

SHIPPING

1967. VOL. 40

# 船舶 3

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可  
昭和四十二年三月七日 印刷  
昭和二十四年三月二十八日 特別承認雑誌第四〇六号

鉍石・原油運搬船  
"VESTAN"

船主	SMEDVIGS TANKREDERI A/S, NORWAY
トン数	92,500 D.W.T.
主機出力	20,700馬力
速力	16.2ノット
引造	昭和42年1月17日
建造	日立造船工場



⊗ 日立造船

天 然 社

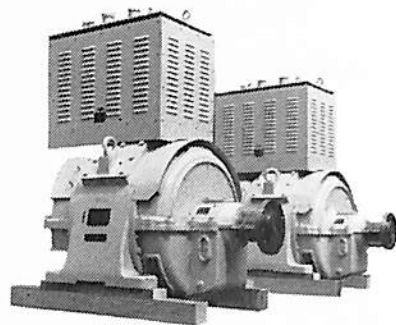


# 旭電機の 船舶用電気機器

優秀なる製品，卓越せる技術をモットーに躍進しております。

主  
要  
製  
品

- 交流発電機・電動機
- 直流発電機・電動機
- 軸流電動通風機
- 多翼型電動送風機
- 変速ギヤモーター・ブレーキモーター
- 各種電動発電機
- 配電盤・各種管制器



200 KVA自励式三相交流発電機

## 旭電機製造株式会社

本社・工場 東京都荒川区荒川1丁目53番地  
電話(891)4151~4155

## BON VOYAGE

航海の ご無事を……

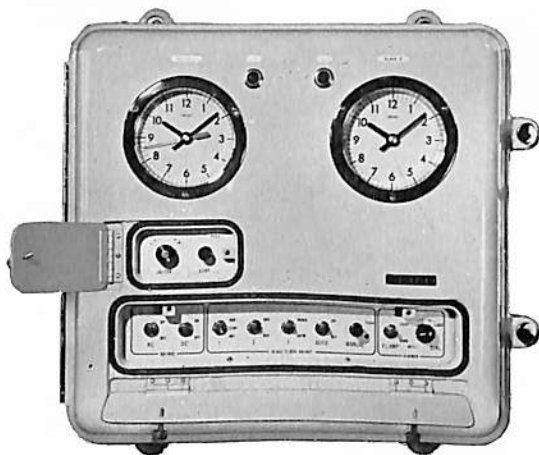
### 日差 0.2秒以内

航海の無事をまもるセイコー船用水晶時計。セイコー船用水晶時計は、グリニッジ標準時と日本標準時の両方がわかります。時刻の調整は正逆転が可能。また、親時計の文字板には世界で初めて“光る壁”（エレクトロ・ルミネッセンス）を使って夜もみやすく設計しました。

設計資料・カタログのお申込みは下記へ

東京都中央区銀座4-5 / 大阪市東区博労町4-17  
札幌・仙台・名古屋・広島・福岡

株式会社 服部時計店 特器部



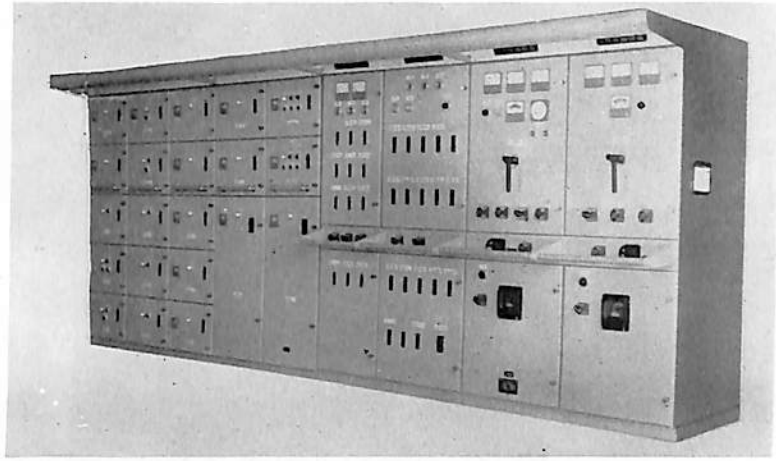
世界の時計

# SEIKO

ながい経験と最新の技術を誇る！

# 大洋の船用電気機器

発電機／各種電動機及び制御装置／船舶自動化装置／配電盤



## 大洋電機株式会社

本社 東京都千代田区神田錦町3-16  
電話 東京(293)3061(大代表)  
工場 岐阜・伊勢崎  
出張所 下関・札幌

世界8カ国に特許

スミのスミまで……

この針束が  
たたき落とす!



どんな凹凸面の固着物もきれいに落とす

高速多針空気タガネ

## ジェットタガネ

JETCHISEL

毎分往復4,000回——流体力学の応用研究から生まれたジェットタガネの打撃運動は、カンカンハンマーを、完全に時代おくれにしました。



針束だけがもつ独自の追従性で、どんな凹凸面の固着物も、スピーディに、しかも正確にたたき落とします。さび、塗料、黒皮落とし、

表面荒仕上げなどに発揮するこの画期的な性能は、国内はもとより海外でも高く評価され、輸出も日まじに増大しています。

JC-16、JC-20、JC-28の中から、用途に応じた機種をお選びください。



●カタログさしあげます

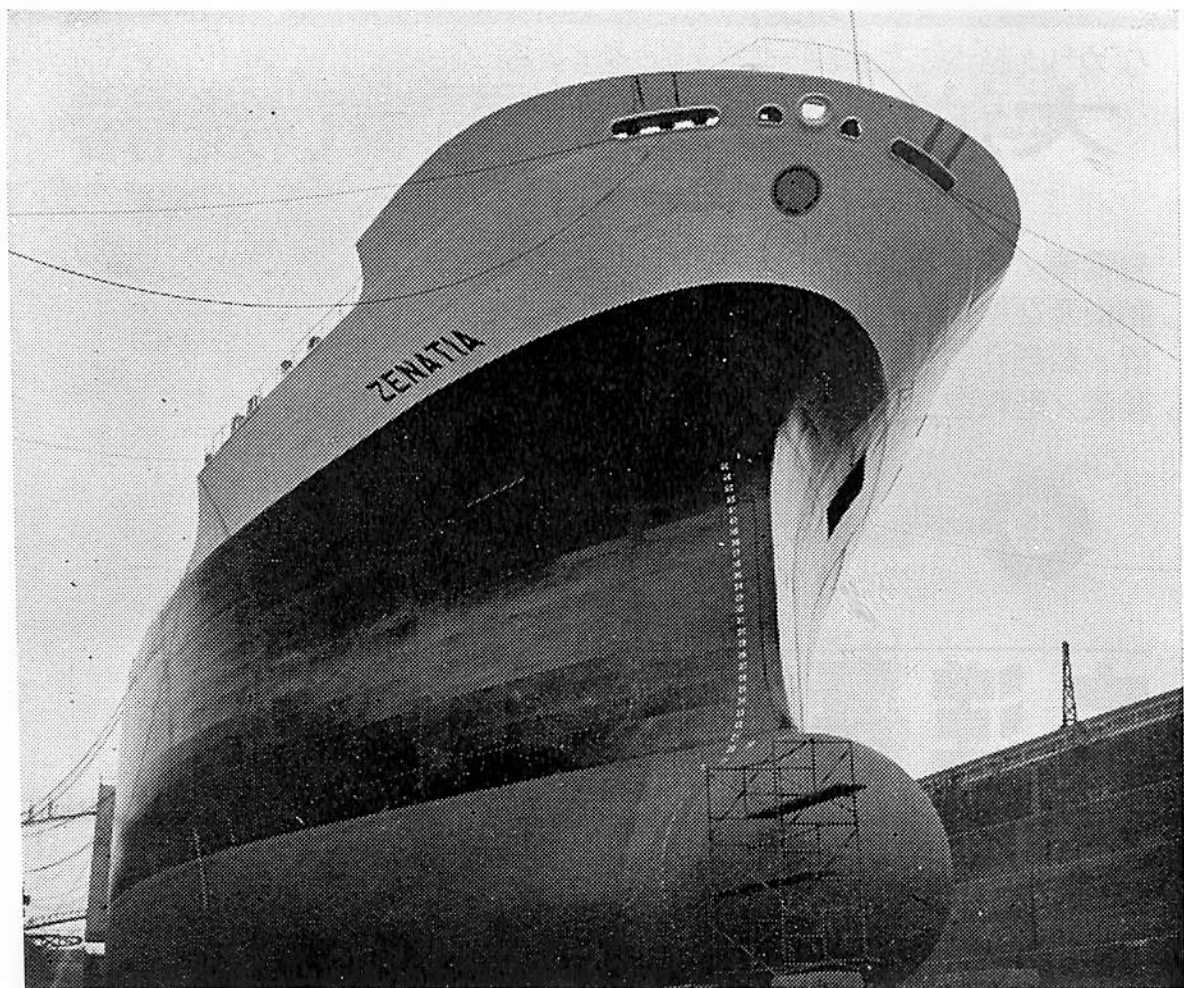


工具のバイオニア

## 日東工器株式会社

本社 東京都大田区仲池上2-9-4 電・東京 752-2611(代)  
大阪支店 大阪市北区木幡町33(木幡ビル) 電・大阪 361-9384  
営業所 富山県高岡市戸出792 電・0766-03-155  
事務所 名古屋・福岡・仙台・静岡





## タンカー大型化工事を機に 完全エピコート塗装

イギリスのタンカー〈ゼナティア号〉は呉造船所で3万5千トンから6万5千トンに大型化されました。この建造にあたって、今後の補修費用を軽減し、補修に要する時間を短縮して維持費を大巾に削減する目的で、外装・内装のすべてにわたってシエルのエピコート樹脂ベースの塗料が使われました。エピコート塗料は接着性、耐水性がすぐれており、防蝕性、耐候性、耐衝撃性、耐油・薬品性などにも極めてすぐれております。とくに最近のブロック建造方式にマッチした防蝕塗料としてのジंकリッチプライマー、各種タンク内面用のエピコートコーラル塗料や無溶剤塗料、船底・外板に耐水性のすぐれたエピコートタール及びエピコートアミン硬化塗料などは、世界各国を始め日本でも大型船舶の防蝕用として広く使われています。

世界中で選ばれ実証されたシエルの化学製品は工業・農業のあらゆる部門の技術革新をすすめる企業の合理化、コストダウンに奉仕しています。

●詳しいことは塗料メーカーまたはシエルへご相談下さい。

# エピコート®

シエル化学製品販売株式会社

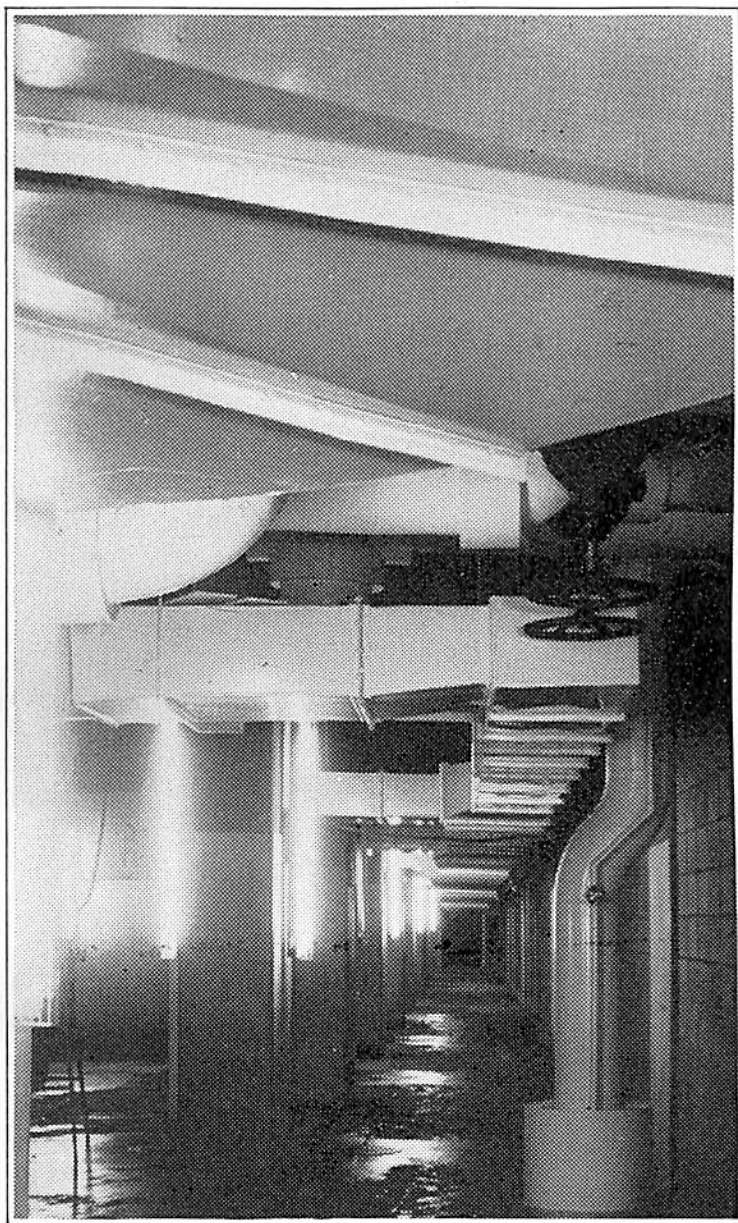
東京(電535-6401)・札幌(電22-0141)・名古屋(電582-5411)  
大阪(電203-5251)・福岡(29-2536)

シエル化学





「6フィート」にしてご希望にこたえました



わが国初の6フィート  
トものです

亜鉛鉄板にはじめて 6フィートの広幅ものができました。いままでの4フィートものにくらべ はるかに板取りも経済的。溶接その他の加工工数をはぶくことができ 加工後の仕上りをもいちだんと美しくする なにかと利点の多い広幅化です。

厚さでも新記録をだ  
しました

広幅ができるようになっただけではありません。厚さでも 3.2mmまでこれからはおとどけます。とくに船内ダクトなど 塩害のはげしいところに使われる亜鉛鉄板としては この厚手ものをおすすめします。適正規格のものをおえらびいただければ 耐蝕性も大幅にアップされます。

新鋭ラインによる広幅・厚手材



# 亜鉛鉄板



マル イス  
八幡製鐵

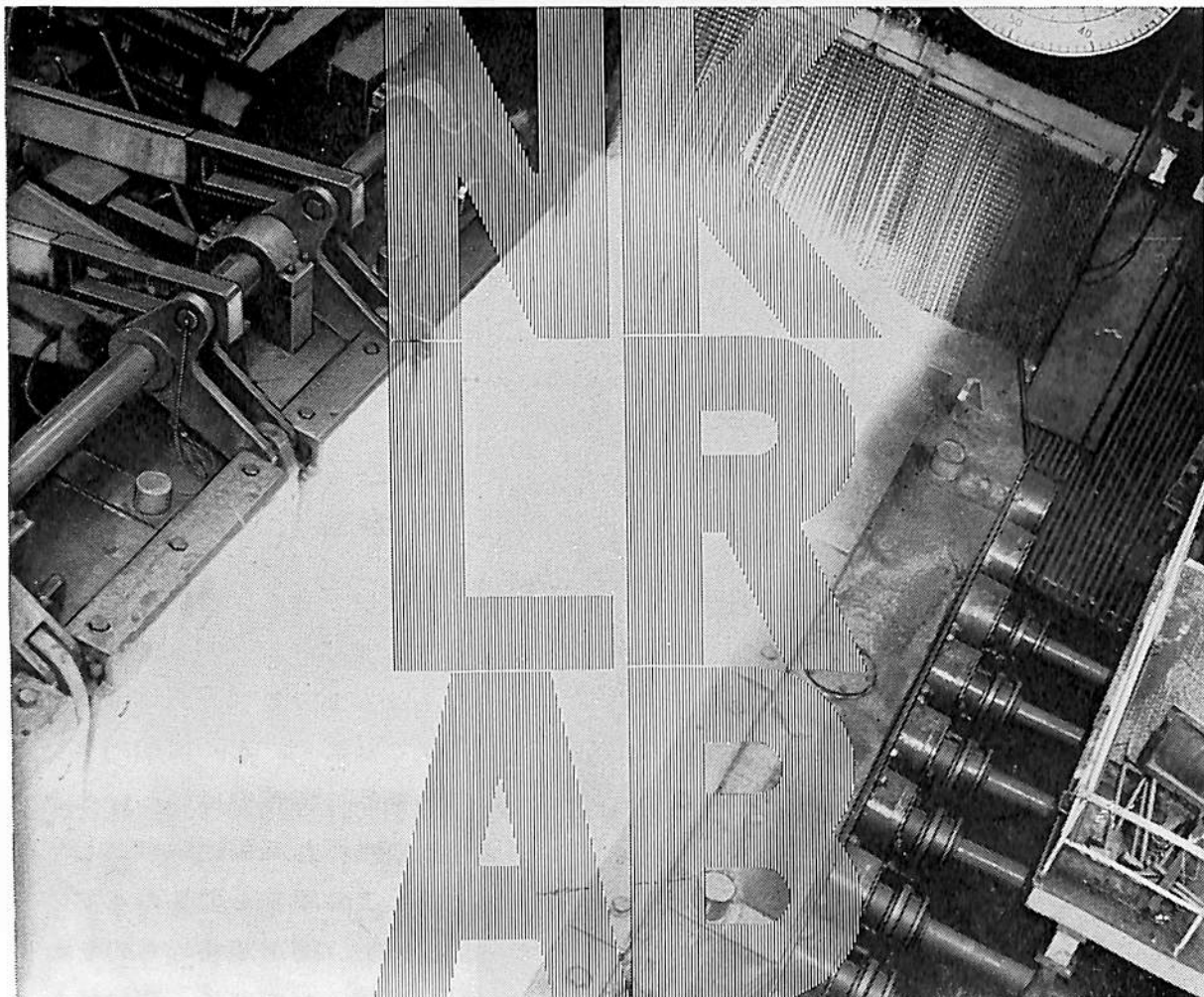
本社 東京都千代田区丸ノ内1ノ1  
〈鉄鋼ビル〉  
電話・東京 (212) 4111 大代表

● ご用命・お問合せは / 本社鋼板販売部まで

# NK・LR・AB

7つの海を駆けるパスポート取得!

# 住友の—厚鋼板



船舶の大型化時代にこたえて登場した住友の厚鋼板。世界最大級ミルが造り出す いままでにない精度の高い4 m巾厚鋼板です。住友の技術とフロンティア精神が活かされた鋼板です。世界の造船規格にパス。

7つの海を駆けるタンカー 客船など あらゆる船舶には住友の厚鋼板をご利用ください。

鉄をつくり  
未来をつくる



## 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 TEL(203)2201

支社/東京都千代田区丸の内1の8 TEL(211)0111

営業所/福岡・広島・岡山・高松・名古屋・富山・静岡・新潟・仙台・札幌

# 船舶

第 40 卷 第 3 号

昭和 42 年 3 月 12 日 発行

天 然 社

## ◇ 目 次 ◇

船尾船橋楼の前後振動について .....	広 渡 智 雪 (35)
ディープガーダーウェブの座屈について .....	山 口 勇 男 (41)
接岸力と船側外板の強度 .....	長 沢 準 (46)
船舶の機械荷役 .....	柴 田 清 (51)
才 11 回 国際試験水榭会議を顧みて (2) .....	木 下 昌 雄 (66)
出光丸—209,000 DWT タンカー (2) .....	石 川 島 播 磨 重 工 業 株 式 会 社 (71)
日本造船研究協会の昭和 40 年度の調査研究業務について (2) .....	北 島 泰 蔵 (81)
[提 言] 造船学会に活力を .....	(仙) (64)
[製品紹介] 新型高回転出力 MAN ディーゼル機関 VV 23/23 .....	(95)
ニイガタ・カルドックス低圧式液化炭酸ガス消火装置 .....	(96)
新開発のシンクロソナー SR-670 型 (光電製作所) .....	(98)
NV 規格に合格した住友ベークライトのデコラマリン .....	(99)
日本ヘルメチックスの新液状ガスケット .....	(99)
[水槽試験資料 194] 載貨重量 約 12,000 トン型貨物船の模型試験 .....	「船舶」編集室 (100)
NK コーナー .....	(104)
[特許解説]・玄ていにおける手すり柱自動起倒装置・低温物質の熱絶縁方法 .....	(105)
写 真 解 説 ☆ 石川島播磨重工業のコンテナクレーンの振止装置	
☆ エピコート塗料と各種船舶	
進 水—☆ FERNIE ☆ 香取丸	
竣 工—☆ 鶴秀丸 ☆ 東興丸 ☆ ばるせろな丸 ☆ ジャパン ホリイ ☆ 日比丸	
☆ 輝光丸 ☆ 水星丸 ☆ 山恵丸 ☆ 大岐丸 ☆ 太栄丸 ☆ 玄洋丸	
☆ 築紫丸 ☆ ATLANTIC PRINCESS ☆ APOLLO CROWN ☆ ORON	
☆ WORLD UNION ☆ STRATHARDLE ☆ MOSBAY ☆ PACIFIC BRIDGE	
☆ VESTAN	

**TELEDEP**  
— CARGO OIL TANK GAUGES — DRAUGHT GAUGES

テレデップはCargo Oil の計測や、吃水の計測に、簡単で安全な空気を利用して操作しますから、電気的な危険は全くなく、次のような特徴を持っています。

- ①常にタンク内の現量並に、積込みには上部の、積卸しには底部の状態(現量)を正確に示します。
- ②比重に関係なく、量を直接電数で表わし、且つ平均比重が判ります。
- ③タンク内のガス圧力や真空を表わします。
- ④常に油の温度を示しますから、加熱開始時が判ります。
- ⑤計器類を一室に集め、ここで操作するだけですみます。
- ⑥自動調節装置で積込み、積卸しが簡単容易です。

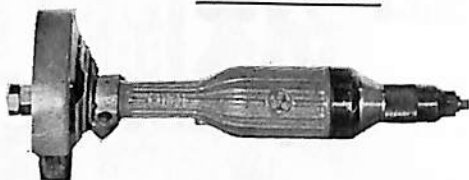
英国トビー・マッキネス会社 日本総代理店  
株式会社 井上商会  
横浜市中央区尾上町5-80  
電話 (68) 4021-3

テレデップの装備されたカーゴ・コントロール室



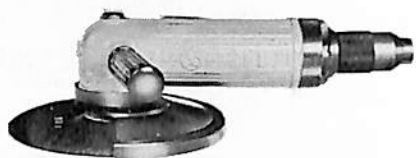
# FUJI air tools

エアーグラインダー  
日・米・英特許



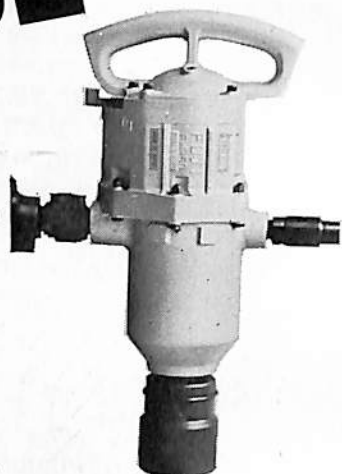
用途に応じ数十機種

乗員縮少の新造船の  
船内作業スピード化に



定評ある不二の  
**エアーツール**を

輸出船舶にも搭載され  
世界の海でも真価を発揮する



- エアーモーターは タンカーのバルブ開閉、タラップ、ハッチカバー、ポートウインチの開閉巻上操作に
- インパクトレンチは 機器類のボルトナット着脱に
- エアーグラインダーは 船内装備機器の補修整備に

インパクトレンチ  
6mm~65mmまで各種

弊社のエアーツールは全国造船所に御採用を頂頂き我が国造船工業の発展に微力を盡して居ります。

造船作業に必須工具としての各種ツールを製作致して居り特にエアーグラインダーは日・米・英特許を取得した独特の構造に依る高性能機であります。尚新設計等に関する御相談は弊社技術部に御相談下さい。御請求あれば、カタログお送り致します。



## 不二空機株式会社

本社 大阪市東成区神路町二丁目十六番地 電話大阪(981)代表3163~6・3153~4  
東京出張所 東京都港区芝三丁目六番12号 電話東京(451)3521・3726・3087  
名古屋出張所 名古屋市熱田区新尾頭町九番の十二 電話名古屋(671)4017・(681)5137

## エピコート塗料と各種船舶

最新の科学からカラフト犬まで、非常にたくさんの協力でなされている南極観測では、観測船“ふじ”の活躍がひととき目立っている。排水量7,700トン、全長100メートル、幅22メートル、砕氷船としての実力は世界有数である。この観測船の輸送用ヘリコプターの燃料タンクと清水タンク、船体デッキなどには特に耐久性のすぐれたエピコート樹脂が使われている。またこの南極観測の成功に貢献したヘリコプターの発着用のヘリポートにエピコート樹脂配合デッキ材が使用された。

タンク類がエピコート樹脂ベース塗料によるコーティングが施されたのは、耐薬品性、耐水性、耐磨耗性がすぐれ、防蝕効果が高いことが買われたものである。また、海水や雨に濡れてスリップの危険のある“ふじ”の船体デッキにはエピコート樹脂をベースにしたスベリ止め施行が行なわれているが、これはエピコートが道路のカーブや交差点、ランプウェイなどに使用されて完全なスリップ防止効果をあげている実績が買われたものであろう。

昨年7月に処女航海の途についた“キャプテン・ジョージL”号はギリシャ人の父親が成人した息子への贈り物。この3万トンの鉱石運搬船には父親の注文で下塗りから上塗りまですべてシエルのエピコート樹脂ベース塗料が使われた。外舷、水線とともに膜厚300μ、貝類などの附着を防ぐためにエピコートビニールA/Fを使用した真っ赤な船底は合計500μ、これで約10年は塗りかえ不要というのが選ばれた理由といわれる。

アメリカのセントラルガルフ社の55,000トン・タンカー“スターリング”号は40年12月に浦賀重工で進水したが、艤装中にタンカーのタンクヘッドは積荷の関係上どうしても電気防蝕の効果では十分でないで、積荷による腐蝕からどう守るかが問題になった。この問題を検討の結果、世界的に豊富な実績を持つエピコート樹脂ベースの塗料が選ばれたといわれる。(エピコート塗料の日本代理店はシエル化学製品株式会社—東京都中央区銀座東1の10)



南極観測船“ふじ”。(鋼管・鶴見)



鉱石運搬船“キャプテン・ジョージL”号  
(石川島播磨)



タンカー“スターリング”号(浦賀重工)

### 極限のチェンブロック

**1t形**で  
自重わずか  
**13kg**

7ミリの線径で8トンの  
破断強度を保証するクサリ  
世界のチェンメーカーが  
いども極限にキトーは最初に到達!

1回のテストに、40日の昼夜兼行  
厳しい耐久試験とロードテストが  
生んだ、絶対的安全性!

より小形軽量 より強力 より安全

**キトー**  
**マイティ M2形**



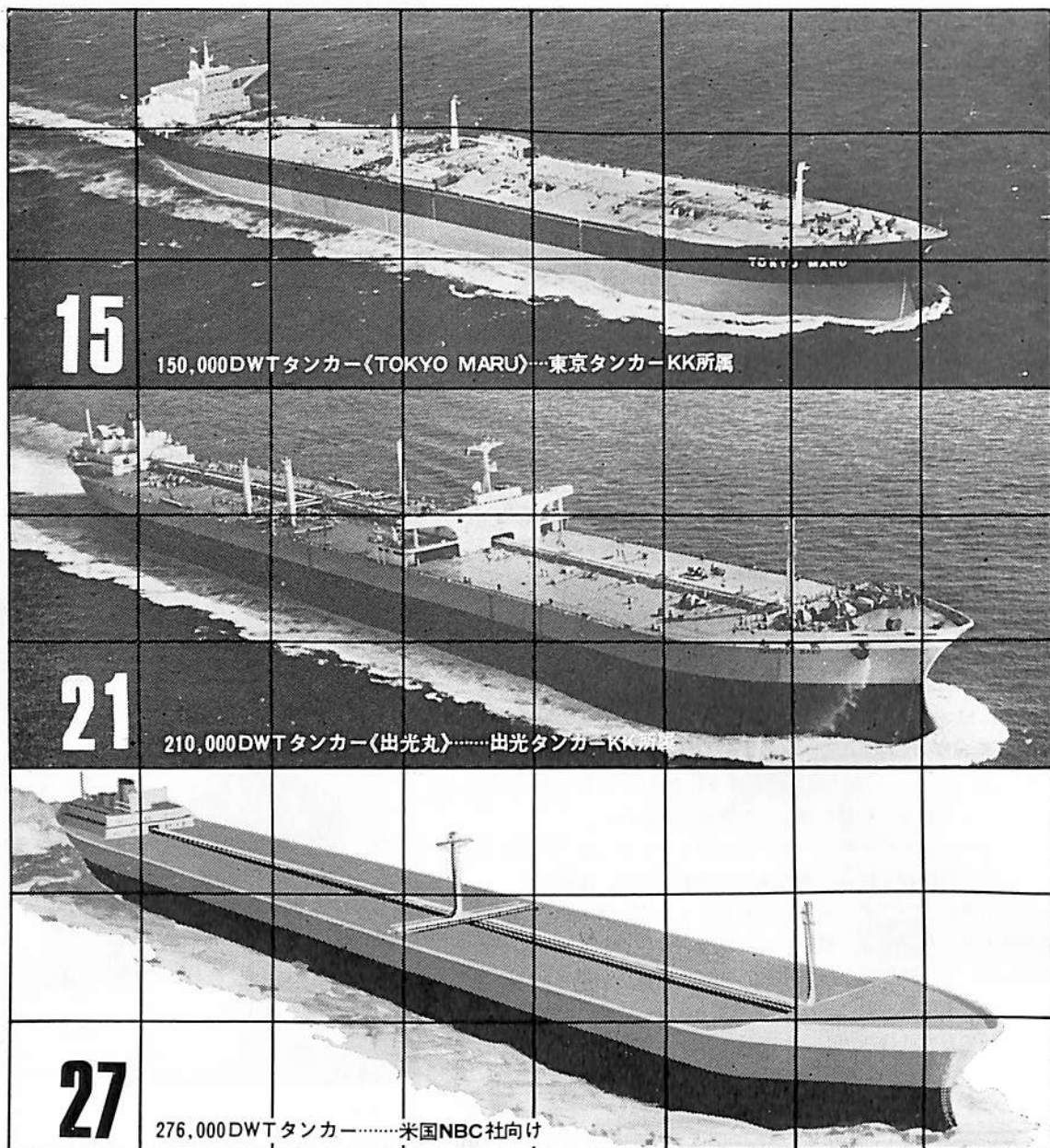
株式会社 鬼頭製作所  
鬼頭商事株式会社

東京都中央区八重洲3-3(八重洲口会館)  
電話(03) 272-8471(大代)

出張所 大阪 名古屋 福岡  
新潟 富山 広島

#### 主要製品

キトーマイティ キトー電気チェンブロック  
キトードリ(電動・手動) キトー簡易走行クレーン  
キトーレバブロック キトークリップ  
キトースリングチェン キトーチェンバックル



15

150,000DWTタンカー〈TOKYO MARU〉…東京タンカーKK所属

21

210,000DWTタンカー〈出光丸〉……出光タンカーKK所属

27

276,000DWTタンカー……米国NBC社向け

## 巨大船時代をリードする

つぎつぎと世界最大をつくる IHI  
 15万トンタンカー《東京丸》につづく21万トンタンカー《出光丸》の建造。これらの実績を背景に米国NBC社からも27万6,000トンタンカー3隻を受注……IHIの技術がつぎつぎと世界最大の記録を更新。世界の巨大船時代をリードしています。

巨大船の利点をフルにひきだす技術

IHIは単に船の巨大化をすすめたばかりではありません。建造

費削減と積荷の増大をはかった経済船型の開発や高張力鋼を大巾に使った船体構造の採用、乗組員を減少させるオートメ、リモコン化、燃費をグンと節減する再熱式タービンの開発など…巨大船の利点をフルにひきだすアイデアをあいついで具体化。経済性の高い巨船づくりを強力に推進しています。

巨大船づくりのパイオニアIHI。どんな大形化にも備えは万全です。

**IHI**  
 石川島播磨重工業

《船舶事業部》

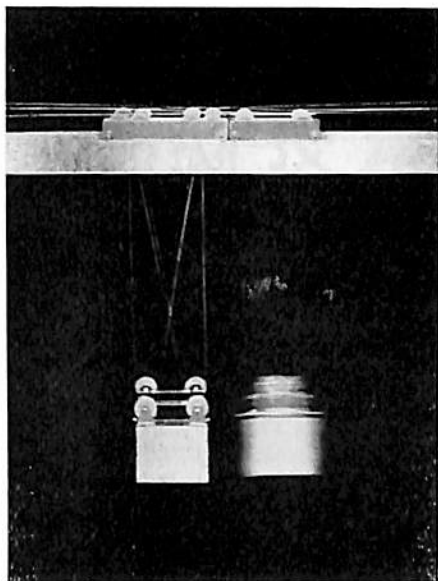
東京・大手町1～2 (東京貿易会館内)  
 TEL 東京(270)9111



石川島播磨重工のコンテナクレーン  
振れ止め装置

石川島播磨重工が開発したコンテナクレーン用振れ止め装置に対し、このほど米国マトソン社はその技術使用を同社に申し入れた。マトソン社は、米国太平洋側では最大の規模をもつコンテナ輸送会社であるが、今回の技術使用の申し入れは、それによってサンフランシスコおよびハワイにある同社の既設のコンテナクレーン5基を改造しようというものである。

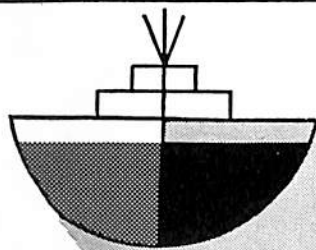
この振れ止め装置は、つり下げロープの独特な掛け方とつり具上に設けられたギアやクラッチなどからなる簡単な伝達機構によって、振れによって生じる滑車の回転を互いに干渉させて振れそのものを止めるものである。この装置は、動力を必要とせず、外形・重量・コストについても今までのつり具とほとんど変わらないにもかかわらず、その振れ止め効果は非常に大きい。また、つり具を船の傾斜に合わせて傾けたり、旋回させることもできるため、コンテナ荷役をより容易に行なうことができる。



左 この装置 右 従来のもの  
コンテナクレーン振れ止め装置

現在、海陸一貫輸送を目的とするコンテナ輸送では、コンテナの船積み・陸揚げには専用のクレーンが使用されているが、その場合、コンテナは長いロープでつり下げられたまま移動するので、振れを生じやすく、正確な位置に短時間で積み下すことは困難である。

石川島播磨重工が開発したこの装置は、この問題を解決するもので、今後のコンテナ輸送の能率化を大きく促進するものである。



船底塗装の合理化に！

SR 船底塗料

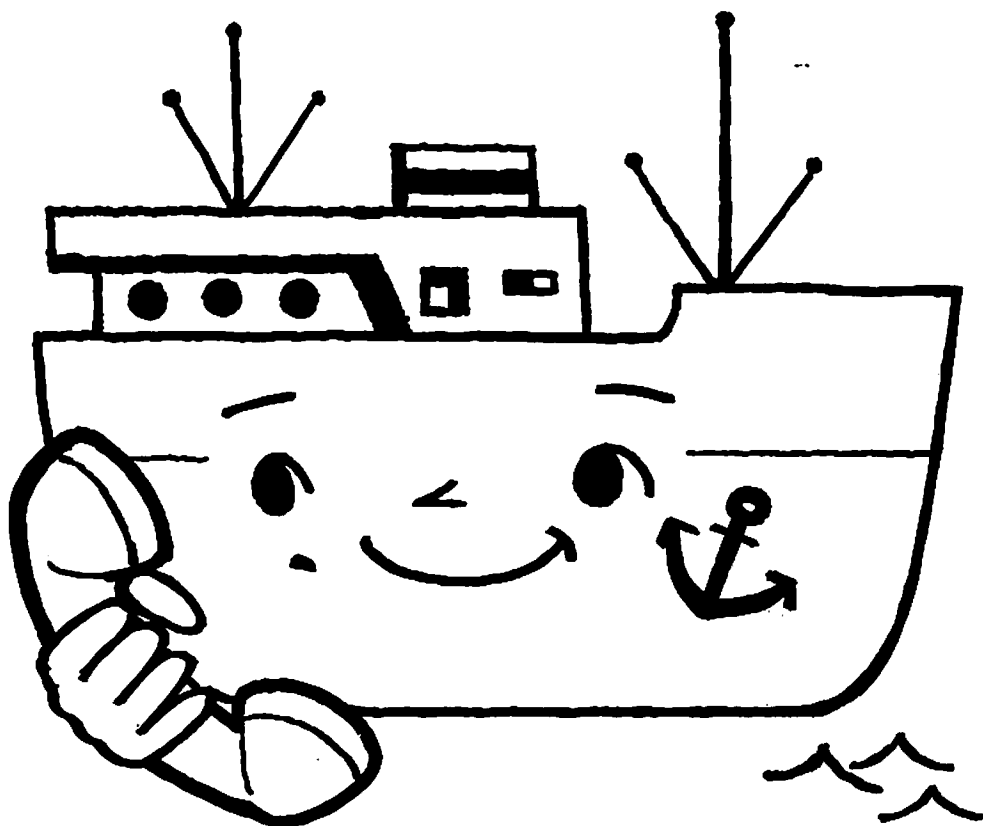
合成ゴム系



東亜ペイント株式会社

大阪市北区堂島浜通り2の4 電話(代)362-6281  
東京都中央区日本橋室町2の8 電話(代)279-6441

完全自動制御式  
電気防食装置



防食について  
ご相談したい

- 本装置は、アメリカ・ロッキード社が開発した電気防食装置で、船舶や水中の鉄構造物の防食としては、現在もっともすすんだ、完全有効な「外部電源法」です。
- 〈特長〉
- ①回路中に基準電極の性能を自動的に更生する回路をもっています(特許)
  - ②陽極は、鉛-白金の組合わせで、従来のものにくらべ3倍以上の電流が流せ、電圧が低い(10-12V)ので、きわめて廉価です(特許)
  - ③消耗部分がありませんから、装備する費用のみで、維持費がほとんどかかりません。
  - ④装置一式を取り付けることにより、水面下の付属物(プロペラその他)も同時に防食されるので、入渠間隔が延長されます。
  - ⑤塗装した下の鉄板の腐食を防止するので、塗装の寿命が伸びます。(AC・AFともに)
  - ⑥汚れた海水中でも良好な防食を行います。



株式会社 東京計器製造所

■本社  
東京都大田区南蒲田2-16 TEL (732) 2111 (大代表)  
■大阪営業所・大阪市東区道修町4-21 神戸銀行ビル  
TEL (231) 6101 (代表)  
■営業所・神戸・大阪・名古屋・広島・北九州・函館・長崎

FERNIE

(ばら積貨物船)

船主 THE P&O STEAM NAVIGATION CO. (英)

造船所 三井造船・玉野造船所

長(垂) 242.621 m 幅(型) 32.207 m  
 深(型) 18.593 m 吃水 13.538 m  
 総噸数 42,700 噸 載貨重量 73,300 噸  
 速力 16.4 ノット 主機 三井 B&W  
 984-VT 2 BF-180型ディーゼル機関 1 基  
 出力(連続最大) 20,700 PS×114 RPM  
 船級 LR 起工 41-10-5  
 進水 42-1-19 竣工 42-4



香 取 丸

(鉾石運搬船)

船主 照国海運株式会社

造船所 株式会社 呉造船所

全長 193.5 m 長(垂) 183.0 m  
 幅(型) 30.0 m 深(型) 14.9 m  
 吃水 10.03 m 総噸数 24,300 噸  
 載貨重量 37,300 噸 速力 15.9 ノット  
 主機 IHI スルザー 8 RD 76型ディーゼル  
 機関 1 基 出力(連続最大) 12,800 PS  
 船級 NK 起工 41-9-28  
 進水 42-1-9 竣工 42-3



つ の

船 船 塗 料

- C.R. マリーンペイント
- L.Z. プライマー
- 槌印船底塗料
- 槌印船底塗料R
- ニッペンジンキー
- エポタール
- Transocean Brand
- Copon Brand

大阪市大淀区大淀町北 2  
東京都品川区南品川 4



日本ペイント



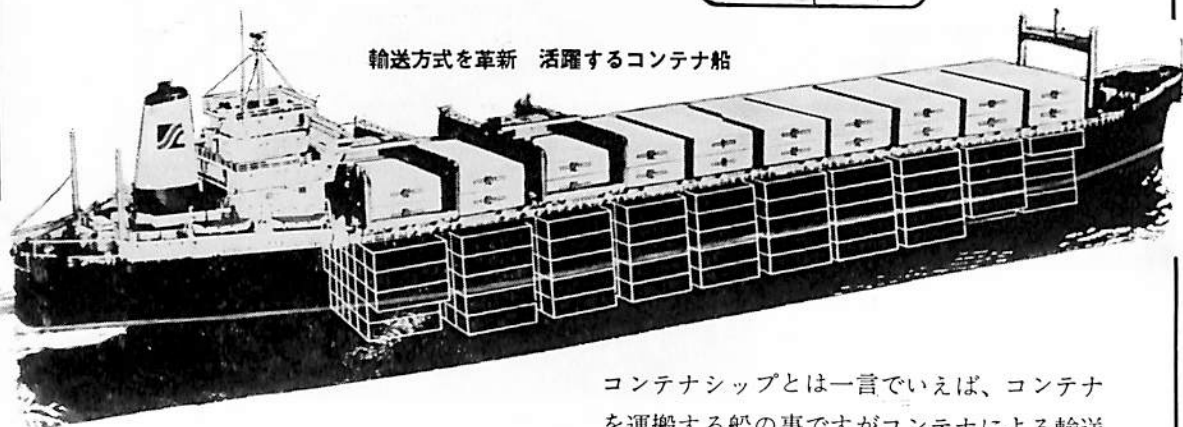
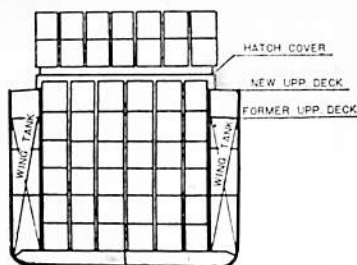
## 世界をリードする三菱重工

- 41年の日本の造船進水量合計 6,738,000トンのうち三菱重工は30万トンドック等を活用して 2,225,930 トンと昨年に引続き世界一、三菱重工一社だけでも世界第二位の西ドイツ全造船所の合計を優にしのぎました。
- 質的な面でも超大形船の建造に有効と云われる船体の洋上溶接法を開発し、このほどNK・ロイド(LR)・ABの承認を受けるなど三菱重工は常に世界をリードしています。
- また42年は、三菱重工独自の総合力を発揮し、日本で初めてコンテナ船関連工事をアメリカのマトソンナビゲーション社より一括受注してコンテナ船時代に一番乗りしました。



### 三菱重工業株式会社 本社 船舶事業部

東京都千代田区丸の内2-10  
電話 大代表東京(212)3111



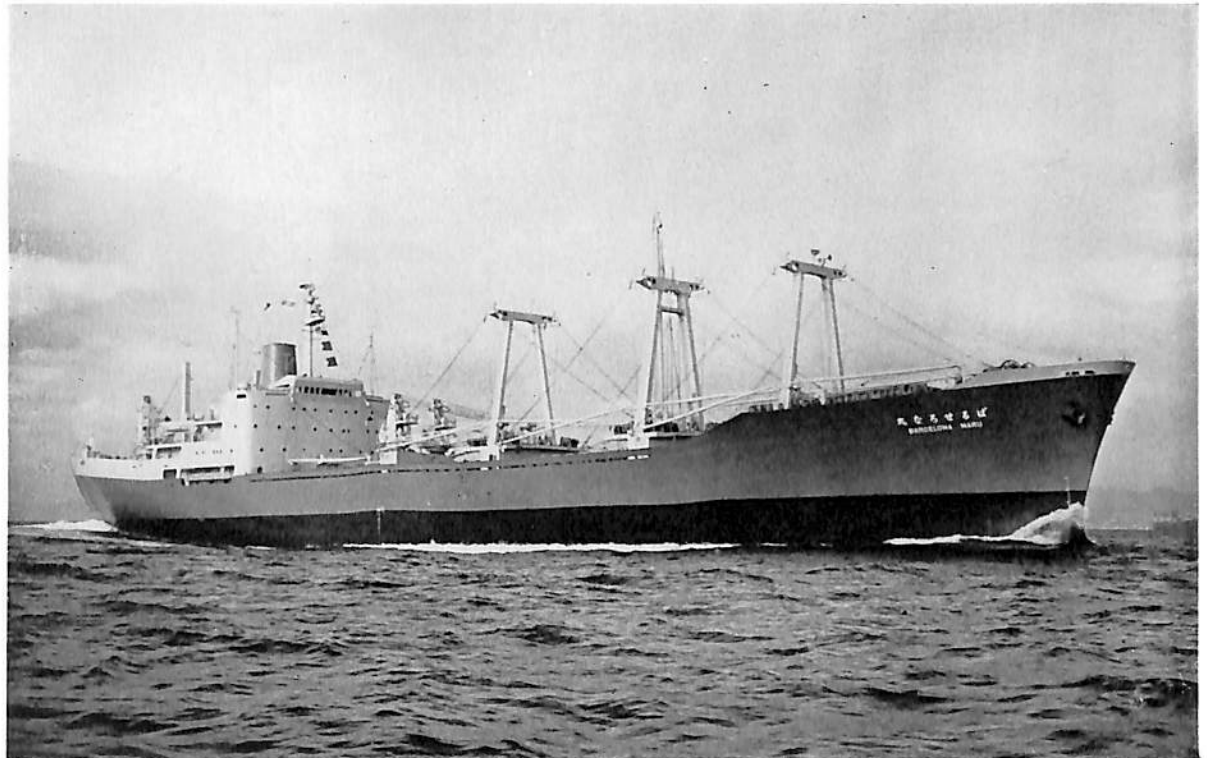
## コンテナ シップとは？

コンテナシップとは一言でいえば、コンテナを運搬する船の事です。コンテナによる輸送は貨物運びをドア・ツー・ドアとし単に海運だけのものだけでなく貿易産業界全体の合理化、生産性の向上飛躍をめざす革命的な輸送方式です。

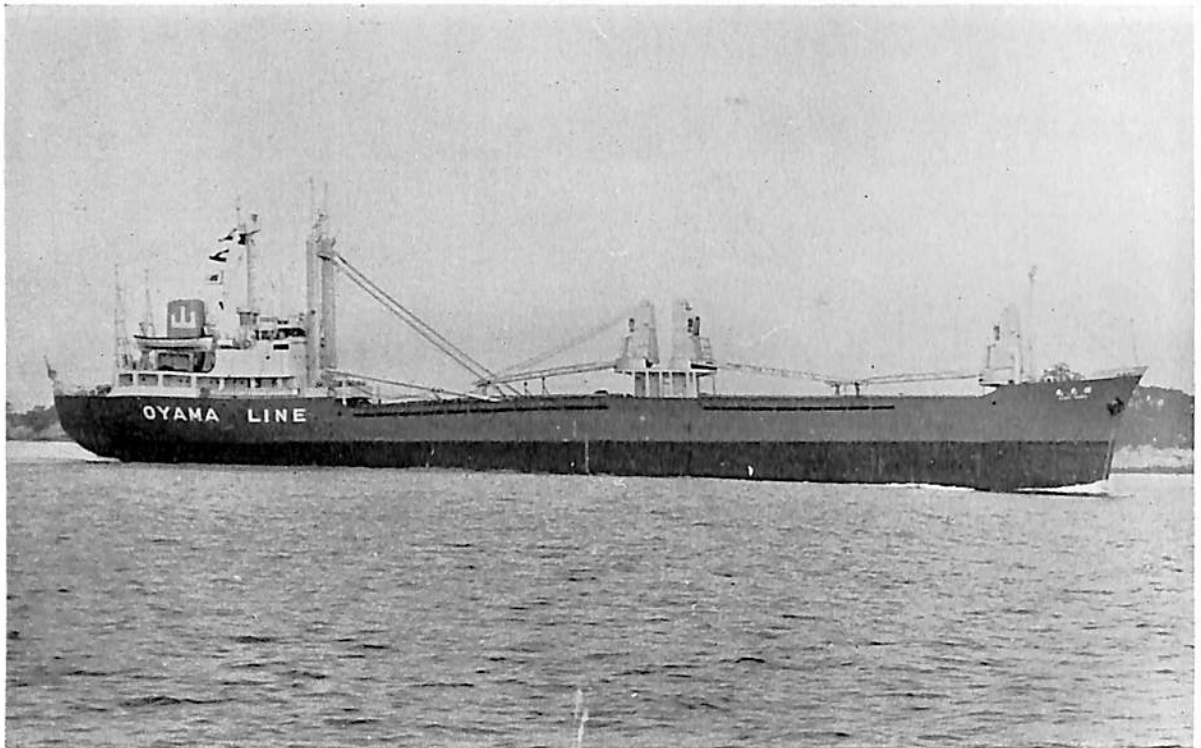
船の場合のコンテナは専用列車などの場合と異なり、巾2m440 高さ2m460 長さ7m330 重量22.7トン(貨物込)というすごく大きいもの、これを一船で500~800個を運びます。本船の建造も所要鋼材の量、数多くの特殊な諸装置など中々の大工事となります。



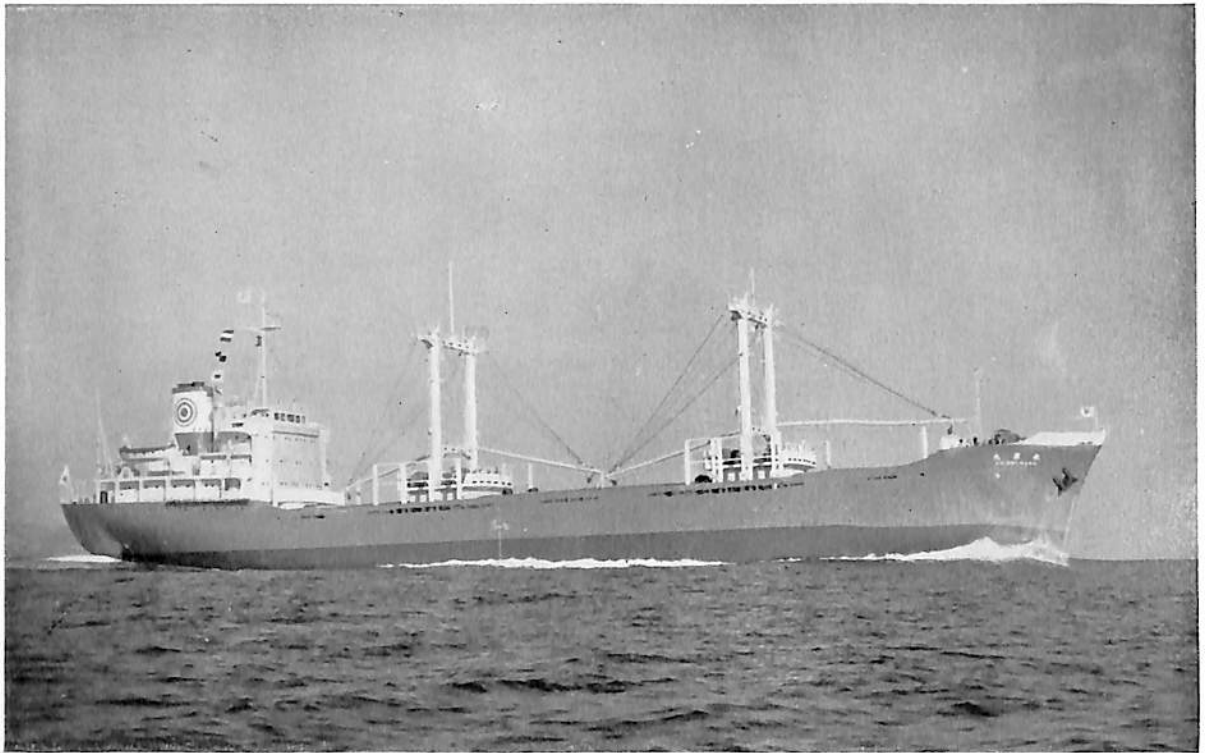
STRATHARDLE (貨物船) 船主 The P&O STEAM NAVIGATION CO. (英)  
 造船所 三井造船・玉野造船所 長(垂) 160.00 m 幅(型) 24.232 m 深(型) 13.97 m 吃水  
 (満) 9.147 m (航) 8.001 m 総噸数 13,057.06 噸 載貨重量 12,552 噸 速力(満) 22.45 ノット  
 (航) 21 ノット (試) 24.46 ノット 主機 三井 B&W 984-VT 2 BF-180 型ディーゼル機関 1 基 出力  
 (連続最大) 20,700 PS×114 RPM 船級 LR 起工 41-6-20 進水 41-9-19 竣工 42-1-20



ばるせろな丸 (貨物船) 船主 大阪商船三井船舶株式会社 造船所 三菱重工・神戸造船所  
 長(垂) 156.0 m 幅(型) 23.2 m 深(型) 12.9 m 吃水 9.00 m 総噸数 11,619.16 噸  
 載貨重量 12,554.00 噸 速力 20.7 ノット 主機 三菱スルザー 8 RD 90 型ディーゼル機関 1 基  
 出力 18,400 PS 船級 NK 起工 41-7-13 進水 41-10-29 竣工 42-1-10

