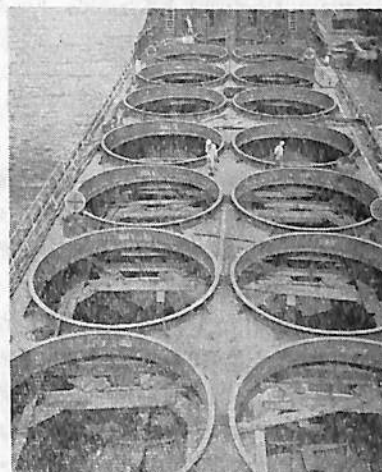
2. 船体部主要要目

全 長	108.500 m
垂線間長	100.000 m
幅(型)	15.600 m
深(型)	8.000 m



Bridge より工事中のタンクおよびパイプラインをみる

満載吃水(型)	5,200 m
総 噸 数	3,884.64 T
純 噸 数	2,450.22 T
載貨重量	2,726 t
有効貨物重量(プロパンにて)	1,812 t
(ブタンにて)	2,175 t
全 LPG タンク容積	4,027.266 m ³
燃料油タンク	300.18 t
潤滑油タンク	21.18 t
清水タンク	96.68 t
脚荷水タンク*	480.36 t
試運転最高速度	15.95 節
航海速度(80% M. C. R. にて)	14.00 節
航 統 距 離	約 8,000 浬
乗組員 士 官	10 名
準士官	4 名
部 員	14 名
船 主	1 名
合 計	29 名
船 級	LR + 100 AI "LIQUEFIED GAS CARRIER FITTED WITH CYLINDRICAL TANKS" + LMC
航 路	遠洋区域



船首より工事中のタンク支持部をみる

3. 一般計画

本船は一般配置図に示す通り、船首楼付船尾機関船であるが、船首側より船首水槽、モーター室および甲板長倉庫、LPG ポンプ室および深油槽、前部船倉、後部船倉、機関室および船尾水槽に順次区画されている。なお船倉および機関室には二重底を設けている。

LPG タンクは端部半球、円筒型で全て 縦置きとし前部船倉に 7 基、後部船倉に 10 基、合計 17 基を配置した。

また LPG ポンプ室は上甲板をはさんで上下 2 区画に分け、上部には LPG ポンプおよび LPG 機器操作用コントロールパネルを設けてコントロール室兼用とし、下部は LPG コンプレッサー室としている。

なお本船の計画にあたり、特に考慮した事項は以下の如くである。

a) LPG タンカーとしての危険性を考慮し、諸機装および配置、特に LPG 関係諸装置には充分留意して安全性の確保に努めた。

b) LPG タンク材料は調質高張力鋼を使用して軽荷重量の減少を計るとともに、タンク数を減らして取扱いと同時に保守、保安を容易にした。

c) 一般に加圧式 LPG タンカーは、その復原性能が比較的良くないので、船倉内には約 160t の固定バラストを配置し、最悪状態にても GM が 40mm 以上得られるようにした。

d) 居住区は全て船尾に配置し、防火構造および高圧式エアコンディショニング等を採用して万全を期した。

e) 船体の形状は通常の貨物船等と比較して C₀ を小さく取り中央平行部を長くして、船倉前後端部においても LPG タンクの配置が容易になるようにした。

なお、線図においても綿密なる考慮を払い、充分な速度が得られるかどうかを確認するために、タンクテストが実施されたが、その結果および海上公試運転においても満足な成績を納めることが出来た。

4. 船体構造

本船の底部構造および上甲板は縦肋骨構造、船側は横肋骨構造を採用したが特に上甲板には LPG タンク開口があるため 縦強度および横強度には充分留意して設計、施工している。

LPG タンクの支持方法および支持台構造については綿密なる検討を加えた結果、LPG タンクは特殊合成ゴム製ライナーを介して、十字字型支持台にてその重量を受けるものとし、船体のローリング、ピッチング等に起因する LPG タンクの移動防止、あるいは不慮の事故により、船倉に浸水した場合にも LPG タンクが浮上るこ

とのないように、各タンクには 8 本ずつのステーを設けて LPG タンクを固定した。

なお上甲板露部と LPG タンクとの間は特殊合成ゴム製パッキングを全周に亘り挿入して水密構造とし、また LPG タンクの膨脹に対しても、タンク自体には外力のかかることのないように特別な考慮を払った。

また船倉内横隔壁および居住区内隔壁等はコルゲート方式を採用し、船殻重量の軽減および合理化に役立たしめた。

5. 一般機装

主なものについて以下に示す。

居住区内防火構造；

居住区内は前述のように、防火構造を採用し仕切壁は B 級耐火壁として合格した“ノボパン B”を使用し士官居住区、操舵室等の天井内張りにはアスベストボードを用いた。また室内家具もマスターズサロン、船主室および船長室の堅材製のものを除いては、全て鋼製とし万全を期した。

通風装置；

居住区内は前述のように高圧式エアコンディショニングを採用している外、船倉、LPG ポンプ室およびモーター室はそれぞれ機動通風を行つて、漏洩ガスの船内滞留を防いでいる。

換気回数は以下の通りである。

LPG ポンプ室	30 回/時	排気
モーター室	30 回/時	給気
船 倉	12 回/時	排気

なお、LPG 関係モーター (LPG ポンプ用モーター、LPG コンプレッサー用モーター等々) は LPG ポンプ室およびモーター室の通風機とそれぞれインターロックさせて、これらの通風機の始動後約 10 分経なければ、LPG 機器、モーターの電源が入らないようにした。

主なる甲板機械；

揚錨機	電 動	12 t~9.2 m/min.	50 PS	1 台
係船機	電 動	6 t~18 m/min.	24 PS	1 台
操舵機	電動油圧	2×7.5 PS		1 式
冷凍機	糧食冷蔵庫用	フロン 12	3,000 kcal/h	4 PS 2 台
冷凍機	居住区冷房用	フロン 12	6,480 kcal/h	25 PS 1 台
糧食積込用	クレーン	電 動	0.5 t~15 m/min	3 PS 1 台
荷役ホース吊	デリック	揚錨機	2 t	2

主なる救命設備;

亜鉛鍍銅板製救命艇	定員 29名	1隻
同上 6 PS ディーゼル機関付	ク	1隻
手動ウインチ付重力型ダビット		1式

主なる消火設備;

居住区を除く船倉、機関室および LPG 関係区画 (LPG ポンプ室、モーター室) には炭酸ガスによるトータルフラッド方式を採用し、船倉および LPG 関係区画は CO₂ ボットル室曝露壁面に、また機関室に対しては上甲板機関室囲壁入口附近にプルボックスを配置した。

また居住区は海水消火としている外、機関室、および LPG 関係区画に対しても海水消火を行い得ようとしている。

また各 LPG タンク頂部にはスプレイノズル付固定撤水管を設け海水を粉霧状に放出することが出来るようにした。

なお LPG 関係区画、居住区、機関室等には携帯用消火器を要所に設けた。

またロイド協会の recommend により 10 PS ディーゼル機関駆動の非常用消防ポンプを備えている。

その他主なる航海設備等;

ジャイロコンパス	英国スベリー	1
オートパイロット	同	上 1
コースレコーダー	同	上 1
方向探知機	独国 ハゲナック	1
回転式 ログ	英国ケルビンヒューズ	1
圧力式 ログ	スウェーデン、スエンケ	1
レーダー	16吋 米国、レーゾン	1
無線設備	独国、ハゲナック	
発信機	短波 A ₁ A ₂ A ₃	300 W 1
	中波 A ₁ A ₂	220 W 1
	中波および短波 A ₁ A ₂ A ₃	100 W 1
	非常用 A ₂	50 W 1
受信機	全波	2
	自動警報装置	1
船内指令装置		30 W 1

6. 機関部主要要目

主機械

型式	三井 B & W 650 VTBF-110	1基
出力×回転数	MCR	3,450 PS×170 RPM
軸系およびプロペラ		
軸系	クランク軸	400 mm 径 1
	スラスト軸	360 mm 径 1
	中間軸	318 mm 径 1

推進軸	350 mm 径	1
プロペラ	マンガン青銅, 4翼1体型	
	径 3,800 mm×ピッチ 2,660 mm	1
発電機		
型式	自動式交流防滴発電機	
	210 kVA, 445 V AC	3台
原動機	日立 B & W 520 MTBH-30	
	250 PS×400 RPM	3台
主空気圧縮機	電動 75m ³ /h×25kg/cm ²	25 PS 2
非常用空気圧縮機	石油機関駆動	
	4.5 m ³ /h×25 kg/cm ²	2.5 PS 1
主機駆動用空気槽	3,000 l×25 kg/cm ²	2
発電機駆動用空気槽	200 l×25 kg/cm ²	1
主冷却水ポンプ (清水)	電動, 堅型渦巻式	
	100 m ³ /h×20 m	15 PS 1
主冷却水ポンプ (海水)	電動, 堅型渦巻式	
	100 m ³ /h×20 m	15 PS 1
補助冷却水ポンプ	電動, 堅型渦巻式	
	30 m ³ /h×18 m	5 PS 2
潤滑油ポンプ	電動, 堅型スクリュウ式	
	100 m ³ /h×35 m	35 PS 2
燃料移送ポンプ	電動, 堅型, 歯車式	
	20 m ³ /h×30 m	7.5 PS 1
燃料サービスポンプ	電動, 横型, 歯車式	
	3 m ³ /h×30 m	1.5 PS 1
潤滑油サービスポンプ	電動, 横型, 歯車式	
	3 m ³ /h×30 m	1.5 PS 1
ターボチャージャー用潤滑油ポンプ	電動, 横型, 歯車式	
	2 m ³ /h×20 m	1 PS 2
雑用水ポンプ	電動, 堅型, 渦巻式	
	60/100 m ³ /h×50/20 m	25 PS 1
バラストポンプ	電動, 堅型, 渦巻式	
	60/100 m ³ /h×50/20 m	25 PS 1
衛生ポンプ	電動, 横型, 渦巻式	
	5 m ³ /h×25 m	3 PS 1
清水ポンプ	電動, 横型, 渦巻式	
	4 m ³ /h×40 m	4 PS 2
冷凍機冷却水ポンプ	電動, 横型, 渦巻式	
	30 m ³ /h×20 m	5 PS 1
飲料水ポンプ	電動, ウェスコ	
	22.5 l/min×50 m	1/3 PS 1
海水エゼクターポンプ	電動, 横型, 渦巻式	
	208 l/min×50 m	7.5 PS 1
蒸溜水ポンプ	電動, 横型, 渦巻式	
	4 l/min×30 m	1 PS 1

温水循環ポンプ	電動, 横型, 渦巻式	2 m ³ /h×10 m	1/2 PS	1
燃料油清浄機	電動, シャープレス型	1,500 l/h	3 PS	2
潤滑油清浄機	電動, シャープレス型	1,400 l/h	3 PS	1
機械室送風機	電動, 軸流型	220 m ³ /min×25 mm Aq	3 PS	2

7. 電気関係

LPG ポンプ室, 船倉および LPG タンクガスフリー等の通風機駆動電動機は全て安全増防爆型とし, 前部マスト上のカーゴランプおよび LPG ポンプ室照明灯は防爆型とした. 特に LPG ポンプ室の照明灯は室外に取付けた壁付型とし万全を期した.

なお船尾楼より船首側に至る配線は LPG ポンプ室をも含めて全て 8 吋圧力配管用鋼管内に納め, 曝露部キャットウォーク下部に沿って導設した.

その他 LPG タンクおよび LPG 配管は船体とアースし, また荷役時における陸上側との接地設備も完備させた.

8. LPG 関係

LPG タンクおよびタンク附着品はロイド規格により設計施工されているが, その他の LPG 諸装置は USCG に準拠して設計, 製作されている.

輸送 LPG は前述のように加圧液化された LPG で主として P-P 溜分, B-B 溜分からなる Commercial butane propane mixture を対象としているので, LPG タンクの許容圧力は 18 kg/cm² (G) として設計製作した.

LPG タンク材料は 80 kg/mm² および 60 kg/mm² 調質高張力鋼を使用した, これらの材料はともに普通

のボイラー鋼板と比較して, 降伏比が高いばかりでなく, 非常に良好なノッチタフネスを持ち, また溶接性も優れているので, ボイラー鋼板を使用するより, はるかに有利である.

なお本船および第 2 船の LPG タンク材料は川鉄製 K-O 鋼, QT 60-B, 第 3 船には八幡製鉄製 WELTEN-80, WELTEN-60 をそれぞれ使用した. これらの材料の主なる機械的性質および化学成分を次表に示す.

同時に 2 種類の LPG を荷役, 運搬することが出来る. なお同時荷役の場合の荷役時間を約 10 時間にて行い得るように設計, 製作した.

また LPG 配管系統には, 空気圧あるいは油圧等による遠隔制御装置, 自動制御装置および自動警報装置等を完備して, 万全を期した.

LPG タンク;

ロイド規格	Class 1 Welded Pressure Vessel
型式	堅置, 円筒鏡部半球型圧力タンク
内法寸法	直径 5,800 mm×高さ 10,900 mm
板厚および材料	銅板 27 mm 80kg/mm ² 上部鏡板 15 mm 60 kg/mm ² 下部鏡板 22 mm

許容圧力	18 kg/cm ² (G)
水圧試験圧力	30.5 kg/cm ² (G)
気密試験圧力	19.8 kg/cm ² (G)
容積	236.5 m ³
基数	17 基

なお前記材料のうちロイド協会から, 化学的成分について 60 kg/mm² 調質高張力鋼の Si 含有量がメーカー標準では QT 60-B, WELTEN-60 とともに上限が 0.55% となっているが, これを 0.45% 以下にすること, また WELTEN-60 については, 同様にメーカー標準によれば C_r ≤ 0.40% V ≤ 0.15% となっているが, とともに溶接

化学成分表

	C	S ₄	Mn	P	S	Cu	Ni	C _r	Mo	V	B
K-O	0.10~0.20	0.15~0.35	0.60~1.00	≤ 0.03	≤ 0.03	0.15~0.50	≤ 1.50	0.40~0.80	0.40~0.60	0.03~0.08	0.002~0.006
WELTEN-80	≤ 0.18	0.15~0.35	0.60~1.20	≤ 0.03	≤ 0.03	0.13~0.50	≤ 1.50	0.40~0.80	≤ 0.60	≤ 0.10	≤ 0.006
QT 60 B	≤ 0.20	0.35~0.45	1.10~1.50	≤ 0.03	≤ 0.03	≤ 0.30	—	—	—	—	—
WELTEN-60	≤ 0.16	≤ 0.45	≤ 1.30	≤ 0.03	≤ 0.03	—	—	≤ 0.25	—	≤ 0.08	—

機械的性質

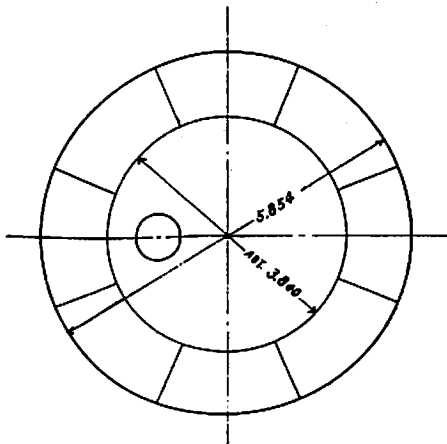
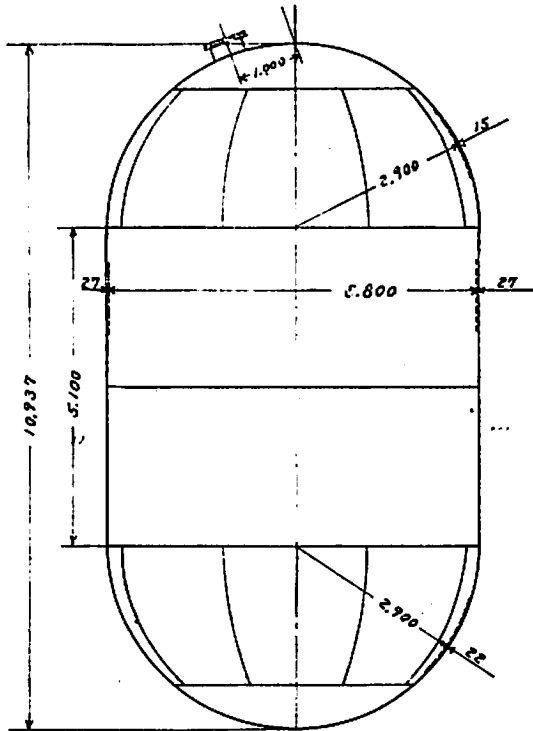
	降伏点 % _m	引張強さ % _m	伸び % (GL=50 ^{mm})	衝撃値 0C % _m
K-O	≥ 70	80 ~ 95	≥ 18	≥ 6
WELTEN-80			≥ 19	≥ 6
QT 60 B	≥ 46	60 ~ 70	≥ 23	≥ 6
WELTEN-60			≥ 25	≥ 6

製に悪影響となるから無い方が良いとの recommend があり、表に示す値まで減らした。

本船の荷役設備については、積荷揚荷とも陸上側にバランスラインが施設されている場合、あるいは施設されていない場合等を考慮して設計、施工した。

積荷は主として陸上施設により行なうが、場合によっては本船の荷役機械にて積荷が可能である。

揚荷は本船の LPG コンプレッサーおよび LPG ポン



プにて行う。なお中間タンクは施設しないものとした。

積荷による船体のトリムおよびヒール等を考慮して LPG タンクは 8 基および 9 基の 2 グループに分け各グループにはそれぞれ独立した配管を施行しているの、なお下部鏡板は坐屈応力を考慮して増厚したものである。また本船と同型の第 2 船、第 3 船の LPG タンクは、胴板厚さを 25 mm とした以外、本船搭載 LPG タンクと全く同様の仕様で製作している。

LPG タンク附着品;

4吋液管	1
3吋ペーパー管	1
1½吋内部スプレー管	1
1吋ドレン管	1
4吋×6吋安全弁	2
液温計	1
圧力計	1
スリップチューブ式液面計	1
フロート式液面計	1
マンホール	1
タンク内垂直梯子	1

LPG 配管;

配管およびペーパー管は圧力配管用鋼管 (JIS STPG 38) とし、呼称径 3 吋以上のものは Sch 40、3 吋未満のものは Sch 80 を使用した。またベント管は配管用鋼管 (JIS SGP) を使用した。

なお弁、フランジ等は全て ASA 300 psi とした。

配管工事は船体の撓み、LPG タンクの伸縮、あるいは配管中に液の滞留することがないように、細心の注意を払って施行した。

また直射日光あるいは火災時等における過圧防止、あるいは修理工事等に備えて、液管およびペーパー管の要所に、安全弁、ベント弁を設けた。

主なる配管は次の通りである。

	主管	枝管
液管	6吋	4吋
ペーパー管	4吋	3吋
ベント管	14吋~20吋	6吋

荷役ホース

	数	径	長さ	使用圧力	水圧試験圧力
液管用	2	6吋	6m	24kg/cm ² (G)	48kg/cm ² (G)
ペーパー管用	2	4吋	6m	18	36

各タンクおよびローディングヘッダーに設けた急速遮断弁操作用油圧配管は圧力配管用鋼管 (JIS STPG38) で Sch 80 を使用した。なお本油圧系統にはヒューズブルプラグ、空気圧式締切弁等を設けている。またこの空気圧式締切弁用空気管系統には 3 方コックおよびフランジブルエレメントを装備した。

また LPG 機器の発停、および危急時における自動停止等は別に設けた空气管系統により行つた。

LPG 機器;

a) LPG ポンプ

型 式	電動横型渦巻式 (新潟ウォーターポン 3 HNT-112)
容 量	100 m ³ /h
差 圧	6 kg/cm ²
台 数	4 台
駆動電動機	50 PS

本ポンプの所要 NPSH は LPG コンプレッサーにて、LPG タンク液面を加圧することによりあたえられ、キャビテーションの発生を防止している。

なお本ポンプは軸強度および液温上昇等から生ずる種々の弊害を防止するため、定格流量の 20% 以下の流量に下つた場合には、ポンプ吐出側に設けられた流量計と連動して自動停止すると同時に警報を発するようにした。

なお本ポンプのグラウンド部はメカニカルシールを採用した。

b) LPG コンプレッサー

型 式	電動縦型復動水冷、無給油式 (田辺空気機械 GO6-297A)
容 量	500 m ³ /h
差 圧	最大 4.5 kg/cm ² 定格 3.0 kg/cm ²
台 数	2 台
駆動電動機	120 PS

本コンプレッサーは LPG ベーパーの加圧のみならず、エヤバージ、ガスフリー、あるいはベーパーリカバリ時には真空ポンプとしても使用するもので、吸引側にはサイクロンセパレーター、デミスターを設けている外、不測の事故等により LPG 液が直接入つて来るのを自動塞止するディテクティングチャンパーを設け万全を期した。また吐出側には緩衝タンクを設け、脈動防止に備えた。

c) 冷却水ポンプ

型 式	電動横型渦巻式
能 力	5 m ³ /h×15 m
台 数	1 台
駆動電動機	2 PS

d) LPG ポンプ室通風機

型 式	電動軸流型
能 力	130 m ³ /min×40 mm Aq
台 数	2 台
駆動電動機	3 PS

e) 急速遮断弁用油圧ポンプ

型 式	川崎ヘルショー S-2
容 量	10 l/min.
吐出圧力	55 kg/cm ²

台 数	1 台
駆動電動機	3 PS

なお、LPG ポンプ、LPG コンプレッサー、同冷却水ポンプ、急速遮断弁は LPG ポンプ室内に設けられた流量計、圧力計、警報置組込みのコントロールボードより押ボタン式にて、これら LPG 機器の発停あるいは制御を行い得るようにした外、モーター室内にもコントロールパネルを設けレバー式にて同様な操作を可能ならしめた。

f) LP ガス検知装置

ポンプ室、モーター室および船倉内のガス漏洩を発見するために、固定式ガス検知器を操舵室に設け、漏洩ガス濃度が爆発下限界の 20% になつた時、操舵室と船首楼後端左舷にて警報を発すると同時に、その漏洩地点をも明示するようにした。

その他携帯用ガス検定器 2 台を備えた。

これらのガス検知器および検定器はいずれも特殊の活性触媒を用いて吸引ガスと接触燃焼させ、それによつて生ずる温度上昇がガス濃度に比例するという原理を応用したいわゆる接触燃焼型のものである。

なお固定式ものは自動的に連続して約 1 分間隔にて各測定点の計測を行うものである。

g) そ の 他

船内工具は、LPG 関係のものはスパークレス型とし、また舷梯およびワーフラーは耐蝕アルミ製とする等、危険防止には細心の注意を払つた。

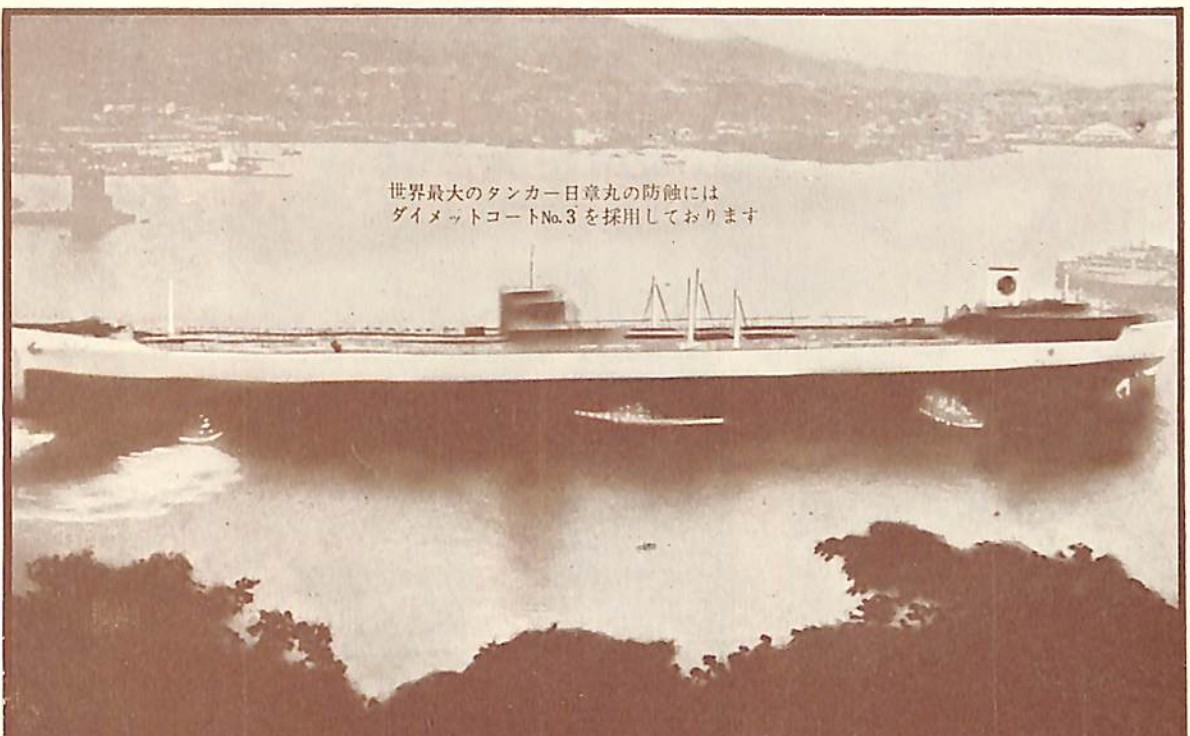
9. 荷 役 試 験

荷役試験は国内船主向けの LPG タンカーでは、従来竣工引渡してから第 1 回の実際荷役をもつて荷役試験にかえ、船級協会もこれを承認していたが、今回は外国船であるためそれができず、実際に LPG を使用して荷役試験を行つた。本船の荷役試験時は冬期需要期にあたり多量の LPG を確保できるかどうか危ぶまれたが、幸いセネラルガス名古屋基地および日本鉱業水島製油所両所の好意ある御配慮により試験を行うことが可能になつたが、諸般の事情により前者で荷役試験が行われた。

12 月末海上試運転その他の整備を終え、LPG 貯蔵タンク内には N₂ ガスにてエヤバージした状態で出発した。荷役試験の日程は次のとおりであつた。

- 1月 8 日 本船大阪港発
- 1月 9 日 名古屋港入港。LPG 約 90 t 搭載。
- 1月 10 日 同上 LPG を本船コンプレッサーにて各タンクに順次移送。
- 1月 11 日 LPG 約 110 t を搭載、前日に引きつづき各タンクに順次移送。
- 1月 12 日 順次移送終了後、LPG ポンプおよびコンプレッサーを使用して陸上タンクに返送。
- 1月 13 日 名古屋港発。
- 1月 14 日 大阪港着。

(完)



世界最大のタンカー日章丸の防蝕には
ダイメットコートNo.3を採用しております

船齡を延ばす

ダイメットコート[®]

塗る亜鉛メッキ

施工部

どんなに優秀な塗料でも施工を間違えればなんの効果も
得られません。弊社では最新の設備と優秀な技術により
サンドブラスト処理からスプレイ塗装まで一貫した完全施工を致して
おります。国内施工実績 100万平方米。

米国アマコート会社 日本総代理店

有限
会社

井上商会

井上正一

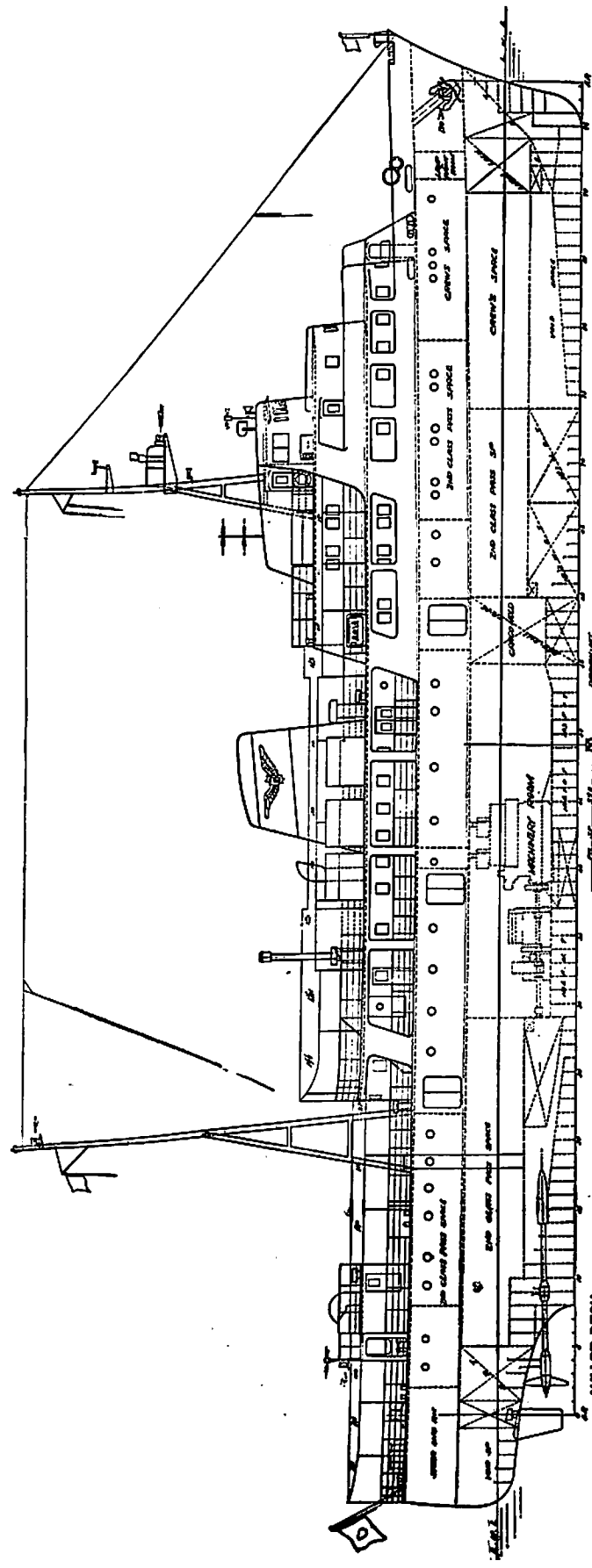
本社 横浜市中区尾上町5-80 TEL (68) 4021-3 工場 横浜市保土ヶ谷区今宿町 TEL (92) 166

技術を誇る造船！ 性能を誇る鉄鋼！

世界を結ぶ船舶には当社の厚鋼板をはじめ鋼管、形鋼などの製品が使われています。

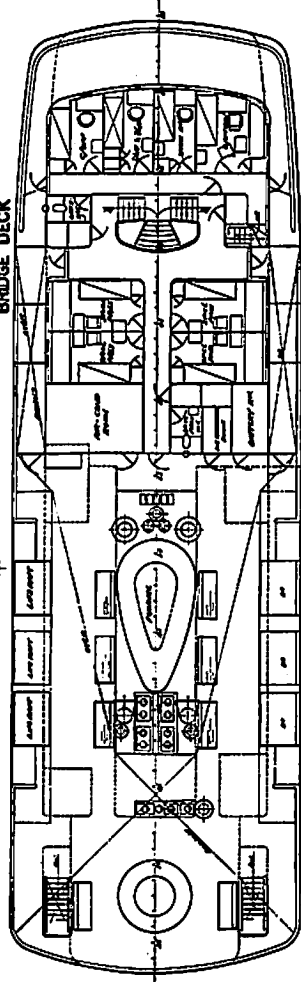
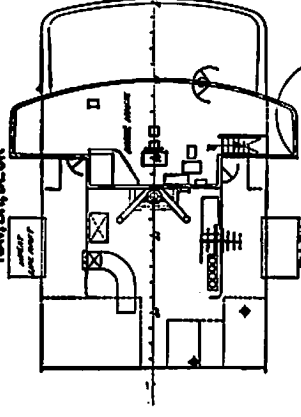
NKK 日本鋼管

東京・大塚町

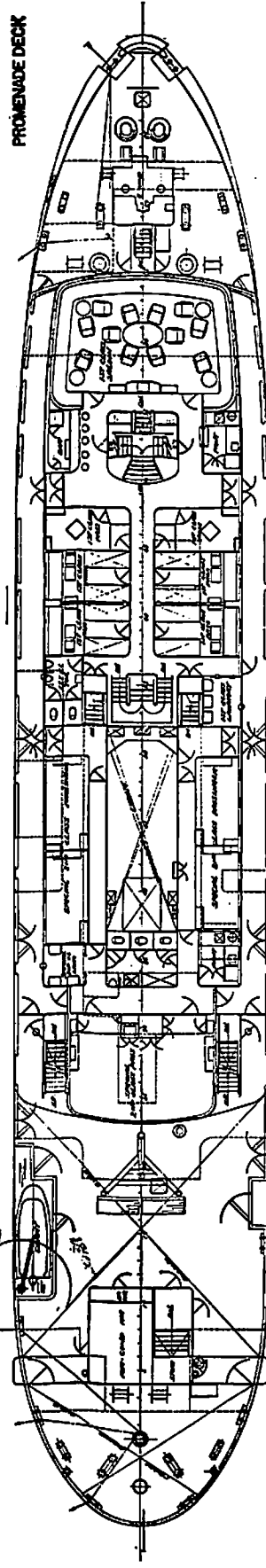


NAVY BR. DECK

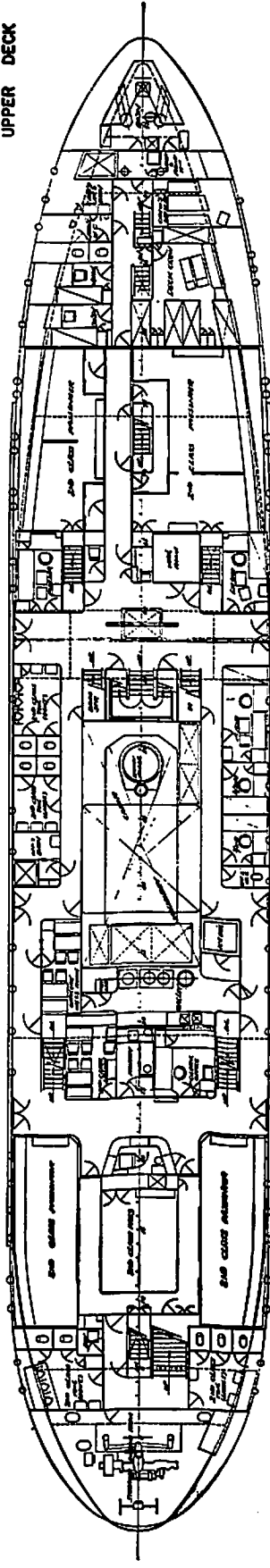
BRIDGE DECK



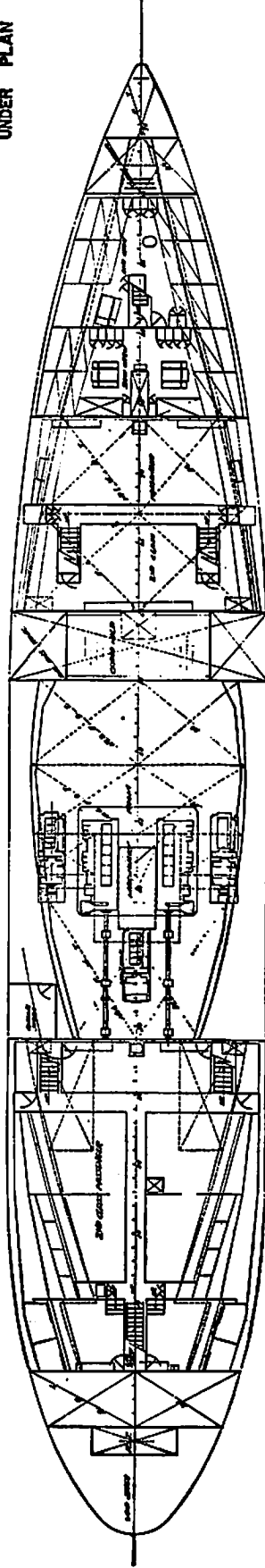
PROMENADE DECK



UPPER DECK



UNDER PLAN



南海汽船向け 1,200 トン型客船 「よしの丸」について

日立造船株式会社・船舶
業務本部・造船設計部

本船は南海汽船株式会社の御注文により当社桜島工場において、昭和38年3月5日完成した。

本船は、和歌山～小松島航路の客船として、就航することになっているが、周知のように紀伊水道は太平洋の影響で、沿海区域の定期船に対しては、風波の強い海域であり、本船が、この水道を横断することを考慮して、特にローリングの減少という点に留意するよう計画されている。

すなわち、当社設計部と技術研究所が中心となり、当社独自のアイデアによる安定水槽（アンチローリングタンク）を設けることにより本船の客船としての安全性と、極めて良好なる乗心地を維持出来るようになっていく。

次に本船の船体部、機関部ならびに電気部について、それぞれの概要ならびに特長を述べることにする。

船 体 部

1. 主要目等

全 長	64.24 m
登録長さ	59.68 m
垂線間長さ	58.00 m
幅 (型)	10.80 m
深さ (型) (上甲板まで)	4.60 m
計画満載吃水 (型)	3.30 m
舷弧 F.P. にて	0.50 m
A.P. にて	0.30 m
梁矢 第二甲板	0
その他の甲板	0.10 m
総 噸 数	1,241.18 トン
純 噸 数	562.41 トン
満載排水量	1,069 トン
資格および航行区域	第2級船沿海区域
諸 法 規	鋼船構造規定準拠 船舶安全法関係法規準拠 船舶復原性規則 本邦積量測定法
載 貨 重 量	181.6 トン
貨物艙容積	45.97 m ³ (バル)
郵 便 室	8.44 m ³
手荷物室 (左右)	4.10 m ³

手荷物室 (中)	6.85 m ³
清 水 艙	36.36 m ³
脚 荷 水 艙	147.22 m ³
燃 料 油 艙	52.76 m ³
試運転速力 (最大)	16.25 knots
満載航海速力 (常用)	14.75 knots
航統距離 (14.75 knots にて)	約 1,890 miles

旅 客 定 員

特等 (洋室×4)		8 名
一等 (サロン)	36	80 名
〃 (和室×2)	12	
〃 (洋室×4)	32	
特別二等		100 名
二等 (上甲板上)	255	528 名
(上甲板下)	273	
合 計		716 名
乗組員 (予備 4 名を含む)		47 名
定員総合計		763 名

2. 基本計画

- 2.1 本船は主として和歌山、小松島間の高速定期旅客船として旅客および小荷物の運搬に最適のものとして建造されたものである。
- 2.2 本船は二軸双螺旋船とし、船型は推進および旋回性能に特に留意して計画され、また2枚舵とし旋回性能を良くしている。
- 2.3 満載状態、軽荷状態等においてトリムに大きな変化がないようにタンク等の配置を考慮している。
- 2.4 外観は客船であることに留意し、工業デザイナーの案によるスマートにして優美なるものとしている。
- 2.5 復原性には特に留意し、航路の特殊性を考え合せ、沿海区域であるにもかかわらず、近海区域の復原性規則を満足するように設計され、旅客運搬のより一層の安全性をもたせている。更に動揺軽減のために独特の設計による本邦最初の安定水槽を設け乗心地および安全性をたかめている。また復原性向上の見地より予備復原力増大のために、上甲板上の船楼は全通とし側部の開口はすべて水密としている。
- 2.6 客室内は各クラスに応じて色調および仕上に変

化をもたせ、一部に新しい感覚の装飾壁面材を使用して美麗なものとしている。

2.7 空気調和装置を備え全客室に対して通風並びに冷暖房を行い快適な船旅が出来るようにしている。

3. 一般配置

本船は一般配置図に示す通り二層の全通甲板を有している。上甲板下は船首水艙、属員居室、前部二等客室、貨物艙、機関室、後部二等客室、船尾水艙等を設けている。なお二等客室、属員室は第二甲板を設けているが属員室の下は空所、前部二等客室の下は脚荷水艙、後部二等客室の下は一部清水艙としている。貨物艙の両側および下部に安定水槽を設けている。

上甲板上には属員居室、二等客室および二等サロン、二等客用洗面所、士官室、士官および属員食堂、賭室、配膳室、士官用風呂、郵便室、手荷物室、倉庫等を配置している。また後部の二等客室の前に売店を設けている。

遊歩甲板上には一等サロン、一等客室、特別二等客室、一等および二等用洗面所、配膳室を配置し、廻り階段の横にはバーを設けている。後部の曝露甲板上には空気調和装置室をもうけ甲板上にベンチを置き、側部に交通艇を格納している。

船橋甲板上は船長および士官室、特等室、洗面所、空気調和装置室等を配置し、曝露甲板上にはベンチを置き、側部には救命筏を格納している。

航海船橋甲板上には操舵室を設け側部に救命筏を格納している。

貨物艙の艙口は上甲板上に設け上部に両舷に通ずるレールを配し揚貨装置を取り付けている。また上甲板上の両舷3カ所に両開きの水密扉を設けている。

4. 船体構造

船殻構造は横肋骨式とし肋骨心距はすべて 590 mm としている。二つの全通甲板の中、上層の遊歩甲板を強力甲板とし、下層の上甲板を乾舷甲板としている。上部構造は重心低下の目的で出来る限り重量軽減に留意した。また機関室内二重底高さや構造を決めるに際しては特に振動防止に留意して決定したが、完成にあたってはかなり目的を達することが出来た。

5. 旅客設備

5.1 特等室

船橋甲板上に2人部屋を4部屋設けている。部屋内には寝台、ソファー兼寝台、ワードロブ、メラミン化粧板張りのテーブル、椅子、洗面器、鏡等を設備している。床面は室内および廻り階段およびその

周囲、後部の通路ともラバーテックス上に、ソフトタイルを張っている。壁面は室内側および通路側ともキョライト化粧板を使用して美しいものとしている。

5.2 一等室

遊歩甲板上前部に一等サロン、廻り階段の後部に洋室8人部屋を4つ、和室6人部屋を2つ配置している。洋室内には二重寝台を2台、ソファー、メラミン化粧板張りのテーブル、椅子、鏡等を、和室内には折たたみ式テーブル、鏡等を置き、特に和室の感じを出すために床の間を設け窓には障子を配して趣を出している。一等サロンは特に豪華なものとし、ソファー、テーブル(メラミン化粧板張り)、椅子、鏡等の他にテレビを備えている。

床面はサロン、洋室、およびこの区域の通路ともラバーテックス上ソフトタイル張りとし、和室はポリウレタンフォームシート上にカーペットを敷き詰めている。壁面は和室、洋室の室内、および通路側ともキョライト化粧板を使用し、一方サロン内はメラミン化粧板張りとし一層美しくする他、サロン内のサイドボードの上部および前後部の廻り階段のおどり場から天井までの壁面には簡素にして近代的な装飾壁面材を使用して美麗なものとしている。また特等および一等の部屋の窓にはレースカーテンを併用して落ち着いた感じを出している。その他サロンの扉はエッチングガラスはめ込みの装飾扉とし美しいものとしている。

5.3 特別二等、二等客室

遊歩甲板中央部両舷に特別二等室を2部屋ずつ後部に1部屋配置している。二等客室は上甲板上の前後部および上甲板下の前後部に、また上甲板上後部左舷に二等サロンを配置している。床面は二等サロンおよび通路はラバーテックスとするがその他の客室はポリウレタンフォームシート上にカーペットを敷き詰めている。壁面はサロンの室内面をビニウォールペーパー張りとして変化をもたせ、その他は室内、室外ともキョライト化粧板を使用している。またテレビが設置されている。

5.4 その他

遊歩甲板前部の廻り階段の横にバーを設けて快適な旅を楽しめるようになっていた。また上甲板の後部には売店を設け、お客の便をはかっている。

6. 通風および冷暖房装置

本船の全客室に対してセントラルユニット方式による

通風および冷暖房を行つている。ファン2台を設け客室を前後の2系統に分け、冷房は R-12 直接膨脹式によるエアークーラーにより、暖房は蒸気によるエアヒーターにより行つている。また特等室、一等室、特別二等室には別個にスチームラジエーターを設けている。

乗組員居室に対しては機動通風または自然通風とし、暖房は各室にスチームラジエーターを設けて行つている。また全居室に扇風機を設けている。

7. 救命設備

交通艇	プラスチック製 4m 3PS 舷外機付	1隻
救命筏 (膨脹型)	乙種 (25人乗)	8組
〃	丙種 (〃)	23組
救命浮環		4コ
	旅客用	乗組員用
救命胴衣 (カボック入) 大人用	563コ	47コ
〃 (〃) 小児用	57コ	
〃 (膨脹型)	168コ	
計	788コ	47コ

8. 甲板機械

揚 錨 機	横電動歯車式 (11/24/kW) 9/9/45 t×4/8/16 m/min	1台
キャプスタン	電動歯車式 (5.5/11 kW) 3.5 t×6/12 m/min	1台
操 舵 機	電動油圧1ラム2/シリンダー式 (3.7 kW×1)	1台
冷 凍 機 (冷 房 用)	電動 R-12 直接膨脹式 (55 kW)	1台
空気調和通風機	電動式 (11 kW)	2台