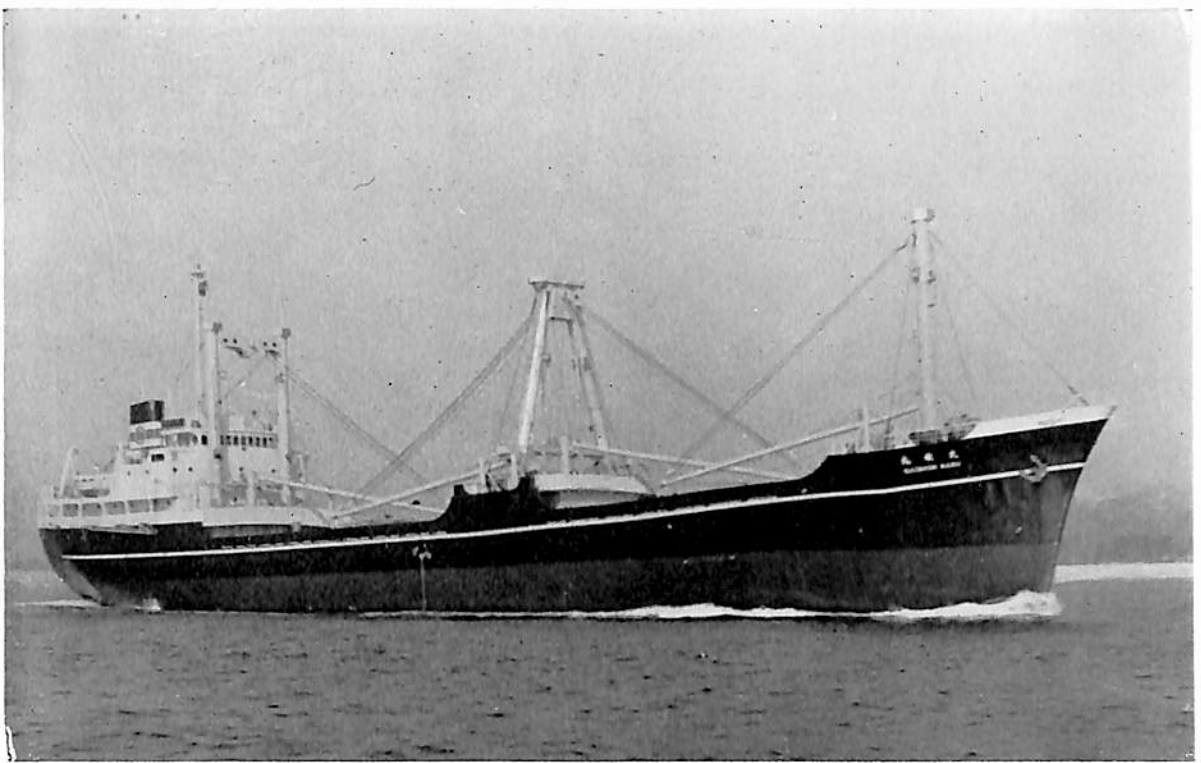


輝 光 丸 (貨物船) 船主 浅岡汽船株式会社 造船所 東北造船株式会社  
 総噸数 2,999.62 噸 純噸数 1,856.93 噸 船級 NK 載貨重量 4,831.66 噸 全長 99.10 m  
 長(垂) 92.0 m 幅(型) 15.0 m 深(型) 7.55 m 吃水 6.307 m 満載排水量 6,523.11 噸  
 主機 伊藤鉄工製 4 サイクル単動トランクピストン型過給機付ディーゼル機関 1 基 出力 2,040 PS×  
 228 RPM 速力 11.7 ノット 貨物倉容積(ベール) 5,770.2 m<sup>3</sup> (グリーン) 6,562.7 m<sup>3</sup> 燃料油  
 倉容積 251.9 m<sup>3</sup> 乗組員 25 名 起工 41-8-21 進水 41-10-28 竣工 41-12-20

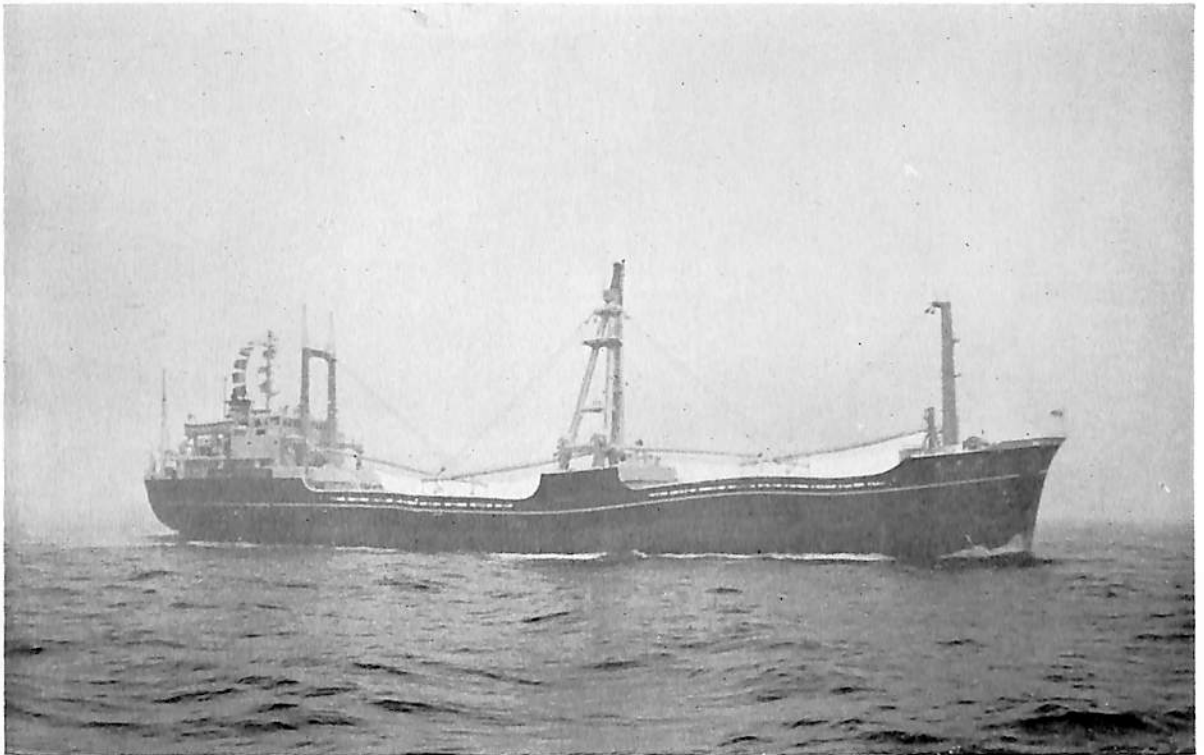


水 星 丸 (木材運搬船) 船主 東光商船株式会社 造船所 尾道造船株式会社  
 総噸数 4,035.24 噸 純噸数 2,405.21 噸 船級 NK 載貨重量 5,971.00 噸 全長 108.70 m  
 長(垂) 100.46 m 幅(型) 16.40 m 深(型) 8.20 m 吃水 6.598 m 満載排水量 8,058.48 噸  
 主機 三菱 6 UD 45 型ディーゼル機関 1 基 出力 2,970 PS×240 RPM 速力 12.70 ノット 貨物倉  
 容積(ベール) 7,750.58 m<sup>3</sup> (グリーン) 8,219.84 m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 609.83 m<sup>3</sup> 清水倉容積 309.12 m<sup>3</sup>  
 乗組員数 28 名 起工 41-8-11 進水 41-10-28 竣工 42-1-16

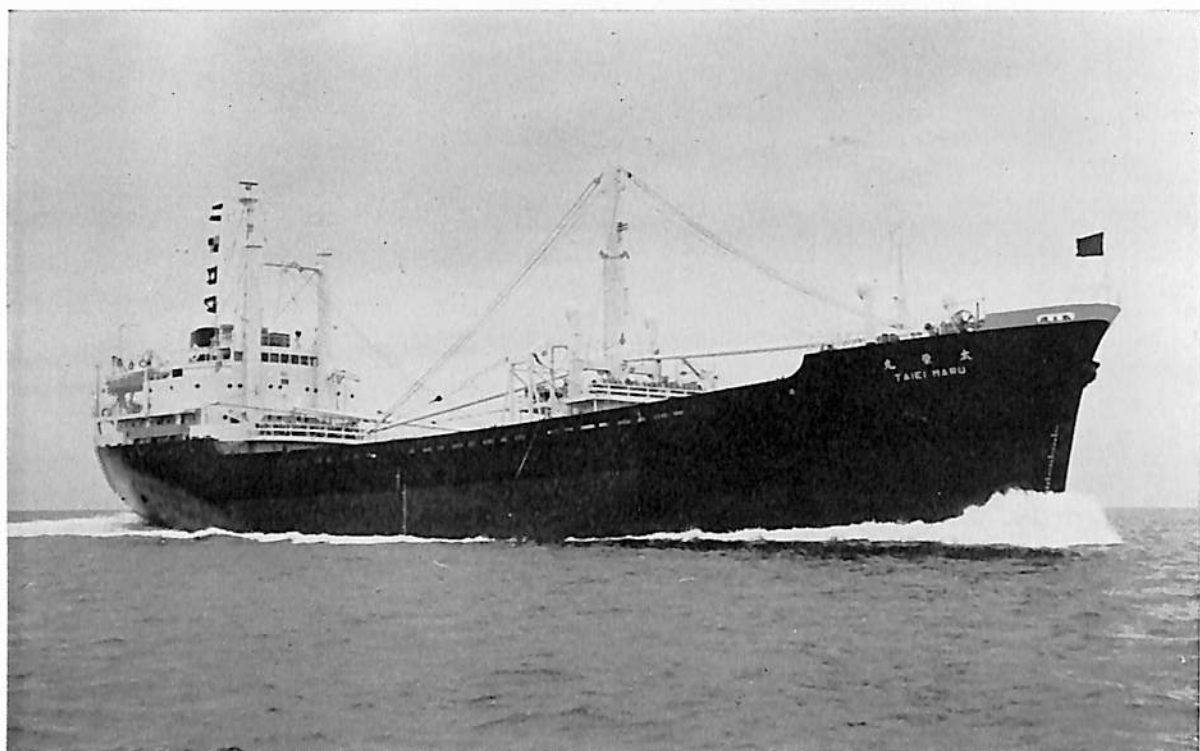




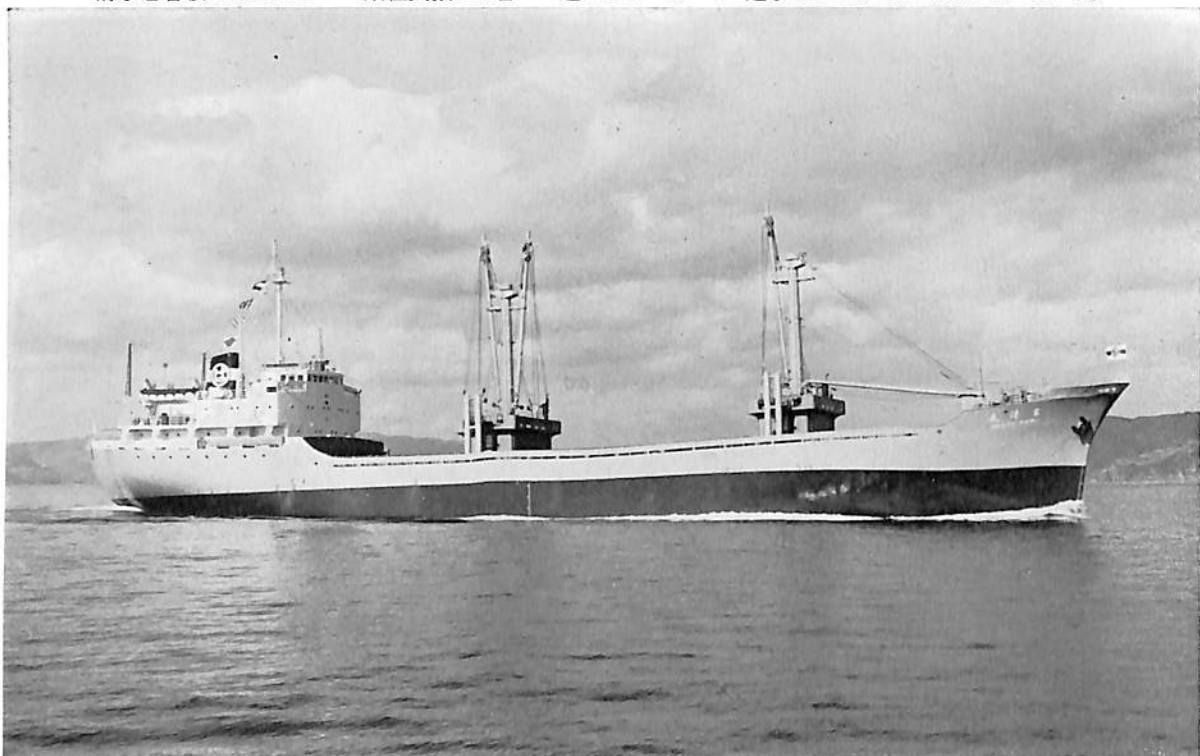
**大 峻 丸** (貨物船) 船主 浜田汽船株式会社 造船所 新山本造船・高知造船所  
 総噸数 2,641.84 噸 純噸数 1,520.18 噸 船級 NK 載貨重量 4,374.71 噸 全長 95.555 m  
 長(垂) 88.000 噸 幅(型) 14.200 m 深(型) 7.200 m 吃水 6.061 m 満載排水量 5,830 噸  
 主 機 日本発動機製 HS 6 NV 52 型ディーゼル機関 1 基 出力 2,720 PS×213 RPM 燃料消費量  
 550 kg/H 航続距離 13,000 海里 速力 12.50 ノット 貨物倉容積(ベール) 5,422.67 m<sup>3</sup> (グレ  
 ーン) 5,612.64 m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 427.27 m<sup>3</sup> 清水倉容積 541.91 m<sup>3</sup> 乗組員数 26 名 起工  
 41-9-1 進水 41-12-12 竣工 42-1-21



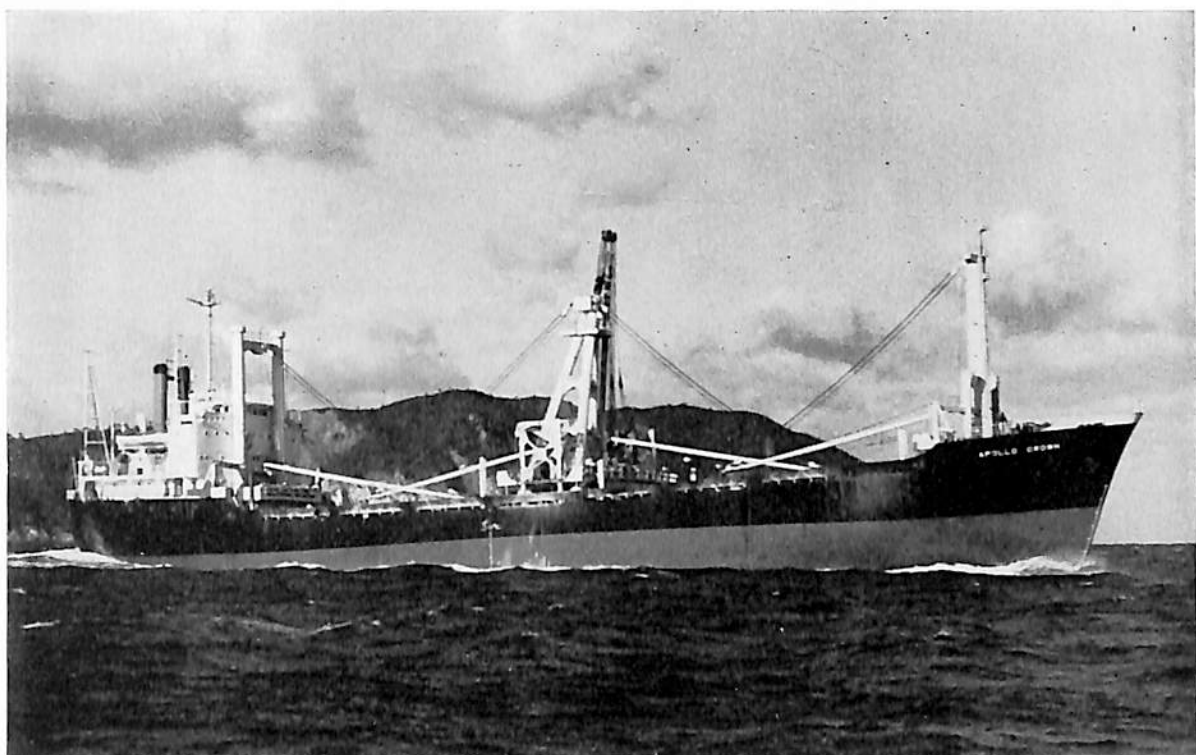
**山 恵 丸** (貨物船) 船主 山一汽船株式会社 造船所 日本海重工業株式会社  
 総噸数 2,979.79 噸 純噸数 1,918.37 噸 船級 NK 載貨重量 5,021.1 噸 全長 101.15 m  
 長(垂) 94.0 m 幅(型) 15.0 m 深(型) 7.70 m 吃水 6.476 m 満載排水量 6,702.0 噸 主機  
 日本発動機製単動 4 サイクルディーゼル機関 1 基 出力 2,720 PS×213 RPM 速力 13.0 ノット  
 貨物倉容積(ベール) 6,182.70 m<sup>3</sup> (グリーン) 6,421.72 m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 513.97 m<sup>3</sup> 清水倉容積  
 516.11 m<sup>3</sup> 乗組員数 29 名 起工 41-8-19 進水 41-10-12 竣工 41-12-26



太 栄 丸 (貨物船) 船主 太平洋運株式会社 造船所 林兼造船・長崎造船所  
 総噸数 2,594.20 m 純噸数 1,628.45 噸 船級 NK 載貨重量 4,157.54 噸 全長 86.683 m  
 長(垂) 83.00 m 幅(型) 14.40 m 深(型) 7.10 m 吃水 6.029 m 満載排水量 5,520.0 噸  
 主機 伊藤鉄工所製 4 サイクル M 476 LHS ディーゼル機関 1 基 出力 2,125 PS×237 RPM 速力  
 11.50 ノット 貨物倉容積(ベール) 4,914.89 m<sup>3</sup> (グリーン) 5,265.16 m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 284.67 m<sup>3</sup>  
 清水倉容積 353.82 m<sup>3</sup> 乗組員数 24 名 起工 41-9-7 進水 41-10-18 竣工 41-12-10

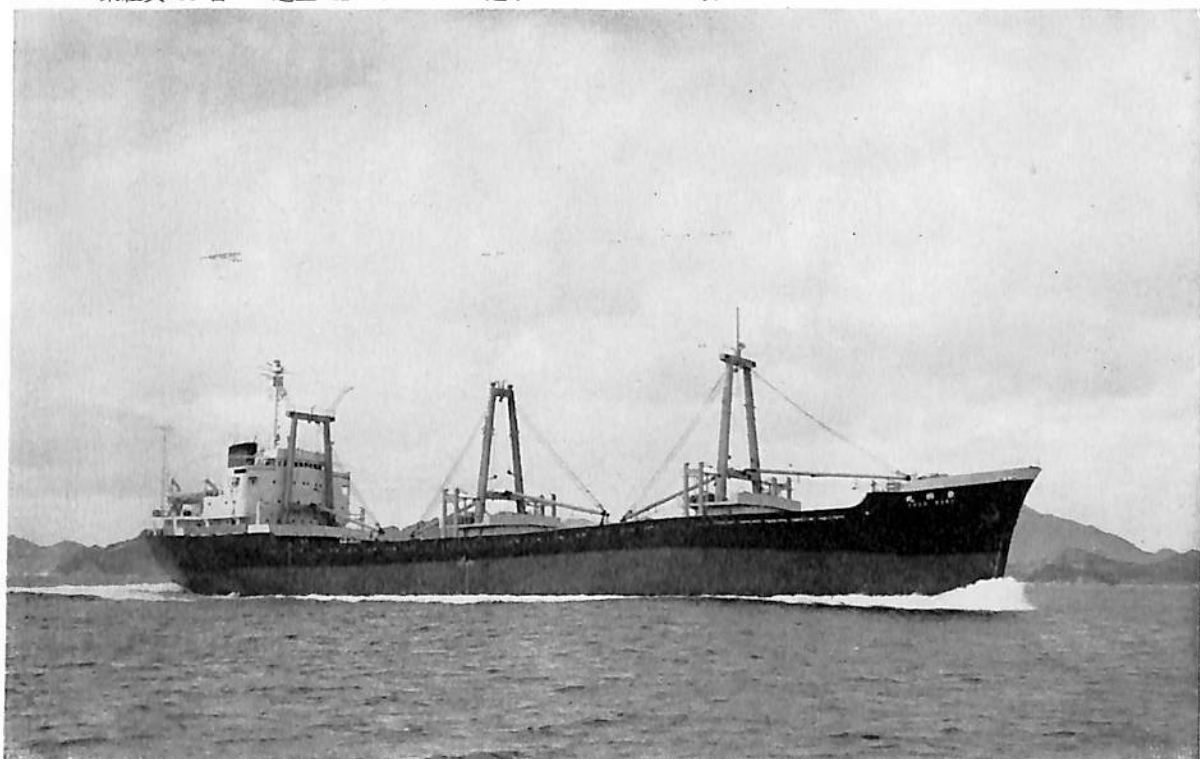


玄 洋 丸 (貨物船) 船主 大洋商船株式会社 造船所 林兼造船・長崎造船所  
 総噸数 3,987.25 噸 純噸数 2,216.86 噸 船級 NK 載貨重量 6,101.14 噸 全長 110.19 m  
 長(垂) 101.00 m 幅(型) 16.20 m 深(型) 8.25 m 吃水 6.740 m 満載排水量 8,300.69 噸  
 主機 神戸発動機製 2 サイクル単動トランクピストン型過給機付ディーゼル機関 1 基  
 出力 3,230 PS×218 RPM 速力 12.7 ノット 貨物倉容積(ベール) 7,747.76 m<sup>3</sup> (グリーン)  
 8,229.85 m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 529.45 m<sup>3</sup> 清水倉容積 536.69 T 乗組員 33 名 起工 41-10-22  
 進水 41-12-14 竣工 42-1-31



APOLLO CROWN-(貨物船) 船主 CROWN NAVIGATION CO. LTD.(リベリア)

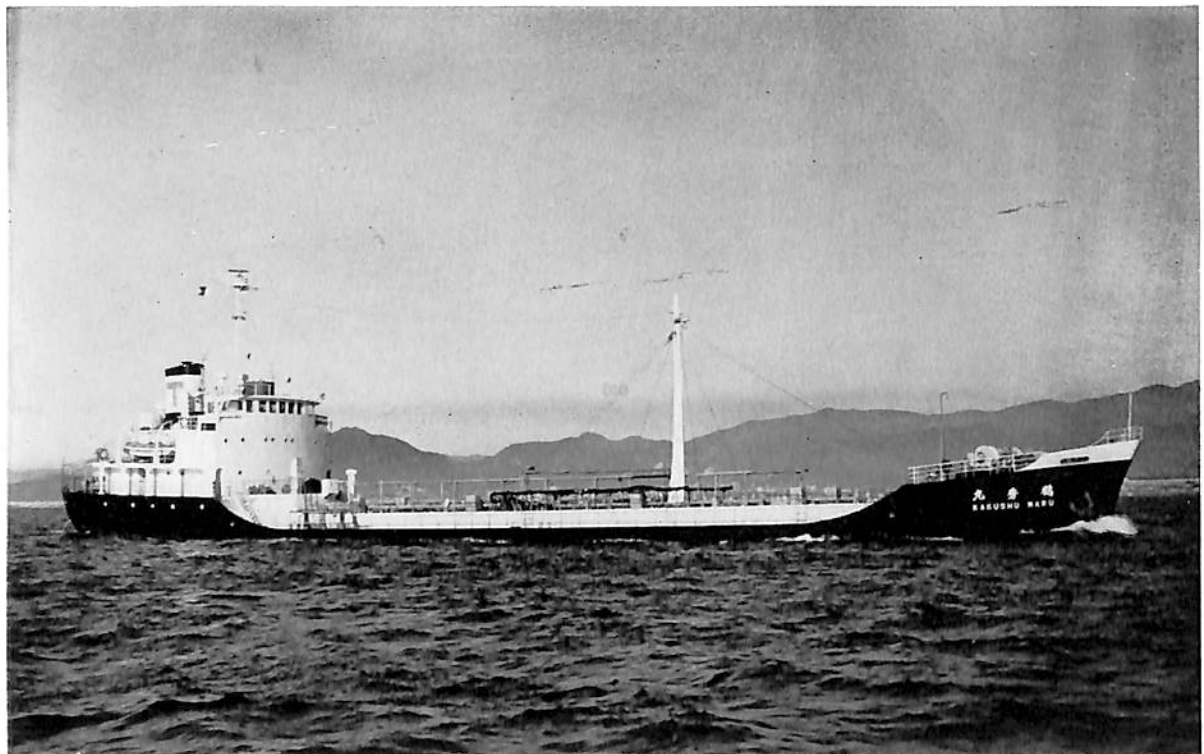
造船所 株式会社 臼杵鉄工所佐伯造船所 総噸数 3,974.43 噸 純噸数 2,736.46 噸 船級 BV  
 載貨重量 5,932.96 噸 全長 109.80 m 長(垂) 101.90 m 幅(型) 16.00 m 深(型) 8.10 m  
 吃水 6.616 m 満載排水量 8,192.00 噸 主機 石川島播磨重工 8PC2V 型ディーゼル機関 1 基  
 出力 3,050 PS×385/164 RPM 燃料消費量 159 g/ps/hr 航続距離 8,500 海里 速力 12.80 ノット  
 貨物倉容積(ベール) 7,776 m<sup>3</sup> (グレーン) 8,415 m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 632.22 m<sup>3</sup> 清水倉容積 465.11 m<sup>3</sup>  
 乗組員 35 名 起工 41-6-11 進水 41-11-1 竣工 42-1-10



東興丸 (貨物船) 船主 東興海運株式会社 造船所 株式会社 来島どっく  
 総噸数 4,709.65 噸 純噸数 2,900.41 噸 船級 NK 載貨重量 7,340.26 噸 全長 117.43 m  
 長(垂) 109.00 m 幅(型) 17.20 m 深(型) 8.60 m 吃水 6.90 m 満載排水量 9,900 噸  
 主機 日立 B&W 842-VT 2 BF-90 型ディーゼル機関 1 基 出力 4,000 PS×210 RPM 速力 13.0 ノット  
 貨物倉容積(ベール) 9,658.38 m<sup>3</sup> (グレーン) 10,147.38 m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 816.66 T  
 清水倉容積 171.70 T 乗組員数 34 名 起工 41-8-19 進水 41-12-10 竣工 42-2-6

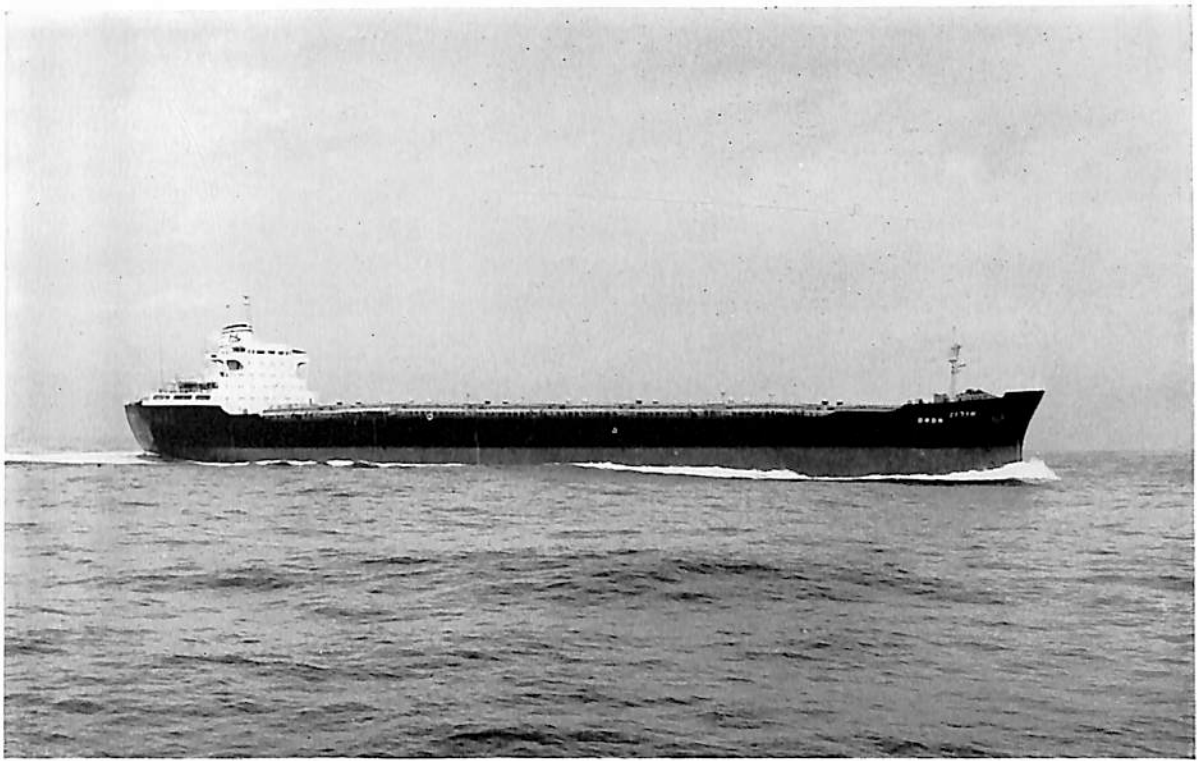


ATLANTIC PRINCESS (油槽船) 船主 ATLANTIC PRINCESS SHIPPING GO. (リベリア)  
 造船所 三菱重工・長崎造船所 長(垂) 243 m 幅(型) 38.5 m 深(型) 17.65 m 吃水 12.8 m  
 総噸数 40,884.46 噸 載貨重量 86,842 吨 速力 15.85 ノット 主機 三菱スルザー 9 RD 90 型デ  
 ィーゼル機関 1 基 出力 20,780 PS 船級 AB 起工 41-6-27 進水 41-9-29 竣工 41-12-29



鶴 秀 丸 (油槽船) 船主 鶴見輸送株式会社 造船所 瀬戸田造船株式会社  
 総噸数 1,257.94 噸 純噸数 693.13 噸 船級 NK 載貨重量 2,370.73 吨 全長 75.622 m  
 長(垂) 70.000 m 幅(型) 11.400 m 深(型) 5.600 m 吃水 5.263 m 満載排水量 3,144 吨  
 主機 ダイハツ 6 PSTbM-26 DX 型ディーゼル機関 2 基 出力 550 PS×2×642/263 RFM 燃料消費量  
 5.385 t/day 航続距離 3,358.8 海里 速力 11.682 ノット 燃料油倉 92.982 m<sup>3</sup> 清水倉 79.21 m<sup>3</sup>  
 乗組員 15 名 起工 41-6-14 進水 41-11-16 竣工 41-12-18

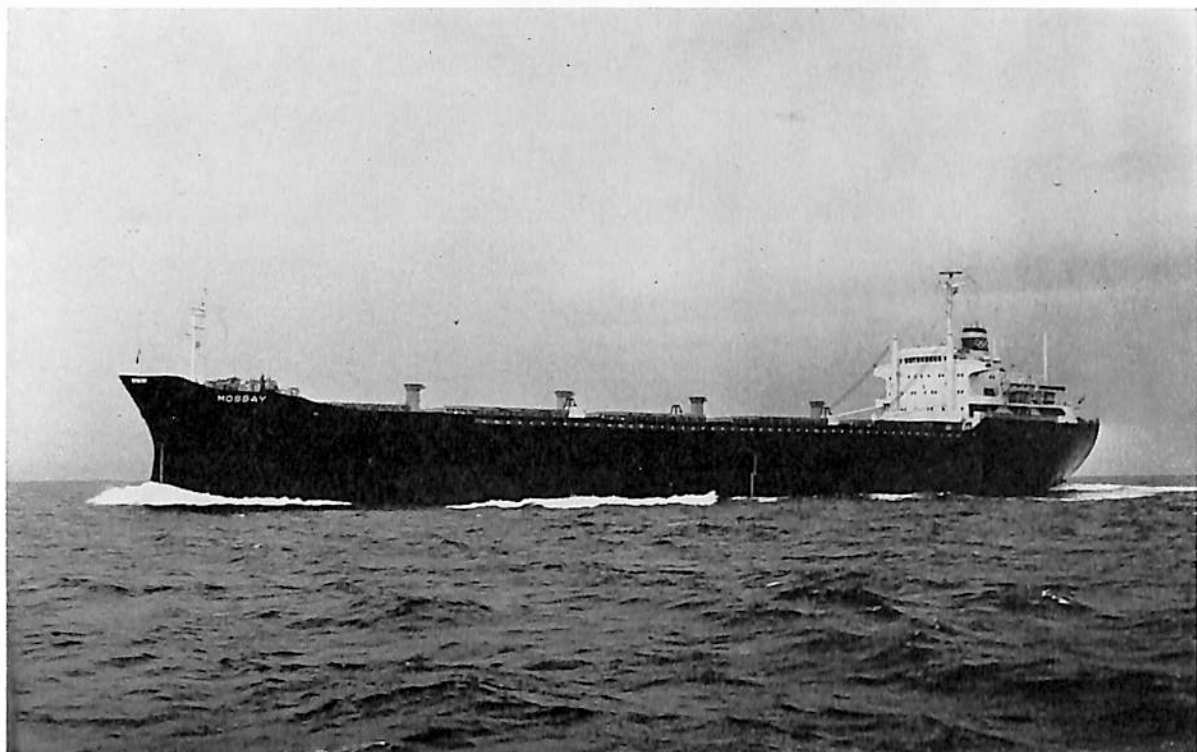




ORON (ばら積貨物船) 船主 BUCK CARRIERS CORP. (イスラエル) 造船所 舞鶴重工・舞鶴造船所  
 全長 226.00 m 長(垂) 216.00 m 幅(型) 31.50 m 深(型) 17.80 m 吃水 13.17 m  
 総噸数 35,477.79 噸 載貨重量 60,872 噸 貨物倉容積 68,000 m<sup>3</sup> 速力(試) 17.9 ノット 主機  
 舞鶴スルザー 8 RD 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 18,400 PS 船級 LR 起工 41-5-12  
 進水 41-10-12 竣工 42-1-31



WORLD UNION (ばら積貨物船) 船主 WORLD COMBINATION CARRIERS LTD. (ホンコン)  
 造船所 株式会社 藤永田造船所 総噸数 16,436.09 噸 純噸数 10,643.82 噸 船級 LR  
 載貨重量 27,001 噸 全長 173.640 m 長(垂) 164.600 m 幅(型) 22.800 m 深(型) 14.700 m  
 吃水 10.866 m 満載排水量 33,305 噸 主機 IHI-スルザー 7 RD 76 型ディーゼル機関 1 基 出力  
 10,080 PS×118 RPM 燃料消費量 40.2 t/day 航続距離 19,500 海里 速力 15.6 ノット 貨物倉  
 容積(グリーン) 1,258.772 ft<sup>3</sup> 燃料油倉(96%) 2.211 LT 清水倉 263 LT 乗組員 56 名 起工  
 41-7-14 進水 41-10-15 竣工 42-1-24



MOSBAY (ばら積貨物船) 船主 A/S MOSBULKERS (ノルウェー) 造船所 浦賀重工・浦賀工場  
 長(垂) 158.0 m 幅(型) 24.8 m 深(型) 15.0 m 吃水 10.59 m 総噸数 17,345.00 噸  
 載貨重量 26,800.00 噸 速力(試) 16.67 ノット 主機 浦賀スルザー 7RD 76 型ディーゼル機関 1 基  
 出力 10,500 PS×119 RPM 船級 NV 起工 41-8-4 進水 41-10-29 竣工 42-2-8



PACIFIC BRIDGE (ばら積貨物船) 船主 BIBBY LINE LTD. (英) 造船所 石川島磨播重工・相生工場  
 長(垂) 236.22 m 幅(型) 32.21 m 深(型) 20.10 m 吃水 12.58 m 総噸数 48,500 噸  
 載貨重量 65,800 噸 主機 IHI-スルザー 8RD 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 18,400 PS 船級 LR  
 起工 41-8-22 進水 41-10-27 竣工 42-2



VESTAN (鉍石・原油運搬船) 船主 SMEDVIGS TANKREDERI A/S (ノルウェー)

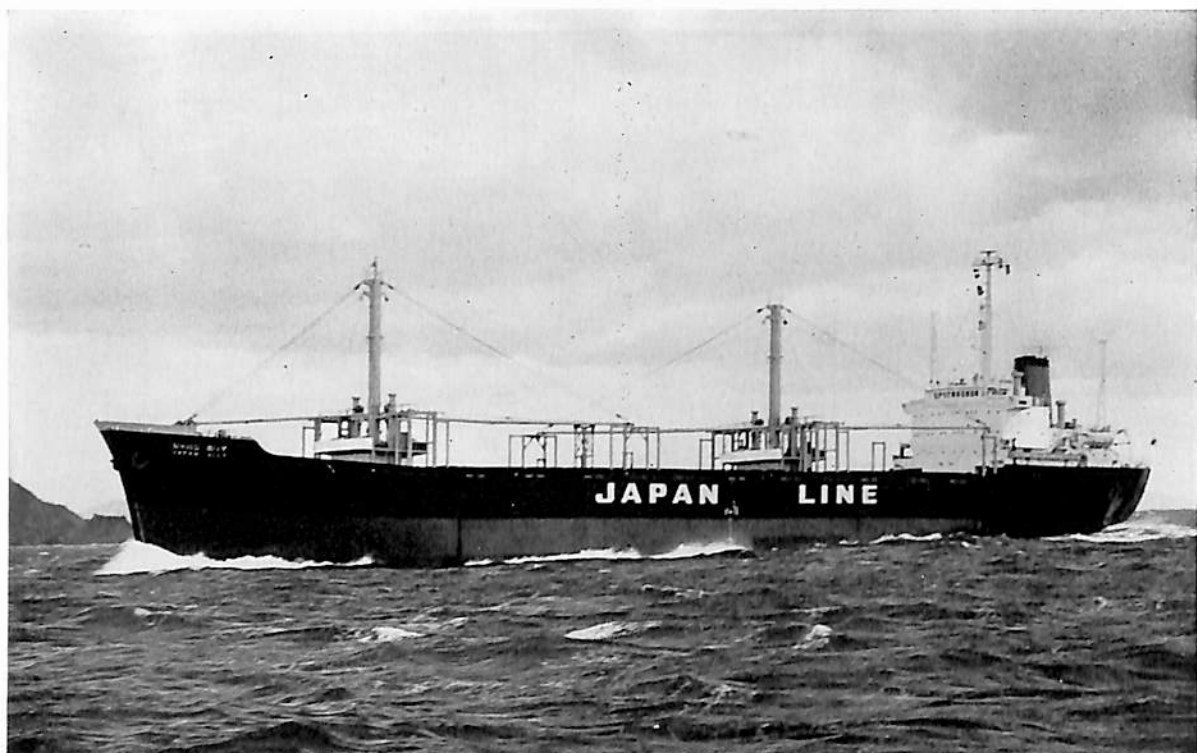
造船所 日立造船・堺工場 全長 252.10 m 長(垂) 241.00 m 幅(型) 39.00 m 深(型) 19.65 m  
 吃水 14.27 m 総噸数 55,750 噸 載貨重量 92,500 噸 鉍石倉 62,850 m<sup>3</sup> 貨物倉容積(鉍石倉  
 を含む) 117,050 m<sup>3</sup> 速力 15.2 ノット 主機 日立 B&W 984-VT 2 BF-180 型ディーゼル機関 1 基  
 出力 20,700 PS 船級 NV 乗組員 54 名 起工 41-4-27 進水 41-11 竣工 42-1-17



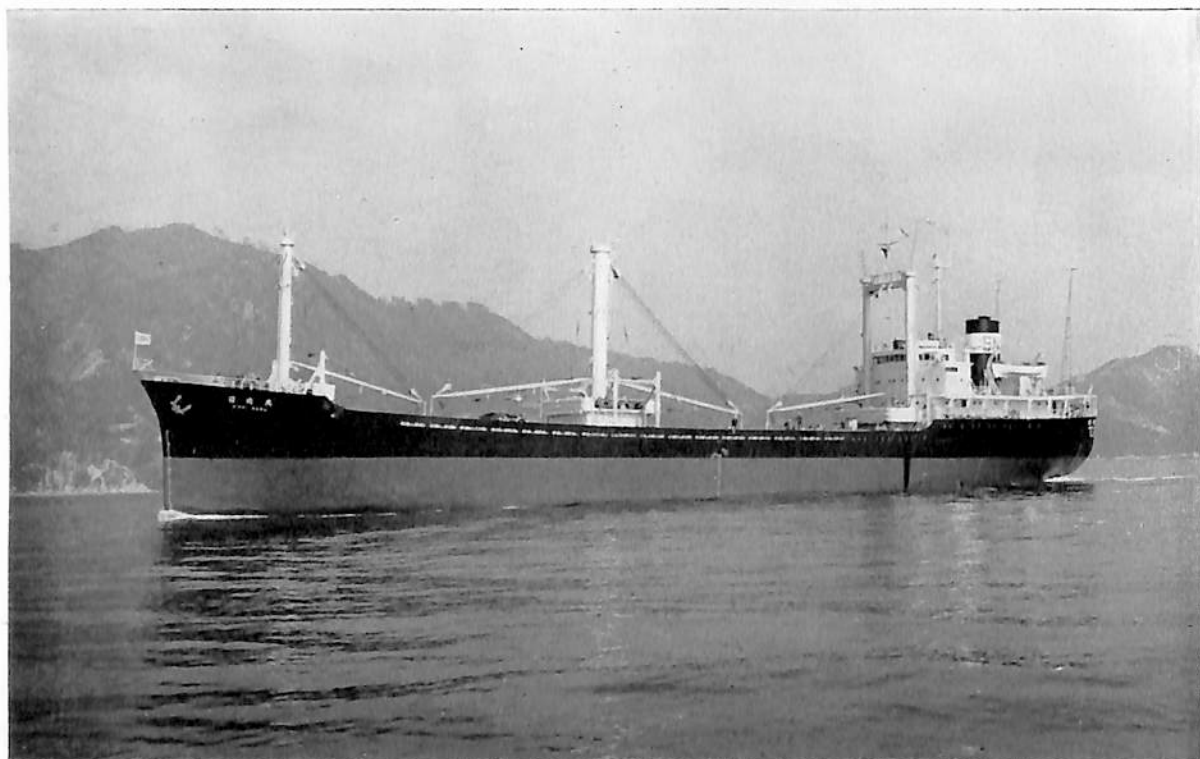
筑 紫 丸 (油兼鉍石運搬船) 船主 日本郵船株式会社 造船所 三菱重工・広島造船所

長(垂) 226 m 幅(型) 36 m 深(型) 19.10 m 吃水 12.8 m 総噸数 45,846.3 噸 載貨重量  
 76,764 噸 速力 15.1 ノット 主機 三菱スルザー 8 RD 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 18,400 PS  
 船級 NK 起工 41-6-30 進水 41-10-20 竣工 42-1-28





ジャパン ホリイ (木材運搬船) 船主 ジャパンライン株式会社 造船所 笠戸船渠・笠戸造船所  
 総噸数 10,464.93噸 純噸数 6,480.47噸 載貨重量 16,512.00噸 全長 144.70m 長(垂)  
 136.00m 幅(型) 22.20m 深(型) 12.00m 吃水 8.7925m 満載排水量 20,810噸 主機  
 IHI スルザー 6RD 68型ディーゼル機関1基 出力 6,120PS×128RPM 燃料消費量 23.7kt/day  
 航続距離 13,600海里 速力 14.2ノット 貨物倉容積(ベール) 20,949.43m<sup>3</sup> (グリーン) 21,155.13m<sup>3</sup>  
 燃料油倉容積 1,031.36m<sup>3</sup> 清水倉容積 410.45m<sup>3</sup> 乗組員 36名 起工 41-7-23 進水 41-10-31  
 竣工 42-1-10

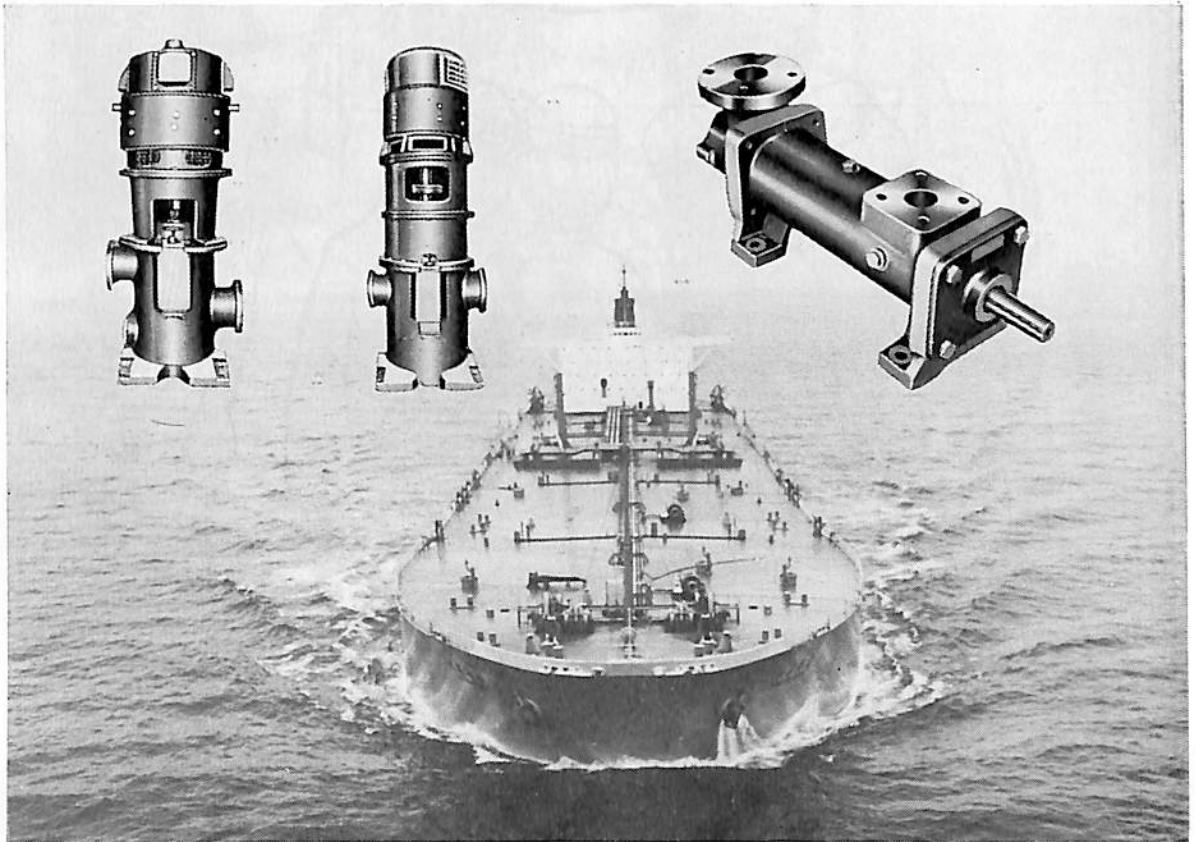


日 比 丸 (木材運搬船) 船主 松南汽船株式会社 造船所 波止浜造船株式会社  
 総噸数 2,988.63噸 純噸数 1,785.82噸 船級 NK 載貨重量 5,099.65噸 全長 100.600m  
 長(垂) 94.000m 幅(型) 15.000m 深(型) 7.700m 吃水 6.407m 満載排水量 6,916噸  
 主機 阪神内燃機製4サイクルランクピストン型ディーゼル機関1基 出力 2,295PS×241RPM  
 速力(試) 14.75ノット 貨物倉容積(ベール) 6,178m<sup>3</sup> (グリーン) 6,547m<sup>3</sup> 燃料油倉容積 486.79m<sup>3</sup>  
 清水倉容積 341.40m<sup>3</sup> 乗組員数 26名 起工 41-8-21 進水 41-10-12 竣工 41-11-28



# 川崎イモポンプ

世界の船舶の50%はイモポンプを使っています



川崎イモ (IMO) ポンプは簡単な構造ですぐれた性能を有する定容量型回転式ネジポンプで、他のポンプに比べ信頼性が高く、しかも故障は皆無です。

その性能は定評があり、主機関潤滑油・燃料油移送・燃料油サービス・燃料油ブースタ等のポンプに中広く使用され、世界の船の50%にイモポンプが搭載されています。イモポンプは、スウェーデン、アメリカ、イギリス、フランス、イタリア、ポーランドの各国に国際的サービス網がありますのでアフターサービスは完璧です。

## 特長

1. 構造はいたって簡単であり、高度の耐久性がある。
2. 高吸入能力を有しているため高粘度にも適している。
3. 吐出油は、脈動、泡立ちがない。
4. ノイズレスである。
5. ポンプは電動機に直結でき、減速装置、アキュムレータなどの装置を必要としないので据付面積が非常に小さくてすむ。
6. 高速回転が出来るのでポンプ、電動機とも小型で消費電力が少なく経済的である。

## 用途

- 主機関潤滑油ポンプ
- 過給機潤滑油ポンプ
- カムシャフト潤滑油ポンプ
- 燃料弁冷却ポンプ
- 燃料油ブースタポンプ
- 潤滑油移送ポンプ
- シリンダー油移送ポンプ
- 燃料油移送ポンプ
- 燃料油サービスポンプ
- 植物油移送ポンプ
- 可変ピッチプロペラ用油圧ポンプ



海と陸 世界に伸びる

# 川崎重工

機事業部  
明石工場  
本東京支店  
名古屋営業所  
大阪営業所  
福岡営業所

明石市林字北窪148 (913)2112  
神戸市生田区東川崎町2丁目14 (67)5001  
東京都港区新橋1丁目1-1 (503)1331  
名古屋市中区錦1丁目19-24 (201)6451  
大阪市北区堂島浜通2丁目4 (344)1271  
福岡市上呉服町10-1 (28)4126

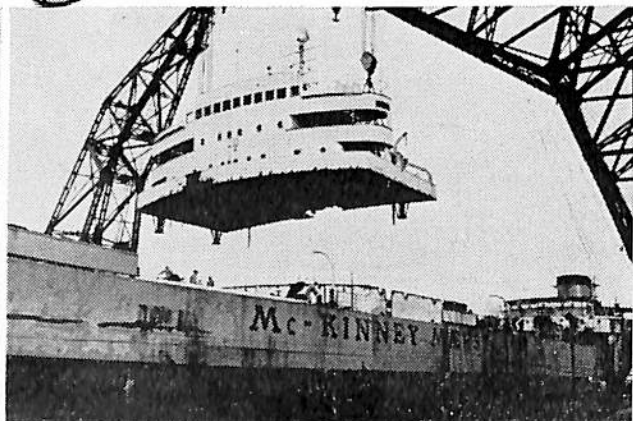
# 世界的水準を行く修繕技術



## 船のドクター NKK

NKKは、修繕、改造の主力工場である浅野船渠を中心にあらゆる種類の船舶の一般修理、各種改造、損傷修理およびエンジン取り換え工事を実施しており、3造船所全体の修繕能力は年間465万総トンを有しております。

工事の優秀さと工期の正確さについては世界中の船主から定評を得ています。



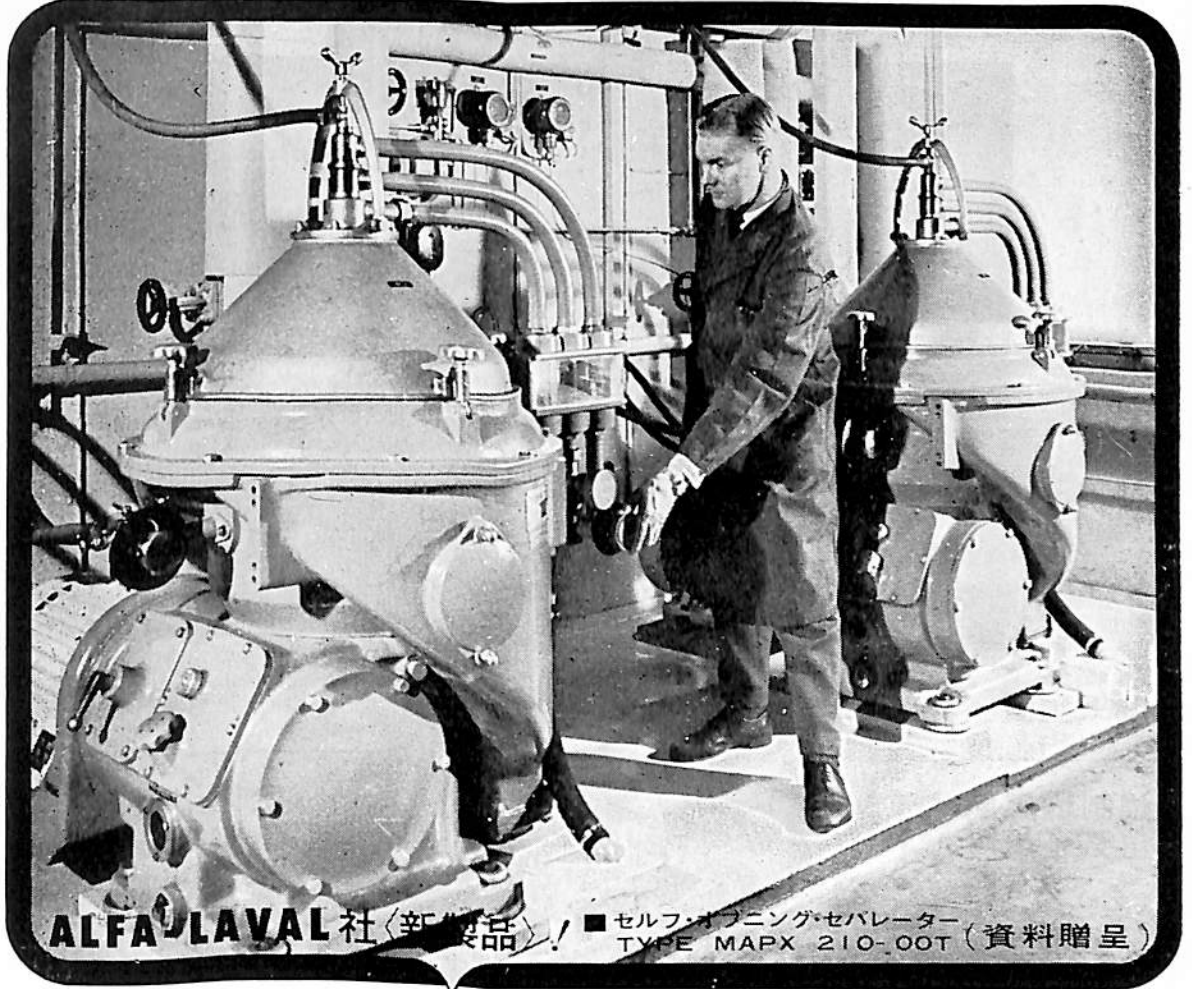
## 日本鋼管

船舶・修繕船営業部

東京・神田須田町 TEL.255-7211

# 油清浄機

技術提携先. **ALFA-LAVAL A.B.** Stockholm, Sweden



ALFA-LAVAL 社〈新製品〉! ■セルフ・オープニング・セパレーター  
TYPE MAPX 210-00T (資料贈呈)

□ 燃料油清浄機 (ディーゼル油用・バ  
ンカー油用) / 潤滑油清浄機 (ディー  
ゼル及タービン用) / 各種遠心分離機

瑞典アルファラバル会社日本総代理店

**長瀬産業株式会社** / 機械部



■ 本 社 大阪市南区塩町通4-26東和ビル  
電話 (252) 1 3 1 2 大代表  
■ 東京支店 東京都中央区日本橋本町2-20小西ビル  
電話 (662) 6 2 1 1 大代表

■ 製作及整備工場  
京都機械株式会社 分離機工場  
京都市南区吉祥院御池町31  
電話 (68) 6 1 7 1 代表



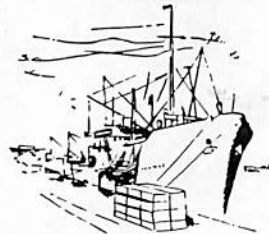
# SF 空気調和装置



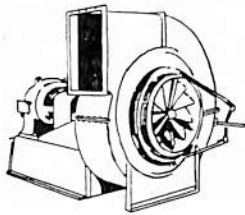
快適な  
換気装置



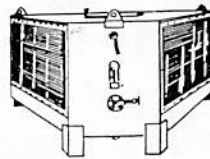
船倉  
換気装置



強制通風扇と  
空気予熱機



空気清浄機と  
空気ろ過器



日本で進水させた船舶のうち、合わせて5,730,000重量トン  
(100有余隻)の船が、SF製品を装備しています

■詳細は弊社船舶機械部へお問い合わせ下さい。



日本総代理店

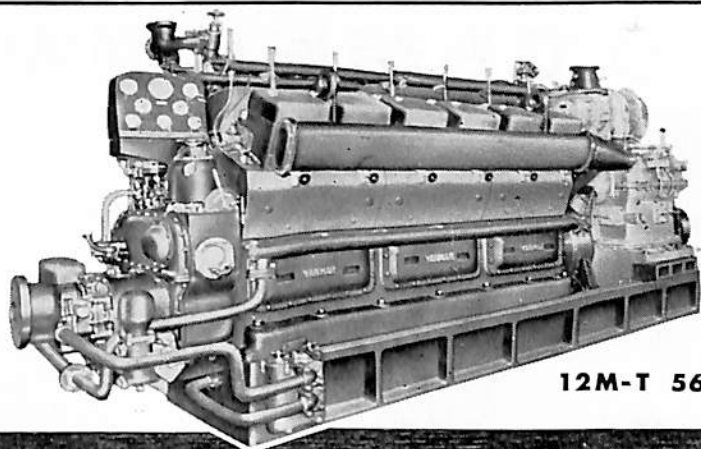
株式  
会社

## ガデリウス 商会

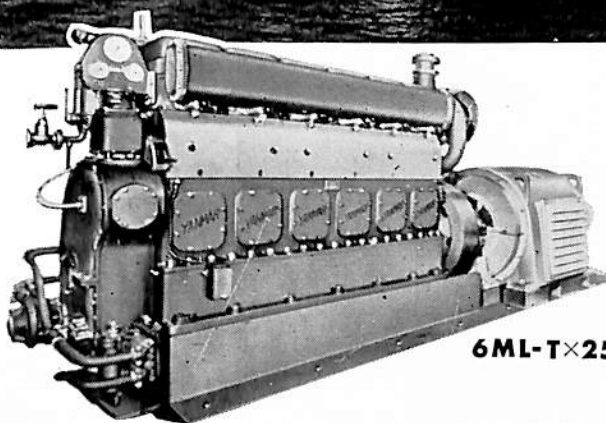
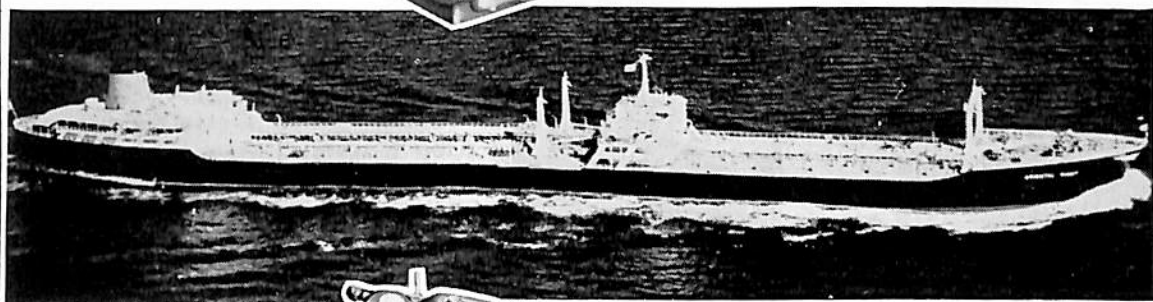
東京都港区元赤坂1-7-8 電話 403 2141(大代)  
 神戸市生田区浪花町27 興銀ビル 電話 39 7251(大代)  
 名古屋市中区錦1-19-24名古屋第1ビル 電話 201 7791(代)  
 福岡市博多区2-2 福岡第1ビル 電話 28 2444・5606  
 札幌市北四条西4-1 ニュー札幌ビル 電話 25 3580・6634



# ● 船舶の主機、補機に！



12M-T 560 馬力



6ML-T×250KVA

●船舶主機用 3—800馬力 ●船舶補機用 2—1000馬力

# ヤンマー ディーゼル



**ヤンマーディーゼル株式会社**

<本社> 大阪市北区茶屋町62  
東京・福岡・札幌・高松・広島・金沢・仙台・岡山・旭川・大分



<国内補機總販売元>  
**日本船舶機器株式会社**  
<本社> 大阪市東区南本町4の20(有楽ビル)  
<営業所> 東京都中央区銀座東7丁目2の2

# 高いようでも結局は割安……



電気溶接用ケーブルがどの位長もちするかはそれが荒っぽい取扱いにどんなに立派に対抗できるかによって異なります。「ネオプレン」®で被覆した溶接用ケーブルは、長い期間使用できます。

「ネオプレン」は、いろいろの良い特性を沢山もっており、その組合せもよくできていますから、溶接用ケーブルには絶好の被覆材料です。「ネオプレン」は、スパーク、焔、摩耗、オゾン、天候に立派に対抗しますし、油、酸、化学薬品に曝らしても害を受けません。また「ネオプレン」は、どんな温度や天候の下でもその機能を失いません。「ネオプレン」は、普通のゴムよりは少しばかり値段が高いので、「ネオプレン」被覆の溶接ケーブルも普通のゴムで被覆した溶接ケーブルよりや、高目になります。しかし、「ネオプレン」被覆の溶接ケーブルの使用寿命は他の製品よりも遙かに長いので、この値段の差は、充分補って余りのある勘定になります。

今度、お求めのときには、「ネオプレン」被覆溶接ケーブルが長期間使用できるという点を充分ご検討下さい。もし、使用寿命について1メートル当りの単価を計算すれば、値段の安い他の製品よりも結局は安上りだということがお解りになると思います。

「ネオプレン」製溶接ケーブルや他の「ネオプレン」製品については、資料も揃っております。昭和ネオプレンKKまで一報下さい。詳しい資料を早速お送りいたします。

®は登録商標。

1932年以来実証された信頼性



**NEOPRENE**

化学を通じ…より良き生活のため、より良き製品を



昭和ネオプレン株式会社

東京都港区芝公園第11号地の2松啓ビル

電話 433-5271

(御芳名)

(所属部所)

(御社名)

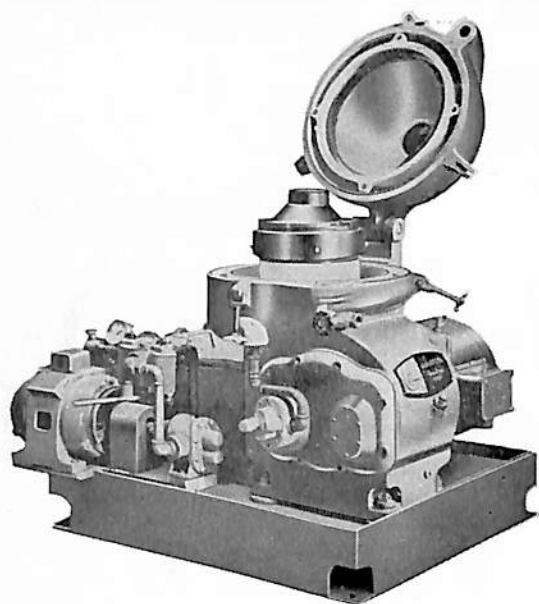
(御住所)

このクーポンをお切りの上、上記宛お送り下さい。資料を差し上げます。

Ship 3/67-J

# 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

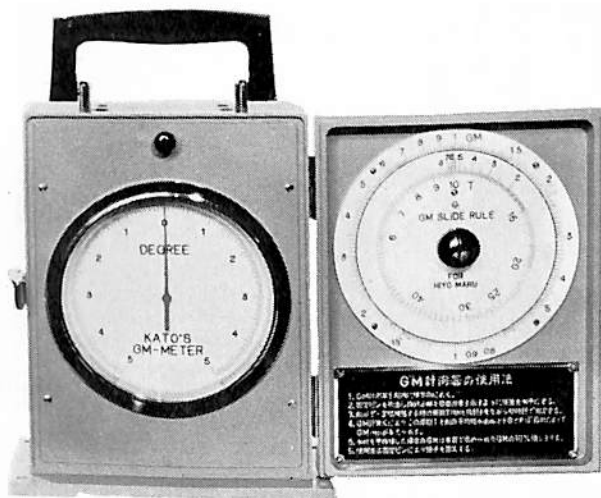
ペンソールト ケミカルズ コーポレーション  
シャープレス機器部 日本総代理店

### 巴工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3/2 (第二丸善ビル)  
電話 東京 (271) 4 0 5 1 (大代表)  
大阪出張所 大阪市南区末吉橋通り4/23 (第二心齋橋ビル)  
電話 大阪 (252) 0 9 0 3 (代表)

# あなたの安全を保証する

特許：加藤式GMメーター  
東京大学名誉教授 加藤弘先生御発明



## GMメーター

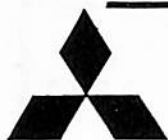
- 船に積荷をするとき、常に重心の位置を測定出来るので正しい位置に積荷をする判断が出来る
- 遊覧船、小型客船に大勢の人が乗るとき、科学的に安全な配置を指示することが出来る



株式  
会社

## 石原製作所

東京都練馬区中村3-18  
電話 東京 (999) 代表2161-5



# 三菱防蝕亜鉛

## CATHODIC PROTECTION ZINC

# CPZ

### CPZの用途

各種船舶の外板，パラスタック  
 推進器軸，繫留ブイ，浮ドック  
 港湾施設（鋼失板岸壁，水門扉，閘門，棧橋）



船尾に取付けた CPZ-8F

## 三菱金属鉱業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地(大手ビル) 電話(270)8451

営業所/大阪, 札幌, 仙台, 新潟, 名古屋, 広島, 福岡

総代理店・三菱商事株式会社

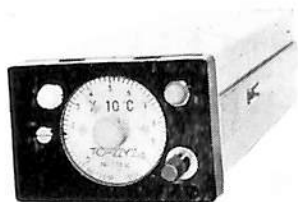
設計施工・日本防蝕工業株式会社

## 船舶の自動化・集中制御に *Murayama*

### 排気・冷却水 電気温度計 軸受・冷蔵艦

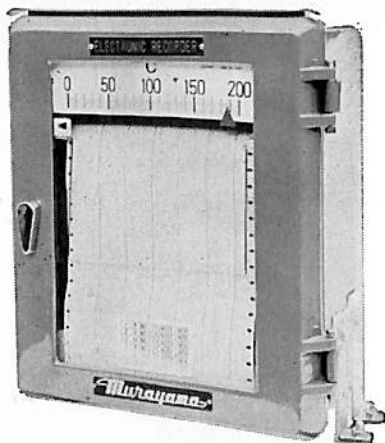


E C 形 (調節)



T C 形 (警報)

指 示  
 記 録  
 警 報  
 調 節



M K 形 (記録)



## 株式会社 村山電機製作所

本社 東京都目黒区中目黒3-1163

電話 (711) 5201 (代表) - 5

出張所 小倉・名古屋



# Airymeter

## エアリメーター

- 高性能吃水計として
- タンカー液面計として
- 船舶積載重量の検量用として

関連製品……

ドラフト・モニター

トリム・ヒールを吃水値として  
監視できる簡易なメーター

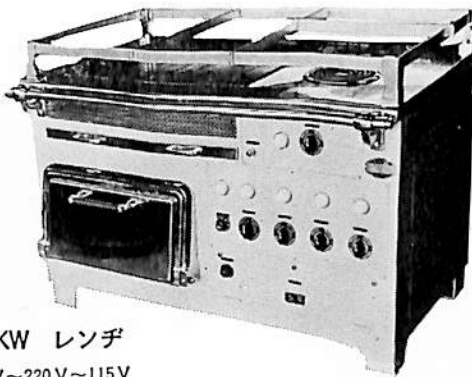


### 日本エアリメーター株式会社

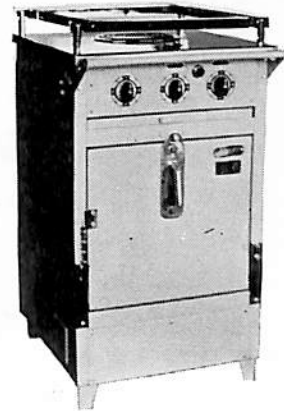
本 社 神戸市生田区海岸通3丁目5大島ビル  
電話 神戸(39)2312  
事業所 東京都千代田区丸の内1-1国際観光会館  
電話 東京(212)4311内315

## 船舶厨房調理機器全般

耐久力の長大 頑強な機器 厚鋼板の各種オイル・電気レンジ



24KW レンジ  
440V~220V~115V



サロン・メス・パントリーレンジ

取締役社長 岩松一郎

YKK

株式会社横浜機器S.S

本社・工場

横浜市中区新山下町1の1  
電話 横浜(20)9556代表  
電略「ヨコハマ」ワイケイケイ

合成調理機・ライスボイラー・湯沸ボイラー・炊飯器・豆腐機・アイスクリーム機・素焼オーターフィルター・耐熱プレート・バーナー

# 超マンモス・タンカー 《出光丸》を塗装した



出光丸

世界最高  
水準を行く!!

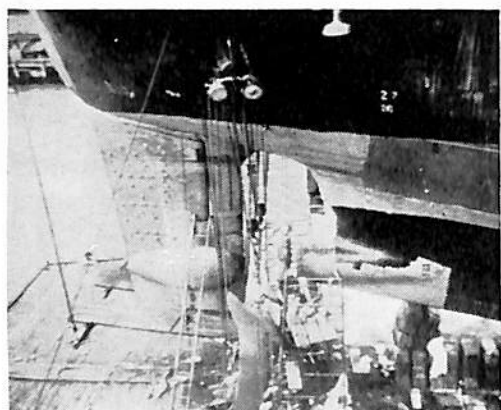
## 高田船底塗料

船底部に／高田QD1号および高田QD2号  
水線部に／高田QD1号および高田BM水線  
外舷部に／高田BM1号および  
ニッサングラストンNO.3000



本社／東京・丸の内(東京ビル)  
関西塗料部／大阪・東淀川(三国工場)  
支店／札幌・名古屋・福岡

# Devcon®

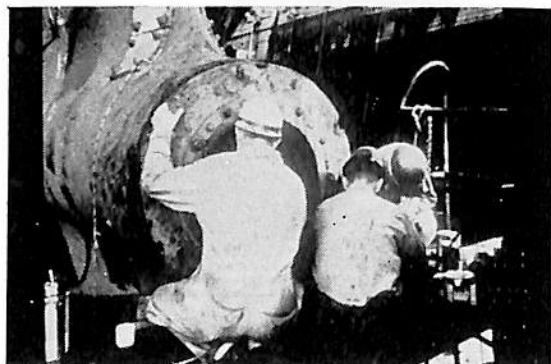


硬化が速い!  
強い!  
使い易い!



## を船舶修理に!!

*Plastic Steel*® は摩耗したポンプ、  
亀裂を生じた鋳鉄・各種配管・油圧系統・  
タンク等の漏れ、摩耗したバルブ・カム・  
ギヤの変更等の永久修理ができます。



DEVCON CORPORATION DANVERS, MASS. U. S. A.

## 日本デブコン株式会社

東京都品川区東五反田5ノ10ノ18(岩田ビル)  
TEL (447) 4771(代)  
大阪出張所 大阪市北区絹笠町9(大和ビル)  
TEL 大阪(364) 0666・(361) 8498

発 売 中

監 修 者

川崎重工業

横浜国立大学

富士電機製造

日本海事協会

上野 喜一郎

小山 永敏

土川 義朗

原 三郎

実際家のための  
世界最初の造船辞典

# 船舶辞典

A5判 700頁 布クロス装函入 定価 2,800円 千 120円

**項目数** 独立項目数2,600。船体・機関・艤装・船種・法律規程その他造船技術者に必要な重要項目は余すところなく網羅されている。なおこの他に2,500の参照項目がありあらゆる角度から引くことができるように工夫されている。

**内 容** 造船関係の現場の人にすぐ役立つよう、凸版・写真版を多数挿入して、平易に解説されている。執筆者数45名。斯界の第一線に活躍する権威者を揃えている。

**附 録** 欧文索引、船の歴史年表、世界及び日本の船腹その他の諸統計表、造船所・船主・関連工業会社の住所録等を収録してある。

## 執筆者

石川島 播磨重工業 井上 宗一  
三菱日本横浜造船所 猪熊 正元  
日本海事協会 今井 清  
東京商船大学助教授 岩井 聡  
石川島 播磨重工業 岩間 正春  
川崎重工業 上野喜一郎  
日本鋼管鶴見造船所 太田 徹  
船舶技術研究所 翁長 一彦  
日本鋼管鶴見造船所 大日方得二  
三菱日本横浜造船所 小口 芳保  
日本鋼管鶴見造船所 金湖 克彦  
東京商船大学助教授 川本文彦  
船舶技術研究所 木村 小一  
運輸省船舶局 工藤 博正  
水産庁漁船課 小島誠太郎  
日本鋼管鶴見造船所 駒野 啓介

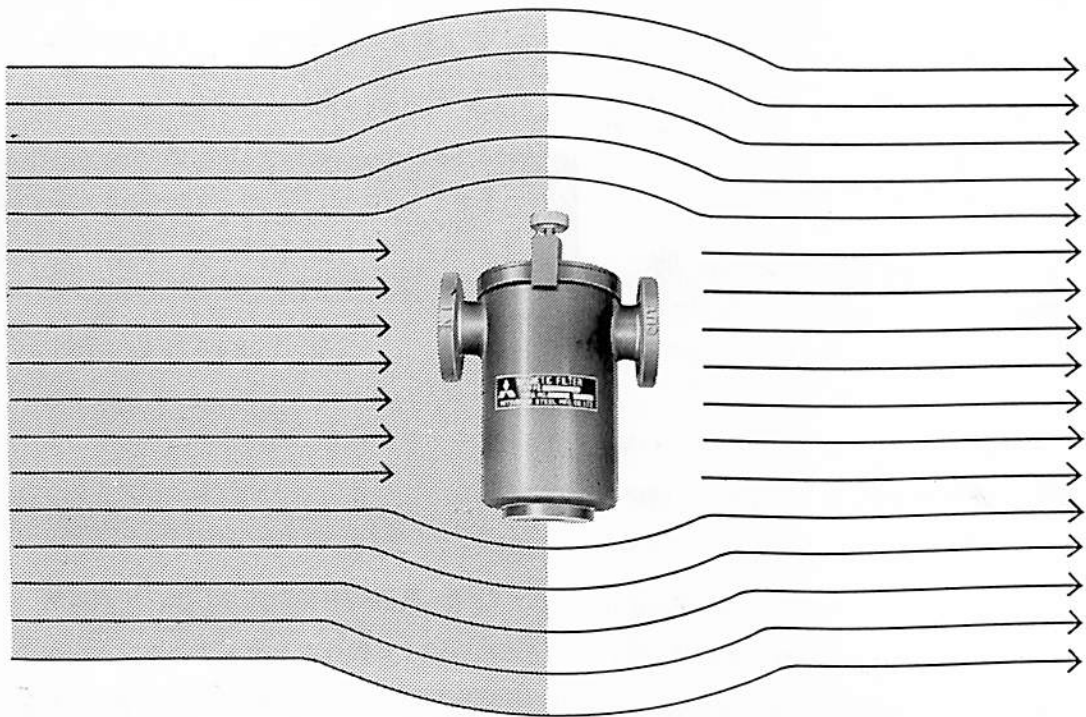
横浜国立大学教授 小山 永敏  
日本鋼管鶴見造船所 地引 祺真  
日本鋼管鶴見造船所 鈴木 宏  
運輸省船舶局 芹川伊佐雄  
三菱造船長崎造船所 竹沢五十衛  
東京大学助教授 竹鼻 三雄  
東京商船大学教授 谷 初蔵  
富士電機製造 土川 義朗  
三菱日本横浜造船所 徳永 勇  
防衛庁技研本部 永井 保  
東京商船大学助教授 中島 保司  
東京商船大学助教授 西山 安武  
運輸省船舶局 野間 光雄  
浦賀重工浦賀工場 泊谷 公人  
東京計器製造所 波多野 浩

日本海事協会 原 三部  
三井造船玉野造船所 原野 二郎  
東京大学助教授 平田 賢  
史料調査会 福井 静夫  
東京商船大学助教授 巻島 勉  
三菱日本横浜造船所 増山 毅  
日本鋼管鶴見造船所 松尾 元敬  
石川島 播磨重工業 村山 太一  
船舶技術研究所 矢崎 敦生  
航海訓練所教授 矢野 強  
三井造船本社 山下 勇  
船舶技術研究所 横尾 幸一  
横浜国立大学教授 吉岡 勲  
三菱日本横浜造船所 吉田 兎四郎  
東京商船大学教授 米田 謹次郎

東京都新宿区赤城下町50

# 天 然 社

振替東京79562番



油をはじめ  
あらゆる液体から  
鉄粉・微粉末を  
除去する

——機械の寿命を延ばす——

## マグネチック フィルター

タンクに簡単にとりつけられる

## マグネチック プラグ

機械やエンジンの中で循環しているさまざまな油には、微細な鉄粉、微粉末が混っていて、加工物の亀裂や傷発生をおこし、また機械の寿命を短くする原因をつくっています。三菱が新たに開発したマグネチックフィルターは強力な磁力により鉄粉をすいとり除去する装置…非磁性微粉末も真ちゅうフィルターにより除去します。よりよい製品を生み機械の寿命を延ばす保守の新鋭器です。

 **三菱製鋼株式会社**

磁材部/ 東京都江東区大島6の1の7 TEL(683)2211(大代表)  
営業所/ 大阪・名古屋・広島・倉敷・長崎・八幡・仙台・札幌



# 船尾船橋楼の前後振動について

— その特色と二三の検討 —

広 渡 智 雪

日立造船株式会社技術研究所

## 1. 緒 言

最近日本で建造されている超大型船のほとんどは、船尾に航海船橋や居住区を集めたいわゆる船尾船橋楼船である。このような船舶では、操船の便宜上航海船橋からの見とおし角をある角度以上に保持するため船楼の高さを高くする必要があり、載貨重量8万t以上の船舶では船楼の階数が6層~7層になることが多い。船尾船橋楼のこのような高さの増大は、その固有振動数を低下させ、blade frequency との共振を生ずる危険性の多いことは容易に想像されることであるが、同時にまた、このような高い船橋楼が船体の各部の中でもつとも振動の激しい船尾部に位置していることと相俟つて、最近この船尾船橋楼の振動が特に問題とされるようになって来ている。

船尾船橋楼の振動には、もちろん上下振動、水平左右振動などもあるが、中でも特に顕著なものはその水平前後振動である。この船尾船橋楼の前後振動については、既に昨年本誌に、熊井教授<sup>1)</sup>が詳細な解説を行つておられるが、筆者は日立造船(株)建造の18隻の超大型船について船橋楼の前後振動に関する実船実験を行ない、その振動性状を実験的に検討して来たので、これら実船における計測結果を中心として船尾船橋楼の前後振動について述べることにする。

## 2. 船尾船橋楼・前後振動の実船実験

実船実験を行うには、よく知られているように起振機

を用いて振動を起させる方法と試運転などの航走時を利用して計測する方法の2つがあるが、後者は振動源がかなり複雑となり、現象の適確な解明には必ずしも充分ではないので一般には起振機を使用する方法が採られる。筆者の実験は、その大多数が両者を併用して行なわれているが、ここでは起振機による実験結果を主として述べることにする。

### 2.1 固有振動数・共振曲線

起振機を適当な船橋楼甲板に取付けて前後方向に起振し、その回転速度を順次上昇させてゆくとある特定の回転速度で船橋楼が前後方向に大きく振動する。これがいわゆる船橋楼の固有振動数であり、この時の起振機の各回転速度(すなわち船橋楼の各振動数)と前後振動の振幅との関係を描けば共振曲線が求められる。今その一例としてI船(Tanker,  $L \times B \times D = 227 \text{ m} \times 36.5 \text{ m} \times 16.4 \text{ m}$ ,  $DW = 70,000 \text{ ton}$ , 船橋楼階数=6層, 推進器翼数=5, 常用回転数=108 r.p.m.)の場合を示せば Fig. 1. の如くである。この図によれば、本船の場合 520 c.p.m.~650 c.p.m. の範囲および 900 c.p.m.~1,100 c.p.m. の範囲にそれぞれ振幅のピーク群がみられる。そして、前者では明瞭なピークが4ヶ、後者では前者ほど明瞭ではないが3~4ヶのピークが認められる。船尾船橋楼の前後振動では、共振曲線にこのようなピーク群が見られることが大きな特色の1つであり、これらの中でも特に前者がいわゆる blade frequency (本船の場合  $108 \text{ r.p.m.} \times 5 =$

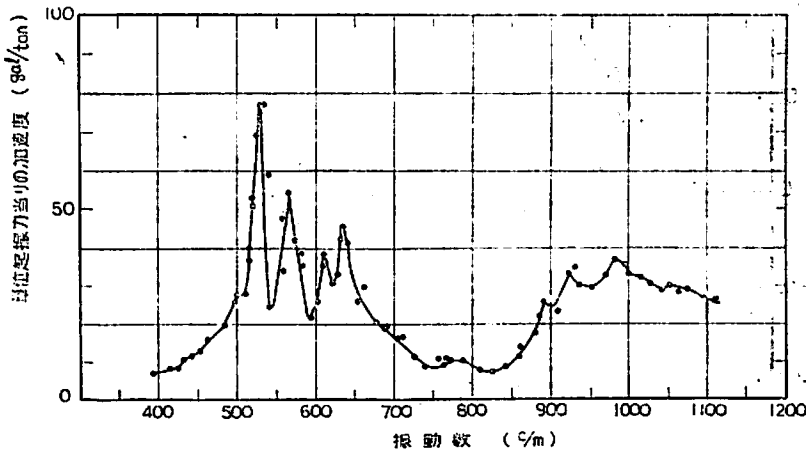


Fig. 1. I 船の共振曲線

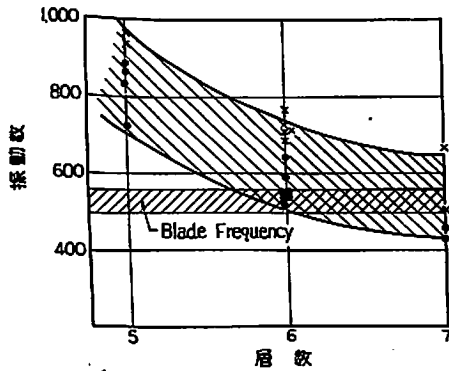


Fig. 2 「下のpeak群」と甲板層数

540 c.p.m)の近傍にあることが振動の見地から問題となる訳である。

これらのピーク群の振動数は船橋楼甲板の階数によって増減するが、仮に2つのピーク群をそれぞれ「下のピーク群」および「上のピーク群」と呼ぶことにして、「下のピーク群」と船橋楼甲板の階数との関係を探ってみると Fig. 2 の如くである。この図からわかるように、船尾船橋楼の「下のピーク群」は甲板層数の増加とともに低減してゆき、6層および7層の船尾船橋楼では blade frequency と共振する可能性があることがわかる。

### 2.2 Mode Curve

起振機実験の際、船橋楼の各層甲板で振幅の同時測定を行えば、船橋楼前後振動の Mode Curve を計測する

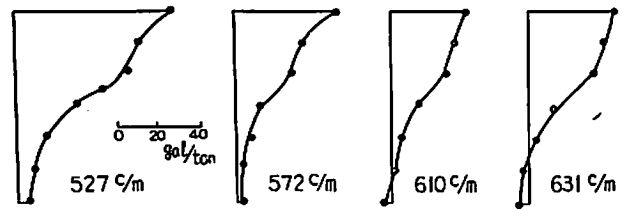


Fig. 3 I船の船橋楼 Mode Curve

ことが出来る。今、上述のI船について「下のピーク群」の4つのピークのそれぞれに対応する Mode Curve を求めてみると Fig. 3 の如くである。この図から明らかのように、これら4つの Mode Curve はその形状がほとんど同じであり、僅かに船橋楼基部甲板の振動位相に差違が認められる程度である。Mode Curve に認められるこのような特異な現象も亦船橋楼の前後振動における特色の1つであり、単一の振動体で共振々動数が異なるのに Mode Curve にそれ程大きな変化が認められないことは常識的には考え得ないことである。このことから、船尾船橋楼の前後振動には他の構造物の連成振動の影響があることが予想される。

### 2.3 Dodger の振動

航海船橋の両舷には、入出港時の監視などのために Dodger と称する長い張り出しを設けるのが普通であるが、この部分はその構造上、航走時に大きな振動を生ずることが多い。船尾船橋楼の前後振動に関連して、この Dodger の振動についても計測を行った結果、次のよう

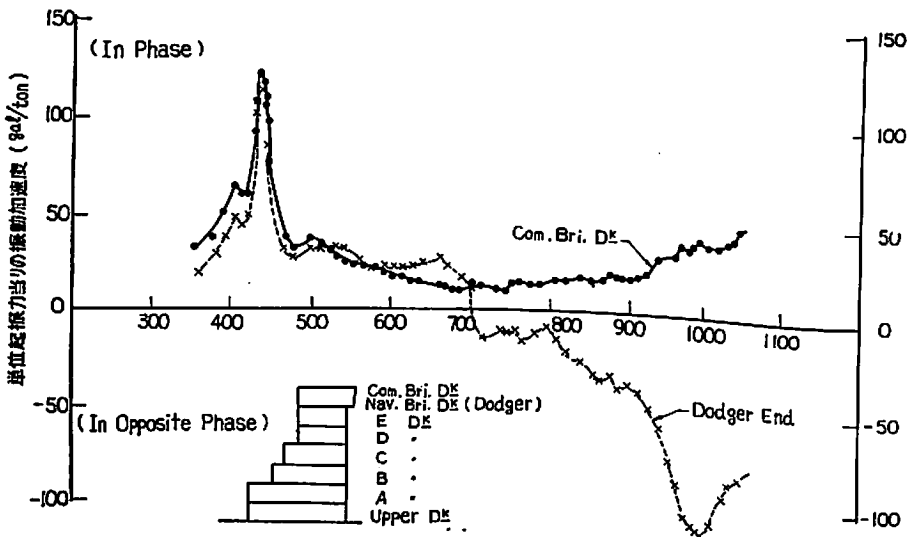


Fig. 4 船橋楼とDodgerの共振曲線

なことがわかった。

Fig. 4 は一例として F 船 (Tanker,  $L \times B \times D = 246 \text{ m} \times 40.2 \text{ m} \times 21.8 \text{ m}$ , D. W. = 100,000 ton, 船橋階数 = 7 層, 推進器翼数 5, 常用回転数 = 108 r.p.m.) における船橋楼と Dodger との位相の関係を示したものであるが, この図から明らかなように, Dodger の振動はいわゆる「下のピーク」では船橋楼の前後振動と同位相であり振幅も大差はないが, 「上のピーク」では船橋楼の振動と逆位相となり振幅も極端に大きくなる。またこの時の Dodger 部の Mode Curve を示せば Fig. 5 の如くであつて, 船橋楼と Dodger 部との振動振幅および振動位相の関係がよく了解される。

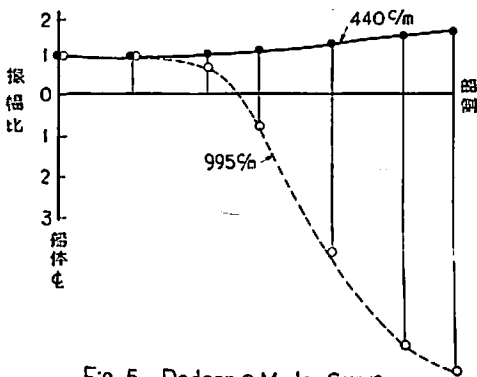


Fig. 5 Dodger の Mode Curve

これらの実験結果から, Dodger の振動は船尾船橋楼の振動の内, いわゆる「下のピーク」にはそれ程関係がなく「上のピーク」に大きな関連を有することが明らかであろう。ただ航走中の船舶には各種の起振源があるから, これらの中で「上のピーク」と共振するものがあれば Dodger に大きな振動が発生し, 場合によっては Claim の対象となり得ることは充分留意しておく必要がある。

#### 2.4 船体振動と船尾船橋楼振動との関係

2.2 にも述べたように 船尾船橋楼の振動には他構造物との連成振動の影響があると考えられるので, 船体振動との連成について実験を行つてみた。この場合, 船橋楼の前後振動に関連を有する船体振動としては, その上下振動と縦 (船首尾) 振動との 2 つが考えられる。この内前者については, 今回の実験に供試した程度の大形船では, その blade frequency の近傍では上下振動の節数が十数節にも達し, このような高次の船体振動では船橋楼近傍の船体のみ測定を限定しても, 明確な資料を得るにはかなりの計測点数と労力を要する上に, 船尾振動や局部振動の影響などまだ不明確な問題が多いと考えら

れた。また後者については, 数年前渡辺教授<sup>2)</sup>によつてその実船での発生の可能性が提唱され, その後一二の実験的な検証<sup>2)</sup>は行なわれているが, その性状についてはまだ不明な点が少ないと考えられるのでその実験的解明の意義は大きいと考えられた。筆者はこれらの点を勘案して, 主として船橋楼の前後振動と船体縦振動との関連について実験を行なつた。その一例として P 船 (Ore and Oil Carrier,  $L \times B \times D = 222 \text{ m} \times 36.2 \text{ m} \times 16.8 \text{ m}$ , DW = 67,000 ton, 船橋階数 = 6 層, 推進器翼数 = 5, 常用回転数 = 108 r.p.m.) の実験結果を以下に述べる。

Fig. 6 は船尾船橋楼の最上層甲板および船体上甲板の最後端で求めた共振曲線をそれぞれ示したものであるが, 両者の振幅にはかなりの差が認められるがピークを生ずる振動数はよく一致している。すなわち, 船尾船橋楼に前後振動が生じている時, その下部の船体には船体縦振動が生じていることがわかる。また船橋楼前後振動の「下のピーク群」に相当する 600 c.p.m および 650 c.p.m に対応する船橋楼の前後振動および船体縦振動の Mode Curve を示せば Fig. 7 の如くである。この図から明らかなように, 船橋楼の Mode Curve にはその最下層の甲板に振動位相の相違が認められるが, 船体縦振動の Mode Curve には殆んど差が認められずいずれの

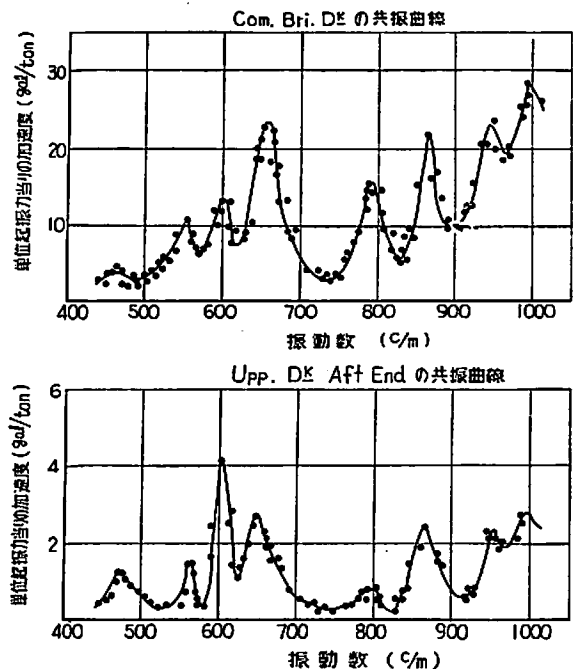
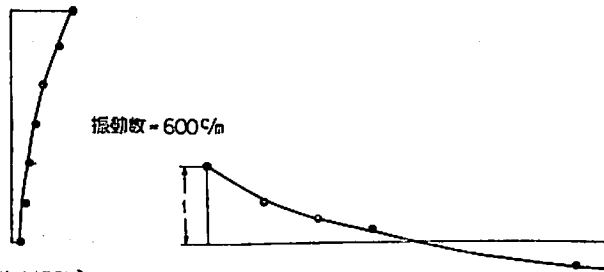
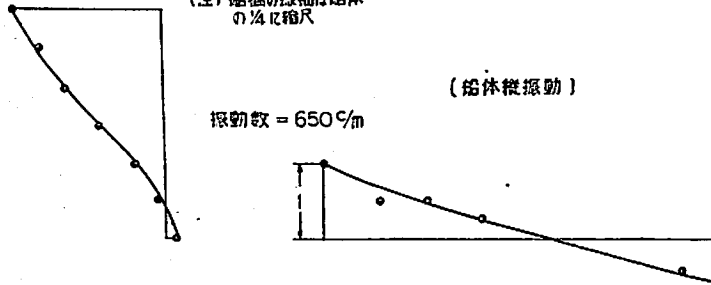


Fig. 6 P 船の共振曲線



【船橋前後振動】

(注) 船橋の振幅は船体の 1/4 に縮尺



【船体縦振動】

Fig. 7 船体と船橋の Mode Curve

振動数でも一節振動を行なっていることがわかる。このことから船尾船橋の前後振動と船体の縦振動との間に連成振動の存在することが容易に想像される。

### 3. 船橋の前後振動と船体縦振動との連成

上述の実験結果から、船尾船橋の前後振動には Dodger の振動と船体の振動とがそれぞれ関連を有していることがわかったが、この内前者はいわゆる「上のピーク群」に関連をもっており、後者は「下のピーク群」により大きな関連を有している（ただし船体振動はその higher order を考えれば当然「上のピーク群」にも影響を及ぼす）ことがわかった。船橋振動と船体振動との関連については、既に昨年の本誌に述べられた熊井教授の考えもあるが、ここでは船体縦振動との連成振動としての考えから簡単な定性的考察を行ってみる。

船体および船橋をいずれも断面一樣な梁と考え、両者が Fig. 8 のようにあらわされると考える。ただし

- T: 船体の引張剛性 (=EA)
- S: 船橋の剪断剛性 (=kGa)
- m: 船体の単位長さの質量
- $\mu$ : 船橋の単位長さの質量
- L: 船体の長さ
- l: 船橋の高さ
- U: 船体の長さ方向の変位
- y: 船橋の前後方向の変位
- X: 船体の長さ方向の座標
- x: 船橋の高さ方向の座標

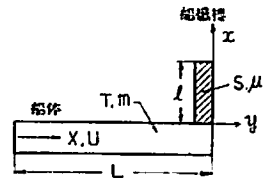


Fig. 8

船橋についてはその剪断前後振動を、また船体についてはその縦振動を考えれば、運動方程式はそれぞれ次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} T \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} - m \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} &= 0, \\ S \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots(1)$$

自由振動を考えるととき Boundary Condition は、

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial X} \Big|_{X=0} &= 0, \quad T \frac{\partial U}{\partial X} \Big|_{X=L} = S \frac{\partial y}{\partial x} \Big|_{x=0} \\ y \Big|_{x=0} &= U \Big|_{X=L}, \quad \frac{\partial y}{\partial x} \Big|_{x=l} = 0 \end{aligned} \right\} \dots(2)$$

となり、また筆者の実験実験のように船橋の頂部に起振力を加えた場合は、Boundary Condition の最後の式のみが次式に変わる。

$$\frac{\partial y}{\partial x} \Big|_{x=l} = \frac{F_0}{S} e^{i\omega t} \dots(2')$$

これを解くのに、y および U を次のように仮定する。

$$\left. \begin{aligned} y &= (Ae^{ikx} + Be^{-ikx}) e^{i\omega t}, \\ U &= (Ce^{ikX} + De^{-ikX}) e^{i\omega t} \end{aligned} \right\} \dots(3)$$

(1), (2) および (3) から、A, B, C および D を消去すれば次の固有値方程式が得られる。

$$\tan KL = -\alpha \tan kl \dots(4)$$

$$\text{ただし } \alpha = \frac{w}{\Delta} \cdot \frac{KL}{kl},$$

$$\frac{KL}{kl} = \sqrt{\frac{S}{T} \cdot \frac{\Delta}{w} \cdot \frac{L}{l}}$$

$\Delta$ : 船体の重量 w: 船橋の重量

また、強制振動の振幅は (1), (2), (2') および (3) を用いて A, B, C および D を決定して次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} U &= \frac{\alpha(1 - \cos kl) \cos kX / \cos KL}{\tan KL + \alpha \tan kl} \cdot Q e^{i\omega t} \\ y &= \left\{ \alpha(1 - \cos kl) \cos k(l-x) + (\tan KL + \alpha \tan kl) \sin kx \right\} Q e^{i\omega t} / \tan KL + \alpha \tan kl \\ &\quad \times \cos kl \end{aligned} \right\} \dots(5)$$



ただし  $Q=Fo/kS$

今一例として、 $T=80 \times 10^6$  ton,  $\Delta=30,000$  ton,  $L=200$  m,  $S=10^6$  ton,  $W=300$  ton および  $l=18$  m の場合 (これはほぼ  $DW=100,000$  ton の Tanker の 7 層船橋楼, Ballast Condition に相当する) について簡単な計算を行つてみる。この場合、両者に連成がないと考えた時の船橋楼の固有振動数 (計算値) は約 420 c.p.m., 船体縦振動の固有振動数 (計算値) は約 450 c.p.m. であるが、連成振動の固有振動数は (4) 式を解いて 400 c.p.m. および 470 c.p.m. となる。すなわち、連成の起り得る状態で実験を行えば、船橋楼の前後振動でも船体縦振動でもいずれも 400 c.p.m. と 470 c.p.m. にそれぞれピークがあらわれることになる。また、この時の船橋楼の上部と下部の位相の関係は (5) 式の  $y$  に  $x=l$  および  $x=0$  を代入したものをそれぞれ  $y_0$  および  $y_l$  で表わせば、

$$y_l/y_0 = 1/\cos kl + (\tan KL + \alpha \tan kl) \tan kl \times 1/\alpha (1 - 1/\cos kl) \quad \dots\dots(6)$$

となり、共振時には (4) 式から  $y_l/y_0 = 1/\cos kl$  となるから、上例の数値例で 420 c.p.m. (この時、 $kl = \pi/2$ ) よりも低い固有振動数 ( $kl < \pi/2$ ) では  $y_l/y_0 > 0$  となり互に同位相、高い固有振動数 470 c.p.m. ( $kl > \pi/2$ ) では  $y_l/y_0 < 0$  となり互に逆位相となつて、2.2 および 2.4 に述べた船橋楼の Mode Curve の実験結果を定性的によく説明し得るものと思われる。したがつてこれらの考察から、船尾船橋楼の振動には船体縦振動との連成の影響が大なり小なり存在するものと考えられるので、今後はこのような考えで実験資料を整備してゆく必要があるものと思われる。

#### 4. 船尾船橋楼の固有振動数算定について

船尾船橋楼の振動は建造の途中で起振実験などを行なわない場合、船が完成して実際に航走してみるまでその良否がわからない case が多い。したがつて、事前にその固有振動数などをチェックし、必要があれば完工前に補強などの対策を実施したいという要望が強い。日立造船 (株) では造船基本設計部と技術研究所とが共同して船尾船橋楼の固有振動数算定法を考案し、これによつて種々の検討を行なつているが、その方法の概要について述べる。

さて、上述の実験結果の中では説明を省略したが、実船実験の結果によれば船橋楼の最下層すなわち基部甲板では、船橋楼の前後振動に伴つてかなりの上下方向の振動が認められている。これは船橋楼の下端が弾性学上のいわゆる固定端ではなくて弾性支持の状態にあること

を示すものである。船尾船橋楼の振動が問題とされている昨今では、船橋楼各層甲板の室壁配置に当つて前後端の室壁のくい違いをできるだけ避けて弾性支持の程度を固定に近づけようとの努力がなされているが、船橋楼固有振動数の算定にはこの支持条件の影響が大いなので、この影響をできるだけ正しく評価する必要がある。

当社における固有振動数の計算法は、船橋楼を各層甲板位置に集中重量とバネを有する多質点振動系に置換し、この多質点系の固有振動数を電子計算機を用いて解こうとするものである。各層の等価バネ定数の算定には、船橋楼を 1 つの変断面梁と考え、この変断面梁の剪断たわみ、曲げたわみおよび上述の基部甲板におけるバネによる剛体としての回転変形をそれぞれ計算して、各層の等価バネ定数を定める。これらの方法はプログラムに組み込まれていて、船橋楼の層数  $N$ 、各甲板間の高さ  $H$ 、船橋楼最下層の前端壁と後端壁との距離  $a$ 、各層の剪断々面積  $A_i$ 、断面 2 次モーメント  $I_i$ 、重量  $W_i$ 、基部甲板のバネ定数  $K_r$  が与えられれば、自動的に算出されるようになっていて、これらのうち、 $A_i$ 、 $I_i$ 、 $W_i$  の計算には実船の資料から求めた近似式も用意されている (初期設計の段階で使用される) が、もちろん精密計算も行ない得る。また、 $N$ 、 $H$  および  $K_r$  の算出には次のような便宜的取扱を行なつている。

##### A. 層数 $N$

1) 船橋楼各層の長さを上から  $i$  番目のものを  $a_i$ 、甲板間高さを  $H$  としたとき、

$$N \cdot H \geq \sum a_i$$

となる船橋甲板までを対象として  $N$  を決定する。

2) 上記にかかわらず、甲板の後部壁に著しいくい違いがある時はその甲板までの層数を  $N$  とする。このくい違い量は次の基準により判定する。

$$2/3 \geq a_i/a_{i+1}$$

##### B. 甲板間高さ $H$

各層の高さが異なる場合はその平均値をとる。

##### C. 基部のバネ定数 $K_r$

1)  $K_r$  は船橋楼基部の前端壁と後端壁のそれぞれについて別個に算出したバネ定数  $k_a$ ,  $k_f$  を合成して求める。前端壁、後端壁のバネに算入する部材は特別の場合を除き、両者の中央を境界として前後に区分する。

2) バネ計算に考慮する部材は Fig. 9 に示す範囲とする。

3) 各層の鋼壁またはピラーと一層上の鋼壁またはピラーとの交叉点に等価バネを考え、これを前部および後部分けて計算を行なう。

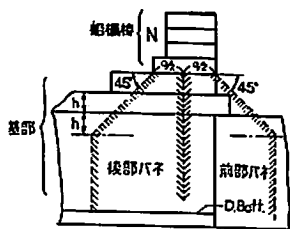


Fig. 9

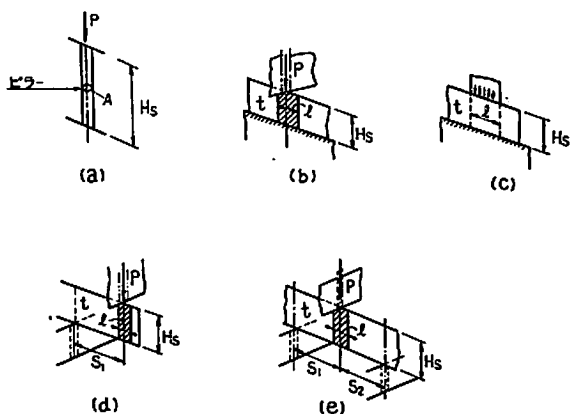


Fig. 10

4) 等価バネの種類および置換の方法は次による。  
ただし

E: ヤング係数, G: 剪断弾性係数

a) ビラーの場合 (Fig. 10-a)

$$K_a = EA/H_s$$

b) 下に壁があり, 上でビラーまたは壁と交叉する場合 (Fig. 10-b)

$$K = Elt/H_s, \quad l = 1 \text{ Frame Space}$$

c) 下に壁があり, 上の壁と重なる場合 (Fig. 10-c)

$$K = Elt/H_s, \quad l = \text{重なる長さ}$$

d) 下に壁がなく, 当該壁が1点で支持され上から集中荷重がかかる場合 (Fig. 10-d)

$$K = \frac{K_a \times K_s}{K_a + K_s}$$

ただし  $K_a$ : b) の  $K$  に同じ,  $K_s = GH_s t / S_1$

e) 下に壁がなく, 当該壁が2点で支持され, 上から集中荷重がかかる場合 (Fig. 10-e)

$$K = \frac{K_a \times K_s}{K_a + K_s}$$

ただし  $K_a$ : b) の  $K$  に同じ,

$$K_s = G (S_1 + S_2) H_s t / S_1 \cdot S_2$$

f) その他: 状況に応じて適宜算出する。

5) 等価バネの合成法

a) 各層内の合成

$$\bar{K}_r = \sum K_r, \quad \bar{K}_a = \sum K_a$$

b) 各層間の合成

$$K_r = 1 / \sum \frac{1}{K_r}, \quad K_a = 1 / \sum \frac{1}{K_a}$$

c) 基部の回転バネ定数  $K_r$

$$K_r = \frac{K_r \times K_a}{K_r + K_a}$$

これらの Input Data を計算機に入れば, 基部のバネ定数  $K_r$  に対応した固有振動数  $f$  を求めることができる。このようにして求めた固有振動数は, 3に述べたように船体振動との連成効果によつて必ずしも実験値とは一致しないが, この連成の影響については船体の縦振動のみならず船体上下振動との連成も考えられるので, これらの影響を理論のみから定量的に求めることは現在のところ困難である。当社では現在, 上記計算値と実験値 (いわゆる「下のピーク群」の内, もつともピーク値の大きな振動数) との比較を行なつて修正係数を求めることを試みているが, その一部を示せば Table 1 のとおりである。

Table 1

船名	DW(t)	船橋層数	frequency 実験値 (c.p.m.)	frequency 計算値 (c.p.m.)	$f_o/f_c$
A	100,000	6 層	558	535	1.04
F	100,000	7 層	440	405	1.09
I	66,000	6 層	525	490	1.07
J	53,000	5 層	706	670	1.05

この表によれば, 実験値の方が計算値より大約4~9%程度大きくあらわれることがわかる。なお両者の比較については, 目下他の船についても資料の整理が行なわれつつあるが, これと平行して船体振動との連成の影響についても定量的な検討が行なわれているので, 近い将来, 計算法の精度をより一層向上出来るものと考えられる。