9. 安定水槽

動揺軽減の目的のために独特の設計による U 字管型のフレーム式安定水槽を貨物艙の両側部および底部に設けている。最初に模型による実験を行い種々の波長の波に対して動揺角を測定した結果非常に効果があることが判明し、本船に設備した。模型実験の結果は同調横揺がこの水槽を働かせた場合に著しく減少することを示している。

また本船の完成後、人員移動による自由横揺の減衰を測定したが、この実船実験においても満足すべき結果が得られた。

機 関 部

1. 基本計画

機関部については、本船が沿海第2級の客船であり、また航路の特殊事情を考えて効果ある計画を行つた。

1.1 主 機 械

主機械は操船および安全の面より日立 B&W 628-VBF-50 型ターボチャージャー付単動2サイクルランクピストン無気噴油式ディーゼル機関2台とし、それぞれ1個の推進軸系に直結する。

軸系計画に当つては特に本船が狭い港湾を出入りする点より低回転における振動発生を防止するよう計画した。

主機械の起動用空気槽は本船がひんぱんに出入港する関係上特に充分な容量とした。

1.2 ボ イ ラ

蒸気発生装置として、立形自然通風重油専焼式ボイラ1台を設けた。

客船であるため特に冬期の船室暖房に充分配慮し、それに燃料油および雑用蒸気を勘案して容量を決定した。また人手を省くため自動燃焼装置および自動給水加減器を装備した。

1.3 発 電 装 置

発電装置として、ディーゼル機関駆動発電機3台を設けた。

容量は、夏期冷房時とそれ以外の時の電力需要の変化が激しいのを考慮した 100 kVA (80 kW) 3台とした。夏期冷房時には航海中、出入港時とも2台使用、碇泊時1台使用し、夏期冷房時以外には常時1台使用として計画した。

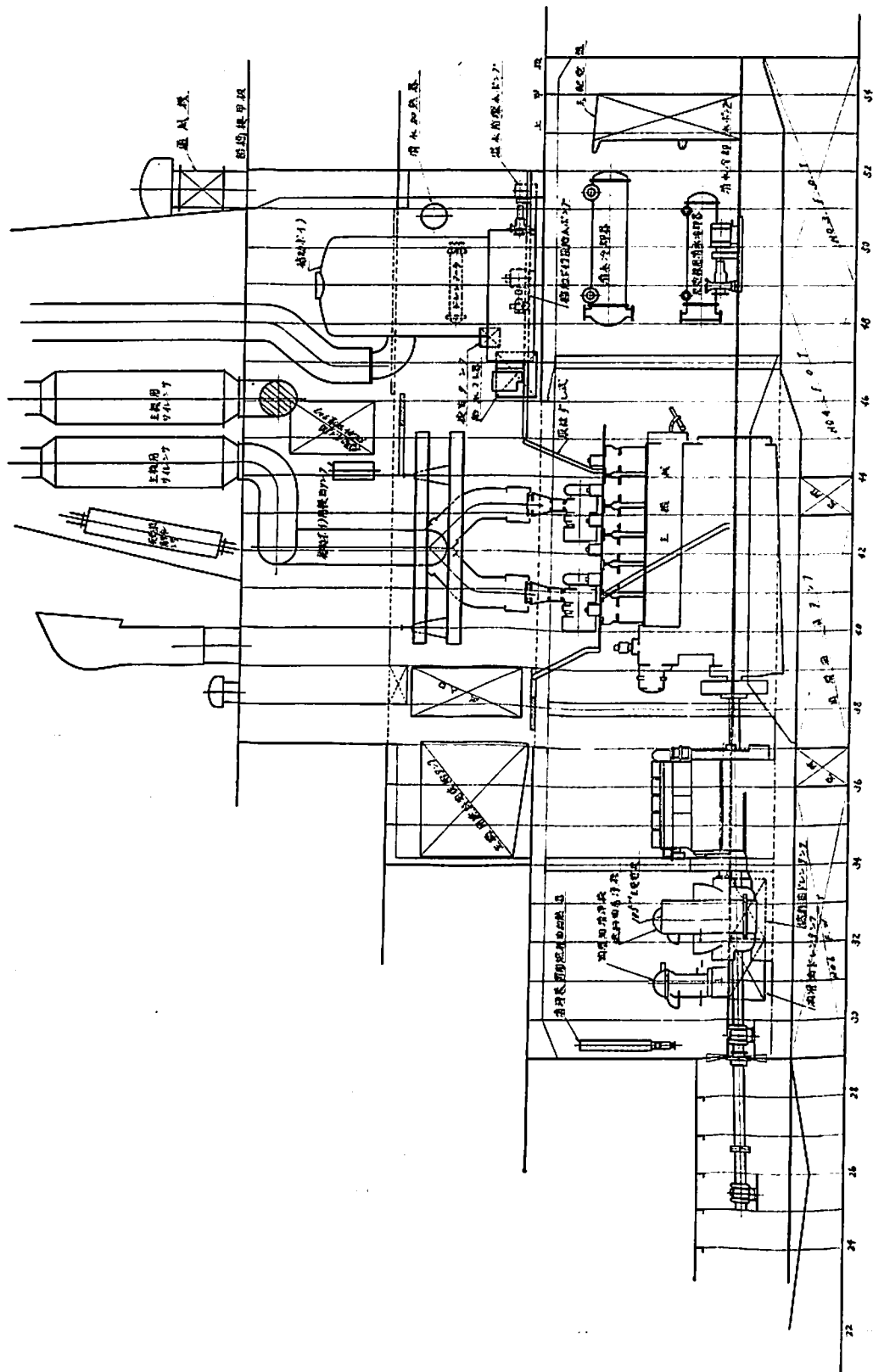
原動機はダイハツ 5 PS-18 D 型単動4サイクル無気噴油式ディーゼル機関を採用した。この機関は本来海水冷却方式であるが淡水冷却とし、航路が短かいため主機械の発停がひんぱんであるので主機械冷却系とは全く別個に発電機関冷却系を設けた。したがって発電機関は、主機械の発停に関係なく運転することが出来る。

2. 機関部要目

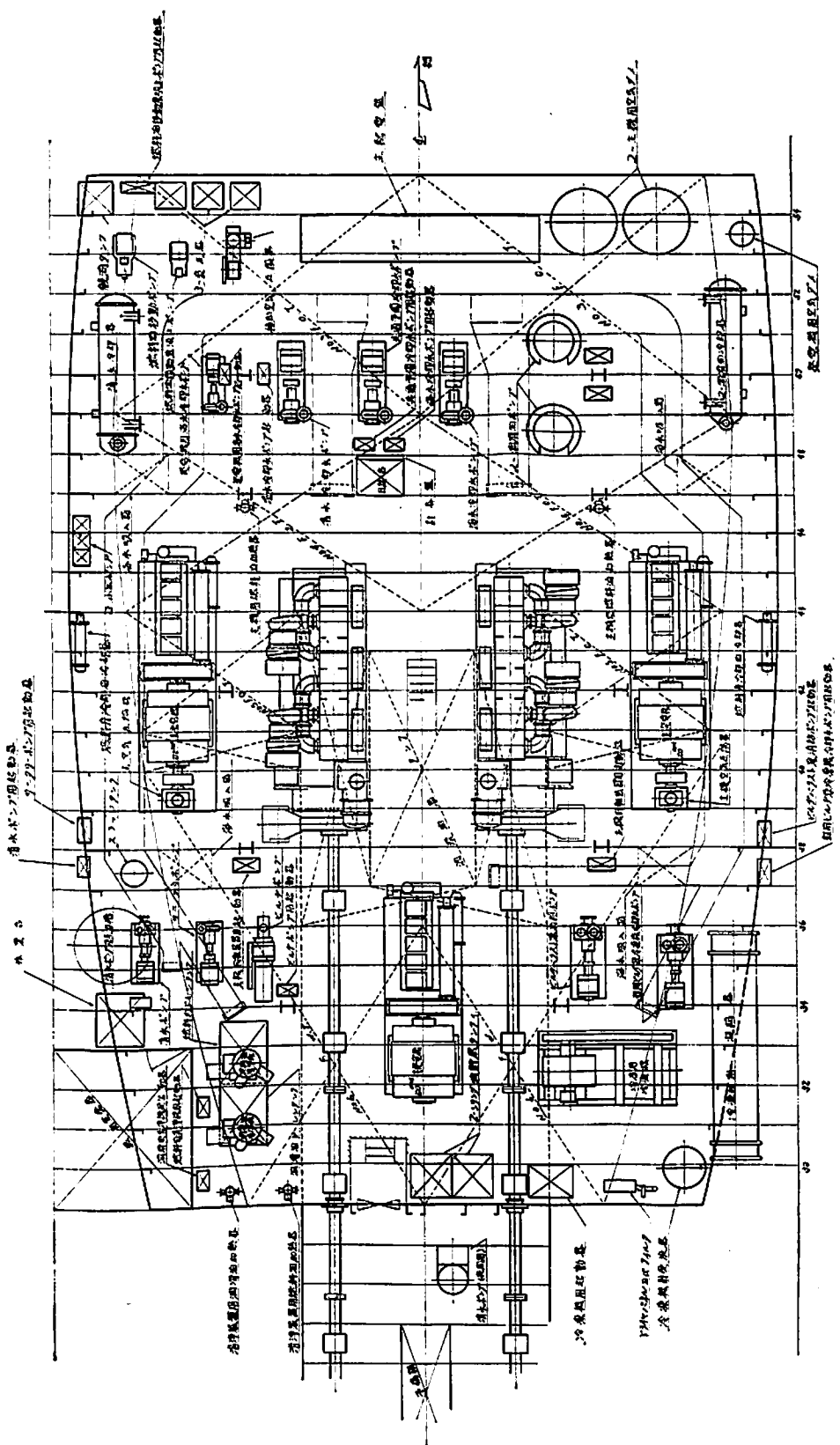
各機器の要目は下記の通りとし、各機器の配置については、2軸機関としてのスペースを充分勘案し、特に騒音に対しては充分の考慮を計つた。

2.1 主 機 械

型 式	日立 B&W 628-VBF-50型 2サイクルターボチャージャー付 ディーゼル機関	2台
シリンダ寸法	6 cyl×280 mmφ×500 mm	
出 力	連続最大出力 1,040 ps×360 rpm 常用出力 885 ps×341 rpm	
使用燃料油	B 重油	



よしの丸機図室全体装置 (その1)



よしの丸機関室全体装置 (その2)

丁卯 平面 図

清水冷却水ポンプ, 横電動渦巻式 70 m ³ /h×15 m, 5.5 kW×1,750 rpm	1 台
海水冷却水ポンプ, 横電動渦巻式 90 m ³ /h×12 m, 5.5 kW×1,750 rpm	1 台
共通予備冷却水ポンプ, 横電動渦巻式 70/90 m ³ /h×15/12 m, 5.5 kW×1,750 rpm	1 台
潤滑油ポンプ, 立電動歯車式 70 m ³ /h×20 m, 11 kW×870 rpm	2 台
発電機用海水冷却水ポンプ, 横電動渦巻式 40 m ³ /h×10 m, 2.2 kW×1,750 rpm	1 台
清水ポンプ, 横電動渦巻自吸式 (ハイドロフォ イル式)	1 台
5 m ³ /h×40 m, 3.7 kW×3,500 rpm	
サニタリポンプ, 横電動渦巻式 (連続運転式)	1 台
10 m ³ /h×40 m, 3.7 kW×3,500 rpm	
雑用水, ビルジ兼冷凍機冷却水ポンプ 横電動渦巻, 自吸式	1 台
90 m ³ /h×15 m, 7.5 kW×3,500 rpm	
ビルジ, バラスト兼消防ポンプ, 横電動渦巻自 吸式	1 台
60/35 m ³ /h×20/50 m, 11 kW×3,500 rpm	
機関室ビルジポンプ, 横電動単筒復動ピストン 式	1 台
5 m ³ /h×30 m, 1.5 kW×1,750 rpm	
燃料油移動ポンプ, 横電動歯車式	1 台
3 m ³ /h×35 m, 0.75 kW×1,150 rpm	
燃料油移動兼汲上ポンプ, 横電動トロコイド式	1 台
3 m ³ /h×20 m, 0.75 kW×1,150 rpm	
潤滑油汲上ポンプ, 手動式	1 台
温水循環水ポンプ, 横電動渦巻式	1 台
3 m ³ /h×5 m, 0.4 kW×1,750 rpm	
清水ポンプ, 電動ウエスコ式	1 台
1.8 m ³ /h×18 m, 0.4 kW	
潤滑油ピュリファイア, 電動遠心式 D 型	1 台
1,000 lit/h, 2.2 kW×1,750 rpm	
燃料油ピュリファイア, 電動遠心式 D 型	1 台
1,000 lit/h 2.2 kW×1,750 rpm	
補助ボイラ用給水ポンプ, 横電動歯車式	1 台
1 m ³ /h×65 m, 1.5 kW×1,150 rpm	
補助ボイラ用給水インゼクタ, 蒸気噴射式	1 台
1 m ³ /h	
機関室通風機, 立電動軸流式	2 台
150 m ³ /min×20 mmAq 1.5 kW ×1,750 rpm	

主機械開放装置, シングルビーム手動チェーン
ブロック式, 1.5 t 3 基

2.8 熱交換器

清水冷却器, 横表面冷却式, 40 m ²	1 台
潤滑油冷却器, 横表面冷却式, 30 m ²	2 台
発電機関清水冷却器, 横表面冷却式, 20 m ²	1 台
燃料弁冷却油冷却器, 横表面冷却式, 0.5 m ²	2 台
主機械用燃料油加熱器, 立表面加熱式, 0.5 m ²	2 台
清浄装置用燃料油加熱器, 立表面加熱式, 0.5 m ²	1 台
清浄装置用潤滑油加熱器, 立表面加熱式, 0.5 m ²	1 台
ドレンクーラ, 横表面冷却式, 2 m ²	1 台
清水加熱器, 横表面加熱式, 1 m ²	1 台

2.9 その他

万力および工作台	1 式
空気気笛, タイフーン型 (手動管制式) ダイ アフラム 125 mmφ	1 基

2.10 機関室タンク

主機用燃料油供給タンク	2×4 m ³
発電機用燃料油供給タンク	1×2 m ³
補助ボイラ用燃料油澄タンク	1×0.5 m ³
補助ボイラ着火用軽油タンク	1×0.03 m ³
軽油タンク	1×0.3 m ²
スラッジタンク	1×0.03 m ³
燃料油ドレンタンク	1×0.2 m ³
潤滑油ドレンタンク	1×0.2 m ³
潤滑油貯蔵兼澄タンク	2×2 m ³
シリンダ油貯蔵タンク	2×0.2 m ³
小出タンク	3×0.03 m ³
清水エキスパンションタンク	1×0.5 m ³
清浄装置用清水加熱タンク	1×0.1 m ³
給水コン器	1×0.2 m ³
検油タンク	1×0.036 m ³
シリンダ油計測タンク	1×0.03 m ³
清水圧力タンク	1×1.2 m ³
潤滑油油タンク (二重底)	1×4 m ³

電 気 部

1. 基本計画

本船は客船として電源装置に主発電機 3 台 (常時 1 台予備) および非常電源に DC 24 V, 200 Ah の蓄電池 2 組を装備した外レーダー, 超短波無線電話装置等を装備し特に航海の安全を考慮し計画した。また客室関係の照明には蛍光灯を使用し灯具は美観を損なわぬよう優美にして堅牢なものを使用した。

なお各客室にはテレビジョン受像機および演奏用スピ

カーを設けた外本船と陸上間の公衆無線電話装置を設け乗客へのサービスを計つた、

2. 電気部主要要目

2.1 電源装置

主発電機 横防滴型自動式 100 kVA (80 kW) 3台
AC 450 V, 3相, 60 c/s, 720 rpm.
ディーゼル機関駆動
主配電盤 自立デッドフロント, ノーヒューズ型 1面
変圧器 乾式 15 kVA AC 450/105 V 単相 3台
蓄電池 船用鉛式 24 V, 200 Ah 2組

2.2 動力装置

冷房用冷凍機用 55 kW 電動機を巻線型抵抗起動方式とする外はすべて籠型, 全電圧起動方式とした。

2.3 照明装置

客室関係および居住区画の明照には蛍光灯を使用し機関室関係には白熱灯を使用した。

接岸時および甲板部照明用として操舵室上に 1 kW 探照灯を 2 個装備した。また煙突マーク照明用に 200 W 投光器を 4 個装備した。夜間の乗降時に支障のないように

200 W 投光器を各乗降口に 1 個宛計 6 個を装備した。

非常時の照明として各客室および通路に蓄電池灯を設けた。

二等客室および特別二等客室の電灯は常用灯と常夜灯の 2 系統に分け管制出来るようにした。

2.4 通信, 航海計測および無線電話装置

電話装置共電式	1:1	1式
呼鐘装置	14窓用および6窓用	各1
伝声管電鐘兼信号電鐘	1:1	1式
テレグラフ装置	1:1	2組
主機用電圧式回転計	1:2	2組
舵角指示器	1:1	1式
拡声装置	50 W 増幅器 指令放送用 10 W 増幅器 トークバック用	1式 1式
レーダー	7吋 25 マイルレンジ	1式
遠隔指示風信儀		1式
テレビジョン装置	19吋	5台
超短波無線電話装置	10 W	1式
公衆無線電話装置 (船主支給)		1式

海技入門選書・新刊

東京商船大学学長 浅井 栄 資 共著
東京商船大学助教授 巻 島 勉

気象と海象

A 5 判 170 頁 定価 480 円 (〒 70 円)

目 次

第 1 章 大 気

1.1 大気の高さと成分 1.2 水蒸気と細塵 1.3 対流圏と成層圏

第 2 章 気象観測

2.1 気象観測の大切なわけ 2.2 気温の測り方
2.3 気圧の測り方 2.4 温度の測り方 2.5 風向と風速の測り方 2.6 雲の観測

第 3 章 気象報告その他

3.1 気象報告 3.2 天気略号その他
第 4 章 大気の流れ
4.1 気圧の高低と風 4.2 第 1 次の大気の流れ
4.3 第 2 次の大気の流れ

第 5 章 気団と前線

5.1 気団 5.2 前線

第 6 章 温帯低気圧 (旋風) (暴風雨その I)

6.1 暴風概説 6.2 低気圧の発生から衰滅まで
6.3 低気圧の構造と天気 6.4 低気圧の進路と速力
6.5 低気圧による海難

第 7 章 熱帯低気圧 (台風) (暴風雨その II)

7.1 熱帯低気圧概説 7.2 台風の発生 7.3 台風の進路と速力 7.4 台風の構造と天気 7.5 台風の猛威と被害

第 8 章 霧

8.1 霧の発生原因 8.2 霧の発生地域と季節
8.3 霧と海難

第 9 章 天気予報と予察

9.1 海上で入手できる天気予報 9.2 天気図と書き方と見方 9.3 海上での天気予察

第 10 章 波のうねりなど

10.1 風浪 10.2 うねり 10.3 いろいろな波

第 11 章 潮汐と潮流

11.1 潮汐 11.2 潮流 11.3 海映および湾内の潮汐と潮流 11.4 潮汐表とその利用

第 12 章 海 流

12.1 風による表面波流 12.2 世界の主な海流
12.3 日本近海の海流 12.4 海流に関する現象

第 13 章 海 氷

13.1 海氷の物理的性質 13.2 海氷の種類
13.3 世界の主な海氷, 氷山 13.4 日本近海の海氷
13.5 氷海の航海

まえがき

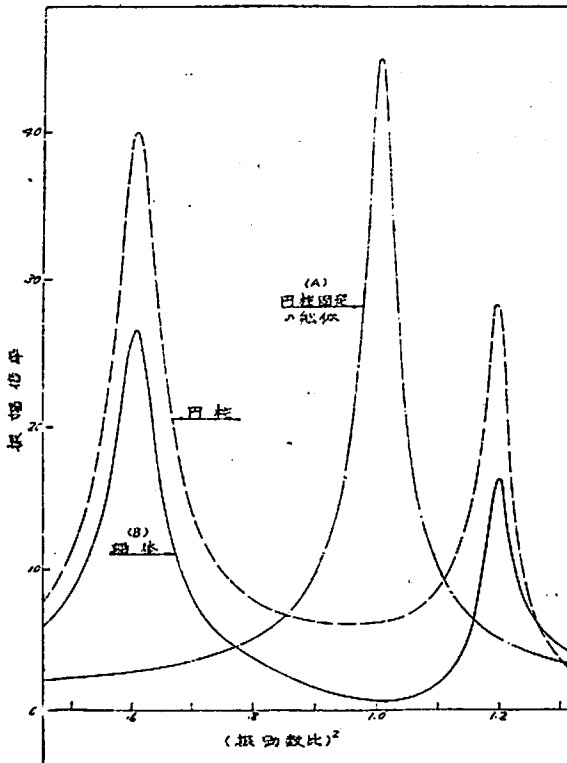
交番外力によつて起こる一般の機械振動の場合、ある主振動系例えば機械あるいは機械の部分に、適当な小さい副振動系をつけ加えることによつて、主振動系の同調振幅を減らす装置いわゆる動吸振器のことは既によく知られており、Frahm 型の減揺水槽もその一つである。主振動系にある小さい重量物を固着した時の同調曲線は第1図の(A)であるが、この重量物を主振動系にバネで連結して主振動系の振動につれて振動するようにすると、これは2自由度をもつ振動系でその同調曲線は(B)となり2つの頂点を持ち、これらの同調振幅は(A)のよりも小さくなり、吸振器として作用する。実際の吸振器はその固有振動数と減衰抵抗とを主振動系のそれに対して最適にえらんで、両頂点の高さが等しくなるようにして吸振効果を最大にする。ここで船内の移動重量というのは船倉あるいは二重底内の自由表面をもつ液体貨物または甲板水のことではこれらはその量が多いこともあ

り、その上減揺水槽の水のように船に好都合に作用するように調節することは一般にはできないが、このような重量物が船の動揺にどんな影響をもつか。これについて今までに行つたのはやや抽象的な模型による研究であつて、具体的な船の状態に対応する事柄はまだよくわかつていないが、これまでに調べたことの概略をのべる。

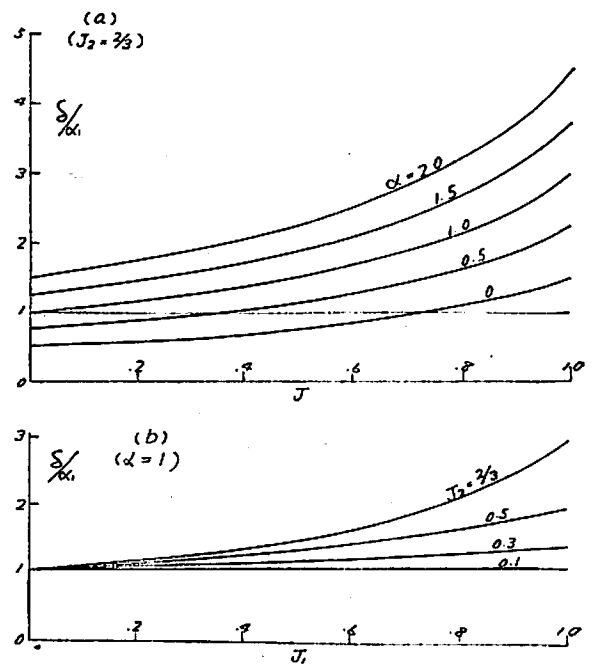
重量移動の効果

自由水では重量の移動と同時に流体力学的な作用が現われるが、取り扱いの便宜上はじめに重量移動だけに着目する。簡単のために次の力学的模型を使うことにする。水槽を静かに傾けていく時、槽内の自由水の重心 g の軌跡はほぼ $gm = a^2/3h$ で定まる m を中心とす円弧で、その半径 gm は水槽の幅 $2a$ が一定ならば水槽が傾かない時の水の深さ h に反比例する。そこで模型としては船体には水平軸の周りに回転する車輪を使い、これに円弧状の軌条をとりつけその上をなめらかに移動する円柱をもつて水にかえる。これは一種の剛体二重振り子であるからその微小振動を論ずることは困難でない。

自由動揺 このような連成振動系には一次、二次2つの規準振動が現われ、それに応じて2つの連成固有振動



第1図



第2図

数があることやその性質はよく知られているので、連成による船体の動揺の減衰への影響についてだけ述べる。²⁾ 船体および円柱の自由振動の減衰係数 α_1, α_2 があまり大きくなく、その大きさがほぼ同程度の時は連成した船体動揺の減衰係数 δ は

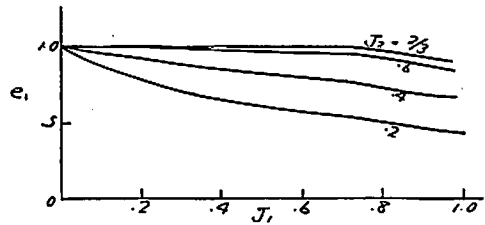
$$\delta = \frac{1}{2}(\beta_1 + \beta_2) = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2(1 - J_1 J_2)} \quad (1)$$

で与えられる。ただし β_1, β_2 は2つの規準振動の減衰係数で

$$\beta_{1,2} = \frac{(1 + \alpha) + (e_1^2 + \alpha) \lambda_{1,2}^2}{2(1 - J_1 J_2) + (1 + e_1^2 - 2e_1^2 J_1) \lambda_{1,2}^2} \alpha_1 \quad (2)$$

で定まる。この中で $\alpha = \alpha_2/\alpha_1$ $J_1 = I_3/I_1$ $J_2 = I_3/I_2$ (I_1 は円柱固定の時の船体の、回転軸の周りの慣性モーメント、 I_2 は円柱の m の周りの慣性モーメント、 I_3 は連成項の慣性モーメント)、 $e_1^2 = \omega_2^2/\omega_1^2$ (ω_1 は円柱を固定した船体の固有円振動数、 ω_2 は円柱の固有円振動数)、 $\lambda_{1,2}^2 = \omega_2^2/p_{1,2}^2$ ($p_{1,2}$ は一次、二次規準振動の円振動数) である。(1) から J_1 と δ/α_1 との関係を計算すると第2図 (a), (b) となる。この図から $\alpha_2 \geq \alpha_1$ ならば連成によつて船体動揺の減衰がよくなり、 I_3 が大きいほど連成による減衰の増し高が多くなることがわかる。

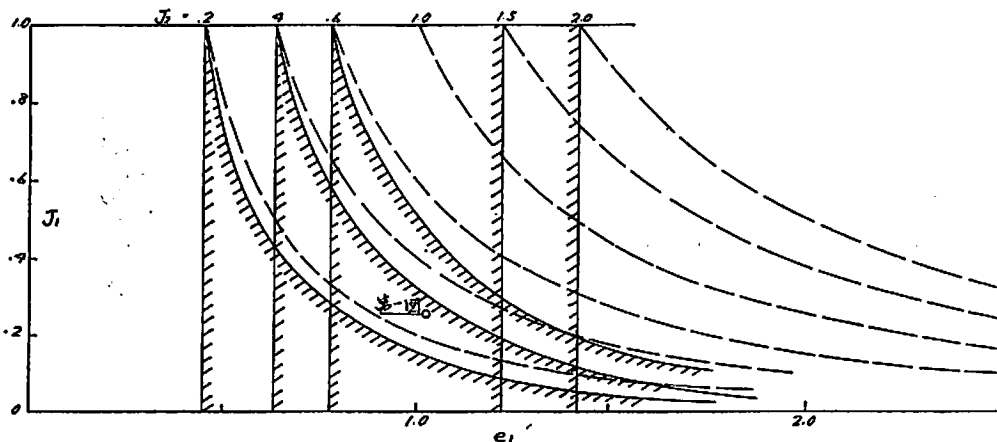
強制動揺³⁾ 連成振動の同調曲線は第1図のようになり、2つの規準振動に対応して2つの山ができるが、1つは円柱固定 (水槽満水または固定重量の時) の同調曲線 (A) の山より左、すなわち円柱固定の円振動数より小さい円振動数 (大きい周期) の所で起り (これを一次同調とよぶことにする)、1つは大きい円振動数の所で起る (二次同調)。この中二次同調の振幅は円柱固定の時の同調振幅より大きくならないことが証明できるから、連成の効果は一次同調についてだけ考えればよい。けれどもはじめに、一般の吸振器の有効条件と同じに



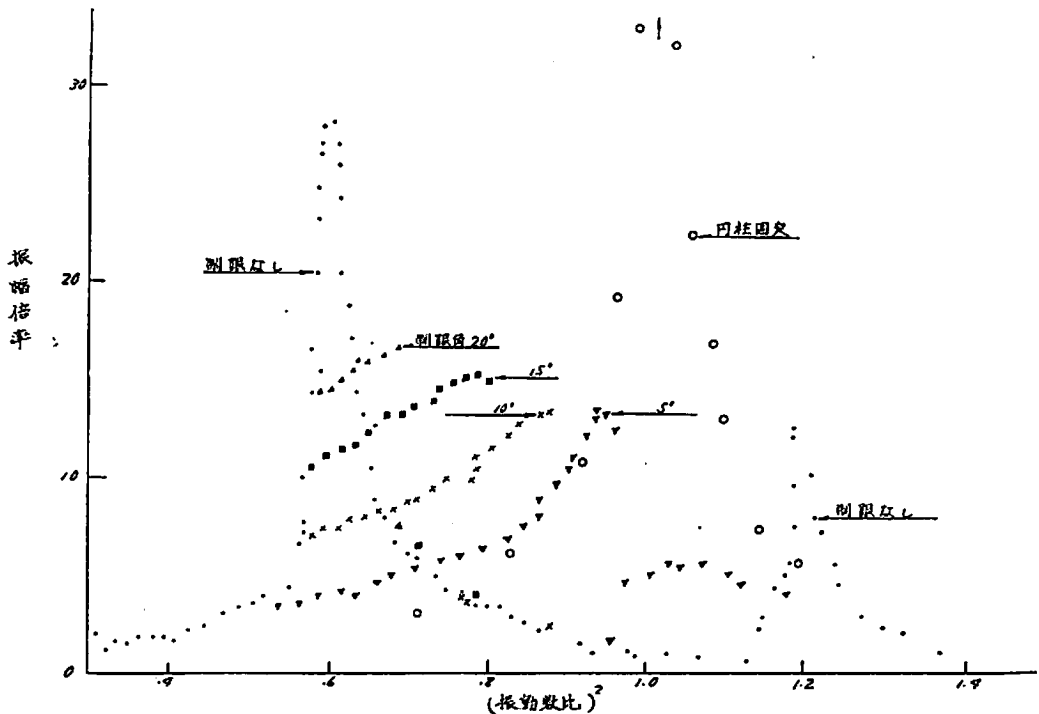
第3図

次、二次同調振幅が等しくなる状態を調べるに、その第1条件の計算結果は第3図のようになる。条件を満たす点はすべて $e_1 = \omega_2/\omega_1 > 1$ の範囲にあるから円柱の固有円振動数は船体のそれより小さくなければならない。これを実船についてみるならばその他の事情も併せ考えて船倉底部あるいは二重底内にある幅が広くて浅い水ならばこれに該当する可能性がある。しかしこの外に第2の条件として、円柱の振動の抵抗を最適にえらばなければならないが、この方はほとんど重視しにくい程の大きさを与えねばならないことがわかる。したがって、一般の最適条件はまれにしかも大きづばな近似でしか得られないことになる。

液体貨物は本来これらの調整がきかないものであるから、前述の理由にしたがつて一次同調振幅が円柱固定の同調振幅を超えないという条件で吸振有効範囲を求めるのが实际的である。この条件による計算の結果は第4図のようになり、一般の移動重量が吸振作用をするのは図の斜線の平面内にある状態である。 $J_2 = 1$ あるいはその附近は特殊な状態で常に吸振有効になるが実在し得ない状態である。図中の破線の左側がそれぞれの J_2 に対応する。この振動系が安定な振動をなし得る領域であるが、 $J_2 < 1$ の時はこの領域の中振動数比の小さい方を除



第4図



第 5 図

いた右よりの大部分が吸振有効範囲となり、 $J_2 > 1$ では逆に左よりの部分が全部有効範囲となる。船体の動揺抵抗が増すと $J_2 < 1$ の場合はこの範囲はせまくなり、円柱の抵抗が増すと広がる。 $J_2 > 1$ の時はいずれの場合にもこの範囲が広がる。第 1 図はこの模型のある状態における計算による同調曲線で、この状態に相当する点が第 4 図に記入してある。同じ状態で行った実験を第 5 図に示したが、重量移動による効果がよく現われている。

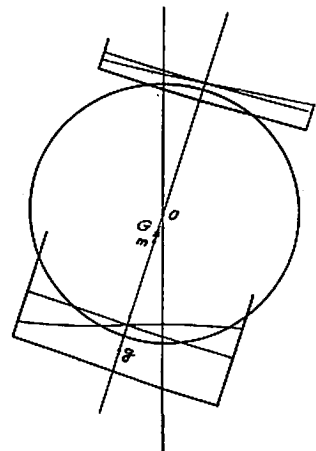
第 1 図からわかるように円柱は船体より大きく振れる（一次同調附近では船体と円柱の振れる向きは反対、二次同調附近では同じ向き）から、船の場合を考えれば、移動重量は甲板や頂板などにぶつかって正常な運動をさまたげられることがあるので、その影響を知るため円柱の振幅を制止板で故意に制限した場合を実験して、その結果も第 5 図に記入してある。⁴⁾ この時は復原モーメントが非線型化されるので振動の性質がいちじるしく変わり、跳躍現象を起すが、衝突による衝撃が跳躍現象を促進するので最大振幅が一層小さくなる。

水槽をつけた模型の

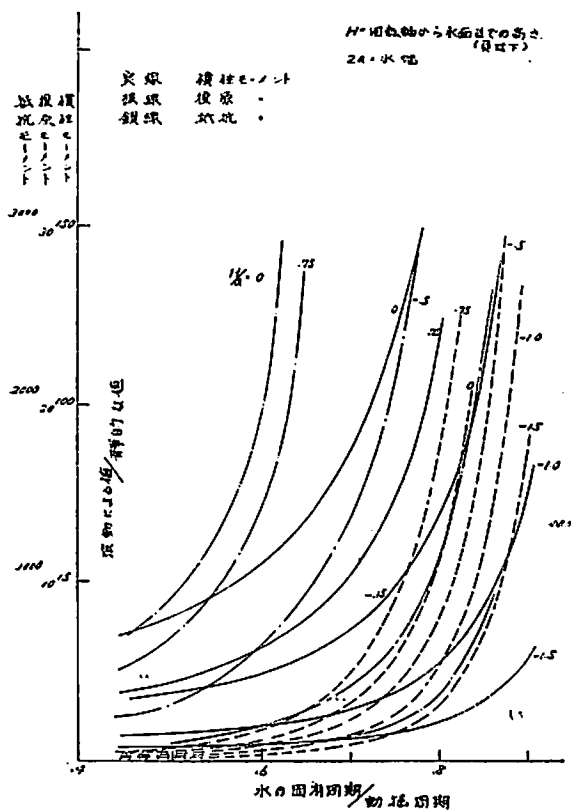
以上にのべた知識を手がかりとして、次に直接遊動水について調べるため、前述の模型の円柱をとり去り、第 6 図のように長方形断面の水槽に自由水を入れたもの

をとりつけた車輪を使つてみる。この模型が船の状態と異なる重要な相異点は回転軸が一定なことである。

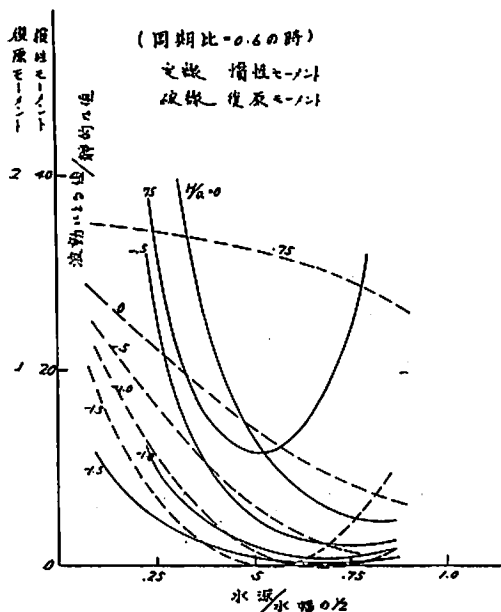
自由水の効果を、水量が全体として移動することによるものと、水の運動による流体力学的作用との 2 つにわけて扱えるものとする。理論的取り扱いとしては、この中の前者は前節までにのべた方法をとり、後者については田宮教授⁵⁾が導いた波の速度ポテンシャルを使つて流体力学的な力を求めこれを前者に加えた運動方程式を使うことになる。流体力学的な効果としては水の慣性モー



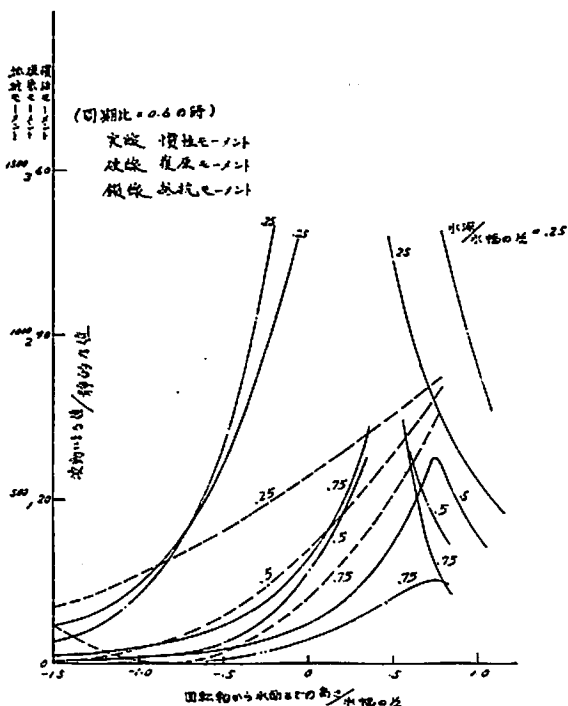
第 6 図



第7図 a



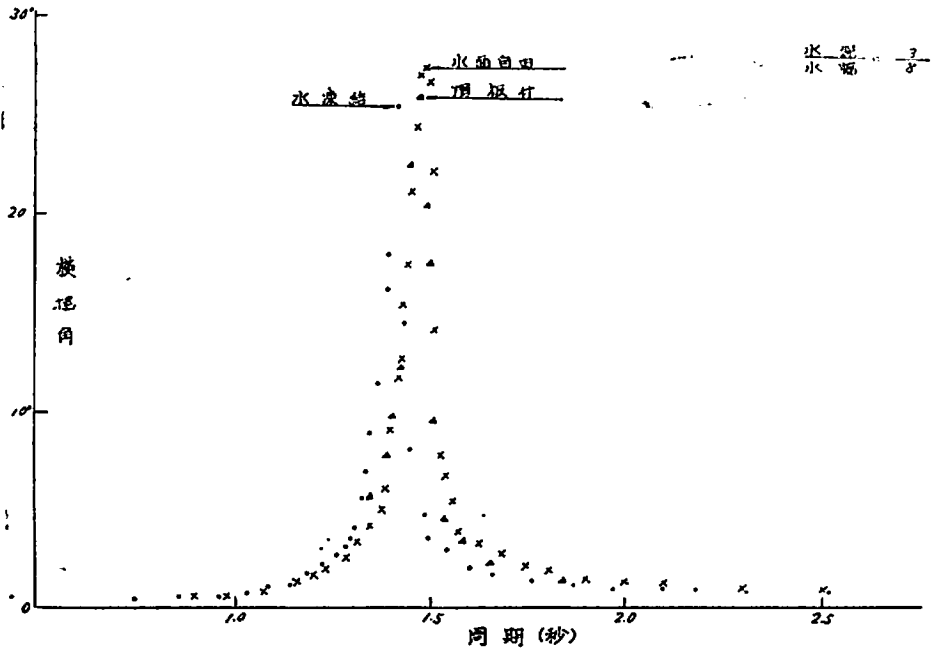
第7図 b



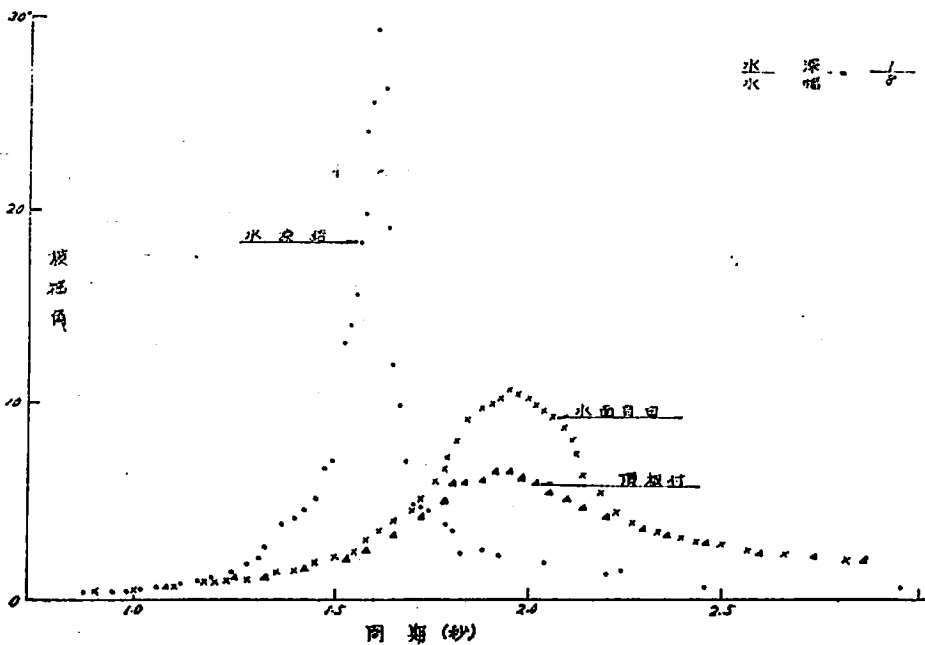
第7図 c

メントに見掛け上の変化が加わること、波動および水槽壁に対する動圧によつて、復原モーメントならびに抵抗モーメントに変化が起ることなどで、これらはみな動揺の周期、水面の高さ、水の幅と深さ等によつて変わる。水面が回転軸より下にあつて、水深が浅い場合の波動の作用の計算結果の1例を第7図(a)に、また水深の影響を(b)、(c)に示した。(a)によつて、動揺周期が水槽内の水の固有周期に近づくと、これらの値が急激に大きくなること、(b)、(c)から、これらの値が最大または最小になる水の深さあるいは水面の高さがあることなどがわかる。水圧が復原モーメントと抵抗モーメントにおよぼす影響もこれとよく似た形になる。

この模型で、水面が回転軸より下にある時(下部水槽)の実験による同調曲線を第8図(a)(b)にあげた。この場合には周期の長い一次同調だけが顕著に現われる。この同調振幅を水を凍結した時のものと比較すると第1表のようで、水が深い時にはいく分増幅になつてゐるが、水が浅い時は著しい減幅となりこれらは計算値ともほぼ合つてゐる。上の場合と状態は多少異なるが水深を一定にして水槽の高さを上下させた実験⁶⁾は第1表の下端のようになり、計算とはよく合わないが水が深い時は増幅となり、水が浅い時は常に減幅となつてゐる。水の動きが頂板でさえぎられる時は、円柱の例のように跳躍



第 8 図 a



第 8 図 b

現象は起らぬが振幅の減りがさらに大きくなることは第 8 図からよくわかる。

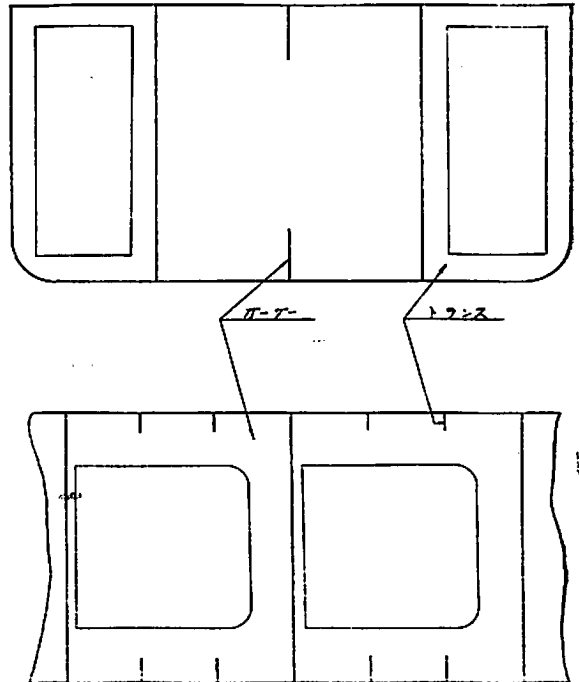
水面が回転軸より上にある水槽（上部水槽）では水が浅い場合だけしか調べてないが、実験による同調曲線の 1 例を第 9 図りに示し、第 1 表に数値の比較がしてある。この場合は周期の短い二次同調だけが現われ、ど

の水深でも著しい吸振効果を得られている。この方の計算値は吸振効果が過大に出ている。近ごろアメリカで実船に使われ始めたと報ぜられた flume stabilization system⁹⁾ は、この効果を実用化するために水槽の形にくふうを加えて水量を少なくできるように設計したものではなかるうか。

第 1 表

	水深 (cm)	水面の 高さ (cm)	固有周期 (秒)				同調振幅比	
			水 凍 結		水 面 自 由		計算	実験
			計算	実験	計算	実験		
下部槽	15	-16.3	1.378	1.40	1.300	1.47	1.281	1.123
	10	-21.3	1.543	1.49	1.627	1.60	.545	1.087
	5	-26.3	1.568	1.60	2.406	1.59	.047	.370
上部槽	3	16	1.751	1.80	1.288	1.30	.065	.064
	2	15	1.713	1.76	1.289	1.35	.046	.065
	1	14	1.680	1.71	1.525	1.65	.039	.158
下部 水 槽	15	-13.7	1.353	1.35	1.358	1.38	1.324	1.31
		-17.2	1.352	1.36	1.245	1.38	.968	1.33
		-20.7	1.355	1.36	1.186	1.375	.646	1.28
	10	-18.7	1.403	1.42	1.660	1.48	.119	.81
		-22.2	1.398	1.41	1.515	1.46	.278	.94
		-25.7	1.400	1.42	1.394	1.45	.603	1.05
	5	-23.7	1.487	1.52	2.269	1.74	.0177	.21
		-27.2	1.480	1.49	2.180	1.66	.0109	.24
		-30.7	1.476	1.48	2.097	1.60	.0096	.24

横 断 面



第 10 図

減衰係数とは自由横揺実験から求めた値である。

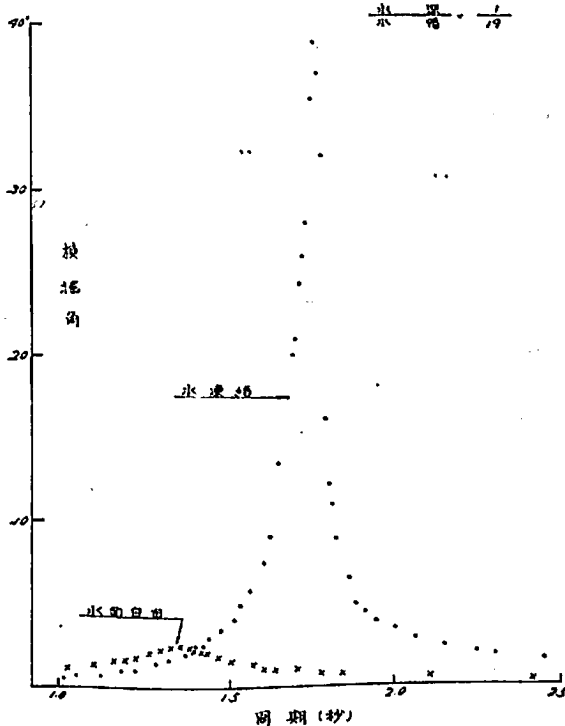
模型寸法=96.0×29.4×14.8 (cm), 排水量=30.7 kg

吃水=11.0 cm, KG=7.8 cm 水槽は長さの中央 48 cm (L/2) の間で, 4 槽にわたっている。

第 2 表

	水量 kg	水量 排水量	水深比	GM cm	固有 周期 sec	減衰 係数	横揺 倍率	備 考
1	20.7	0.674	10/10	4.3	1.06	.0079	7.0	水槽満水
2	16.7	0.544	8/10	3.8	1.13	.0043	7.85	このGMで
3	12.5	0.407	6/10	◇	1.16	.0036	8.2	水が凍結し
4	8.3	0.270	4/10	◇	1.17	.0025	8.0	たとしての時
5	4.1	0.133	2/10	◇	1.11	.0036	7.4	の周期は 1.124 秒で ある

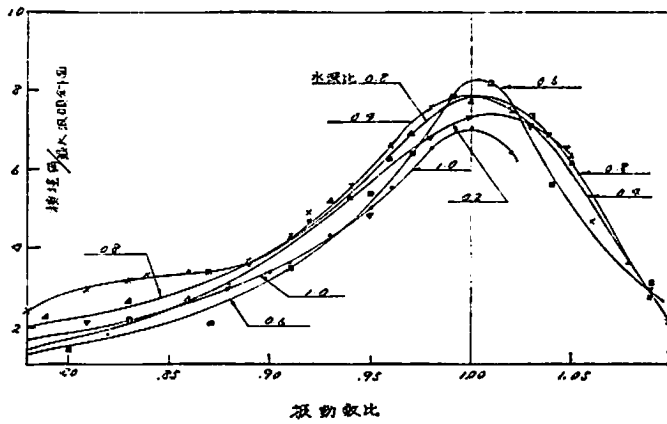
第 2 表の各状態に対する同調曲線は第 11 図のようになり, 同調周期は自由横揺による固有周期とほとんど一致している。同調振幅の倍率も第 2 表にのせてある。固有周期, 減衰係数, 同調振幅の各について, 水槽満水の時の値を基準とした比率と水深比との関係を第 12 図に示した。減衰係数は自由水がある時 1/2 程度に減っているのに, 総合効果としての同調振幅では僅かに 10~20% の増しに過ぎない。しかしどの場合にも振幅が増して第 1 表とはかなり異なる傾向を示している。これは水槽が縦隔壁によって仕切られていて水槽の幅がせまいため,



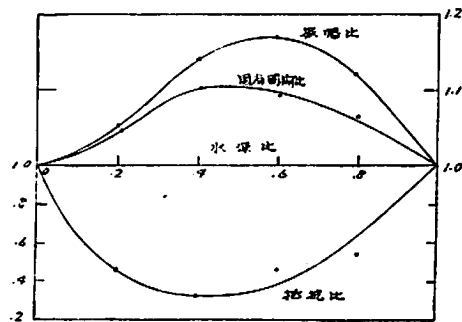
第 9 図

波浪中の模型実験

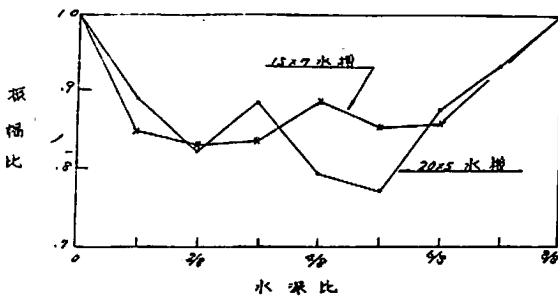
かなり実船に近い状態で行った実験結果¹⁰⁾を示そう。第 10 図のような横断面と槽内構造の箱型模型にいろいろな深さまで自由水を積んだ状態で規則波の中で横揺させた。模型は排水量と重心位置, 水が凍結したとした場合の慣性モーメントが一定になるように調整して, 水量を 5 通りにしてある。どの状態でも自由水面の形と大きさが一定であるから GM に対する自由水影響も一定である。各状態の数値を第 2 表に示す。表中の固有周期と



第 11 図



第 12 図



第 13 図

幅と水深との比が大きくていわゆる深い水になっていることによるもので、特に(1)と(5)とではその上に深いガードーにさえぎられて水の移動の効果が大幅に減殺されていることが、固有周期の値から推察できる。いずれにしても、実船の場合は自由水によつて横揺れ幅が多少増す懸念があると言えそうである。

浅い水の場合の実験の整理ができていないので、SR23 部会¹¹⁾で行われた実験を借用しよう。この実験は幅×深さ=20×5(cm)と15×7(cm)との2種の水槽を、船底上、上甲板下、これらの中間の3カ所に高さを変え、

水深8種(水量は最大で排水量の1/10)について行つたものである。その結果の一部を概括すれば、減衰係数はどの水深でも満水の時にくらべて増す傾向にあり、特に水槽内の水の固有周期と船の固有周期とが同調する水深で増しが大い。同調振幅はどの水深でもほぼ10~20%程度減つている(第13図)。これは有蓋水槽のようであるから、水が頂板でせきとめられた影響を含んでいる場合もあるように思われる。

水面の高さの影響はこの実験に関するかぎりでは、水面が高いほど僅かに振幅が減つているが、これだけで結論を急ぐことはできない。

む す び

一定軸の周りに回転する二重振子の模型を使つて自由水の動的効果を調べることは、計算もわりあいに簡単であり、実験でもかなりはつきりした結論を出すことができるが、これは波浪中における船の状態と厳密には対応しない。船の場合には動揺軸が本来一定でないばかりでなく、自由水の流体力学的作用によつてもそれが変化するであろうし、swayingあるいはsurgingによる自由水への作用もあることを予想しなければならない。これらの力の大きさのみならずそれらの間の位相関係によつて総合効果が変化を受けることになるから、計算が複雑になるので定量的には主として実験に頼らなければならない。さらに適確な結論を出すには是非とも不規則波中の実験が必要である。しかしこれまでの研究から、自由水は静的には復原性に必ず悪影響をおよぼすことは既によく知られている通りであるが、動揺に対する動的作用は、negativeに働くことがあるけれどもその程度は致命的に大きなものではないばかりでなく、自由水を目的に合わせて調整あるいは制御できなくとも、動揺を制止する方向に働く性質をもっている、ということ是可以する。

- 1) 各種の機械振動, 機械力学の教科書例え
松平 精: 基礎振動学
- 2) 吉岡: 横浜国立大学工学部紀要第7巻, 昭和33年3月
- 3) 吉岡: 造船協会論文集第105号, 昭和34年7月
- 4) 吉岡, 本間: 造船協会論文集第109号, 昭和36年6月
- 5) 吉岡: 造船協会論文集第111号, 昭和37年6月
- 6) 田宮 真: 造船協会論文集第103号, 昭和33年7月 船の科学第14巻第12号
- 7) 川崎, 堂脇: 卒業論文 昭和35年3月
- 8) 石橋, 小浜: 卒業論文 昭和34年3月
- 9) Marine Engineering/Log 1961年2月
J. Vasta 等: SNAME Vol. 69, 1961
- 10) 川島, 小西: 卒業論文 昭和37年3月
- 11) 造船研究 Vol. 2 No. 3 1935年10月

Stamina (予備復原力)

菱田敏男
大阪府立大学工学部

第 1 章

“St…na のこと。” それには、くいくいと赤い V を書きつつけていた私の手を停めさせる何かがあった。ある年卒業試験の採点中である。まともなことが殆んど書いてない答案が何枚かつづいていた。私はかなり腹を立てていた。St…na のような形の字は、私が期待していた幾通りかの解答のどれにも出てこないはずである。私は今は赤く塗られた単語をすかしてみた。“Stamina”であつた。

数個の術語を簡明に説明させる問題の内、それは「予備復原力」に対する答であつた。「ふうーん」、……。私は V を○に書き直した。白井義男氏がチャンピオンになり、目新しい運動用語が新聞雑誌をにぎわしていた頃である。だが彼の合計点は合格圏外にあつた。

○を◎に変えられないであろうか。それはこのラテン系の単語の正しい意味にかかつてるように思える。私は書庫へ上つた。Oxford 辞典を引いてみた。……幾つかの古い意味の後に、power of resisting to debilitating influences および staying power があつた。「なる程……」。予備復原力を説明してこれより簡にして明かつ適切なるは恐らくないように思えて来た。私は直ちに○を◎に変えた。すなわち下駄ないし高下駄をはかせたのである。

第 2 章

予備復原力は、転覆させようとする influences に対する resisting power ないし staying power すなわち船の stamina である。Down しない力、たとえ down しても count 7,8, …で立上り再び荒天と闘える力である。終。

ところがこれを力学的に論じるとなると仲々むづかしい問題であつて、まして下駄をはかせてくれそうもない天然社の雑誌においておやである。

予備復原力を語る時には、いつでも外力ととともに考へなければ意味がない。どのように激しい海へほりこんでも大丈夫な船などありつこないものであるから。

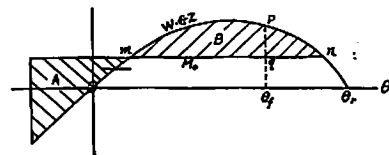
ところがこの外力による船の振舞に関する理論と、船自身の復原性とを結びつけることが出来るようになったのはそれほど古いことではない。われわれが学生だつた 20 年程前には、現在は船体運動力学とか航海力学とか言つた題目で行われている講義は、「復原性」、「動揺論」

という二つの科目に分れていて、この二つがどう結びつくのか分らなかつたものである。ようやく J. Rahola の研究が出た頃で、これとて二つが結びつくようなことは何も書いてないように思われた。これらはそれぞれ立派な学問の体系をなしているかに見えたけれども、ただその限りでは、田圃の中の水練でしかなく、船の設計に役立つためにはどうしてもその間の紐帯が見つけ出されなければならなかつた。しかるに幸い、わが国の造船界はこのために得難い碩学を用意していた。しかも複数の碩学である。昭和 23 年渡辺恵弘教授、26 年加藤弘教授、30 年再び渡辺等および加藤と西に東に次々論文が発表され学界は喚声と興奮に埋まつた。そしてこれらの研究は総合されて例の復原性規則の基をなす 31 年の論文¹⁾となるのである。

これらの方法ではいづれも船は風・波および突風を受け、これに耐え得る予備復原力が要求される。すなわち 1 図において、差引の結果、面積 A, B が

$$B/A > a \quad (1)$$

になればよい。a の値は風速や波の取り方によつて違ふし、船型の函数である場合もある。



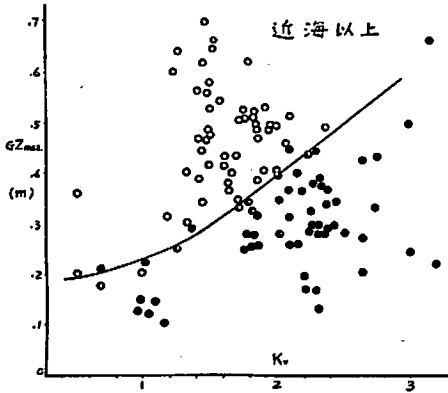
1 図

ともあれこの B が今の場合の予備復原力である。B の大小を問う代りに、B に $\text{omn } \theta_r$ を加えた復原性曲線の全面積 S_a を採つても同じことである。あるいは船が θ_r まで極大傾斜するとすれば、B が A より大きい部分 pqn を予備復原力ということもある。これは無次元数 $B/A-a$ に相当する。また面積 $p\theta_r\theta_r$ を予備復原力と呼んでも差しつかえないだろう。

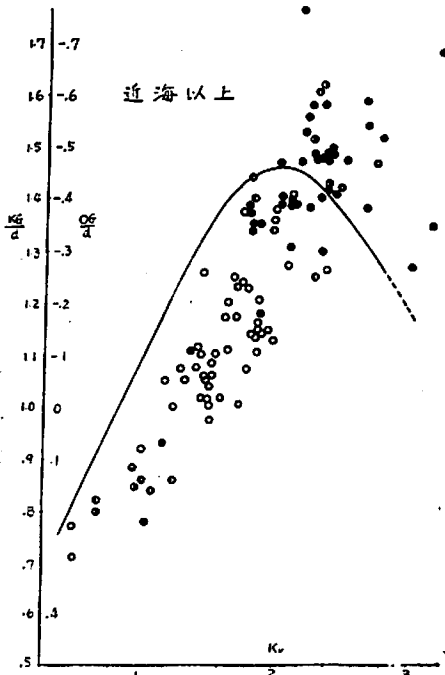
この B は勿論大きければ大きい程よいわけで、船種によつては一々そんなことを考えなくとも十分大きい B がある船もあるが、中型以下の旅客船や漁船では往々必要な B が取りにくい場合が多い。

ある船について、(1) を満足するような stamina があるかどうか、特に設計初期の段階で大体の見当をつけるには筆者等が行つた解析結果²⁾ が一つの参考資料とな

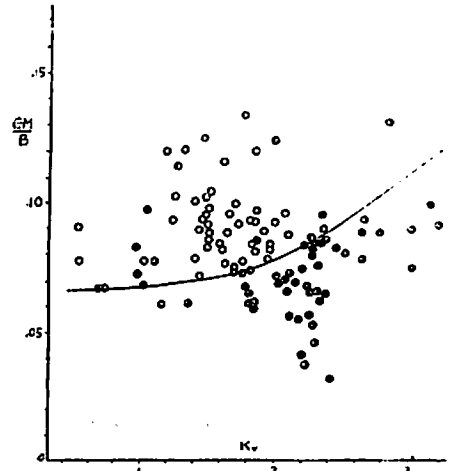
るであろう。これは約70隻のいろんな船種を含む船に、渡辺博士（昭和30年）、加藤博士（同）の復原性基準および乙・丙基準を適用して得られたもので、 GZ_{max} 、または KG/d 、 GM/B および f/d の限界を変数 K_v に対して示し、それぞれ近海以上と沿海以下に分かれている（2~9図）。ここで f は乾舷を、 $K_v = A_{wh}/V$ を表わす。（ A_w は船の水線上側面投影面積、 h は A_v の重心と水線下側面積の重心との高さ、 V は排水容積）。そして GZ_{max} が限界曲線より小さいか、または KG/d 等の3要素の内どれかが一つでも限界より悪いと（1）を



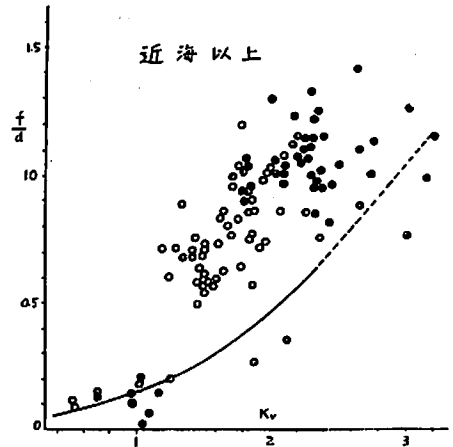
2 図



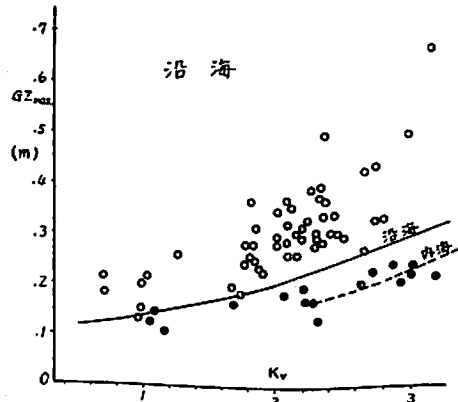
3 図



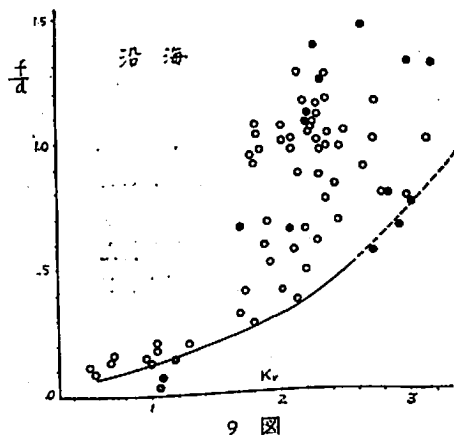
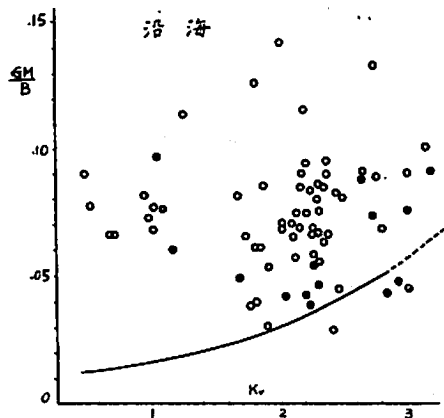
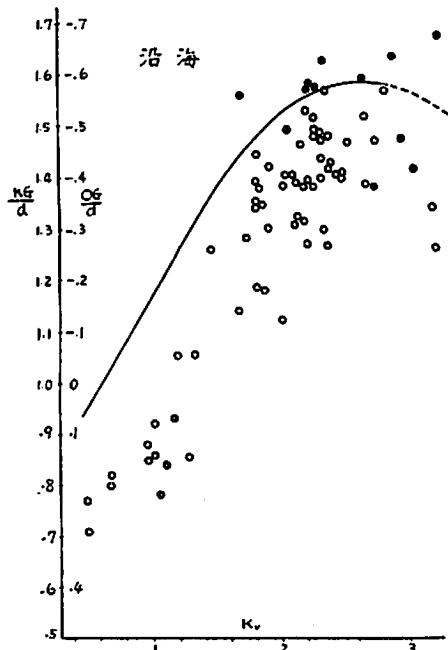
4 図



5 図



6 図

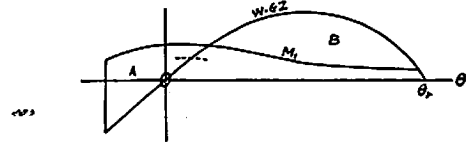


満足させにくくなる。なおこれらから、どの要素を修正してやればよいかも見当がつく。

私の所の田中紀男博士が計算してみた所によれば、上の3基準はどれでも、その一つで合格であれば殆んど例外なく他の2法にも合格する。逆もまた然りである。

第 3 章

1 図では風圧モーメント曲線 M_0 は θ にかかわらず一定値を示している。この近似をもう一段高めると 10 図の M_1 のように、 $\theta=0 \sim 10^\circ$ の間でもつとも大きく、その外側では風速一定でもかなり減少してしまう。そし



10 図

て例えば乙基準の場合について言えば、同じ風速および波浪の下では、 M_0 について丁度 $B/A=1$ の船は、風圧モーメントを M_1 に代えると B/A が 2 に近い数になる。

乙基準では $a=1$ であるから、 $B/A=1$ の船は丁度安定限界にあり極めて不安定であるはずなのに、実はまだ相当復原力に余裕があつて、基準に定められた風と波だけなら大丈夫ということになる。

ところが海上において船をおびやかす influences は風と波だけではない。海水の打込、重量物の移動、そしてやむを得ずする操舵等々があつて、あるいは復原性曲線を劣化せしめ、あるいは複雑不可説なモーメントが船を傾ける。だからこれらの副作用に対して丙基準が補足的に設けられているのではあるが、実は乙基準においても暗黙の裡に考慮されていると考えるべきであろう。すなわち乙基準の限界 $a=1$ は、多数の船について同じ基準を適用し、長らく安全に就航している船の B/A 値と、不幸にして転覆ないし沈没した船のそれとを比較して、その間に引かれた限界線であり、そしてこれら多数の test ships は皆船が荒海において受けるであろう海水の打込以下の副作用を受けておるはずであつて、風と波だけしか受けない船が選ばれたわけではないから、よつて引かれた安全限界にはいわば平均的な副作用の影響が入っているわけである。

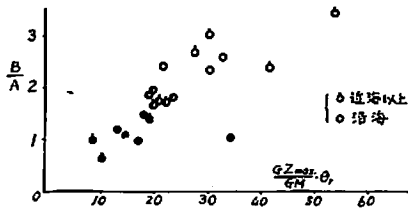
故に復原性基準は、相当安全側の一定風圧モーメント M_0 を取ることによつて、陽には算入しないこれら副作用を cover していると見るべきであろう。

そこで、次のような疑問が生じてくる。

- (1) 一体それならどれ程の副作用が cover されているのか。
- (2) また副作用に対する強さは、船型によつて違ふのであろうか。それとも B/A が同じならどれでも同じであらうか。

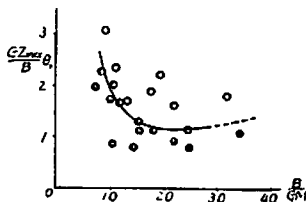
(1) についてはここで触れないが、(2) の問題から出て来る 1, 2 の面白い結果を紹介しよう。

まず乙基準で $B/A=1$ の船を 20 隻ばかり選ぶ。 $B/A=1$ だから普通の意味の子備復原力は丁度もはやないわけ、副作用に対する余力だけが残つた状態である。いわば down 後の stamina を調べようというわけである。風圧モーメントを M_1 にとり、規格化された海水の打込、重量物の移動および操舵の諸作用をそれぞれ与えた時、 B/A をどこまで喰い込むか。海水の打込場所も上甲板、甲板室内および船体内の 3 通りについてやつてみる。

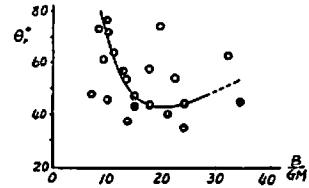


11 図

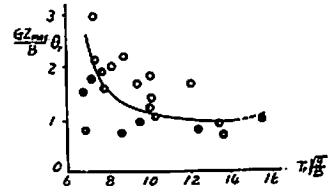
この結果を $r=(GZ_{max.}/GM) \times \theta_r$ (θ_r は度で) の基線上に置点すると、11 図のような形になつてどの場合も r が約 20 より小さい所では急に B/A の低下が著しくなる。そこで $r=20$ 附近の一団に先勝の印を、その右左の群にはそれぞれ大安および凶滅の印をつけ B/GM 対 $(GZ_{max.}/B) \theta_r$ 面上に移すと 12 図のようになる。また B/GM 対 θ_r 、あるいは $T_r \sqrt{\frac{g}{B}}$ 対 $(GZ_{max.}/B) \theta_r$ 面上でもそれぞれ 13 および 14 図のようにほぼ同じ傾向の配列が得られる。これらの図では先勝の点を通してそれぞれ 1 本の曲線が引け、これによつて白黒がはつきり分かれてくる。この曲線は $B/GM \rightleftharpoons$



12 図



13 図



14 図

10~15 の辺りで急に上昇しているから、 B/GM の小さい船は、その大きい船に比し、白丸の領域に入る stamina ある船たるためには、より大きい $GZ_{max.} \times \theta_r$ が必要である (12 図)。あるいは B/GM のあまり小さい船はこれらの influences に弱いと云える。また θ_r を余程大きくしておかぬと stamina 不足となる (13 図)。 B/GM と横揺周期 T_r とは密接な関係があるから、 B/GM の代りに T_r を無次元化した Rollzahr $T_r \sqrt{\frac{g}{B}}$ をとつても、ほぼ同じ結果が得れることは当然である (14 図)。

更に $\theta_r > 50^\circ$ の復原性曲線は無効であるとした場合についても、全く同様の結果が出てくる。

これらを要するに

- (1) GM が B の 7~10% 見当より大きく、
- (2) あるいは Rollzahr が約 7 以下で、
- (3) $\theta_r < 50^\circ$

の船は stamina 弱く、

- (4) $GM \approx 0.05 B$ 附近の船がもつともよいことがわかる。

このことは、ただこれだけの計算では勿論まだまだ十分とは云い難いが、見込みとして、このようなことから GM の上限が出て来るかも知れないことを示唆すると考えられないであらうか。

GM の下限はいろいろな方面から押えることが出来るようである。例えば甲基準に合格しなければならないとか、丙基準の $GZ_{max.}$ を得るためには余りに GM の坂が低くては必要な $GZ_{max.}$ まで上りにくいとか、あるいは乙基準を満足させるためには 4 図および 8 図の GM が必要など、また旧海軍にも基準があつた。しか

し上限を押える物尺はまだないようであつて、例の rule ship が出現する所以である。

GM の上限に関する研究の内、まず Kempf³⁾ は乗心地の見地から $T_r \sqrt{\frac{g}{B}} > 8$ と云つているので、これはほぼ $GM/B < 9\%$ に相当するし、また船酔いの研究で工医学ともいべき分野を開拓した日立技研の富武満博士⁴⁾ も、 $GM/B < 9\%$ を提唱している。上の Stamina からの見込と、この人達の意見を総合すれば、大目に見て大体 $GM/B \approx 10\%$ 見当が上限になるのではなからうか。

こうなると、4 図と対照して、近海以上の船では GM の許容範囲が狭まり、殊に K_v が 2 に近い旅客船で大分窮屈にはなつてくる。

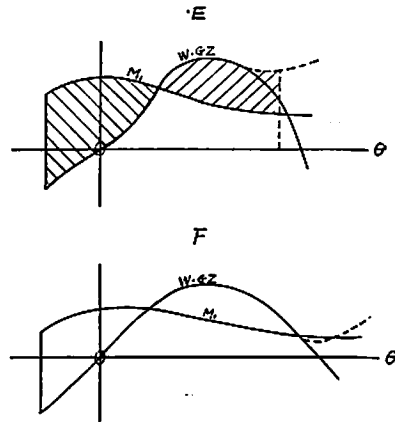
第 4 章

沿海以下の旅客船では非常に頭でつかちで見えるからにひつくり返りそうなのがある。それかと思うと稀には極度に上部構造を追放したのものもあるが、どうも余りぼうぼう頭もよくないし、また丸坊主もよろしくないよう、五分刈位が丁度よいようである。...

というのは、筆者の所の水槽で、水線下の船型、 B/A が殆んど似た 2 種の旅客船に、風と波を作用させて大角度傾斜時の振舞を見てみたことがある。この水槽には風の吹出口が設けられていて任意の風速の風および突風を加えることが出来るようになっていた。(筆者自慢のもので事ある毎に吹聴することにしてはいる。)

2 隻の内 E 船は $K_v \approx 2.4$ で沿海旅客船としては普通の上部構造を持ち、他の F 船は $K_v \approx 1.6$ という極度に上部の淋しい船である。E は 40° 以上傾いてもぐつと起上つて来るが、F は 50° 近く down したまま立上らず、その近傍で小さく動揺をつづけている。逆になつてもよさそうなものを... 皆さん首をかしげた。

これはどうも下のようなことであるらしい、 40° 、 50° といった傾斜ではどちらも上部構造が相当水に浸つていることに気づいて、規則の上では水密と看做せない上部構造をも浮力に算入した復原性曲線を書いてみると 15 図の破線の如くなる。これでもうお分りのように、やはり上部構造の浮力のせいだったようである。水密な模型船の上部構造と、実船のそれとを同日に論ずることは出来ないが、しかし非水密の上部構造物と言えども実質的にはある程度の浮力がある時間働くわけで、しばらく down を持ちこたえてくれれば、その間には何とかする機会もあるというものである。布の袋にも水は盛れるの理、多少の孔や隙があるにしてもある程度の大きさの



15 図

上部構造があつた方がよいのではなからうか。とにかく起上らないのではハイそれまでである。

このように lurch した船の上部構造と stamina の関係については、それへ浸水しつつある場合をも含めて更に実験研究を重ねてみる価値があるように思われる。

第 5 章

ある日、工業新聞の記者が訪ねて来た。少し前に全旅客全乗組員の生命とともに海底に消えたある旅客船の復原性について聞きに来たのである。私は差し障りがあつて話題を努めて一般的なことに向けなければならなかつた。お蔭で授業料だけの講義を 2 時間近くもさせられてから、彼は尋ねた。「それでは、結局その予備復原力とやらが、どれ程あればよいのですか」。私はしばし熟慮の上お答えした。「学生からある種の質問を受けた時、夏目漱石は、俺はそれに答えられる程月給を貰つておらん、と云つたそうですよ」。彼は苦笑しつつうなずき、ノートを閉じて立上つた。

引用文献

- 1) 渡辺, 加藤外. A Proposed Standard of Stability for Passenger Ships. 造船協会論文集, 第 99 号.
- 2) 菱田, 田中. 安全示数から見た船の重心位置および乾舷. 造船協会々誌, 第 328 号.
- 3) G. Kempf: Stabilitätsgrenzen für Schiffe. Schiffbau. 15, Jan. 1940.
- 4) 富, 船舶における振動および動揺の許容限界値に関する研究. 関西造船協会誌, 第 104, 105 号.

実船の旋回性能に対する一考察

宝田直之助

前賀重工船師事業師
基本設計二課

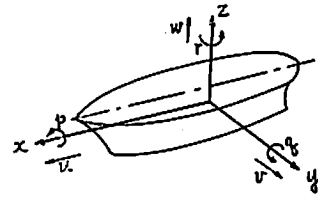
まえがき

船が櫓で推進された当初から方向変換の手段として舵の考えが出現しているように見受けられる。すなわち紀元前3500年位のエジプトの章船の壁画の船尾に一際大きい櫓が装備されているのが認められる。以来今日に至るまで殆どどの船が形は多少異つても操縦手段として舵に至っていると云える。しかしその理論あるいは研究に關しては、船の他の分野の発達にくらべ比較的新しい時代に始められたと云える。この理由は抵抗、推進、強度、復原性と云つた分野が直接運航、安全性に結びついているのに対し、普通の舵を装備しておけば、重大な欠陥なしに操縦出来たことと、操縦性能に対しては速力、馬力等のように直接的な良否の尺度が設定されなかつたためであると考えられる。従つて船の操縦性能は永らく船員のいういわゆる“すわりのよい船”“小舵の効く船”等と感覚の問題として取扱われて来た。

ごく最近まで船の操縦性は旋回圏の大小で代表され、研究対象になつた船型も軍艦、あるいは特殊な船に限られ、汎用性に欠けるうらみがあつた。近年操縦性指数の考えが確立され、船の操縦性研究も急速に発展しつつあり、過去の停滞を一挙に挽回する勢にあり、模型水槽試験も実船の特性に近い制御方式で広汎に行われ、その研究成果が続々と発表されている。一方、これ等の研究成果を実船の設計に導入する分野においては未だしの感がある。船型学の発達により、船体の長さを短かくし、幅を拡げても抵抗推進性能を満足し、強度上の利点を得るいわゆる経済船型が採用されているが、当然主要寸法によつて大きく左右される操縦性能の検討を等閑視することは出来ないし、また盛んに採用されている船のオートメーション化の基礎として、船の運動、操縦性能を把握しなければならぬ。将来の高度オートメーション化を考えると、船の運動、操縦特性より、計器専門者に入力、出力、許容タイムラグ等をオーダーすることは船体設計者に課せられた最小限の仕事であると思う。この意味で最尖端の理論研究とはうらはらではあるが、実船の旋回性能について述べてみる。

1. 旋回に関する運動方程式と実測値

本稿においては運動方程式の理論的取扱いをを行うことが目的ではないが、前記の目的に従つて現在一般に使



第1図

用されている運動方程式の特性一般と実測値とについて述べよう。

粘性および自由表面の影響を受けながら物体が運動する場合は、見掛質量現象が伴うので運動方程式は一般に複雑になる。第1図において船の重心Gを通り慣性主軸の方向にX, Y, Z軸をとりおのおのの軸方向およびその周りの速度、角速度をそれぞれu, v, w, p, q, rとする。また船の質量をm, x, y, z軸周りの慣性モーメントをI_x, I_y, I_zとする。厳密に云えば見掛質量を含んだ重心は船自体の重心とは少しく異なるが、ここでは一致するものとして、また見掛質量の慣性主軸も船のそれと一致するものとして取扱う。

見掛質量をx, y, z軸方向にそれぞれm_x, m_y, m_zとし各軸の周りの見掛けの慣性モーメントをJ_x, J_y, J_zとすれば、一般の運動方程式は次のように表わすことが出来る。

$$\left. \begin{aligned} (m+m_x) \frac{du}{dt} &= (m+m_y)rv - (m+m_z)qw + X \\ (m+m_y) \frac{dv}{dt} &= (m+m_z)pw - (m+m_x)ru + Y \\ (m+m_z) \frac{dw}{dt} &= (m+m_x)qu - (m+m_y)pv + Z \\ (I_x+J_x) \frac{dp}{dt} &= (m_y-m_z)wv + (I_y-I_x+J_y-J_z)qr + L \\ (I_y+J_y) \frac{dq}{dt} &= (m_z-m_x)uw + (I_z-I_x+J_z-J_x)rp + M \\ (I_z+J_z) \frac{dr}{dt} &= (m_x-m_y)uv + (I_x-I_y+J_x-J_y)pq + N \end{aligned} \right\} \dots(1)$$

ただしX, Y, Zはそれぞれx, y, z方向の外力の成分、L, M, Nはそれぞれx, y, z軸周りの外力のモーメントの成分である。(1)式は6つの自由度に対するあらゆる運動をあらわす一般の運動方程式であるが、船の運動では、自由度の大きさがそれぞれ異なることおよび、運動を旋回運動と限定すれば非常に簡略化することが出来る。旋回運動に対する運動方程式の表現には種々あるが、大別すると重心の軌跡の切線および法線方向に対す

る運動方程式と、船体に固定した座標に関する運動方程式とに分けられる。前者は古典的と目されるが、航空力学の研究結果が利用出来る利点があり、従者は見掛質量の影響が正しく入るので便利であるとされている。

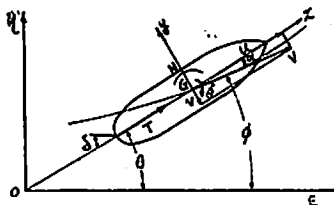
重心の軌跡の切線および法線方向に対する運動方程式

第1図において水面上に固定した座標を $\xi\eta$ とし、任意の時刻における船体の重心を $G(\xi\eta)$ とする。重心の軌跡と η 軸との間の角度を ϕ 、船の偏角を α 、切線方向の速度を v とすると

$$\left. \begin{aligned} m_1 \dot{v} &= T \cos \alpha - D \\ m_2 v \dot{\phi} &= L - T \sin \alpha \\ (I+J) (\dot{\phi} + \dot{\alpha}) &= N \end{aligned} \right\} \dots\dots (2)$$

ここに T : 推進器推力, L : 船体の揚力, D : 船体の抗力, I : 船の重心周りの慣性モーメント, J : 船の重心周りの見掛慣性モーメント

(2) 式を具体的に表現すると旋回を始めた船の運動方程式は次のように表わされる。



第2図

$$M' \frac{dv_1}{dt} \cos \alpha = \frac{M' v_1^2}{Ri} \sin \alpha + R'_x + F_x - T \quad (3)$$

$$M' \frac{dv}{dt} \sin \alpha = \frac{M' v_1^2}{Ri} \cos \alpha + R'_y - F_y \quad (4)$$

$$Jz \frac{d^2 \eta}{dt^2} = F \cdot p - R' \cdot q \pm N' \quad (5)$$

この手法については古くから知られているので、最後に得られる形は Hovgaard-Schöenherr 式

$$R = K_3 \frac{\nabla}{C \cdot A \cdot \cos \alpha} \quad (6)$$

であることを述べるにとどめる。

(1) 式より座標変換した結果は

$$\left. \begin{aligned} (m + m_x \cos^2 \alpha + m_y \sin^2 \alpha) \dot{v} \\ = (m_x - m_y) \left(\frac{\dot{\phi}}{2} + \dot{\alpha} \right) v \sin 2\alpha - D + T \cos \alpha \\ (m + m_x \cos^2 \alpha + m_y \sin^2 \alpha) v \dot{\phi} \\ = (m_y - m_x) \left\{ v \dot{\alpha} \cos 2\alpha + \frac{\dot{v}}{2} \sin 2\alpha \right\} \\ + L - T \sin \alpha \\ (I+J) (\dot{\phi} + \dot{\alpha}) = N \end{aligned} \right\} (7)$$

(2) 式と (7) 式を比較すると

$m_1 = m_2 = m + m_x \cos^2 \alpha + m_y \sin^2 \alpha$ となり m_1, m_2 が α の関数となると同時に船体のように細長いものでは、 $m_x = m_y$ のときを除いては必ず右辺の第1項が加わることを示している。ただし定常運動の場合すなわち定常旋回運動においては α が一定であり、 $\dot{\phi}, \dot{\alpha}, \dot{v}$ が0であるから、(2) 式は (7) 式と一致する。従つて重心の軌跡の切線および法線方向に対する運動方程式は定常旋回時には使用してもよいが、非定常旋回運動に関しては適用出来ないということである。

船体に固定した軸に対する運動方程式

第2図において船体中心線を x 軸、それと直角に y 軸をとり、 η 軸と Gx 軸のなす角すなわち船の方位角を θ とすれば

$$\left. \begin{aligned} (m + m_x) (\dot{u} \cos \alpha - u \sin \alpha \dot{\alpha}) \\ + (m + m_y) u \sin \alpha \dot{\theta} = X \\ (m + m_y) (\dot{u} \sin \alpha + u \cos \alpha \dot{\alpha}) \\ - (m + m_y) u \cos \alpha \dot{\theta} = Y \\ (I_x + J_x) \ddot{\theta} = N \end{aligned} \right\} (8)$$

(8) 式を無次元化するために ρ : 水の密度

$$C_F = X / \frac{1}{2} \rho A u^2, C_L = -Y / \frac{1}{2} \rho A u^2, C_M = N / \frac{1}{2} \rho A L u^2$$

$$m_1 = (m + m_x) / \frac{1}{2} \rho A L, m_2 = (m + m_y) / \frac{1}{2} \rho A L$$

$$n = I_x + J_x / \frac{1}{2} \rho A L^3, L \ddot{\theta} / u = \omega \text{ とおけば}$$

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{L}{u} \left[\frac{\dot{u}}{u} \cos \alpha - \dot{\alpha} \sin \alpha \right] + m_2 \omega \sin \alpha = C_F \\ - m_2 \frac{L}{u} \left[\frac{\dot{u}}{u} \sin \alpha + \dot{\alpha} \cos \alpha \right] + m_1 \omega \cos \alpha = C_L \\ n \left(\frac{L}{u} \right)^2 \left[\dot{u} \frac{\omega}{L} + \frac{u}{L} \dot{\omega} \right] = C_M \end{aligned} \right\} (9)$$

また航跡に着目して G の動いた距離を S とし、 $S/L = s$ とすれば (9) 式は

$$\left. \begin{aligned} m_1 (\dot{u} \cos \alpha - \dot{\alpha} \sin \alpha) + m_2 \omega \sin \alpha = C_F \\ - m_2 (\dot{u} \sin \alpha / u + \dot{\alpha} \cos \alpha) + m_1 \omega \cos \alpha = C_L \\ n (\dot{u} \omega / u + \dot{\omega}) = C_M \end{aligned} \right\} (10)$$

ただし $\dot{\omega}$ は d/ds を表すものとする。

定常旋回に入った場合の偏角 α_0 、旋回角速度 ω_0 を一定値とし (9), (10) 式より

$$m_1 \omega_0 \cos \alpha_0 = C_L, C_M = 0 \quad \dots\dots (11)$$

C_L と C_M を船体と舵の二つに分けて考えると

$$\left. \begin{aligned} C_L = C_{L\alpha} \alpha + C_{L\omega} \omega + f_L - C_{LR} (\alpha_r) \\ C_M = C_{M\alpha} \alpha - C_{M\omega} \omega - f_M + C_{MR} (\alpha_r) \end{aligned} \right\} (12)$$

$C_{L\alpha}, C_{L\omega}, C_{M\alpha}, C_{M\omega}$ は微係数と呼ばれている線型項の係数である。 f_N, f_M は α, ω の非線型項で大舵角旋回の場合に必要となる。 C_{LR} および C_{MR} は舵による力および

びモーメントを表わし、 α_r の関数である。(12) 式を用いた (11) 式を α_0, ω_0 に関して解くと ω_0 が求められ L/R が得られる。Hovgaard の手法と同様に $\cos \alpha_0 = 1.0$ とし、 C_N, C_M の線型項だけを考慮して ω_0 を求めると

$$\omega_0 = \frac{CLR \cdot C_{M\omega} \cdot C_{N\alpha}}{\Delta} \quad (13)$$

ただし $\Delta = CL_{\alpha} \cdot C_{M\omega} - (m_1 - CL_{\omega}) C_{M\alpha}$ で針路安定性を表わす。舵角の大きい時は非線型項の内 $\alpha \cdot \omega$ の項を考えると

$$-Q_1 \omega^2 - Q_2 \omega_0 + Q_3 = 0 \quad (14)$$

ただし $Q_1 = (m' h^2 M + C_{M\omega} h m h N) / (CL_{\alpha} h m + C_{M\alpha} h N)$

$$Q_2 = C_{M\omega} - C_{M\alpha} (m h M + C_{M N} h L) / (CL_{\alpha} h m + C_{M\alpha} h N) + CLR h^2 M - C_{M R} h m h L / (CL_{\alpha} h m + C_{M\alpha} h L)$$

$$Q_3 = C_{M R} + C_{M\alpha} (CLR h m - C_{M R} h L) / (CL_{\alpha} h m + C_{M\alpha} h L)$$

$$m' = m_1 - CL_{\omega}$$

(11) 式を変形すると

$$\omega_0 = \frac{L}{R} = \frac{CL}{m_1 \cos \alpha_0} \quad (15)$$

$$R = \frac{m_1 \cos \alpha_0 L}{CL} \quad (16)$$

また (16) 式を変形して不明なものを係数 K に含ませ舵の垂直力を $\frac{1}{2} \rho \cdot C_n \cdot A_r \cdot u^2$ とすれば

$$R = K \frac{\nabla}{C_n \cdot A_r \cdot \cos \delta} \quad (17)$$

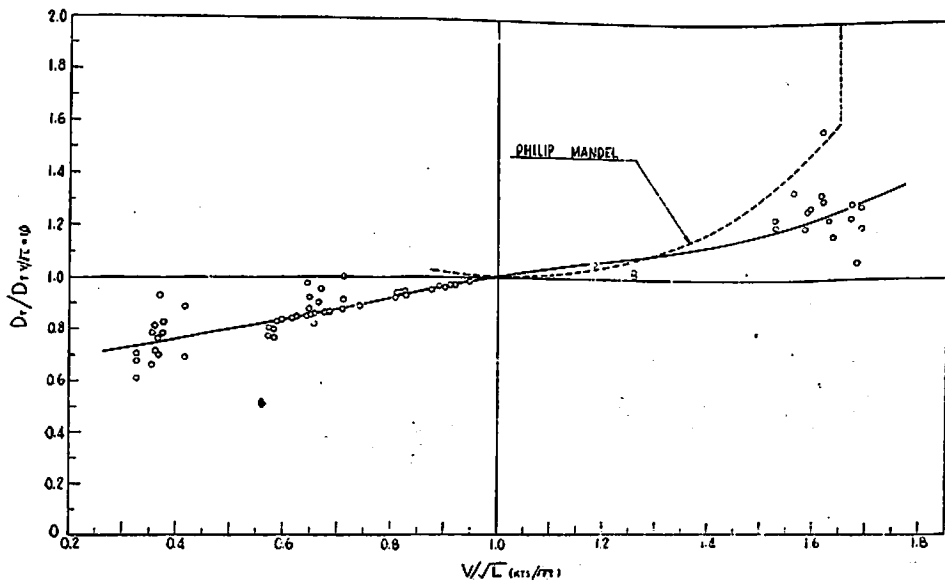
となる。この式は (6) 式と同一である。

すなわち定常旋回に関してはいずれの運動方程式を使用しても相違はないことになる。

これ等の運動方程式を解くには、船の見掛質量、見掛慣性モーメント、舵に働く力、船体に働く力とモーメント、舵とプロペラおよび船体との干涉等の個々の因子を解明しなければならぬ。旋回の運動方程式を支配するこれ等の因子を実船の旋回試験成績を解析することによって求めようとする試みが古くから行われており、その代表的なものに Hovgaard の係数がある。筆者も数十隻の船についていわゆる K_1, K_2, K_3 等の係数を求めてみたがある種の群の船では纏るがある種の群では纏らず、これ等の間の相互関係については何等の結論も得られなかつた。また船に作用する力およびモーメントを求めるのに翼理論を利用する方法があるが、これによる解析も同様に好結果は得られなかつた。この理由は船の旋回性能を左右する要素は船型、舵の形状、舵と船体との相互作用、舵と推進器との相互作用、トリム船体副部の影響等多種多様あり、これを運動方程式で表現し、その各係数を各種の誤差を含む実験試験によって求めようとした所に無理があつたものと思われる。