## 5. 結 言

以上, 船尾船橋楼の前後振動に関して日立造船 (株) で行なわれた実船実験を中心にして述べてきたが, この問題についてはまだ検討すべき多くの問題が残されている。最近, 造船研究協会の SR-94 部会において, この問題をも含めた各種の実船実験が各造船所で分担して行 (45頁へつづく)

# ディープガーダーウェブの座屈 について

山口 勇 男  
日本海事協会技術研究所  
船体研究室長・工博

## 1. は し が き

最近、大型船の水圧試験時あるいは公試運転時において、ディープガーダーウェブの座屈事故が発生し、船体構造部材ウェブの座屈強度が問題となつてきた。

今までの船体損傷事故は、就航後数年経過してから部材の一部にクラックが発生したとか、あるいは、航行中苛酷な荒天に遭遇して損傷をおこしたのが大半であつたが、今回のウェブ座屈事故は、就航前の事故だけに、われわれ造船技術者の受けたショックも大きかつた。

これらの座屈事故に対して、日本海事協会では、昭和41年2月、応急措置として、「(a) 船の深さの約  $\frac{1}{4}$  以下にある桁の最小板厚はコロージョンマージンを除き10%増しとし、(b) 縦通肋骨が貫通する船底横桁では、切欠きにカラープレートがない場合は、そのウェブの板厚を切欠きの高さの  $\frac{1}{50}$  以上とする」などの措置を講じ、恒久的措置については、日本海事協会内に深水タンク損傷対策研究委員会を設置し、造船界の研究者および設計技術者の協力を得て、もつとも効果的な対策法を研究している。

また、外国船級協会でも、本損傷事故に対し、重大な関心を示し、模型試験を行なうなど積極的な動きを示し、近い将来のルール改正に備えている。また、外国船級の大型船を設計する場合、造船所で自主的にルールよりかなり厚い板を使用するなど、本事故に対し、かなり神経を使つているようである。

以上のように、今回のディープガーダーウェブの座屈に対しては、現在、各所でその対策の研究が行なわれており、現在の段階では、まだ結論が出されていない状態であるが、ここでは、ウェブの板厚に対する考察とウェブ座屈損傷例および研究の内容などを紹介し、読者の参考に供したい。

## 2. ガーダーウェブの板厚について

現在の船体部材の強度規定は、おもに、部材の断面係数を与えて、部材の寸法を定めている。これは、その部材の曲げに対する応力を一定値以下に抑えるという思想に立脚している。従来的小型船では、強度の主役が曲げ強度であつたが、最近の大型船では、強度の主役がせん断強度に移りつ

ある。

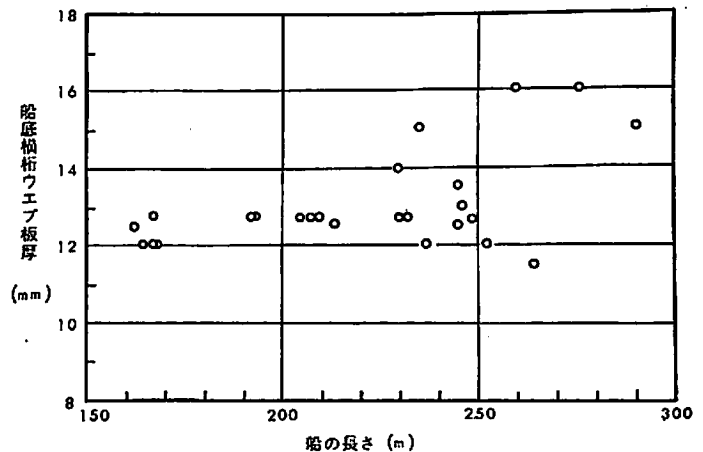
船舶が大型化するにつれて、部材の曲げ強度を向上させるため、深い部材を使用する傾向が強くなり、現在のように、スパンに比して、ウェブの深い部材が使用されるようになった。

一方、船舶の大型化に伴なうせん断力の急激な増加に対し、それに対抗するせん断面積はそんなに増加していないようである。すなわち、ウェブの深さは深くなつたが、その板厚は、第1図に示すように、ほとんど厚くなつていない。第1図は船底横桁のウェブの板厚と船の長さとの関係を示したもので、外国船級の船の実績をも含んでいる。このように、部材に加わるせん断応力は、船が大きくなるにつれて、大きくなる傾向にあり、小型船時代は無視してもよかつた部材のせん断強度が、曲げ強度と同等あるいはそれ以上に重要になつてきた。

ウェブの板厚を規制する各国船級協会の規則は多少の相異があるが、実質的には大体同じような値を与えているので、上述の傾向は船級にはあまり関係がない。日本海事協会規則により、ガーダーウェブの板厚の規定の変遷を追つてみよう。古い規則は参考にならないので、昭和38年度版以降とその前とについて比較してみよう。

昭和37年度版鋼船規則によると、タンカーの底部横桁の板厚は(第28編8条)。

L が 60 m の船では 9 mm 以上、L が 130 m 以上の船では、12.5 mm 以上とし、中間の L の船では次



第1図 実船の船底横桁ウェブの板厚

の算式で算定したもの以上とする。

$$6.0 + 0.05 L \text{ (mm)} \quad (1)$$

また、側部横桁の板厚は (第 28 編 13 条)。

L が 60 m の船では 8.5 mm, L が 135 m 以上の船では 12 mm 以上とし、その中間の船では挿間法を適用する。

この項の規則の対象となつている船は、L が 60 m ~ 130 m の船であつて、前述のように、せん断強度がほとんど無視されていた時代の小型タンカーについてのものである。昭和 35 年頃からタンカーの大きさは年ごとに大きくなり、前述の規則の対象となつた小型タンカーは少なくなり、大型のタンカーが主力となつたため、昭和 38 年度版から、次のように改正された。

中央タンク船底横桁の縦通隔壁肘板内端のウェブの厚さは (第 28 編 20 条)。

$$\left( C_1 - 100 \frac{b}{l_0} \right) \frac{Q}{d' - a} + 3.5 \text{ (mm)} \quad (2)$$

中央タンク船底縦桁のウェブの厚さは (同上)。

$$C_3 \frac{\eta Q}{d_1} + 3.5 \text{ (mm)} \quad (3)$$

船側タンクの船側横桁のウェブの厚さは (第 28 編 21 条)。

$$\left( C_1 - 160 \frac{b}{l_0} \right) \frac{Q}{d' - a} + 3.5 \text{ (mm)} \quad (4)$$

船側タンクに縦通桁を設ける場合のそのウェブの厚さは (同上)。

$$C_3 \frac{Q}{d_1} + 3.5 \text{ (mm)} \quad (5)$$

縦横桁のウェブの最小厚さは (第 28 編 24 条)。

$$C_{d_0} + 3.5 \text{ (mm)} \quad (6)$$

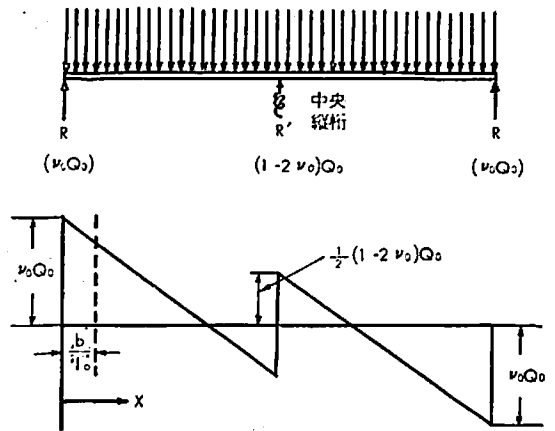
これらの算式において、b は端部肘板の腕長 (m),  $l_0$  は桁の長さ (m),  $d'$ ,  $d_1$ ,  $d_0$ ,  $d_1$ ,  $d_0$  は桁の深さ (mm), a は切込みの深さ (mm) でカラーのある場合は 0; Q は横桁の心距 S (m) × 吃水 d (m) ×  $l_0$  (m) で桁に加わる荷重を示し、 $C_1$ ,  $C_3$ , C,  $\eta$  はそれぞれ係数である。

上述の (2) ~ (5) 式は部材に加わるせん断力分布を近似的に求め、そのせん断応力を一定値以下に抑えたもの、(6) 式はウェブの最小板厚として、ウェブの座屈強度を考えたものである。(2) 式と (6) 式とについて、少し詳しく説明しよう。

中央縦桁がある場合の横桁のせん断力分布は次のように表わすことができる (第 2 図参照)。

$$F(x) = (\nu_0 - x) Q_0 \quad (7)$$

ここで、 $\nu_0$  は縦桁と横桁との剛さの比により定まる値であつて、縦桁がない場合は  $\nu_0 = 0.5$  である。一般に、せん断応力は肘板の内端附近が大きくなるので、そ



第 2 図 桁のせん断応力

の点のせん断力は (7) 式に  $x = \frac{b}{l_0}$  を代入すると、次式のように求まる。

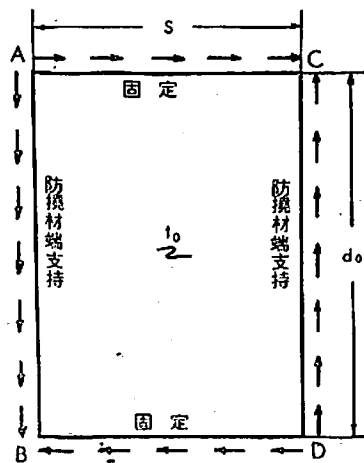
$$F\left(\frac{b}{l_0}\right) = \left(\nu_0 - \frac{b}{l_0}\right) Q_0 \quad (8)$$

この点のウェブの断面積は  $t(d' - a)$  で表わされ、このせん断応力を  $\tau_0$  以下に抑えるには、その板厚  $t$  を次式のように規制すればよい。

$$t = \frac{\left(\nu_0 - \frac{b}{l_0}\right) Q_0}{(d' - a) \tau_0} + K \quad (9)$$

(9) 式において K はコロジー・ソマージンである。  $K = 3.5 \text{ mm}$ ,  $Q_0 = S d l_0 \approx 1.35 S d l_0 = 1.35 Q$ ,  $\tau_0 = 13.5 \text{ kg/mm}^2$  を代入すると、(2) 式を導くことができる。

(6) 式はせん断座屈の見地から、次のように導かれている。一般に、せん断による座屈限界応力  $\tau_{er}$  は次式により与えられる (第 3 図参照)。



第 3 図 パネルのせん断座屈



$$\tau_{cr} = \frac{k E \pi^2}{12(1-\nu^2)} \left( \frac{t_0}{d_0} \right)^2 \quad (10)$$

ここで $\nu$ はポアソン比、 $E$ はヤング率、 $k$ はパネルの縦横比( $s/d_0$ )によつて定まる値、 $t_0$ は板厚である。(10)式において、 $\tau_{cr}=12.5 \text{ kg/mm}^2$ とし、 $E$ 、 $\nu$ などの常数の値を代入し、コロージ。ンマージンとして $3.5 \text{ mm}$ を加えて板厚を求めたものが前述の(6)式である。

ここで問題になるのは、 $\tau_{cr}=12.5 \text{ kg/mm}^2$ の値である。これはパネルに切欠きのない板の座屈限界応力であつて、切欠きのある板では限界応力はかなり低下するし、また、曲げとせん断とが共存する場合も低下することが予想される。ゆえに、(6)式で求めた板厚を使用した桁のパネルが、 $12.5 \text{ kg/mm}^2$ の応力までの座屈強度があると呑み込むことはできない。

以上の説明からわかるように、(1)式で示された簡単な式から、せん断応力および座屈強度を考慮した(2)~(6)式に改正されたわけで、理論的には、かなり精密化されたと云えよう。

しかし、このような十分な考慮にもかかわらず、実際には座屈事故が発生したのであるが、その原因をルール面から検討してみよう。著者の気付いた点について項目別に説明する。

1) まず考えられることは、(2)~(6)式において、コロージ。ンマージン $3.5 \text{ mm}$ を与えているが、小型船のように、板の薄い場合は、この値が予備強さとして、大きく寄与するが、大型船のように板が厚くなると、その影響は小さくなる。ゆえに、大型船の方が安全率が低くなつている。この問題は、すべての部材の強度についても云えることであつて、本質的には、コロージ。ンマージンを差引いた値の安全率が低かつたことに起因すると思う。

2) (2)~(5)式において、桁に加わる外力として、実際の水圧の代りに、 $D$ (船の深さ) $=1.35 d$ (満載吃水)の関係式で置き換えている。ルール制定当時は、 $D \leq 1.35 d$ の関係が成立し、上述の置き換えはむしろ安全側であつたが、船が大型化するにつれて、船の深さはますます深くなり、 $D > 1.35 d$ となり、(2)~(5)式による板厚は、大型船の場合は荷重を過小評価したことになる。この点については、今回の応急措置で、実際の水頭の値を採用するようになった。

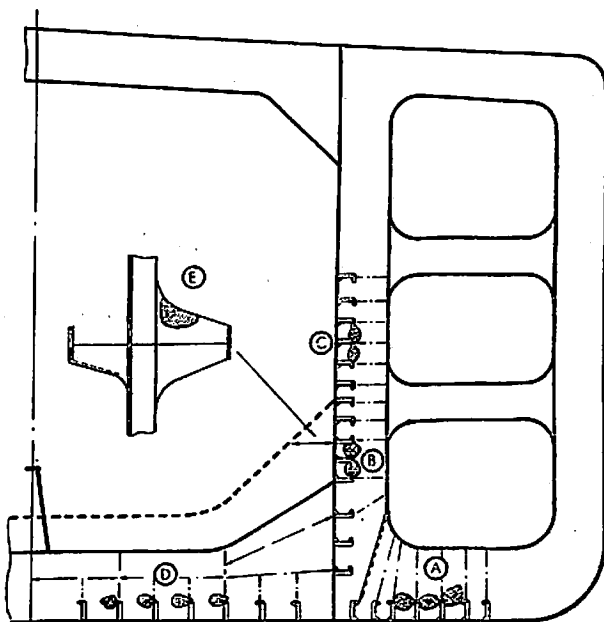
3) (2)~(5)式を制定する段階において、 $10 \sim 13.5 \text{ kg/mm}^2$ の高い許容応力値を採用しているため、実際に船を設計して桁の板厚を決める場合は、

(2)~(5)式ではなくて、(6)式の最小板厚で抑えられる場合が多い。この場合、パネルに加わるせん断応力が小型船でも大型船でも同じであれば、その安全率は両者同じである。しかし、一般的に云つて、大型船の方が小型船より高いせん断応力を受けている。簡単な近似計算で比較検討した結果によると、12万重量トン級のタンカーの底部横桁のせん断応力は5万重量トン級タンカーの1.3~1.5倍になつている。このように、大型船の座屈に対する安全率は低下していると考えられる。また、(6)式を導く段階では、 $12.5 \text{ kg/mm}^2$ の応力まではせん断座屈しないようにとの考慮の下で、板厚が定められているが、これはパネルに切欠きがない板の座屈限界応力であつて、切欠きおよび曲げ応力の共存による座屈限界応力の低下を考えると、かなり低い応力値で、現実的に座屈しているのではないかと推察される。この点についても、今回の応急措置で、(6)式の係数 $C$ の値を10%引上げた。

以上、日本海事協会鋼船規則を例にとつて、桁のウェブ板厚の現状および座屈事故の原因などについて説明したが、前にも述べたように、外国船級協会の規則も大体上述の規則と同じ位の板厚を与えているため、座屈事故に対する危険度は同じであるが、コロージ。ンコントロールの規則をそのまま適用すると、その危険度は大きくなる。

### 3. 座屈事故例の紹介

実船の座屈事故の一例として、第4図にタンカー横桁



第4図 座屈事故例(斜線の部分が座屈箇所、数値の例をまとめたもの)

の座屈損傷状況を示した。第4図は1隻の船でこんなに多くの座屈事故をおこしたのではなく、数隻の事故例をまとめて示したものである。

第4図の㉔の損傷は、中央タンク船底横桁が図の点線のように大きい場合は起りにくい。㉕の損傷は、せん断力が小さいと思われる箇所まで起つているので、必ずしも、せん断によるものとは断定できない。しかし、せん断力分布を正確に推定することは、かなり面倒であつて、3次元の構造計算を行なわねばならないので、ここで早急に結論を下すことはできない。損傷をおこした各船ごとに、精密計算を行なつてからでないと何とも云えない。また、㉖のように、トリッピングブラケットや防撓材の座屈も多い。

第4図は横桁だけについて示したものであるが、そのほか、制水隔壁の孔の近傍や水密隔壁の桁にも、この種の座屈事故があり、また、タンカーだけではなく、バルクキャリアーや鉱石船でも、この種の事故が見受けられる。

これらの座屈事故の原因は、各船ごとに異なるかも知れないが、ウェブの板厚が薄く、そのため、座屈強度が弱いこと、また、該部附近にかなりの応力が発生したことは間違いない。

#### 4. 本事故に対する対策および研究

本事故に対し、応急対策として、該部附近のウェブ板厚を増すとか、あるいは、防撓材をつけて補強するとかの措置が行なわれているが、これを根本的に解決するには、今後下記の2つの事項を解明せねばならない。

- 1) 実船のガーダーウェブの応力分布の解明
- 2) 上記応力分布をうけたパネルの座屈強度の解明

この2つの研究事項は、抽象的には簡単に表現できるが、これらを解明するには、研究すべき多くの問題点が残されている。現在、これらの問題点を解明するため、多くの研究が各機関で行なわれている。以下、問題点および研究の内容等について概説する。

まず、1)の事項では、a) 荷重の正確な推定、b) 部材に加わる曲げモーメント分布およびせん断力分布の正確な算定、c) ウェブの応力分布の正確な算定などが必要である。

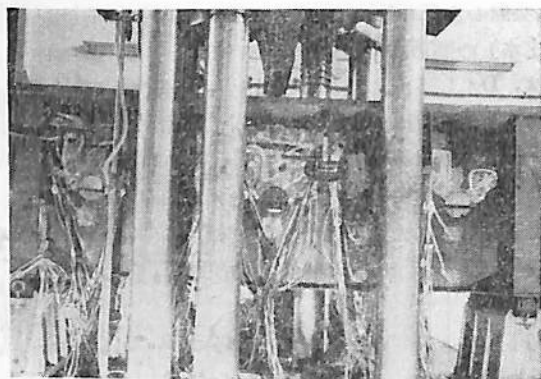
a) 荷重の推定は、今回の座屈事故がタンクテストなど静的な荷重を受けた場合であるので、波浪の場合と異なり、かなり簡単に、また正確に推定することができる。b) 曲げモーメントおよびせん断力分布は、現段階でも、面倒ではあるが、かなり正確に計算することができる。すなわち、船体各部材を立体骨組構造物と考え、電子計算機を使用して、構造計算を行なうことにより、

かなり正確に計算することができる。大きさの異なる数隻のタンカーについての系統的な精密計算が、日本造船研究協会第83部会はじめ、各所で企画されている。c) ウェブの応力分布については、今のところ、不明な点が多い。現在研究途上にあるマトリックス法(平面を多くの三角形に分割して、この三角形の力の平衡条件から多元連立方程式を導いて解く方法)が実用化すれば、かなり、正確に算定することができる。そのため、現段階では、模型試験や実船試験により、実験的に解明する方法が採用されている。実船計測は、水圧試験時を利用して、抵抗線ひずみ計によつて計測されている。現在までに、三菱重工、日立造船、川崎重工などの各造船所が、日本造船研究協会第83研究部会の研究の一環として、実船計測を行ない、目下、その結果を整理中である。また、模型試験は、ガーダーの縮尺立体模型により、水圧あるいは集中荷重を使用して、日立造船技研、石川島播磨重工技研、日本海事協会技研などで、自主的行なわれた。

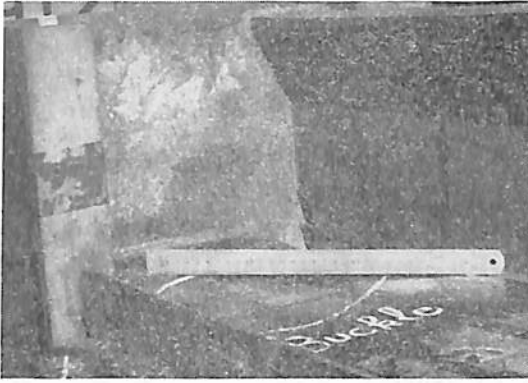
2)の事項についても、縦通材切欠き部があるだけに、その理論的解明は、現在のところ困難である。結局、模型試験により、実験的にその座屈強度を推定する方法が採用されている。すなわち、実船のパネルに相似の立体模型により、水圧あるいは集中荷重をかけて座屈試験を行ない、切欠きの大きさが座屈強度に及ぼす影響や、カラープレートおよび開孔の影響などについて、研究が行なわれている(三菱重工技研、日立造船技研、石川島播磨重工技研、日本海事協会技研など)。

第5図は筆者の行なつた模型試験の実験時の写真を示し、第6図は同上模型の座屈したところの写真を示したものである。

つぎに、開孔を有する平板の座屈強度については、東大、船研、三井造船技研、三菱重工技研などで基礎的な



第5図 ウェブ実験時の写真



第6図 ウェブの座屈した写真

研究が行なわれた。

切欠き部の座屈強度については、前述の立体模型では、予算と手間の関係上、数多くの実験が困難なため、簡単な平板に置換えて、切欠きの座屈強度に及ぼす影響などを系統的に調査する実験計画が進められている。

また、日本海事協会深水タンク損傷対策研究委員会では、上述の実験結果および研究結果を参照して、本事故の原因、根本的対策などについて検討し、今後の研究に

(40頁よりつづく)

なわれており、新しい興味ある資料が続々得られつつある。したがって、これらにより船尾船橋楼の前後振動が完全に解明されるのもそう遠いことではないと考えられる。筆者も SR-94 研究部会の一委員としてこの問題を担当しているので、今後も引続いて読者諸賢の御指導をお願いしたい次第である。

#### 参 考 文 献

- 1) 熊井豊二 「船舶上部構造の振動について」 船舶第39巻4号

についても、各機関が重複するのを避け、なるべく広範囲に研究を行なうよう委員間で情報交換を行なつて、本事故に対し、積極的な動きを示している。

上述のように、本事故に対して、根本的対策を得るため、かなり積極的研究が各機関で行なわれている現状であつて、近い将来には、直接設計に利用できる有用な結果が発表されるものと期待されている。

#### 5. む す び

以上ガーダーウェブの座屈事故について、ルール面からの検討および傷損例の紹介、国内における研究状況の概略を紹介した。

前にも述べたように、これらの研究は、現在進行中のものであつて、結論的なことが導き出されていないのが多い。そのため、ここでは、なんら具体的な対策法を示すことができず、読者としても、物足りない感じを受けられたかと思うが、なんらかの参考になればと思つて執筆した次第である。

最後に、本稿を作成するに当り、日本海事協会船体調査課渋谷課長および田代技師に御世話になつたことを附記して、両氏に感謝する次第である。

- 2) 渡辺恵弘 「船体縦振動発生の可能性」 構造委員会西部地区部会資料 (1960年)
- 3) 門田道夫 「船体固有前後振動数の研究」 JSSC 振動委員会資料 (1965年8月)
- 4) C. Draijer 「Dynamic Phenomena on Board Large Tankers」 Inst. of Shipbuild. and Marine Engineering. (April 1963)
- 5) 日立造船(株)造船設計部 「上部構造の固有振動数計算法」 社内資料 (1966年8月)

工学博士 山縣昌夫序  
日産汽船工務部 田中兵衛著

## 原 子 力 船

B5判 200頁 上製函入  
定価500円 予150円

### 目 次

1. ま え が き
2. 原子炉のあらまし
3. 原子力船の出現
4. 原子力潜水艦
5. 原子力貨客船サベンナ号
6. 原子力砕氷船
7. 日本原子力船調査会試設計の加圧水型原子力船
8. アメリカで設計された沸騰水型原子力船
9. 日本原子力船調査会試設計の沸騰水型原子力船
10. イギリスで設計されたガス冷却黒鉛減速型原子力船
11. 日本原子力船調査会試設計のガス冷却型原子力船
12. 原子力商船の基本設計並びに配置についての著者の設計

発行所・天 然 社

## まえがき

船が岸壁に接岸する際には船体は岸壁から多かれ少なかれ接岸力を受けるが、この接岸力による船体の船側外板の局所的な損傷事故は損傷の件数としては非常に多いようである。ただ損傷の程度が船体に重大な結果を与える場合が少ないので、あまり重要な問題としてとりあげられることが少ないのではないと思われる。しかしその事故の性質上、連絡船や沿岸航路の船のように接岸回数の特に多い船については、これまでもしばしば検討され、それに対応した対策がとられてきている。<sup>1)</sup>

ここでとりあげたのは最近の船体の大型化に伴なつて船体の強度上の基準が各種の面から見直され、一層合理的な強度解析や設計基準が要求されていることもあり、船側外板が接岸時の局部強度上どの程度の強度を必要とするかについて簡単な検討を行なつてみたものである。

従来の船級規則に示されている船側外板の板厚基準がどの程度接岸力による局部強度を考慮しているかはあまり明瞭に知らされていないように思われる。著者は数年前に沿岸航路を走る小型鋼船に接岸時の外板損傷の事故が多いので、それらの損傷対策として接岸力の大きさについての計算ならびに模型による実験を行なつたことがあるが、この結果をもとにして現在ならびに今後建造される大型船の接岸時の船側外板の程度について一つの考察を行なうことにする。

量的な検討に入るまえに、要するに接岸力の大きさは船体にとつては相手側の岸壁の設備のいかんによつて支配されることが大きいので、充分な設備を有する岸壁では極端に操船上の誤りがなければ事故もおこらないが、岸壁の設備が悪い場合には操船によつて接岸力が大きく変ることになるので特に注意することが必要になつてくることをのべておかなければならない。大型タンカーの場合には、局所的な損傷が重大な事故を誘発する原因となる危険もあるので一層接岸の問題が重要になつてきている。

一方において衝突による事故の対策も現在大型タンカーの安全性の面から大きな問題となつているが、衝突時の速度を考へてみた場合、接岸時の速度に比べて1桁も2桁も高速であり、現状では特種の船を除き一般には強度的に衝撃を考慮して船側外板の強度上の設計を行なうことは不可能であり、衝突の問題は接岸時の問題とは切離して考へなければならぬ。

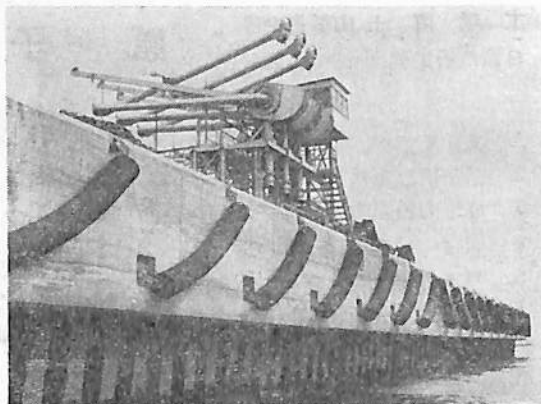
## 接岸力の大きさ

船体がある接近速度で岸壁に接触する場合を考へてみると、船のもつ運動エネルギーは運動を停止するまでに一部は船体に横ゆれや回転運動および平行運動などの運動を生ずることによつて吸収されるが、残りは船体と岸壁等の構造物の変形によつて吸収されることになる。

このうち船体に生ずる変形としては、船全体が一つの梁として曲がる変形と、局部的に岸壁との接触部分だけにおこる船側外板および肋骨などの変形が考へられるわけであるが、このうち一般には大部分のエネルギーは後者の局所的な変形によつて吸収されると考へてよい。

船体に生ずる変形量は岸壁側の防舷材等の剛性の大小によつて大きく影響を受け、岸壁の剛性（バネ常数）が小であれば船体には小さな変形しか生じないが、岸壁が極めて剛であるような場合は船体には大きな変形を生ずることになる。普通はこの衝撃を緩和するため、岸壁側に木材またはゴム等の防舷材を使用して、これらの防舷材の変形によつてなるべく接岸時の船体の運動エネルギーを吸収することが考へられている。実際に使用されている防舷材の一例を参考としてあげてみると第1図のようなものがある。

接岸力を求める計算式は、船体の運動方程式と岸壁に接触したときの岸壁からうける反力の性質を知れば容易に解くことができる。著者<sup>2)</sup>がさきに求めた計算結果によると、岸壁に船体が接触しはじめから、反力を受けて再び岸壁を離れるまでの間における接岸力の大きさは近似的に次式で与えられることが求められている。



第 1 図



$$P = \frac{k(v_0 + l \cos \theta \cdot \omega_0)}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \quad (1)$$

$$K = k \left( \frac{1}{M_{v\varphi}} + \frac{l^2 \cos^2 \theta}{I_v} \right)$$

したがって最大接岸力は

$$P_M = \sqrt{k} (v_0 + l \cos \theta \cdot \omega_0) \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{M_{v\varphi}} + \frac{l^2 \cos^2 \theta}{I_v}}} \quad (2)$$

となる。ここで

$$M_{v\varphi} = \cos^2 \varphi \cdot M_{v\xi} + \sin^2 \varphi \cdot M_{v\eta} \quad (3)$$

また、

$k$ : 船体と岸壁との間に作用するバネ常数、一般に  $k_i$  を防舷材、岸壁および船体の接触部分などの圧力による変形の変形バネ常数とすると  $k = 1/\sum(1/k_i)$  で与えられる。

$v_0$ : 岸壁に接触時の船速

$l$ : 接岸点と船体重心の距離 OC (第2図参照)

$\theta$ : 岸壁と OC のなす角度

$\varphi$ : 船の進行方向

$\omega_0$ : 岸壁に接触時の垂直軸の回りの船体の角速度

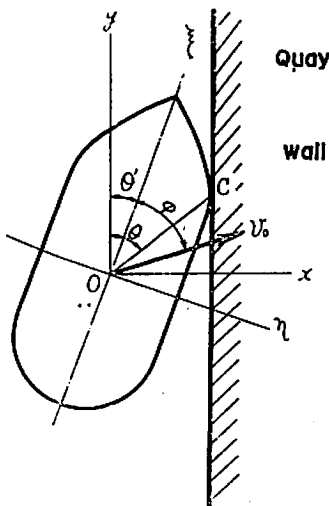
$M_{v\xi}$ : 進行方向が船首方向の場合の船体の見かけの質量

$M_{v\eta}$ : 進行方向が船首に直角方向の場合の船体の見かけの質量

$M_{v\varphi}$ : 進行方向が船首と  $\varphi$  の方向の場合の船体の見かけの質量

$I_v$ : 垂直軸の回りの船体の附加慣性モーメント

一般に大型船が接岸する場合は大体岸壁に平行に近い



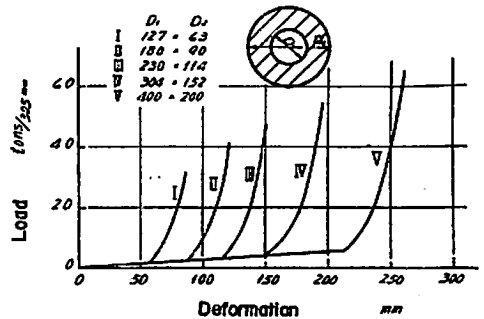
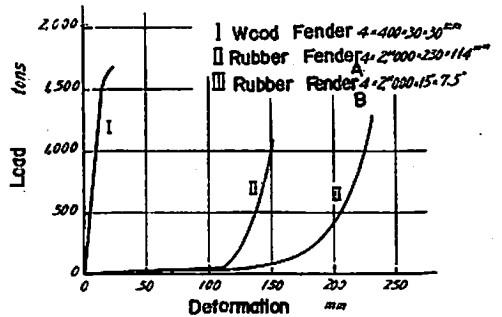
第2図 座標軸

状態で一たん停止し曳船によつて岸壁につける方法がとられている。したがつてこのような場合は船体はほとんど回転を伴わずに岸壁に平行に接岸すると考えてよいので (2) 式で  $\omega_0 = 0$  とすると、 $\varphi = 90^\circ$  となるから  $M_{v\varphi} = M_{v\eta}$  となり、最大接岸力  $P_M$  はこの場合次式で与えられる。

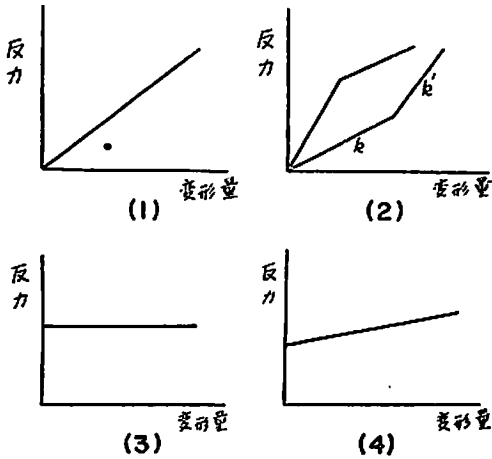
$$P_M = a v_0 \sqrt{kM}, \quad a = \sqrt{M_{v\varphi}/M} \quad (4)$$

この式は最大接岸力が接岸速度に比例し、船体の質量  $M$  と船体と岸壁の間のバネ常数の平方根に比例して増加することを示している。ただし、これはバネ常数  $k$  が変位に無関係に一定とした場合に成立する結果であり、実際の岸壁の状態はもう少し複雑なバネ常数の特性曲線をもつものと考えなければならない。たとえば現在多くの岸壁に防舷材として使用されている中空形のゴム防舷材の場合を例にとつてみると、第3図のような変位と荷重との関係を示し、変位の小なるうちはバネ常数は一定であるが、変位が大きくなると急にバネ常数が大きくなる傾向を示している。

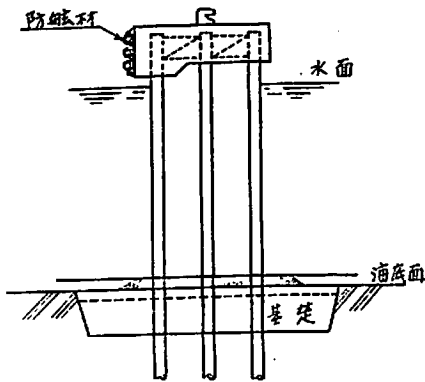
各種の防舷材にみられる変位と荷重の特性曲線を大別してみると、第4図に示したように大体において4種類に分類されるようである。すなわち (1) は反力が変位に比例する型のもの、(2) は圧縮によつて大体一定の反力になり反力を小にして吸収エネルギーを大にする型のもの、(3) は一定の反力のもの、(4) は (1) と (3) を



第3図 防舷材特性曲線の例



第4図 防舷材特性の分類

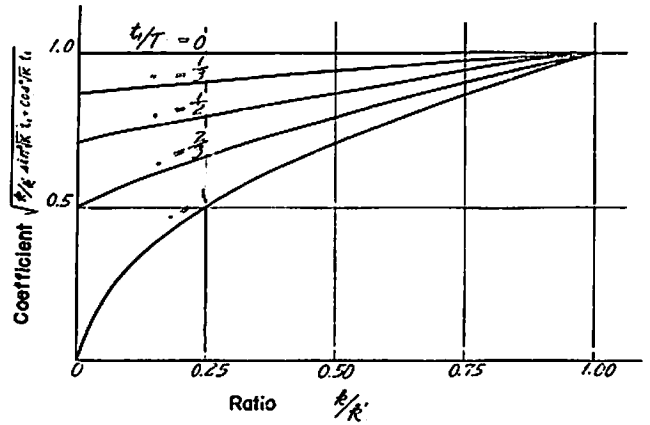


第5図 ドルフィン構造

組合せた型のものとなっている。このうち(2)の型のもものがもつとも普通に使用されており、中空型のゴム防舷材はすべてこの型の変位と反力の特性曲線を示している。

このほかドルフィン棧橋の場合は、ドルフィンは何本かの鋼管などの杭の打込みによつて基礎を固め、上部の先端を鉄骨コンクリートによつて剛結している構造であるので、ドルフィン自身が鋼管杭の変形によつて撓む型の柔構造となっている。ドルフィン構造の一例として実際に使用されているものの構造の概略を第5図に示した。

第4図の(2)型の防舷材のうち、変位の小さい間はバネ常数が小さく、変位がある程度大となると急に大きくなる性質のものはゴム防舷材をはじめ多くの防舷材にみられるが、この場合のバネ常数  $k$  と  $k'$  の比によつて接岸力がどう変わるかを  $k < k'$  の場合について数量的に示してみると、バネ常数が  $k'$  で一定である場合に比し



第6図 防舷材により接岸力減少率

て接岸力の大きさの比  $r$  は次のようになる。

$$r = \sqrt{\frac{k}{k'} \sin^2 \sqrt{K} t_1 + \cos^2 \sqrt{K} t_1} \quad (5)$$

ただし  $t_1$  は  $k$  が  $k'$  になるまでの時間である。この  $r$  の値を  $k/k'$  および  $t_1/T$  に対して示してみると第6図のごとくなる。ここで  $T$  はバネ常数が一定で  $k$  である場合の接触してから最大接岸力になるまでの時間である。すなわち  $t_1/T$  が 0 に近いほど  $k$  の作用する時間が短いので  $r$  の値は 1 に近く、逆に  $t_1/T$  が 1 に近いほど  $k$  の作用する時間が長いので  $r$  は小になりしたがって接岸力は小になることを示している。

#### 船側外板の寸法

船体の船側外板の寸法は一般には船級協会の鋼船規則などによつて与えられているが、このうちとくに船側外板の板厚について、これが船体が岸壁に接岸した場合の局所的な強度からみてどの程度の安全性があるかを調べてみることにする。

船側外板の標準板厚は NK の鋼船規則によれば、強力甲板の舷側厚板を除いて船体中央部  $0.4L$  について横肋骨式構造では

$$1.44 C_d S \sqrt{L} + 2.5 \quad (\text{mm})$$

$$1.33 \sqrt{S} \sqrt{L-15} + 2.5 \quad (\text{mm})$$

のいずれか大きい方以上を要することになっている。

縦肋骨式構造では同じく中央部  $0.4L$  に対して

$$1.34 C_d S \sqrt{L} + 2.5 \quad (\text{mm})$$

$$1.33 \sqrt{S} \sqrt{L-15} + 2.5 \quad (\text{mm})$$

のいずれか大きい方以上を要求している。ここで  $L$  は船の垂線間長さ、 $S$  は横肋骨式構造では横肋骨心距、縦肋骨式構造では縦肋骨心距、 $C_d$  は満載喫水  $d$  と長さ  $L$  によつて次式で与えられる係数である。

$$C_d = 1 + 7 \left( \frac{d}{L} - 0.06 \right)$$

また肋骨心距 S の標準は

$$S = 443 + 2.04 L \quad (\text{mm})$$

となつている。

いま縦肋骨式構造の場合を例にとつて、船の大きさに応じた船側外板の厚さの標準を計算してみよう。ただし計算の都合上船の排水量  $\Delta$  とその長さ L の関係および喫水  $d$  と L の間の関係についてそれぞれ

$$\frac{L}{\Delta^{1/3}} = 5.5, \quad \frac{d}{L} = 0.056$$

なる近似式が成り立つものとする。この関係を用い、排水量が 10,000 ton から 200,000 ton までの船を考えて標準の船体中央部の船側外板の厚さ  $h$  を求めてみると次の表のような結果になる。

排水量 $\Delta$ (ton)	10,000	50,000	100,000	150,000	200,000
船の長さ L (m)	118.5	202.5	255	292	322
板厚 $h$ (mm)	13.7	19.4	22.7	25.7	28.3

一方 (4) 式によつて船体が岸壁に平行に接岸する場合の接岸力を求めることができるから、船体が通常考えられる程度の接岸速度の範囲で岸壁に接岸する場合に、その接岸力に対し充分な局部強度を有する外板の厚さを計算し、上の表に求めた値と比較してみる。

板厚の強度の基準としては、肋骨で囲まれた船側外板が接岸力によつてその端部に塑性関節を生じないように厚さをとるものとし、また最大接岸力に達したときは荷重は外板上の充分広い面積に分布して加わり 1 肋骨心距以上にわたつて一様に加わると考え、板の肋骨との固着部分における端部条件は固定と考えることとする。

一般に両端固定で一方向に充分長い帯板状の板の端部に塑性関節を生ずる荷重を  $q$  とすれば

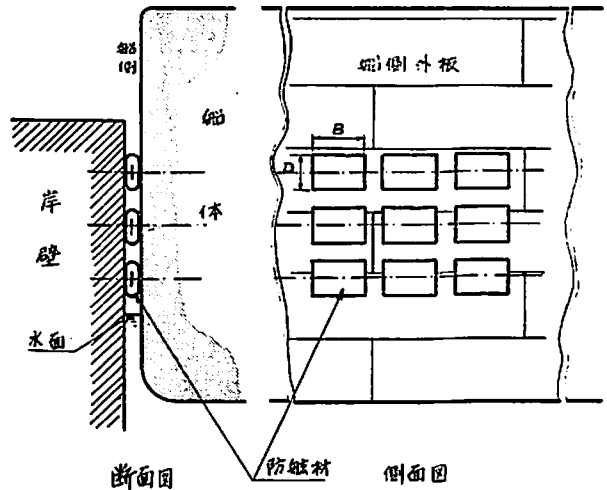
$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{12}{l^2} M_P \\ M_P &= \frac{1}{2} h^2 \frac{\sigma_Y}{\sqrt{1-\nu^2}} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここで  $\sigma_Y$  は材料の降伏応力、 $\nu$  はポアソン比および  $l$  は板幅である。

第 7 図に示したような棧橋での船体と岸壁の接触の一つの例についてみると、防舷材と船体との接触面積は合計  $9 \times B \times D$  となるから、船側外板の板厚  $h$  と接岸力  $P_M$  との関係は次のようになる。

$$h^2 = \frac{S^2 \sqrt{1-\nu^2}}{3\sigma_Y} \cdot \frac{P_M}{9BD} \quad (7)$$

防舷材の寸法として  $B=1.7$  m, 深さ 0.75 m および



第 7 図 接岸時の状態

$\sigma_Y = 23 \text{ kg/mm}^2$  をとり、排水量 10,000~200,000 ton, 岸壁のバネ常数  $k=50\sim 500 \text{ t/m}$  および接岸速度 0.05~0.5 m/sec の範囲の各条件での船の接岸に対応して船側外板の板厚を (7) 式から計算すると、その結果は第 8 図のごとく求まる。ここで肋骨間隔  $S$  はさきに示した船の大きさに対応した標準の寸法をとつている。

このようにして船の大きさ、岸壁の状態および接岸速度が与えられれば必要な強度を有する船側外板の板厚が求められるが、この寸法と対比して前にのべた NK の鋼船規則によつて与えられる船の大きさに応じた船側外板の標準板厚を同図に示してある。

接岸力から計算した外板 $\times$ 厚は  $k$  が小であるほど、そして接岸速度が小であるほど板厚が小になる傾向である。また同じような防舷材の数を増設すると接岸力は (4) 式によりその防舷材のバネ常数の平方根に比例して増加するが、単位面積当りの接岸圧力はその数に比例して減少するので、結局外板の板厚は防舷材の数の 4 乗根に反比例して減少できることになる。すなわち防舷材の数を倍にすることにより単位面積の圧力は  $1/\sqrt{2}$  に減少し、外板 $\times$ 厚は  $1/\sqrt{2}$  に減少できる。

接岸力から求めた船側外板の板厚を NK Rule から定まる板厚と比較すると、 $k=50 \text{ t/m}$  であれば排水量 200,000 ton であつても 40 cm/sec の比較的高速で接岸して現行の Rule で充分な板厚があるのに対し、反対に  $k$  が大となり 500 t/m であると 200,000 ton の場合接岸速度は大体 15 cm/sec 程度以下でないといふ外板に塑性関節を生ずるような接岸力となる。(6) 式で与えた板の端部に塑性関節を生ずる圧力をこえると、外板に生ずる残留変形が急に増加するので、この程度の接岸速度を限

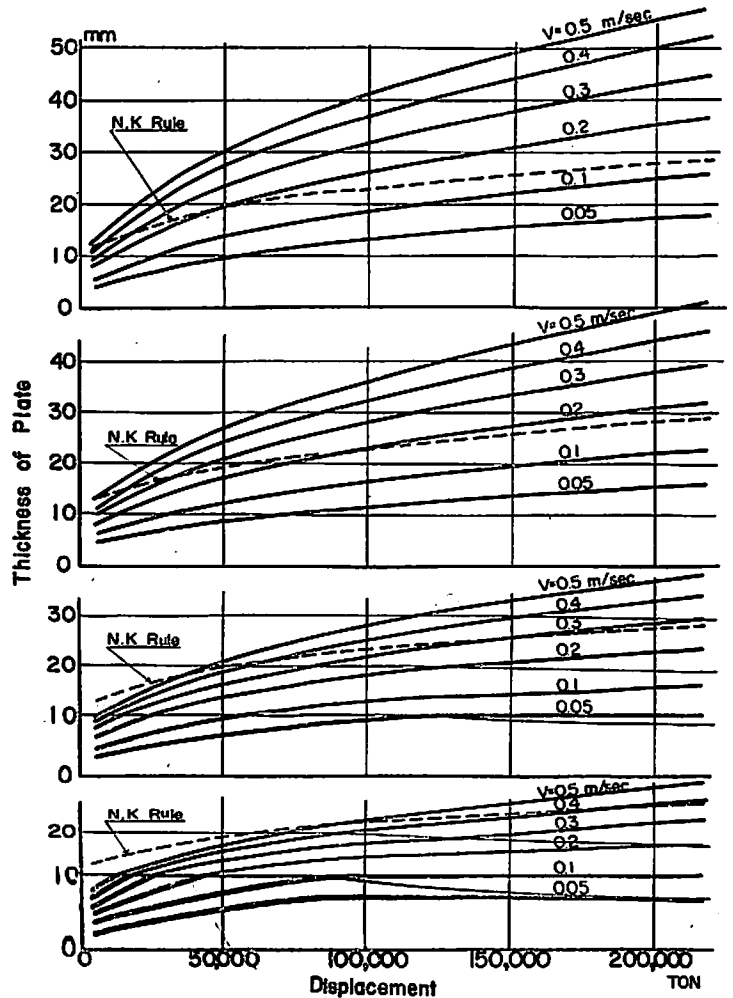
界としなければならない。

実際に使用されている岸壁の状態をみると、 $k=50\text{ t/m}$  のような小さなバネ常数を大型船の岸壁に期待するのは無理であつて、一例をあげてみると、山口県の岩国港に建設された10万トン級用ドルフィンでは防舷材として第7図に示したような長さ1.7 m、外径0.75 mの中空型ゴム防舷材9ヶをドルフィン1基について設けてある。したがつてこの9本分のバネ常数を計算すると903 t/mとなる。このほか接岸によつてドルフィン自身に変形するので岸壁構造全体としての合成バネ常数は計算によると596 t/mになる。(4)

このように実際に使用されている岸壁では大型船の場合500 t/m程度のバネ常数が考えられる。さらに前記の岩国港での実測結果によると、接岸速度は排水量89,200 tonの大型タンカーで船首部がさきに接岸し、その速度は7.12 cm/sec、船尾の部分があとから接岸しその速度は2.07 cm/secとなつている。したがつてこの程度の接岸速度であれば、船側外板の厚さは同船の場合充分の強度を有すると判断することができる。また第8図から同港での同船の接岸速度の限界は15~20 cm/sec程度と考えられる。

もう少し計算を厳密にするためには、Ruleによつて与えられる寸法は腐蝕代を含んだものであるから、強度上はその分を差引いて考えなければならないこと、また船体と岸壁との接触によるバネ常数は船体側の変形などにより一般にもう少し計算より小になることなどを考えなければならない。さらに危険側の無視した要目として、平行の状態では船が接岸するとしたここでの仮定はもつとも接岸力が小になる場合であつて、実際の状態を考えれば多少の回転を伴うのが普通であり、接岸力が大きくなる傾向にあることを注意しなければならない。

これまでの多くの実績あるいは計測例からみても、一般に中小貨客船以上の場合には10 cm/sec以下の速度で接岸していることが多いようであり、なにか事故のあつた場合は20 cm/sec以上に達している場合が多いと云われている。第8図に示した計算結果からは大体このような実績を裏付ける説明がなされるように思う。しか



第8図 船の大きさと船側外板の厚さの関係

し荒天時には微妙な操船が不可能になるので、合理的な外板の板厚の設計を行なうためには、許容される接岸速度の限界を充分明らかにしておくことがとくに今後の大型船に対して必要であると思われる。

#### 参考文献

- 1) 楠田忠雄 “鉄道連絡船の接岸力について” 造船協会論文集 88号、昭和30年
- 2) 白石隆義 “鉄道連絡船の接岸衝撃力” 鉄道技術研究報告 No. 341 Aug 1961
- 3) 長沢 準 “接岸時の船体損傷防止に関する研究” (第一報, 第二報) 造船協会論文集 106号、107号、昭和35年
- 4) 若桑 訥 “岩国港における10万トン船舶用ドルフィン接岸実験” 船舶技術研究所報告 1巻1号 昭和39年

# 船舶の機械荷役

柴田清

石川島播磨重工業KK  
船舶事業部

## 1. ま え が き

近年定期船の高速化の傾向は著しいものがあり、ここ2~3年の間にライナーの航海速度は18節代から21節代に移り、更に22節を目指す勢である。しかしながら、既に昭和5年に時の大阪商船所有のニ、ーヨーク定期船、畿内丸が16節の高速を誇つたことを考えると、35年有余にしてやつと5節アップしたに過ぎないのであつて、7年間にわずかに1節足らずしか向上していないこととなる。しかもここまで達するに過去における諸先輩の涙ぐましい努力があつたことを考えると、貨物船のスピードアップの問題が如何に困難な要素の塊りであるかわかる。

一方雑貨用貨物船の場合、その船の一生を通じて航海中の時間は精々 $\frac{1}{2}$ 以下で、恐らくは大半が殆程度に止まるであろうから、船の一生の大部分が荷役時間やその待ち時間に費されていることになる。従つて荷役能率を向上させることが如何に重要なことであるかわかるのである。最近特にこの点に注目され、斯界をあげて荷役能率向上の研究に力が注がれる至つたが、誠に当を得たことといわざるを得ない。従つてこの機会に最近における船舶の荷役について、ふり返つてみることは非常に有意義であると思う。

ただ船舶の荷役といつても、極めて広範囲でかつ多種多様であるので、ここでは一応、ポンプによる液体荷役を除き、かつ固体でもデリックによる方式以外の、ごく狭い意味での機械荷役に限定させて置く。そしてこの範囲内で今後広く使われるであろうと思われるものに重点をおいて説明することとし、合せて最近目についた珍しいものもご紹介したいと思う。

## 2. デッキ・クレーン

いわゆる雑貨、木材、穀物、および鉱石等の搬積貨物は本来それぞれ全く異質のものであつて、当然荷役設備も区別されてしかるべきと考えるのであるが、現状ではいずれも同種の荷役機械が用いられ、わずかにフックとかグラブといった末端器具で区別される程度である。われわれはこの辺にも現状の船用荷役機械がまだ発展途上にあつて、完成されるまでになお道遠い感がするのである。

これなどのいわゆるドライ・カーゴに従来から用いられてきたもつとも一般的な方法は、デリックによる方法

であるが、これ等は次の点で漸次デッキ・クレーンに代る傾向にある。以下デッキ・クレーンが従来型のデリックに比べてすぐれている点を列記してみる。

### (1) 荷役の準備が簡単である。

普通、デリックでは荷役の前後に索具の掛け外し作業が必要であるが、デッキ・クレーンの場合、索は取附けたままとし、ジブを下げて格納するだけでよい。

### (2) 操作が簡単である。

デッキ・クレーンでは勿論ワンマン・コントロールが建前とされており、操縦スペースが完備されているので、操縦者は外界の気象条件に左右されることが少い。デリックでも最近ではワンマン・コントロールが叫ばれているが、デッキ・クレーン程完備された操縦装置は望めない。

### (3) 荷役能率がよい。

デッキ・クレーンは旋回、巻上げ、引込みの3動作を極めてスムーズにワンマン・コントロールで行いるので、ホールド内スポッティングをうまく行うことができる。更にクレーンによつては、縦または横方向にも移動できるのでホールド内の広い範囲をカバーすることができ、それだけ荷役の能率が向上する。またデッキ・クレーンは普通360°旋回できるので、デリックに比べて自由度が大きい。第1表は普通デリックの喧嘩巻とある種の電動デッキ・クレーンの作業能率を比較したものである。

### (4) 安全性が高い。

デッキ・クレーンでは吊上げ時、荷重がクレーンの力量をオーバーした時の安全装置が完備されていて、デリックの場合よりも安全性が高い。

### (5) 重量的に軽い。

ブーム、ポスト、ウインチおよび荷役索具、金物を含めた1ギャング当りのデリック荷役装置と比較して、デッキ・クレーンの方がほぼ80%前後で済む。

以上の如く、デッキ・クレーンは従来のデリックに比べていろいろすぐれた点を有するが、装置1組当りの価格が必ずしもまだ充分安価でないために、未だ広く採用されるまでに至っていない。しかしながら、最近ぼつぼつ相当合理化された低価格のものが市場に現われてきた



第1表 実用サイクルタイム一覧表

荷 役 方 法		デッキクレーン		けんか巻 (電動ウインチ)		けんか巻 (スチームウインチ)			
		3.5	1.5	3.5	1.5	3.5	1.5		
一回の吊り下げ量(t)									
取 扱 物		バラ物 (モッコ)	雑 貨	バラ物 (モッコ)	雑 貨	バラ物 (モッコ)	雑 貨		
比較係数およびサイクルタイム									
荷役能率におよぼす比較係数	①	フックの振れ	1.05	1.15	1.0	1.0	1.0	1.0	
	②	玉掛	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
	③	スア ポビ リテ ン グ	ハッチ直下のホールド容積の所を荷役する場合	(1.0)	(1.22)	(1.0)	(3.07)	(1.0)	(3.48)
	④	ハッチ直下外のホールド容積の所を荷役する場合	(1.0)	(1.22)	(1.0)	(2.04)	(1.0)	(2.24)	
	⑤	③と④のホールド容積平均	1.0	1.22	1.0	2.34	1.0	2.611	
	⑥	運 転 者 の 熟 練 度	1.05	1.1	1.0	1.0	1.0	1.0	
サイクルタイム	⑦	理論サイクルタイム(sec)	45.87	45.05	53.53	43.44	41.19	36.29	
	⑧	修正サイクルタイム(sec) ⑦×①×②×③×④×⑤	50.6	69.5	53.53	101.8	41.19	94.8	
	⑨	フック移動外の時間(sec)	20	80	20	80	20	80	
	⑩	実用サイクルタイム ⑧ + ⑨	70.6	149.5	73.53	181.8	61.19	174.8	

ので、これ等が一般に普及するのものはや時間の問題と思われる。

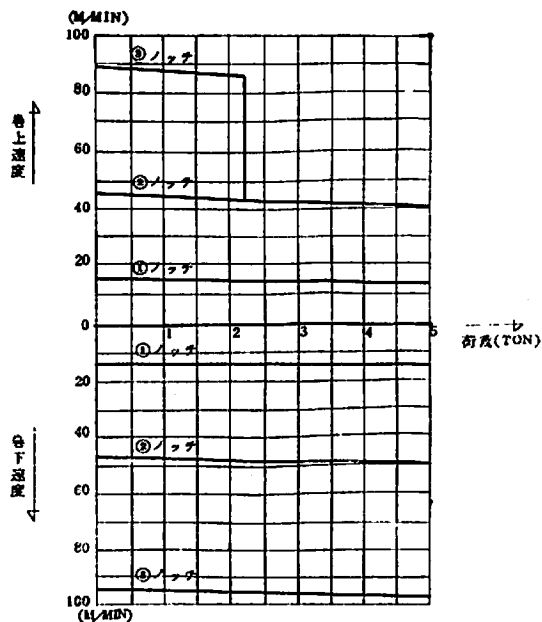
現在市販されているデッキ・クレーンは、大別して(A)電動デッキ・クレーンと(B)電動油圧デッキ・クレーンに分けられる。

電動デッキ・クレーンは価格の点から、わが国では殆んど交流ポール・チェンジ式に限られており、汎用電気品を用いて価格の低減をはかっている。しかし外国においては Vickers Delta 形デッキ・クレーンの如く、交流レオナード、交流ポール・チェンジ、直流の3種の制御方式をもつものもある。ともあれ、電動式のデッキ・クレーンは油圧式に比べて据付けが容易で、かつ運転中の騒音が少く、また部分的な故障に際して修理点検が容易である等すぐれた点があるが、ポール・チェンジ式の場合にはどうしても油圧式のように全範囲にわたって滑らかな運転を期待することは無理であろう。しかし最近の荷役用電動ウインチの大半がポール・チェンジ式である点から想像しても、ポール・チェンジ式でも実用上何ら差支えないと考える。

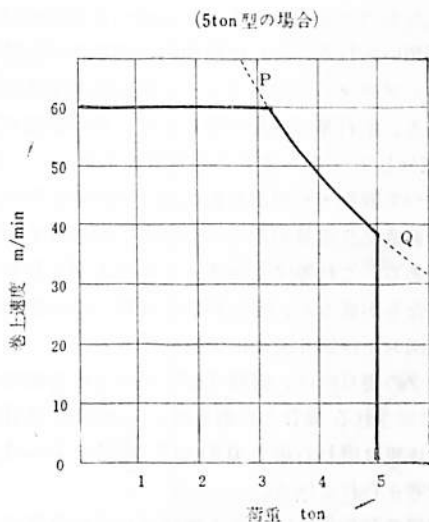
一方油圧デッキ・クレーンは運転性能にすぐれており、直流式やワードレオナード式と同じく全範囲にわたってコントロールが可能であるという特徴がある。特に低速時のスピード・コントロールは電動ポール・チェンジ式よりも遙かにすぐれている。第1図は電動ポール・チェンジ式の、また第2図は電動油圧式の場合の性能曲

線の1例を示す。しかしながら、先にあげたように、電動ポール・チェンジ式のすぐれた点は、油圧式の場合一般に若干劣らざるを得ない。

一般に油圧を使用する場合は、配管工事が面倒で、かつフラッシングとか作動油のエアー・バージ等といった



第1図 電動(ポール・チェンジ式)デッキクレーンの巻上特性(5t×40m/minの場合)



荷重一定の場合の速度0から規定速度までの間はハンドル操作角に比例して無段階に自由に変速可能

第2図 油圧式デッキ・クレーンの巻上特性

附帯工事が伴い、更に配管途中のジョイント部の作動油漏洩の問題がある。また作動油中にゴミが存在すると、直ちに機械の性能を左右することとなるので、現場工事上も注意すべき点が多い。従つて最近の油圧式デッキ・クレーンでは、これ等の点を改善して、油圧ポンプおよび同駆動用電動機と油圧モータをクレーン本体に内蔵してワン・ユニットとなし、造船所では単に電源だけを結合すればよいようにして、あたかも電動デッキ・クレーンの据付と同じように取扱えばよいようにされてきた。油圧の場合には、高圧とする程機器および配管が低圧

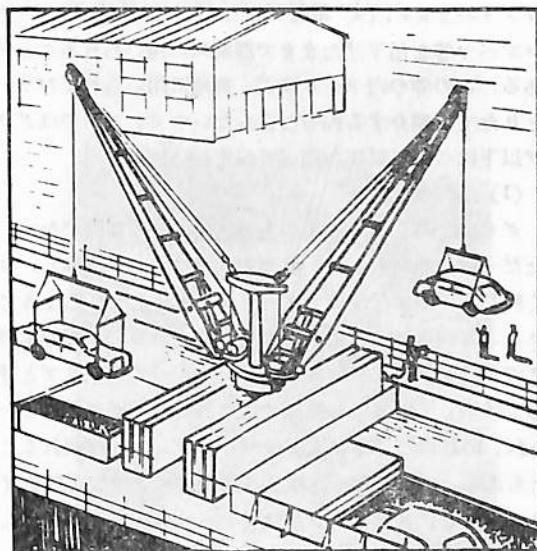


写真-1 走行デッキ・クレーンの1例

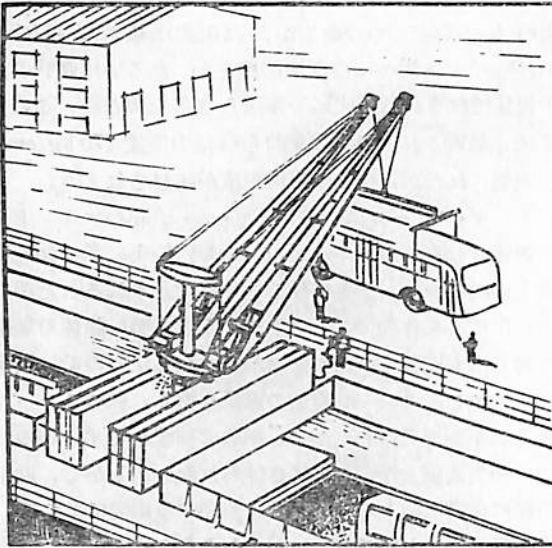
の場合よりも小さくてすむので、一般的傾向として高圧化の方向に向いつつあるが、高圧式は機器の信頼性とか、ジョイント部からの漏洩問題とか、あるいは騒音の点で現状ではまだ低圧式に一步譲らざるを得ない。この意味で、最近これらの中間をねらつた中圧式 (70 kg/cm<sup>2</sup>) が開発されたが、今後の使用実績が注目されよう。

デッキ・クレーンは通常カーゴ・ハッチ間のマウント上に固定されるものが多いが、時には写真-1に示す如く甲板上の固定レール上を移動できる形式とされることがある。甲板上を移動できるようにすると、勢い船体の動揺に対しても充分安全しておかねばならないので、固定式に比較してクレーン自体の重量も重く、従つてレールやその下部全般にわたつて、船体に補強を要する等のために相当高価となることはさげられない。しかし、近年船舶の荷役は陸上の荷役設備に依存する傾向にあつて、特に専用船において著しいが、かような船でわざわざ平常使用しない荷役装置を各ホールド毎に設けるのも不経済であり、さりとて万一のことを考えるとながしかの荷役設備を設けた方が心強いとか、あるいはコンベア等の陸上荷役設備能力が劣つているために船側だけ特に強力な荷役設備を設けても致し方ないといった特殊なケースでは、全体との兼ね合いからこうした移動式が採用されるのである。

最近外国でデッキ・クレーンの面白い使用方法が考案されたので紹介しておこう。これは Orenstein-Koppel が開発したもので、通称 Gemini という Twin のデッキ・クレーンである。2台の水平引込形のクレーンが、360° 旋回可能な共通のターン・テーブルに据付けられ



第3図



第4図

ており、更にそれぞれのクレーンは $210^\circ$ ずつ旋回できるようにされている。これ等2台のクレーンは必要とあれば互に平行となるまで旋回されて相吊りすることができるので、それぞれのクレーン能力は5tにすぎないが、この場合には10tのクレーンとして使用できるのである。第3図、第4図はそれぞれのケースを図解したものである。

前記したようにデッキ・クレーンはドライカーゴの荷役全般に用いられるが、当然貨物の種類によつて吊上金物は区別される。通常用いられる金物としては、(1) フック、(2) グラブ(穀物用、鉱石用、木材用)、(3) ポリブ・バケット、(4) 電磁石等で、時には連続バケットやコンベヤ等を吊下げたままで撒荷用に用いられることがある。この等の内フックはごく普通に用いられており、とりたてて紹介する程のこともないので、ここではグラブ以下について概要を述べておく。

#### (1) グラブ

グラブとバケットの用語上の区別は余り明瞭でない。ただ一般的傾向として、欧州方面ではグラブと称し、全く同じものをアメリカではバケットと称しているようである。またアメリカでは次に述べるスクラップ用のものまでグラブと呼んでいるが、ヨーロッパではポリブと呼んで区別している。わが国ではこれ等が混同されて用いられ、時にはご丁寧にグラブ・バケットと呼ばれることもある。ここでは一応欧州流に従つてグラブと呼称することにし、スクラップ用は特にポリブ・バケットとして区別することとする。

浚渫用や掘削用のグラブには、刃先に爪を有する極め

て頑丈なものが使用されるが、船舶の荷役用には普通爪なしが用いられる。これは船艙内に落下させた時、タンク・トップやマージン・プレート等船体側を傷めないためである。鉱石等の荷役に際しては、長い航海の間に鉱石が充分しまつて、グラブの刃がたちにくいことがある。従つて穀物・石炭用と鉱石用とは区別されており、後者は前者より重量が重かつ頑丈に作られているのが特徴である。これ等は勿論各メーカによつて若干寸法なり仕様なりが異なるが、呼称容量と自重との一般的な傾向は第5図および第6図に示す通りである。

グラブの要目には、容積( $m^3$ )で示される場合と容量(t)で示される場合とがあるが、この等の換算に用いられる比重は概ね石炭で $0.8t/m^3$ 、鉱石で $1.6\sim 1.7t/m^3$ 程度で考えられている。

鉱石等の荷役用には、ある程度グラブの自重が必要であるが、穀物や石炭等の軽量撒荷用には、なるべく自重が軽くて容量の大きいグラブの方が荷役機械の能力上有利である。この意味で石川島播磨重工のアルミ合金製グラブは目新しいものとして注目に値すると思う。

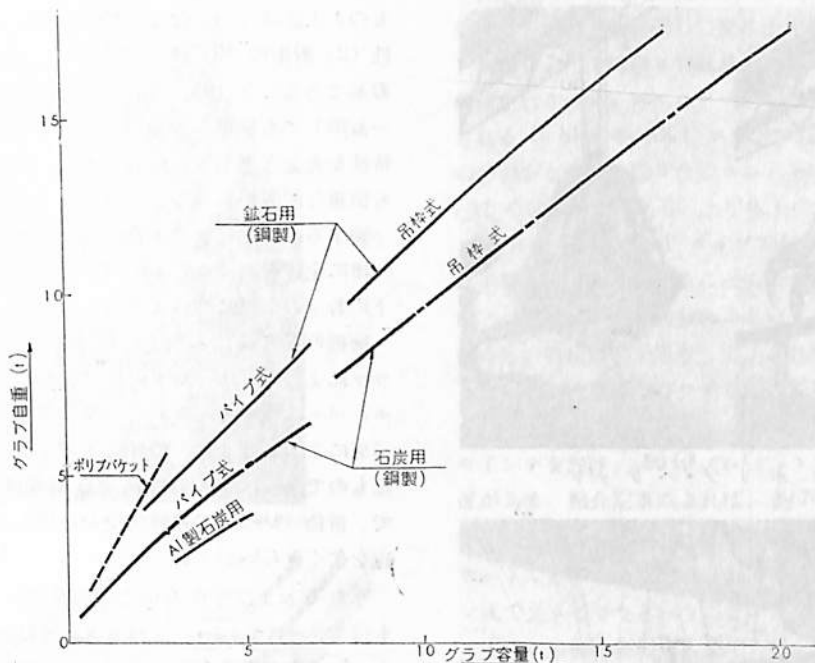
鉱石や石炭等と同じように、原木の荷役に特別なグラブが用いられることがある。これは写真-2に示す如く一對のフォークで木材を抱き込むようにされており、木材の大きさによつてフォークの形状が若干異なる。

#### (2) ポリブ・バケット

スクラップやナマコン等の荷役には特にポリブ・バケットと称する特殊なものが使用されることが多い。これは写真-3に示すように、通常8本程度の頑丈な爪を充分開いてスクラップ等の集積場に下し、了度指を開いた手でつかみとるよう一度につかみ上げるものである。スクラップ等の形の不揃いのものに非常に効果的である。時には小型の原木をこの種のポリブ・バケットで荷役されることもあるが、荷物を傷め易いので余りよい方法とは云えない。またポリブ・バケットではどうしてもつかみ不確実であるから、荷役時に荷物の落下の危険性が多分にあるので、この点充分注意せねばならない。ポリブ・バケットは写真からもわかるように、グラブ容量の割には自重の重い器具である。

#### (3) 電磁石

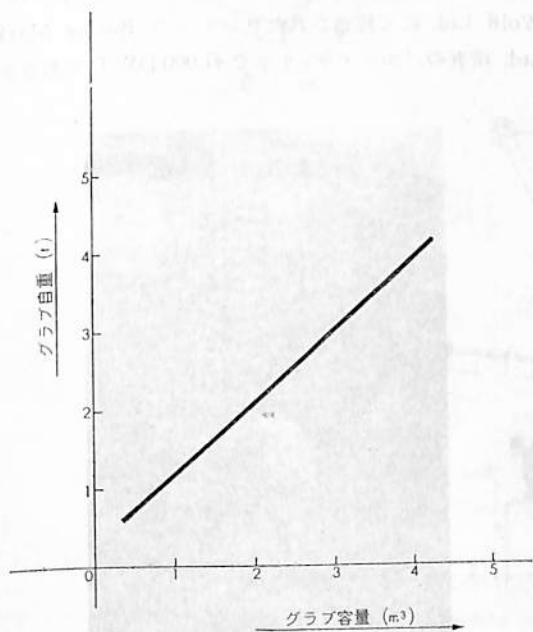
電磁石を利用して磁性体(主として鋼材)の荷役を行うことは、古くから行われている。特にスクラップの荷役に際しては、スクラップ自体が形状的に極めて不規則である上に、重量物で危険でもあつて、これの荷役にはいろいろと工夫がこらされたが、電磁石もその一方法として時に使用されることがある。ただ磁力は距離の2乗に反比例して弱まるので、直接磁極に接する部分はよい



第5図 船舶荷役用グラブの容量と自重の関係

が、2ヶ、3ヶと連なつた場合にその端部で結合が不確  
実となるのは已むを得ない。また接触面の大きさにも関  
係するので、平面で接触しているか、断面部で接触して  
いるかによつて結合の安定度が大いに違つてくる。従つ

つて荷役中にふとしたはずみで吊上げた状態から落下す  
るケースが多く、危険でもありかつ落下物が船体等を傷  
める等、船舶の荷役には必ずしもよい方法とは云えない。  
むしろ鋼板等の運搬用に最近工場で使用されるケースが  
多く、この場合にはスリング使用時に必要な玉掛け作業  
がはぶかれるので作業能率がよく、重宝がられている。  
またこの場合には比較的に安全でもある。



第6図 木材用グラブの容量と自重の関係



写真-2 木材用グラブ

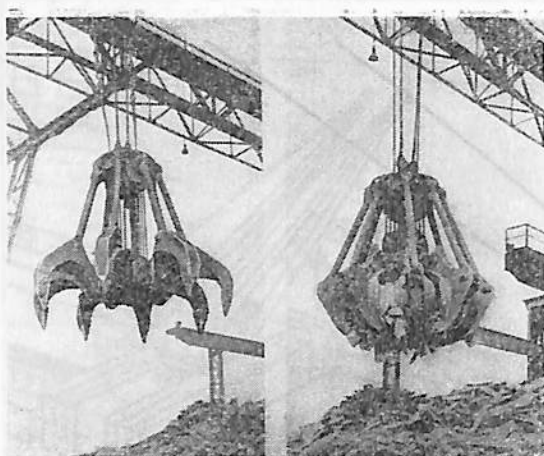


写真-3 ポリブ・バケット

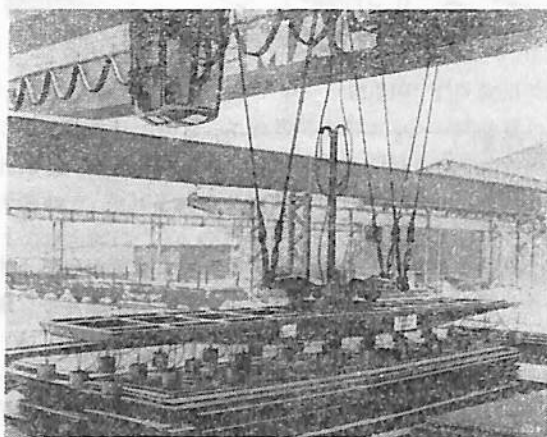


写真-4 鋼板荷役甲電磁石

電磁石の場合は対象とされる荷物の種類によつて磁極の形状もいろいろと工夫されており、吊上げ能力もまちまちである。

写真-4は鋼板搬送用の1例である。

### 3. コンベア

コンベアの場合は、特に船用として定つた型式のものがあるわけでもなく、一般にその都度計画されている。その理由は、コンベアというものがある位置と他の位置間に貨物を移動させるためのものであるから、これ等2点間の距離、相対位置、途中の状態によつて、たとえ取扱貨物や移送能力が同じであつてもコンベア装置そのものは相当変つてくるからである。勿論ごく簡便な方法として、既存の持運式小型コンベアを幾つか組合せて行う場合もあるが、船舶の荷役設備としてこれは飽くまで便宜的な方法にすぎない。

船用コンベアの場合もその種類は普通陸上で見掛ける

ものと大差はない。ただ本船据付場合には、(1)耐海水性(2)耐振性(3)頑丈で故障しにくいこと(4)保守が容易であること(5)なるべく部品に汎用性があつて万一故障しても修理が容易なこと等の船用としての一般特性を充分考慮して、材質その他の面で陸用の場合よりも慎重な配慮が必要なることは申すまでもない。

要するにコンベアの場合はケース・バイ・ケースで、一律に全体を論ずることが困難であるから、ここでは以下に若干の実例について説明したい。

前掲の写真-1は本船上に据付けられた、クレーンのグラブによつて、ホールド内の穀物をつかみ取り、船上のホッパーに移すと、ホッパーの下部を通るベルト・コンベアによつて運ばれ、船外に運搬されるように計画されたものである。クレーンによる荷役は連続的でないので、折角コンベアで連続荷役を目指しながら、今一つ徹底を欠くきらいがある。

写真-5および写真-6はこの点を更に一步徹底させたもので、バスケット・エレベータと呼ばれている。これはホールド内の小麦を写真のバケットで連続式にすくいあげて上甲板上に運びあげ、別に上甲板上に仮設したベルト・コンベアで船外に荷揚げを行うものである。写真に示すものはポータブル式で、その都度陸上から搬入されるものであるから、能力的に小型で通常50t/Hr前後、精々1~200t/Hr止りである。

第7図はこれ等のコンベアを本船固有の荷役装置としたケースである。本船はBelfastのHarland & Wolff Ltd.にて建造されたロンドンのBuries Marks Ltd.所有のバルク・キャリアで41,000DWTであるが、



写真-5 バケット・コンベア(ホールド内)



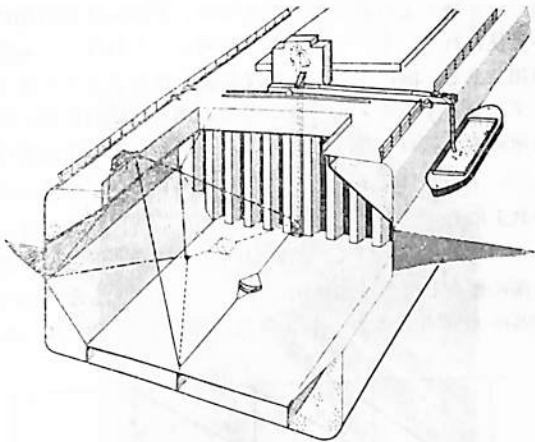


写真-6 バケット・コンベア（上甲板上）

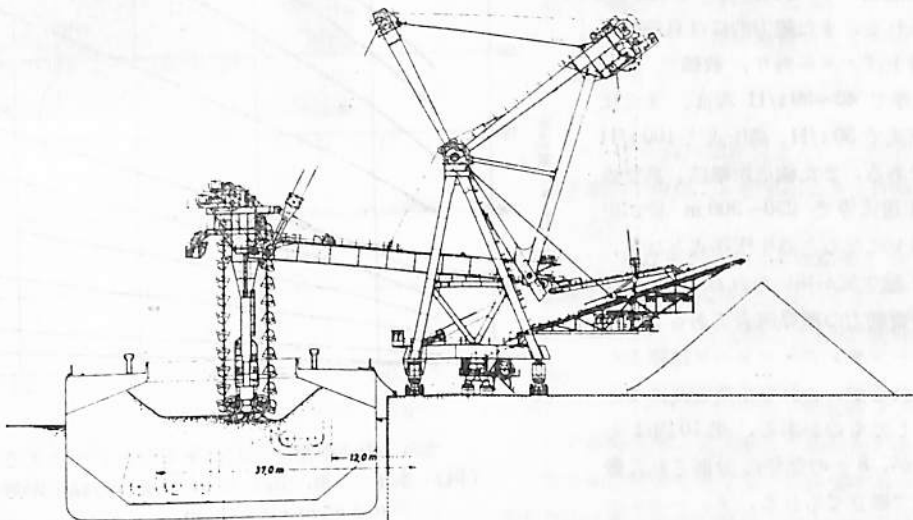
それぞれのハッチ間に図示のチェン・コンベアを垂直に設けて上甲板まで移送し、更に上甲板上で左右に走るチェン・コンベアに移して舷外へ導き、シュートで船外に荷役を行う。チェン・コンベアは 45 HP のモータで駆動される Buhler の SKT タイプで、それぞれ 180 t/H の能力を有し、合計 8 台のユニットによつて毎時 1,440 t/H の荷揚能力がある。上甲板上の水平コンベアは、同じく Buhler の BKT タイプで長さ 73'-2" (22.27 m) に達し、片舷にずらせることによつて 12'-2" (3.71 m) のアウト・リーチを得られるという。この場合一寸面白いのは、荷役設備が隔壁に固定されているので、必ずしも積荷がこの部分に寄り集るとは限らないから、図のように上甲板上のハッチ・サイドにドラム 2 個付の 40 HP ウインチを設け、50 ft<sup>3</sup> のバケットで荷をかき集める装置がある。紹介記事によれば、約 70% の積荷は自然とチェン・コンベアに集まるが、残り 30% の積荷がこのバケットで集められるという。バケットはプッシュ・ボタン式で全リモコンということになっている。

更にこの種の装置を大型化して、陸上固有設備にしたものを紹介しておこう。

第 8 図は Conflow unloader と称する荷揚装置で、Orenstein-Koppel und Lübecker Maschinenbau による計画図である。本図から装置全体の大きさが想像されよう。Conflow unloader は別に本船に設備するタイプとして、I 型、II 型、III 型の同じような機種があり、それぞれ能力 450 t/H、1,250 t/H、2,000 t/H を標準としている。本船搭載用の場合は、ハッチをまたいで船の縦方向に装置が走るのので、レール下部を補強する必要があるが（II 型、III 型の自重はそれぞれ 460 t、815 t で



第 7 図



第 8 図

ある。逆にグラブ等によるタンク・トップの損傷防止用に、タンク・トップの板厚を上げる必要がないというメリットがある。

【型の 450 t/H のコンベアは既にインドネシア向バルクキャリア Takari I 号に装備された。

これ等のコンベアは、一般に数個組合わされて一連の運搬経路を形成するのが特徴であるが、次に述べるニューマチック・コンベアは連続した1本の経路で輸送され、また輸送の速度が他のベルト・コンベアやバケット・コンベア等と比較にならない程高速である点が目立つた特徴である。

ニューマチック・コンベアは、粉状のもの（セメント、アルミナ、ソーダ、硫安等）、粒状のもの（米、大豆、岩塩等）、塊状のもの（中塊炭、灰、コークス等）、片状のもの（鋸屑、木片）、繊維状のもの（パルプ、屑紙等）、書類伝票類に至るまで多種多様の比較的比重の軽い小物の連続輸送に適している。

これ等の型式には

(1) 真空吸引式

荷受側にプロアを設け、荷送側からノズル等により大気とともに貨物を吸込ませる方式

(2) 圧送式

荷送側に空気圧縮機を設け、貨物をフィーダにとり、パイプ中をこの圧縮空気で圧送して荷受側で大気放出させて集荷する方法で低圧式と高圧式がある。

(3) 真空吸引低圧圧送併用式

上記2つの方式を組合せた方式で、数個所の荷送所から数個所の荷受所に輸送するのに適している。

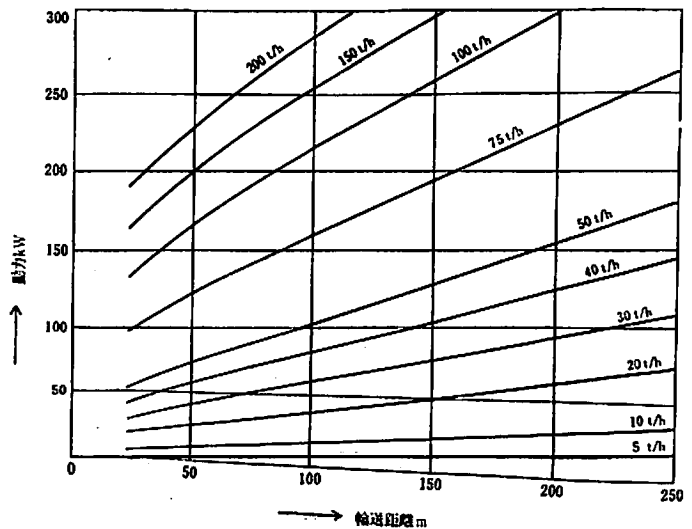
これなどは通常パイプ内を 20~40 m/sec の高速で送られる。また能力的には真空吸引式で1本の吸上げノズル当り、穀類で 40~75 t/H、石炭等で 40~50 t/H 程度、また圧送式では低圧式で 50 t/H、高圧式で 100 t/H 程度が普通である。また輸送距離は、真空吸引式、低圧圧送式等で 250~300 m 位が限度で、それ以上になると高圧圧送式となり、2~5 気圧の圧縮空気が用いられる。第9図は輸送距離と所要動力の概算図表である。

一般にニューマチック・コンベアは陸上の固定設備とされるが、これを小型安直にまとめて持運式としたものがある。第10図はその1例であるが、8ヶの部分に分解されて搬入され、船上で組立てられる。ディーゼルエンジン駆動で、能力 70 t/H（小麦）、長さ

3.90 m × 幅 2.30 m × 高 3.56 m、自重 4.45 t である。

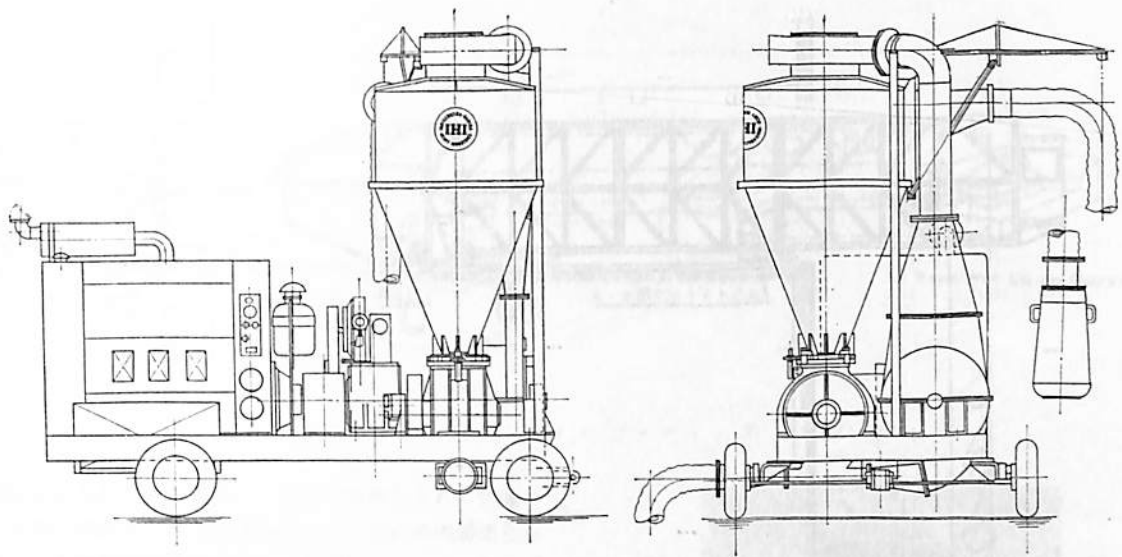
以上のニューマチック・コンベアは、船舶から撤荷を陸上へ荷揚げする場合であるが、同じような考えで若干細工すると逆に陸上から船内に積込むことも可能である。写真-7はニューマチック・トリーマと称するもので、2ヶ所の接手で回転できるようにされている。ベルト・コンベアで船上に運ばれた撤荷は、このトリーマで吹出し方向を自由に変えられるから、船艙内の隅々にまで一様に積むことができ、別にホールド内で荷をならす作業をしなくてすむ。

最後に、ベルト・コンベアの種類であるが、変つた型式のものを紹介しておこう。第11図はエレベータ・コンベアと呼ばれるものである。ロール・ベーパーや袋物等の、一定サイズの荷役を行うのに都合がよい。図示のように垂直輸送と水平輸送を一つの装置で行えるのが特徴で、今まで述べてきたものが主として撤荷輸送用（勿論ペール物でも可能な場合があるが、実際には撤荷用に多く使われている）であつたのに対し、これはペール物専用である。図に示したものは装置全体をまとめてスライディングすることもできるので、例えば運河に面した倉庫の壁に開口を設けておき、バージ等をその下に着けると、上の開口部からこの装置を突出して、丁度バージの真上にコンベアを下すことができる。荷役が終れば、コンベアを巻き上げて、装置を内部にスライドさせ、開口部に蓋をしておけば風雨にさらされることもないので非常に好都合である。将来荷役の専用化が進むにつれ



註：輸送距離は垂直部を3倍として考える  
 (例) 水平 25 m、垂直 35 m の場合の輸送距離は  
 $25 m + 35 m \times 3 = 130 m$

第9図 ニューマチック・コンベアの所要動力曲線



第10図 70t/H ポータブル・エア・コンベア

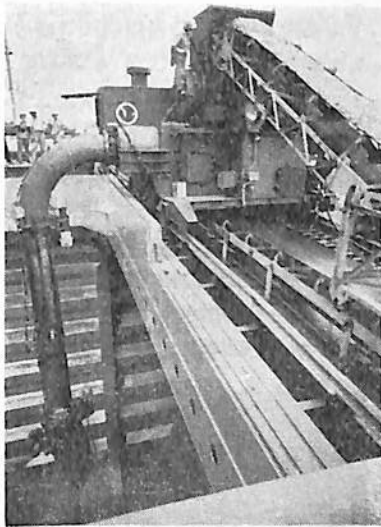


写真-7 エア・トリマによるチップの荷役(積荷)

て、広く用いられるようになるかも知れない。その運動から、ドイツでは一名ポケット・エレベータとも呼ばれている。

#### 4. コンテナ

1897年に米国で考案され、1957年 Gateway City 号が最初のコンテナ船として就航して以来、米国で急速に発達したこの新しい輸送方法は、船舶荷役の革命的存在といえよう。最近わが国でもコンテナ船を就航させるべく、各社が検討を開始し、ごく近い将来に本格的なコンテナ船が建造されることとなった。

コンテナ荷役は数多くの特徴があるが、特に船舶の側から見た場合次の利点がある。

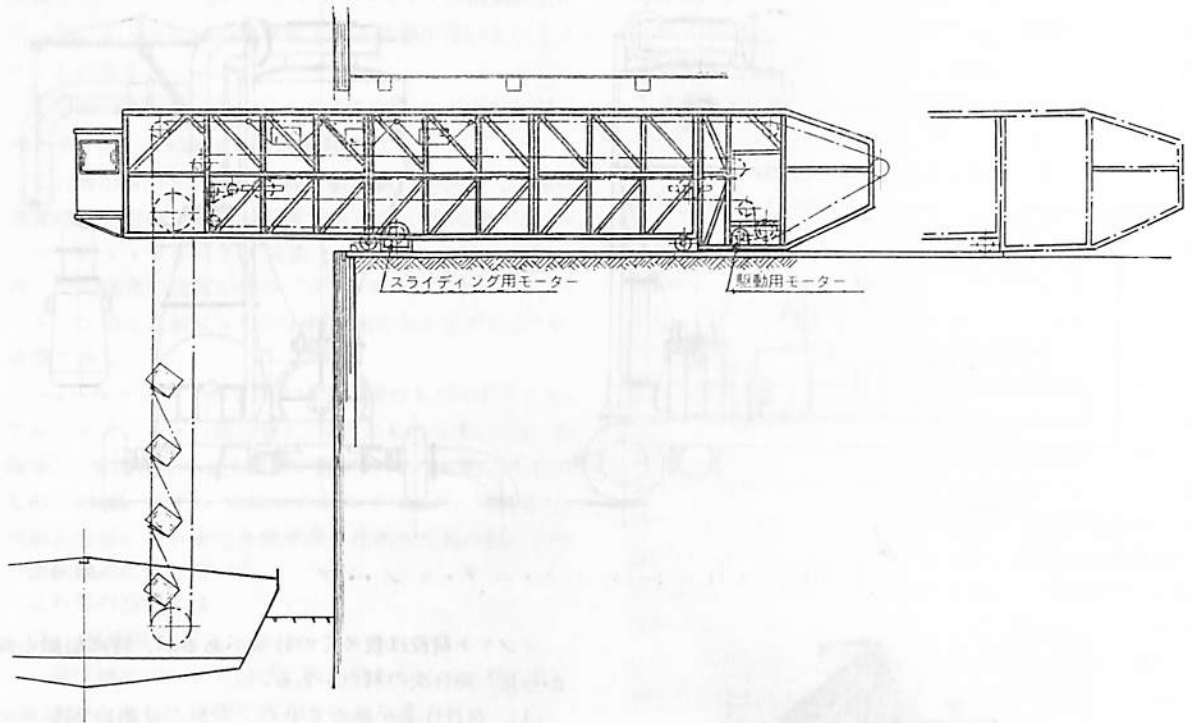
- (1) 荷役作業が極めて早く、それだけ船の回転率を上げうる。すなわち1サイクル2.5~3分程度で2t~30tの荷役を連続して行うことができる。
- (2) 計画通りコンテナを積付けることができるので、ホールド・スペースを有効に利用できる。(このことは逆に空コンテナの場合は余分なスペースを食われることとなるが。—欠点)
- (3) いわゆる Door to Door であること。途中の荷扱操作が極めて簡単で、輸送時間が早く、従つて輸送コストが安くなる。
- (4) コンテナを一部甲板積としてスペースをより多く利用できる。

しかし

- (1) ハッチの開口部が大きく、その寸法上の許容誤差範囲が厳格で、従来船より工作精度が要求されること。
- (2) ハッチが大きいので2重船殻となり、おまけに船体の撓みによる値をなるべく小さくせねばならない等のために、従来船より船殻鋼材が相当増加する。
- (3) コンテナ・ガイドや、甲板積コンテナのランニング用具等、従来船より織装品がふえ、かつこれ等の取付精度を充分あげる必要がある。

等のために相当船価が騰貴することは避けられない。

また従来は、ライナ等が高価な投資をして折角航海速



第11図 エレベータ・コンベア

力を上げて、荷役方式に著しい進歩が見られなかつたので、その割には船の回転率向上が期待できなかつた。しかしコンテナ船の場合には、荷役時間が従来とは比較にならない程飛躍的に向上するので、従来より航海時間が船の回転率に大きな要素として影響してくることとなる。一方貨物船等では約20節前後を境として、所要馬力が急激に増加してくるのが普通であるが、最近次々と打出された新しい船型と、推進機関の目覚ましい進歩とによつて、技術的には航海速力24~25節の貨物船でもさほど問題とされる点がなくなつてきた。従つてコンテナ荷役の出現によつて、この種の船、特に高速ライナーでコンテナ船が飛躍的に進歩するのではなからうか。

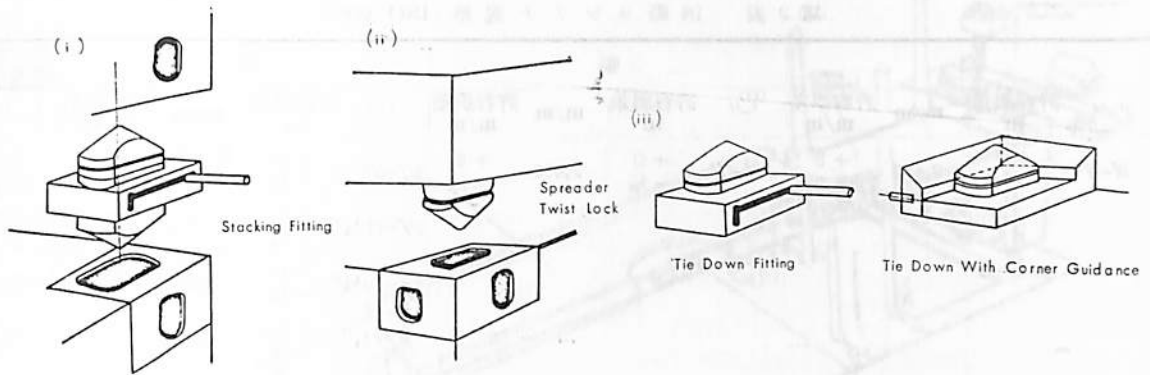
ともあれ、コンテナ船はわが国では未だ胎動の時期に過ぎないので、本紙上では現在アメリカ等で行われている一般的な方法を紹介し、荷役の見地から、今後の技術的な問題点を列記するにとどめたい。

コンテナ船は、通常ダブル・ハル構造とされ、船艙内のコンテナ・サイドにはフレーム、スティフナ等の構造物は一切設けない。ハッチは出来るだけ大きくとり、ハッチからコンテナを出し入れする時のコンテナ・ガイドとして普通アングルを設けてコンテナの四隅をこれに沿わせてはめこんでゆく。コンテナは、船上または陸上据付のクレーンによつて、ワンマンコントロールで荷役さ

れ、船艙内に通常6~7段位積重ねられるが、船に積み込むとき操作をやり易くするために、これ等のガイドは上部でラッパ状に開かれている。船艙内に積まれたこれ等のコンテナは、特に互に連結されることもなく、このガイドがストッパーを兼用されて、船の動揺によるコンテナの荷崩れを防いでいる。またコンテナはある程度水



写真-8 船内のコンテナ・ガイドとコンテナ (上方はハッチ入口)



第12図 ISO規格のコーナ・フィッティング

密性も保たれているので、一部を甲板積とされ、普通ハッチの上に固着されて運ばれる。この場合の固着法としては、互に嵌合する特殊な金物を用いて、ハッチ・カバー上面とコンテナの四隅を固着し、かつコンテナ同士を上部で連結し、更にワイヤ等でラッシングを行う。第12図はこの金物の国際規格のもの1例を示す。従来アメリカでは20~22φ位のワイヤ・ロープでラッシングされているようであるが、ワイヤ・ロープはイニシャル・テンションを充分効かしていないと、折角張つても外力が加わつた時、ワイヤが抵抗する前に伸びが生ずる傾向が強いので、見掛け程も効きがよくないと思われる。

コンテナの荷役は、クレーンの下にスプレッドと称する枠体を設け、このスプレッドの金物をクレーンの操縦室から遠隔操作してコンテナのコーナ・フィッティングにはめこんで荷役を行う。荷役の1サイクルに要する時間は、通常2.5~3分程度である。従来の貨物船で1~2tの喧嘩巻を行うのに1サイクル1~3分(第1表参照)を要するのを考えると、2.5~3分で20~30tの荷役をするのであるから、如何に能率のよい荷役方法であるかがうなづけるのである。尤も喧嘩巻の場合は各ホールド同時に荷役を行うことも可能であるが、コンテナ船では費用とスペースの関係から、各ホールド毎にクレーンが配置されるまでには至っていない。従つてこの辺の事情は考慮されねばならないだろう。

コンテナ船の荷役においては、荷役そのものが前記のように非常に能率がよいので、却つてコンテナの集荷を如何に能率よく行うかがポイントとなる。従つて、オペレーション・マネージャは如何にしてタイミングよく所要のコンテナをクレーンに渡すかを計画せねばならないが、アメリカではそのために電子計算機を活用して集荷場のプランニングを大々的に行つていと聞いている。

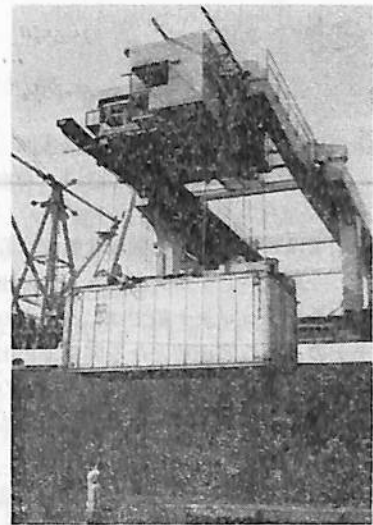


写真-9 コンテナの荷役

コンテナ輸送方式で、もつとも基本的な、かつ最も重要なことは

- (1) 輸送コンテナの寸法をいくらかに決めるか
  - (2) コーナ・フィッティングの形式をどれにするか
- ということである。当初アメリカでコンテナ輸送が始められた時、一部の私企業が自身のリスクにおいてコンテナ方式を採用していつたために、それぞれが独自のスタンダードを有する結果となつた。その後アメリカは元より、他の国々でもそれぞれの国情に合せた自国内の統一規格を設けたが、最近の荷動きの実情から、世界的な統一規格を作る必要性が認められ、ここにコンテナおよびコーナ・フィッティングの国際規格 (ISO規格) がクローズ・アップされてきたのである。第2表はコンテナのISO規格の基準寸法を示す。今後国際コンテナ輸送の1員に加わろうとする、わが国海運界の場合も当然このISO規格に従うことになるであろう。



第2表 国際コンテナ規格 (ISO 規格)

高				幅				長				許容重量
寸	許容誤差 in	m/m	許容誤差 m/m	寸	許容誤差 in	m/m	許容誤差 m/m	寸	許容誤差 in	m/m	許容誤差 m/m	L. T.
8'-0"	+0 -3/8	2,435	+3 -2	8'-0"	+0 -3/8	2,435	+3 -2	40'-0"	+0 -3/8	12,190	+2 -8	30
								29'-11 1/4"	+0 -3/8	9,125	+0 -10	25
								19'-10 1/2"	+0 -1/4	6,055	+3 -3	20
								9'-9 1/4"	+0 -3/16	2,990	+1 -4	10
								6'-5 1/2"	+0 -3/16	1,965	+3 -2	7
								4'-9 1/2"	+0 -1/8	1,460	+0 -3	5
6'-10 1/2"	+3/8 -0	2,100	+0 -5	7'-6 1/2"	+3/8 -0	2,300	+0 -5	9'-7"	+0 -3/16	2,920	+0 -5	7
〃	〃	〃	〃	6'-10 1/2"	+3/8 -0	2,100	+0 -5	7'-10 1/2"	+0 -3/16	2,400	+0 -5	7
〃	〃	〃	〃	7'-6 1/2"	+3/8 -0	2,300	+0 -5	4'-9"	+1/16 -1/8	1,450	+0 -5	7

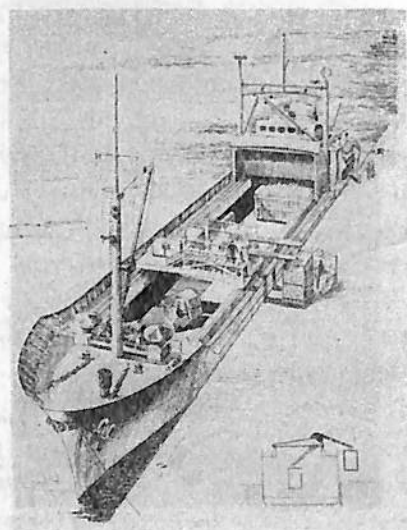
通常貨物船では、空船状態と満載状態では若干船体に撓みが生じ、一般にハッチが大きいと、この傾向も大きくなりがちである。コンテナ船では、ハッチの面積すなわちコンテナの占める底面積となる関係上、出来るだけハッチは大きくせざるを得ないが、一方船体の撓みが大きいと、コンテナ寸法が厳密に規定されている関係上、コンテナが入らないという事態が生じないとも限らない。またコンテナのガイドが何らかの事故で変形した時にも、コンテナの荷役が不能になる危険性がある。従って船体建造時に、これ等の寸法誤差が厳密に規定され、従来の船とは違った高度な工作技術を要求されることとなる。

### 5. 特殊機械荷役

以上述べてきたものは、比較的日常われわれになじみ深いものであるが、次に一寸毛色の変った特殊機械荷役ともいべきものを紹介しておく。ただ特殊機械荷役といつても非常に多種多様で、勿論全部をとりあげることにはできないので、紙面の関係上もつとも簡単なものから一つと、もつとも大掛りなものから一つを選ぶこととした。

第13図に示すものは、1961年にスウェーデンで完成された M.S. Tanto 号という 1,005 DWT, 499 GT の沿岸貨物船に採用された一種のデッキ・クレーンである。通称ベンジラム・ローダと呼ばれるこの荷役装置は、デッキ・クレーンがセンター・ポストを中心にした

円筒面内で運搬するに対し、2本のレバー間に荷を吊上げて、一平面内で運搬される。従って当然軸附近には大きなモーメントが作用するから、力学的には余り感心した機構ではない。そのため当然容量の大きいものは期待できないが、動力源が少なくてすむというメリットがあるので、1~2t の範囲では充分実用的で、この種の小型船用として最適であると報告されている。Tanto 号の場合は荷重 2t 用、荷役能力 80~100 t/H とされている。本船ではこのベンジラム・ローダを、ハッチをまたい



第13図 Tanto 号の荷役装置

で船の前後方向に移動可能なビームの上ののせている。

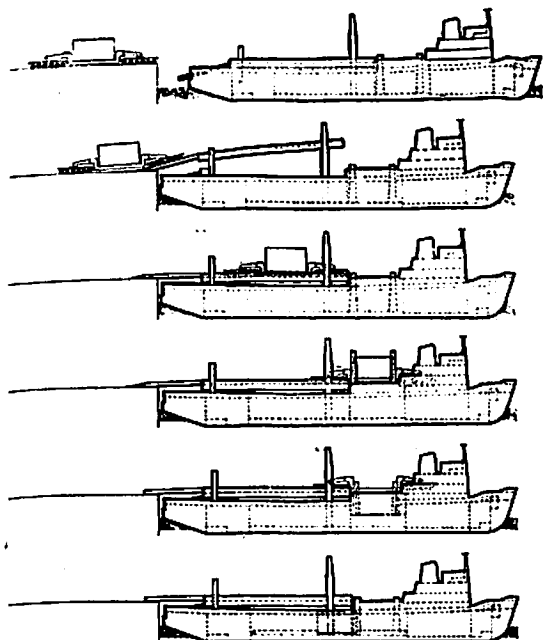
最後にご紹介する今一つの荷役装置は、発電所のプラント用大型機材運搬用に、特に考案された重量物の荷役装置である。本船は沿岸貨物船で主要目は下記の通りである。

全長	86.57 m
垂線間長	79.25 m
型幅	16.15 m
深さ	6.24 m
運航吃水	3.66 m
総噸数	2,355 T
出力	2×750 SHP (200 RPM)

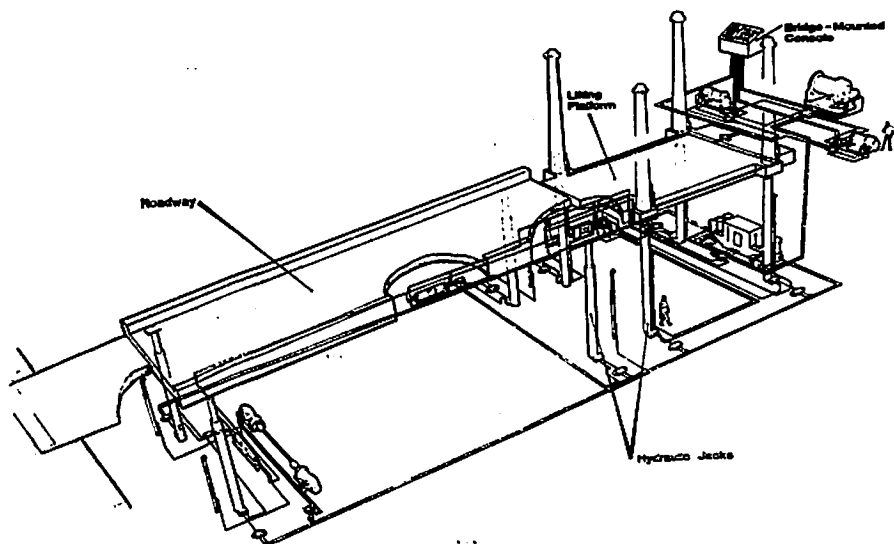
試運転速力 11.3 節

本船は 300 t の重量物を一度に 3ヶまで積載可能でその荷役方法は第 14 図に順に示すように。

- (1) ハッチ・カバーを開く。ハッチ・カバーは巻取式でメイン・ロード・ウェイの下部に納められる。
- (2) メイン・ロード・ウェイが油圧で操作されて岸壁と同一レベルまで持ち上げられる。
- (3) 重量貨物を台車毎ロード・ウェイ上に引き上げ



第 14 図 Abethaw Fisher 号の荷役順序



第 15 図

られ、前方へ運ばれる。これ等は本船装備のウインチで操作される。

- (4) ハッチの部分に、ホールド下部からリフト・プラットフォームが油圧で持ち上げられ、ロード・ウェイと面一にされる。
  - (5) 台車が丁度ハッチをまたぐ位置まで引き寄せられる。
  - (6) 台車上の重量物を前記プラットフォーム上に移し換える。
  - (7) プラットフォームが下り、船内に納められる。
- という順序で積込まれる。これ等の操作はすべて油圧で遠隔制御されるが、このため 70 HP の油圧ポンプが 4 台設けられている。第 15 図はこの油圧系統を示す。

## 6. 結 び

以上船舶の機械荷役について一通り述べた。紙面の都合で一つ一つを詳しく説明することができなかつたので、出来るだけ写真や図を引用して読者のご理解を容易にするよう努めたつもりであるが、これとともある程度中途半端になつたのは申しわけないと思つている。ただ船舶の荷役方法は非常に多種多様で、かつ日新月歩で止るところがないから、これ等の全貌を一度にご紹介することはわれわれの如きには到底不可能に近いのであるが、少しでも読者のご参考に供し得ればと思つて、敢て編集子の依頼のままに筆をとつた次第である。終りに臨み、これ等をベースとして更に新しい荷役設備が開発されることを切に望む次第である。

提  
言

## 造船学会に活力を

(仙)

世界一の造船国であるだけ、わが造船界にとつて毎年が多事の年であつたのは当然であるが、今年こそ多くの重要問題をかかえた容易ならぬ年になりそうである。技術革新や欧米造船国の巻返し攻勢ともからみ、激動とは云わぬまでも大きな発展や変革があるものと予想される。わが造船工業の基盤を一層鞏固たらしめ、安定した発展の道を進み得るよう、これら多くの問題が、広い関係方面の協力、責任者達の熱意と良識とによつて、適切に処理されて行くことが期待される。