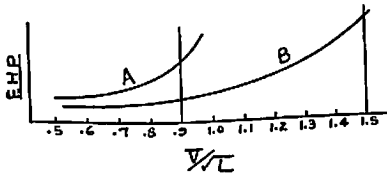
2. 速力が旋回圈におよぼす影響

理論的には船体に加わる合圧力および舵効力も大略前進速力の 2 乗に比例するので、旋回運動特に低速で入つた定常旋回運動には速力の影響があまり入つて来ない。前出の定常旋回圈の式には何れも速度の項は入っていない。しかし従来も高速船特に艦艇においては前進速力が大きい場合には旋回圈が大きくなることが知られていた。この原因は高速時の空気吸込現象による舵効力の低

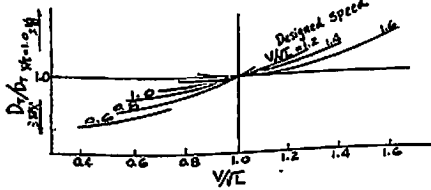


第3図 前進速力が旋回圈におよぼす影響

下によるとの見方もあり、一般商船においては無視されていた。艦艇においても速度長比 10 ($\text{kts}\cdot\text{ft}^{-1/2}$) 以下では影響なしとされている。しかし速度長比 1.0 以下の商船および 1.0 以上の艦艇の試運転結果を解析すると第 3 図のようになり低速域においても前進速力の影響があることがわかる。この理由を考えてみよう。さきにも述べたように定常旋回の運動方程式においては前進速力の影響は入って来ないが、この式より考える限りにおいてはその通りである。しかし高速域においては定常旋回においてもその影響は認められている。一般に設計点が速度長比 1.0 を越えるような高速船の直進時の有効馬力曲線の傾斜は低速においては極めて緩徐である。これに対して速度長比の低い所が設計点である船の有効馬力曲線は高速船と同じ低速域においても高速船のそれより強い。これを第 4 図で図形的に述べると $V/\sqrt{L} = 0.9$ で設計された A 船と、 $V/\sqrt{L} = 1.5$ で設計された B 船の有効馬力曲線の傾斜を $V/\sqrt{L} = 0.9 \sim 0.5$ で比較すると当然 A 船の傾斜が強い。旋回中の有効馬力の増加は後述するように速力の 3 乗に比例することから、有効馬力増加の割合によつて推進器スリップも異つて来るだろう



第 4 図



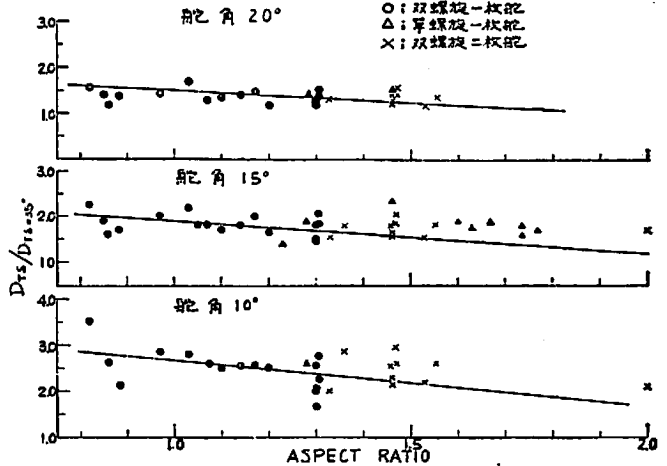
第 5 図

し、舵の垂直力も変化する。従つて同一速度長比においても旋回圏に対する影響が異つて来るものと考えられる第 3 図で速度長比 1.0 を境にして傾斜が若干異つているのは各船の設計速力に応じて個々の船により定性的には第 5 図のようになるものを平均的に影響線を設定したためもある。

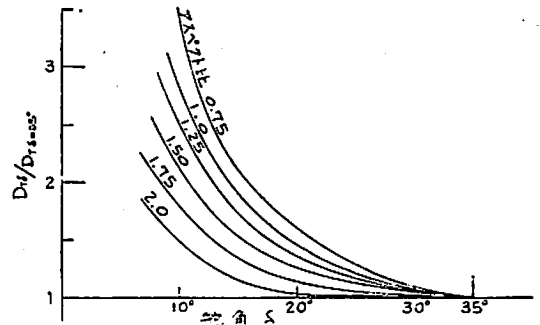
3. 舵角度変化が旋回圏におよぼす影響

通常の旋回力試験は舵角 35° で行なわれるが、実際航行時に大角度で操舵されることは稀である。従つて設計

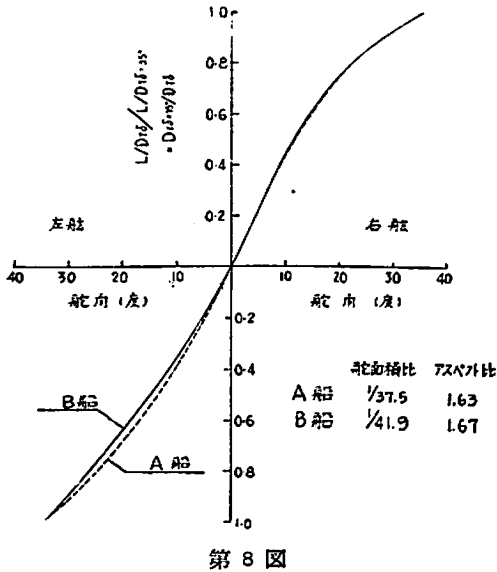
者としては実際に即した小舵角における旋回特性を把握しておかなければならぬ。勿論理論的には小舵角の旋回運動は線型範囲であるので取扱が楽になると云えないこともないが、ここではわれわれが従来親しんでいる 35° 旋回を基準として実績について述べよう。定常旋回における旋回半径は他の条件が等しければ舵の垂直力に逆比例する。舵の垂直力を左右する因子としては舵面積、縦横比、幅厚比、船後影響、推進器影響等があるが、垂直力係数 C_a に最も大きな影響をもつものとして縦横比で整理したものを第 6 図に示す。舵と推進器の形式により双螺旋一枚舵のものはよく傾向があらわれているが、双螺旋二枚舵のものは余り判然としない。また単螺旋一枚舵のものは実績が少ないのでなんともいえない。第 7 図は双螺旋一枚舵を中心に表現を変えたものである。第 6, 7 図は直接旋回圏を比較したものであるが、大舵角の旋回では速力減少が著しく、旋回角速度もその影響を受けるので無次元角速度 L/R で表わした方が無難である。その一例を第 8 図に示す。図は R の代りに D_T を用い、舵面積比の影響を見るため縦横比がほぼ等しく、舵面積比の異つたものを選んだ。図でもわかるように 35° 旋回



第 6 図 舵角変化が旋回圏におよぼす影響



第 7 図 舵角変化が旋回圏におよぼす影響



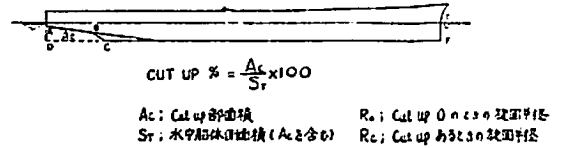
第 8 図

に対する比率は殆んど一致しており、比率で表示する限りでは縦横比が決定的な要素になっていると考えられる。第 7 図より高縦横比の舵は小舵角で舵効力が大きく旋回圏が小さくなるのがわかるが、推進器直径との相対的な舵の高さ、船尾形状および船尾部の水流等を無視して高縦横比の舵を装備しても効果が得られないことに注意しなければならぬ。

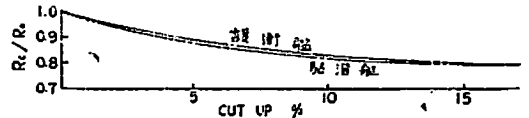
4. 船尾につけた Skag, Cut-up およびトリムの影響

船尾部の Cut-up は旋回圏を小さくするのに有効であり、逆に船尾に dead wood があると旋回圏は大きくなる。旋回性能を重視する捕鯨船等では dead wood に穴をあけたり、船尾骨材ヒールピースを上へ曲げたりして幾分でも旋回性能を向上しようとしたものもあつたが、近年はすべて Cut-up、懸垂舵を採用している。従来 Cut-up は艦艇、捕鯨船等の特殊船に採用されていたが、最近推進上の利点もあつて Mariner 型のように単螺旋の一般商船にも採用されている。また方向安定性を確保するために船尾に Skag をつけることがある。勿論舵面積を増して補うことが望ましいが、何等かの理由で舵面積の増加が期待出来ない時には Skag は有力な方法であろう。特に舵柱、船尾骨材のない浅吃水、幅広の船ではこの必要性に迫られることがある。Skag の種類は中心線一枚型、側線二枚型等があり、推進性能、旋回性能も異なるが、ここでは簡単に影響する order をみるために中心線一枚型として取扱うことにする。

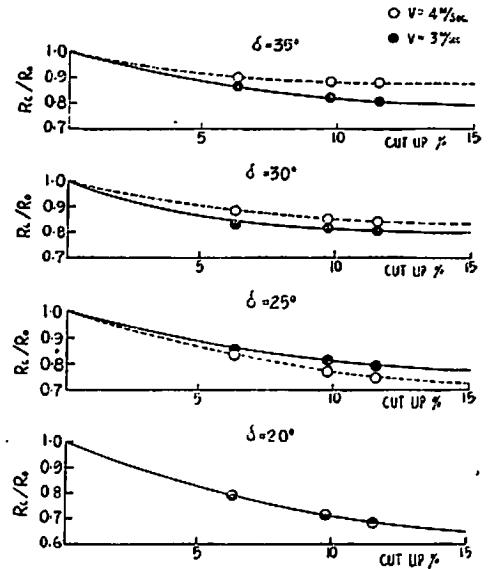
Dead wood の面積を変化すると、側面積が変化するだけでなく、横の附加質量 M_y および面積中心が変化



第 9 図



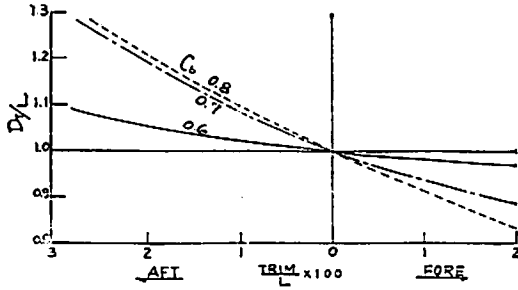
第 10 図 Cut-up の影響 (計画値)



第 11 図 Cut-up の影響 (水槽試験結果)

する。定常旋回においては M_y の変化は考える必要はないので簡単に側面積の変化として取扱うことが出来る。第 9 図に示す A B C D で囲まれた面積を Cut-up したとする。Cut-up した面積 A B C D を A_c で表わし、この面積の原中心線側面積 (AEFD) に対する百分率を Cut-up percentage と定義する。

旋回圏におよぼす Cut-up の影響としては、側圧力およびその着力点の変化を調査すればよいことになる。簡単に Hovgaard-Schöenherr 式を用いて計算すると第 10 図のようになる。これに対し駆逐艦船型で Cut-up を変化させて行つた模型水槽試験結果を第 11 図に示す。第 11 図の結果は舵角 35° 、 30° においては第 10 図の計算結果とほぼ一致しているが、舵角の小さい所では前記計算結果より Cut-up の効きが顕著であることを示している。ただし Cut-up, Skag 等の試験においては推進器との干渉を考慮しなければならず、側面積だけ考慮すれ



第12図 トリムによる影響

ばよいとは思えない。次に船尾にトリムをつけると Dead wood をつけたのと同じ効果があり大きな因子になる。この影響については 模型試験結果を利用して第12図を得る。

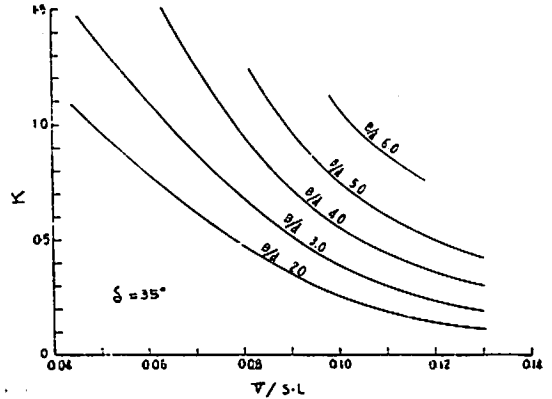
その他ビルジキール、パーキール、あるいはシャフトブラケット等いわゆる船体副部の影響があるが、特別な場合を除いては実際の船では測定誤差、操船技術等に覆われて、模型試験結果のような微細な観測は期待出来ない。

5. 旋回圏の近似表示

(6) 式あるいは (17) 式で得られた旋回半径の式は Hovgaard-Schöenherr 式として知られているものとも単純化した形式である。この式に含まれる各因子を求めても結論が得られなかつたことはさきに述べたとおりである。しかし設計目的には出来るだけ単純なものが望ましいので、この形式を踏襲しよう。(6)、(17) 式においては船型因子として L 、 B 、 C_b が考慮されているだけであり、舵の因子としては舵面積、直圧力係数、舵角だけである。これに前節までに述べた速度、トリム Cut-up 等の影響を修正する。すなわち第3図を用いて $V/\sqrt{L} = 1.0$ の旋回圏に修正する。次に第12図を用いてトリム0に換算する。更に Cut-up のある船では第10図あるいは第11図を用いて Cut-up 0 に修正する。(6)、(17) 式において近似的に $2R \rightleftharpoons D_r$ とおけば

$$\frac{1}{2} D_r \frac{V/\sqrt{L}}{\text{Trim}=0, \text{Cut-up}=0} = 1.0 = K \frac{\nabla}{C_a \cdot A_r \cdot \cos \delta} \quad (18)$$

と書き換えることが出来る。実船の旋回試験結果より $V/\sqrt{L} = 1.0$ 、Trim=0、Cut up=0、 $\delta = 35^\circ$ に対する D_r を求めると係数 K が求められる。数百隻の船舶の満載、軽荷状態の旋回試験解析から標準状態に対する K を求めると第13図を得る。 K は B/d をパラメーターにして整理される。従つて先ず第13図より K 値を求め



第13図

(18) 式より D_r を得る。次に第3図、第12図、第10、11図によつて修正すれば任意の船型、速度、Trim に対する D_r を求めることが出来る。

なお、本方式は $\delta = 35^\circ$ に対するものであるから、任意の舵角に対しては第7図を用いて求めればよい。

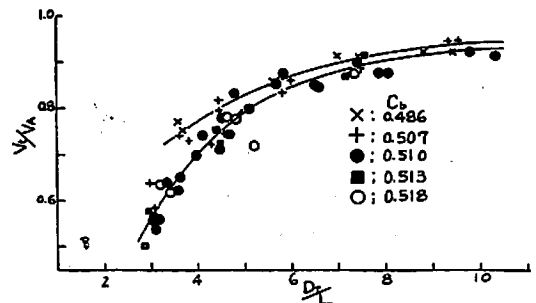
6. 旋回中の速度減少

定常旋回半径と旋回中の速度が求められると船の操縦性が検討出来るので、次に旋回中の速度について述べる。

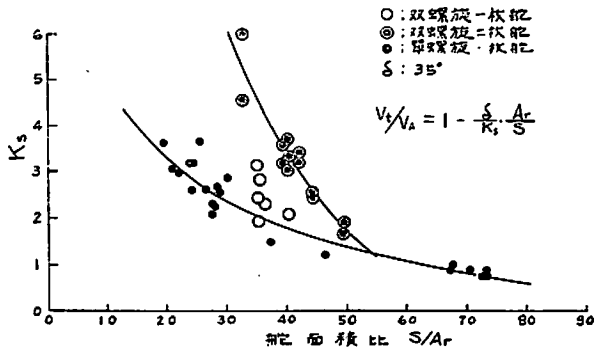
舵角を大きくして旋回圏を小さくする程旋回中の速度減少は大きくなる。従つて従来定常旋回中の速度と前進速度の比を旋回圏と船の長さの比で表わしたものが使用されている。更に船型の因子、舵形式の因子を考慮したもの、舵面積比で整理したもの等がある。(第14図~第15図)

一方旋回中の速度減少は操舵効果による馬力損失、換言すれば有効馬力の増加が原因であると考えられる。有効馬力増加の因子としては

- 船体が斜行するための抵抗増加
- 舵の抗力
- 遠心力の進行方向の分力



第14図 旋回中の速度低下の一例(双螺旋1枚舵)



第15図 旋回中の速力減少に関する係数

等が考えられる。

a) に対しては旋回斜行は単純斜行と趣きを異にするが、翼理論を用いて

$$C_{nh} = \frac{F_{nh}}{\frac{1}{2} \rho S v^2} = \frac{2\pi}{1 + \frac{2}{\kappa} \cos \alpha} \sin \alpha \cos \alpha + 2 \sin^2 \alpha \quad (19)$$

$$F_{Dh} = F_{nh} \sin \alpha$$

として求められる。ここでは単純化するためにトリムによる影響は無視することにする。b) に対しては従来よく使用されている Jössel 式より

$$F_{nr} = \frac{41.35 \sin \delta}{0.195 + 0.305 \sin \delta} A_r v^2 \quad (20)$$

従つて抗力は近似的に

$$F_{Dr} \approx F_{nr} \sin \delta \quad (21)$$

添字 h は船体、r は舵とする。

c) に対しては

$$F_{Dc} = -\frac{V^2}{2R} (m_y - m_x) \sin 2\alpha \quad (22)$$

有効馬力の増加は各因子を加えれば求めることが出来る。

$\Delta E. H. P.:$

$$= \left\{ \frac{F_{nh} \sin \alpha + F_{nr} \sin \delta + \frac{v^2}{2R} (m_y - m_x) \sin 2\alpha}{75} \right\} v \quad (23)$$

従つて旋回中の合計馬力 E. H. P. は

$$E. H. P. = E. H. P. + \Delta E. H. P. \quad (24)$$

この計算を代表的な2隻の船について行つた結果を第1表に示す。本計算結果からわかるように旋回中の有効馬力は直進時の数倍になつている。従つて船型如何によつては旋回中の自航要素が大幅に変化するとともに推進器回転数との関連で馬力の変化も当然予想される。機関特性によつてディーゼル船ではトルク一定、タービン船では馬力一定であるから旋回中の推進器回転数の低下によ

第1表 定常旋回時の有効馬力増加計算例

船名 船種 機関種類 推進器	A *			B
	駆逐艦	タービン二軸	ディーゼル一軸	鉱石運搬船
排水量 KT	2,124	2,140	2,137	7,750
舵面積 M ²	8.064	8.064	8.064	17.644
水中側面積 M ²	341	343	342	511.6
L/B	9.90	9.90	9.90	6.93
d/B	0.337	0.338	0.338	0.174
2 d/L	0.068	0.069	0.069	0.050
C _b	0.510	0.513	0.513	0.718
m _x /m	0.013	0.013	0.013	0.016
m _y /m	1.070	1.070	1.070	0.510
前進速力 V _a kts	31.5	24.0	17.7	16.4
定常速力 V _t kts	24.2	16.0	12.3	8.2
舵角 δ deg	35	35	35	35
偏角 α deg	5.0*	9.0	9.8	12.8
R M	238	170	168	232
F _{Dh} KT	9.2	17.1	12.5	14.2
F _{Dr} KT	47.3	20.1	11.9	11.5
F _{Dc} KT	12.5	14.1	9.2	6.4
F _D (total) KT	69.0	51.3	33.6	32.1
Δ E. H. P. PS	11,600	5,630	2,840	1,783
F _{Dh} /F _D	0.132	0.334	0.372	0.442
F _{Dr} /F _D	0.686	0.392	0.354	0.350
F _{Dc} /F _D	0.182	0.274	0.274	0.200

* 本試験において偏角 5° は少な過ぎると思われる。計測誤差かと思われるがそのまま解析した、従つて F_{Dh} が小さく計算され F_D Total も小さくなる。

る馬力変化の割合も装備機関によつて異なる。現在まで実船で測定した結果では定常旋回中、ディーゼル船では直進時のトルクの 97% 程度に、タービン船では直進時の軸馬力の 95% 程度にそれぞれ減少している。勿論これ等の数字は海上状態旋回中の有効馬力の変化によつて異なるであろうが、そう大幅には変わらないと思われる。次に速力、推進器回転数、推進器特性曲線等より wake fraction, thrust deduction coefficient, hull efficiency 等の変化を設定して、定常旋回中の馬力を計算すると第2表のようになる。第16図に直進時、旋回時の馬力に対する解析値と計算値を示した。

以上によつて旋回時の速力減少の要素としては前進速力、旋回圏の大きさ、舵面積比等が第一義的なものではなく、これ等によつてある表示が出来るのは旋回中の有効馬力の増加、伝達馬力の変化、推進効率の変化等の附

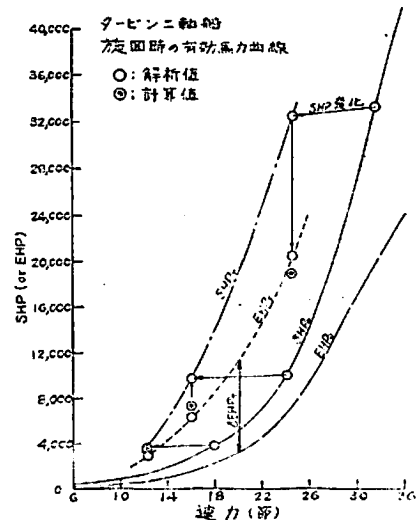
第2表 a 定常旋回時の有効馬力増加解析例 (二軸タービン船)

船名	A 駆逐艦											
推進器要目	直 径 (M)		3.000 (3 翼)		ピ ッ チ 比		1.025		展 開 面 積 比		0.775	
試 験 種 類	全 力 旋 回 力 試 験			24 節 旋 回 力 試 験			12 節 旋 回 力 試 験					
	進 行 状 態	直 進 時	定 常 旋 回 時		直 進 時	定 常 旋 回 時		直 進 時	定 常 旋 回 時			
			内 側 軸	外 側 軸		内 側 軸	外 側 軸		内 側 軸	外 側 軸		
S.H.P.	33,000	15,840	16,650	10,000	4,750	5,000	3,800	1,805	1,900			
D.H.P.	32,330	15,300	16,165	9,710	4,616	4,855	3,690	1,753	1,845			
V _{kts}	31.5	24.5	24.5	24.0	16.0	16.0	17.7	12.3	12.3			
N _{r.p.m.}	400	335	368	272	225	241	203	157	178			
l-w	0.900	0.678	0.920	0.850	0.705	0.880	0.893	0.522	0.902			
l-t	0.847	0.925	1.068	0.880	0.960	1.110	0.812	0.886	1.230			
η _h	0.940	1.362	1.160	1.033	1.361	1.261	0.910	1.700	1.365			
η _r	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980			
η _p	0.665	0.480	0.580	0.670	0.480	0.565	0.670	0.410	0.600			
η	0.612	0.642	0.660	0.680	0.642	0.700	0.597	0.684	0.895			
E.H.P.	19,800	9,820	10,670	6,600	3,117	3,229	2,200	1,199	1,650			
E.H.P. _t			20,490			6,346			2,850			
E.H.P. _o at V _t	7,300			1,600			700					
ΔE.H.P. _t			13,190			4,746			2,150			
ΔE.H.P. _t /E.H.P. _o			1.81			2.96			3.07			
ΔE.H.P. _c /ΔE.H.P. _A			0.883			1.188			1,272			

E.H.P._o: 直進時の E.H.P. ΔE.H.P._c: 旋回時の E.H.P. 増加 (計算値)
 ΔE.H.P._A: 旋回時の E.H.P. 増加 (解析値)

第2表 b 定常旋回時の有効馬力増加解析例 (一軸ディーゼル船)

船名	B 運搬船	
推進器直径	5,000	
ピッチ比	0.708	
展開面積比	0.482	
状 態	直 進 時	定 常 旋 回 時
B.H.P.	6,150	5,434
B.H.P.	5,970	5,275
V _{kts}	16.4	8.2
N _{r.p.m.}	136	124
l-w	0.643	1.000
l-t	0.778	0.918
η _h	1.210	0.910
η _r	1.030	1.030
η _p	0.562	0.513
η	0.700	0.482
E.H.P.	4,300	2,540
E.H.P. _o at V _t	500	
ΔE.H.P. _t		2,040
ΔE.H.P. _t /E.H.P. _o		4.08
ΔE.H.P. _c /ΔE.H.P. _A		0.875



第16図 a 旋回中の有効馬力および速度変化の解析図 (485頁へつづく)

カジ特性に与える船の運動の影響

藤 井 青
新三菱重工・神戸造船所

1. ま え が き

船に装備されたカジの果たす役割は、進路を変えるために大きくカジを取つて、船を早く目的の方向に向けるのに十分な旋回モーメントを発生することであり、また逆に進路を保つために小さくカジを取つて、波や風などの外乱によつて船が変針するのを防ぐことであつて、前者は出入港を迅速に行なうためおよび衝突防止のために、後者は航海中の船首揺れに基づく馬力損失を少なくするために必要な性能であることはいふまでもない。船の操縦性に関するカジのこのような性能は、多くの人々によつて研究されているが、この分野ではある決められた面積のカジを取つたときの船の応答を求めたり、十分な旋回性能を得るために必要な最少限のカジ面積を求むることなどが目的であつて、船に旋回運動を与えるカジにどのような力が作用しているか、またそれだけの旋回モーメントを得るためには、どれだけの馬力を必要とするかという問題は、第二義的なものと考えられがちである。

カジを設計するに際しては、必要とされる旋回モーメントを発生するに要する馬力が最小であるようなカジ面積比、カジのツリアイ比を知るとともに、装備されるカジに作用する力、ラダーストックに作用するトルクを知らなければならない。この分野の研究も古く Jössel-Beaufoy の時代より多くの人々によつて行なわれているが、これらはいずれも主としてカジ単独の場合の特性に対するものである¹⁾²⁾³⁾。最近になつて、船体やプロペラと組み合わされた実験が行なわれ⁴⁾⁵⁾⁶⁾、カジ附近の流れの状態ならびにカジに働く力について多くの知識が得られた。しかしこれらもいわゆる船後試験であつて、船を旋回しないように拘束しているため、実船に装備された場合のカジ特性を十分に調査したとはいふにいくいようである。

船がカジを取るによつて、船は旋回運動をするので、船の運動は当然カジに影響を与えることになる。これまで得られた実船におけるカジトルクの計測結果からもわかるように、旋回中のカジトルクはカジ角一定であるにもかかわらず非常に大きな変動を示している。カジ特性と船の運動はこのように密接な関係にあると考えられるので、この点を考慮して自由に運動する自航模型を用いて旋回中のカジ特性を調査するならば、船の運動

がカジ特性に与える影響を知り得て、カジ設計に対し有益な資料を提供するものと考えられる。

2. カジ特性の研究における自航模型船の適用

実船においてもカジトルクの計測が各所で行なわれているが⁷⁾⁸⁾⁹⁾、得られた結果と船後試験の結果を比較検討すると、カジに働く力、特にカジトルクに対しては、船の運動が大きく影響しているのではないかと考えられる。すなわち旋回初期にはカジ角一定であるにもかかわらず、カジトルクは減少し、カジのツリアイ比いかによつては、カジをさらに取ろうとするような過剰ツリアイトルクになり、かなり大きな値のまま定常旋回にはいつている場合がしばしば見受けられる。このようにカジを取り終わつて後のカジトルクは、船後試験の結果からは予想することのできない性質をもっている。したがつて実船のカジトルクの値や変動の模様を、船後試験の結果だけから推定することは必ずしも十分でないといえる。

自由に運動する自航模型を使用する場合は、船の旋回運動も含めたカジ特性を調査し得るので、実船に近い結果を得ることができる。船の旋回運動は船型、カジ面積比、カジ取り速度、あるいは取られるカジ角など多くの要素によつて異なるため、カジ特性は非常に複雑になる。しかし自航模型では航走状態を任意に選ぶことができ、実船では計測の困難な直圧力も計測可能であるから、旋回中のカジ特性を解析するのに好都合である。またカジも交換可能であるから、カジトルクの変化の模様を大きく支配するカジのツリアイ比を任意に選定でき、旋回試験、カジ取り試験を通じて最適なカジのツリアイ比を求めることも可能である。

これら一連の実験を実施するに当たつては、まず実船と模型船のカジトルクの対応を定量的に確認する必要がある。ここでは大形タンカーとその相似模型について行なつた実験結果の一例について説明する。なお実船に装備されたカジの特性を調べるためには、そのカジの単独性能を知らなければならないが、これに関しては既に多くの論文が発表されているので、それを参照されたい。

供試船の要目などは表1に、また装備しているカジは図1に示す通りで、試験はいずれも満載状態で行なつた。実船では公試運転時旋回試験、カジ取り試験の際に、カジ取り機直下のラダーストックにはり付けた電気

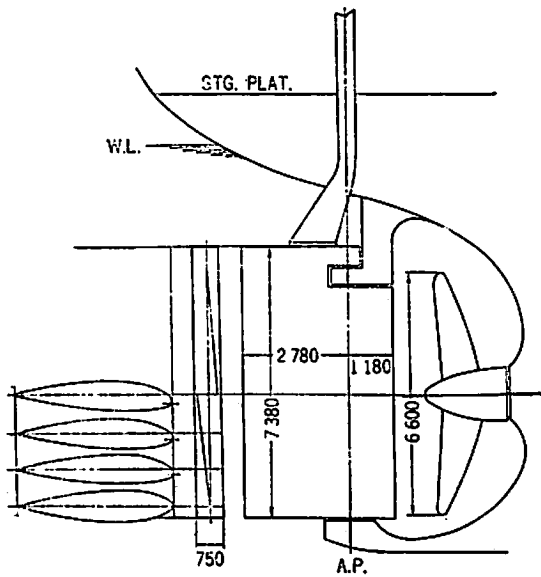


図1 カジおよびその配置

表1 供試船要目

		実 船	模 型
船 体	LBP (m)	192.52	4.0837
	BMLD (m)	26.52	0.5625
	dMLD (design) (m)	10.424	0.2221
	排水量 (KT)	42.860	400.23 (kg)
	V_0 (design)	16.0 (kt)	1.199 (m/s)
プロペラ	直 径 (m)	6.600	0.140
	ピッチ比	0.75	0.80
	回 転 数 (r. p. m)	108	741.48
カ ジ	カジ面積 (m^2)	27.87	0.01254
	カジ高さ (m)	7.38	0.1565
	カジ幅 (m)	3.96	0.0840
	ツリアイ比	0.264	0.264
	カジ取り速度 (deg/s)	70/30	70/4.37
	縦 横 比		1.775
厚 さ 幅 比		0.189	
カ ジ 面 積 比		1/72	

抵抗線ヒズミ計でカジトルクを計測し、同時に船の運動関係の計測を行なった。船の運動の計測は、模型船によつてカジ特性を調査する場合、船の運動の対応を確かめる必要があつたからである。得られた結果の一例を模型船で行なつた同様の試験結果とともに図2~7に示す。直圧力、カジトルクとも無次元係数の形で示すが、実船と模型の比較またはカジ相互間の比較のためには、便宜上各実験における旋回前直進状態のときの船速を用いて

無次元化してある。

$$C_N = \frac{N}{\frac{1}{2}\rho A V_0^2}, C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A b V_0^2}, C_x = -\frac{x}{b}$$

ただし C_N : 直圧力係数 A : カジ面積

C_T : カジトルク係数

V_0 : 船速 (旋回前直進時の値)

C_x : 圧力中心係数 b : カジの幅

N : 直 圧 力

x : カジ前縁から圧力中心までの距離

T : カジトルク ρ : 流体密度

したがつて無次元係数の形にはなつてはいるが、直圧力、カジトルクに比例した値を示している。図では右舷、左舷を区別するため、カジ角 θ は右カジを正、左カジを負とし、直圧力は右カジを正、左カジを負とし、カジトルクはラダーストックを上から見て時計方向に回そうとするトルクを正トルクとする。また旋回角 δ は右回りを正、左回りを負とし、船速 V 、プロペラ回転数 n はカジを取るまでの直進航走時の値との比で示してある。

模型船ではその駆動、計測などの諸操作をすべて無線操縦で行なつた。プロペラ後流中におけるカジ特性の実験結果からわかるように、プロペラ後流の強弱、すなわちプロペラスリップ比の大小は、カジ特性に大きな影響

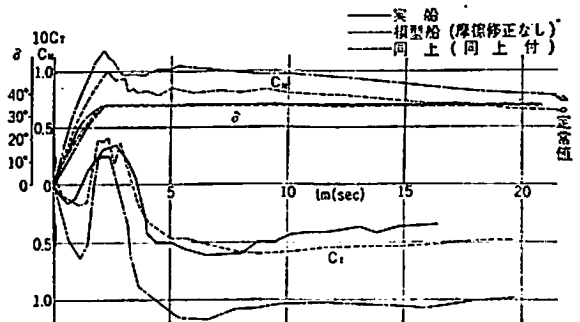


図2 実船と模型の計測結果の比較 (右旋回)

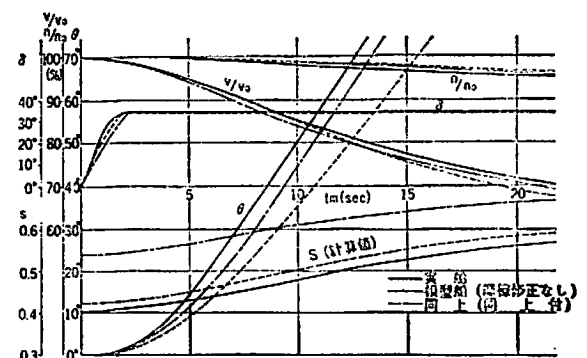


図3 実船と模型の計測結果の比較 (右旋回)

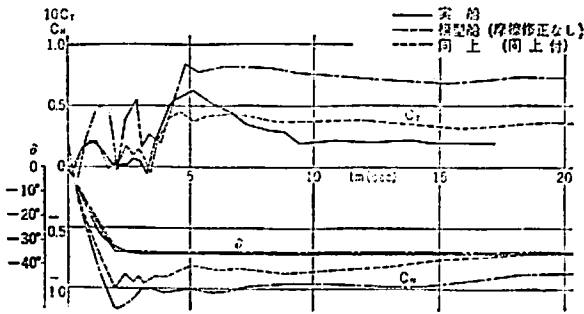


図4 実船と模型の計測結果の比較 (左旋回)

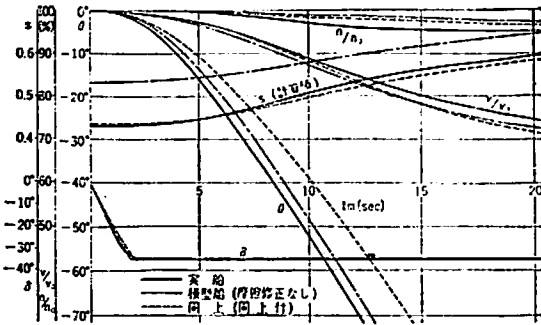


図5 実船と模型の計測結果の比較 (左旋回)

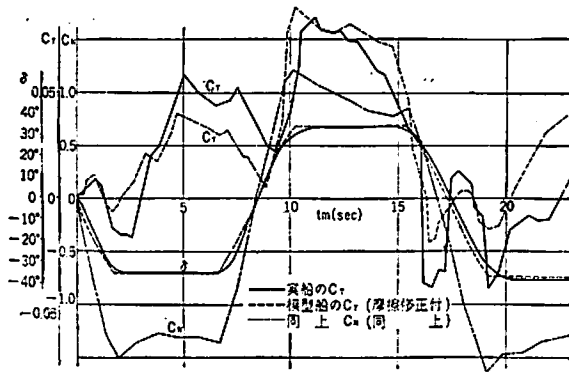


図6 実船と模型の計測結果の比較
(左カジからのカジ取り試験)

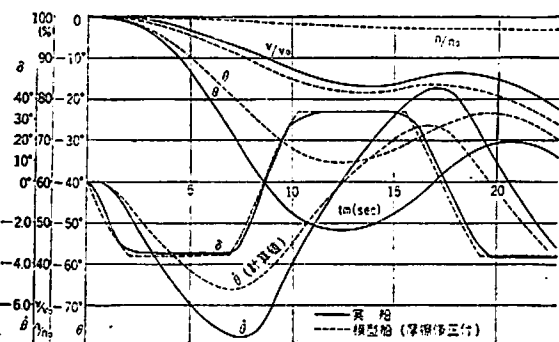


図7 実船と模型の計測結果の比較
(左カジからのカジ取り試験)

を与える。しかるに模型船では摩擦抵抗係数が実船のそれに比べて大幅に大きく、それだけ相対的な抵抗が大きくなるから、模型船の船速を実船に対応する速度に一致させるためには、余分な推力を要求されることになり、プロペラは大きなスリップ比で動作しなければならなくなる。したがって使用模型のように一軸船でプロペラ直後におかれたカジは、当然実船のカジより強いプロペラ後流中で動作することになる。

実船と模型船の自航点を一致させるためには、摩擦抵抗係数の相違による影響を修正しなければならないが、それには船の運動やプロペラ附近の流れの状態に変化を与えることなく、模型船の抵抗を小さくしなければならない。普通の自航試験では、摩擦修正重錘によつて簡単にこの目的を達することができるが、自由に航走する模型にはこの方法を使用することができない。この試験では空中プロペラを転心近くにおいて、必要な推力を与えることを試みた。空中プロペラは、模型船が実船と相対的に等しいプロペラ回転数で相対的に等しい船速を得るように、その回転数を選定した。図に示す摩擦修正付きの結果は、このような方法によつて得られた結果である。

図2~5に示す旋回試験結果からわかるように、摩擦修正を行わない場合はプロペラ後流の影響が強くなり、カジを取り終つて後に異常に大きな過剰トリブトルクを生じている。空中プロペラを回して摩擦修正を行なつた場合は、旋回初期のカジトルクに関して実船のそれとよく対応する結果が得られている。しかし旋回が発達すると船速が低下するため、摩擦抵抗は減少するが空中プロペラは一定回転数で動作しているので、修正量が過大となり船の運動の対応が悪くなる。したがってカジトルクにもその影響が現われてよい一致を示さなくなる。カジトルクはプロペラ後流の強さが実船のそれと一致するように摩擦修正を行えばよく対応するのに反し、船の運動は摩擦修正を行わないほうがその対応がよいようである。これは実船には存在しない外力を作用させて、カジに作用するだけ対応するように修正を施すことにも疑問があるが、直進時に適当な摩擦修正の方法が、旋回が発達とともに不適當になるためであろう。

直圧力は、実船において計測がしにくいので比較することはできないが、カジを取り終つて後は旋回が発達とともにわずかに減少し、定常旋回にはいと一定値になっている。この値は左旋回の場合のほうが、右旋回に比べて1割程度大きく現われている。このように旋回中の直圧力は、カジを取り終つたときの値からわずかに小さくなるだけであつて、船速が低下するからその2乗に

比例して減少し、さらに横流れ角が生ずるため有効なカジ角が減少して、その値はさらに小さくなるであろうという従来の考え方と、全くその趣を異にした値となっている。

カジ取り試験の場合には、つぎつぎにカジを取る際にそれ以前のカジ取りによつて旋回運動を行なっている状態でカジを取るようになるので、直進時に適当な摩擦修正の方法では誤差が積み重ねられるため、カジ特性に関してあまりよい一致が得られないと考えられる。実験結果は図6, 7に示すように、旋回の発達とともに実船と模型船の旋回角の差が大きくなり、カジトルクにもかなりの差が現われている。しかし反対玄にカジを取っている間は、旋回角速度の差が小さくなり、予想に反してカジトルクもよく一致している。このことから船の運動のわずかの差も、カジ特性に大きな影響を与えることがわかる。

左いつばいから右いつばいにカジを取っている場合の直圧力は、直進状態から右いつばいにカジを取つた場合に等しいか、大きくなつている。これはプロペラのスリップ比が大きくなつて直圧力係数が大きくなるとともに、カジ角が零になる時間と、旋回角速度が零になる時間がずれているため、横流れ角の発生により有効なカジ角が指示カジ角より大きくなるためである。このように有効なカジ角が大きくなると、プロペラスリップ比の大きい場合には、圧力中心はカジ後縁方向に移動することになるので、この両者が相乗されてカジトルクは非常に大きな値を示している。この現象はラダーストックの設計、あるいはカジ取り機の選定に対してもつとも厳しい条件を与えるもので、計画設計に際してはこの点を十分考慮しなければならない。

3. 旋回運動中のカジ特性

実船と模型船のカジトルクに関する対応を確かめ、模型船でカジ特性の研究ができることがわかつたので、ここに得られた結果を用いて、旋回運動中のカジ特性について考察を進める。

船が直進中にカジを取るとき、カジを取っている間は船がほとんど直進しているので、プロペラ後流中における試験結果に船体伴流の影響のみを考慮すれば、そのときのカジ特性を推定し得る。しかし船が旋回を始めると、船速が低下するがプロペラの回転数はあまり変化しないので、カジは旋回前より強いプロペラ後流中で動作することになる。その上横流れ角が生ずるためプロペラやカジには斜前方から流れが当たることになり、有効なカジ角が小さくなるものと考えられる。これまでは旋回

が発達すると船速が低下することと有効なカジ角が小さくなることのため、直圧力やカジトルクは旋回の発達とともに小さくなるものと考え、35° いつばいカジを取り終わつたときの値を最大値と考えていた。実際には前章に示したように、直圧力はあまり小さくならず、カジトルクはカジのツリアイ比いかににより大幅に変化し、必ずしもカジを取り終わつたときの値が最大値でないことがわかつた。これらはすべて船の旋回運動の影響によるものと考えられる。

しかし自航模型による実験結果では、船の運動を表わす各要素がどのような割合でカジ特性に影響を与えているかということがわからないので、船の運動を表わす各要素の変化とプロペラ後流中におけるカジ特性を用いて、旋回中のカジ特性を解析してみる。

3.1 カジ位置での横流れ角について

船の操縦性の研究には、ある角度カジを取つたときの船の運動が重要であり、また自動操舵の問題を取り扱う場合でも、カジに作用する力そのものより船の運動を検知してカジを取るため、横流れ角が発生して有効なカジ角が減少し、そのために旋回モーメントが減少してもあまり問題でなく、その結果現われる船の運動のみに注目すればよい。しかしカジそのものの特性を知るためには、この横流れ角の発生による有効なカジ角の減少は重要である。横流れ角が生ずると船体伴流が非対称になり、この中でプロペラが回転するからカジに当たる流れは非常に複雑なものになる。一軸船の場合にはカジはプロペラ直後にあり、プロペラは流れを船体中心線に平行にけり出すから、斜め前方から流入する流れも、このため幾らかその角度を減少され、有効なカジ角の減少量は横流れ角の何割かだけに相当する値となるであろう。これをプロペラの整流効果と称することにする。したがつてカジ板面上の圧力分布は上下左右で非対称な伴流とプロペラの整流効果が重畳されて決まるものと考えられるが、どのような分布になるのか定性的にも説明しにくいものである。結局旋回運動中のカジ特性を調べることは、旋回運動に伴う船体伴流の非対称性と、プロペラの整流作用を調べることになるが、伴流の非対称性を理論的に求めることはもちろん、実験的に求めることもできない現状にあるので、もつともこれに関係の深い横流れ角を導入して、実験結果から逆にその影響を求めてみる。