従つて、この提言欄も大変賑やかになつて行くであろうし、仙人などはさし出ることもないであろうが、造船界の仙境の落ち穂でも拾つて時折の埋め草にしたいと考えている。

まず、どんな仙境があるかを考えてみる。現役を引退して久しい先輩連のクラブのようなもの(専ら昔話しや霞の気焔をあげる位にとどまるもの)、落ちついた雰囲気のある海事博物館の監視係(日本にはまだ見当たらないが、休館日は特に良好)、海事図書室の古書珍本係(俗人が入らず少々徴臭い位でよい)、仕事のない海外駐在所(仙人でもなければ仕事をしてしまうので、その場合は欠格)、じつとしていても儲かる仕掛けの会社、有閑役員室(官民を問わないが、近頃はあまり見当たらない。半分いねむりしたり、何かの本でも読んでいられるなら、椅子だけでも天國だろう。この方は各所に散在する)……思いつくまま書き出してみたが、まだまだありそうなので改めて調査することにした。

ところで、かつては官庁の一部、大学、学会、研究所、その他何々会議 何々協会……等々で、仙境もしくは準仙境と考えられていた場合が少くない。今では決してそんなことではなく、いずれもわが国造船工業の発展を目標に日夜努力を尽し重要な貢献をしているのに、認識不足のまま古い批判を受けついで、今なお仙境として誤解されている場合がある。もつとも、機関によつては準仙境に近い部分があつてもしかるべきであるが、関係責任者の中にもこれら組織を見極めて十分な認識を持たれぬままに誤解されている向きがあるのではなからうかと案ぜられる。従つて、この辺はもはや仙境とは云えないが、まずこの辺りで埋め草の材料をあさつてみようと考えてみる。

### 13号諮問の審議、答申およびその反応など

造船技術研究体制を刷新充実するための具体的方策に関する諮問第13号に対する造船技術審議会の答申は、約10ヶ月の審議を経て、昨年12月19日に出され、そしてその反応としても、船研目白水槽の問題に関しては迅速く具体化の方策が進められているようである。とにかく一つでも重要問題が解決されるなら、本審議は有効であつたわけであるが、理想の満点を夢見る仙人としては、審議の目標、経過、答申、そして反応についても、それぞれ一応愚痴つてみたくなる。

速やかな答申を期待して諮問の範囲を最重点問題だけに限つたこともあろうが、諮問の趣旨説明文からして枠をはめすぎていると思われ、仙人とは出発点から向きがちがつているのであるから、愚痴り出したら切りがないことにならう。しかし、審議会自身が必要と認めたら実際審議の枠を自ら拡大してもよいはずで、真正直に船研と造研だけについて延々と議論しなくてよかつたのではないか。もつとも、答申の出される12月になつて、船用機器開発協会の整備強化がちよつぱり論議されたとのことで、答申にも加えられている。

仙人の願いとしては、この機会にこそ、日本の造船技術研究関係の実態を洗いざらい調べ上げ、その全体を総合的に考察して、理想的な体系と内容とを持ち得るよう、解決すべき問題点を抽出して頂きたいことであつた。しかし、答申を拝見すると、国立研究機関としての船研の整備強化と運営の合理化(目白水槽を船研から分離して能率的運営を図るべしとする点は注目される)、共同研究中核体としての日本造船研究協会の財政基盤と機能の強化、日本造船界の泣き所である船用機器技術を急速に開発するために昨年新設された日本船用機器開発協会の強化の3件が主題となり、それにこれら対策の必要性を述べた簡単な答申本文がついているだけである。

多くの委員が認められた答申であるから、本答申は諮問の趣旨にそう適切な内容というべきであろうが、仙人の怨としては、まだまだ多くの問題点があつたろうと考えられるので、せめてそれらについても将来の懸案としてのきつかけ位はつけておいて頂きたかつた。また、答申には取り上げられなかつたとしても、先にも述べたように、審議の経過においては、日本全体としての研究体制の現状はどうであるか位は眺めて頂いて、問題点の所在を知らせてほしかつた。そして、これら多くの問題点のうち緊急に解決すべきものを取り出して答申に盛つて頂きたかつたわけである。

なお仮りに、答申は当面のこととして前記3機関の整備強化や運営改善に限ることとしても、その適正な解決策を打ち出すまでには、背景の十分な調査検討、特に研究に関係ある行政機構、補助制度、教育体制なども含めた現在の全研究体制の実態を完全に把握した上で、何が要求されるかを真剣に追求すべきではなかつたらうか。

#### 造船学会の組織と能力とを認識してほしい

さて、それでは研究体制上の問題で一体何が審議されなかつたというのか。老仙人などでは日本の研究体制かどんな体系と内容になつているかを知悉し得るはずがなく、ブツブツいっただけで今ここに並べたてる心臓はない。ただ少くも、本提言の主題とした学会の問題はあろうと信ずるのであり、今はそれについて少しばかり述べることにし、その他については追々考えることにしたい。

造船協会等の造船関係学会の組織や能力を十分に認識するならば、その貴重な活動力を最大限に引出し得るようにすることが研究推進上に極めて重要であることが明らかならざるを得ない。それが一度も問題にされなかつたとすれば、やはり学会を準仙境位にししか理解されない当事者がいられたのではないかと残念なのである。取りこし苦勞であれば幸である。また、研究問題や研究体制などが審議される場合、カネのかかるものだけが重要問題のように見られがちなものもおかしいと思う。僅かなカネを注ぐだけでも重大な効果を挙げ得る場合だとか、精神的な面などでの重要な検討事項もあるのではなかつたらうか。

さて、代表的な学会と云えば造船協会であり、本協会は本年4月で創立70周年を迎える永い伝統を持つ全国的規模の造船造機学会で、いやしくも日本の造船技術者であれば殆んど入会して会員となつてはいるはずであるから、くどい説明の必要はない。もちろん、これまでの協会の運営や活動は必ずしも理想的ではなく、むしろ問題の点も少くなかつたと思われるが、日本造船技術発展の温床となつて来たその偉大な功績、戦後における同協会の各種研究委員会の日本造船技術向上に実際役立つ数々の業績を考えると、将来の技術開発に関しても重要な役割りを果し得る能力を持つことは明らかである。

例えば、構造とか試験水槽とかその他各種の研究委員会があるが、それらの委員会にはそれぞれの分野の全権威者や中堅若手の研究者や技術者が委員として参加しており、委員会の場ではその他で見られがちな組織間の境壁がなく、研究の発表討論、フランクな知識経験の交換、共同の調査研究(造研におけるような大規模のものではないが)、研究計画の立案などを仲よく行なうとともに、さらには一般技術者に役立ち得るようにと、各時点で適切なテーマ

についてのシンポジウムを開催するなど、わが国の造船技術や學術の向上に役立つと熱心な努力を続けている。

また、研究委員会とは別に、日本の優れた造船技術を主として研究の面から海外に紹介するため、立派な英文図書類を刊行し、海外から非常な反響を呼んでいる。船舶工学便覧の編集刊行も、これまで何回か行なわれ、現場技術者に貴重な指針を与えている。論文集や会誌の刊行、その他多くの活動が行なわれている。同協会以外の関西造船協会や西部造船協会等についても、ある程度同様のことが云えるであらう。

ところで、これら学会は、関係方面から多くの協力を得てその活動を行なっているわけであるが、もう一寸のところで半分も力を出し切れずにいるのが実状のようである。これが熱心な学会会員の悩みであり、仙人の歎きでもあるわけである。

例えば、研究委員会を開く場合、委員達は遠く全国から手べんとうで参集するわけであるが、協会は1人当たり150~200円の茶菓代までは支出するとしても、それ以上は負担し得ないのが実状であり、カネを払わなければならない会場などは使えないし、もちろん会合回数は極端にしぼられ、ましてや、ちようど適切な協力調査研究などを思いついて一般に役立つとしても、結局は腕をこまねいて慨歎するまでである。

補助金があるではないかと反論されるであろうが、元金がないだけではなく、むづかしい条件のついた普通の補助金では、1~2の特別な纏つた計画の場合を除き、経理処理の面から受けかねるのではないと思われる。面白い研究ほど、やり出してみなければ先のことは判るはずがないので、予め詳細な日程や研究詳細が所要経費見積りとともに必要とされる申請書は書けないのが当然である。

従つて、少々無理な願いかはしれないが、ある程度自由に使用できるカネを研究委員会につけて貰えるならば、それは僅かな額のものであつても、少し長い目で見れば、実に大きな功績をあげることになるのが明らかである。もしもこの効果が認めて頂けるのであれば、僅かな補助なのであるから、少々むづかしいところを一寸無理して下さる位の算段は何とかならないものであろうか。また、学会としては、例えば、現場にすぐ役立つ価値の高い資料や図書などの作成、その他いろいろの有益な事業ができるし、その熱意も十分なのであるが、何分にもその貧しい財政では、事業を著しく遅らせるかまたは諦めざるを得ない場合が多い。

日本造船の最大の特長は、優秀な造船技術者や研究者の層が諸外国に比べて格段に厚いことであらう。それらが力を合わせてお役に立つようとしている熱意を冷してしまうのは真に惜しいことと思う。その力を引き出すための適切な処置が速やかにとられることを祈つてやまない。(昭42.2記)

## 第11回国際試験水槽会議を顧みて (2) 木下 昌 雄\*

10月11日

午前中は、7つの技術委員会が夫々、文化会館4階の小部屋で開催されて居た。私は極めて緊張したこの日の午前を、前日の執行委員会で正式に決定を見た執行委員会報告の印刷物をチェックしたり、午後の開会式での挨拶の一部、特に自由討論会の運営方法に関する部分に就いて手を加えたりして過ぎて居た。いよいよ午後1時30分から始められた Registration (参加者登録) も、5つに分けて設けられた受付の御蔭で、懸念された程の混雑もなく、円滑に済み、定刻午後2時30分、開会式が始った。

開会式は、日本組織委員会の委員長の山縣博士を議長として進められる。従つて、正面の壇上には、山縣博士を中心として、第11回国際試験水槽会議の執行委員会の委員および幹事総勢10名が居並び、会場には

外国人代表者およびオブザーバー	77名	(82名)
外国人同伴婦人	17名	(18名)
日本人代表者	29名	
日本人オブザーバー	35名	(47名)

合計158名が参集したと記録されて居る。なお上述の数字は、其の後会期中の遅参者によつて漸増し、( )内の数字の通り合計176名に達した。

山縣博士の開会宣言と歓迎の挨拶に続いて、私は、第11回国際試験水槽会議の議長として、又兼ねて同執行委員会の委員長としての資格で、次の様な挨拶を英語で試みた。強烈な照明の下で、意外に熱気が強く、初日の事として演壇上の飲水の準備を失念して居たので、約30分に亘つた挨拶には、(自他共に?)少々閉口した。

議長殿、淑女ならびに紳士各位。

この開会式を以て、国際試験水槽会議は本日その第11回の会合を開始致します。執行委員会の委員の中で、開催国を代表する委員が、前回の会議以後、その委員長を勤めると言う取り決めに従つて、日本を代表する私は、過去3年間、即ち私が1963年9月に Teddington で前

\* 第11回国際試験水槽会議議長、同執行委員会委員長  
日立造船株式会社 取締役技術担当兼技術研究所長  
製品開発部長、工学博士



写真 1 開 会 式

壇上向つて左側より 横尾博士 (幹事), Voznessensky 博士, Prohaska 教授, Battigelli 大將, Silverleaf 氏 (副議長), 山縣博士 (日本組織委員会委員長), 木下博士 (議長) Lerbs 教授, Brard 中將, Couch 教授, Goodrich 氏 (幹事)



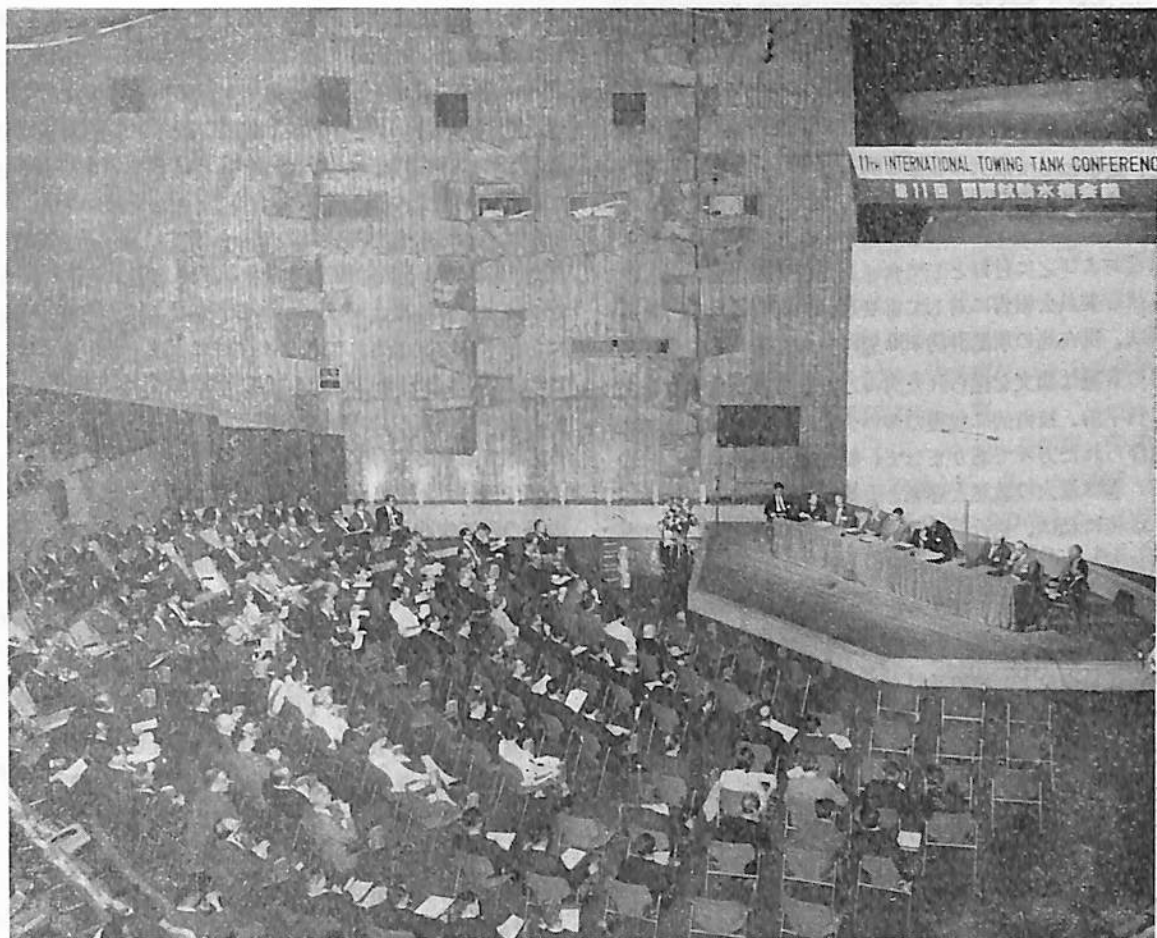


写真2 開会式の議場風景

回の会議の閉会に際して Silverleaf 氏の手からこの執行委員会委員長の職、従つてこの会議の議長職を引き継いだ時以来、この委員会の優れた委員全員の絶大な御協力の下に、この名誉ある義務を完遂す可く努力を続けて参りました。従つて今、この執行委員会の委員長としての資格で、茲に御臨席の榮を賜つた諸外国からの代表者およびオブザーバー各位ならびに御同伴の名流婦人方—その多くは極めて遠隔の地から始めてこの国に御いで下さつたのであります—一に對しまして、我が日本に最も鄭重に歓迎申し上げる開会の御挨拶を申し述べる機會を得ました事は、私の最も光榮且つ慶びとする所であります。

同時に私は、船型試験水槽の模型実験の仕事に於ける最も優れた先驅者の1人であり、我々が常に尊敬して己まない山縣博士が、この開会式に議長として出席され、開会宣言の勞をとられた事に対して、執行委員会の名に於て、我々の心からなる感謝の念を表明するものであり

ます。

更に私は同じく執行委員会委員長の資格を以て、この東京大会を成功せしめる為に、あらゆる準備をして下さつた、そして現在尚その努力を続けて下さつて居られる所の、日本組織委員会—その委員長は山縣博士であり、副委員長は菅氏であります—の方々の御努力に對して心から御礼の言葉を申し上げる次第であります。この極めて献身的な性格の日本組織委員会は、今回の第11回国際試験水槽會議に關係を有する政府の省局、日本學術會議を始め、日本造船協會、日本造船研究協會、日本造船工業會、船舶振興會、日本海事協會、漁船協會、船主協會、船舶技術研究所および日本国内の大学並びに民間の有力造船会社の代表等から成立つものであります。その中の若干の団体は、主として資金面で、又或る団体は、主としてその団体の最も有能なるスタッフが多数、委員会の困難な仕事に長い期間に亘つて従事する事を許容すると云う形式で、この日本組織委員会に貢獻されました。

私は更に、過去3年間、極めて困難な作業に対する継続的な御努力の結晶として、委員会報告を纏め上げ、明日から始まる各技術部会に提出する準備を完遂された7つの技術委員会の委員長、幹事および委員の方々に対して、最後にして最大の敬意と謝辞を惜しまないものであります。この作業は申す迄もなく国際試験水槽会議の最も基本的に重要な作業であります。これ等の技術委員会報告および之に付録として含まれた研究報告類、ならびに技術委員会報告に対して寄せられた研究報告や討論の類は、現在迄の所総計約150篇に上つて居りますが、之等の貴重な論文を送られた方々こそ、この東京大会を真に科学的、技術的に収穫の多い大会ならしめる為の素地を作られた方々でありまして、執行委員会の委員長として、私は最大の敬意と感謝とを捧げるものであります。

最後に私は、執行委員会の私の同僚に対して、私の委員長在任の長い期間中、恒に私に与えられた協力と賢明なる助言とに対して深甚の謝意を表したいと考えます。

以上述べました様に、この東京大会は、一方に於て、執行委員会および技術委員会の優れた委員の方々や多くの代表者各位の御協力と御精進、並びに日本組織委員会の方々の献身に因りまして、それが偉大な成功を収めるに到る素地を既に多分に賦与されているとは云え、他方に於て、従来の10回に亘る他の何れの大会もが達着しなかつた大きな試練に打勝たねばなりません。これらの試練、困難の中の最大のものは、西欧諸国と日本との間の、余りにも大きい言語・文字の相違であり、更には会議運営技術上の習慣の相違や、思想表現方法の相違等であり、しかし私は、之等の困難は、若し満場の皆様が友愛と信頼と寛容の精神を恒に發揮して下さるならば、必ずや克服出来るものであると確信するものであります。

然して私は、本大会の議長として、皆様に1つの重要な提案を致したいのであります。と申しますのは、英語を話す国々から来られた代表の方々は、どうか此の会期中は、平常より10%方緩つくり話して下さい。然して英語国民でない国々からの代表の方々は、どうか平素よりも2倍位厚顔しく、2倍位儼舌になつて下さい。と言う事であり、此の私の提案は、前者に対しては多大の寛容と忍耐の精神の發揮を強いる事になりましようし、又後者に対しては多大の勇氣と決断とを必要とせしめるものでありましよう。しかし私は、私の此の提案が、各部会や自由討論会に於ては勿論の事、多くの社交的な催しの場に於ても、忠実に実行に移される事を心から期待するものであります。

扱て、ItalyのJ. de Meo氏によつてその前年にな

された提唱に応じて、1933年に、当時新設のWageningen水槽の主任者であつたTroost博士が、歐洲所在の水槽の主任者10名を含む9ヶ国からの23人の代表者をThe Hagueに招待し、「水槽の職員達に對して、彼等自身の試験方法および試験結果の表現方法に關して、互に卒直且つ親しく話し合う機会を与える為に」2日間に亘つて会合を開いたのであります。実はその前年即ち1932年に「船舶推進に關する流体力学上の諸問題」をテーマとする会合がKempf教授によつてHamburgに招待されて開催されて居りますけれども、正式には、この1933年のThe Hagueでの国際船型試験水槽主任者会議が、現在の国際試験水槽会議の第1回の会合と見做されて居ります。爾來第4回迄London, Paris, Berlinの順で開催されましたが、不幸にして第2次世界大戦の勃発の為に中断され、戦後は1948年に再びLondonで第5回の会議が開かれて以来、3年間隔でWashington, Scandinavia 3国, Madrid, ParisそしてLondonで開催されましたが、今次、第11回に到つて始めてアジア洲に渡り、当日本の東京で開催される様になりました。会議出席者の数は第1回の23名から順次増加して、第8回以降は常に100名前後の代表者およびオブザーバーが集つて居ります。又第5回大会で3つの技術委員会が設置されて以来、その数も増加して現在の7つに到つて居ります。斯様に我々の国際会議の組織は、回を追う毎にその規模が甚大となり又複雑となつて参りましたが、会議の効率を向上する可能な方法を発見する努力が絶えず続けられました結果、例えば第8回のMadrid大会で採択された“Note for Guidance”や、前回のLondon大会で決議された“Organization”のお蔭で、創設時の「4人委員会」の意図した精神が、今も尚、基本的には全く変わらずに保ち続けられて来た事を、皆様と共に心から慶びたいと思ひます。

即ち、我々の国際試験水槽会議の目的は、1963年に採択された“Organization”の第1章に従えば「造船業者および運航業者に對して模型実験結果に基く助言と情報とを提供する事に、日常業務として責任を有する試験水槽主任者にとつて重要な技術的諸問題の解決を促進し、更に、模型実験の手段を改善する為に船舶流体力学の一層高い知識が必要とされる總ての分野に於ける研究を刺激すること、模型実験を実施する際に一般に使われる標準試験方法の勧告、共通の関心事に就いての共同の方針の策定、ならびに之等の事項に關する情報交換の為の有効な組織を準備する事を旨とする」と言う言葉に表現されるものであります。私は本日から始まる今回の会議に於ても、上述の目的には何等変る所が無く、總ての討

論が上述の目的を達成するのに最も有効な諸題目に集中して行われる事を、心から期待するものであります。

我々は、この国際試験水槽会議が、今後も第1回以来の伝統的な根本方針を堅持して行く事を、心から希望するものであります。他方に於て、会議をより効率の高い、稔りの多いものたらしめる為の努力は、絶えず試みられねばならぬと信じて居ります。今回の大会に於ては、従来通りの総会や技術部会その他に、始めて4つの自由討論会が大会の一部として開催される様に準備されて居ります。之等の自由討論会に於ては、討論は、出席代表者各位が興味を持たれた話題に関して、形式的な部会よりは寧ろ委員会の集りの様な性格に近く、出来るだけ自由且つ形式にこだわらずに行われる可きであります。又その話題も必ずしも、前に技術部会で採上げられた問題である必要はありません。4つの自由討論会は夫々、決議や結論を得る事よりは寧ろ、第一に情報の交換を心掛けて戴きたいのであります。然して各自由討論会の進行は、すべてその Chairman の指揮によつて行われます。この自由討論会では各討論については正式の速記録は採らず、唯各討論会の終りに Chairman がその経過概要を約5分間に亘つて取纏めて報告する際に、それをテープに記録して、Proceedings に掲載することに致したいと考えて居ります。2つ自由討論会が並行して同時に開催されますので、代表者の方々は、関心を御持ちの話題に応じて、2つの部屋の間を自由に移動して戴いて結構であります。之等の自由討論を通じて、我々の国際会議が今後重要課題として新しく採上げる可き問題の所在が発見され、又従来技術部会に於ける討論を通じては達成する事が困難であつた会議の目的の中の或る部面を、却つて容易に達成する事が出来たならば、我々の今回の新しい試みは成功したと見做して差支えないと考えます。この自由討論会に於ては、盡に私が提案した10%緩つくり話す事と、2倍方饒舌になる事を、特に忠実に実行して戴くことを、お願い申し上げたいと考えます。

我が国に於て船型試験水槽が建設されたのは、1908年頃に Scotland の Denny 氏の指導によつて、三菱の長崎造船所に完成したのが始まりであります。その後1,2年遅れて、旧日本帝国海軍の試験水槽が東京の築地に、当時の英国海軍の Hasler 水槽のスタッフの方々の援助によつて完成しました。その後1927年頃に、東京の目白の土地に、Wien の Gebers 博士の指導を得て、現在の船舶技術研究所の前身である当時の逓信省の船舶試験所的水槽が完成したのであります。その後日本に於ける試験水槽の数は、漸次増加し、現在では細長い曳引水

槽はその数16、その中長さ100m以上のものは7つに上つて居ります。空洞水槽は、純粹に船用推進器の模型実験用のものが3つ、又耐航性及び操縦性水槽並びに動揺水槽は合計5つで、外に操縦性実験池が2つ存在し、何れに於ても極めて活潑に実験研究が行われて居ります。

扱て

1. 成績表現法の統一。
2. 基本的計算事項の統一。
3. 動力計及び水槽計測の基礎的比較。
4. 従来発表せられた各試験水槽成績を、本委員会制定の表現法に依り換算統一する事。

を目的とした調査機関として、日本の造船協会の中に、試験水槽成績表現法調査委員会が、8人の委員を以て構成されたのは、1924の6月の事でありました。これが実は、今日の日本の試験水槽委員会の前身であります。この調査委員会は、1941年6月に現在の名称のものに改組され、現在迄に、1941年改組後から起算して、103回の会合を持つて居ります。委員の数も逐年増加して現在では委員長菅氏以下約70名の多きに達し、国際会議の技術委員会と略々同じ様な分類による分科会乃至小委員会に分れて、各々活潑な活動を行つて居ります。遠路はるばる日本を御訪ね下さつた各国代表の皆様、貴殿等の御滞日中は、この会議場の内であると外であるとを問わず、あらゆる機会を利用して、日本の数多くの船舶流体力学の専門家と、親しく膝を交えて話し合つて下さい。又之等の実験施設を見学して下さい。貴殿等の貴重な示唆は、今後の我々の水槽実験を進めて行く上に、この上ない助けとなる事でしょう。

扱て、淑女ならびに紳士各位。

本大会には20ヶ国からの代表が出席されました。皆様に対して更めて、最も鄭重な歓迎の意を表したいと存じます。本当に遠路わざわざよくおいで下さいました。特に今回は、従来会議に1度も参加された事のなかつた Indonesia、韓国及び the Philippines を代表する方々の顔が見える事は、主催者として最も喜びに堪えない所であります。然し、今日御招待申し上げ、しかも途中迄は出席の可能性があつたに拘らず、夫々諸種の理由で不幸にして最終的には御参加出来なくなられた Argentina、中国 Finland、Israel、India、Poland、Turkey、Arab 連合の諸国並びに FAO の代表の方々の顔が見られないのは、洵に残念至極に存じます。前の椅子席を見廻しました所、過去の会議で既におなじみの多くの顔を再び見出す事が出来ます事は、本当に心楽しい事であり、しかし反面、当会議の常連であつた方々で、最

早や永久にお逢いする事が出来なくなつた方々のお顔が欠けている事に思い到つた時、洵に胸のつぶれる思いを禁ずる事が出来ません。

L. C. Burrill 教授は、昨年5月4日に逝去されました Newcastle-upon-Tyne の大学の Burrill 教授が、空洞現象に関連した技術委員会の委員若くは委員長として、永年に亘つて我々の国際会議の為に尽された功績に就いては、今更贅言を要しない所であります。

国際試験水槽会議の創立者の1人であり、創設期の「4人委員会」のメンバーの1人でもあつた L. Troost 博士は、今年3月に失くなられました。之等御二人は、本会議に対して、真に顕著な貢献をなされ、我々同業者に対して多大の功績を残されました。従つて彼等御二人の死は、永く我々の心に強い感銘を与える事でしょう。私は本会議の全員を代表して、英国および和蘭の代表団に対して、我々全員の良き友人であつた之等2人の優れたメンバーの御逝去に、深甚の哀悼の意を表したいと存じます。

同様に、私は Acevedo 大佐, Barrillon 提督, Gebers 博士, Havelock 卿, Hughes 博士, Nordström 教授, Schoenherr 博士, Silović 教授, Telfer 教授, Todd 博士及び Walker 氏が今回の大会に参加されなかつた事を、最も残念に存ずるものであります。日本と之等の優れた永年の同僚の住所との、余りにも遠い距離が他の理由に加算されて、その出席を不可能ならしめたものと想像し、心から残念に思います。遙かに之等の方々の健康と多幸を祈りたいと存ずる次第であります。

茲に開会の御挨拶を終えるに当りまして、私は第11回国際試験水槽会議が、従来のそれにも増して収穫の多いものである事を再び期待すると共に、全ての代表および同伴の婦人の方々が、日本滞在中、美しい日本の秋を、御元気で楽しまれた後、楽しい憶い出を持つて、御無事に帰国の旅を終えられる事を、心からお祈り致します。

— 終り —

上述の山県博士と私との歓迎の挨拶に対して、外国代表及び婦人を代表して和蘭の W.P.A. van Lammeren 教授から大要次の様な謝辞が述べられた。

日本組織委員会委員長殿

執行委員会委員長殿

淑女並びに紳士各位

只今戴きました歓迎の御挨拶に対して、国外から執行委員会の御招きに応じて参集致しました代表および同伴婦人を代表しまして、謝辞を述べる機会を得ました事は、私の最も欣快に存ずる次第であります。先ず以て、

私は山縣、木下両博士の友情に満ちた御言葉に対して御礼を申し上げたく存じます。然して木下博士が国際試験水槽会議の歴史と目的と作業とに就いて解説して下さいた事に深く感謝致します。日本代表の皆様、我々は皆、東京および皆様方の美しく且つ極めて興味深い国を訪れる事を永い年月楽しみにして待つて居りました。我々は皆我々が今や造船に於ける第1等の国に来て居る事を良く承知して居り、これが今日の国際試験水槽会議に対して優れた背景になつて居ると考えて居ります。そして我々の多くが経て参りました長い旅行が、その価値があつた事が証明されることを確信して居ります。我々の中の数人は既に新しい試験水槽2箇所と20万 TDW 以上のタンカーを建造中の大造船所を1箇所見学する機会を得ましたが、それらは洵に印象的なものであります。代表達の為に準備された Technical Programme は、全く期待に満ちたものであり、Ladies Programme も亦魅力的であります。私は開催国の皆様が、(代表達の)仕事と(婦人と代表達に対する)歓楽とのバランスを取ることに美事に成功されたと考えて居ります。この優れた構想によつて、今次大会の機能が数等増大される事は確実であると信じます。木下博士、我々は重ねて、我々総てが最大の喜びを以て受取つた第11回国際試験水槽会議に出席する為の東京への御招待に対して貴殿に厚く御礼を申し上げたいと存じます。我々は今次大会があらゆる面で成功する事を祈念すると同時に、あらゆる可能な手段で貴殿等に協力と援助とを惜しまない事を保証申し上げます。

— 終り —

以上を以て開会式は予定通り終了し、小憩に入つたのであつた。(続)

#### 入門選書

東京商船大学教授 野原威男 著

## 船用プロペラ

A5 上装110頁 ¥ 270円 (〒70)

### 目次

- 第1章 船体の形状・抵抗および馬力
- 第2章 プロペラの種類
- 第3章 プロペラに関する術語
- 第4章 プロペラの効率
- 第5章 キャビテーション試験
- 第6章 プロペラ的设计
- 第7章 プロペラの構造
- 第8章 事故の原因とその対策
- 附 練習問題

— 209,000 DWT タンカー —

## 2.4 荷油荷役の自動化

## 2.4.1 概 要

後部短艇甲板の集中制御室内に遠隔操作卓および遠隔監視盤を設け、被制御体である荷油管系統をこの操作卓上にグラフィック化している。遠隔操作する諸弁類の位置に対応して弁開閉用各種スイッチを、また、ポンプの位置に対応して速度調整用のスイッチを配置している。その他、荷役中に必要とされる諸操作もすべて遠隔化し、それらのスイッチ類も操作卓上に配置してある。また、遠隔操作時に必要となる液面位、喫水、ポンプの圧力などは遠隔監視盤上に指示させ、荷役作業員はグラフィックパネル上のスイッチの切換えを行なうことにより操作し、必要な諸元を監視する。

遠隔制御の採用にまず問題となるのは制御の範囲であるが、これは主として被制御体の特性および種類に左右される。本船は、実際の運航上および操作上から被制御体である荷油ライン系統に重点をおき、むだな系統を省いて単純化した。このため、制御系統も単純化できて使いやすいものとなつた。荷油弁としてはバタフライ弁を大幅に採用した。同弁は口径の大きい場合にとくに利点が多いが、本船では操作面を重視する立前から抵抗値が問題とならない範囲で小口径にも同弁を採用した。これにより制御方式の種類を少なくすることができ、さらに取扱および保守の面も改善された。

ポンプの制御も実際の使用状態および保守の面を考慮して、荷油ポンプは速度制御のみを遠隔操作とし、バラストポンプおよび浚油ポンプは速度制御から発停まで遠隔操作できるようにした。

## 2.4.2 制御および監視

- (1) タンクサクション弁、ポンプ吐出弁の開閉および開度の調整
- (2) 同上弁の開度の検出および指示
- (3) その他の荷油、バラスト、浚油管系弁（ローディングステーション弁を除く）およびバラストブリーフロー用船体付弁の開閉
- (4) 同上弁の開閉の検出および指示
- (5) 荷油艙、バラスト艙の液面位の指示（アナログ指示）
- (6) 船首部、船尾部、中央部の喫水の指示、トリム、

## ヒールの指示

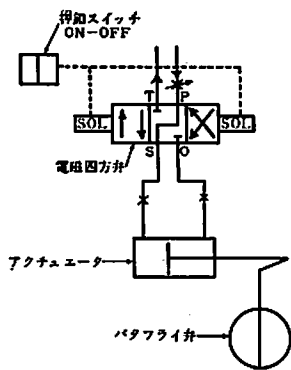
- (7) バラストポンプの発停および速度制御
  - (8) 浚油ポンプの発停および速度制御
  - (9) 荷油ポンプの速度制御
  - (10) 荷油ポンプ、バラストポンプの回転数、吸入圧および吐出圧の指示
  - (11) 浚油ポンプの回転数および吐出圧の指示
  - (12) ローディングステーション部の圧力の指示
  - (13) 浚油ポンプ用元蒸気圧力の指示
  - (14) 油圧ポンプの発停
  - (15) 油圧ポンプ吐出圧および油圧ライン圧力の指示
  - (16) 制御用空気圧力の指示
  - (17) 液面オーバーフロー警報、油圧ポンプ異常高低圧警報
  - (18) 液面計用フロートの巻上げ巻下げ
  - (19) バラストポンプの運転状態、故障表示および遠隔発停((7)の発停は自動の場合で、起動または停止のスイッチ操作によりタービンは自動的に定格回転まで進行し、また、停止する。これに対し、(19)はタービン発停の各ステージを順次、押ボタン操作により進める場合をいう。)
- (1)~(4)、(7)~(9)、(14)、(18)は荷役制御盤の操作卓上に、また、(5)、(10)~(13)、(15)~(17)は荷役制御盤の監視盤上に組みこまれており、(6)および(19)はそれぞれ喫水計パネルおよびバラストポンプ制御盤として別個に制御室内に装備されている。

## 2.4.3 制御方式

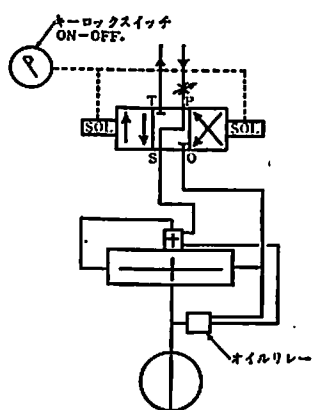
## (1) 弁の開閉方式

すべて電気油圧方式を採用した。すなわち、操作卓上のスイッチによつて電磁弁の開閉方向を切り換えることにより弁の開閉を行なう。被制御体の特性に応じて、4種類の制御方式（第2-8図~第2-11図）を採用した。開閉制御の回路を第2-8図および第2-11図に、また、中間開度を保持する回路を第2-9、10図に示す。パイロットチェックバルブ（第2-9、10図）は中間開度を保持するために設けられたもので、閉弁および中間開度の状態で同図のごとき回路となり、スイッチはニュートラルである。また、ロックシリンダ（第2-10図）は閉弁位置を確実に保持するために設けられたもので、各タンクサクション弁に使用してある。なお、第2-11図は回転と

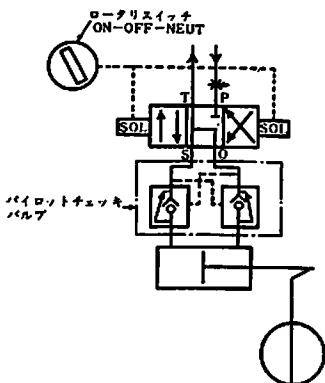




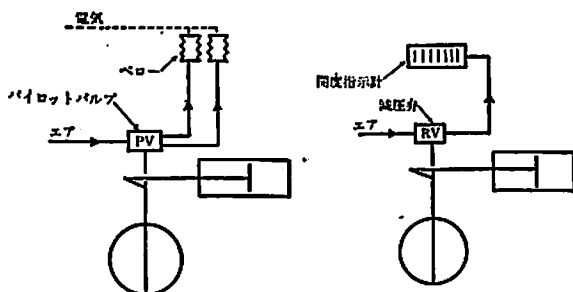
第2-8図 弁開閉制御回路



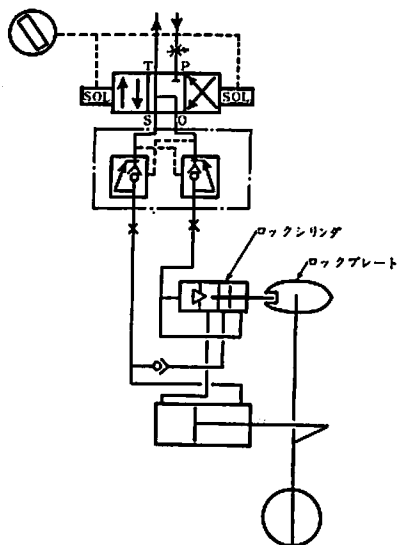
第2-11図 弁開閉制御回路



第2-9図 弁開閉制御回路

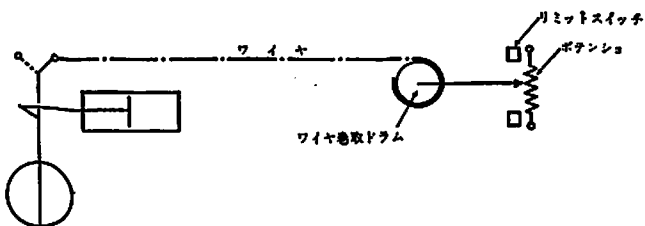


第2-12図 弁の開閉指示回路 第2-13図 弁の開度指示回路



第2-10図 弁開閉制御回路

押付け（または押上）を必要とする弁のために考えられたもので、回転→押上、押付→回転の作動をオイルリレーを使用して行なっている。この形式は船体付弁に使用した。



第2-14図 ワイヤ式弁の開度、開閉指示回路

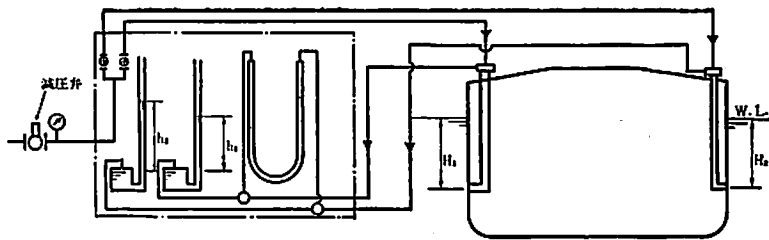
## (2) 弁の開度または開閉検出方式

本方式には空気式、ワイヤ式、直接式の3方式を採用した。空気式はポンプ室内弁および上甲板上升到、ワイヤ式はタンク内弁に使用した。また、直接式は機関室内弁に使用したもので、これはリミットスイッチを直接弁に取り付けるごく普通のものであるのでこの説明は省略する。

### 1. 空気方式（第2-12、13図）

第2-12図は開閉を指示するもので、スイッチに内装したランプに指示する弁棒上に設けられたPVにより弁の開（または閉）を空気変換し、さらにこの空気信号をベローにおいて電気変換する。また、第2-13図は開度を指示する方式で、減圧弁を使用して2次空気圧力を直接指示計に投入するものである。

### 2. ワイヤ式（第2-14図）

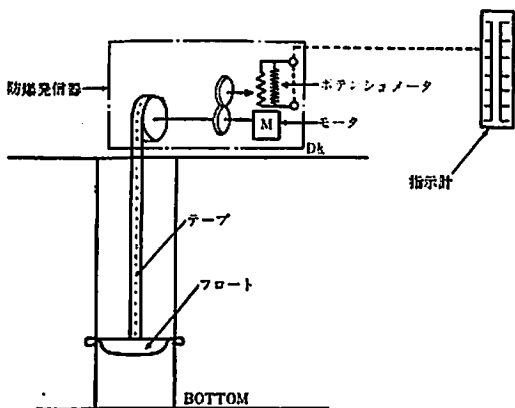


第2-15図 喫水指示系統

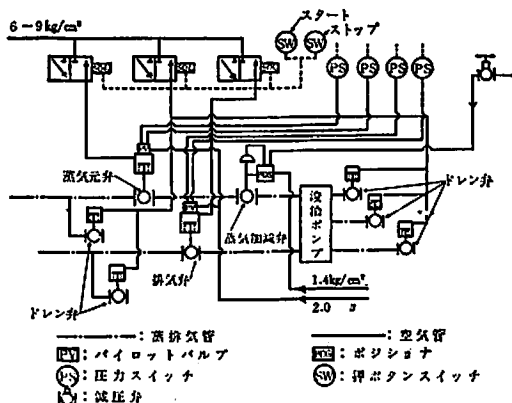
弁棒にレバーを取り付け、弁の回転によるレバーの動きをワイヤを介してドラムに巻き取り、その回転をポテンシオ。またはリミットスイッチを利用して電気変換する。リミットスイッチを使用する場合は開閉指示で、ポテンシオを使用すれば開度が指示される。

(3) 喫水、トリム、ヒール系統

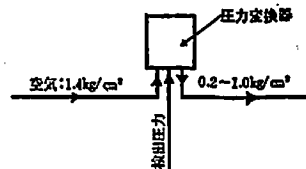
指示計は精度を上げるため水銀柱方式とした。H<sub>1</sub> または H<sub>2</sub> の海水柱を海水と水銀の比で縮少し、h<sub>1</sub> または h<sub>2</sub> として示す (第2-15図)。U字管はヒール指示用として設けられている。船首、尾部の喫水およびトリ



第2-16図 液面指示系統



第2-17図 汲油ポンプ制御系統



第2-18図 圧力検出回路

ムの関係も同図と同じ原理である。

(4) 液面指示方式 (第2-16図)

フロートの上下をポテンシオメータを介して電気変換し、監視盤上の指示計に電送する。ポテンシオメータは精粗2組を準備し、その指示も精粗2段指示とする。粗の指示目盛は1m単位とし、精のそれは2cm単位とする。したがって、液面はセンチメートルの単位まで読むことができる。発信器は電気品を使用するため船級協会認定の防爆型としてあり、機側にはデジタル表示の現場指示を設けてある。

(5) 汲油ポンプの遠隔発停および速度制御

制御系統を第2-17図に示す、スタート押釦スイッチを押すと排気弁およびドレン弁が開弁する。ドレン弁はタイマにより一定時間のち閉弁させる。一方、排気弁の全開信号を検出して蒸気元弁を開弁し、スタンバイ状態とする。その後の汲油ポンプ速度制御は、減圧弁の開度調節により蒸気加減弁の開度を制御することにより行なう (停止のときは、ストップスイッチを押せば上記と反対の作動を行なう)。

上記の連続作動は別個に用意されたリレー回路により行なうが、リレー回路に送る弁の開 (または閉) の信号は、弁に直接装備されたパイロット弁により出される空気信号を圧力スイッチにより電気信号に変換して投入される。また、その操作を容易にするためスタート押ボタンおよびストップ押ボタンにそれぞれ緑、赤のランプを内装し、蒸気弁および排気弁の状態を表示させている。

(6) 圧力の検出 (第2-18図)

空気圧力変換器を使用した。本器は検出圧力の変動を2次空気圧の変化に変える (0.2~1.0 kg/cm<sup>2</sup>) ものである。

## 2.4.4 制御機器の配置

### (1) 荷役制御室 (第2-19図)

荷役制御盤の側面は第2-20図のように製作されているため、その操作はきわめて便利である。また、制御室内の⑤および⑥は操作に直接には関係ないため、監視盤ユニットの後側に配置している。

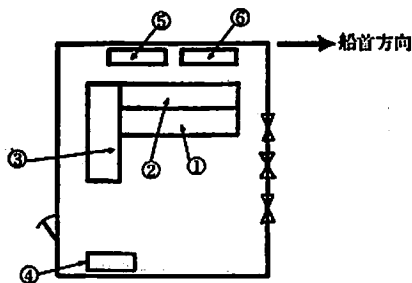
### (2) 油圧ユニット室

本室は制御室の下にあり、その配置は第2-21図に示すとおりである。

### (3) 上甲板

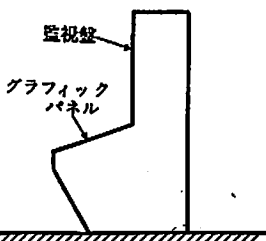
上甲板にはつぎのものを装備する、

- ① 防爆型電磁弁
- ② 防爆型液面発信機

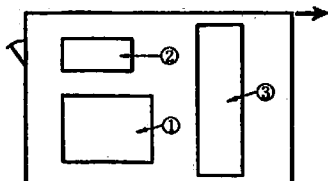


- (注) ①: 荷役制御盤 (グラフィックパネル)  
 ②: (監視盤)  
 ③: バラストポンプ制御盤  
 ④: 吃水、トリム、ヒール計盤  
 ⑤: 液油ポンプ制御盤  
 ⑥: 弁開閉指示用モニタスイッチボックス

第2-19図 荷役制御室



第2-20図 荷役制御盤



- (注) ①: 油圧ポンプユニット  
 ②: アキュムレータユニット  
 ③: 非防爆電磁弁盤

第2-21図 油圧ユニット室

### ③ 防爆型弁開(閉)度発信器

①は数個のものを組にし、さらに非常用接続ユニットも組みこんでユニット化してある。②は各タンク中央部付近に、③は各タンク内弁の直上に配置されている。

## 2.4.5 荷油ポンプおよびバラストポンプのシーケンシャル発停ならびに速度制御

### (1) 荷油ポンプ

堅型単段両吸込式で、その駆動用タービンはリヒートサイクル用として設計された高効率の世界最初の堅型カーチス2列2段衝動式である。定格回転数の60%から100%の広範囲にわたる遠隔速度制御をポンプ制御室から行なう。

### (2) バラストポンプ

荷油ポンプと同じく堅型単段両吸込式で、駆動用タービンは堅型カーチス2列1段衝動式であり、ポンプ制御室からシーケンシャル発停、遠隔発停、計画回転数の60%から100%の広範囲にわたる遠隔速度制御を行なう。なお、重大な故障あるいは異常を生じた場合には非常トリップ回路が作動し、タービンを急停止すると同時にポンプ制御室のバラストポンプ制御盤に警報表示する。

ポンプ吸込弁および吐出弁は電磁油圧式でポンプ制御室から押釦方式により開閉されるが、タービン側では主蒸気弁、平衡弁、起動弁、排気弁はテレトロンエアモータ式弁を、ドレン弁、グランド漏洩弁、冷却海水弁などはエアピストン式弁を、さらに安全確実なシーケンス制御を得るため起動蒸気ラインにエアピストン式の起動保護弁を設けている。タービン側のこれらの弁は定められたプログラムにより自動的に開閉し、タービンを起動あるいは停止させる。

シーケンシャル起動の動作はつぎのとおりである。まず、機関室側から蒸気が供給され、蒸気準備完了の表示が制御盤上に出るとタービンは起動の可能な状態となる。起動押ボタンにより空気抜弁が開き、ポンプ内液位の検出を始める。ポンプの吸込弁が開いてポンプインペラが液にひたつている場合には液位検出器に液が入り、正常液位の信号を出す。これにより補助 L.O. ポンプが起動すると同時に冷却海水弁、主蒸気ドレン弁、タービン入口ドレン弁、排気ドレン弁、タービン車室ドレン弁がいつせいに開き、一定時間ののちグランド漏洩弁、排気弁が開き、続いて平衡弁、主蒸気弁、起動保護弁が順次開く、つぎに起動蒸気弁が開き始め、タービンは回転を開始する。起動蒸気弁はインタラプタにより段階的に開き、タービンの回転はそれに応じて徐々に上昇する。回転数が上昇して自己 L.O. ポンプにより十分な L.O. 圧力に達すると、圧力スイッチにより補助 L.O. ポンプ



は停止する。回転数が定格の50%程度に達すると蒸気加減弁が開き、ガバナが作動を開始する。さらに定格回転数の60%に達すると、起動蒸気弁を閉鎖し始めると同時にガバナモータが段階的に作用してタービンの増速を続ける。この間に起動蒸気弁は全閉する。やがて、あらかじめ選択設定された回転数に達すると、制御油圧管系に設けられた圧力スイッチによりこれを検出し、自動回転数制御は完了して運転表示を出す。以後の回転数制御は、遠隔制御となつて操作盤上のガバナスイッチにより制御される。それまでに、タイマの作動により主蒸気ドレン弁、タービン入口ドレン弁が閉鎖し、終りに排気ドレン弁、タービン車室ドレン弁が閉鎖する。この間の各機器の動作状態は、制御盤上の照光式押釦スイッチの点灯により確認される。

#### 2.4.6 その他

本船の計画に際し、つぎの諸点にとくに留意した。

1. 弁の開閉時間を設定して、すべての油圧管系の径を決定した。さらに、切換弁に可変オリフィスを挿入し、完成後の調整を可能とした。
2. 保守の向上のため、船内および上甲板上の油圧管にはステンレス管を採用した。
3. 船体付弁用開閉スイッチは、不用意に開閉できないようにキースイッチとした。
4. 作動油タンクには低液面警報を入れ、油圧管系の洩れなどによる作動油の排出をチェックできるようにした。
5. 液面計、弁開(閉)度計には現場指示器を設け、確実な検出および調整を期した。

### 2.5 船型および操船性

#### 2.5.1 船型

本船は巨大船であると同時に、ズングリ肥大船型である。すなわち、長さの割に幅が広く、かつ肥瘠係数が大きい。一方、主機出力も従来船になく大きい、速力は大差がない。したがって、船の長さで速力を除きたいわゆるフルード数は比較的小さい。このような低フルード数では全抵抗の中に占める造波抵抗の割合が非常に小さくなり、摩擦抵抗および粘性抵抗などが大きな割合を占める。ゆえに、船型(すなわち線図)もこの点を考慮して決定した。第一に、船の浮心位置を従来船より前方に移して、船尾での粘性抵抗をきよくりよく小さくした。実際の浮心位置は、船の中央から3.07% LPP だけ前方にある(この値はわれわれが設計した船の中でもつとも船首側にある)。本船のごときズングリ肥大船型では、当然、船尾の船型も肥大化してプロペラに入る水の流れ

が乱れ、剝離を起すことも考えられる。そのためにプロペラに垂直あるいは水平方向のアンバランスフォースが働き、それにより船体の振動を誘起するおそれがある。このため、浮心を前方に移して船尾の船体をきよくりよく瘠せさせ、プロペラに入る水の流れをスムーズにする必要があつた。

第二に、船の推進性能に大きく影響する船の前後方向の排水量分布曲線についても、計画の速力付近でもつとも性能がよくなるような形状を採用した。

第三に、船首につけるバルブの形状についても運輸省船舶技術研究所に依頼して水槽試験を実施し、その結果、もつとも性能のよいバルブ形状を選んだ。

#### 2.5.2 プロペラ

設計にあたり、もつとも留意したのは重量の軽減である。けだし、本船は大馬力のためプロペラが巨大となり、その重量もまた比例して大きくなつて軸および軸受に大きな力がかかるからである。設計上、つぎの事項に特に考慮を払つた。

1. プロペラボスの肉厚をきよくりよく薄くして重量を減じた。
2. プロペラの直径を最適直径よりやや絞り、推進性に影響のない範囲で小さめにした。なお、本船のプロペラ直径は「東京丸」のそれと同じである。

プロペラの主要要目は直径:7.80m、ピッチ比:0.710、ボス比:0.185、展開面積比:0.624、翼数:5翼、材質:ニッケルアルミブロンズである。なお、本船のプロペラと船体および舵とのクリアランスは、上記のプロペラにより発生する振動を考慮して十分に大きくしてある。

#### 2.5.3 操船性

船の操縦性を論ずる場合、従来の建造船では一般に方向の安定性よりも旋回性能を重視して舵面積などを決めてきた。これは、航走中に舵を取つた場合、旋回径が小さく応答の早いことがまず要求されていたためである。しかし、本船のごときズングリ肥大船型では、旋回性はもとよりその方向安定性をさらに重視しなければならない。けだし、この種の船ではきよくりよくたんな場合には舵中央においても船が直進せず、つねに当て舵を取らなければならないことになりかねないからである。本船はこの方向安定性に留意し、マラッカ海峡などを通過する場合は浅水影響が大きく舵効きも大幅に低下するおそれがあることも考慮して、十分な余裕をみて舵面積を決定した。