自航模型船による実験では横流れ角の計測を行なわなかつたので、カジ位置における横流れ角 β は近似計算による値を用いた。重心位置における横流れ角 β を操縦性試験の結果から求め、船の運動の計測結果を用いて

$$\beta_r \approx \beta + \dot{\theta} l_r / v \quad (1)$$

ただし $\dot{\theta}$: 旋回角速度 v : 船速

l_r : 重心からラダーストックまでの距離

として近似計算できる。または船の運動の計測結果より

$$\tan \beta_r = \dot{\theta} (l_p + l_r) / v \quad (2)$$

ただし l_p : 重心から転心までの距離

重心から転心までの距離は、カジを取り始めたときは重心の近くにあり——大体 (0.12~0.13) L——定常旋回にはいると (0.35~0.40)L 前方へ移動する。この間の各瞬間の転心位置は不明であるが、船速の低下の割合に比例するように変化すると仮定するか、 $\dot{\theta}$ の変化の割合に比例すると仮定して求め得るようである。

3.2 プロペラの整流効果と直圧力係数

旋回が発達しても直圧力があまり変化しないのは、プロペラ後流の強さの変化と、有効なカジ角の変化によつて、直圧力係数が大きくなるためと考えられる。まず旋回が発達しても船速が低下するだけで横流れ角が生じないと考えると、カジは旋回前よりかえつて強いプロペラ後流中におかれたことになり、同一カジ角でも直圧力係数は大きくなる。プロペラ後流中における単独試験結果から計算すると、船速が70%に低下したとき、直圧力係数は50%近く増加していることになる。

次に横流れ角が生ずるだけで船速が低下しないと考えると、横流れ角のため有効なカジ角が減少し、直圧力係数はそれだけ減少することになる。これら直圧力係数の増減量の一部が打ち消し合つて、計測されたような値になつていると考え、直圧力係数の増減量の打ち消し合う割合は計測結果から推定する。カジを取り終わったときの直圧力係数 $C_{N\delta}$ を標準にとり、旋回中にプロペラのスリップ比だけが変化すると考えると、直圧力係数の増加率 $\Delta C'_n$ は

$$\Delta C'_n = (C_{N\delta\delta} / C_{N\delta}) - 1 > 0 \quad (3)$$

ただし $C_{N\delta\delta}$: 旋回中の各瞬間のスリップ比に対する直圧力係数

またプロペラのスリップ比は変化しないで、横流れ角の発生により有効なカジ角だけが減少したと考えると、直圧力係数の減少率 $\Delta C''_n$ は

$$\Delta C''_n = (C_{N\delta\beta} / C_{N\delta}) - 1 < 0 \quad (4)$$

ただし $C_{N\delta\beta}$: カジ角 $(\delta - \gamma \beta_r)$ のときの直圧力係数

γ : プロペラの整流効果を表わす係数

旋回中の直圧力係数はプロペラのスリップ比の変化だけを考えると $\Delta C'_n \cdot C_{N\delta}$ だけ増加し、横流れ角の発生だけを考えると $\Delta C''_n \cdot C_{N\delta}$ だけ減少することになる。結局旋回中の直圧力係数 C_{Nt} は

$$C_{Nt} = C_{N\delta} (1 + \Delta C'_n + \Delta C''_n) \quad (5)$$

ここで $C_{N\delta}$ はプロペラ後流中の単独試験結果から求められるが、 $C_{N\delta\beta}$ はプロペラの整流効果を表わす係数 γ の値を知らなければならない。定常旋回にはいると船速の低下、横流れ角の発生ともに一定となるから、 $\Delta C'_n$ 、 $\Delta C''_n$ ともに一定値になるので、定常旋回中の各値が(5)式を満足するように実験的に γ の値を決める。

前章で示した計測結果に対し、定常旋回中の値から係数 γ を決めて、(3)、(4)式より $\Delta C'_n$ 、 $\Delta C''_n$ を求めると図9、11のようになる。直圧力係数を旋回前直進時の

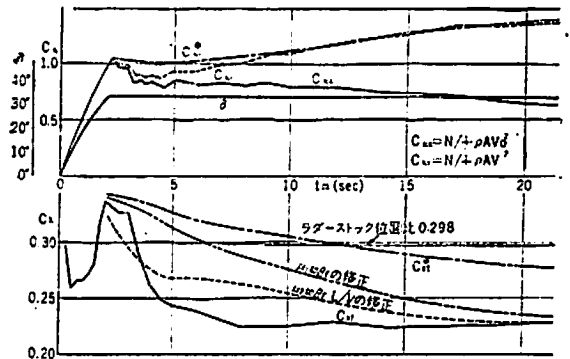


図8 旋回中の C_N , C_x (右旋回)

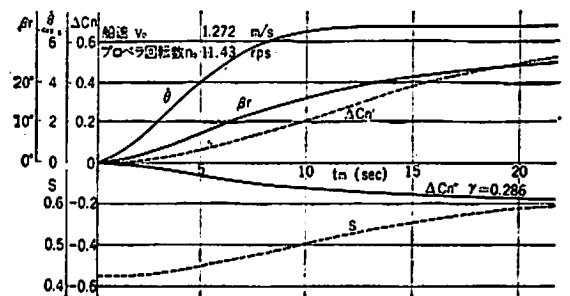


図9 旋回中の C_N の変化率 $\Delta C'_n$, $\Delta C''_n$ (右旋回)

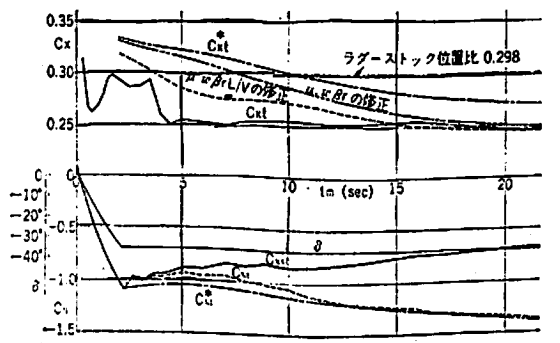


図10 旋回中の C_n , C_x (左旋回)

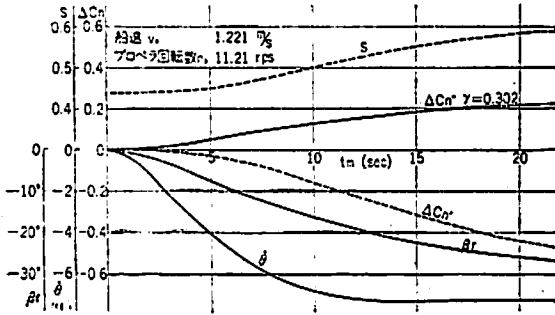


図 11 旋回中の C_n の変化率 $\Delta C'_n, \Delta C''_n$ (左旋回)

船速で表示した値を C_{nA} とし、各瞬間の計測された船速で表わした値を C_{n_t} とし、上に得られた $\Delta C'_n, \Delta C''_n$ を用いて旋回中の直圧力係数を計算し、これを $C_{n_t}^*$ として示すと図 8, 10 のようになる。 $C_{n_t}^*$ はカジを取り終わって後定常旋回にはいるまでの C_{n_t} とよく一致し、この考え方の妥当なことを示している。この例では γ の値が約 0.30 となり、カジ位置における横流れ角の約 30% だけ有効なカジ角が減少することになった。この値はその船の旋回性能およびプロペラの動作状態など、多くの要素で異なつた値となるから決して一般的な値ではない。

なお岡田博士の示された実用公式を用いると、 $\Delta C'_n, \Delta C''_n$ は次のようになる。

$$\Delta C'_n = \frac{1 + k S_t^{1.5}}{1 + k S_s^{1.5}} \times \frac{\sin(\delta + \delta_{ot})}{\sin(\delta + \delta_o)} - 1 \quad (6)$$

$$\Delta C''_n = \frac{\sin(\delta + \delta_o - \gamma \beta \gamma)}{\sin(\delta + \delta_o)} - 1 \quad (7)$$

ただし k : プロペラ後流中における直圧力係数の増加量を表わす係数

S_s : カジを取り終わったときのプロペラスリップ比

S_t : 旋回中の各瞬間のプロペラスリップ比

δ_o : 直圧力係数が零となるカジ角 $\pm(0.6 + 2S_s)$

δ_{ot} : 直圧力係数が零となるカジ角 $\pm(0.6 + 2S_t)$

$\gamma \beta \gamma$: 横流れ角によるカジ角の補正項 ($F(\phi_R)$ に相当)

以上により旋回中の直圧力の変化の様子が明らかとなつたが、旋回が発達し始めても直圧力が余り小さくならないということは、従来の考え方を否定するものである。しかし船の運動、特に操縦性の問題の研究には全く都合のよいことである。

3.3 旋回中のカジトルクについて

カジトルクに関しても同様の考え方をするわけであるが、直圧力がカジを取り終わったときの値からあまり変化しないにもかかわらず、カジトルクだけが急激に変化していることから、旋回が発達し始めると圧力中心が極端にカジ前縁方向へ移動すると考えなければならない。従つて圧力中心係数について変化の様態を調べればよい。

カジを取り終わったときのプロペラスリップ比 S_s に対する圧力中心係数を標準にとり、このときの値を C_{xs} とする。旋回が発達に伴う有効なカジ角の減少のため圧力中心はカジ前縁方向に移動するが、プロペラの整流効果を考慮すると、カジ角 $(\delta - \gamma \beta \gamma)$ に相当する点まで移動すると考えられる。このときの C_x の減少率 $\Delta C'_x$ は

$$\Delta C'_x = 1 - C_{xp} / C_{xs} \quad (8)$$

ただし C_{xp} : カジ角が $\delta - \gamma \beta \gamma$ 、プロペラスリップ比が S_s のときの圧力中心係数

次にプロペラスリップ比が大きくなるため、カジ角が一定でも圧力中心はカジ前縁方向へ移動するが、このときの C_x の減少率 $\Delta C''_x$ は

$$\Delta C''_x = 1 - C_{xt} / C_{xp} \quad (9)$$

ただし C_{xt} : カジ角が $\delta - \gamma \beta \gamma$ 、プロペラスリップ比が S_t のときの圧力中心係数

旋回が発達するとともに有効なカジ角だけが減少すると考えると、 C_x は $C_{xs} \cdot \Delta C'_x$ だけ小さくなり、その状態でプロペラスリップ比が変わると考えると、さらに $C_{xp} \cdot \Delta C''_x$ だけ小さくなる。結局旋回中の圧力中心係数は

$$C_{xt} = C_{xs} (1 - \Delta C'_x) (1 - \Delta C''_x) \quad (10)$$

と表わされる。

プロペラ後流中における単独試験結果を用いて、旋回中の各瞬間に対する $\Delta C'_x, \Delta C''_x$ を求め、(10) 式を用いて旋回中の圧力中心係数を求め、 C_{xt}^* として図 8, 10 に示す。この図からわかるように、旋回が発達に伴つて C_{xt}^* はだんだん小さくなり、圧力中心は遂にはラダーストックより前方に位置するようになり、旋回中のカジトルクはカジのツライイ比いかんにより、ツライイ不足状態になつたりツライイ過剰状態になつたりするようになる。しかし $\Delta C'_x, \Delta C''_x$ による C_x の変化だけでは、まだ計測された値 C_{xt} との間に大きな差が残り、直圧力係数に対するような妥当な結果は得られない。

このようにプロペラスリップ比の増大および有効なカジ角の減少は、いずれも圧力中心の前方への移動を意味するが、これらは旋回が発達に伴つて徐々に変化して定常旋回中の値になるのであるから、ここに示したような修正だけでは計測されたような急激な変化が起こるとは

* 船舶 Vol. 33 No. 7 (1960-7)

考えられない。したがってカジ板面上の圧力のカジ板面に直角な成分の総和を変化させずに、その分布だけを大きく変える要素が存在すると思えなければならない。これらのことを合わせ考えると、旋回の発達に伴い船体伴流が船体中心線に対して著しく非対称になり、直進中に比べてカジまわりの流れの場が非常に複雑になることが、カジ板面上の圧力分布を予想することのできぬほど変形させているのではないかと推察される。定常旋回にはいると ΔC_x , $\Delta C''_x$ も一定値になるから、ここに現われた差 $C_{x1} - C_{x2}^*$ も一定値になる。旋回の発達に伴い船体伴流が非対称になるのは横流れ角が生ずるためと考えられるから、この差 $\Delta C''_x$ は船体伴流率 w と横流れ角 β_r にもつとも関係が深いと予想される。この差をいろいろ仮定を設けて解釈してみたが妥当な結論は得られなかつた。一例として次のような仮定の結果を示す。すなわち

$$\Delta C''_x = \mu_1 w \beta_r + \mu_2 w \beta_r L/V \quad (11)$$

ただし μ_1, μ_2 : 比例定数

第1項は船体伴流が非対称になつていく模様が、近似的に横流れ角に比例するものと仮定し、第2項は船体伴流が非対称になつてゆく速さが β_r の変化に比例すると仮定して加えたものである。

定常旋回中の値を基準に今述べたような修正をするとき、 C_x は図に示すようになりに実験値に近づくが、大きな過剰ツリアイトルクの発生に対してはまだ十分とはいえない。 μ の値は非常に多くの要素によつて変わるものと推察され、旋回中の圧力中心に関しては船体伴流の影響が判然としないから、単独試験結果ならびに自航模型船での計測結果から推定することはむずかしく、現状ではこれ以上の考察は望み得ないようである。

3.4 カジ取り試験とカジトルク

カジ取り試験の場合のカジ特性は、最初にカジを取るときは旋回試験の場合と同じであるが、次に反対玄にカジを取るときには、旋回運動を行なっている状態でカジを取ることになるため、そのときの旋回運動の影響を受け直進状態でカジを取る場合とかなり異なっている。カジ取り試験では反対玄にカジを取る時間が規定されていないため、反対玄にカジを取るときに、旋回運動がどの程度まで発達しているかによつて、そのときのカジ特性は異なつてくる。

カジ取り試験では定常旋回にはいらぬうちにカジを取るため、船速、旋回角速度の定常値が得られないが、旋回試験結果の解析で得られた値を用いればよいであろう。カジ取り試験中の β_r を求めると図12のようにな

り、カジ角 δ の変化に対し時間的におくれ、 $\delta=0$ となるときにも $\beta_r \approx 10^\circ$ 程度が残っている。したがって有効なカジ角は、反対玄にカジを取るときカジをもどしている間は指示カジ角より小さく $\delta - \tau \beta_r$ となつているが、カジを取っている間は逆に大きくなり $\delta + \tau \beta_r$ となつている。カジを取り終わつたときには、プロペラの整流効果を考慮しても、指示カジ角より $2 \sim 3^\circ$ 大きくカジを取つたことに等しくなつている。旋回試験の場合と同様に $\Delta C'_n$, $\Delta C''_n$ を求め、これからカジ取り試験中の C_{N1}^* を計算すると図13のようになる。反対玄にカジを取つているときの直圧力係数は、プロペラのスリップ比の増加によつて大きくなるとともに、有効なカジ角の増加によつても大きくなり、直圧力は直進状態からカジを取つ

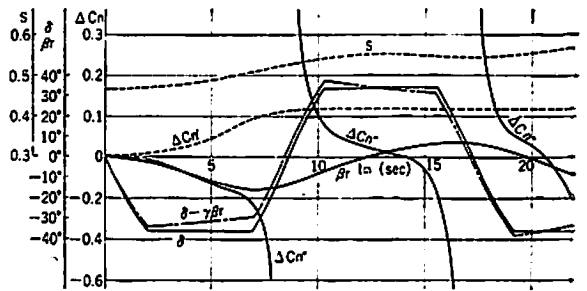


図12 カジ取り試験中の C_N の変化率 $\Delta C'_n, \Delta C''_n$

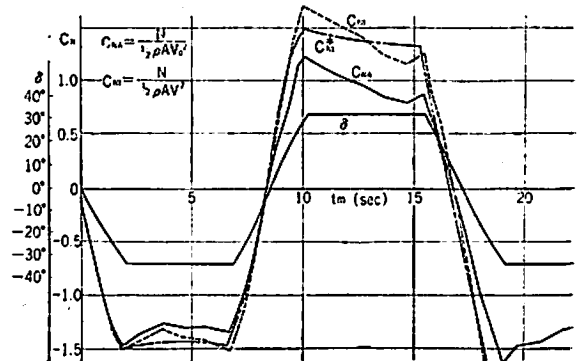


図13 カジ取り試験中の C_N

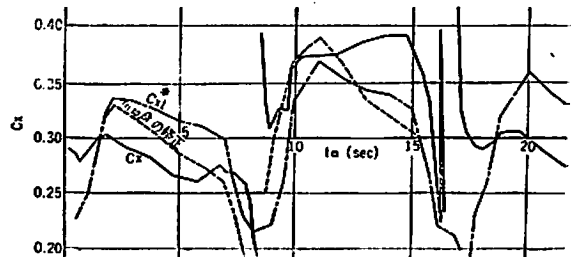


図14 カジ取り試験中の C_x

た場合と同等、あるいはそれ以上になつている。

カジ取り試験中の圧力中心係数 C_x を図 14 に示す。圧力中心はカジ角が大きくなると、プロペラのスリップ比が大きいほど急激にカジ後縁方向に移動するので、反対舷にカジを取っている間は、直進状態からカジを取る場合に比べて、後縁方向への移動量が大きくなる。前節で仮定した船体伴流の影響を考えると、 β_r が反転するまでこの量はさらに大きくなるものと推察される。反対舷にカジを取っているときは、圧力中心が後縁方向に大きく移動するとともに直圧力係数が大きくなりつつあるので、直進状態からカジを取る場合に比べると、カジトルク係数は非常に大きな値を示し、船速が低下しているにもかかわらず、カジトルクが大きくなる。このようにカジ取り試験では旋回運動中にカジを取るようになるので、カジの直圧力およびその中心に及ぼす横流れ角の影響は非常に大きく、直進状態からカジを取る場合よりかえつて大きなカジトルクが発生する場合がある。

カジ特性を決める要素のうち、旋回運動のためにもつとも大きく変化するのは、プロペラのスリップ比と、横流れ角の発生に基づく有効なカジ角の増減で、直圧力係数に対してはこれらとともにプロペラの整流効果を考慮すれば、旋回中の変動の模様を合理的に説明できた。しかし圧力中心係数に対してはこの二者に注目するだけでは不十分で、船体伴流の非対称性による影響を仮定した。この点に関しては資料もなく、また現在の技術では旋回運動中の船体伴流を計測することがむずかしく、今後に残された問題と考えられる。

4. む す び

自由に運動する自航模型船を用いて、旋回運動中のカジ特性を実験的に調査した結果を述べたが、これを要約するとつぎのようになる。

- (1) 模型船でカジ特性を調査する場合、カジトルクに関してよい対応を得るためには、摩擦修正が必要である。この実験のように、空中プロペラを用いるのはその一手段と考えられる。
- (2) 旋回中のカジ特性の特徴はつぎの2点である。
 - a) 旋回が発達しても直圧力はあまり低下しない。これは旋回が発達すると船速は低下するが、プロペラ回転数があまり低下しないので、プロペラのスリップ比が大きくなり、直圧力係数が非常に大きくなるからである。
 - b) 旋回が発達に伴い圧力中心は急激にカジ前縁方向に移動する。これは旋回が発達に伴うプロペラのスリップ比の増加も、横流れ角の発生による有効なカ

ジ角の減少も、ともに圧力中心のカジ前縁方向への移動を伴うからである。

この結果から、船に装備されたカジは、カジを取り終わつて後にカジトルクが急激に減少し、カジのツリアイ比いかんによつて非常に大きな過剰ツリアイトルクが発生する理由を説明し得る。

- (3) 旋回運動中の直圧力係数は、カジの単独特性に対して、旋回運動によるプロペラ後流の強さ、横流れ角による有効なカジ角の変化を考慮すれば、推定することができる。有効なカジ角の減少量は、プロペラの整流効果によつて規定され、カジ位置における横流れ角の15~40%である。プロペラの整流効果は、船型およびカジ面積比を変えて行なつた実験結果によると、方形係数が小さいほど、カジ面積比が小さいほど大きいようである。
 - (4) 旋回運動中の圧力中心は、プロペラのスリップ比の増加によつても、有効なカジ角の減少によつてもカジ前縁方向に移動し、さらに船体伴流の影響を受けて大幅に変化するので、旋回が発達とともにカジトルクは大きく変動する。船型を変えて行なつた実験結果によると、方形係数の大きい船ほど圧力中心の変動が大きいようである。
 - (5) カジ取り試験はカジ取り機に対してもつともきびしい条件を与え、カジ取り機力量を定める場合には、カジ取り試験のとき片舷いつばいから反対舷いつばいにカジを取るときのカジトルクを考慮する必要がある。これは反対舷にカジを取っているときは、横流れ角の発達がかジ角に対しておくれるため、有効なカジ角が大きくなるからである。この点を考慮すれば、両試験を通じて最適なツリアイ比のカジを求めることも可能である。
- 以上船の運動がカジに及ぼす影響を中心にカジ特性を調査した結果を述べたが、計画に際して何らかの参考になれば、望外の幸いである。

参 考 文 献

- 1) 赤崎繁 “舵の直圧力とその中心について” 第1~4報 造船協会々報 63, 67, 68, 69号 (昭13~16年)
- 2) Baker G. S. of Bottomley G. H., “Manoeuvring of Ships” Part 1. Inst. of Eng. and Shipbuilders in Scotland (1921 ~22)

(次頁下段へつづく)

船価は安く出来ないか

山口 増 人

ある船主曰く、「船価が高過ぎる。われわれは一つの船を20年も30年も使う気持はない。テンポの早い今日、10年たてば時世に遅れて使えない。10年保てば結構だから、もつと安い船が欲しい」と。ごもつともな話である。殊に最近はおートメヤレモンの世の中、これも必至の勢いであるから、船価は高くなる一方で、船価高は痛切な問題であろう。「何でも安く」は一寸むづかしいが、「10年も保てば」なら、何とか考えようがありそうである。

造船規則で船体材料は、船に起る最高応力を 20 kg/mm^2 程度に抑えて寸法を割出し、寿命は24年を一期と考え、その後は更正的補修を加えて使用を認めておるから、30年はザラで、40年も現存する。大蔵省でも船価償却は毎年4%、20年後の20%はScrap代と認めておるらしい。船の寿命が10年でよければ、材料も相当軽減出来、船価も安くなりそうである。

古船持の船主曰く、「内の船は道楽息子で、まじめに働いておるからと安心しておると、何時の間にか大穴をあけておる。さればとて勘当も出来ず」と。古船は稼いでも稼いでも、検査となれば修繕費で吹飛んでしまう。さればとて大きな財産、Scrapに出来ないのが人情である。

そこで安い船は結構であるが、10年たつた後の始末が大変である。私案としては最初に引導を渡す。その引導は、「12年後は喫水を通減する。航路を制限する。24年たてば浅喫水で使えないまで通減する」というのである。

人間社会では智能労働者にも停年制があり、停年過ぎれば人柄によつて、給料の安い嘱託で継続される。肉体専門労働者たる船に停年制がないのはおかしい話である。喫水線法にも強力条項があつて、喫水が制限されるが、船齡に関する条項はない。強力条項の強力計算も怪しいもので、古船の強力となればなお更怪しいためか、未だ嘗て船齡による弱体化で喫水を減らされた例はない。サンヂェゴ丸は大正13年頃出来た横骨式タンカーであるが、余り出来のよい船ではない。就航間もなく太平洋上で甲板に大亀裂が出来、相当補強した船であるが、最近船齡34年で解体された。本船の乾舷は昭和6年タンカー乾舷改正の際、新造当初の乾舷よりも250mm位減少され、34才までそのまま航海を続け、解体直前には南洋から満載喫水で無事帰航したそうである。本船初めタンカー乾舷採用当時のタンカーは皆乾舷激減でどんなことになるかと心配されたが、実際に局部的故障は続出したけれども、若干の補修で事なくその寿命を終つておる。米国のLSTは軍用船で、戦争急需用に頗る軽く出来ていたから、戦後はScrapされるものと思つていたのに、意外にも最近まで東洋方面で盛に使用されていた。乾舷などはどうなつていたか知らないが、乗員も船がキシムので恐くて堪らぬと云いながら航海していた。昭和初期老朽船の非能率から、船質改善助成法でScrap and Buildが実施されたことがある。当時の老朽船は輸入船で、その老朽度は相当のものであつて、海難も多かつたが、船が折れて沈んだことはなかつた。最近の劣等船はいうまでもなく戦艦船である。材料は寸法も材質も造船常識を超えた最低限で、勤労働員の素人が造つたのであるから、非能率

(483頁よりつづく)

- 3) 志波久光 “模型試験による舵の研究” 造船協会論文集 106号 (昭35年)
- 4) 岡田正次郎 “舵の流体力学的研究” その1, 2 造船協会論文集 103号 (昭33年)
- 5) 岡田正次郎 “舵の流体力学的研究” その3, 4, 5 造船協会論文集 104号, 105号 (昭34年)
- 6) M. Löfveit: “A Study of Rudder Action with Reference to Single Screw Ship”

Trans N. E. C. I Vol. 75 (1959)

- 7) 木下, 岡田 “舵軸に加わる振りモーメントについて” 造船協会論文集 Vol. 94号 昭30年)
- 8) 造船協会船体構造委員会, 関東地区部会 “実船における舵軸トルクの測定について” 造船協会誌 348号 (昭33年)
- 9) 野本, 藤井 “ラダートルクの実測について” 関西造船協会誌 74,79号 (昭28,30年)

はいうまでもなく、随分あぶない船であつたが、相当の補修はしたと云え、この道楽息子も、まじめに稼いで、朝鮮戦争には宝船となり最近までタイタ海難も起さずに動いていた。

こんなことから考えると、喫水線法の強力規定は強過ぎる、換言すれば造船規則の基準は余りに高過ぎ、30年40年の船を造るのが目的ではないかとさえ思われる。

現在各船級協会の造船規則は大同小異で、その根幹となつておる数字は、大体戦前のロイド規則によつておるようである。そのロイド規則は、祖曾父さんの椅子を自慢にする英国気質の結晶であるから、30年40年の船も当然かも知れない。戦後は船級協会の分野に若干の変遷が見られる。すなわち戦前頗る影の薄かつた AB が戦後俄然台頭して一方の勢力となり、もの数でもなかつた NK も、世界一位の日本造船に援護されて芽を出して来たり、BV も NV もそれぞれ国家意識に目覚めた結果、ロイド盲従の夢覚めて、各協会の発言勢力が相当均衡化する傾向である。従つて協会間の競争意識も盛上り、各自船級船の堅牢安全性を誇示するため、造船規則は不知不識の内に高基準となり、専門的になり、むづかしくなり、特に造船界を指導せんとする形勢さえ見られる。それにも増して指導精神に囚われたのは官憲であろう。それは必しも日本官憲に限つたことではなく、世界各国皆然りである。例えば喫水線法にせよ、安全法にせよ、国家大権のもとに国際条約として業界を拘束し、益々やかましくしたがる傾向顕著である。英国の MOT はその最適例であろう。これは正に林吾平氏説の通り、技術発達に邪魔になる（船舶 62-4）ばかり、換言すれば業者をイジメる道具に過ぎない感がある。国家が直接やる戦争とか宇宙飛行は国家が直接研究発達せしめねば

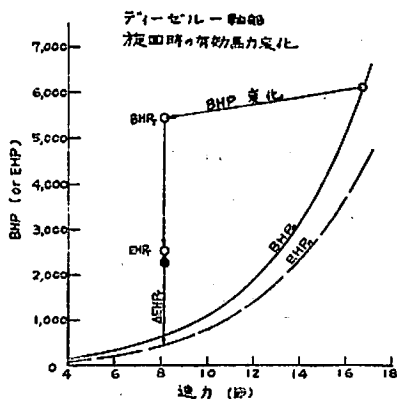
なるまいが、船舶のような民間工業の技術方面まで指導権を振廻わされてはやり切れない。餅は餅屋、餅の打ちはテレビの茶さじ一杯では加減出来まい。技術の進歩発達は実務者たる船主造船家の任務である。否実務者でなければ出来ないことである。実務者でないから官憲や協会は船は造れない、操縦は出来ない。その者が指導出来るはずがない。ウツカリ指導すると船山に登る。昔大砲を積過ぎて転覆した水雷艇があつた。

だと云つて筆者はお粗末な安船を造れという意味ではない。30年40年保たなくて、10年保てばよいとなれば、材料寸法などの基準をウンと下げ、塑性設計法なども充分加味してゼイ肉は削ぎ、腐食余裕などは削る代りに、応力の集中する所などは充分の強力を持たせる。約言すれば造船技術の粋を尽し、10年間を保証する軽快安価な船を提供する一方、船の停年制を実施して、時代の要求に答えてはどうだろうかと提案するものである。

かように提案するのは容易であるが、実行となれば幾多の難問がある。第一は保険屋さんが保険を付けて呉れるかどうかである。しかしこれは国が海運を守り立て行く気になれば、試験船建造を奨励し、国が再保険を引受けて実償を挙げるように取り為せば、案外容易に片付く問題であろう。

最大の難関は安全法や喫水線法の国際条約であろう。何所かの国から話が出たら尻馬に乗ろうと云つたことでは実現の見込みはあるまい。愈々やむを得ざる場合には、現在の基準はそのままに A 船級として残し、新たに10年停年制の基準を B 船級として認めさせることも考えられる。それには確固たる具体的基準を創定し、新興造船日本の名において、世界を傾聴賛同させるだけの研究と熟意がなければ出来ないことであろう。 (了)

(475 頁よりつづく)



第 16 図 b 旋回中の有効馬力および速力変化の解析図

随的な要素としての因子になつておるからであるといえる。

む す び

以上設計当初に操縦性を検討するに必要な旋回図、速力変化等を中心に実船の旋回についてごく雑ばくに述べた。この他に特殊船に関する特異な現象、漁船、曳船等の小型船の旋回試験結果の特性等については次の機会に譲ることとする。操縦性そのもの、また旋回性能を左右する個々の因子に対してはきわめて優れた研究が行われているが、総合的に実船の設計に導入するまでにはなっていない。これ等の優れた研究結果を遅滞なく実船に結びつけることがわれわれ実際の設計に従事する者の責務ではないかと思う。

儒の道をわらう(2)

へりつくす

昨今ほど経営法だの経営者論の盛んになつてきたことは、未だかつてなかつたのではないだろうか。先月と同じ題目で、企業経営論の目立つところについて、技術者からの立場で私見を述べてみたい。あえて引続いてこのようなニクマレグチをたたく所以のものは、経営者をもつと上手に技術者の利用を考えること、もつとも効率よく技術を駆使することが、特に生産企業においては、経営学の要訣ではないのだろうか。なにも意地悪くナンクセをつけるつもりではなく、むしろ企業なくして技術は伸ばし得ないとまで考えているだけに、企業経営には万全を期して欲しいと願うものである。最高の利潤をあげてことを至上目標に、ただ無暗に突進するばかりで他のことを少しも省みなくて、最高効率があげられるのだろうか、と危惧する気持だけ。これも近頃流行の「孫子」にあるように、まず「己を知る」——企業の内側をよく見極めないで、外側の変遷のみに目をうばわれ、あわてふためいて対処しようにも、自分の駒がさばき切れない場合もあるのではないか。自分の能力に応じた企業運営ということこそ、経営学の第一歩ではないのだろうか。

製品開発、製品選定の考え方

○製品のライフ・サイクルの位置を判定して

1. 開発期、発展期にある製品、少くも円熟期にある製品をねらうこと
2. 減退期にある製品は躊躇することなく排除すること
3. 純然たる新製品の開発以外にも、旧製品の技術改良、モデルチェンジにより旧製品の若返り、新製品化への努力

○企業の製品構造としては、各製品の構成割合を最適な組合せに持つて行くこと

多角経営、頻繁な製品交替の出来ることを前提としているので、このような結論が出るのであろうが、そんなに簡単に実行し得ることかどうか。

まず製品のライフ・サイクルという考えから採り上げてみる。過去の製品にはいずれもプロダク

ト・ライフが当然あつただろうが、それはどのようなものであつたか。例えば人力車については、そのライフは何年間と限られて、現在から振返つてみれば、それをハッキリ指定することができる。だからといつて、その出現時に、これは何年間の生命しかないと思極めることが出来ただろうか。企業としてはその見当をつけられると好都合であろうが、普通の技術者であれば、自分の造り出した人力車を検討して、あくまでも他の製品に負けないように改良するなり改変するなりして多分プロダクト・ライフを長引かせる努力をしている。無駄なことだ、どうせ自動車に太刀打ちできるはずはないと経営論は言いたいのかも知れない。しかし頻死の患者に輸血をしたり酸素吸入を行い、数秒間でも生命を延ばそうとする努力を笑うのだろうか、という言い方では見当違いで反論にもならぬが、これも科学技術としては立派な一命題であることだけは言うことができる。

話を元にもどして、人力車に勝る自動車が登場すること自体は、もちろん新規研究開発の賜のであるが、そのいずれに投資するか、企業方向を決定するには、やはり技術的評価が先行しなければならないであろう。(これについては別項目で詳述したい)。

ここで述べたいことは、プロダクト・ライフとは、それに関係している技術者の勉強如何で、ある程度延長することができるものではないか、それに従事している技術者の技術的努力評価のパラメーターとも考えられるのではないか、あるいはそれよりも優れた他の技術的方法が丁度そのころ出現したか否かということから結果的に決つてくるものではないのだろうか、と考える。

そういう考え方をすると、ライフ・サイクルの位置の判定ということは、しかく容易なわざではないだろう。例として汽車製造業を考える(都合のいい特殊例だけを拾っているようにも見えるが、後の関連もあり、なるべく輸送交通機関の例で通しているつもりである)。鉄道とはここに説明するまでもなく、軌道を敷いてその上をロコで牽引する輸送方法であるが、原理的にいえば、汽関車のスベリの摩擦抵抗が、後続車輪のコロガリの摩擦抵抗より大きくなければ、引張れないというものである。スベリとコロガリの摩擦係数の差を利用しているだけであるから、汽関車の重量によつて、運び得る重量は自ら決り、機関馬力の如何より以前に、すでに物理的にある制約が存在するような方法である。この方法が一

世を風靡した時代があつた。それが現在では他の各種陸上輸送機関の発展によつて、何か時代おくれのような感じをいだかせてはいないか（差し障りがあるかも知れないが、お許し願いたい）。ところが、関係技術者の努力で東京—大阪間が3時間で可能ということになると、国内航空業も遠距離トラック輸送も更めて考え直さなければならないのではあるまいか。現にニュー—ヨーク—ワシントン間の連絡方式の増強に、この鉄道方式を再考すべく、視察団の来日さえ取沙汰されている。それは別の話題としても、このような思い切つた技術的企画によつても幾らでも開拓発展の予地はあり、それでこそ技術者は斯業に貢献し得る喜びを感じ、後顧の憂いなく全力を注ぎこみこれに答えることが出来るのである。

このような技術的努力—発展を、新製品送り出しに當つて予見することができるだろうか。自分自身の将来性はある程度予想し得られるにしても、それによつて他の種類に如何なる影響を及ぼすだろうか、あるいは他の技術の発展によつて自分自身が如何なる影響を蒙るかということまで予測することは、非常にむずかしい。従つて鉄道技術者としては、一生懸命にそれ自体の発展を計り、また他を省みている余裕もないはずである。この技術者の立場をどうして援助してくれようとはしないのか。その真面目の技術者を活用しようとはせず、明日にも惜しげなく捨て去ろうとするのか。何とか考えようはないものであろうか。

経営者はそんな狭い主観的立場だけを守っているわけにはいかない。広く眼を外界に注いで、客観的な判断から企業の進路を決定すべきものだという論もわからぬではない。また一般論として、どんな製品でも何時までもその生命を保つていゝとは考えられない。だからライフ・サイクルという見方自体を否定しようとは考えないが、技術者としては、そんな過去の統計数字に左右されるよりは、現在の対象そのものと真剣に取り組んで、そのベストを尽していることを、経営者は忘れないで頂きたいのである。

次に前掲の2と3とは、それぞれ別々に採り上げてみると、いずれも了解出来ぬことではないが、前後矛盾したことを並べているように思われる。一般論としての寛約であるから、このような結論も往々にしてあり得ることを認めない訳ではないが、いざ実行するとなると、それには準備期間も準備行動も要るのであるから、その担当者としては全然反対行動をとれるかどうか。せめて和戦両用の櫛えくくらいまででなければ、具体性があるとはいえない。もつ

と慎重に結論を出しておいてくれなくては、実施者たる技術屋としては非常に迷惑をこうむる。またこんな無責任な暴論に近いことを講議しておいて、これは一般論であるからその時々に適した判断で決めろ、ではスジが通らない。これではマジメに議論の相手とする元氣さえ失つてしまう。

さてそろそろ本論に入り、日本の造船業について述べてみたい。近年の経営傾向としては、造船工業の余りに激しい況、不況の浮沈に対処して、各造船所とも重工業多角化の方向をたどり、所によれば造船会社と看板は掲げてありながら、陸上用の製品が主力を占めているまでの変貌を示している。これは表面的には作業の平均化を計つているようにもとれ、造船所は遂に陸に上るか、企業方針の転換かとまで疑いたくなる。しかし実際には造船施設をつぶしたり転用したという話は聞かない。逆に巨大船用の施設に対しては建設計画が多くて、関係政府当局をあわてさせているのが実状である。すなわち各造船所は造船を縮少する、あるいは造船技術の研究開発にブレーキをかけようとする意図では絶対ない。むしろ造船を続けたい、今後とも世界第一位の造船量を持続したいための、企業としての防衛的措置とみるべきものである。造船の延びよりも他製品の延びを大きくしようと試みていることで、企業全体が各方向に手を抜けて大きくなつてきていることである。

これは当然の行き方であり、既に軌道に乗つている技術産業では、実際問題としてその主軸の方向を変えることなどは考えられない。われわれは全世界の造船を全部引受けるところまで行きつくより外に方途がないようであり、また諸外国の状況からみても、それが不可能事だとも思われぬ。

少し気焰をあげすぎたようであるが、技術にはそれぞれ専門があり、それにはある守備範囲—能力限界がある。ライフ・サイクルの位置を判定して製品を選定するという新規開業的な考え方だけで、既成企業にまで適用することはどうであろうか。それでは技術者を全部入替える以外には方法なしということになるかも知れない。そうなればそれはもはや企業経営ではなく、資金を回収して他に転用することと同じで、課題外のことである。

最近の流行にはこのような論法が多くそれは企業経営法ではなく、どんな企業を選ぶべきか、むしろ企業投資方法を述べているに近いものも見受けられる。企業として着手したからには、それ相当の対社会的責任も自ら生ずるだろうし、実際問題ではそんなに簡単に処理、転身されるものではないであろう。

営業用水中翼船の設計と運用の問題

H. von Schertel

(本論文は、日立造船・神奈川工場において PT-70 型水中翼船の建造を機に、2 月末来朝された、スイス・シュブラマール社のシエルテル博士が、船宿クラブにおいて 3 月 6 日講演されたものの邦訳である。)

同博士の研究課程は次のとおりである。

1925 年頃までツェペリン伯爵飛行船の研究に従事

1927 年より水中翼船の研究を始め、1936 年までに多数の実験艇を建造して実験していたが、1937 年ゴッタード・ザクセンブルグ氏と協力し、ザクセンブルグ造船所や様々な水槽試験所で商業的新しい型の艇の企画、開発に努めた。

第 2 次大戦中は、国家からも大きな支援を得て試験水槽や実験

場で軍用艇の開発が進められ、Prof. Weinbrum の指導下に多数の専門的技術者がこれに参画した。

戦後 7 年の空白の後、シエルテル博士とザクセンブルグ氏は、水中翼船の商業的な企画を再開、スイス・グループと協力してシュブラマール株式会社（研究開発、設計を専業とする会社で生産はやらない）を創設、シエルテル博士は現在スイスのルセルネ市にある事務所設計および開発業務を管掌している。

近代化的な輸送方法の開発は、疑いもなく乗心地の改善とともに、漸進的な速力の増加の方向に向う傾向を示している。水上の速力は、既に道路または鉄道車両および航空機により達成された速力よりも、なおはるかに遅れている。

在来型の船は容認可能な経済的条件にては、陸上車両の速力を達成することはできない。水中翼船によるこの問題の解決が調査され、この必要を満たす特殊性能が論じられた。

従つて本篇はもつとも重要な設計上の問題として翼システムの基本的物理面を取扱い、かつ、水路における抗揚比と動作とに関し、水面滑走翼と完全水中翼との比較を行つている。本節はこれら 2 種類の基本的翼システムの実用的適性の検討にて終つている。本篇の第 2 部においては、水中翼船の営業的適用が論じられている。技術的諸元は既に定期的旅客輸送業務に従事している型について与えられている。公衆輸送に従事している水中翼船を簡単に紹介した後、現存の各種水中翼船旅客航路が列挙されている。

最後に経済的輸送問題が取扱われ、水中翼船旅客業務の利潤性についての諸元が与えられている。近代交通のわく内で、営業的に運営される水中翼船の適用の分野と、速力に関してのその限度が調査されている。

序 言

近代化的な輸送方法の開発は、疑いもなく乗心地の改善とともに、漸進的な速力の増加の方向に向う傾向を示している。道路、鉄道、および空の旅客用乗物が最初に公衆の使用に供せられてから、現在までに達成した進歩を考えて見れば、その速力は約 10 倍に増加したことが判

明する。1825 年に開業したストックトンとダーリントン間の最初の鉄道は 1 時間 10 マイルの速力を達成したのであるが、今日の急行列車は最高速力毎時 100 マイルで走つている。最初に実用に供せられた自動車は毎時約 12 マイルに達したが、時の経過とともに正常の乗用車において毎時 120 マイルに向上した。最初の営業用航空機は、毎時 60 マイルと 75 マイルの間の速力で旅客を運搬したが、今日われわれはほとんど毎時 600 マイルで大西洋を横断する。

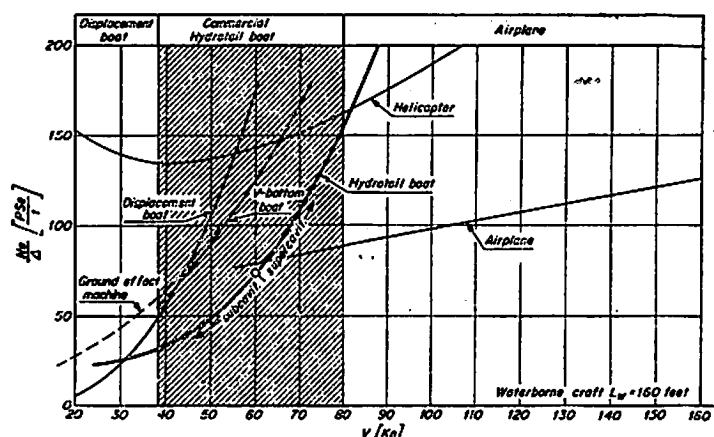
水上輸送の状態は著しく相違している。すでに 1860 年には、その当時の最大船“グレート・イーステム”は、14.5 ノット速力を得たのに、今日の最高速旅客船“ユナイテッド・ステーツ”の巡航速力は、辛うじてこの速力の 2 倍半に達している。内陸水路における速力の増加は決してこれよりも大きくはなかつた。ヨーロッパの湖水で最も近代的であり、またもつとも高速度な船も、100 年前の昔の船の速力の 2 倍となつたに過ぎない。このように水上輸送が他の輸送方法に比較して遅れている理由は、速力の増大とともに抵抗の増加が、周知のように著しく大きいからである。

従つて、数国の発明家、技術者、および科学者が、長年の間、水上においても同じような速力を得る解決を見しようとして、努力して来たことも不思議ではない。近代化的な排水体の形状にはほとんど改善の余地がないこと、および解決は浸入容積および接水表面の減少においてのみ発見し得られるという確信の下に、滑水船あるいは滑走船（V 型船底船）の開発となり、この場合動的な浮揚力は静的な排水揚力の代りとなつたが、後日、船体が最後には完全に水から持上げられる水中翼船の建造となつた。

滑走船は経済的に受諾し得る条件にて陸上車両の旅行時間を達成し、かつ水路において良好な適性を持たしめるとい問題を解決しなかつた。これに対する理由は、所要速力における比較的大きい抵抗対重量比と、極度に激しい衝撃波に耐えねばならなかつた。滑走船はこの衝撃波にさらされ、また旅客がこの衝撃波に耐えるものと期待することはできない。

他の高速船と比較した水中翼船の特殊性能 抵抗、速力および経済

第1図には各種の船と航空機の比馬力要求が速力に対し標定されている。排水船、滑走船、および水中翼船が互いに比較されており、すべて—フロード数について



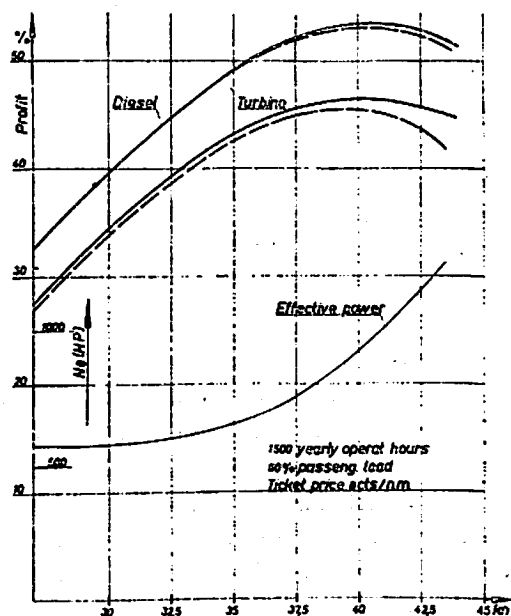
第1図 各種乗物の馬力係数

—160 フィートの同一の長さを持ち、約300トンの排水量の船を代表している。関心のある40ノットと60ノットの間の速力範囲の水中翼船は、滑走船の推進力の約55%だけを要し、これは翼支持船が比較的高速力に対し設計されることができ、かつこれらの船が合理的な効率をもつかような速力で運転され得ることを示している、ということが判る。高いフロード数においては、水中翼方式は在来の機動船の抵抗対重量比以下の抵抗対重量比にて機能が発揮することが判るといことである。結論として、水中翼船は他の種類の船が有効に運転し得ないある大いさと速力の範囲内において、比較的経済的であると予期されなければならない。

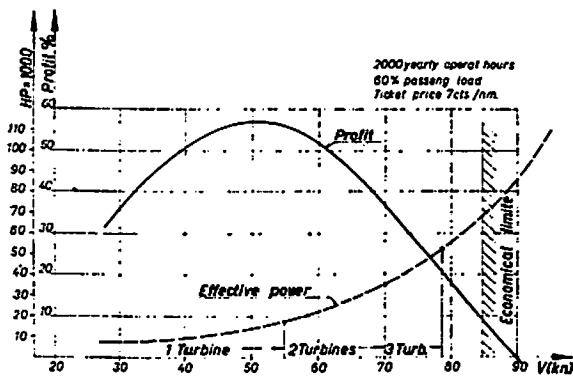
この最後の言葉を説明するために、われわれは第2図において、速力に関係した水中翼船 PT-20 型の収益馬力を示している。PT-20 は今日世界の多くの地方で定期的な旅客輸送業務に従事している型の船を代表している。この特定の図表は後刻詳細に参照されるである

う。与えられた業務条件の下では、投資資本に対し、50%以上の利益が達成し得られることを示している。実際の経験に基づいているこの図表は、水中翼船が今日の陸上車両の速力を経済的に達成することに成功したことを明らかにしている、というのは、高度に開発された国の高速列車の平均速力は43ノット、世界全体としては32ノットであるからである。しかしながら、水中翼船のために言わなければならないことがある。海岸線に沿った定期的な旅客輸送業務および試験航海は、多少不規則な海岸線に必要な従わなければならない陸上車両—同一速力にて走るとして—よりも、かなり短い時間内に、ある目的地に到着し得る限りにおいては、さらに利点を実証した、ということである。かような状態は、例えば、スカンジナビアや日本にもよくある状態である。

計画中の300トン型シュプラマル水中翼船の場合には、さらに良好な結果を得ることができる。第3図はこの型対速力にて得られる利益を示している。最良の結果は50ノットの速力にて得られ、投資資本に対し57%の利益を生じる。この計画が実現した場合には、海岸の同一地点間を運転する時には何時でも、水中翼船は地上車両に



第2図 速力に関係した PT-20 型水中翼船の収益馬力



第3図 PT-300型水中翼船(長さ=160フィート)の収益馬力

対し明らかな優秀性を示すであろう。この図表もまた後刻詳細に論じられる。

他の性質は水中翼船を在来の船から区別している。高速力においては、排水船やV形船底船は航跡上に大きな振幅の波の系列を発生せしめ、他船の安全運転に干渉し河の堤防に換害を与える。この理由により、かような船の速力は狭水路においては一般に制限されている。水中翼船は比較的小さな波の抵抗を生じるに過ぎないから、水面の攪乱は極めて少なく、小さな湖水、川、および運河並びに混雑した水路においても、他の船または岸の施設を危険に陥れることなく、高速力を維持し得るのである。

今航空機をもつとも重大な競争者として考える場合、第1図から航空機は水中翼船よりも低い比推進力にてはるかに高い速力を出し得ることを、われわれは推論することができる。従つて航空機は極めて経済的な輸送手段となる。しかし航空機を営業上に使用するには、広大にして極めて高価な地上機構を必要とし、短距離に対する航空機の運営が十分に収支償わないことは、周知の通りである。従つて水中翼船は短距離に対しては航空機と立派に競争し得るかも知れない、というのは、水中翼船の低い運転および維持費のためであり、また空港対空港の性能でなくて、水中翼船の地点対地点の性能のためである。旅客が航空機を選ぶよりも、水中翼船を選んだ方がかれの目的地に早く到着するというような状態があるかも知れない。航空機は水中翼船の数倍の速力を出すけれども、空の旅は空港往復の旅を含み、それは出発および到着の原点から極めて遠いことがしばしばである。かなり短かい距離に対してはヘリコプターは水中翼船の重大な競争者となることが予期されるかも知れない。しかし、第1図に示されているようにヘリコプター

は高馬力のエンジンを必要とし、かつその運営および整備費は水中翼船の場合の数倍である。従つて、多くの場合普通の状態は空中輸送法よりも、水中翼船の使用を有利とするであろう。

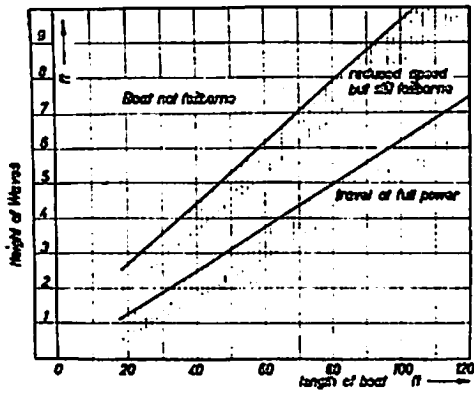
凌波性と旅客の乗心地

2地点間の迅速な接続は、旅客が時刻表に信頼し得なければ無意味となる。言い換えれば、輸送は規則正しく、かつ悪天候のためしばしば妨害されることがないようにでなければならない。また不利な気象状態のため生じる船の運動および加速力をも考えなければならない。もしも気象状態が旅客の乗心地に影響する程度に違すれば、速力を減少しなければならない。

水上での迅速な輸送の問題が滑走船では水路におけるその衝撃波のために解決され得ないことは、既に述べたところである。今考慮されている巡航速力で、6gおよびそれ以上の加速力が、滑走船で測定されたが、この加速力は海軍艦艇の乗員ならば、短時間耐えられるかも知れないが、営業上の運転にはかような船の使用は除外される加速力であつた。

原則として、水中翼船は同一の大きさの他のすべての水上船よりも、海上において高い水準の速力を維持し得るものと言うことができる。第4図は実際の経験に基づいたもので、シュルテル・ザクセンブルグ方式の水中翼船が依然浮揚したままであり得る波の概略の大きさを示している。下方の曲線は水中翼船が全力にて運転し得る波高を示し、上方の曲線はいくらか減速した巡航速力が維持し得られ、しかもなお水中翼船を浮揚状態に維持する波の大きさを示している。この図表にて、既知の大きさの波の時に運転するに必要な船体の大きさを見積ることができる。現在シュプラマルにて開発されつつある翼方式の新型をもつてすれば、この図表に示されている限度は著しく拡大されるであろう。

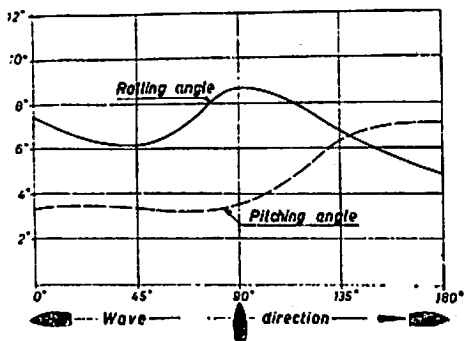
すべての水上船の乗心地は、もちろん、海上におけるその運動の程度により影響される。水中翼船のピッチング、ヒービング、およびローリングの運動は、小型の在来船の場合よりは、一般にはるかに小さい。波に突込む程度はもとより、これらの運動の振幅は、速力の増加および波に遭遇する回数増加とともに減少することもできる。水中翼船の性能におけるこの現象は、船の筒性に対する波の影響および翼の取付け角に対する軌道波速力の影響が、波に遭遇する回数とともに減少するためである。他方、垂直方向の加速力は、速力とともに増加する。直線原理に従い、垂直方向の加速力もまた、波の傾斜に比例して増加する。



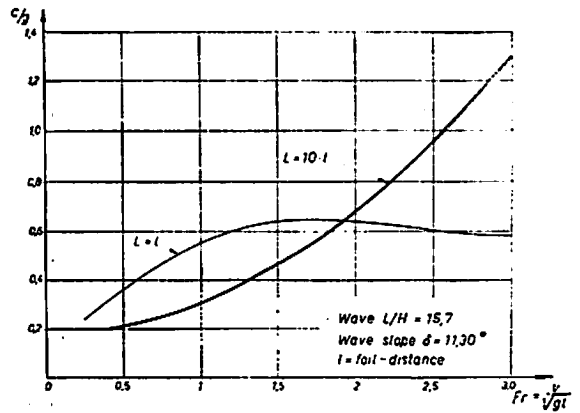
第4図 シュプラマル船の航海性限度

海上における運動の程度の概念の一部は第5図から得られるかも知れない。この図は高さ5~6.5フィート、長さ100~150フィートに達したと見積られた波の中で、90フィート型の船にて最近行われた試験に基づいたものである。この図表は4分間中に読み取られた最大の平均示度を描写している。ロールの角度はもちろん正横波の場合が最大である。しかし、同一の大きさの排水船と比較すれば、この角度はなを小さく、ピッチの角度に至つては実に極めて小さい。

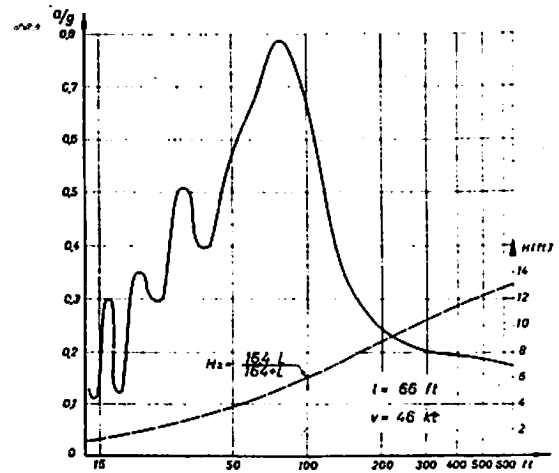
第6図および第7図はそれぞれフロード数に対する速力の影響と、水面水切り前翼の垂直加速度に対する波長の影響とを示している。これらの図表はシュプラマルの科学担当職員であるデ・ウィット氏が開発したこれまで未公開の理論から作られたものである。これらの図に示されている加速度に対し、波の方向に関係して、もつとも不利な船の針路が各場合に執られている。第6図の太い曲線は翼距離の10倍にも当る極めて長い波に相当し、フロード数の増大とともに増大する代表的な



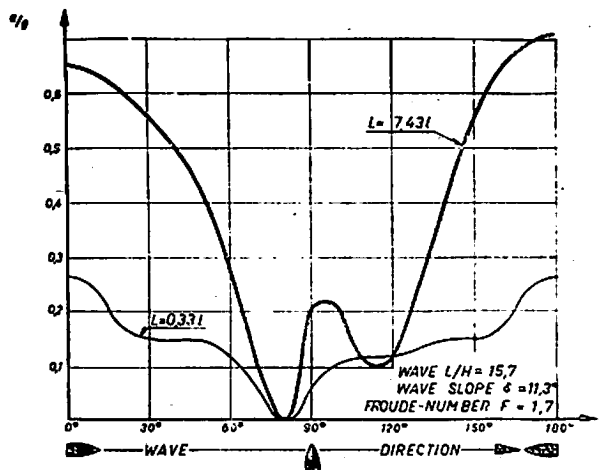
第5図 PT-20型に対する荒天の際のピッチングおよびローリングの平均値(波高、5~6.5フィート、波長100~150フィート)



第6図 垂直加速度に対するフロード数の影響



第7図 垂直加速度に対する波長の影響



第8図 垂直加速度に対する波の方向の影響

加速力を示している。しかしながら、翼の距離に等しい中間波の場合の加速力は細い曲線にて見られるように、フロード数によつて少ない。第7図に表わされている計算は、翼の距離66フィート、速力46ノットに基づいている。各それぞれの波長に対す波高は点線で示されている。第7図は仮定の状態にては、垂直加速力は大体翼距離に等しい波長まで増大するだけであつて、その大きさ以上にては減少する。これは波の傾斜が波長の増大とともに減少するためである。

第8図は2つの異つた波長対翼距離に対し、波の方向に関する航行の方向か垂直加速力に興える影響を示している。この与えられた状態の下では ($L/H=15.7$, $F=1.7$)、最大の値は向い波および追波の時に得られ、約60度の針路の場合には、船は波の中で同じ位置に留まり、その結果加速力は消失する。

基本翼型2方式の技術的特性

商業輸送に対する水中翼船の適応性については、大体検討を済ませたから、今度は水中翼工学、つまり水中翼型自体に関する主要な設計上の問題点を考察することにしよう。というのは、翼型は本質的に、水中翼のすべての性能に対して決定的な影響をおよぼすものであるからである。既に実在する種々の設計全部を概説することはこの講演の目的ではないから、基本的な翼型2つだけを議論の対象とすることにしよう。この2方式は最近数年間しばしば討論の対象とされたものであり、エキスパートの間に意見の相違を招いたものである。

1. 水面貫通式水中翼型

水面貫通式水中翼型は1コのV型翼または梯子のこのように1つの翼の上に、もう1つの翼を配した小型の翼の組合せたものである。船が傾いて平衡状態からはずれると水中にある翼の浮力発生面積が変化し、自動的に復原力を生ずる。したがつて、この翼型は自動的な安定性をもっている。

2. 完全水没式水中翼型

完全水没式水中翼型は固有の自己安定性をもっていない。翼の水深は機械的、電気的あるいはその他の制御装置によつて保持されなければならない。これらの制御装置は、船体と水面間の距離または翼の水深を測定し、翼または翼の後縁の補助翼の迎角を変えることによつて浮力を加減する装置に信号を送るものである。

この基本翼型2方式の牽引力と動作を比較し、これらの将来における応用の可能性について考察すれば、次のようにいうことができよう。

水面貫通式水中翼船型は高速旅客輸送業用に使用しても差支えないだけの充分低い抗揚比をもっている。この型の水没式水中翼船は、同じ条件下で、同じ巡航速度を有する場合には、完全水没式の水没式水中翼船よりも高い最高速度に到達すると考えることができる。本質的な安定性、建造の簡単さ、運転上の信頼性、操作および保守の容易さ、そして、大事なことを一つ残したが、翼系統の非常な堅牢さが水没式水中翼船を商業的な旅客輸送の手段として採用させた理由である。上述の性質から、内海用、近海用および防波堤内の海域用にはこの型が好ましいものであることは容易に判るものと思われる。

完全水没式水中翼型も水面貫通式と同じ抗揚特性をもっている。この型は優秀な航海特性を有し、かつ波浪に対してより小さくより円滑な傾斜および縦揺れの追従性があるため乗船気分は非常に快適である。しかし、この型式の船に必要な高さおよび安定性制御の複雑さはこの型式の重大な欠点であると考えなければならない。米国において開発されている電子制御水没式水中翼船は明らかにすぐれた航海特性を示した。この事実にもかかわらず、昔から適当に造られた船ならば本質的に固有のものであつた安定性が今では多数の複雑な機械の故障のない働きに依存せねばならないということは、伝統的な造船業者にとつてはやはり馴染めない考え方である。そのような制御系統が故障した場合、飛行機ならば可能であるけれども、自動装置を切離し、手で船を「着岸」させるに充分な時間が残っていないかも知れない。もちろん、商業用船舶の不測の急激なtiltingは必ずしも破局的な状態になるとは限らないが、そのような事故があれば旅客の信用を失うことは確かである。結局、完全水没式水中翼船を公共用に使用することはまだ問題であり、正統派船主の反対を受けている。

したがつて、水面貫通式水中翼型と同様に、大仕掛でかつ故障し易い機械装置あるいは電子設備を用いずに、動力学的な力によつて、直接に完全水没式水中翼型の安定性を保持する必要性が存在する。15年前、私が行つたアイデアと実験を基礎として、新しい自己制御方式が開発されつつある。この方式はサーボ動力源や増幅器等にはたよらず、充分な信頼性をもつものと考えられる。この方式は外洋において上記の節に述べたように動作することができ、かつ別の簡単なジャイロスコープ制御を取入れることもできる。この新しい方式を用いた試験船は現在 Supramer 社により試験されており、今までのところ好調である。

疑いもなく、完全水没式水中翼は防波処置のあまりしてない海域において将来応用される見込が非常に大き

く、また大洋におけるフェリーポートとして用いられる見込も大きい。しかし、これらの運転区域はもつと高速の競合者、航空機、によつていつも制限されよう。2点間の運行時間が、空港までの時間を含めて、非常に短い場合には、常に航空機の方が好まれるであろう。

商用乗客船の現在の型式

講演の第2として、水中翼船の商用船としての利用について述べよう。まず最初に、現在運航している乗客船の型式について話そう。定期的商用乗客船として使用された最初的水中翼船の設計は Schertel-Sachsenberg 型であることは知られている。この型式が進歩した技術段階にあることの理由は、この型式に使用されている水面を貫通する水中翼の構造の単純さと信頼性にある。この船の完全さの他の理由は、この船が1930年代から始まり、その後中断することなく続けられたわれわれの実験に基く組織的開発の努力の結果であるという事実である。

設計と建造は常に広範な理論的実験的研究と同時に実物大の試作船によつて開発されてきた。今日までに16の異つた型式、合計80隻近くの水中翼船（その中48隻は乗客用連絡船であるが）の建設により得た経験から、Supramar社の技術者達は、より大型で、高速の経済的乗客船の設計に進む位置に達している。

現在の商用船の先駆船は第2次世界大戦中に建造された。60ノットまでの速度に設計された6型式の中、われわれは1943年に進水した、80トンのVS-8型について述べよう。この船は建造された最大の水中翼船であるとともに、今日米国のGumman船のみがこれに優るものであるということに注目し得る。この船はシシリーとアフリカ間を運航する高速、長距離貨物船として設計されたものである。105フィートの船体は軽合金で造られている。40ノットの最高速度は合計3,600馬力の双子配置のMercedes-Benzディーゼル・エンジンの使用によつて得られた。1トン当り45馬力という比率は満足な運転に対し充分余裕のあるものと考えられるが、この船は高さ6フィート長さ150フィートの波浪に向つて37ノットの速度で走ることができる。

今日二つの原型船が既設の乗客船航路に適用出来るようになった。PT-20（75人乗り、20トン）、およびPT-50（140人乗り、60トン）である。この船は全く成功したシリーズの船の最初のものであることが判明し、現在ヨーロッパおよび日本の日立造船にて、25隻が完成、または完成間近にある。

PT-20の船体を作るのに用いられた軽合金材料はAl-MgおよびAl-Mg-Siである。乗客甲板の下および、

船の他の部分には水密室が設けられている。この室の幾つかは発泡プラスチックが詰められているので、この船は、実際的に沈没しない。

PT-20に設置されているエンジンは、スーパーチャージャー付、1350 Daimler-Benzディーゼルエンジン、型式MB-820Dbで、これもまた、現在日本の池貝鉄工所で製造されている。エンジンと駆動軸との間にある可逆ギヤーはZahnradfabrik Friedrichshafenによつて開発された特別の型式のものである。

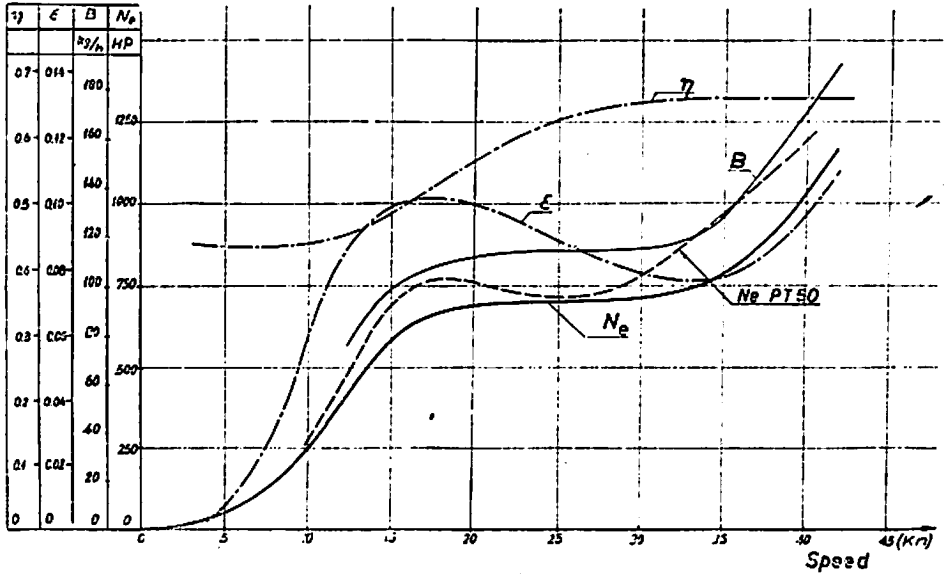
PT-20型の船の操縦および機器の制御はすべて、エンジン室の上にある船橋から行われる。前部船室には45人の乗客が収容でき、後部船室は少し小さく30人の乗客を収容できる。

支材と水平ガーダーにより水中翼は均一な構造となつており、静的な強度を与えるのみでなく、水中翼構造の交換を可能にしている。水中翼そのものは、中位の鋼板を綴状に成型し、継目を溶接したものである。前部の水中翼は船体を横断するガーダーに働く水圧により、狭い角度で傾斜が変えられる。従つて航行中、この水中翼の衝撃角度を調節することができ、乗客数による負荷のより大きな変化の影響を調節し、波浪に対し最適の性能を確保することができる。

PT-20は海岸航路の乗客船として適しているもつとも小さい型式の水中翼船と考えられる。新しい一般でない特性から見て、この級の最初の船は“実験用”として許可を得、イタリアの海岸から6マイル以内の運航に制限された。頻繁な検査と営業の監督ののち、Registro Italiano Navaleは1958年、認可を海岸から20マイル以内の運航に、更に1960年には50マイル以内の運航にまで上げた。今日ではPT-20はPT-50とともにいくつかの国の当局により認められている。PT-20の有利な運転に影響を与える技術的データは第9図に示されている。エンジンの軸馬力は運行中トルク・メーターによつて測定された。推進器はモデルテストの結果、軸の傾斜の影響を適切に利用できるようになつた。そして、正味出力から抗場比が割り出された。これは巡航速度（38ノット）の時8.6%、34ノットの時最小で7.7%となる。

特殊な型式のPT-20が、熱帯水域での石油生産組織のため、沖合の石油せん孔およびポンプ吸上げ用ステーションに技術者および作業者を輸送するのに設計された。この型式のものでは、熱帯水域には時々漂流木の流入があるので、船橋およびエンジン室はよく見えるようにするため、船首に配置された。

熱帯地域の条件がエンジン・プラントの設計および装



第 9 図

備に考慮され、プロペラは特別に保護された位置に置かれた。乗客が船尾を通じて乗船および下船するからこの部分には特別に丈夫な金属製の防護具が取付けられた。これらの船舶は土着の乗組員によつて非常に乱暴な取扱ひを受けるので、これらの運転性能、頑強性、および保守に関する条件は極めて高いものである。このように、例えば、船舶はたとえ全速度で突然かじが一杯とられた時でもフォイルボーンを残すことができなければならない。この特殊な 29 トン型式の船舶 4 隻が、マラカイボのシェル石油会社のためシーダム（オランダ）のグスト造船所で建造された。

PT-20 に関する運転が引続き成功し、有益であつたので、海岸から遠く離れた外洋水域で使用し、また諸島間の連絡便に適しているより大型の船舶に大きな興味がかけ立てられた。PT-50 の原型が 1958 年の初期に、再度メシナのロドリゲズ造船所で建造された。そして日本での最初の PT-50 は現在日立造船で試作中である。

この 60 トン船舶では、乗客は主甲板の下に配置される。このようにその甲板はかなり船体の強度に役立ち、構造的に重量の節減が可能となる。機械装置は、PT-20 船舶で 4 年以上の期間試験され、十分な成功が得られたディーゼルエンジンの同一型式のもの 2 台で構成される。シャフティングは V-ドライブを取除いたので、より小型の船舶と比較すると簡単化されている。後方および前方の翼は両方とも船体にかたく取付けられるが、前方の翼の持上げは水圧式操作の副翼で変えることができる。

乗客室はエンジン室によつて相互に分離された 2 部屋に分割される。前方のケビンにはバーがあり、小さい娛樂室が上部甲板に設けられ、その船尾に荷物室がある。第 9 図はまた PT-20 と比較のため PT-50 の $N_e/2$ 出力曲線を示す。それでは出力が幾分高い、特に速度をあげた時高いことが示されているが、これはツインシャフトとツインかじの配置およびより十分な保護を与えるために選ばれたあまり好ましくないプロペラの位置に基因するものにちがいない。

スプラマル会社は、より烈しい外海の状態下で、より長い航路での使用を意図するいくらかのより大きいより早い型式の水中翼船の設計について作業を行つている。300 人の乗客を運ぶ能力のある 130 トンの多目的型の船がガスタービン推進用として作られるであろう。おのおの 4,300 HP のプリストル・プロチウスタービンを 2 台備えれば、45 ノットの速度が予想されるが、より小さい排水量の特殊な船舶では 53 ノットまで増速されるであろう。

排水量 400 トンのより大型が日立造船で計画されている。700 人の乗客を収容できるものでは、最高速度は 45 ノットと予想される。

約 550 人の乗客を輸送できるスーパーキャピタリティングフォイル付きの 300 トン船舶の計画が、その経済的および達成できる速度ならびに適用の限界について、次のセクションで説明されるであろう。おのおの連続出力 17,500 HP のプリストルシディー・オリンバスタービン 2 台でこの船舶を駆動することが提案される。その巡航

速度は70ノットと見積られ、これは後程判かるように技術的に可能な限界に達しているが、経済的な観点からすれば、なお好ましい状態のもとでの非常に割りのよい速度を表わすものである。

適用の範囲に関係するが、現在開発中の表面貫通式の翼あるいは新しい型式の全浸漬式の翼は、将来の船舶に採用されるであろう。

水中翼船による旅客輸送の発展

水中翼船による公共輸送を開発するために、シュプラマルは1952年に9トンの水中翼船(PT-10)を建造した。この船は座席数28でメルセデス・ベンツ製の500馬力ディーゼルエンジンを船尾に搭載していた。ルセーネ湖での最初のデモンストラーションのすぐ後に、スイスとイタリアの船会社はこの船をチャーターしてシュプラマル社の技術管理の下に、Maggiore湖の仏伊間で旅客輸送を行った。このようにして、船の歴史における水中翼船の最初の定期旅客輸送が1953年5月16日からこの湖で行われた。ところでこの湖は55年前にForlaniniが彼の試作水中翼船に“ファイル”をつけるのに成功した所である。

新しい「飛行艇と船の合の子」への興味は揺まり、多くの場合熱狂的に迎えられた。驚くほど短期間に旅客はこのむしろ奇妙な輸送機関に慣れた。この試験期間中に27,000海哩航行し、技術面でも営業面でも貴重な経験を得た。1956年中頃には最初の28トン水中翼船(PT-20)がイタリア沿岸およびイタリアとギリシャ間往復1,600海哩のデモンストラーション航海を完了していた。すぐれた耐航性能を示し、13フィートの波高でも航行できることを証明した。Rodrigueg氏の首唱でAliscafiと名付けられた船会社がシシリーに設立され、シシリーとイタリア本土間の定期海上航路が1956年8月に開通した。メッシナ(シシリー)からレジオまでの航行時間を従来のフェリーボートの $\frac{1}{4}$ に縮め毎日22航海(11往復)したが、これは水中翼船のその後の営業運転の一つのお手本になった。6年間の運航の結果は注目値する。座席数75のただ1隻の船で最高1カ月に3,100人の輸送を記録した。1日平均の乗客は現在は800~900人である。今日までに、この1隻の船で1,500,000の乗客を輸送した。シシリー附近で運行されている水中翼船の航海距離は延600,000海哩に達しているが、これは実に月までの往復距離よりもずっと長いのである。

メッシ—レジオ間の航路が開かれた後、世界各地で27にのほる定期航路が開かれた。たとえばナポリ—カプリ航路では、PT-50を運行しているが、乗客が

あまり殺倒するので運賃を値上げせねばならなかつた。PT-50の第2船がすでに発注されているが、それまでのために2隻のPT-20がナポリに送られシーズン中の乗客をさばっている。ノルウェーのスタヴァンゲル—ベルゲン航路でも開通のわずか2カ月後にPT-50の第2船を発注した。

シュプラマル水中翼船は、いろいろな機会に悪天候時の航行性能の良さを示した。ナポリでPT-50の定期航路が開通された直後、激しい嵐があり、従来の500トンのフェリーボートはナポリ—カプリ間の航行を中止せざるを得なくなつた。しかしPT-50は定員140人に対して、170人の重負荷で運行を維持しつづけた。他の例をあげれば、オトランド海峡を航行中のPT-20は推定波高13フィートで波長の短い波におそわれたが、それでも平均15ノットを維持できた。カリブ海で他のPT-20はハリケーンのふちに入つたが、半離水状態(half-foilborne condition)で波高16フィートの長い波の中を航海しつづけることが出来た。

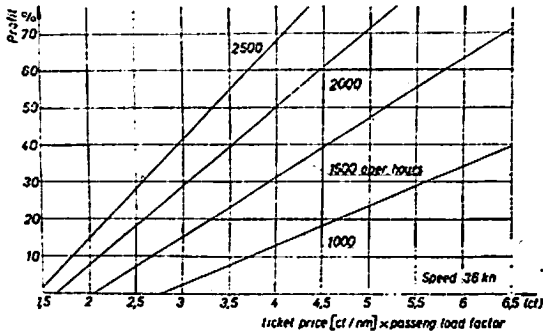
保安に関しては、船体、船底およびファイル(水中翼)の清掃を含めて2,3カ月おきの定期検査が行われる。ふじつぼの成長がはげしく、ファイルに悪影響をおよぼすような熱帯気象の所ではもつと頻繁に検査と清掃をすべきである。普通5,000時間の運転の後に行われる機器のオーバー・ホールを別にして、ファイルの保守は船全体の保守作業の25%を占める。

ファイル系統の強度と信頼度は船の航行時に数回デモンストレイトされた。水中翼船が棧橋と衝突すると、棧橋はかなり損傷を受けるが、船全体はファイル支柱の支持点附近に軽い変形をうけるだけで航行にはさしつかえない。

水中翼船の営業運航に際しての経済的諸問題

水中翼船による一般乗客のサービスにおける8年間の経験により、この種舟艇を営業的に利用すれば適当な乗客密度をもつ地域では非常な利益があることが分つたのである。航空機輸送と同様に、水中翼船が他の在来型舟艇に較べて比較的高速度であることが、高い稼働力をもたらしたのである。現在水中翼船は通常他の舟艇に較べて3倍までの速度で運航されるので、水中翼船の潜在的輸送能力は3倍まで大きくなるのである。換言すれば、水中翼船はその容積が在来型舟艇に較べてその形状の3倍までの大きさに等しいと考えることができるのである。

第10図はヨーロッパで普及している状態およびディーゼル油6セント/kg、潤滑油53セント/kgの価格に基づ



第 10 図

く、PT-20 型の実際の営業上の経験 (2 隻就航と仮定して) の解析を示すものである。この図は運賃 (セント/海裡) に乗客数 (乗客数/座席数) を乗じたものについて予想される年間純益を示すものである。かようにしてこの図により 3 コのパラメーターの関数として、水中翼船を営業的に利用することにより、与えられた地域的狀態に対して利益を得ることができるかどうかを予想することができるのである。この図により運賃 8 セント/海裡、乗客率 0.5、年間運航時間 1,500 時間であれば、年間純益は投下資本の 30 パーセントをやや上廻ることが分るのである。

この図は巡航速度 36 ノットに基づいたものである。利益におよぼす速度の影響および経費と収益の間でもつとも望ましい関係が得られる水中翼船の経済速度を決めるために、この図に画かれた曲線は次に掲げる仮定に従って計算をおこなつたのである。

- 乗客率: 60 パーセント
- 運賃: 8 セント/海裡
- ディーゼル・エンジン
 - 単位重量: 4.3 kg/hp
 - 燃料消費量: 166 g/hp/hr
 - エンジン価格: 26 ドル/hp
- タービン
 - 単位重量: 1.3 kg/hp
 - 燃料消費量: 320 g/hp/hr
 - エンジン価格: 44 ドル/hp

エンジン重量には、ギヤおよびダクト、配管などすべての補助設備を含んでいるのである。もつとも高い利益は、ディーゼルもしくはタービン推進の場合で、40 ノットの巡航速度に対して得られるものである。40 ノットの速度ではエンジン出力は 30 ノットの速度の場合に比べて約 60 パーセント大きくなるが、乗客海裡数が増加するに伴って収益が 33 パーセント増加するという顕著な利益が得られるのである。タービン・エンジンがより高

価であり、また燃料消費量もより大きいので、タービン駆動の水中翼船に対する投下資本の金利はディーゼル駆動の水中翼船の 85 パーセントに過ぎないのである。しかしながら、タービンの空間占積率が小さくて済むため、タービン駆動の水中翼船では乗客数を更に追加できるということは一切考慮していないのである。タービンに対する価格や燃料消費量が将来更に減少するならば、この状態は更に変わったものとなる。

われわれはここで現代の輸送機関の粋の中で、また他のすべての競争的な舟艇に較べて水中翼船を営業的に利用する分野について考慮しようというものである。われわれはまた水中翼船の技術的実用性、速度、経済などに関する制限についても研究せんとするものである。

第 1 表は水中翼船およびこれと競合関係にある在来の排水式ボート、飛行機、ヘリコプターの 3 者の経済性に影響をおよぼすデータを示すものである。このデータは 100 哩という距離を仮定してのものである。経済性の推定のためには、後の二欄がもつとも興味をひく。これらの示すものは、1 座席当りの価格をブロック・スピード (港から港へのスピード) で割つたものと、1 乗客 1 哩当りの直接運営費 (諸経費から陸上組織コストを差し引いた) である。この表によると、仮定された条件のもとで、他の輸送手段に比べると、水中翼船が非常に経済的であることが分る。排水式ボートの「1 乗客 1 哩当りの当初資本支出」および運営費の方が僅か許り安いにもかかわらず、水中翼船の方は 3 倍も速く走るの、ある運

第 1 表 価格および運営費の比較

型 式	ブロック スピード (ノット)	座 席 数	価 格 屯 (\$)	価 格 座 席 (\$)	価 格 座席 *V _r (\$)	運営費 乗客哩 (¢)
乗合船 26.5 屯	12	92	3,600	700	700	1.4
水中翼船 PT 20	36	75	9,300	2,800	900	1.6
飛行機 コンベア	150	44	43,000	18,000	1,500	3.4
ヘリコプ ター シヨルス キー S-55	72	10	130,000	40,000	6,700	12.0

*V_r = V 乗合船

営期間内に得らるべき収益の方は、水中翼船の方が多くなる。また一般大衆は、速い乗物の方に高い料金を払おうとするものであることも考慮に入れなければならない。商業用航空機との比較の結果分ることは、航空機の方が当初資本費が高く、また、陸上組織のための支出を考慮に入れば運営費の総額もずっと高くなるということである。水中翼船の場合の少くとも 7 倍に達すると見積られる総運営費のことを考えると、ヘリコプターは現

在のところ経済的な輸送手段と考えることはできない。

水中翼船およびそれと競合関係にある乗物が都合よく使用されるスピード範囲を見出すために、第1図にオーバー・スピードの場合は問題ながら、船の出力係数 (power coefficient) というものを既に示しておいた。まず第一に、商業的観点からの限界をきめるために、550人の乗客を収容する水中翼船の稼ぎ能力 (earning power) がスピードの函数として計算された。この計算においては、次のような条件が仮定された。

稼働率	60% (乗客 330人)
1 哩当りの切符料金 (飛行機の2等料金の平均値と対応)	7セント
年間運営時間	2,000時間
距離	500哩
ギヤーおよび附属品を含むタービンの総重量	1.55ポンド/馬力
馬力当り燃料消費量	0.6ポンド/馬力
ギヤーおよび附属品を含むタービンの購入価格	42ドル/馬力

固定費に対しては、第2図および第10図と同じような仮定がなされた。ここに示された所要比出力は、Schertel-Sachsenberg方式のいろいろな船で測定した結果をもとにしている。この結果、横軸にフルート数を、縦軸に対数目盛で出力係数をとつたとき、これが殆んど一直線上にならぶので、信頼のおける数字が得られることが判明した。比較的短時間運転した後では水中翼はもはや水力学的には滑かとは云えないという事実を無視した別の理論的扱いで与えられたオーダーのずつと低い数値は実際的なものではない。

第3図ではスピードに対して、収益力のカーブと排水量 (タービンと燃料の重量) の増加を考慮に入れた船の出力のカーブがプロットされている。据付けられるべきタービンの数は、最大出力 22,700 馬力、連続出力 17,500 馬力を有する Bristol Siddeley Olympus タービンをもとにしたものである。ここで仮定された条件のもとでは、最大利益は約 50 ノット附近で得られる。スピードの増大とともに稼ぎ能力は低下し、85 ノットが、他の条件がよい場合にそのポートがかるうじて利益をあげうるぎりぎりの上限と考えてよいであろう。しかしながら、技術的に実現可能な限界は、船船委員会の要求事項および London Ship Safety Convention の諸規則、特に電気施設補機、安全施設の項を参照したとき、現在の技術段階では恐らく 75 ノットを期待できるであろう。大型のエンジン・プラントは非常に据付が困難であるとい

う事実は別としても、スピードを増すために必要な燃料の量は、利益をあげるために必要な乗客数をもはや維持できない程の率で増大する。

第1図にはあたえられたサイズ (160 フィート) の商用水中翼船の応用として下限が 38 ノット上限が 80 ノットのものが示されている。

経済的にひきあう条件のもとで、この制限を越えることは揚力/抗力比のよい、または燃料消費量の少ない軽いエンジンをそなえた水中翼船が将来開発される場合のみ可能となる。80 ノット以上の速度範囲では出力要求に関する限り飛行機の方が速度の上昇とともに連続的に有利となる。ダイヤグラムには直径の約 5% の高さで運転する地上効果機 (ホーバークラフト) の流れ値 (flown values) をも点線で示している。乏しい結果しか利用できないので、この曲線は真実性がない。まだ完了されていない計画のデータまたは直径の 0.05 以内の高度での出力の数字は意味がない。水中翼船とホーバークラフトとの比較は後者の高度が充分大きいときのみ両タイプは同じ高さの波を処理出来ると判断される。しかしそれぞれの曲線は開発の途上で改善されると考えられる。

航空路と競争してより有利に運転できる 2 地点間の距離は水中翼船の経済的最高速度如何にかかっている。もし飛行機が一層僅かな時間で旅行でき、そして飛行機、水中翼船の両会社が同じ旅費を課するのなら明らかに飛行機の方に軍配があがる。水中翼船に対して 75 ノット、中距離航空機に対して 360 ノットの最高速度を仮定すると水中翼船が 4 時間以上の時間を必要とする 300 哩以上では旅行者は飛行場に往復する時間の損失を考慮に入れても所要飛行時間 50 分の飛行機の方を好むことは十分に予想出来る。現下にあつては水中翼船の最長経済距離は 300 哩と 400 哩の間にあると思われる。将来の大西洋水中翼船サービスに幾多のアイディアが公表されているが最新型飛行機による、より経済的に一層よく達成されるこの課題に、水中翼船がむいているとは、不可能でないにしても非常に困難と思われる。

私はこの講義を終えるに当つて次の印象的な業績について述べたい。すなわち日立造船は水中翼船の建造を開発し、日本造船界に立派な足跡をのこしていることである。2 年前スイスのスプラマ会社と特許協定を調印した後、10 隻の翼付客船と 7 隻の翼付舷外機船を完成した。

もつとも生産開始前、一定の予備的時間が必要であつたけれども、この業績をもつてしても日立造船はスプラマ会社のあらゆる特許よりはるかに前進している。

高経済性定期貨物船の試設計 (4)

浜 田 昇
船 舶 局 ・ 関 連 工 業 課 長

4. 荷役装置の設計方針並びに設計の特色

(a) 第 1 案

(1) 荷役装置図の解説

本装置図に示す 5t デッキクレーン 12 台を配置するに際しては、在来船との対応、重量貨物に対する考慮、両舷荷役、アウトリーチ等の諸点を考慮した。

次に本荷役装置図詳細の説明をデッキクレーンの稼働範囲オペレータの視界を中心として行なつた。

終りに重量貨物を扱うためのデリックとデッキクレーンを併用した案を示した。

(2) デッキクレーンとデリックの比較

従来型のデリックとの比較を行なつた。

最も問題となる荷役サイクルタイムに関しては次の如き結論が得られた。

(1) 1.5t 程度、すなわち雑貨等の荷役を行う場合は荷役能率でデッキクレーンはデリックのけんか巻の能率

に劣る。

但しデッキクレーンの最大特徴であるスポッティング能力を最大限に発揮できる程、その他の条件が良い場合には、すなわち艀口面積が非常に大きい場合とか、甲板上にコンテナを平面的に並べる場合等にはデッキクレーンの方が有利ということも期待できよう。

一般の雑貨等を取扱う貨物船では艀口も十分に大きくならないからデッキクレーンの優位はあまり期待できない。

(2) 中荷重の荷物を扱う場合は、デリックの振廻し荷役よりもデッキクレーンが能率がよい。

(3) 従つて荷役能率の点からいえば、むしろデリックの改良を考慮する方が得策であろう。

デッキクレーンを使用する以上、根本的にデッキクレーンに適合した艀口配置艀内荷役設備を考慮すべきであ

項	目	デッキクレーン	デリック	備考	
荷役準備作業	作業内容 作業量	簡 小	煩 大		
荷役能率	サタ軽荷重(～3t) イク中荷重(3～6t) ルム重荷重(6t～)	遅 速 速	い い い	速 遅 遅	荷重(6t～)用デッキクレーンは経済上実用的でない。
	スポッティング能力 操作の難易 ギャング間の干渉	大 や あ	難 や り	小 普 通	
電力	需 要	ほ ぼ 同 等			
荷重方向	寛 容 度	極 め て 小	か な り 大		
安 全 性		良	好	危 険 な 作 業 あり	
保 守	機 械 部 分	煩 簡	雑 単	や や 煩 雑	
	索 類 部 品 の 融 通 性	不	良	良	
重 量		小	大		
価 格		高 額	低 額		
荷役装置以外の用途		少	い	か な り 有 る	
船舶としての全般的な問題	船橋からの見通し	良	不	良	10,000 t 程度の貨物船
	風 圧 抵 抗 重 量 乗 組 員 数	小 小 減員の可能性あり	大 大 減員するには改良する必要あり		

り、然らざればコンテナの如くデッキクレーンが有利な荷物専用船の場合に採用すべきである。荷役サイクルタイムを含めた、各項目に関する比較の結果は前表のとおりとする。

以上の比較の対象としたデリックは従来型のデリックであり、改良型のデリックではない。すなわちデッキクレーンは荷役準備作業の容易さ、中、重荷重の荷役能率、スポッティング能力、安全性において優れているがデリックは軽荷重の荷役能率、価格において優れている。荷役能率のみから結論を出せば、荷役能率の末尾に記載した如く一般の貨物船にはデッキクレーンよりもむしろデリックの改良を考慮した方が得策と思われるが船舶乗務員を極端に減少せしめる時には荷役装置の保守、準備作業並びに格納等に要する仕事量がクローズアップされ、この点におけるクレーンの利点が強調されて来る。然し最終的な決定は本書に記した検討事項のみでなく本船の航路、扱うべき荷物の種類、乗組員、船価等、船として全般的に検討を行つた上の総合判断が下されるべきである。