「日章丸」、「東京丸」、本船において、操縦性に影響のある諸係数、舵面積などを比較したものを第2-3表に示す。一般に、大きさの異なる船舶の舵面積を比較する場



合には、舵面積を船体の水中部分の側面積で除した  $A_R/L_{PP} \times d$  なる係数で比較するのが便利である。とくに方向安定性において本船は「日章丸」、「東京丸」に比較してシビヤであるが、船の水中側面積に対する舵面積の割合からいっても、本船はより以上に舵面積を増大している。なお、本船の海上試運転の結果、その旋回性および方向安定性は十分満足すべきものであることが証明された。

第2-3表

項目	船名		
	日章丸	東京丸	出光丸
L/B	6.42	6.11	6.55
B/d	2.60	2.97	2.87
舵面積 ( $A_R$ ) ( $m^2$ )	67.36	71.29	90.954
$A_R/L_{PP} \times d$	1/67.2	1/65.08	1/63.3

### 3. 機 関 部

#### 3.1 概 要

本船の推進機関は1軸33,000馬力の蒸気タービン(1軸商船用としては世界最大)で、リヒートサイクルを採用した画期的なものである。超大型船の滞船は船主の労費を莫大なものとするにかんがみ、各搭載機器の信頼性には十分な考慮を払った。すなわち、ボイラには1爐でかなりの航海速度と荷役能力をもたせ、各機器は細心の注意を払って製作、検査し、また、新採用のリヒートサイクルに対する制御にも十分な考慮を払っている。

主機械は、IHI シングルブレン型2段減速歯車再熱式蒸気タービン(連続最大出力:33,000PS)1基を装備した。ボイラはストレートボイラとして二重過熱器、回転型ガス式空気予熱器、蒸気式空気予熱器、緩熱器を備えたIHI-FW DSD型1基、リヒートボイラとして上記のものにさらにリヒータを備えたツインファーン型IHI-FW DSRT型1基を備えている。蒸気条件は $86.5 \text{ kg/cm}^2 \text{g} \times 515^\circ\text{C}$ 、最大蒸発量は各72.5 t/hであるが、リヒータに蒸気が通らない場合、リヒートボイラは60 t/hに制限される。

蒸気動力プラントにはIHI R-802型リヒートサイクル(第3-2図)を採用し、高圧タービンの排気はいつたんリヒートボイラのリヒータに導かれて $423^\circ\text{C}$ まで加熱されたのち低圧タービンに入る。給水は、4段の給水加熱器により、常用出力時 $226^\circ\text{C}$ に保持される。また、ターボ発電機および給水ポンプのタービンはいずれも背圧式で、主タービン1段落からの抽気によつて駆動される。これらのタービンの排気は給水加熱器に導くほか

用蒸気としても使用し、プラント効率を高めるよう計画した。その結果、燃料消費率は195 g/PS-hとなり、タービン船として初めて200 g/PS-hの目安を割つたものとなつた。

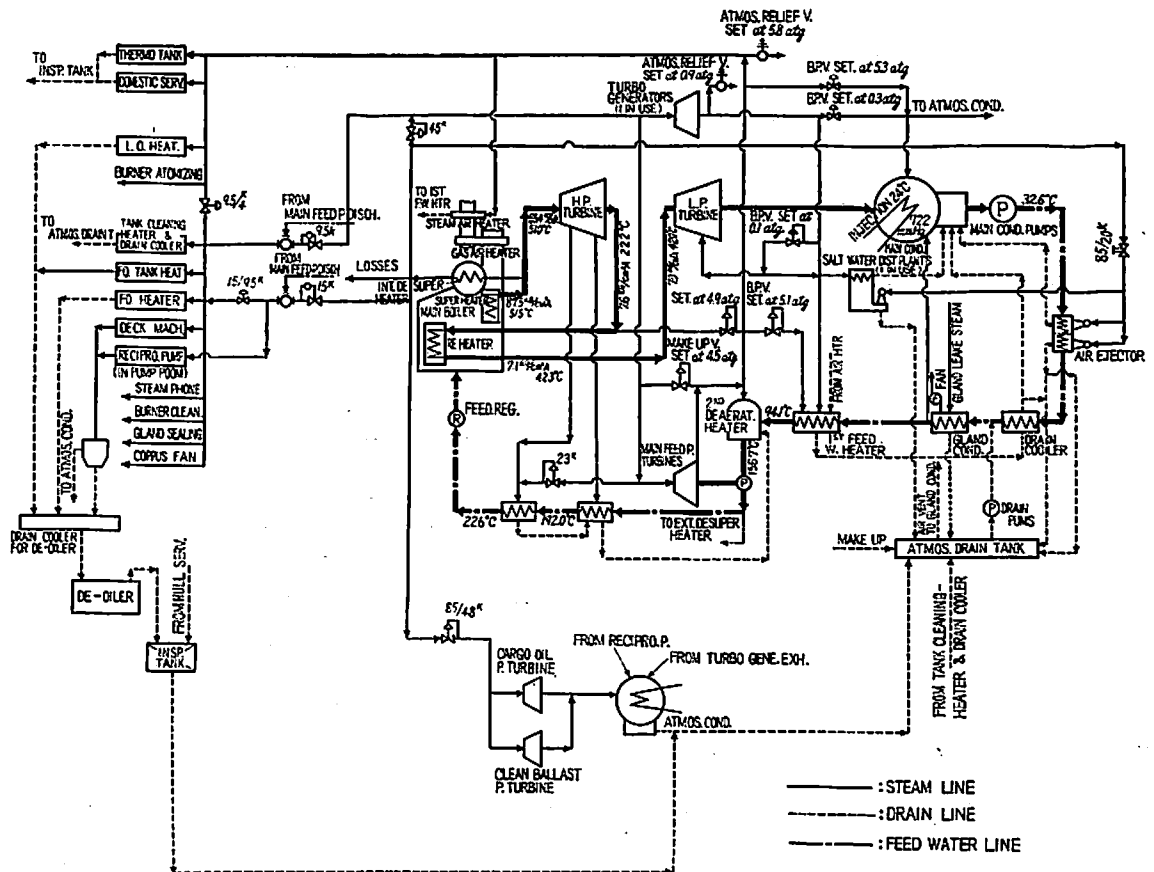
ボイラ容量は停泊時間をきよくりよく短かくすることを考慮に入れて大きく計画し、常用出力航海時にタンククリーニングマシン6台を使用できることはもとより、18台を使用する場合にも13ノットで航走できる。また、1罐を清掃しながら他の1罐のみで約14ノットを出し得る能力をもたせている。ボイラ効率は89%として計画し、ガス式空気予熱器の腐食防止のためボイラの低力負荷時には蒸気式空気予熱器を使用する。リヒートボイラは主にファーンおよびリヒートファーンをもつツインファーン型で、常用出力時は主バーナおよびリヒートバーナを使用し、後進時、低速時、停泊時などは主バーナのみを使用する。リヒータを使用しない時はリヒートファーンへ冷却用空気を送つて主ファーンから高温ガスが逆流するのを防ぎ再熱管を保護する。

軸系は中間軸2本とプロペラ軸とから成り、船尾管にはオイルバス式ホワイトメタル軸受を採用してシンプレックスシーリングを装備する。プロペラ軸には2.5% Ni鋼製中空軸を採用し、テーパ部にコールドロールを施して軸端部のフレッティングコロージョン(Fretting Corrosion)を防止している。

機関室中段左舷船尾側に機関制御室を設置し、同室から主機タービン、主ボイラおよび必要補機器の遠隔操作を行なう。また、データロガーを装備して機関室内諸計器の集中監視記録を行ない、計測監視能率を向上させて当直員の労力を減少させた。主機タービンは機関制御室から電気油圧方式によるプログラム制御および遠隔制御を行なうほか、オートスピニング装置も設けている。主ボイラにはACC、自動給水加減器のほかに過熱蒸気温度自動制御装置、再熱蒸気温度自動制御装置を備えた。バーナにはスチームアシスト式ワイドレンジバーナを採用し、負荷の変動に応じて必要数のバーナの点火、消火を遠隔制御している。

#### 3.2 機 関 機 装

本船の機関室は、減速歯車、高低圧タービンおよび主復水装置を同一平面上に配置して、機関自体の高さを減じたシングルブレンタイプの推進装置の上に主ボイラを配置してシングルブレンタービンの特長を十分に生かすとともに、リヒートサイクルの効率をより高めるため蒸気配管をできるだけ短かくして損失を少なくしている。また、機関室上段にスチームジェット式空気調和装



常用出力 : 32,000 PS	過熱器出口蒸気状態 : 86.5kg/cm <sup>2</sup> ×515°C	タービン入口蒸気状態 : 84.4kg/cm <sup>2</sup> ×510°C	復水器真空 : 722 mmHg
主機蒸気消費率 : 2,000 kg/PS-h	燃料消費率 : 195 g/PS-h	ボイラ効率 : 89.0 %	燃油高位発熱量 : 10,280 kcal/kg

第3-2図 ヒートバランス系統

置、タンク、工作室、倉庫類を、中段(ボイラフラット)には主ボイラ焚口に向つて左舷に中央制御室を設け、右舷に主給水ポンプ、主ターボ発電機、船尾部に造水装置を、下段右舷に海水ポンプ、左舷に油ポンプを集めた配置とした。さらに、堅型荷油ポンプの採用により、従来の横型のものに比べて約3フレーム(2,700mm)ほど機関室の長さを短かくすることができた。機関室内の補機を第3-1表に示す。

主機タービンは、高圧タービンおよび第1段減速装置、低圧タービンおよび第1段減速装置、第2段減速装置、主推力軸受の4ユニットブロックから構成され、また、主復水器には主機用潤滑油冷却器、主復水ポンプ、1段給水総合加熱器、主抽気エ젝タを一体に取りつけるなど、機関室全体にわたり大幅に機器のパッケージ化を採用している。なお、主発電機、主給水ポンプ、荷油ポン

プおよびバラストポンプは蒸気タービン駆動、他はすべて電動(3相交流60 $\sim$ 450V)である。

復水装置は主復水器1台、大気圧式補助復水器1台からなる。主復水器は単流冷却型で低圧タービン前部に配置され、主機タービン常用出力時海水温度24°Cにおいて722mmHgの真空を保ち、主機タービンから軸流に排出された排気はこの復水器の側面に導入される。そのため、復水器液面が異常に上昇して低圧タービン内に復水が逆流することを防止するため、船のローリング、ピッチングに対して特別の考慮を払い、常時、復水ポンプの吸入水頭によるサブマージンスコントロールを行なっている。さらに、水位が規定位置より上昇した時は予備の復水ポンプが自動並列運転に入り、一定時間を経て自動停止するように安全装置を施している。荷油ポンプタービン排気および甲板機械などの排気は、補助復水器



	名 称	形 式	数	力 量 × 水 頭 (m <sup>3</sup> /h × m)	電 動 機		備 考
					rpm	kW	
機 械	飲料水ポンプ	横電動機巻	1	7×50	3600	3.7	ハイロフナー
	海水循環ポンプ	"	2	2×10	1800	0.4	—
	潤滑油ポンプ	縦電動機巻	2	125×4.6k	3600	37	逆回転停・自動停止
	船尾管用潤滑油ポンプ	横電動機巻	"	0.5×2k	1200	0.4	自動停止
	燃料油移送ポンプ	縦電動機巻	1	60×3.5k	900	19	逆回・自動停止
	吸油ポンプ	横電動機巻	2	$\frac{15}{7.5} \times 45k$	$\frac{1800}{900}$	40	逆回停・自動停止
	補助燃料油移送ポンプ	横電動機巻	1	15×10k	1200	11	逆回・自動停止
	潤滑油移送ポンプ	"	"	2×2k	1200	0.75	—
	潤滑油清浄機	シャ-プレ-ス AS-15V	"	1400 l/h	1800	2.2	—
	ロフトリングフィルタ	"	"	1500 l/h	—	—	—
	印刷用空気圧縮機	電動 2 段空冷	1	$150 \left( \frac{P}{A} \right) \times 9k$	1200	26	自動停止
	操縦用空気圧縮機	"	2	"	"	"	"
	非常用発電機用空気圧縮機	横電動機巻	1	$5 \left( \frac{P}{A} \right) \times 25k$	1000	2.5	"
	ボイラ送風機	横電動機巻	2	$\frac{1900 \times 850}{2000 \times 630}$	$\frac{1800}{1200}$	$\frac{310}{95}$	逆回停
	煙肉送風機	縦電動機巻	5	900m <sup>3</sup> /m×30mmAq	1200	11	線状
工 作 機 械	グラウンド換気ファン	横電動機巻	1	10" × 300"	3600	1.5	—
	万能旋盤	電 動	"	センターゲスダンス 1300 mm	1800	3.7	3 GA型
	クランク	電 動 可 変	"	254φ×2	"	0.75	—
	ガス溶接装置	可変ポンベ式	"	ボンベ容量: 40L アセチレン×2, 酸素×2	—	—	—

	名 称	形 式	数	力 量 (t/h)	総揚程 (m)	備 考	
機 械	補助復水器	横装面大気圧式	1	—	600	—	
	主給気エゼクタ	2 道 2 段	"	140 kg/h	—	—	
	脱気給水加熱器	縦装面換熱器	"	150	—	貯水量 20t	
	給水加熱器	給水加熱器	横装面直管	"	—	100	—
		ドレン冷却器	"	"	—	15	—
		パッキン蒸気復水器	"	"	—	"	—
	3 段給水加熱器	"	"	—	70	—	
	4 段給水加熱器	"	"	—	80	—	
	外部換熱器	外部換熱器	パリアプルオリフィス型	"	65	—	—
		"	"	"	10	—	—
	機 械	主潤滑油冷却器	横装面直管	2	—	160	—
		燃料油加熱器	シャ-ロ-フ	3	7500 l/h	—	UV 125-400
		潤滑油加熱器	"	1	1400 l/h	—	BV 90-65
		タンク加熱器兼ドレン冷却器	横装面直管	2	—	$\frac{計 60 \times 1}{計 150 \times 1}$	ポンプ直に設置
		アオイラ用ドレン冷却器	横装面直管	1	—	10	—
アオイラ用ドレン加熱器		横装面直管	"	—	5	—	
船尾管用潤滑油冷却器		横装面直管	"	—	3	—	
ア オ イ ラ		—	"	40 gpm	—	—	
逆水装置		フ-ラ-フ-シ-ユ-型	3	35 t/d	—	—	
グリースエキストラクタ		—	1	85	—	—	
機 械	空気タンク	縦型	2	3000 l × 9 k	—	—	
	清水圧力タンク	"	1	400 l × 3.5~4.5 k	—	—	
	飲料水圧力タンク	"	"	"	—	—	
	オイルクランプ	—	4	5000 l/h	—	—	

によつて処理される。主および補助循環水系統の海水弁は、テレクトロンエモータ付弁で容易に発停開閉できる。循環海水管で口径250mm以上のものは防蝕対策として管内面にポリエチレンライニングを施した鋼板溶接管、電縫管を採用し、さらにカキ、フジツツなどの付着防止対策として、海水吸入区画に塩素ガスを流す装置を備えている。

給水は、4段加熱で226°Cまで加熱されたのちボイラの蒸気ドラムに給水される。主給水ポンプとしてはタービン駆動横型単段渦巻ポンプ3台を備え、常用航海時は1台により、タンカーサービス時は2台によりボイラ蒸発量をまかないうる容量をもたせている。また、蒸気系統は主機タービンに過熱蒸気（低圧タービンには再熱蒸気）を、荷油ポンプおよびバラストポンプタービン、その他の個所には必要に応じて緩熱蒸気を減圧して供給している。なお、低圧側の緩熱蒸気減温装置として、ワイドレンジのバリアブルオリフィス型の減温装置を備えている。通常航海時、主給水ポンプタービンおよび発電機タービンは主機タービン抽気によつて駆動されるが、低負荷時の抽気圧力低下または主機タービン停止時には緩熱蒸気により駆動される。また、通常航海時、主ボイラ蒸気式空気予熱器、潤滑油加熱器および雑用蒸気などは補機タービン排気メインから供給される。燃料油加熱器およびパンカータンク加熱コイルドレンのごとく油が混入するおそれのあるドレンは、デオイラを通して大気圧ドレンタンクに導かれる。なお、油分離を有効にするため、デオイラ用ドレンクーラおよびヒータを装備した。

補助復水器からの復水は、重力によつてドレンタンクに導かれ、ドレンポンプによりグリースエキストラクタを通して（グリースエキストラクタによりここでもドレンに混入した油分が取り除かれる）グラウンド復水器入口給水系統に導かれ、デアレータ（2段給水加熱器）へ汲み上げられる。なお、ドレンポンプは常用航海時は小容量ポンプ1台、タンカーサービス時には大容量ポンプ1台または2台が運転される。また、本船には海水サービスポンプ2台を装備し、1台は補機タービン潤滑油冷却器、造水装置循環水、糧食庫用冷凍機に、他の1台はスチームジェット式空気調和装置に冷却海水を送り、それらの予備として雑用消防ポンプ2台のうち1台がそれぞれの目的のために自動起動するよう配置されている。日常のビルジ排出は、ビルジウエルの液面により自動発停する小容量のビルジポンプにより行なう。さらに、電動2点仕様渦巻自吸式の雑用消防ポンプ、非常用として補助循環水ポンプがビルジ排出に使用される。タンククリ

ーニング用としては専用ポンプをもたず、荷油ポンプ室のバラストポンプにより行なう。なお、本船のタンククリーニング用海水加熱器は12マシン用、6マシン用の2基を備え、18マシン全台数を使用しても約13ノットで航海できるように計画されている。また、雑用消防ポンプは、機関室はもちろん荷油タンク上甲板上全域にわたり泡沫消火できる十分な消防能力を備えている。造水装置は2段フラッシュ型海水蒸化器（35t/d）3台を装備し、主発電機タービン排気により加熱する。サニタリ系統はコンスタントランニング式とし、清水、飲料水はハイドロフォ式給水装置を採用している。

主機タービンの潤滑油系統には圧力およびグラビティ注油方式を採用し、専用のロットリングフィルタにより連続清浄された潤滑油は自動温度調節器付油冷却器で最適な温度に冷却され供給される。補機タービンの潤滑油は、シャープレス清浄機により清浄される。

主ボイラ燃料油は、吐出圧45kg/cm<sup>2</sup>のネジ式燃料油サービスポンプにより油加熱器、自動燃焼制御装置を経てバーナへ供給される。なお、燃料油性状の向上をはかるため、セトリングタンクからサービスタンクへの移送の際に補助ポンプ10kg/cm<sup>2</sup>で加圧してオイルクラッシュを通して。また、ボイラ強圧送風機としては2段変速電動渦巻型2台を装備し、各送風機は高速および低速回転により各ボイラの最大ならびに常用蒸発量時の所要空気量を供給しうる容量をもたせている。送風機はボイラ上部の熱い空気を吸い込み、送風量の調節はACCにより空気吸込入口のベーン開度とファーン入口のダンパ開度の制御により加減するとともに、電動機の回転数を切り換えることにより行なわせている。（統）

## 海技入門選書

東京商船大学教授 米田謙次郎著

# 操船と応急

A5判上製 130頁 定価 350円（送70円）

## 目次

### I 操船の基礎

- 第1章 錨の使用法
- 第2章 舵の作用と操舵号令
- 第3章 推進器の作用
- 第4章 速力と惰力
- 第5章 操船に影響する外力

### II 操船実務

- 第6章 出入港・港内操船
- 第7章 特殊操船
- 第8章 荒天操船
- 第9章 海難と応急処置



# 日本造船研究協会の昭和40年度の 調査研究業務について (2)

北 島 泰 蔵  
社団法人日本造船研究協会  
研 究 部

## SR 63 船舶の耐航性に関する実船試験

部会長 田 宮 真 氏

船体構造の軽量化と運航性能の改善により、船舶の経済性を向上させるためには、航海中の船舶が遭遇する外界条件とこれによる船舶の応答を把握して、これに対応しうるような設計を行なうことが必要である。

このため、昭和38年度以来、航海中の船舶について運動、性能、強度などに関して総合的な実船試験を行なうことを目標として、必要な計測、記録および解析装置の開発試作や購入整備を行なってきたが、本年度は3か年継続研究の最終年度として、北米航路の高速貨物船について総合的な実船試験を行なつたものである。

### 1 計器の準備

本研究の目的としてもつとも主眼を置いた点は従来乗組員の目視観測により測定されていた波浪の状況を絶えず定量的に計測することにあつて、このため航海中の船舶により曳航される波浪計を開発した。これは曳航される Float で、その中に検出部および送信部を置き、本船に受信部および復調部をおいて、波傾斜に順応して運動する Float の角変位を取り出し、波長、波高を航走中に計測しようとするものであつて、その外形を第1図のとおりである。

つぎに準備したものはデータ・レコーダであつて、これは39年度購入の7チャンネルに加えて新たに7チャンネル増設した。

また船首播を計測するためフリー・ジャイロ式の方位計を購入した。

### 2 実船計測

実船試験は大阪商船三井船舶の貨物船「しあとる丸」(L×B×D=145.0m×19.4m×12.5m, 総屯数=9,243.6T) に便乗して神戸→パナマ→カナダ→アメリカ東岸→パナマ→アメリカ西岸→横浜の航海において行なわれた。計測は船舶技術研究所との共同試験の形で行なわれたため、項目として機関関係のものが追加された。詳細は第1表のとおりである。

なお「しあとる丸」の航海日程は昭和40.12.31神戸港発、昭和41.3.9横浜入港であつた。

計測は、原則として毎日定時に実施し、データレコーダに上記各項目の連続記録をとることとしたが、記録エレメント不足のため2回に分けて計測し、15分間ずつの連続記録をとつた。

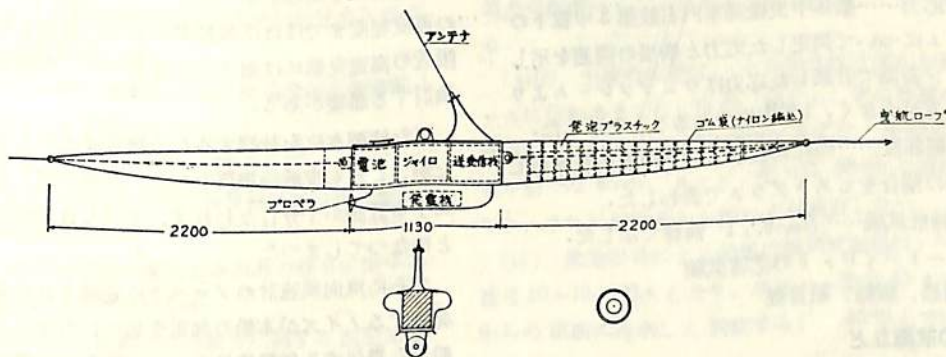
応力頻度および舵角頻度は毎日定時に読取り記録をし、青波水圧の最高値や頻度も適時読取りとしたが、青波の経験は横浜入港直前に2~3回あつただけである。

舵角頻度は1日1回、3~4時間計測した。

以上は本船の平常運航状態のままで行なつたものであるが、特に本船に依頼して、(イ) 波浪中の8角航走、(ロ) 平水中の5°、10°、15°のZ操舵、(ハ) オートパイロットの作動試験、(ニ) 速力増増、減減試験、をそれぞれ1~2回ずつ実施した。

### 3 計測結果

磁気テープに記録してきた計測結果については整理中であるが、整理済みの資料の一部を次のとおり報告し、若干の考察を加えた。



第1図 曳航式波浪計フロート

第1表 計測項目一覧表

	番号	計測項目	計測位置	計測方式および計器	エレメント
外界条件	1	波浪	船尾から 250~300 m	曳航式波浪計	2
	2	舷側水位	右舷	超音波水位計	1
	3	風向	マスト	コーンペーン風向風速計	1
	4	風速			1
	5	出会周	船橋	押ボタン	1
	6	時	計測室	電接時計	1
船体運動	7	船速	船橋	本船の計器読取り, 音声で記録	1
	8	横揺	計測室	自動起立式フリージャイロ	1
	9	縦揺			1
	10	船首揺	計測室	1軸フリージャイロ, 方位計	1
	11	上下加速度	船首, 両左右舷	U-ゲージ式加速度計	3
機関関係	12	機関ハンドル角	ハンドル横	ポテンシオメータ	1
	13	機関爆発圧	機関般上床	指圧計	1
	14	軸回転	中間軸	磁気パルス式 & 直流発電式	2
	15	軸トルク	中間軸	抵抗線ひずみ計, イングクタンズ式	2
	16	軸スラスト	中間軸	抵抗線ひずみ計	1
	17	軸曲げ応力	プロペラ軸, 中間軸	抵抗線ひずみ計	4
	18	舵角	操舵機室	舵角計	1
	18'	舵角頻度	操舵機室	舵角頻度計	1
強度関係	19	縦応力	両舷側厚板	抵抗線ひずみ計	2
	20	横応力	両 フレームおよびウェブフレーム	抵抗線ひずみ計	4
	21	縦応力頻度	両舷側厚板	機械的応力頻度計	1
	22	青波最高水圧	船首上甲板 No. 1 ハッチ横	最高水圧計	1
	23	青波水圧頻度		簡易水圧頻度計	1
共通	24	頻度解析	計測室	頻度解析機	1

(i) 外界条件……特に予想していたような荒天には遭遇しなかつた。また波浪計による計測は神戸出港直後の破損のため波浪計が使用不能となり、目視観測によつた。

(ii) 総応力……ヒストグラム例を示した。

(iii) 横応力……船体中央機関室内右舷第3甲板下のフレームについて測定した応力と横揺の関連を示しフランジ表面で計測した応力はウェブフレームより小骨の方が大きく、1.5倍位であることを示した。

(iv) 操舵頻度……操舵回数およびその舵角を保持した時間の割合をヒストグラムで表わした。

(v) Z 操舵試験…… $Q_m-K', T'$  曲線で示した。

(vi) オートパイロットの応答試験

(vii) 横揺, 縦揺, 船首揺

#### 4 計器の故障など

今回の実験でもつとも重点を置いていた曳航式波浪計

は、1月2日の投入当日に重大な損傷を起し、残念ながらその後の波浪計測は不可能となつた。しかし本体は全然損傷なく、また浸水もなく完全な状態で回収された。これは強度的に研究不十分なところがあり、また運動性能的にも問題があつたようで、予備試験では16 kt の速度程度まではほぼ波傾斜に忠実に追従したが、19 kt 附近の高速曳航には耐えられなかつた。今後さらに十分検討する必要がある。

また舷側水位を計測するため超音波式のものを使用したが、これも復航時損傷を起し、計測不能となり、波に関する計測が十分行なわれず、すべて目視観測に頼ることになつてしまつた。

さらに風向風速計のプロペラに連結された発電機から発生するノイズが本船の無電受信に妨害を与えたり、本船から発信する無電信号音により計測室の電波が大幅に攪乱されたりするなど、従来の実船試験で経験したこと

がない現象があり、計測に差し支えた。

## 5 むすび

本研究の目的の1つである計測結果の磁気テープ記録とこれの随時再生によるデータ処理および解析方式の開発については十分な資料と経験を得たが、今後はさらにこの方式の簡便化、迅速化に努めることが必要である。

このためには理想としては無人自動計測、少なくとも特殊な熟練者を必要としないで多数のデータを集めることのできる信頼度の高い計測機器が必要である。また前章で述べた各種の事故などについては今後十分の対策を立てることが必要である（昭和40年度実施研究成果概要に所載）

### SR 64 船舶の居住性能および防災に関する研究 部会長 大日方得二氏

高経済性船舶の出現に伴ない乗組員の作業環境の改善および居住性の向上を図ることは作業能率の向上のために重要なことである。本研究は継続3ヶ年計画の取りまとめとして実船試験を行なつて過去2ヶ年間にを行なつた各種の防熱・防音供試体試験と対比し、また供試体試験の結果にもとづき、船舶に標準的に用いられている構造体の仕様を作成してその防熱防音特性を明らかにし、さらに SOLAS 1960 規則の発効に備え、B 級パネルについて2.3の耐火試験を追加実施したものである。

## 1 実船試験

### 1.1 音関係

新造船の試運転時および航海訓練所練習船による近海航行時に、船内各所における騒音と音響域を計測し、また各種の船内音響試験を行なつた。すなわち公試運転時の計測は全長73.4mの貨客船から236mの油槽船に至る計10隻の船舶について

- (i) 船内騒音分布状態に関する騒音分析
- (ii) 船体および船内構造体の音響域振動分布状態に関する振動加速度分析

を行なうことを目標に実施し、また航海訓練所練習船4隻の近海航行時および港内碇泊時には

- (i) 船内騒音分布状態に関する騒音分析
- (ii) 船体および船内構造体の音響域振動分布状態に関する振動加速度分析
- (iii) 代表的居室囲壁の振動と室内外の騒音に関する振動加速度および騒音の分析
- (iv) 機関室周辺の振動と室内騒音に関する振動加速度および騒音の分析
- (v) 主機出力変化に対する機関室周辺の振動変化に

### 関する振動加速度の分析

- (vi) 代表的居室の室内吸音特性に関する残響時間の計測

を行なうことを目標にして計測を実施した。

公試運転時の計測結果については、(イ) 機関室の騒音、(ロ) 居住区の騒音、(ハ) 外殻の音響域振動特性、(ニ) 機関室開口部囲壁の振動、(ホ) 各甲板の振動の比較の項目に分けて詳細な検討を行ない、近海航行時の計測結果については、(イ) 騒音分布状態、(ロ) 振動分布状態、(ハ) 振動の伝達状態、(ニ) 各甲板の振動の比較、(ホ) 主軸回転数の変化と振動、(ヘ) 機関室内の騒音と囲壁の振動との関係、(ト) 代表的居室の騒音と囲壁の振動、(チ) 代表的居室の平均吸音率と総吸音力の各項目に分けて検討を行ない、次のような結論を得た。

(i) ディーゼル船機関室騒音の平均レベルは 104 db (C 特性) で、底部の騒音は主機定格に対する出力の割合が一定のときは等しいレベルとなる。タービン船はディーゼル船より平均 8 db 少ない。

(ii) 低周波振動成分は翼部を両舷に持つ操舵甲板がもつとも大きく、ついで上甲板、第2甲板の順である。

(iii) 機関室とその周辺通路の平均騒音レベル差は 11 db (C 特性) で、通路騒音はその囲壁の振動で決定し、機関室内騒音に支配される要素は僅かである。

(iv) 通路と居室の平均騒音レベル差は 9 db (B 特性) である。この差は、振動成分が均一化する機関室から離れた場所（船首側）では約 7 db (B 特性) と減少する。

(v) 機関室隣接居室の騒音は通路に面する居室より 3 db 大きい。

(vi) 機関室内制御室の騒音は機関室より平均 14 db (B 特性) 小さい。

(vii) タービン船とディーゼル船の振動は、主機の振動に支配される船首側では前者が 8 db 少ないが、推進器系の振動によつて決定する船尾側では等しい値をとる。

(viii) 主機の振動は、その取り付け部から舷側フレームに伝わるまでに 15 db 減少し、更に外殻の伝達経路内を 0.7 db/m の減衰率で伝達する。振動はディーゼル船では 65 db、タービン船では 58 db でほぼ一定となり、さらに振動源から離れても減衰しない。

(ix) 推進器系による船尾の低周波振動は、フレーム番号 10~15 で最大となり、フレーム番号 40 までは船尾からの距離に比例して減衰するが、40 以上ではほぼ一定値となる。

(x) 機関室開口部囲壁の振動は、外殻および甲板を

伝達した振動によつて励振され、63 c/s Band 以下の低周波成分はタービン船で約 3 db, ディーゼル船で約 10 db 増加(外殻底部基準)する。これは、機関室周辺通路騒音の主成分となる。

(xi) 主機出力が変化して主軸回転数が小さくなると騒音、振動ともに減少する。この減少は主軸回転数が定格回転数の 70% になるまでは一般に急速であるが、70% 以下ではほとんど変化しない。これは機関室やその周辺通路の騒音出力が以下になると急激に減少することと合致する。

(xii) 囲壁の振動から放射音による室内音圧を算出する際の補正值  $\Delta L_p$  は、供試体試験結果と等しい値 -12 db としてよい。

(xiii) 士官居室等のように、室内に吸音力の大きいベットのカーテンがある室の平均吸音率は 0.3, 操舵室、教室、食堂等は 0.1 としてよい。

## 1.2 熱関係

過去 2 年間の供試体試験の結果、実船のどのような構造についても、定常的熱流に対する熱貫流率を類推しうる資料が得られたので、本年度は航海中の非定常状態において船体各部構造の防熱特性を計測し、供試体試験結果との対比を行ない、防熱対策の実態把握と対策の確立を図つた。

実験船は航海訓練所練習船「銀河丸」(L<sub>pp</sub> 92 m, G.T. 3,171 T) で、昭和 40. 10. 13 東京出港、オークランド往復、昭和 40. 12. 6 東京着の練習航海において、(イ) 水平日射量、(ロ) 熱分布と関係のある風向・風速、(ハ) 表面温度、(ニ) 気温および湿度、(ホ) 熱貫流量を計測し、次の調査を行なつた。

- (i) 外界気象条件による熱負荷の実態調査
- (ii) 船内発生熱源の実態調査
- (iii) 船体構造の伝熱状況の把握
- (iv) 船内居住環境の把握

計測結果については、これらの項目別にグラフ化して若干の検討を行ない、次のような結論を得た。

(i) 本実験航海は赤道を往復して行なわれたため、極めて広範囲の外界気象条件を把握することができ、また代表的な熱帯域条件を約 20 日間にわたつて計測することができた。海上は予想以上に湿度が高く、いずれの時点でも快感帯とはいえない。

(ii) 船内熱源区画としては第 1 にボイラ関係、第 2 に機関室であり、また賤室等も大きな熱源部となる。これらに接した居室は、他の居室に比べてかなり高温となり、さらに定常的に熱が流入するため、防熱対策が重要となる。これらの貫流熱量については供試体試験結果と

よく一致する。

(iii) 熱帯域においては平均室内気温は外気温より 2.5~5°C 高く、曝露甲板直下の居室は日射の影響を強く受けることが明らかに認められた。

(iv) 曝露甲板貫流熱は非定常的ではあるが極めて大きな値を示し、これの防熱対策がもつとも重要である。日射量と甲板面温度上昇値とは比例関係が認められる。

## 2 構造体の標準仕様作成

過去 2 年間に行なつた各種構造の供試体試験結果について総合的に検討し、現在使用されている居住区囲壁および今後採用を予想されるものについて、防熱構造と防音構造の 2 とおりの標準仕様を作成し、それぞれについてグレーディングを行なつた。

すなわち、防熱構造については、居住区曝露壁および曝露甲板として 18 種、機関室と居住区間の隔壁および甲板として 10 種の構造仕様をとり上げ、これらについて(熱貫流率) K, (熱貫流抵抗) R, (比熱) C,  $\frac{1}{R} \frac{1}{\rho c p d}$  ( $\rho$  = 密度, d = 厚み) の防熱特性値、温度分布および温度低下率を示し、それぞれについてグレード分類 1~7 のグレーディングを行なつた。

また防音構造については、居住区壁および甲板として 13 種、居住区間仕切りとして 3 種、機関室と居住区間の隔壁および甲板として 11 種の構造仕様をとり上げ、これらについて、平均 TL (透過損失: dB), 周波数別 TL と fc (限界周波数: c/s) および TL<sub>fc</sub> を示し、それぞれについてグレード分類 1~7 のグレーディングを行なつた。

## 3 B 級防火構造に関する研究

### 3.1 防火壁の耐火試験

39 年度の実験結果では、可燃性パネルの無接着剤形継手(層核継手)の供試体が十分な成績をあげなかつたので、作業性のよい継手構造のものについて追加試験を行なつた。

供試体のパネル母材には難燃チップボード 25 mm および難燃合板 25 mm を、核材には熱伝導性の低いフレキシブル・アスベストボードを採用し、接手は 1 か所としたが、燃焼試験の結果次のことがわかつた。

(i) 接着剤を使用しない可燃性 B 級パネルの防火性能は、その目地材の性能に左右される。すなわち

(イ) 加熱によりパネルが変形し、継目の隙間が拡大され、目地材が直接火炎を受けると、高熱を伝導して密接しているパネル材の燃焼炭化を助長する。

(ロ) 継目部の炭化収縮によつて目地材との間に隙間

ができ、火炎を反対側に誘引し、ますます燃焼を増進させる。

(ii) したがって今後は熱伝導が低く、パネル材の炭化収縮に順応するような目地材の開発が必要である。

### 3.2 B 級防火扉の耐火試験

実船の構造方式と同じにするため、2,000 mm×2,440 mm のパネルに、内法寸法 650 mm×1,800 mm の扉をつけた供試体を使用した。材料は、スチールサッシュ製、アスベストボード製、チップボード製、難燃合板製の4種類とし、取付パネルは不燃性材料の扉にはアスベストボード、可燃性材料に対してはそれぞれ同材の B 級合格済のパネルを組合せて合計7種の供試体とした。試験は建築研究所および船舶技術研究所の炉で実施したが、これらの燃焼試験結果を総合すると次のとおりである。

- (i) スチールサッシュ扉は、防熱材の有無に関係なく、ドックボルトをつけなくても B 級防火扉としての性能を発揮できる。
- (ii) アスベスト扉は、その構造がソリッド、サンドイッチのいずれの場合でも、内部に使用する木質材は、難燃処理を十分に施すことが必要である。
- (iii) 木質系扉は、扉枠および扉横手構造材の難燃処理の程度がその扉の防火性能を左右する。またロック、ハンドルなどの取付金物が高熱を伝導し、その

周辺接触部の燃焼炭化を誘引し、防火上の弱点となりやすい。

(iv) 木質系扉の裏表に直通する隙間は、その付近の燃焼を急激に増大させるので、扉当り、パッキング材、シール材を使用し、あるいは不燃層を設け、隙間の拡大を防ぐことが防火性能を向上させる。

(v) この実験の結果により、そのまま製品となつたもの、多少の変更を加えて認められたもの、さらにこの経験を基礎にメーカーが工夫を加え再試験を実施して合格したものなどがあり、この研究の目的は十分に達成することができた。

(昭和40年度実施研究成果概要に所載)

### SR 72 タービン船の後進力に関する調査研究

部会長 原 三 郎 氏

特に後進性能を問題視されているタービン船について実船試験を行ない、船舶の自動操縦に寄与し、衝突防止等安全性確保のために必要な資料を得るために39年度より継続して研究を行なつた。

#### 1 試験の方法

船が前進常用出力で航行中各部の状態が整定後、後進全力を発令して船体を停止させ、次に前進を発令し常用回転数の約60%の前進回転数で船速が整定するまで航行し、後進全力を発令して船体を停止させ、その間にお

第 1 表

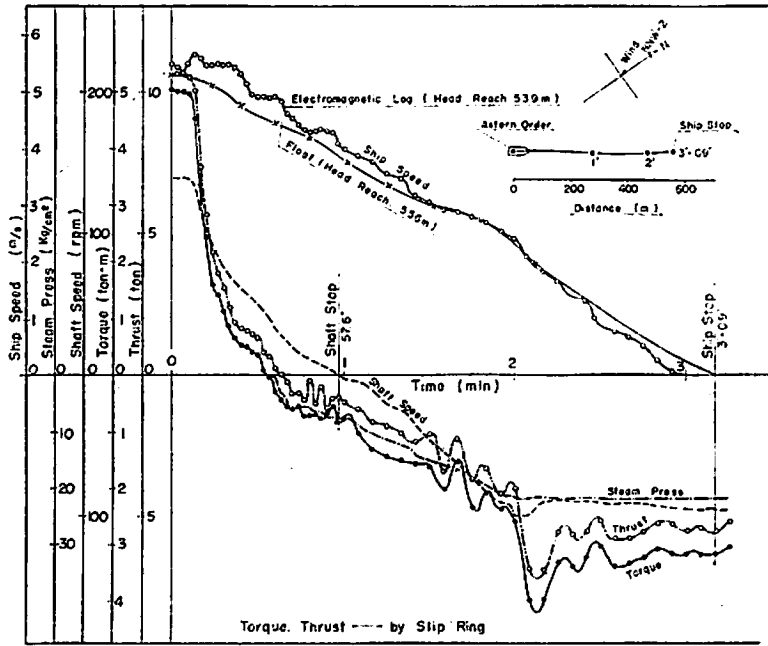
建造所	船名	主 機	総トン数	L×B×D (m)	船 種	主 機
三菱長崎	山口丸*	日本郵船	10,500	150×23×12.8	貨物船	ディーゼル
藤永田	北斗丸	航海訓練所	1,631	68.5×11×7.5	練習船	タービン
石播相生	Imperial II	(チリ)	11,100	156.97×21.95×12.5	貨物船	タービン

\* 比較の対象として選定したディーゼル船

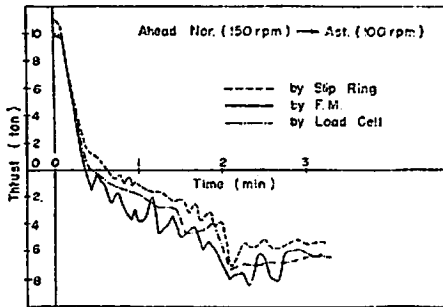
第 2 表

船名	連続最大出力 (ps)	排水量 W (ton)	試験開始状態		主軸停止までの時間 (min-sec)	船体停止までの時間 (min-sec)	船体停止までの距離 Ls (m)	Ls/L <sub>pp</sub>	Ls/W <sup>1/3</sup>
			速力 (kt)	回転数 (rpm)					
山口丸	ディーゼル 13,000	8,990	20.2	115	1-08	3-50	1080	7.20	51.9
			17.1	100	0-46	3-22	885	5.90	42.5
北斗丸	タービン 1,400	1,735	10.3	140	0-57	3-09	556	8.11	46.3
			5.7	74	0-25	2-05	242	3.53	20.2
Imperial II	タービン 15,000	9,518	10.3	140	1-20	3-57	602	8.79	50.2
			21.6	97	0-38	3-07	957	6.10	46.5
			15.0	60	0-20	1-20	259	1.65	12.2





第1図 北斗丸後進試験計測結果



第2図 北斗丸のスラスト計測値

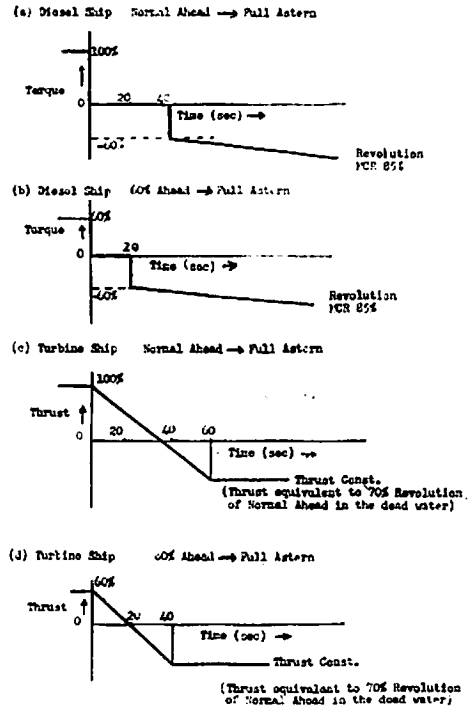
いて船速、航跡、主軸回転数、トルク、スラスト、その他の関連諸元を時々刻々に測定した。なお主要計測器としては、船速は流木（両舷計測の平均値）、回転数はタコゼネ、トルク・スラストはスリッピング方式による箱歪計、FM方式による線歪計を用いたが、特に北斗丸のみについては船速の計測に電磁ログ、スラスト計測にロードセル・パッドを併用した。

## 2 供試船

供試船は第1表に示すとおり高速貨物船2隻と練習船1隻である。

## 3 計測結果

山口丸の場合は梅雨期に当り軸室内の湿度が100%に達し最悪の条件であったため、良好な結果が得られなかつたが、



第3図 タービン船とディーゼル船の最良後進操作基準

つたが、北斗丸での計測は電磁ログ、ロードセルパッドを含め良好であった。その結果の1例を第1図および第2図に示す。また Imperial II ではスリッピング方式

による計測結果が良好であつた。以上3隻の後進試験成績をとりまとめたものが第2表のとおりである。

#### 4 解析および考察

前進航走中の船に、主軸に逆回転を与えて停止させる際の船の挙動について、実測スラスト・トルク、推進器性能曲線（水槽試験結果など）にもとづき、次のような解析および考察を行なつた。

- (i) 後進時の船体運動の基礎式の設定
- (ii) 実測値との比較と旋回運動による抵抗増加の修正
- (iii) 後進力量決定の基準
- (iv) タービン船とディーゼル船の停止距離の可能性  
特に (iv) については、後進操作方法によつて停止距離の実測値は大きく影響されるので、後進操作としてタービン船およびディーゼル船について、最良の操作基準（実際に試験を行なつた船の中から選定した）を第3図のとおり仮定して、船体停止にいたるまでの航走距離を推進器性能曲線を介して計算し、両者の比較を行なつた。

#### 5 結 論

昭和39年度に行なつたタンカ等のタービン船4隻ディーゼル船1隻の試験結果をも含めて解析検討した結果は次のとおりである。

- (i) 現状では後進操作時の船体停止距離は次の式または次の文献式により算定することが望ましい。

$$(M+m) \frac{dv}{dt} = T(1-t \cdot r) - R$$

ただし M……船体質量 m……附加質量  
v……船の速度 t……時間 T……推力  
t·r……推力減少率 R……抵抗

- (ii) 航跡が彎曲する場合は (i) のとおりににはゆかないが、そのような場合には航跡から求めた角速度により旋回時の抵抗増加を考慮すれば、船体の運動はほぼ理論的に説明できることがわかつた。（附録3）
- (iii) 現状では旋回の時間的变化量を量的に把握できないため、後進力量決定の基準となる船体停止距離は前記 (i) の方法、その他の略算法\* により求めることが望ましい。
- (iv) 現状で最良と考えられる程度の後進操作（第3図参照）を行なえば、タービン船の停止距離は定格

\* 例えば

Guide to the Selection of Backing Power, by the M 9 Panel of the Ship's Machinery Committee, SNAME, 1957.