(3) デッキクレーン採用に伴う問題点

(1) 重量貨物の荷役

重量貨物を扱うデッキクレーンを装備することは不利であるから、デリックを用いた方がよいだろう。

(2) デッキクレーン間の干渉

(3) 故障時の対策
故障したデッキクレーンを他の妨げにならないところへ動かす方法を考えておかねばならない。

(4) 夜間荷役時の照明法

カーゴランプ設置位置の検討が必要である。

(5) デッキクレーン据付に対する補強

(6) 船内およびふ頭の荷役作業

デッキクレーンの特長を生かした新しい考え方で計画せねばならない。

(7) 港湾労働とその関連

(8) フォア マスト

マストランプを掲げるポストが必要となろう。

(9) 船口蓋の操作

(10) 係留索の引込

(11) ポートウインチの駆動

(12) 油圧一元化

(4) 乗組員の配置

デッキクレーンの荷役準備作業はデリックに比し極めて簡単であり、このための乗組員の配置および労力は殆んど問題とならない。

◎ (b) 第2案 (コンテナ船)

(1) 設計概要

1) Container 船の存在理由

荷役効率を高め荷役費の高騰に対処するための最良手段として Container による unit load の輸送方式が考えられねばならない。

この方式の利害得失は

利点: (1) 荷役時間の短縮

雨中荷役が出来、輸送の speed up となり船舶の利用率が大幅に向上する。

(2) 機械化による荷役費の減少

One man control 可能となり労力が大幅に削減出来る。

(3) 盗難、破損、ぬれ損の減少

従来の如き strong room 等の装備は不要となりかつ事故賠償費の軽減

(4) 包装費の節約

(5) 戸口より戸口までの輸送の利便と安心感

欠点: (1) Container 化の費用およびその維持修理費の増大

(2) 貨物以外に Container を輸送するために生ずる積載効率の減少

(3) 税制、諸制度の未確定

(4) 陸上輸送との方式不統一

2) Container および container 船方式

Container の size は国によりまた陸上および海上の別により多種多様であるが将来もつとも多くなるであろうと予想される。

8'×8'×17'

を採用することとする。

また Container 船方式としては全 hold を container 専用船とする。container 専用船かまたは一部 hold のみを container 専用船とする。semi container 船かという問題があるが、現状の荷動きより考察する場合、往復航ともに container cargo を確保することは見込簿との理由より semi container 船として設計を進めた。また Gantry crane による Lift on off 方式とする。

3) Container 船および Gantry crane の要目

Container 専用船としては No. 4 および No. 5 hold をこれに充て、横5列、長さ方向7列、hold 内5層、pontoon hatch cover 上1層とし Container 合計 210 コ積みものとする。これに必要な Guide frame 等を装備し、結局 hatch 大きさは

No. 4 hold 17.680m×13.600m

No. 5 hold 23.790m×13.600m

となる。横方向5列配置はいろいろと操作上不便であり

・6列配置も可能であるが、この場合は上甲板厚が増大(約50%)するため doubling の必要がある。

Container 1コの重量を20tと想定して Gantry crane の要目は

(1) 型式および自重 U 型	82 t
(2) 重心高さ (rail 上)	5.55 m
(3) Outreach	3.90 m
(4) Crane 走行速度馬力	15 m/min×33 kW
(5) Trolley	50 m/min×15 kW
(6) 吊上げ、下し速度馬力	20 m/min×100 kW
(7) 1 cycle 所要時間	2.89 min
(8) 全荷役時間 (210コ)	約 10 hour
(9) 限界傾斜面 (荷役中)	Heeling 4° Triming 2°
(10) 限界傾斜面 (航海中)	Heeling 30° Pitching 8°
(11) 限界風速	15 m/sec

制御方式は完全な One man control で Trolley についての操縦室内の押しボタンを操作することにより Crane の走行 trolley の横行、巻上げ、下げ、Container の脱着総てを自動的に処理出来る。また Container は Guide frame に沿って上下方向に動くのみで hold 内での横方向の shift は不要である。

4) hatch cover 開閉装置

hatch cover は crane により他の hatch 上に shift するのみであり、開閉のための特殊の装置は不要である。ただ hatch cover 上に container を格納するため幾分強度を大にする必要があるのと container を格納する装置を必要とする。

締付は油圧シリンダーによる一斉締付嵌脱を考えている。

(2) 人員配置

本装置においては荷役準備作業は不要、また one man control 方式であるため、Crane の操縦者1名と hatch cover の締付嵌脱に1名を必要とするのみである。

(3) 他設計との関連

Container hold としてもつとも space の余裕のある No. 4 および No. 5 hold を選んだため他設計との関連はないが、Gantry crane の操作範囲を確保するためには Bridge 前面 Wall は No. 5 hold の aft BHD より少し後方に寄せる必要がある。

また container 方式の利点である荷役効率の向上を阻害しないためには、他の荷役方式は DK crane とする要ありと考えられる。

(4) 問題点

(1) Semi container のため他の荷役方式により荷役時間が短縮出来ないのではないか。

(2) 船口幅は構造上過大とすることを得ないために積載効率の低下を来たす原因となる。これを運航率の向上により cover しなくてはならない。

(3) 陸上輸送と関連して container size を世界的に統一する必要がある。

(4) container の税制検査等各国の統一、調整の問題がある。

(c) 第3案 (改良型荷役装置)

(1) 設計方針および特徴の概要

1 船 船 配 置

現行ルールによる隔壁数とし、機関室前4船艙、後部2船艙とした。各艙の荷役時間が均等となるようギャング数と船艙容積を配分し、No. 2, 3, 4 船艙は2ギャング、他は1ギャング、計9ギャングとした。(なお、No. 5 船艙はサイドポーターあり)

No. 3, 4 船艙は長尺物および将来のバンコンテナ用として計画し、冷蔵貨物艙は No. 5 船艙に集中配置した。冷蔵貨物の荷役は主としてサイドポーターにより行い、他の荷役と関係なく、独立して行ないうるようにした。

甲板数、甲板高さは、艙内ウイングへの積込、船口蓋格納高さ、フォークリフト走行に必要な高さ、コンテナ高さ、機関室甲板位置等を考慮し、前部船艙は中甲板2層、後部船艙はシャフトタンネルトップをタンクトップとして中甲板を1層とした。また、シャフトタンネル両サイドはディープタンクとした。

No. 3, 4 ハッチは前記の主旨により 12.8 m×7.65 m とした。

他の船艙のハッチ幅はこれに統一し、前後部 No. 1, 6 ハッチのみ幅を狭くした。

ハッチ長さは出来る限り大きく取り、在来船より若干開口比が大になった。

従来ウインチプラットフォーム内にあつた倉庫は居住区上甲板に集中配置し、油圧、通風用機器類をウインチプラットフォーム内に配置した。また上甲板上、左右舷通路を各ウインチプラットフォームの個所に設けた。

現行の搭載貨物の荷姿およびその将来を考慮して No. 3, 4 船艙は 10 t、他は 5 t とした。

◎ 2 改良型デリック

改良型デリックとして代表的なものは、ベール、ハレン、エーベルの3方式であるが、次の理由によりベール方式を採用した。

エーベル方式は喧嘩、振廻しのいずれも可能で性能的には最も良いが、コスト、配置の点からは他より不利で

ある。ベールとハレンはほぼ同等であるが横方向の力に対しベールの方が優れている。

改良型デリックの利点は次の通りである。

(イ) 荷役能率の向上(喧嘩捲 1.5t を主体としたものを 3t 振廻しとし約 20%, 5t, 10t の称呼荷重に対してはそれぞれ約 35,70% 向上する)

(ロ) 荷役準備作業, 手入の軽減

(ハ) スポッティングアビリティの向上

(ニ) クレーンに比し横方向の強度が大である。(2ギャングによる相吊も可能)

(ホ) 油圧の一元化(クレーンに比し有利)

◎ 3 船口蓋

全船鋼製化, 油圧駆動, 遠隔操作, 一斉締付とした。

船口蓋の種類はヒンジ式, ジャッター式, 駆動方式はピストン式, トルクヒンジ式, 回転式とがあり, これらにつき格納スペース, 重量, 駆動力等の諸問題を比較し総合的に優れているトルクヒンジ式とした。

開閉一斉締付操作はウインチプラットフォーム上で行ない, ウインチと切換操作する。

◎ 4 ウインチおよび船口蓋油圧系統

油圧ウインチは高圧式(最高吐出圧力 150 kg/cm²)とし船口蓋開閉, 一斉締付, ロールオンオフ諸装置等の油圧系統の一元化をはかつた。

油圧ウインチの駆動方式は定容量型油圧モーターと可変容量型油圧ポンプの組合せによる。各ギャングはそれぞれ独立系統方式としワンマンコントロールとした。

◎ 5 ロールオンオフおよびサイドポーター

雨中荷役対策, 2元荷役の観点から機関室前部船艙に対しロールオンオフ, 後部船艙に対しサイドポーターを計画した。

(イ) ロールオンオフ

舷門は船体中央部 1/2 L 間をなるべくさけた方が好ましいので No. 2, 3 船艙隔壁付近にそれぞれ設けた。

対象は一般貨物, 上下の中甲板のみとし, その間にパンタグラフ式簡易リフトを設け隔壁中央部にスライディングドアを設けた。

岸壁側ランプを通り蓄電池式フォークリフト(1.0t 程度)により行なうものと考え, またこれらは壁側設備と考えた。

舷門, スライディングドア, リフト等は前記油圧系統により駆動する。

(ロ) サイドポーター

前記の通り冷蔵貨物の主要荷役設備とする外, No. 5, 6 船艙のデリックに対する 2元荷役装置としても利用できるように計画した。このため No. 5, 6 中甲板隔壁にス

ライディングドアを設けた。

(2) 荷役準備および荷役時作業

大洋航海中はブームレストにそのまま格納出来, 入港前はブームのリギングアップをするのみで, 荷役準備作業が完了する。(荷役準備作業量は 2名にて約 1 時間にて作業が完了し来船の準備作業に較べて 1/10 に減少する)

5t デリックのカーゴフォールは軽荷重に対してもそのまま使用し, 10t デリックの軽荷重使用時には滑車を一部取外し索取りを軽荷重用とする。滑車はボールベアリング入とし補修作業を軽減した。

(3) 本装置における問題点

1 荷役方法

荷姿および荷役時のロットの将来性を見越して軽貨物に対し 1 ロットを 3t と考えてベール方式を選定したが, 小物の雑貨に重点を置いて現行喧嘩捲方式を採用するものであればエーベル方式が適している。

その場合, デリック, ウインチ等の装置のコストは上がり索取りも複雑となり荷役準備作業および補修作業量が増加する。

2 船口蓋部分開閉

船口蓋は 4 枚および 6 枚で前部, 後部の部分開閉を行なうようになっているが更に多種類の部分開閉を行なうのであれば中甲板船口蓋はポンツーンタイプにするのがよい。その場合開閉作業はデリックで行なうことになるので開閉操作が若干増加する。

(d) 船口蓋装置概要

全船口に油圧, ヒンジ式鋼製船口蓋を適用して諸検討を行つた。ただし対応する荷役装置であるデッキ・クレーン(第 1 案)により容易に操作される小船口は除外した。

油圧船口蓋装置については既に各メーカーによるいろいろな型式のものが外国船では実用に供されており, 特に技術的に問題となることはない。作動油圧については部品の小形化を求めて海外では 200 kg/cm²(3,000psi) 程度まで用いられているが, わが国の現状を考え 140 kg/cm²(2,000 psi) 程度が適当と思われるのでこれを採用した。

船口の遠隔操作については種々の方式が考えられ, それぞれ特徴があるが本計画では各船口ごとに曝露甲板上より操作するものとし, もつとも簡単な方式を採用した。パワー・ユニットは 1 船口の開閉を 1 分として決定した。

各船口は格納高さが低くなるよう 6 パネル割りとし, 開閉トルクを小さくするため原則として中央船橋側に開放格納することとした。

曝露甲板船口の一斉締付装置・中甲板船口の部分開閉の方式について検討を行つた。

(続)

タンカー荷役作業の完全自動化装置

石川島播磨重工業株式会社
東京芝浦電気株式会社

1. 概 要

最近船舶の近代化が叫ばれ、その一手段として自動化の問題が大きくクローズアップされてきたが、これらは主として機関部関係の自動化に力が注がれ、船体部関係はまだ遠隔操作の域を脱し得ないのが現状である。

石川島播磨重工業、東京芝浦電気両社で昨年来“タンカーの荷役作業を完全自動化すること”を共同研究してきたが、今般載貨重量5万トン型タンカーをモデルシップとして世界最初の本装置の試設計を完成し、本格的受注態勢を完了した。すなわち、従来は遠隔操作化された最新式のタンカーであつても、その荷役作業は、コントロール・ルームに設けられた遠隔液面計の指針を見ながら、操作デスク上の押釦を人力によつて操作してバルブの開閉を行つていたので、熟練者が常時監視盤を監視していなければならなかつた。

また、ポンプ側についても、回転数の調整等、コントロール・ルームから発せられる指示を遂行するために人員を配せざるを得なかつた。しかし、今回の完全自動方式では、作業前にあらかじめピンボードに作業順序を組み込んでおけば、実際作業にはいる時は最初必要な押釦を1度押すだけで、あとはいつさい自動運転されることとなる。特に積荷の時には船の喫水やトリム（縦傾斜のこと）の調整もまったく自動的に行ないながら積付けを行なうので、操作員は時々ウォッチするだけでよく、このために熟練者を常時配置しておく必要はないのである。

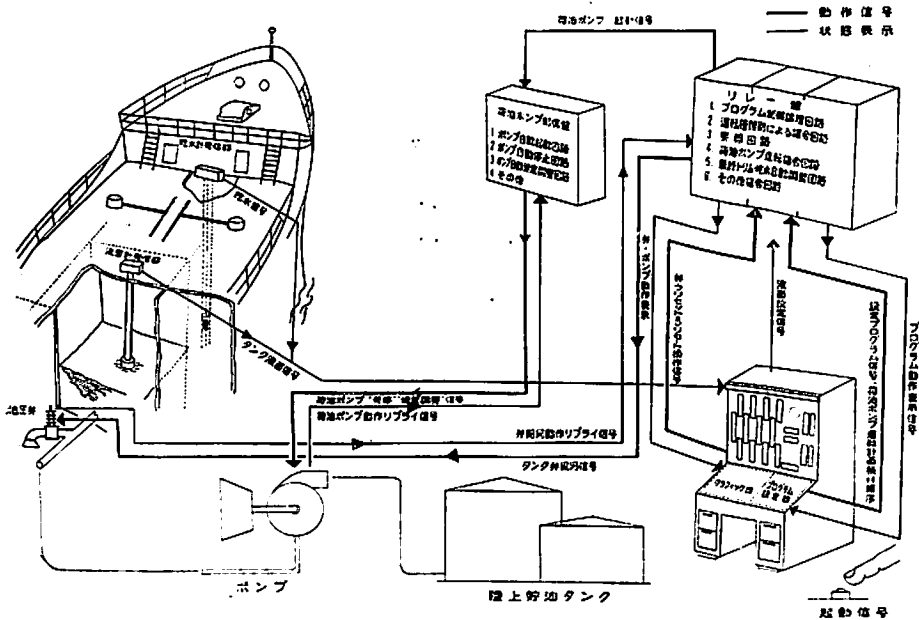
さらに操作に融通性をもたせ、かつ万一の故障時の対策としてリモート運転も可能なように設計されているので、完全自動運転中でも任意の弁を特にリモートで開閉することもでき、また完全自動運転中に、ある段階以後をいつさいリモート操作に切り換えることも、さらにまた最初から全部リモート操作することも可能である。

タンカーの荷役を完全自動運転するとき、当然ストリップングの処理が問題となるが、われわれはストリッパーポンプを使用しないまったく独自の方法、すなわちセルフストリップングシステムを考案した。（なお、このシステム中の機構に関し現在数件の特許を申請中）。

これらの完全自動運転の制御は、数千個のリレーと、数万メートルの電線に相当する機能を要したが、これらはコンパクトにまとめられ、次の4つの構成に大別されて、わずか50m²にすぎないコントロール・ルーム内に整然と配置される。

- (1) 操作デスク
- (2) 電源盤、リレー盤、荷油ポンプ制御盤
- (3) 油圧機器類
- (4) 電磁弁盤

そしてこれらの電気部品には、船体振動でとかく電気接点が接触不良となつて作動が不確実となる欠点を除くため、シーケンス制御用の論理回路には、トランジスタ式無接点リレーを全面的に使用して確実に作動するようにしてある。



タンカー荷役のフルオートメーション概説

2. 特 徴

以上を要約すれば次の特徴がある。

- (1) タンカーの荷役作業を完全自動化したので、常時監視の必要がなくウォッチマン1人が時々監視するだけでよい。
- (2) 操作がきわめて簡単で、熟練者を必要としない。
- (3) 広範囲の自動運転ができる。
- (4) トランジスター式無接点リレーを大幅に取り入れてあるので、電気品の欠点である接触不良という事故がほとんど考えられない。
- (5) 任意のリモート操作もできるので融通性が大きい。

また、このことは万一なにかの原因で自動運転が故障した場合の非常対策ともなっている。

- (6) 機器の耐久性が大きい。

上記のように論理回路にはトランジスター式無接点リレーを使用しているので主要部分は半永久的であり、一方表示灯は1個について2~4個のランプが内蔵されている。

3. 自動運転の操作方法

操作は次のようにして行なわれる。

- (1) 航海中など乗組員の手のすいているときに、次回荷役のスケジュールを定め、これをピンボードに組み込む。
- (2) 荷役作業開始前に、作業の種類、運転すべきポンプ、開くべき弁などを操作デスク上の押釦で選定し起動釦を押す。
- (3) 以後はいつさいの作業が自動的に進行し、積荷作業のときは船の喫水、トリムの調整まで自動的に

行ないながら所定の量だけ積込むと、警報が知らせる。また、荷揚げのときにはタンクの残油量に応じてポンプの回転数が自動的に調整され、最後のタンクがカラとなったとき自動的にポンプが停止し、管内残留の油が圧搾空気で陸上に送られて、作業が完了する。また、これらの動作が完了することに警報が知らせる。

4. 自動運転の範囲

本装置の自動運転の作業範囲は、広範囲に行なうことができる。すなわち、

- (1) 1種類の油を積込むこと。
- (2) 2種の異なる油を配管グループごとに完全に積みわけること。

試設計船の場合3グループあるので、次の3種の場合が考えられる。

(イ) グループ1,2 と グループ3

(ロ) グループ1,3 と グループ2

(ハ) グループ2,3 と グループ1

- (3) 3種の油をそれぞれグループごとに積みわけること。

- (4) 同一タンクに最初 A の油を積み、続いて B の油を積むこと。

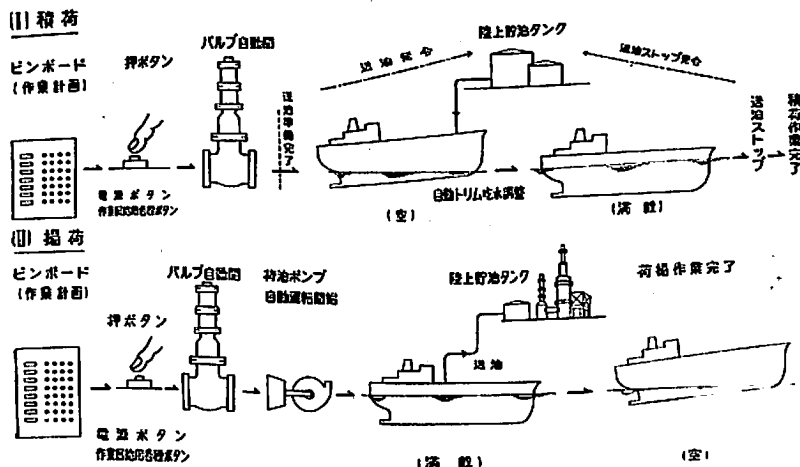
- (5) 同一タンクに A, B, C 3種の油を積み込むこと。

- (6) タンカーから陸上に荷揚げすること。

- (7) 航海中海水パラストを積むこと。

- (8) 航海中に搭載していた海水パラストを捨てること。

(1) から (5) までは各グループごとにそれぞれ組み合わせることもできる。



タンカー荷役のフル・オートメーション

6. 機器の配置

いままでにのべてきたのは、作業環境の問題である。金華山丸の企画には、もう一つの眼目があった。集中制御である。

機関室の作業を分析すると、「機器配置」からくる労力のむだが、あまりにも大きすぎることがわかる。計器や制御装置が、機関室一パイに散らばっているためである。そこで、それらを、重要度と頻度と緊急度とによって、ABCの三つのグループに分けた。そのうち、制御室に集めることにしたのは、Aグループの全部と、Bグループの一部とである。

次に、集った機器を、美しく、そして効果的にまとめる。いかにも人間工学らしい作業をした。以下は、そのあらすじである。

6-1

エンジニアは、船を、より安全に、より経済的に運航しようとする。したがって、機関制御室も、その目的にそうように、設計されねばならない。そこで人間工学上の諸原則を、どのように応用したらよいかと考える。ところが、いざ手をつけてみると、いろいろな制約や、相反する条件がかちあつて、なかなか、スラリとはいかない。

制御室内の配置は、次のような要素に影響される。

- ① 機関室の全体配置と制御室の位置
- ② 作業員の構成、姿勢、作業内容
- ③ 室の形と広さと設備品目
- ④ 各機器の重要度、頻度、緊急度、信頼性
- ⑤ その他

イ) 室内配置に関連するもの。

機関室の配置を第6-1図にします。制御室は、最下段の左舷、船主端にある。その位置がよいと考えられたのは、次の理由による。

- ① 主機のハンドルや発電機に近く、しかも、窓から見ることできる。当時、機器はあまり信頼されず、当直員を、このような囲まれた室に入れることすら、強い反対があつた。
- ② 従来の機関室配置や機器の型式を替えることはむずかしく、また、あまり替えたくもなかつた。長い経験から、うまくおさまっている配管や海水取入口などはそう簡単には移せない。それに、新しいやり方、新しい型式などを採用すると、かならず何か問

題がおこる。在来のものは、なるべく元の形のままにしておきたかつた。

- ③ 機関室が極端にせまい。その中から、何とか、いくらかの面積を確保せねばならない。
- ④ 配電盤も室内に入れたい。幸い配電盤の位置は、前記①②③をも満足する、ただ一つの場所である。

作業員については、次のような条件を設定した。

- ① 作業員は2人とする。1人が主任であり、1人が助手である。
- ② 主任が主機の操縦をする。そのとき助手は、その他の制御と連絡などをする。
- ③ 1人になつても、任務に支障をきたさない。
- ④ 2人とも、全計器を重複して監視する。主機ハンドルの動きも見えること。
- ⑤ 原則として、腰かけている。

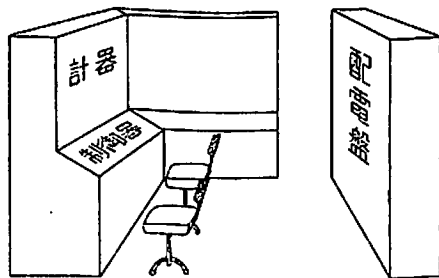
制御室は、配電盤前の通路を利用した、左右舷方向に長いせまい室である。

機器は、次のように大別する。① 主機用、② 発電機用、③ 雑用、④ 消浄機用、⑤ 雑用、⑥ 配電盤 ⑦ 警報 ⑧ その他。このうち、中心になるのは、主機用である。

ロ) 制御台の分離

このように、本式の計器盤をつくるのは、はじめてのことである。そこで、三井造船にお願いして、ベニヤ板で、実物大のモックアップを作つていただいた。これによる人間工学的検討は、本当に有益であつた。はじめは、第6-2図のような型式のものを考えていた。

垂直部に計器をならべ、段部に制御器をおく、これは、①計器と制御器とを関連して配置できる。② せまい室でも、中央部が広くとれる。など、いくつかの利点をもつ。しかし、モックアップによる検討の結果、次のよう

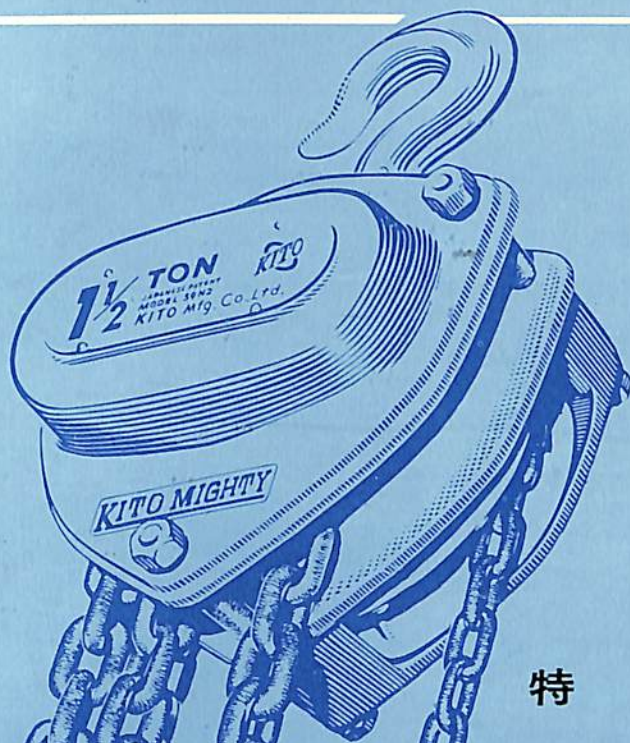


第6-2図 はじめに考えた計器盤の型式

世界水準をぬく強力チェーンブロック

キトー・マイティ

株式会社 鬼頭製作所 / 鬼頭商事株式会社
東京都中央区八重州3～5 横町ビル 電話271-4821(代)



特 長

- 合金鋼クサリに高周波熱処理
- 画期的なローラーベアリング入り
- 全密閉型の新しいデザイン

1/2・1・1 1/2・2・3・5トン

KITO

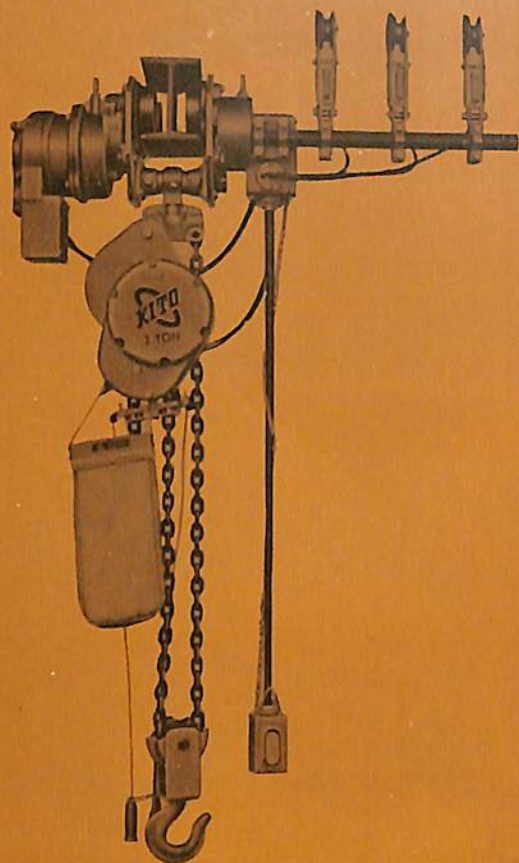
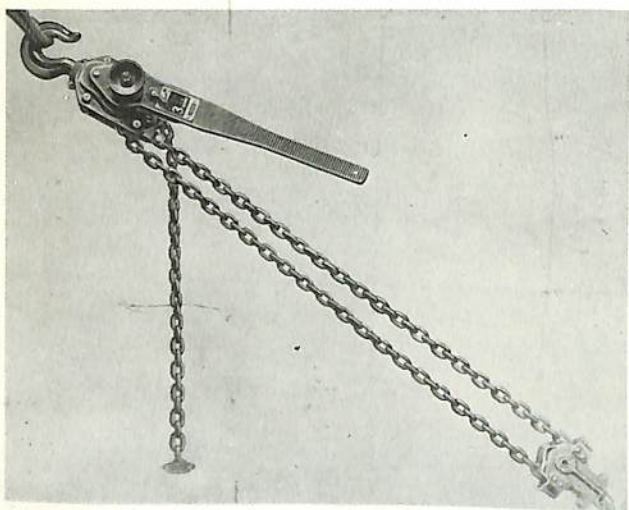
たて・よこ 斜めの けん引機!

特長

- ▶ 小型・軽量で持運びがらく
- ▶ クササの長さを迅速に調節できる特殊な機構

レバーブロック

3/4・1 1/2・3・5トン



キトー電気トロリ

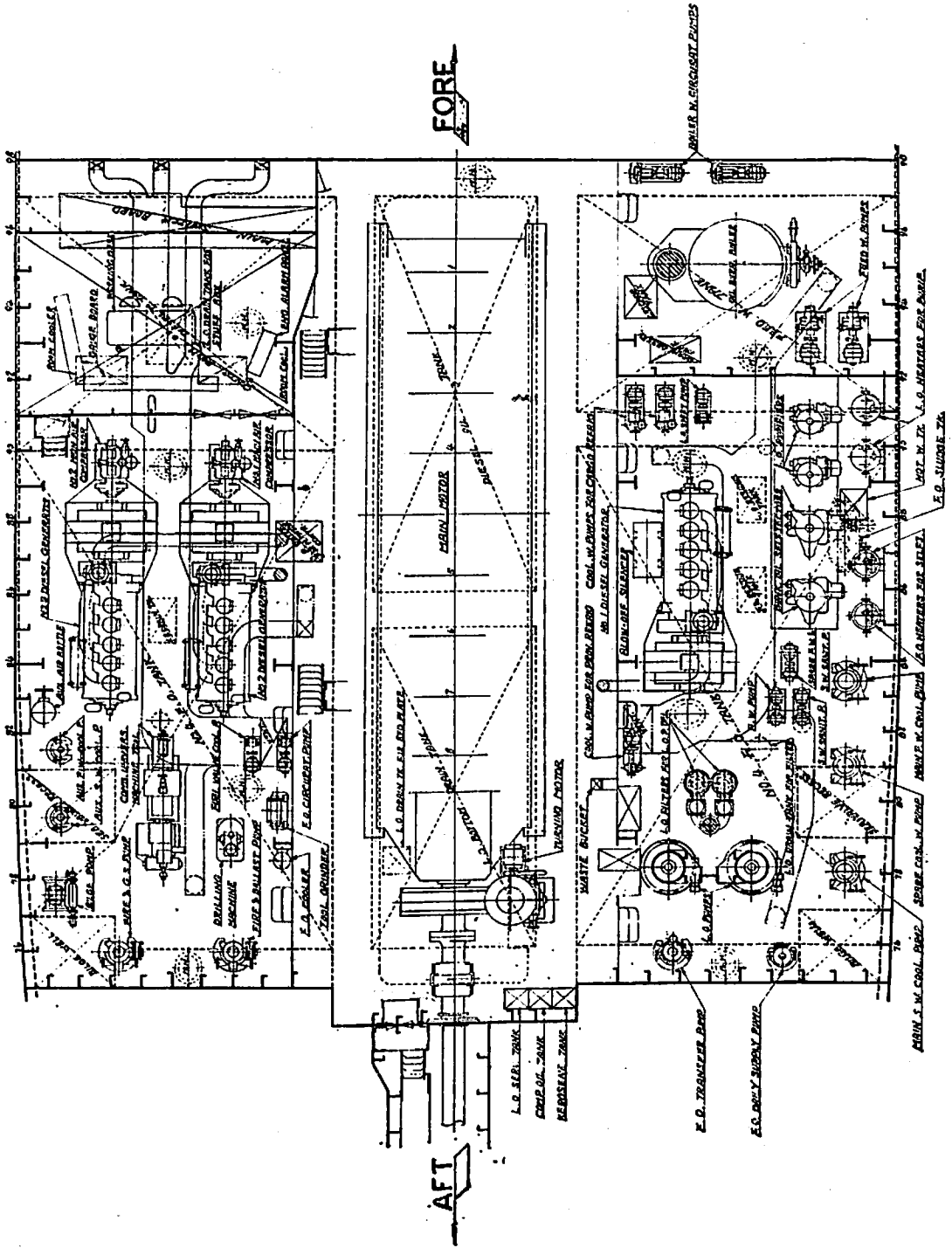
キトー電気チェーンブロック

上下横行

いちばん経済的で
いちばん簡単で
いちばん能率的です

荷役の完全電動化に!

PORT



STARBOARD

第 6-1 図 機 関 室 の 配 置

なことがわかった。

- ① 座席と計器盤との距離が近すぎる。そのため、全部の計器をみるためには、大きく、頭や体を動かさねばならない。
- ② 主機の操縦をしながら、主機のハンドルが、見にくい。
- ③ 主機の操縦装置を、組込むためには、スペースが少く、その保守整備もやりにくい。
- ④ 書類や図面を広げる場所がとれない。
- ⑤ 戸棚をとるスペースがない。

そこで、計器盤と制御台とを分けることにした。制御台を中央においても、前後にゆつくり人が通れるだけの余裕があることもわかった。そして、第6-3図の配置ができた。

配電盤は、もとからの場所である。

中央が制御台である。そこに椅子が二つある。右が主任で、左が助手である。主任の位置は、全般を監視する

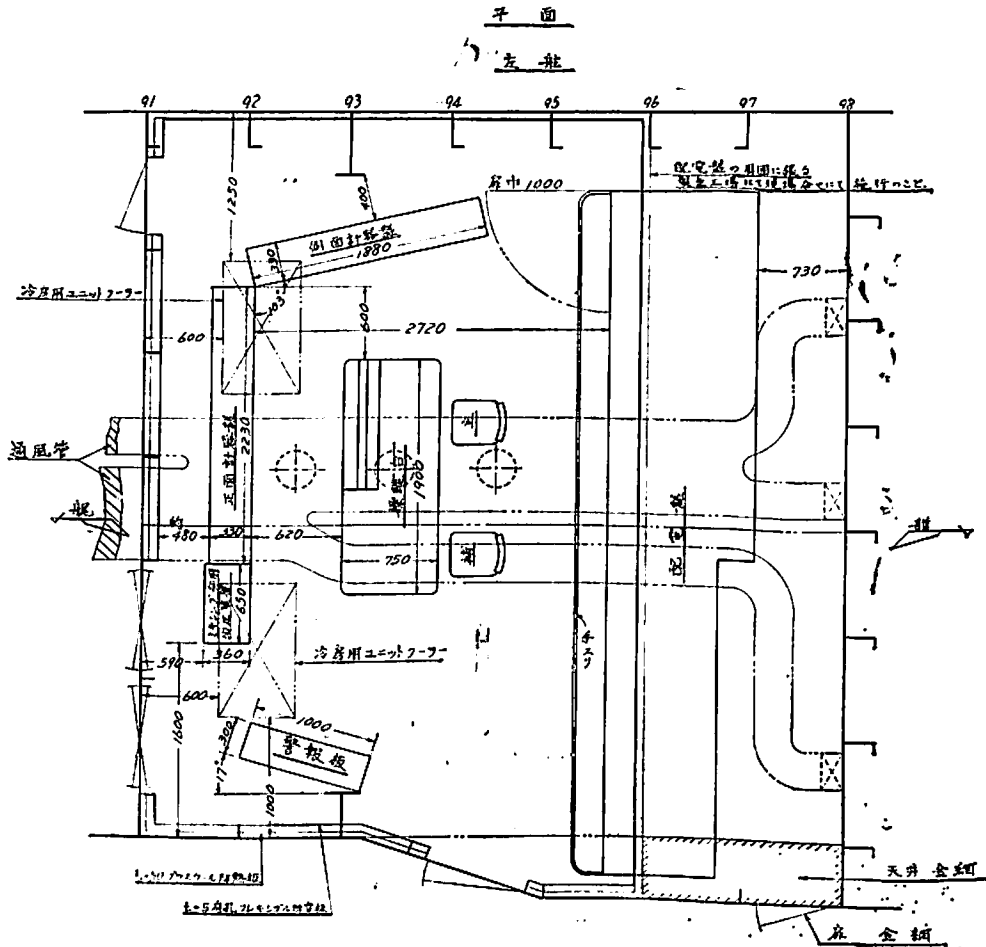
のに、もつとも適している。助手は室外にゆく頻度も多いので、入口に近い方がよい。

正面は主機用計器盤である。1米半以上はなれているので、むりなく、全部をみわたすことができる。機側ハンドルも、同時にみることができる。(第6-4図) 潤滑油や冷却水の温度制御ハンドルは、おき場がないので、不満ながら、窓の前においた。背が低いので、外を見るのに差支えないですむ。制御台が独立したので、計器盤も、広くつかって、自由に配列することができた。また、下部は戸棚に利用した。機器の組込みも、保守、整備も、やりやすくなった。黒板、ウエス箱などは、はじめから予定しておかないと、あとになっておき場所に困る。

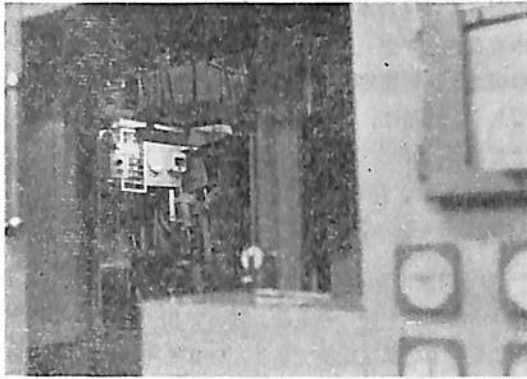
6-2 制御台

イ) 制御台の形と寸法

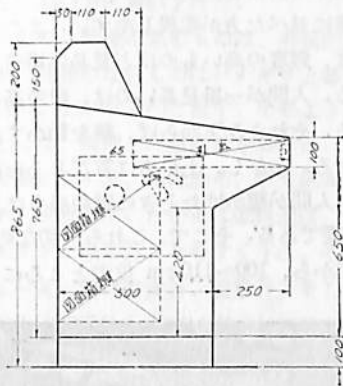
制御台は第6-5図のようなものである。寸法は、人間工学の人体計測のデータによるとよい。私は第6-6図のようにきめている。これは、日本人としてはかなり大



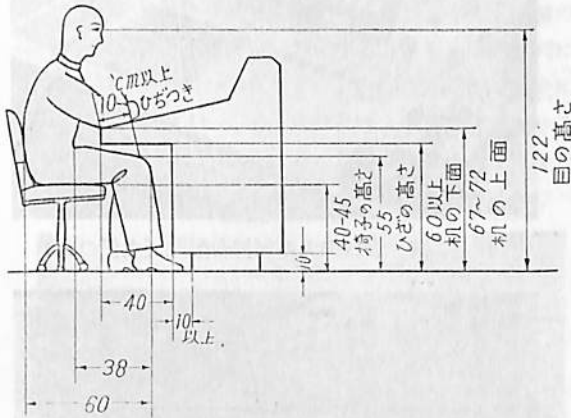
第6-3図



第6-4図 制御台より窓を通して主機ハンドルが見える



第6-5図



第6-6図 私のきめている寸法 (cm). 身長 175 cm の人を基準にしている。

きい、175 cm 位の人を標準にしたものである。高さ 2~3 cm の靴をはいている。ひざを入れる部分は、小さいと困るので、大きい人を標準にした方がよい。身長に差があつても、座高には、それほど差はない。したがつて、目の高さ、机上面の高さなども、175 cm の人並の

データで設計して不自然にはならない。椅子の高さは調節できるようにしておくべきである。

制御台では、ひざを入れる部分が、どうしても、低く、浅く、なつてしまう。主機制御装置に、十分なスペースを与えたいからである。金華山丸では、ここに電話器をつけた。もちろん 2 人の間であつたが、さつそく、「ひざを当てることもある」と苦情がでた。デスクの下端は、つま先が入るようにしておく。一見つまらないことのようにであるが、これがないと、非常に不自然さを感じる。デスクの上面には、制御器を並べる。そのとき、手前から 10 cm 以上を、ひじつきとして、あけておきたい。端は鉛筆がおちないように工作する。計器面は、視線に垂直にする。

椅子は、床に固定してしまうと、立つとき坐るときに不便である。かといつて放つておけば、船がゆれたときに困る。止め方は、以前から無線室で、いろいろと考へられている。ひじかけは、あれば楽である。しかし、これも、出入のじやまになる。回転すると、不安定ではあるが、出入りに便である。

当直者は、疲れてくると、後にもたれて、のびをする。そのようなとき、背もたれのスプリングは、気分転換に大いに役立つ。一方、船がゆれるときには、スプリングがあると、不安定になり、かえつて疲れる。そこで、背もたれは、スプリング式ではあるが、固定もできるようにしてある。

船内はせまいので、椅子も、あまり大型では困る。座面はわずかながら後に傾斜しているとよい。3~5°といわれる。足は、床にしっかりとつくように、とまり木では困る。

ロ) 制御台上の機器配置

制御台には、二つの席をおく。船尾をむいて、右が主任であり、左が助手である。主任は、全体について責任をもつ。助手も全体を監視して、主任を助ける。主任は直接主機の操縦をする。そのとき助手は、温度、圧力の制御、補機の運転、記録、連絡などを分担する。一時的に、主任 1 人で、2 人分の作業を処理せねばならないこともある。

制御装置は、すべて手のとどくところにおくのが理想である。しかし、せまい制御台に、全部を組込むことは、むずかしい。もつとも大切なのは、主機の操縦装置である。中でも、燃料ダイヤルが、一番頻度、緊急度が高い。そこで、このダイヤルは、主任の右前、すなわち、右手でもつとも操作しやすいところにおく。その左、すなわち正面には、前後進スイッチがくる。

主任の右前には、主機の操縦に直接必要な

量的計器だけである。主軸回転計、主機燃料ポンプマーク計、過給機回転計の三つである。これ以上の計器を、制御台におくことは、好ましくない。たとえば、潤滑油や冷却水などのような、重要な圧力計について考えてみる。① それらは、重要な計器なので、見やすい位置におく必要がある。しかし、これらは、むしろ質的の計器であり、制御台では、回転計に席をゆずらなければならない。しかも② 制御台には、これらに関連した制御器はない。その上③ 制御台はせまいので、台上の配置がますます、やりにくくなる。しかし④ どうしても制御台に入れたいのならば、全部が一目で見えるように、ごく小型のものを、ぐんとまとめて配置すべきである。制御台上ならば、目から1mとは離れていないので、直径4~50%の計器で十分なはずである。⑤ いままでどおりの大きさの計器を制御台に組込もうとすると、前が高くなって、計器盤の高いところしか見えなくなるおそれがある。しかも⑥ 距離が近いので、全部を一目で見ることができず、首をふらなければならない。

従来の100%程度の圧力計ならば、2mや3mは離れても、普通の人ならば十分よめる。したがって、これらの計器は、他の関連した計器とともに、計器盤上でもっとも良い位置をしめた方がよい。

主軸回転計は、当然、主任の真正面におく。その右にポンプマーク計をおくと、ちょうど燃料ダイヤルの上になり、両方の目盛を関連してよむことができる。パイロットランプは、それぞれと関連した色彩、位置をえらぶ。人間の直感と、できるだけ一致させるように努める。

主機制御の「船橋制御室切替スイッチ」は頻度は少ないが、緊急度が非常に高い。そして大型である。おき場に困って、結局制御台の右横につけた。

テレグラフと電話とは主任は左手で、助手は右手で操作することができる。

ランプチェックやブザー停止、見廻り員呼出しなどの押ボタンは、主任の右手でおす。

助手の前は、書類の整理ができるような平面にした。青図もひろげたいので、できるだけ広くとつた。

配置をしてみて感じたのは、従来の機関室機器が、このような場所では、まったくやぼで、ばかでかいということである。モックアップのはじめ、制御台の真中に、巨大なテレグラフが、王様然とすわつたのには、おどろいた。まるで、テレグラフ台であつた。前部においた2台の電話も、もう少しスマートならば膝をぶつけないですんだはずである。

春日山丸では、空気圧縮機やポンプ類の起動停止ボタンも、制御台に組込んだ。ポンプ類の押ボタンは、表面

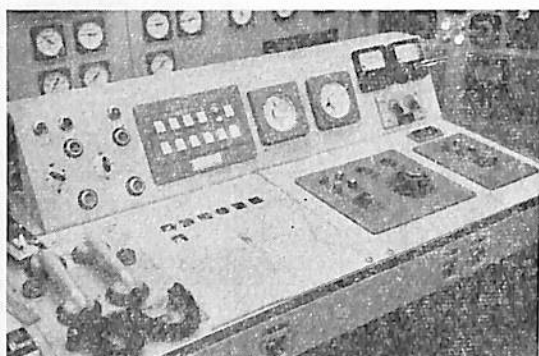
にださず、机のふたを上げて押すようにした。ふたを閉めると、ログブック大の平面ができる。実績から、主任の席にも、書類用のスペースがほしいと、わかつたからである。電話は、電車式のものを組込んで、スッキリさせた。

第6-7図は、春日山丸の制御台配置である。

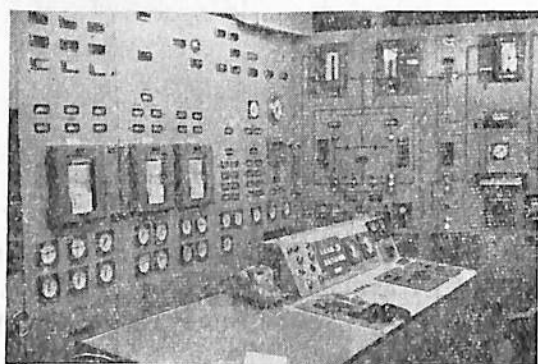
6-3 計器盤

第6-8図は春日山丸の計器盤である。

計器盤は、主機、発電機、罐、雑用、清浄機、などに分ける。中心は主機盤である。いままでも、主機のハンドル前に並べてあつた圧力計。これは、組込もうとする計器のうちで、もつとも大切なものである。数は10個位ある。沢山の計器を一行に並べるときは、縦に並べるよりも、横に並べた方が監視しやすい。また、監視盤では、重要度、頻度の高いものほど見易い場所をあたえることになる。人間が一番見易いのは、眼の高さより、やや下になる。それより下ならば、眼を動かすだけで見ることができる。しかし、上の方は首ごと上をむけないと見にくい。人間が腰かけたときの眼の高さは、だいたい122cm前後である。そこで、これら大切な約10個の圧力計は、床から、100~110cm位のところに、横に一行



第6-7図 春日山丸の制御台配置（主任の席）



第6-8図 春日山丸の制御室計器盤

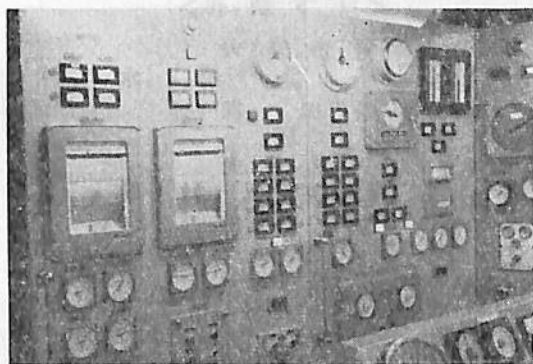
に並べた。操縦席について、自然に前をむくと、いやでも見えてしまう位置である。また、そこは、視界の下限に近いところになる。下限は、目の高さ、制御台前部の高さから推定できる。

これらの圧力計は、電気にも空気にも変換していない。したがって、圧力計と電気計器とを混ぜて配置すると、万一、圧力水や油がもつたとき、電気部分を汚すおそれがある。そのような面からも、圧力計が、一番下に並んだことは、好都合であった。圧力計の列の上には仕切板を入れたので、裏では電気部分とハッキリ区分することができた。

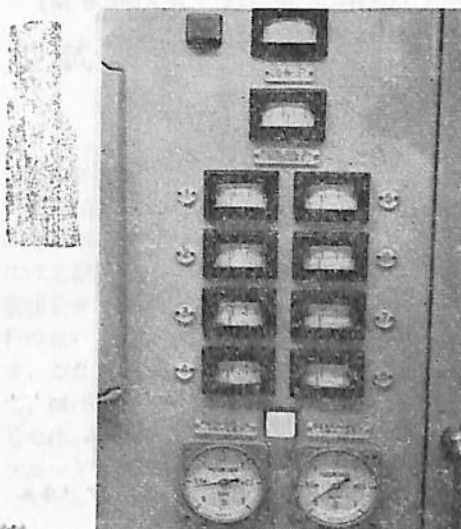
圧力計の上には、次に大切なものとして、温度計を配置した。そして、速度計、舵角計など、重要度のうすいものほど、高い方におい上げた。

同種のもの、関連のあるものは、系統的にハッキリとまとめる。関連のないものはハッキリと離す。系統は、左から右へ、上から下へと流す。そのようなことで各圧力計の上には、関連した温度計をおいた。そして、燃料系、海水系、清水系、潤滑油系、空気排ガス系と、縦にキッパリと区分した。たとえば燃料系は、上から、燃油サービスタンク油面計、そのすぐ下に、その温度計、次に燃油ヒーター出口温度計、流量計、そして主機入口圧力計となる。潤滑油ならば、ドレンタンク温度計、主機入口温度計、各笛出口温度計と並び、その下が圧力計になる(第6-9図、第6-10図)

ジャケットクーリング、ピストンクーリングの出口温度計は、それぞれ8箇所ずつある。このように、同種の計器が沢山あるときは、一列にするよりも、2列3列にした方が、まとまって見やすい。8つの計器は、完全にくつつけた方がよい。できなければ、取付け作業上ゆるすかぎり、間隔を小さくする。この温度計の針は上をむいていて、左右に移動する。したがって、縦に4つ並べ



第6-9図 金華山丸の主機盤、左から右へ、燃料系、海水系、清水冷却系、潤滑油系、空気排ガス系



第6-10図 潤滑油系統

ておけば、その4個の針は一線に並ぶ。もし一つだけ線からずれているものがあれば、その指示は異常である。

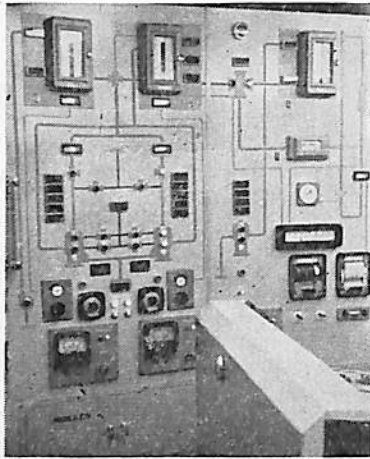
ネームプレートは、おのおのの流体の色をぬりわけて、判りやすくする。できるだけ字数を少なく、できれば直感的にわかるようにする。形式的な、わかりきった、ネームプレートはつけない。冷却水出口のように8個もあるものは、その外側に、数字だけを入れれば十分である。メーカーの名前や商標もできればなくすこと。少くとも、これが目立つようではいけない。

温度制御装置は、やむなく離れた位置になつてしまつたが、その順序は、もちろん、計器盤上の各系統の順にする。その他にも、たとえば、時計と積算回転計などのように、関連するものが多々あり、配列には一つ一つ注意せねばならない。

圧力計は横に一列に並んでいる。そのようなとき針が9時の方向で、正常状態であるように、目盛を選んでおくといふ。ところが、温度計の針は上をむいているので、それに合わせて、圧力計も12時の方向を正常な位置になるようにした。温度計は、全目盛の、ほぼ中央にあれば正常であるように考えた。このような方法は、沢山の計器をチェックするとき、一つ一つ、量的に確かめる必要がなくなるので、効果的である。正常な範囲に緑線でしるしをすると、さらに監視が楽になる。

図面では、まことにバランスよく配置されているように見えても、いざ実物を作つてみると、間のびがして、まことにだらしないものになることがある。計器と計器との間隔が広すぎるのである。計器盤も大きくなるし、監視もしにくい。

表ばかり考えて、裏のことを忘れてしまうこともある。計器の項でふれたいと思うが、計器の種類や大きさ



第6-11図 春日山丸の燃料油系グラフィックパネル

にも、十分意を用いた方がよい。

春日山丸では、燃料系統だけを、グラフィックパネルとした。(第6-11図)自動連続清浄方式を採用したり、

A-C 油自動切替装置を入れたりして、かなり複雑になったからである。これは、判りやすいといつて好評である。グラフィックパネルを設計するときの注意事項をあげる。

- ① できるだけ単純にすること。いらぬものは、はぶくこと。
- ② 線の交鎖や、曲りは、できるだけ少くすること。矢印を忘れないこと。
- ③ 象形は、わかる範囲で、できるだけ小さくすること。
- ④ 線の太さを検討すること。できれば曲りは、Rをとつた方がよい。
- ⑤ 全体としての配置、面線、色彩などのバランスも考えること。

金華山丸では、はじめ、全系統をグラフィックパネルにしようとして、ずいぶん書いてみた。しかし、結局満足なものではないことが判つて、あきらめた。金をかける以上、グラフィックパネル本来の特長が活用されなければ、意味がないからである。(未完)

天然社・海技入門選書

東京商船大学助教授 鞠谷 宏 士	A 5 130 頁	¥ 300	東京商船大学助教授 清 宮 真 樹	A 5 90 頁	200
船の保存整備			蒸気機関		
東京商船大学助教授 鞠谷 宏 士	A 5 160 頁	¥ 390	東京商船大学助教授 伊 丹 潔	A 5 180 頁	¥ 360
船舶の構造及び設備属具			船舶用電気の基礎		
東京商船大学助教授 上 坂 太 郎	A 5 160 頁	¥ 280	東京商船大学助教授 宮 嶋 時 三	A 5 200 頁	¥ 460
沿岸航法			燃料・潤滑		
東京商船大学教授 横 田 利 雄	A 5 140 頁	¥ 230	東京商船大学教授 鮫 島 直 人	A 5 200 頁	¥ 460
航海法			電波航法		
東京商船大学名誉教授 田 中 岩 吉			東京商船大学教授 野 原 威 男	A 5 155 頁	¥ 380
海上運送と貨物の船積			船の強度と安定性		
(前篇)海上運送概説	A 5 140 頁	¥ 320	東京商船大学学長 浅 井 栄 資		
(後篇)貨物の船積	A 5 160 頁	¥ 390	東京商船大学助教授 卷 島 勉	A 5 170 頁	¥ 480
東京商船大学教授 豊 田 清 治	A 5 160 頁	¥ 280	気象と海象		
推測および天文航法			<以下続刊>		
東京商船大学教授 野 原 威 男	A 5 110 頁	¥ 230	東京商船大学教授 賀 田 秀 夫		
船用プロペラ			ボイラ用水		
東京商船大学助教授 中 島 保 司	A 5 170 頁	¥ 300	東京海技試験官 西 田 寛		
運航要務			指 匠 図		
東京商船大学教授 米 田 謹 次 郎	A 5 130 頁	300 円	東京商船大学教授 賀 田 秀 夫		
操船と応急			船舶用金属材料		
東京商船大学教授 横 田 利 雄	A 5 155 頁	320 円	東京商船大学助教授 小川正一・真田 茂		
海事法規			機械の運動と力学		
前東京高等商船教授 小 方 愛 朗	A 5 170 頁	¥ 300	東京商船大学助教授 小 川 正 一		
船舶用内燃機関(上巻)	A 5 200 頁	¥ 320	機械工作・材料力学		
船舶用内燃機関(下巻)			東京商船大学教授 真 壁 忠 吉		
東京商船大学助教授 庄 司 和 民	A 5 140 頁	¥ 320	船舶用汽罐		
航海計器学入門			東京商船大学助教授 小 川 武 補		
			船舶用補機		

— 鉾石運搬船の模型試験 —

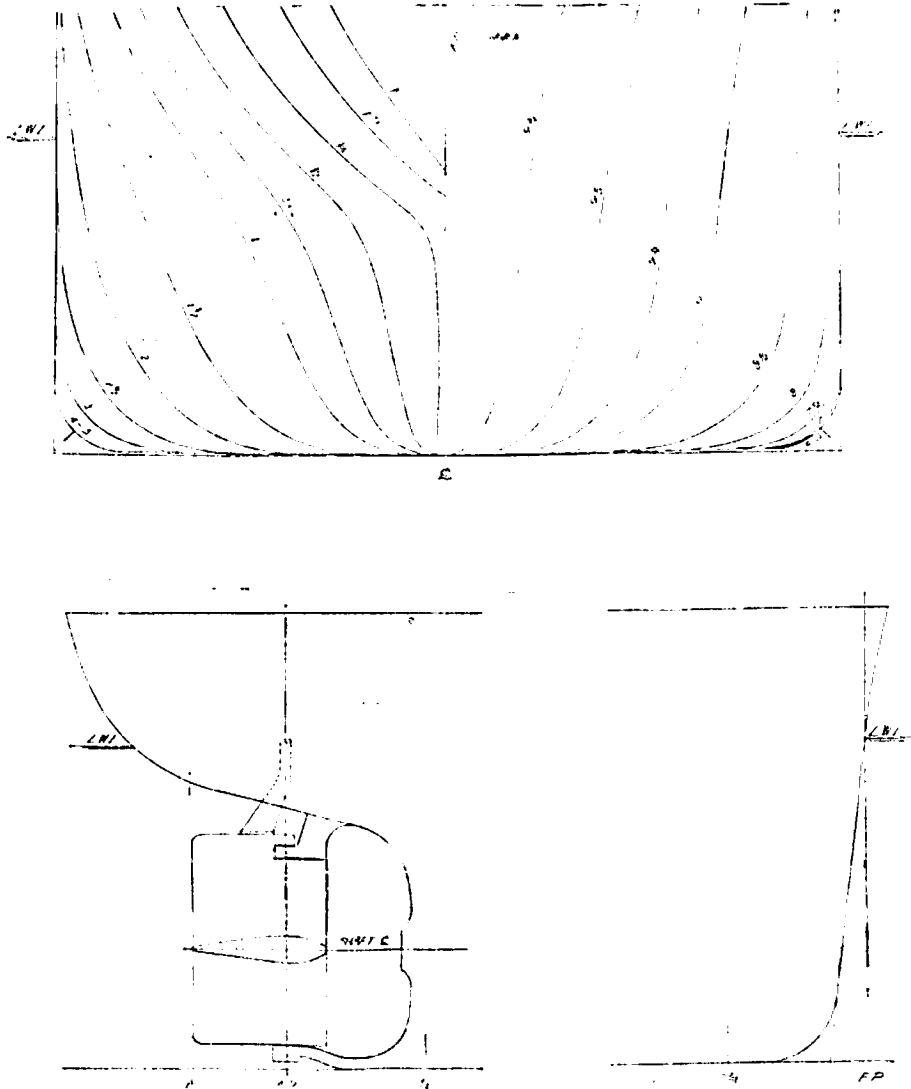
船舶編集室

M. S. 263 および M. S. 264 はいずれも D. W. 15000 T の鉾石運搬船の模型船で、模型船の長さはどちらも 6 m である。両船の要目は、試験に使用した模型プロペラの要目とともに、実船の場合に換算して第 1 表に示し、正線面図および船首尾形状を、それぞれ第 1 図、第 2 図に示す。

M. S. 264 は M. S. 263 にくらべ、長さを大にして、 C_b を小にしている。D. W. は同じであるが、長さを長くしたために、M. S. 264 の満載排水量は M. S. 263 の満載排水量よりやや大きくなっている。舵は M. S. 263

が流線形舵であり、M. S. 264 が反動舵である。

M. S. 263 に対しては、満載、 $\frac{1}{2}$ 載貨および $\frac{1}{4}$ 載貨の 3 状態で試験を行つただけであるが、M. S. 264 に対しては上記 3 状態のほか、 $\frac{1}{2}$ 載貨状態に対してトリムを変化させた状態を追加して、合計 5 状態について試験を行つた。これらの試験の結果を第 3 図および第 4 図に示す。ここで注意しなければならないのは、摩擦係数として、M. S. 263 に対してはシェンヘル(Shenker)の算式(実船に対しては $\Delta C_f = 0.0003$)を使用し、M. S. 264 に対してはフルード(Froude)の算式を使用していることである。



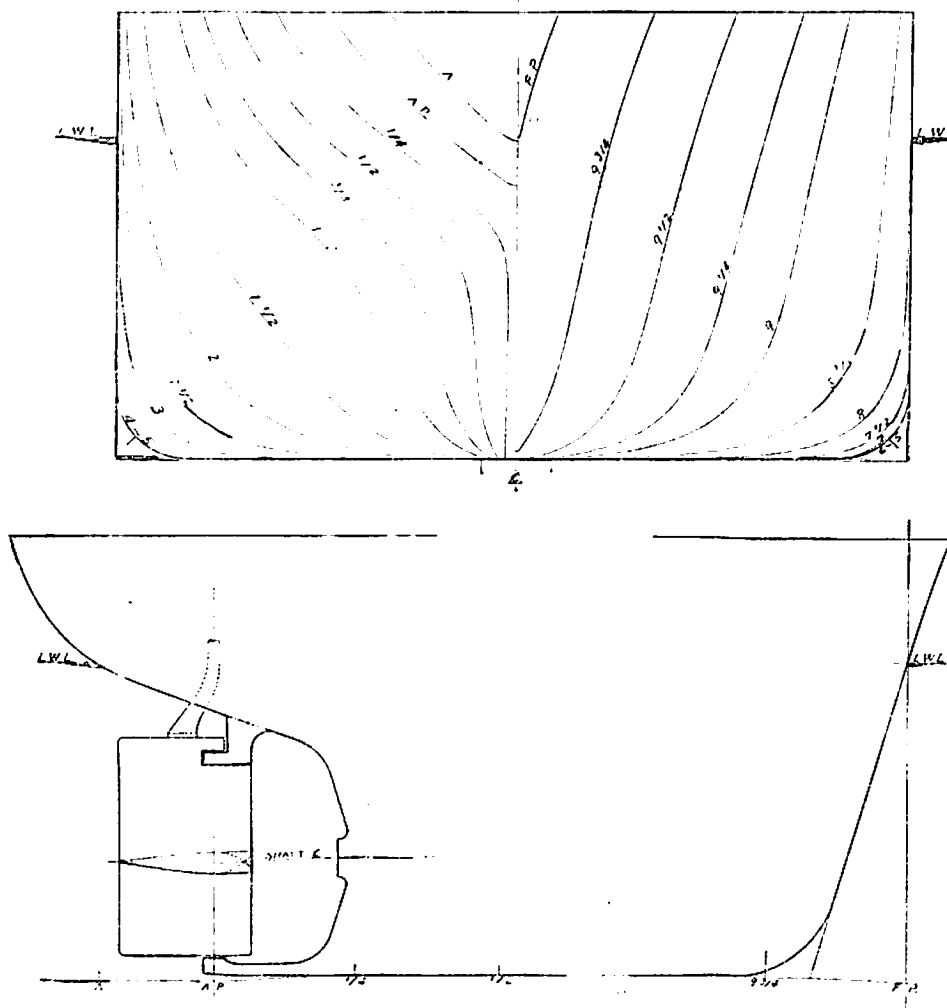
第 1 図 M. S. 263 正面線図および船首尾形状図

第1表 要目表

M. S. No.	263	264	
長さ (L _{p.p.}) (m)	144.00	147.00	
幅 (B) 外板を含む (m)	20.438	20.439	
湾 載 状 態	吃水 (d) (m)	8.527	8.521
	吃水線の長さ (L.W.L.) (m)	147.984	150.190
	排水量 (∇) (m ³)	19,654	19,888
	C _b	0.783	0.777
	C _p	0.794	0.786
	C _m	0.987	0.988
lcb (L.P.P. の%にて 翼より)	-1.63	-2.05	
平均外板厚さ (mm)	19.0	19.5	
λ _s *	—	0.14050	

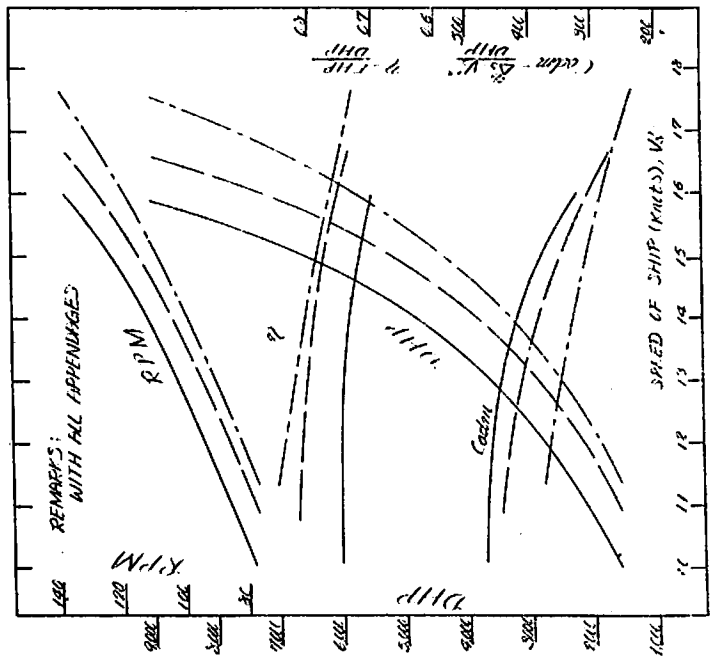
M.P. No.	223	224
直径 (m)	5.064	5.309
ボス比	0.210	0.190
ピッチ(0.7Rにて)(m)	(一定) 3.899	(通減) 3.743
ピッチ比 (ク)	(一定) 0.770	(通減) 0.705
展開面積比	0.405	0.474
翼厚比	0.050	0.055
傾斜角	11°~0'	12°~4'
翼数	4	4
回転方向	右廻り	右廻り
翼断面形状	エーロフォイル	エーロフォイル

*印 L.W.L. に基く



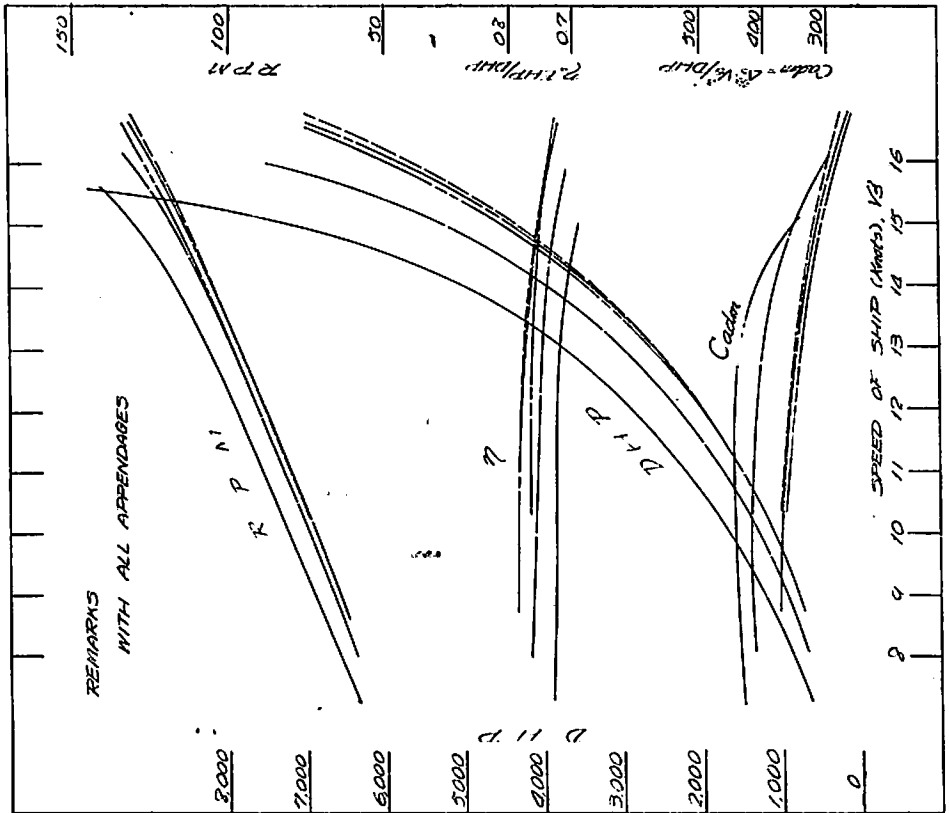
第2図 M.S. 264 正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT (m)		TRIM (m)	DISPLACEMENT (t)			MARKS
	F.P.	M.S.		VS	VS	VS	
FULL LOAD	3.27		0	18,658	20,145		
1/2 LOAD	2.66	2.54	1.90	12,292	12,600		
1/5 LOAD	2.26	2.16	2.26	7,834	8,030		



第 3 图 M.S. 263 x M.P. 223 DHP 等曲线图

CONDITION	DRAFT (m)		TRIM (m)	DISPLACEMENT (t)			MARKS
	F.P.	M.S.		VS	VS	VS	
FULL LOAD	3.27		0	18,823	20,386		
1/2 LOAD	2.63	2.53	1.00	12,551	12,865		
1/5 LOAD	2.20	2.00	2.60	2,181	2,305		
1/5 LOAD				2,600	2,605		
1/5 LOAD			2.04	2,181	2,305		



第 4 图 M.S. 264 x M.P. 224 DHP 等曲线图

特許解説

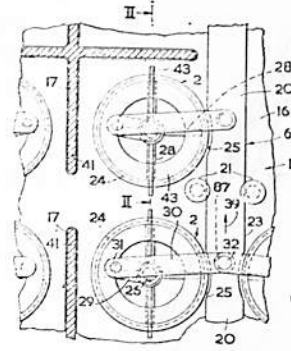
原子炉炉心構造体 (昭和38年特許出願公告第98号, 発明者, オスニエル, ネイル, バンクス, 出願人, エナィテッド, キングダムアトミック, エナヂイ, オーソリティーイギリス)

通常の原子炉炉心部は多数の燃料要素からなる筒状の燃料組立体が炉心構造体内に間隔をおいて挿入配置されたものであるが、船用炉においては船が動揺あるいは転覆しても燃料組立体が炉心部から抜け落ちることのないように固定する必要があり、また一方燃料要素を一定期間の使用後炉内において半径方向に再配置することによつてバーン・アップを平均化する要請もある。この発明はこれらの点を解決する一手段を提供するもので、燃料要素をその組立体内に固定するとともに必要に応じて解放できるようにした第一の掛金装置と、燃料組立体を炉心構造体内に解放自在に留める第二の掛金装置とを備えた点を特徴とするものである。

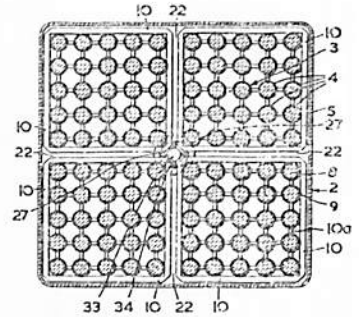
第1図は第4図に示す原子炉の部分的底面図、第2図は第1図のII-II線における断面図、第3図は第2図のIII-III線における断面図、第4図は原子炉の中心断面図、第5図は第4図の一部拡大図で、第1~3図に示すように原子炉炉心構造体1は燃料組立体2の密に詰められた格子状に構成され、各組立体は管状の冷却材導通容器5内に多数の核燃料要素4を収容してなる。燃料要素4は掛金部材7によつて容器5内に解放自在に収容され、また容器5は掛金部材6によつて炉心構造体1内に解放自在に挿入固定されている。燃料要素4はウェブ10aにより形成された格子状の支持体10内に固着されて一群を構成し、図示のものでは4群の燃料要素が一つの容器5内に収容されていて、掛金装置7のスピンダル26の回転により鍍止部材33のアーム34を第2, 3図の位置から若干回転させて支持体10を容器5に鍍止めするようになっている。また多数の容器5を炉心構造体内に格子状に配置固定する掛金装置6は、電動機78によりピニオン77およびラック76を介して駆動されるストリップ20が容器5の下端

部周縁に設けられた溝24と係合する形式のもので、このストリップの切欠部25が周縁溝24と整合するとき容器5は解放される。図示の場合はストリップ20がリンク30, 29を介して前記スピンダル26に連結しているので、前記第一の掛金装置7と第二の掛金装置6とは同一の動力源78により作動するようになっている。

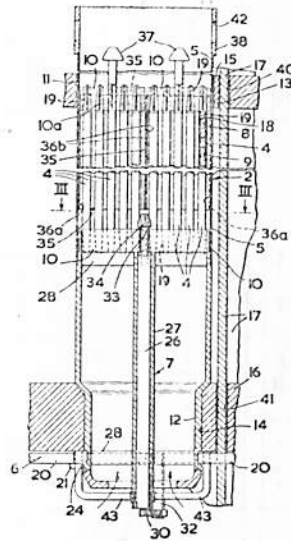
(飯沼義彦)



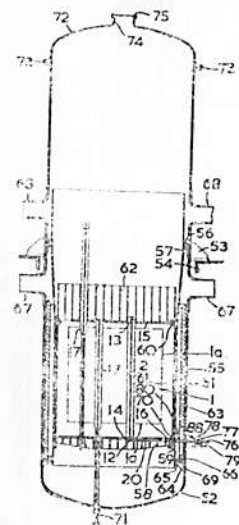
第1図



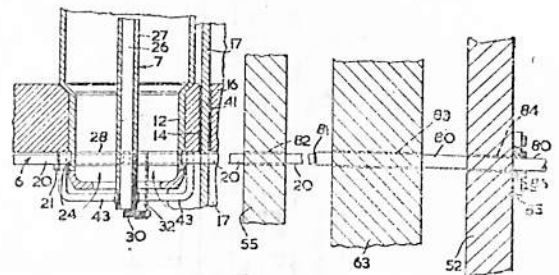
第3図



第2図



第4図

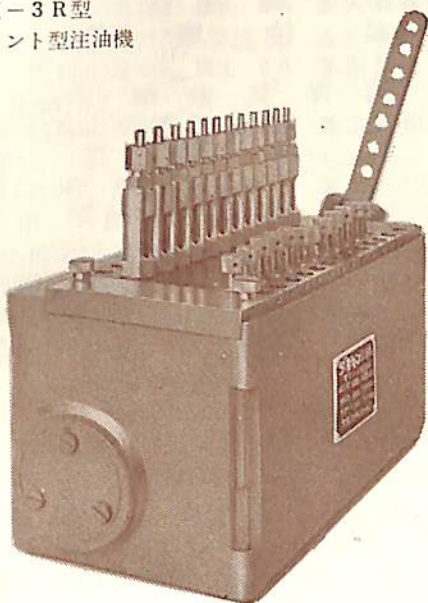


第5図



油機総合メーカー.....

ELH-3R型
エレメント型注油機

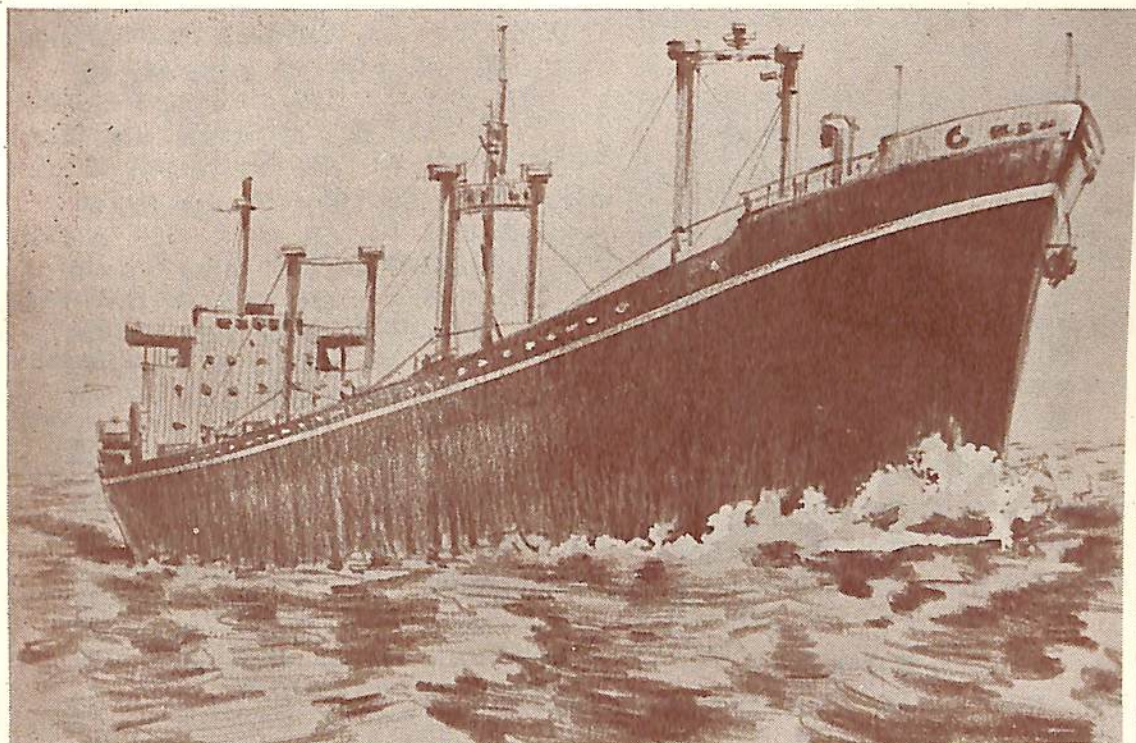


ダイキン

給油装置 油圧装置

特長

- 自動的短時間に適正給油を行なう
- 油量調整ワンタッチで取扱いが簡単
- 油量標識器の作動が確実
- 高指圧による吐出量の変化がない
- クラッチ部の耐摩耗性に優れ、材機寿命が長い



大阪金属工業株式会社

本社 大阪市北区梅田8 新阪急ビル 電話312-1201(大代)
支店 東京・名古屋・福岡 出張所 札幌

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 図版別冊 700円(送100円)

船 型 学 「抵抗篇」 (品切)

造船協会綱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 500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—

米國造船機械学会編 米原令敏訳 各 B5 上製

舶 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 850円(送100円)

蒸 気 ボ イ ラ

中谷勝紀著 B5 上製 230頁 500円(送100円)

舶 用 予 ー ゼ ル 機 関 の 解 説

中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円(送100円)

舶 用 予 ー ゼ ル 機 関 (品切)

小野暢三著 A5 上製 160頁 250円(送100円)

舶 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)

舶 用 補 機

—舶 用 計 器・電 氣・資 材・船 用 品—

彼多野浩著 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 ー ダ 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

鼓島直人著 A5 上製 260頁 550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 学

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 130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

天然社編 B5 上製 240頁 1200円(送150円)

船 舶 の 写 真 と 要 目 才 九 集 1961 年 版

—辞 典・便 覧—

運輸技術研究所船舶機装部監修

B5 上製 350頁 1500円(送150円)

1962 年 版 船 用 品 便 覧

和達・福井・島山監修 A5 上製 430頁 1200円(送150円)

気 象 辞 典

天然社・海技入門選書

船の保存整備	東京商船大助教授	鞠谷宏士	A5	130頁	¥300
船舶の構造及び設備属具	東京商船大助教授	鞠谷宏士	"	160頁	¥390
沿岸航法	東京商船大助教授	上坂太郎	"	160頁	¥280
推測および天文航法	東京商船大教授	豊田清治	"	160頁	¥280
航海法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	140頁	¥230
海事法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	160頁	¥320
海上運送と貨物の船積 (前篇)海上運送概説	東京商船大学教授	田中岩吉	"	140頁	¥320
海上運送と貨物の船積 (後篇)貨物の船積	東京商船大学教授	田中岩吉	"	170頁	¥390
船用ブロー	東京商船大学教授	野原威男	"	101頁	¥230
船舶運航要務	東京商船大助教授	中島保司	"	170頁	¥300
航海計器学入門	東京商船大助教授	庄司和民	"	160頁	¥320
操船と応急	東京商船大学教授	米田譚次郎	"	130頁	¥300
船用内燃機関(上巻)	前東京高等商船教授	小方愛朔	"	170頁	¥300
船用内燃機関(下巻)	"	小方愛朔	"	190頁	¥320
蒸気機関	東京商船大学教授	清宮貞	"	90頁	¥200
船用電気の基礎	東京商船大助教授	伊丹潔	"	180頁	¥360
燃料・潤滑	東京商船大助教授	宮島時三	"	200頁	¥460
電波航法入門	東京商船大学教授	鮫島直人	"	200頁	¥460
船の強度と安定性	東京商船大学教授	野原威男	"	160頁	¥380
気象と海象	東京商船大学学長 東京商船大助教授	浅井栄資 巻島勉	"	170頁	¥480

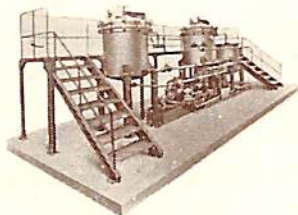
以下続刊

指 庄 図	運輸省海 接試験官	西田寛	A5	未	定
船用材料	東京商船大学教授	賀田秀夫	"	"	"
ボイラ用水	東京商船大学教授	賀田秀夫	"	"	"
機械の運動と力学	東京商船大助教授	小山正一	"	"	"
機械工作・材料力学	東京商船大助教授 " "	小山正一 真田茂	"	"	"
船用汽罐	東京商船大学教授	真壁忠吉	"	"	"
船用補機	東京商船大助教授	小川武	"	"	"

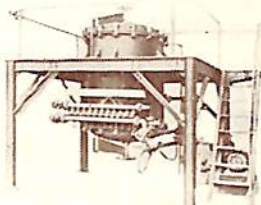
(送料各70円)

日米特許 **A I** ・フィルター 特許 **ウルトラ** ・フィルター

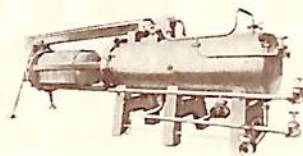
1/2 の濾過面積で 2 倍の濾過量
0.1 ミクロンの微粒子完全除去



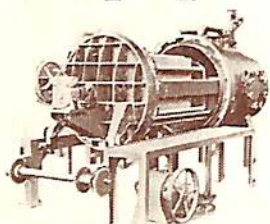
縦型



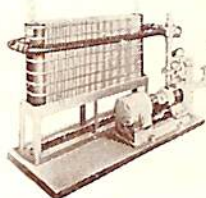
上下蓋開閉型



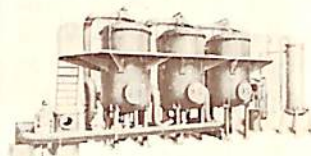
横型
(ケーキ多量処理)



回転型
(水平及垂直)



日米特許 A I フィルター
(可逆式連続硅藻土濾水機)



溶剤回収装置
気体脱湿装置

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(712)0640・2265
大阪市住吉区帝塚山東2の13 電話(671)代0251-4



オートトラックング **ローラ**

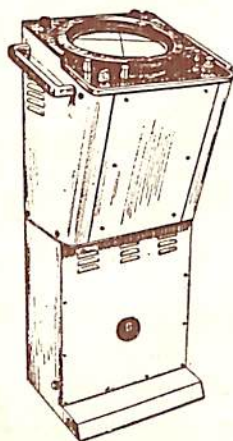
特長

1. 完全自動追尾方式だから船が移動しても連続して自動的にローラ電波を追尾します
2. 電子計数方式及び自動表示方式
3. 自動同期方式
4. 自動電圧調整器内蔵

船舶用 **L-ダ**

特長

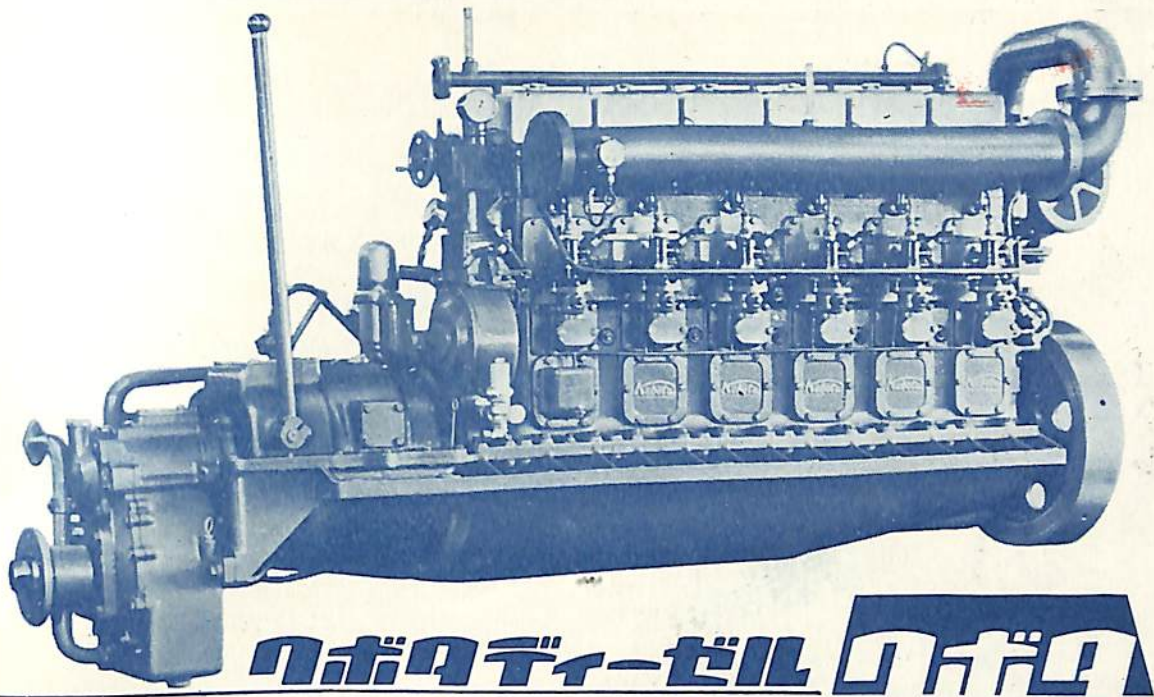
1. 距離範囲 0.8, 3, 8, 16, 30, 45 海里
2. 高性能新型アンテナ
3. ジャイロとの連動可能
4. 鮮明な映像と性能の安定
5. 取扱い及び保守が簡単



古野電気株式会社

西宮市芦原町85・東京都品川区五反田1の423
神戸・長崎・下関・八戸・札幌・清水





クボタディーゼル

クボタ

漁船・遊覧用に最適!!

国つくりから木つくりまで

6MGS・6MGZS120馬力 / 小型ラジアル排気タービン過給機付き。
多板式逆転クラッチ / 据付容積が小さい。

 **久保田鉄工**

クボタディーゼル 主機用 4～120馬力 補機用 8～1,000馬力

HAMILTON

CHRONOMETER WATCHES



2日巻
21石
特殊エリンパヒゲゼンマイ付
高級仕上げムーブメント

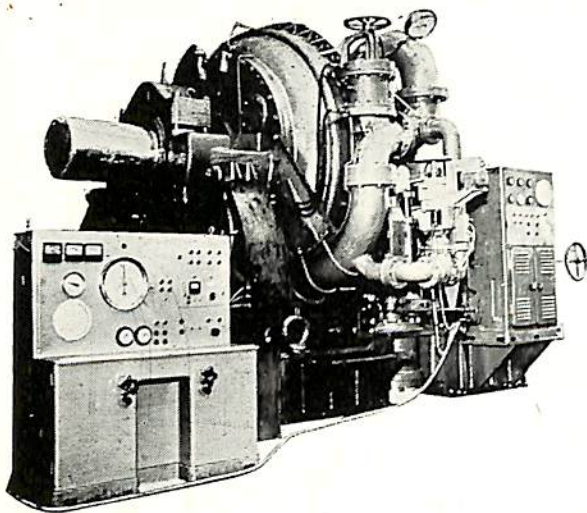
ハミルトン マリナー

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2-4 銀富ビル2階 TEL (561) 7981-5

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り式動
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	



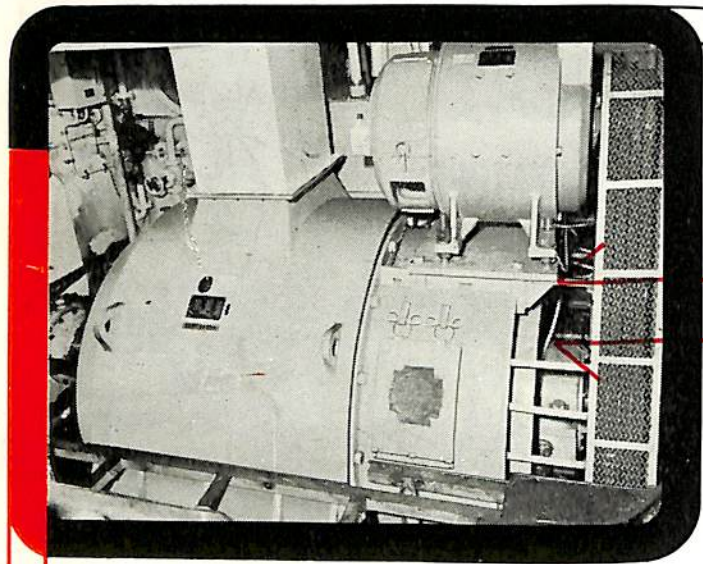
株式会社 東京衡機製造所

東京都品川区北品川4-516 TEL (441) 1141 (代)

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

船舶 第三十六卷 才四号
昭和五年三月二〇日 第三種郵便物認可
昭和三十一年四月七日 発行(十二月発行)
昭和三十一年四月十二日 発行(毎月一回)

編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
兼印刷人 田岡健一
印刷所 研修舎



川電の

交流レオナード方式

電気推進装置

漁船用・作業船用
その他各種船舶用

カタログ請求券⇨船舶4

川崎電機製造株式会社

本社	神戸市兵庫区和田山通2の1	電話神戸(67)5581
工場	三重工場 鈴鹿市南玉垣町5520	電話鈴鹿750-753
支店	東京支店 東京都港区芝田村町4の14(南桜ビル)	電話東京(581) 6291
営業所	東京営業所 名古屋市中区広小路通4の8(名神ビル)	電話名古屋(20)2930
出張所	名古屋出張所 広島市中区基町1(日本火災海上ビル)	電話広島(2)5439
出張所	広島出張所	

本号 特価 二一〇円 発行所 天

東京都新宿区赤城下町五〇番地
振替・東京七九五六二番
電話東京 〇一九〇八番
然社

BMI 5541