時同容量のディーゼル船に比べて約10%長くなるようである。

- (v) 第2表に示したように、高速貨物船の場合は各種の因子による影響に敏感であるためか、上記の総合的な結論と一致しなかつた。風の影響、停止中のプロペラの抵抗の効果等について十分検討する必要がある。

- (vi) 巨大船の例として150,000tタンカで実測された停止距離 ( $L_s/L_{pp}=14.9$ ) は計算値とよく合うことから、この解析法は今後の巨大船についても適用できるようである。

（造船研究協会研究報告第57号に所載）

### SR 73 船舶居住区の軽量化と経済性組立法に関する研究

部会長 重 満 通 弥 氏

従来その仕様が多種多様のため建造技術合理化の大きな障害となつていた船舶の上部構造部、特に居住区関係に対して設計、工作両面の合理化を図りたいという要望にこたえて、本研究は、そのぎ装方法にプレハブリケーション方法を取り入れ、構成部材の研究とぎ装品の統一を通じて試設計および試作実験を行ない、その実現化を検討するために実施したものである。

39年度に研究、調査された事項は (イ) コンバイン方式、ノックダウン方式、およびブロック方式による試設計と検討、(ロ) 部材の試設計および試作、(ハ) ぎ装品の統一化、であつたが、40年度はこの研究の成果を実船に適用し、事情の許すかぎり、長期にわたりその居住性能などを調査することを目標とした。

すなわち見本市協会および大阪商船三井船舶の協力により“さくら丸”の第2甲板、右舷 Fr. 116~122 に試作船室を設置したもので、ラバトリー・ルーム付4人用船客室2組をプレハブ・コンバイン方式により組立てた。

#### 1 船室の試作と実船適用試験

試作船室の設計に当つては39年度の研究内容を織り込むことを原則とし、船体鋼構造は従来どおりとして、内部仕切壁、内張板、装備品等はプレハブの部品およびユニットをコンバインして使用し、現場加工は行なわないこととして仕様を決定し、次の点について施工要領を検討した。

- (i) 船室については

(イ) 防熱、(ロ) 仕切壁、(ハ) 扉、(ニ) 鋼壁および外板面の内張り、(ホ) 天井、(ヘ) ショイナおよび

ヨーナ、(ト)床および幅木、(チ)家具

(ii) ラバトリー・ルームについては

(イ) 壁面および天井、(ロ)床、(ハ)シャワー・ユニット、(ニ)ベシン・ユニット、(ホ)トイレット・キャビネット

(iii) その他のぎ装工事については

(イ) 舷窓内枠、(ロ)冷暖房通風トランク、(ハ)配管、(ニ)電線

なお本試作船室は昭和41年3月末より7月中旬までの約3ヶ月半の南米定期航海には、本船の司厨部乗組員7名が居住して、1航海を終えたので、帰港後神戸において居住者の感想を聴取したが、これらをまとめると次のようになった。

(i) 振動、騒音の発生は全然なく、当初懸念されていた天井、鋼製ロッカおよび扉のビビリ振動もなかった。

(ii) シャワーストールの使用は快適であり、水が外へ跳ね出ることなく、予想以上の好成績である。

(iii) プラスチック壁面、天井は清潔感があつてベイント仕上げよりも良いが、感覚的に冷たい。

(iv) その他細かい点での長所、短所があげられたが、これらは比較的短い乗船期間の船客室として計画された部屋に目的の異なる乗組員が長期居住したことによるものがほとんどであつた。

## 2 実績検討

前記の船室の試作と実船適用試験の結果については、関連する事項についての検討までは行なえなかつたが、ぎ装工程と工数、重量軽減および経済性について検討し、これらを従来の方法によるものと比較した。その最終結果の数字だけを示すと次のとおりである。

項目	従来方式	試作船室	備考
工数(hr)	410	270	試作船室をベースとして、ラバトリー通路を含む
重量(kg)	2,599	1,021	
材料費(円)	368,500	429,660	

## 3 総合的検討

### 3.1 工期の短縮

最近船舶の受注はめざましく、船台、ぎ装岸壁の確保には常に意をもちているが、中でも建造工程中上部構造部のぎ装工事で居住区ぎ装の占める割合は非常に大きなものである。

この工程を短縮することは他のぎ装工事に刺激を与え、進歩改善をたゆまなく繰り返すならば、ここで検討

されたプレハブ・コンパイン方式から、ブロック・ダウン方式へ、さらにはブロック方式へと移行してゆくことも可能となろう。今回の実船適用試験はその意味からいえばほんの初歩ではあるが、工期短縮に貢献するばかりでなく、ムード作りにも役立つであろう。

### 3.2 工数の低減

わが国の労働市場は熟練工の不足大なるものがあり、特に船舶の居住区ぎ装はその特殊性から造船所がかかえている専門職種は少なく、ほとんどがメーカ、下請工場にたよつており、またその数も陸上の施工業者に比し極めて少ない。そのため工場内での工事量の消化は可能であるが、船内での作業者には頭を悩ませている実情である。

この時においてプレハブ化を採用し、その規格の統一と標準化を進め、船内作業工数を低減し、ビル・家屋などの建築と何等変ることなく居住区ぎ装工事を遂行する方向にもつて行くならば造船所、関連メーカの受ける人事面での利益は非常に大きいものといえよう。

### 3.3 重量の軽減

重量の軽減は船殻構造を始めとして、あらゆる部門で真剣に検討されているが、この中で居住区ぎ装の重量軽減は努力の割合に効果が少なく、従来方式から根本的に改良されたものはほとんどない。そこで今回従来は鋼壁が常識となつていた浴室、シャワールーム、便所、洗面所などに木壁を採用し、またこの場所で大きな重量を占めるセメント、タイルに替えて、耐水性のあるラテックス系デッキカパリングを採用することを検討した。

今後居住区ぎ装の重量軽減のためには、薄板鋼製家具の使用、FRP製品の大規模採用なども考えられるが、船用部品が特殊なものではなく容易に安価に入手できるように、全国的な部材分科会的なものを設置することが必要であろう。

### 3.4 品質の向上

品質の向上はすなわち価格の上昇であるというのが一般の通念である。ところが総合的に検討してみるとある作業が不要となつて、結果的には費用的にも工程的にも有利となり、将来の保守を考えると数字では現わせない利点があるといつたケースがしばしば見られる。

今回施工した試作船室で壁面に使用したハードプラスチック等はこれに該当するものといえよう。しかし一方では人間が使用するかぎり感情の入るのはやむを得ないもので「感じが冷たい」という乗組員の意見などは良い例で、こういうことにも留意するべきであろう。費用を下げて品質は向上させなければならないというむずか

しきがある。

これからは陸上で使用されている良いものを大幅に船舶にとり入れていくのも1つの方法であろう。

### 3.5 船価の低減

船価の低減は造船関係者にとって良い船を早く建造するのと同様に至上命令であるが、同時に船主、運航者の満足するものであることが必要である。

複雑な居住区装は木工事、鉄骨装工事、管工事、電気工事、左官工事、塗装工事が入り混り、ある時期には船殻工事、溶接工事も加わつてお互に干渉し合い、なお複雑にすることがある。この解決のためにかつて居住区装にも多能化が叫ばれたこともあつたが、現場工程、配員についても根本的には設計面からスタートすべきである。そしてこれが現場施工の上でもはつきり効果としてあらわれなければならない。

(昭和40年度実施研究成果概要に所載)

## SR 74 長大油槽における荷油の運動および制水隔壁の効果に関する研究

部長 秋田 好雄氏

大型タンカの制水隔壁間隔を現在よりもさらに増大することが可能となれば、大幅に船体構造重量を軽減することが期待されるので、合理的な設計法を求めめるために、39年度に引続き、大型、小型の油槽模型につき実験を行なうとともに、波浪中模型試験および航海中の実船の応力計測を行なつたものである。

### 1 大型模型試験

39年度はタンク内に制水隔壁などを持たない場合の端部隔壁に加わる力を測定したが、40年度は引続いて、制水隔壁が設置された場合に制水隔壁および端部隔壁に加わる力について試験検討した。すなわち、まず制水隔壁を帯状に作り、制水隔壁の深さおよび位置を系統的に変化させて隔壁に加わる力を測定してこれらに対する実験式を求め、ついで実際の形状を持つ制水隔壁について実験し、前段の試験結果と比較して、実験式を実際の形状のものまで拡張した。

前段の第2次試験では3種類の形式の帯板状の制水隔壁模型群を作り、深さ  $do$ 、位置  $d$  を系統的に変化させて実験を行ない、その結果について次の3つの場合に分けて制水隔壁の効果を検討した。

すなわち

- (イ) 制水隔壁の実質部がすべて水面下にある場合
- (ロ) 制水隔壁が水と空気にまたがる実質部分を持つ場合

- (ハ) 制水隔壁の実質部分が水面上タンク頂板の間を完全に覆い空気の左右への移動を妨げる場合

後段の第3次試験では実際に用いられているような制水隔壁をタンク内に設置し、制水隔壁、端部隔壁のそれぞれに加わる力を測定した。制水隔壁の概要は第1図のとおりで、図中隔壁番号の次に示すカッコ内の数字は隔壁の開口率を示し、計測値は各水位において制水隔壁に加わる力、計算値は次に示す(2)式において  $do$ 、 $\bar{d}$  を次の(1)式で計算した値をとつた場合の値である。

$$\left. \begin{aligned} do &= (\text{水面下の制水隔壁実質部面積}) \times 1/B \\ \bar{d} &= \text{タンク底から水面下の制水隔壁実質部} \\ &\quad \text{重心までの距離} \end{aligned} \right\} \dots(1)$$

第2および第3次の実験により得られた結果は次のとおりである。

- (i) 制水隔壁に加わる力  $F_s$  は次の(2)式によりあらわれ、隔壁の深さ  $do$  が一定であれば、隔壁重心位置が高いほど小さくなる。

$$F_s/F_2 = F_{sd}/F_2 = \frac{do}{h} \left\{ 0.7 + b/D - (10.56/D - 0.5) \times (do/2 + \bar{d})/h \right\} \dots\dots\dots(2)$$

ただし

$$F_2 = \rho g \delta LBh$$

$F_{sd}$ ; 隔壁部での水の運動量の変化にもとづき制水隔壁に作用する力

$b$ ; 水面からタンク・トップまでの距離

$h$ ; 静止時の水の深さ

$D$ ; タンク深さ

$L, B$ ; タンク長さ・幅

- (ii) 水と空気にまたがる実質部があると、隔壁部で水面の差が生じるため、 $F_s$  は増大する。

- (iii) 端部隔壁に加わる力  $F_t$  は、一般に制水隔壁の水面下の幅  $do$  だけの影響を受け、その値は

$$F_t/F_2 = 1 + (1 - do/h) \times 0.77 b/\theta D \dots\dots\dots(3)$$

ただし  $\theta$ ; タンクの縦揺角度

- (iv) 制水隔壁の実質部が水面より上を完全に覆う場合には、空気の隔壁の左右への移動が困難となるため、減衰力として働くようになり、端部隔壁に加わる  $F_t$  は減少する。隔壁の深さが十分大きく隔壁部で完全に空気を遮断する時には、制水隔壁には隔壁の左右での水面の差にもとづく力  $F_{ss}$  だけが働き、端部隔壁にはタンク長さが  $\lambda$  になつた時に等しい力が加わる。

- (v) 制水効果は一般にタンク長さが長く、水深が小さい時に効果がある。制水効果を次式で表わすならば、 $\eta = 0.5$  位にまですることができる。

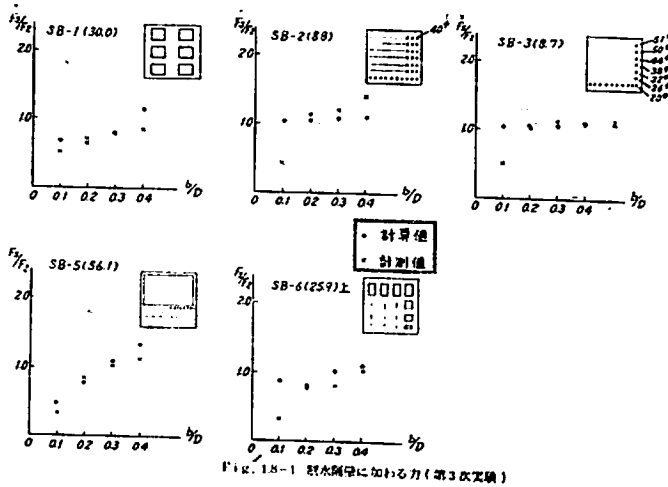
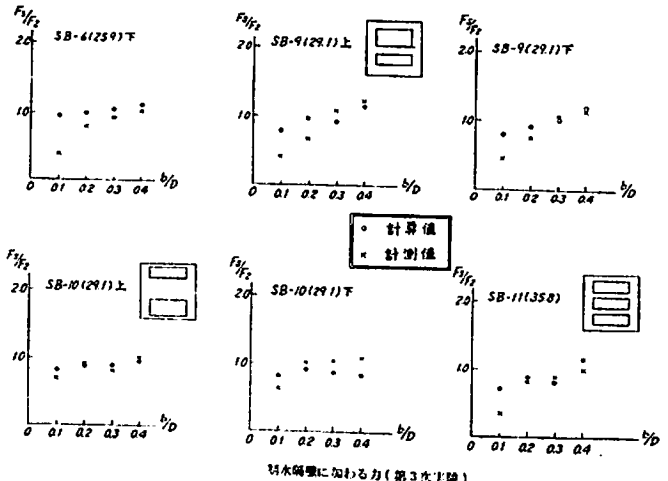


図 1.8-1 制水隔壁に加わる力(第3次実験)



第 1 図 制水隔壁に加わる力(第3次実験)

$$\eta = \{F_{t0} - F_{(t+s)}\} \times 1 / F_{t0} \dots \dots \dots (4)$$

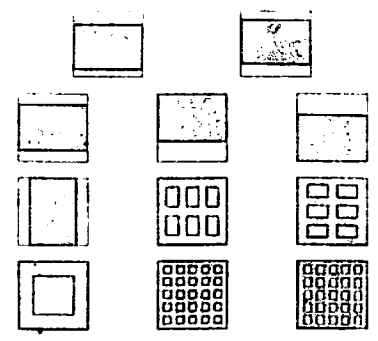
ただし  $F_{t0} = 1 + 0.77b / \theta D$

$F_{(t+s)}$ ; 制水隔壁と端部隔壁に加わる力の和

(vi) 第2次実験によつて得られた各実験式は,  $d_0$ ,  $d$  を(1)式によつて計算すれば, 実際の形状を持った制水隔壁に対しても適用できる。

### 2 小型模型試験

39年度は内部に骨材や制水隔壁のないタンクに過渡的なサージングやピッチング運動を与えた場合に, タンク内の荷油の運動および隔壁などに加わる力について研究したが, 引続き40年度には, タンク内に制水隔壁を設けた場合およびフレーム, トランスリングなどの骨材を設置した場合について主としてピッチング運動に対する実験を行ない, これらの結果から, 実船の水密および



第 2 図 制水隔壁模型(開口比0.3)

制水隔壁の設計に役立つ計算式を求めた。

実験条件は第1表のとおりで, 制水隔壁はタンクの長さ方向の中央に設置した。また制水隔壁模型の形状は, 開口比0.3の場合の11種を1例として第2図に示した。

試験の結果をまとめると次のとおりになる。

- (i) 過渡的なピッチング運動を与えた場合, 制水隔壁の設置により水密隔壁にかかる力は減少するが, 一方制水隔壁にかかる力が増加し, 両方の隔壁にかかる力の和はあまり変化しない。この値がもつとも減少する場合でも, 制水隔壁を設置しない場合の80%程度に減少するのみである。
- (ii) 水密および制水隔壁にかかる力の合計がもつとも減少する, すなわち制水隔壁の効果もつとも大きくあらわれるのは  $T/T_n = 1$  付近で, それよりピッチング運動の周期が長くても短くても制水隔壁の効果は小さくなる。
- (iii) 制水隔壁の効果は, 開口比約0.3のときがもつとも大きい。
- (iv) 制水隔壁は上と下をあけておくとよい。
- (v) 制水隔壁の穴は垂直方向にあける方がよい。
- (vi) 制水隔壁の穴を細かくあける必要はない。
- (vii) ピッチング運動による圧力増加は, 水密, 制水いずれの隔壁においても近似的に等分布とみなされる。
- (viii)  $T/T_n = 1$ ,  $h/D = 0.8$ ,  $L/D = 2 \sim 4$  において水密隔壁にかかる力  $F_t$ , 制水隔壁にかかる力  $F_s$  と, 制水隔壁の開口比  $\lambda$  との関係は近似的に次の式で与えられる。



第 1 表

運動方式		ピッチング						
h/D		0.8						
L/D		2		3		4		
T/Tn		1.03	0.67 1.25	1.00 1.83	0.53 0.92	0.72 1.71	0.92	
制水隔壁または骨材の型式		水平方向に穴をあけた制水隔壁		垂直方向に穴をあけた制水隔壁		開口比 0.3 の種々の形の制水隔壁	フレーム	トランスリング
開口比と形状		0 : 1 種類 0.2 : 5 種 0.4 : 5 種 0.6 : 4 種 0.8 : 5 種 1.0 : 1 種	0 : 1 種類 0.2 : 5 種 0.4 : 10 種 0.6 : 10 種 0.8 : 5 種 1.0 : 1 種	0.2 : 2 種類 0.4 : 2 種 0.6 : 3 種 0.8 : 2 種	0.3 : 11 種類	0.8 : 1 種類	0.7 : 1 種類	
制水隔壁または骨材の数		1		...		1~9		

注 h: 油槽内の水深 T: 与えた運動の周期 Tn: 槽内の水の 1 次固有周期

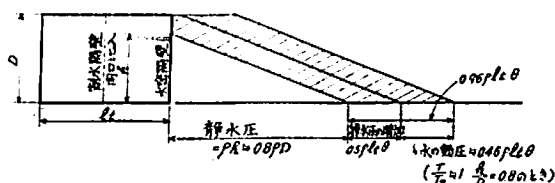


図 3 過度的なピッチング運動によって隔壁に加わる圧力

$$F_t \approx 0.96 (1 + \lambda) F_0, F_s \approx 0.96 (1 - \lambda) F_0 \dots (5)$$

ここに  $F_0$  は傾斜静水圧による力で、 $(F_t + F_s) \approx 1.92 F_0$  となつて、開口比の影響は近似的には無視しうる。

(ix) フレームおよびトランスリングにかかる力は小さいが、これらを数本入れることによつて、水密隔壁にかかる力は約 85% 程度まで減少できる。

(x) 以上の結果にもとづき、水密および制水隔壁の設計に利用しうる実用的な設計式を次のとおり提案した。

隔壁に加わる圧力分布は第 3 図のようになり、斜線を施した部分の圧力が制水隔壁の開口比  $\lambda$  に応じて式 (5) に示すように両方の隔壁に配分されると考えられる。

水密隔壁に加わる動圧による水頭増加に  $\Delta h$  は  $lt/D = 2 \sim 4$  において、 $T/T_n \approx 1$ ,  $h/D \approx 0.8$  のとき最大となり、さらにローリングによる圧力増加にもとづく水頭  $lt \cdot \phi / 2$  を考慮すると、

$$\Delta h = 0.48 (1 + \lambda) lt \cdot \theta + 0.5 lt \cdot \phi \dots (6)$$

( $\theta$ : ピッチング角,  $\phi$ : ローリング角)

となり、したがつて水密隔壁の最下部における設計水頭  $h$  は

$$h = 0.8D + \Delta h = 0.8D + 0.48 (1 + \lambda) lt \cdot \theta + 0.5 lt \cdot \phi \dots (7)$$

( $D_1 > 0.8D$  のときは  $D_1 = 0.8D$  となる)

で、ここで  $\theta = 0.175 \text{ rad} \approx 10^\circ$ ,  $\phi = 0.4 \text{ rad} \approx 23^\circ$  とすれば

$$h = 0.8D + 0.084 (1 + \lambda) lt + 0.2 lt \dots (8)$$

となり、

また、船底より上方へ  $D_1$  なる任意の深さにおける設計水頭  $h_1$  は、同様に次のようになる。

$$h_1 = 0.8D - D_1 + 0.084 (1 + \lambda) lt + 0.2 lt \dots (9)$$

次に制水隔壁には静水圧がかからないので、動圧のみを考えると

$$\Delta h = 0.48 (1 - \lambda) lt \cdot \theta \dots (10)$$

ここで  $\theta = 0.175 \text{ rad}$  とすれば

$$\Delta h = 0.084 (1 - \lambda) lt \dots (11)$$

となり、これは任意の深さにおいて適用できる。

なお参考のために上記 (8) 式に対応する現行 NK 規程による設計水頭を示すと次のとおりで、両式の形はよく似ている。

$$h = D + C - 3 + 0.05 (1 + 1.2\lambda) lt + 0.2 lt(m) \dots (12)$$

### 3 模型船による試験

波と荷油の力との間に線型応答理論が成り立つかどうかを調べ、また前記の陸上における大型および小型の模

型試験結果を実船に適用するための参考資料を得るために、試験水槽で規則波および不規則波中を航走する模型船について、タンク壁に加わる荷油の動的な力を測定した。

試験に使用した模型船は長さ 4.5 m の T2-SE-A1 タンカ ( $C_B=0.741$ ) 模型で、長さ 766 mm のタンク 2 個を S.S. No 5, および 7 の位置に置いた。タンク内の水の深さは大型模型実験において力が最大となつた 0.7×タンク深さとした。

計測した値はピッチング、ヒービング、壁に加わる荷油の力である。

#### 4 実船試験

模型試験の結果と実船との結びつきを求めるために実船試験を行なつた。本来ならば当然油槽船を用いるべきであるが、爆発に対する安全性の見地から鉄鉱石専用船を使用し、サイド・バラストタンクで計測した。

供試船は日本郵船所属の富秀丸 (56,100 DWT) で、加速度計によりピッチング、ローリング、サージング、ヒービングを、水圧計により No. 2 および No 4 W. B. T. の Horizontal G. および隔壁での水圧を、企計で Horizontal G., 隔壁および Swash Plate での応力を計測した。

航路は広島→南米ペルーのサンファンで、計測は昭和 40. 12. 28~12. 31 の間および昭和 41. 1. 1~1. 7 の間に行なつた。

この試験の結果から概略次のようなことがわかつた。

- (i) Side Tank のように Trans. Ring の多い構造では槽内流体の運動は非常に小さく、これは以前に行なわれた模型実験の結果と一致する。
- (ii) 本船程度の Swash Plate (Trans. Ring の上方部に設けた深さ 5.6 m のもの) ではその受ける力はそれほど大きくない。
- (iii) Horizontal G. の受ける衝撃圧力としては、Web Plate 中央部の曲げ応力は小さいが、Slot 部などにはかなりの応力が集中することもありそうである。(昭和 40 年度実施研究成果概要に所載)

#### SR 75 長期防食防汚に関する研究

部会長 土井山之氏

船舶安全法施行規則の改正により入渠間隔は最大限 2 年ごとでよいことになつたが、最近では優秀なプラスチック系塗料が開発され、また電気防食法が進歩してきたので、2 年間の防食防汚は可能とされてきた。しかし、塗料は種類が多い上、塗装時の天候、温度、下地の状態等

影響ある諸元が多く、また電気防食についてもいろいろと問題があるので、39 年度は防食防汚塗料について基礎的性能試験を行ない、電気防食についても基礎試験を実施した。

40 年度は防食防汚塗料の海中浸漬試験の結果を引続き観測して性能を確認するとともに、一部の追加試験を行ない、また昨年度の試験において比較的良好であつた数種の塗料について、実船 (大型船 3 隻, 中小型船 4 隻) に塗装を行ない、それらの性能を実船において調査した。

#### 1 防食防汚試験のため海水中に浸漬したものの観測結果

塗料メーカー 7 社から提供された試作船底塗料を東京一長崎の 9 海域において浸漬したが、浸漬 2 年後の観測結果から、現用品と比較して次のような防汚性能が判定された。

- 1 位; ビニール型 2 号船底塗料系
- 2 位; 特殊油性および特殊れき青型 2 号船底塗料系
- 3 位; 油性型 2 号船底塗料系
- 4 位; 標準品 (現用品)

#### 2 防食防汚性能に関する比較試験

##### 2.1 塗膜の厚みと防汚性能の関係

第 1 表に示す 7 種類の船底塗料系について調査を行なつたが、海水浸漬試験片の状況から、生物の付着面積、発錆面積、はがれふくれなどの異常面積を測定し、その結果を解析して各塗料系の評価式を求めた。結論は次のとおりである。

- (i) 船底塗料系のなかで、海洋生物の付着に対しても影響をあたえる因子は、2 号塗料の膜厚である。この因子は、一般に浸漬期間との間に交互作用があり、防汚性能の長期維持のためには、第 1 表の C 2 以上の膜厚が必要である。

- (ii) 1 年間程度の浸漬期間であれば、ショッププライマの種類および 1 号塗料の膜厚は、一般的にはほとんど防汚性能に寄与しない。

##### 2.2 色と生物の附着との関係

ビニール系ワニスを用いた白、黄、緑、赤、青、紫、黒、シルバーの 8 種類の塗料について 1 か月間の浸漬試験を行なつた。その結果、生物の附着状況は第 2 表のとおりで、考察は次のとおりとなつた。

- (i) "ふじつぼ" は、白およびシルバーのような光が反射しやすい試験片への附着が少ない。可視光線部では、波長の範囲が 5,100Å~5,900Å (緑~黄) のところで、"ふじつぼ" の附着が少なくなるが、

第1表 供試塗料および塗膜厚 (単位 ミクロン Dry Film)

No.	1号塗装系	2号塗装系	プライマー		1号膜厚			2号膜厚		
			A1 (W/P)	A2 (Z/E)	B1	B2	B3	C1	C2	C3
(1)	ビニール (A)	ビニール (A)	13	15	50	100	150	37.5	75	112.5
(2)	ビニール (D)	ビニール (D)	13	13	50	100	150	30	60	90
(3)	エポキシ	ビニール	13	15	50	100	150	45	90	135
(4)	エポキシタール	ビニール	13	13	67.5	135	202.5	50	100	150
(5)	エポキシタール	エポキシタール	15	15	115	230	345	75	150	225
(6)	特殊油性	特殊油性	13	13	35	105	175	42.5	85	127.5
(7)	特殊瀝青	特殊瀝青	13	13	37.5	112.5	187.5	50	100	150

第2表 色と生物の付着の関係 (S.40年6月)

生物の種類	色								ビニール 1号
	白	黄	緑	赤	青	紫	黒	1号	
ふじつぼ	20	50	70	90	95	95	95	25	
ふさごけ	40	85	30	0	0	0	0	40	
合計	60	85	100	90	95	95	95	65	

(単位 海洋生物付着面積)

それ以外ではほとんど全面に付着した。

- (ii) "ふさごけむし" は, "ふじつぼ" とは逆の傾向にある。しかし, これは "ふさごけむし" に付着の選択性があるというよりも, "ふじつぼ" の方が生活力が強く "ふさごけむし" が脱落したと考えるのが妥当であろう。

### 2.3 水線部の防汚性能

水線部の防汚性能を調査するため, 神戸および館山において浸漬試験を行なったが, 神戸においては, 浸漬4か月で試験片にきずが付き, また廃油その他の異物が多いため観察を中止した。館山における試験の結果は次のとおりである。

- (i) JIS 規格耐候型油性水線塗料, JIS 規格油性船底塗料およびブランク (1号のみ) に "あおさ" が付着した。また提出された長期防汚型水線塗料のなかでも, 油性系2種に "あおさ" が付着した。

- (ii) ビニール系, 塩化ゴム系および前述の2種類を除く油性系水線塗料は, 少なくとも現用水線塗料より防汚性に富んでいる。

- (iii) 生物は試験片にはほぼ一様に付着したが "あおさ" "あおのり" は水線附近 20mm くらいの幅にやや厚く付着した。

### 2.4 塗膜の電気的な測定結果

表1に示した塗料および塗膜厚にもとづき, 塗装した試験片を, 3% NaCl の電解液中に浸漬しこれにステ

ンレス電極2個を入れて, 誘電特性装置 CJA-型により, 1ke (周波数) における R (抵抗値) および C (容量) を測定した。なお測定時期は浸漬開始後 20分, 次いで別に用意された人工海水水槽内に移して 10日, 1か月, 2か月, 6か月, 12か月日である。測定された R および C から, インピーダンス, 電気容量変化率, 誘電損失に換算し, 各塗装系について各因子の寄与率を求めた。

以上の結果, 次のことがわかった。

- (i) 一般に, 船底塗装系における 1号膜厚は 2号膜厚に比較して大きい, 電気的な測定結果は 1号膜厚の因子が支配的である。
- (ii) 電気的な測定結果と肉眼観察による塗膜の傷食性は, 支配的因子がいずれも 1号膜厚であるという点一致し, その変化の内容も同じ傾向を示した。
- (iii) 電気的な測定結果と臨海実験における防汚性能は, 支配的な効果が異なる。従つてこの両者の間を共通点でむすぶことはむづかしい。
- (iv) 電気的な測定方法のなかで, 電気容量変化率および誘電損失は, 長期の防食性能を予測するのに, 少なくとも半年以上の継続浸漬試験が必要であるが, インピーダンスであれば, 塗装系によつて差はあるが, 2か月以内の浸漬期間で予測が可能である。

### 2.5 同一塗料による実船と試験片との比較

39年度に試験した各種塗料のなかから, 比較的良好と思われるものを実船外板に塗装し, 長期防食防汚性能について実地にテストを行なっているが, 大型船についてはデンマーク丸が昭和 41. 7. 12日, 川崎重工 (株) No. 3 ドックへ入渠したので, 就航1年後の塗膜の電気的な測定を行なった。なお塗膜厚は, 実船および試験片ともに同じである。

また中小型船については実船に使用した塗料と同じも

第 3 表 供 試 船

	船 名	船 主	船 種	ト ン 数	試験塗装部 m <sup>2</sup>		備 考
					船底部	水線部	
大型船	デンマーク丸	川 汽	カ ー ゴ	D. W. 10,784	250	—	日本—アフリカ
	昭 星 丸	昭 海	タ ン カ ー	ク 61,370	250	—	日本—ベルシャ
	五十鈴川丸	川 汽	タ ン カ ー	ク 118,000	250	約 500	日本—クマート
中小型船	千 島 丸	三菱神戸	曳 船	G. T. 67	40		
	第1鉄栄丸	国 鉄	宇高曳船	ク 144	225		
	第2ク	ク	ク	ク 159.7	225		
	鷺 羽 丸	ク	宇高連絡船	ク 1,463	約 19		

のを同要領で塗布した試験片を館山沖に浸漬して観測した。

この試験の結果、デンマーク丸および試験片における電気的な測定結果（測定装置は2.4のとおり）はビニール系船底塗装系を除きほぼ一致した。この測定はさらに昭星丸および五十鈴川丸においても行なう予定で、最終的結論はその後に出す予定である。

浸漬試験の結果で現在までにわかったことは次のとおりで、さらに引き続き浸漬を行なっている。

- (i) 約7か月後の状態は全試験片とも“スライム”の付着のみでほとんど変化がなかった。
- (ii) 12か月後の結果では一部の試験片の周辺部に“ふさごけむし”等の付着が見られたが“スライム”付着のほかほとんど変化がなかった。
- (iii) 以上の結果は実船適用試験の結果と比較して大差ないものと思われる。

### 3 塗装鋼板に対する各種流電陽極の防食範囲の確立と取付け位置の研究

船体の長期防食をより効果的にするために、塗装した被防食体と流電陽極材料の関係において、陽極発生電流量、被防食体の分極状態を測定して、陽極の取りつけ位置と防食範囲を推定しようと考え、そのために、鋼製回流水槽の内面を被防食面とした電気防食効果測定用の鋼製回流水槽を製作し、この装置を使つて静止・流水状態での分極状況を解析した。

試験では、一般的な船底外板塗装仕様（B 塗装系）、タールエポキシン型重防食塗装仕様（A 塗装系）の両者について、静止および流水（1.6 m/sec）中での所要防食電流密度を測定したのであるが、その結果、従来慣用さ

れている所要防食電流密度をかなり下回つて、完全防食されていることがわかつた。また、各塗装系による電流密度の差異は、船底塗料の品質的な向上のためか、実験当初考えていたほどなかつた。

しかし、被塗装面の電位分布差を測定した結果からは、重防食塗装仕様のほうが流電陽極の有効防食範囲が広がる。したがつて重防食塗装系では、流電陽極材の取りつけを疎にすることができる。

つぎに、流電陽極を併用する場合、Zn あるいは Al 合金系が対象となるが、試験結果 Zn 陽極の併用がよいと考えられる。

### 4 実船適用試験

39年度に浸漬試験を実施した各種塗料のうち比較的良好と思われるものを主として実船に塗装し、就航状態における性能比較試験を実施した。供試船としては就航海域、船の大きさ等を考慮して大型船（外航）3隻、中型船（国鉄連絡船）1隻、小型船（曳船）3隻の計7隻を使用した。

供試船の大きさなどは第3表に示すとおりで、これらの船については入渠時に観察調査を行なっているが、すべてについて2年間の防汚性能を確認していない。各塗料の有効性も、船の種類、使用条件などにより大きくちがつているようである。

（昭和40年度実施研究成果概要に所載）

（未 完）

〔お わ び〕

1月号のSR61の挿図第7図が天地逆となつていてはなはだ見苦しかつたことおわびします。

〔製品紹介〕

## 新型高回転高出力 MAN ディーゼル 機関 VV 23/23

MAN 社では数年前から、8, 12, 16 シリンダ V 型のコンパクトな機関で、シリンダ径と行程が等しく 230 mm のものを計画して来た。VV 23/23 型と呼ばれる。

シリンダ径と行程が等しいこと、V 型角度が 50° であることにより、今まで要望の多かつた幅の狭いコンパクトな機関ができたわけである。16 シリンダ機関は 1,500 rpm、平均有効圧力約 16 kg/cm<sup>2</sup> で 4,000 HP である。

簡単な構造、ライセンスでも製造されることへの適合性、保守の容易なことが、設計における基本的方針であつた。適用目的はディーゼル機関車（ドイツ国鉄 V166 型）、船用主機、船用補機、発電用等である。そのため片軸受の発電機とも結合できるように設計されている。

### VV 23/23 型機関出力

		回転数 (rpm)	1100	1350	1500	
		平均ピストン速度 (m/s)	8.4	10.3	11.5	
船用連続出力*	過給	V4V 23/23 T	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	10	10	
		出力 (bhp)	935	1150		
		V6V 23/23 T	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	10	10	
	出力 (bhp)	1400	1720			
	過給	V8V 23/23 T	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	10	10	
		出力 (bhp)	1865	2300		
過給		V4V 23/23 TL	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	11.8	11.8	
	出力 (bhp)	1100	1350			
	過給	V6V 23/23 TL	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	11.8	11.8	
出力 (bhp)		1650	2020			
過給		V8V 23/23 TL	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	11.8	11.8	
	出力 (bhp)	2200	2700			
	機関車連続出力 (UIC)	過給	V4V 23/23 T	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	11	11
出力 (bhp)			1030	1260	1400	
V6V 23/23 T			平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	11	11	11
出力 (bhp)		1540	1900	2100		
過給		V8V 23/23 T	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	11	11	11
		出力 (bhp)	2060	2520	2800	
		過給	V4V 23/23 TL	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	13.1	13.1
出力 (bhp)			1220	1500	1670	
過給			V6V 23/23 TL	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	13.1	13.1
		出力 (bhp)	1830	2250	2500	
		過給	V8V 23/23 TL	平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	13.1	13.1
出力 (bhp)			2440	3000	3340	

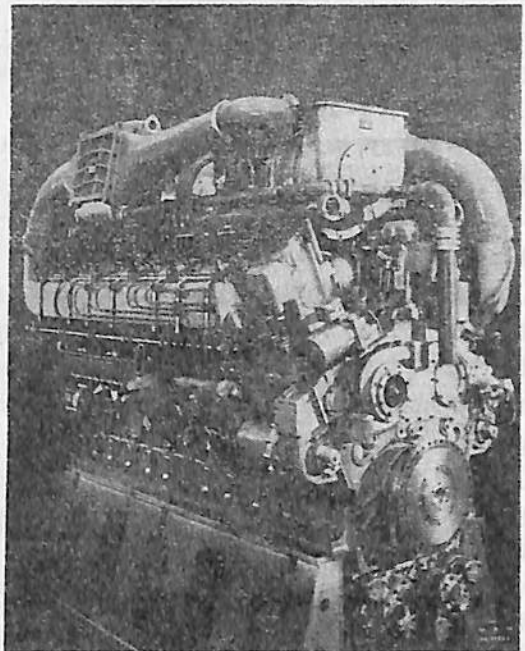
\* DIN6270Aによる連続出力 10%過負荷可能

上表は 1967 年 1 月現在公称出力、近日中に最大 4,000 bhp まで増大の予定

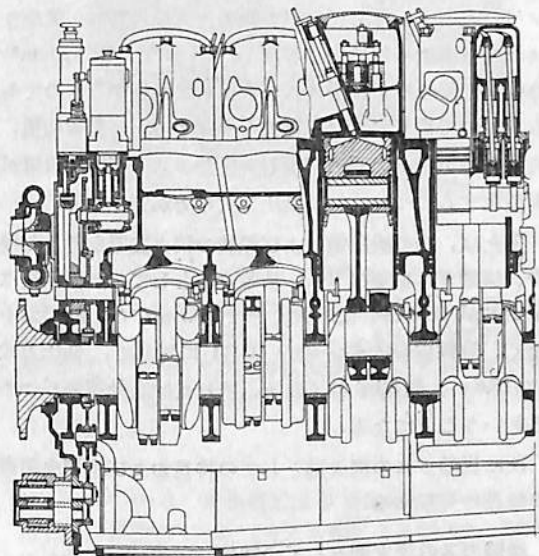
またしばしば要求されるように、機関の両端から出力が取れるようになっている。

この機関の最小の出力は約 1,100 HP である。

MAN 高速機関はかくて RV/VV 16/18 型および VV 23/23 型で 400-4,000 HP を経済的にカバーできることになった。(なお本機の詳細については、MAN 日本代表事務所・東京 C.P.O. Box 68 TEL 231-2734 にご照会のこと)



V 6 V 23/23 型機関。出力側より見る



V 6 V 23/23 型機関 縦断面図



## ニイガタ・カルドックス 低圧式液化炭酸ガス消火装置

米国における炭酸ガス関連機器のトップメーカーであるカルドックス社と日本の化工機専門メーカーである新潟鉄工所との技術提携により、あらゆる面で合理化された高性能の液化炭酸ガス消火装置が国産化された。「ニイガタ・カルドックス低圧式液化炭酸ガス消火装置」と呼ばれる。販売総代理店は大宝産業株式会社（東京都港区西新橋3丁目4～2）である。

なお新潟鉄工所では横浜工場に消火装置の専門工場を設け、炭酸ガス貯蔵装置、可搬式消火装置はもちろん、ノズル、バルブなど各種部品に至るまで一貫して製作にあたっている。

この低圧式の消火方式は、米国および欧州諸国ではすでにかなり普及している。わが国でも工業用炭酸ガス貯槽はすでに日本全国に100基近く使用されており、また工業用消火装置もすでに著名化学工場数社に設置されている。

船用としての本装置はすでにNK、ABの承認を得ており、NV、ロイドについても個々の船に設置の際申請すれば承認が得られることになっている。わが国においては、まだNKの承認を得たばかりであるが、すでに相当数の照会、引合が来ている由であるから、今後の急速な普及が予想される。

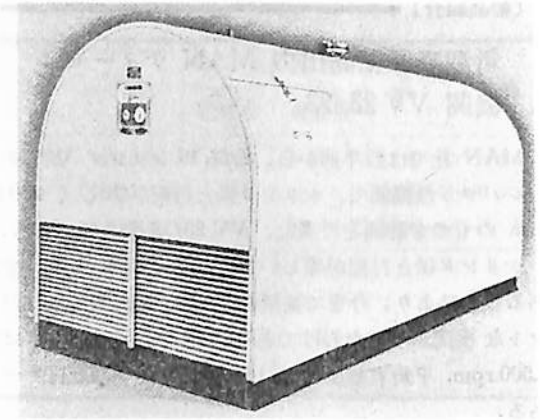
この新しい方式の炭酸ガス消火装置の特長は、従来ポンペに充填された高圧常温の炭酸ガスの代りに、保冷された二重構造の貯槽内に貯蔵した $-18^{\circ}\text{C}$ 、 $21\text{ kg/cm}^2$ の低温低圧の液化炭酸ガスを放出して消火するものである。従って従来のポンペ方式と比較すると、設置面積、装置の総重量が大幅に減少し、またコスト面でも装置が大型化するにつれ、この低圧方式の方が安くなる。

例えば、船の機関室および船艙の消火装置を考えた場合、炭酸ガスを正味10t積載するとして、設置面積はポンペが $20.8\text{ m}^2$ 、低圧方式では $15.7\text{ m}^2$ で、約25%少なく、設備重量はポンペが33.3tに対して、低圧方式は16.6tと約50%軽くなる。それだけ余計荷物がつめるといことになる。

次に炭酸ガスの消火剤としての特長および本消火装置の特長の列記する。

### 炭酸ガスの消火剤としての特長

1) 炭酸ガスの比量は空気の15.29倍であるから、防



12トン以下の液炭貯槽

護対象物を覆って空気との接触を遮断し、瞬間的に消火する。

2) 消火後に汚損を残さないから防護対象物や周囲の洗滌、清掃をする必要がなく、火災をまぬがれた機械は直ちに操作を開始できる。

3) 金属類や油はもちろんのこと、ほとんどの薬品類にも化学的変化を与えない。

4) 電気絶縁性があるから、発電機、変圧器、電装室など電気関係の機械にも直接放射することができる。

5) どのような間隙にも浸透するため、消火困難な深部火災も完全に消し止める。

6) 他の消火剤に比べ安価であり、長年貯蔵しても変質せず、半永久的に使用できるから、非常に経済的である。

### 本消火装置の特長

1) 炭酸ガスを $-18^{\circ}\text{C}$ 、 $21\text{ kg/cm}^2$ の液化状態で貯蔵するから、大気中に放出した場合、雪状炭酸ガス（ドライアイス）生成量が多くなり、冷却効果を発揮して急速に防護対象物を発火点以下にする。

2) 使用個所に応じて炭酸ガスの放出量を調整するが、本装置の最大放出能力は $2,250\text{ kg/min}$ であるから、大規模な火災も消火できる。

3) 取扱いが簡単で作動方式も必要に応じ、自動、手動いずれにも転換でき、またこれらを併用することも可能である。

4) ポンペ式など従来の消火装置に比べ据付場所を大幅に削減できる。

5) 炭酸ガス貯蔵槽内の圧力を一定するため、自動的に作動する冷凍装置を内蔵しているから、ポンペ式と異なり、いつでも一定条件の炭酸ガスを放出することができる。また槽内圧力の異常上昇による危険を防ぐための

安全装置が完備している。

6) どのような場合にも、炭酸ガス放出を迅速に、かつ確実にするため、特殊設計のカルドックス・バルブとノズルが装備してある。

また保守の面からいうと、

- 1) ガス補給がローリーのホース充填により簡略化される。
  - 2) ガス貯蔵量がゲージにより常時点検できる。
  - 3) ポンベ方式の場合の船内のポンベ取扱いの不便、手間が不要になる。
  - 4) 高圧ガス取締法によるポンベの定期的耐圧テストが不要である。
- 等の利点がある。

### 定置式液化炭酸ガス貯蔵装置

本装置は消火用あるいは工業用の液化炭酸ガス貯蔵装置で、液化炭酸ガスを  $21 \text{ kg/cm}^2$ 、 $-18^\circ\text{C}$  の状態で貯蔵する。

圧力容器は、鋼鉄製全溶接構造であり、高圧ガス取締法に従って厳重な検査の上製作される。貯蔵容量は1~40トンまでの各種がある。容量1~12トンのものは、容器の周囲を100mmの厚さに毛布型断熱材で保冷し、さらにその外側を鋼板で外装してある。容量15~40トンのものは、150mmの厚さに保冷されている。

容器圧力を  $20.8\sim 21.5 \text{ kg/cm}^2$  に自動的に制御するために、冷凍機を装備している。すなわち圧力スイッチの作用により、内圧が  $21.5 \text{ kg/cm}^2$  になると自動的に冷凍機が作動して容器内の炭酸ガスを冷却し、内圧が  $20.8 \text{ kg/cm}^2$  になると、自動的に停止するようになっている。

また容器の安全確保のため、安全装置が完備され、器内圧力の異常な上昇に対処できるようになっている。もしまた万一安全弁が開かないような場合は、破壊板が  $36 \text{ kg/cm}^2$  (容量1~12トンのもの)、もしくは  $42 \text{ kg/cm}^2$  (容量15~40トンのもの) で破れるようになっており、安全性については特に注意が払われている。

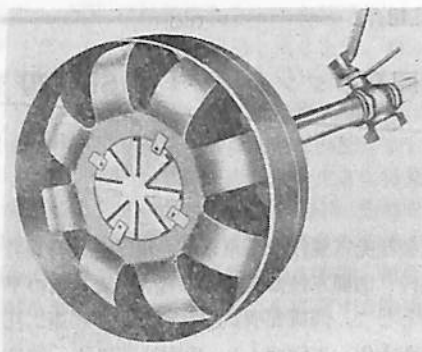
この定置式のほかに、高性能の可搬式液化炭酸ガス消火装置(トランジ・タンク)がある。

### スノー・セパレーション・ノズル (特許)

本消火装置の「スノー・セパレーション・ノズル」はカルドックス社の特許(日本特許224463号)で、消火用に研究開発された高性能のノズルである。液化炭酸ガスは、ノズル中を通過する間に減圧して高い割合の雪状のドライアイスとガスに分離され、噴出時はドライアスをガスが包囲した形になって火面に衝突するようになっている。従つてこの雪状の固体(温度  $-79^\circ\text{C}$ ) が火面に到達するまで原形を保持できるので、消火作用が非常に強力で、相当強風下においても長い到達距離を可能とする。

ノズルには次のような種類がある。

- ① 標準ノズル: 普通標準品
- ② スノー・セパレーション・ノズル: 到達距離を長くしたい場合、または大容量を噴出させたい場合时使用



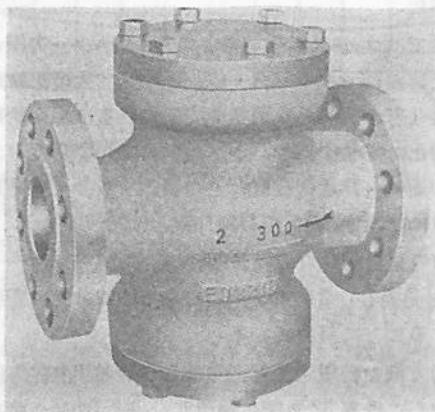
スノー・セパレーション・バルブ

- ③ リューア・ノズル: ブランケット状またはカーテン状に噴出させたい場合时使用
- ④ オリフィス・ノズル: 小容量の噴出に使用

### 自動調整式カルドックス・バルブ

このカルドックス・バルブは、ニイガタ・カルドックス消火装置に装着して使用されるもので、主弁は液化炭酸ガス貯槽出口の主管に、支弁は防護すべき危険箇所1カ所につき1個ずつを、危険箇所付近に近接した支管中に設置し、それぞれ配管により主弁と連結している。

カルドックス・バルブの特長は、バルブの開きを液化



カルドックス・バルブ

炭酸ガス貯槽の圧力によつて自動的に行なうことであり、かつこの作動は別に設ける火災報知器より発信される信号をソレノイド形のパイロット弁が受けて開き、貯槽の圧力を主弁および支弁に伝達する。ソレノイド弁の作動はまた手動でも可能である。主弁および支弁は全く同じ構造である。

なお2月10日、新鴻鉄工所横浜工場において、本消火装置による屋内火災(全域放出による消火)、屋外火災(局所放出による消火)消火実演が公開されたが、その消火効果は100名の参観者に深い感銘を与えた。

## 新開発のシンクロソナー SR-670 型

光電製作所

株式会社光電製作所（東京都品川区上大崎長者丸284）は、戦後、旧海軍技術研究所に残された技術の平和利用を目的として、同研究所員であつた故伊藤庸二社長（元海軍技術大佐、工学博士）、現同社相談役、難波捷吾博士らによつて、昭和22年設立された。

当時電子機器のなかで、研究製造の禁止品目から除かれていた船舶用無線方位測定機の研究に着手し、従来の消音式・航路計式無線方位測定機に比して格段の性能を持つ、ブラウン管式全方向自動直視型無線方位測定機の開発に成功して、これらを各官庁船および漁船に納入した。

その後、禁止処置がとけるとともに、広く電子技術の研究に力を注ぎ、陸上用・商船用・漁船用・輸出用等各種の無線方位測定機を製造する一方、ロラン受信機、パラメトロン電子計算機、魚群探知機、SSB 方探などを開発した。

最近ではファックス受信機、トランジスター方探、SOS 自動受信機、ロラン（A+C）受信機、大型記録式魚群探知機などの新製品を製造販売しているほか、船舶通信の自動化に寄与するモールス通信自動印字装置およびモールス通信自動選択装置などの製品を数多く開発し、昨年9月には、従来の魚群探知機とは全く異なる、わが国最初の全自動魚群方向探知機（シンクロソナー・SR-670）を発表し、常に電子機器のあらゆる分野に新製品を創造することに努めている。

輸出方面を展望すると、主として船舶用無線方位測定機を中心に世界32カ国に輸出し、また国内で建造される外国船・賠償船などの多くが同社製品を取付けている。そのため毎年アメリカ、ヨーロッパ、東南アジアなど技術指導、市場調査ならびにアフターサービスを目的として社員を派遣するなど、この方面に対する熱意はなかなかのものがある。現在、輸出額は総売上高の33%を占めている。

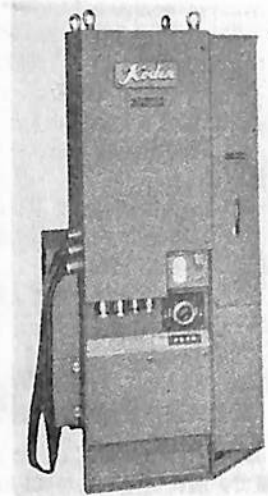
最近の魚群探知機の販売台数は次の通りである。

昭和	台数	昭和	台数
35年	120	39年	857
36年	242	40年	898
37年	264	41年	1,147
38年	577		

シンクロソナーSR-670型



記録制御部



旋回振動子部

わずか6年の間に、10倍の販売台数にはね上つているのであるから、その躍進ぶりは驚異に値する。

同社は本年1月19日、シンクロソナー SR-670 型を中心に各種魚探の社内展示会を開催した。SR-670 型を始め、超小型 SR-385 型、小型 SR-390 型、記録式 SR-656 型（マリナー）、小型漁船用記録式 SR-660（スキッパー）等が展示され、来会者170余名が熱心に参観したが、特に新製品のシンクロソナー SR-670 型および671型が注目を集めていた。

SR-670 型は特に旋網漁業に適し、SR-671 型はトロール漁業に適するソナーであるが、両者の詳細については、本誌39巻9号および10号掲載、同社常務取締役田中磯一氏「ソナー型魚探の解説」（その2）および（その3）を参照されたい。

なお同社新型ソナーの最近（41年12月現在）の主な納入先は次の通りである。

型名	船名	トン数	船主名	漁種	装備
SR-670	日勝丸	253 t	日本近海捕鯨KK	遠洋旋網	41. 4
SR-671	No.2 新生丸	2,400	新生漁業KK	遠洋底曳	41, 10
SR-670	No.23 光照丸	170	大沢金次郎	遠洋鯷鮪	41, 11
SR-670	No.58 常磐丸	358	大倉漁業KK	遠洋旋網	42. 1
SR-675	正一九	75	正一漁業KK	大型旋網	42. 3
SR-675	No.23 八幡丸	75	川平漁業KK	大型旋網	42. 3
SR-670	No.15 大基丸	88	越智水産KK	次西底曳	42, 6
SR-671			新洋漁業KK	遠洋底曳	42. 10

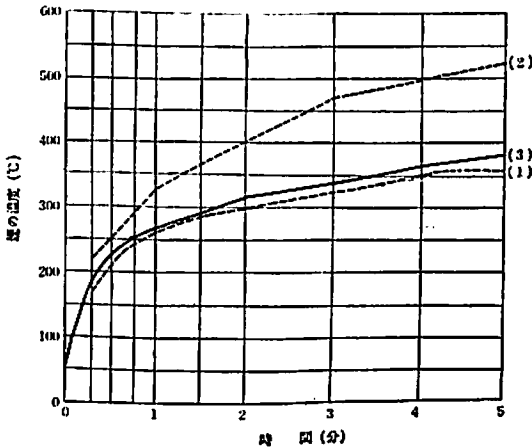
〔製品紹介〕

NV 規格に合格した住友ベーク  
ライトのデコラマリン

昨年2月、建築内装用として建設省準不燃材認定の“デコラ FP”を開発した住友ベークライト（東京都千代田区内幸町2大阪ビル）は、引続き船舶内装用として、新たに NV 規格の認定を受けた“デコラマリン”を発売することになった。

世界の造船界は非常に活況を呈している。そしてその船舶の25%は内装材に NV 規格合格品を使用しな

① 耐燃性のテスト



記号(1)は不燃ボードを5分間燃焼した場合に発生する煙の温度曲線を、(2)はその限界線を示し、(3)はデコラマリン 1.6 mm のテスト実線で、ほとんど不燃ボードに近いところに位置している。

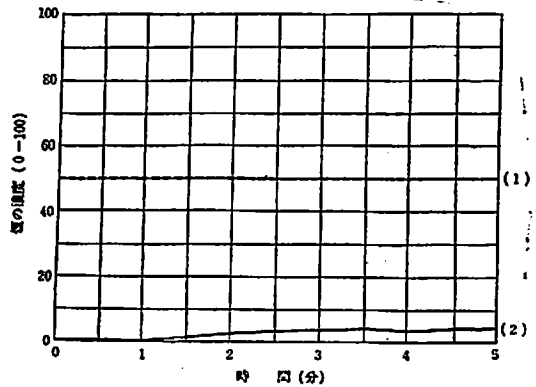
ればならない NV 級船舶である。この時点において、同社がデコラマリンの開発に成功したことは、海上安全の立場から頗る意義深いものがある。

デコラマリンは燃えにくい上に炭化塗上煙の量が少ないという船舶内装表面材として理想的な性能を有しており、この点が従来の一般化粧板と異なる大きな特長である。また化粧板としての他の諸性能も JIS 規格を充分満足させる。その上国内で簡単に入手できるので納期が短縮されるとともに、従来の繁雑な輸入手続、保稅手続などの業務も解消され、従つてそれらに要する諸費用も節減されることになる。

デコラマリンの仕様は次の通り。

サイズ……3×6, 3×8, 4×8。表面仕上げ……ミラー・フィニッシュ, サテン・フィニッシュ。厚さ……1.6 mm。色柄……デコラと同じ。生産……受注生産。

② 発煙性のテスト



記号(1)は限界線を示し、(2)はデコラマリン 1.6 mm のテスト実線で、煙の発生量が非常に少ないことを示している。

日本ヘルメチックの新液状  
ガスケット

日本ヘルメチックス（株）（東京都品川区東大崎 1~881）は従来 JIS 規格の液状ガスケット、ヘルメシール No. S-2（一般用）、No. TW（水上用）、No. 800（熱油、溶剤用）を製造販売し好評を博していたが、最近また新製品を開発し販売を開始している。

新製品はヘルメシール No. G-1（ガス用）、No. G-2（LPG、油用）、No. GS（消火液用）、No. H-1（蒸気用）である。いずれをとつても船舶に無縁のものはないが、中でも No. H-1 は今後船舶の配管上重要な役目を果たすものと期待されている。

ボイラやタービン、その他蒸気配管に使用する液状ガスケットは耐熱性がよく、かつ耐蒸気性のよいものが必

要である。蒸気は水や油に比べて透過性がよく、合成樹脂や合成ゴムの分子の中を容易に浸透、通過してしまう。このため従来の一般用液状ガスケットでは良好な漏止め効果が得られず、耐蒸気性のよい製品の出現が望まれていたわけである。ヘルメシール No. H-1 はこのような要請に応じて開発されたもので、熱によつて反応硬化し強靱な三次元皮膜を構成する蒸気用液状ガスケットである。

蒸気ボイラ、廃熱ボイラ、蓄熱ボイラなどにおける蒸気配管接合部、蒸気湯沸器、蒸気炊飯器などの接合部およびこれらに附属する蒸気配管設備、暖房配管など、その他温水ボイラ、湯沸器等の熱湯、給湯配管接合部などに使用して最適であろうと思われる。

またわが国造船界はタンカーの建造でにぎわっているが、ヘルメシール No. GS 消火液用はタンカーの消火配管に好適であろうといわれる。

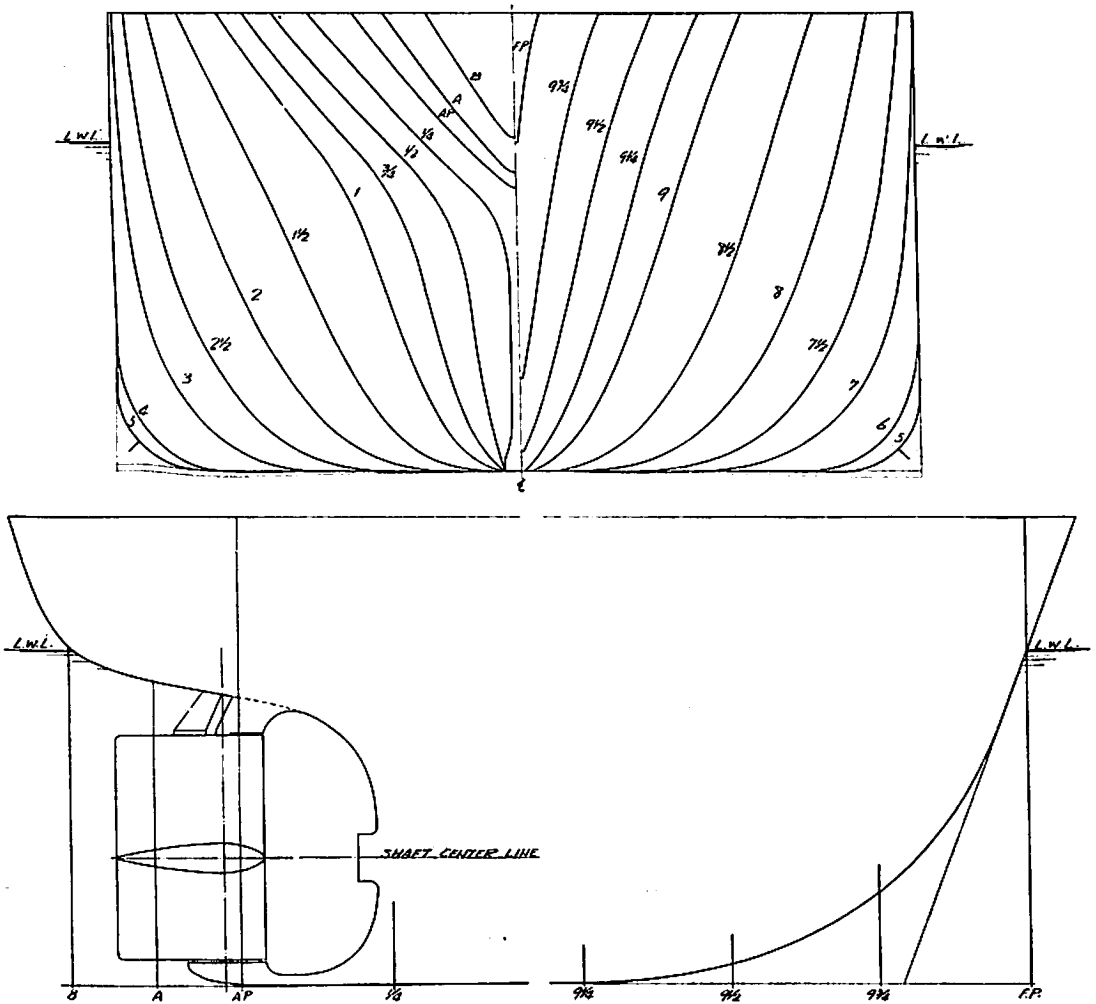
載貨重量約 12,000 トン型貨物船の模型試験

船舶編集室

M.S. 349 は載貨重量が「オープン」状態で約9,300トン、「クローズド」状態で約 12,300 トン・垂線間長さが 141.73 m の, M.S. 350 は同じく, 約 12,300 トン・142.50 m の普通型の貨物船の模型船で, 模型船の垂線間長さはいずれも 6 m・縮率はそれぞれ 1/23.622, 1/23.750 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, 正面線図および船首尾形状をそれぞれ第 1 図, 第 2 図に示す。図に見るように舵は, M.S. 349 には流線舵, M.S. 350 に



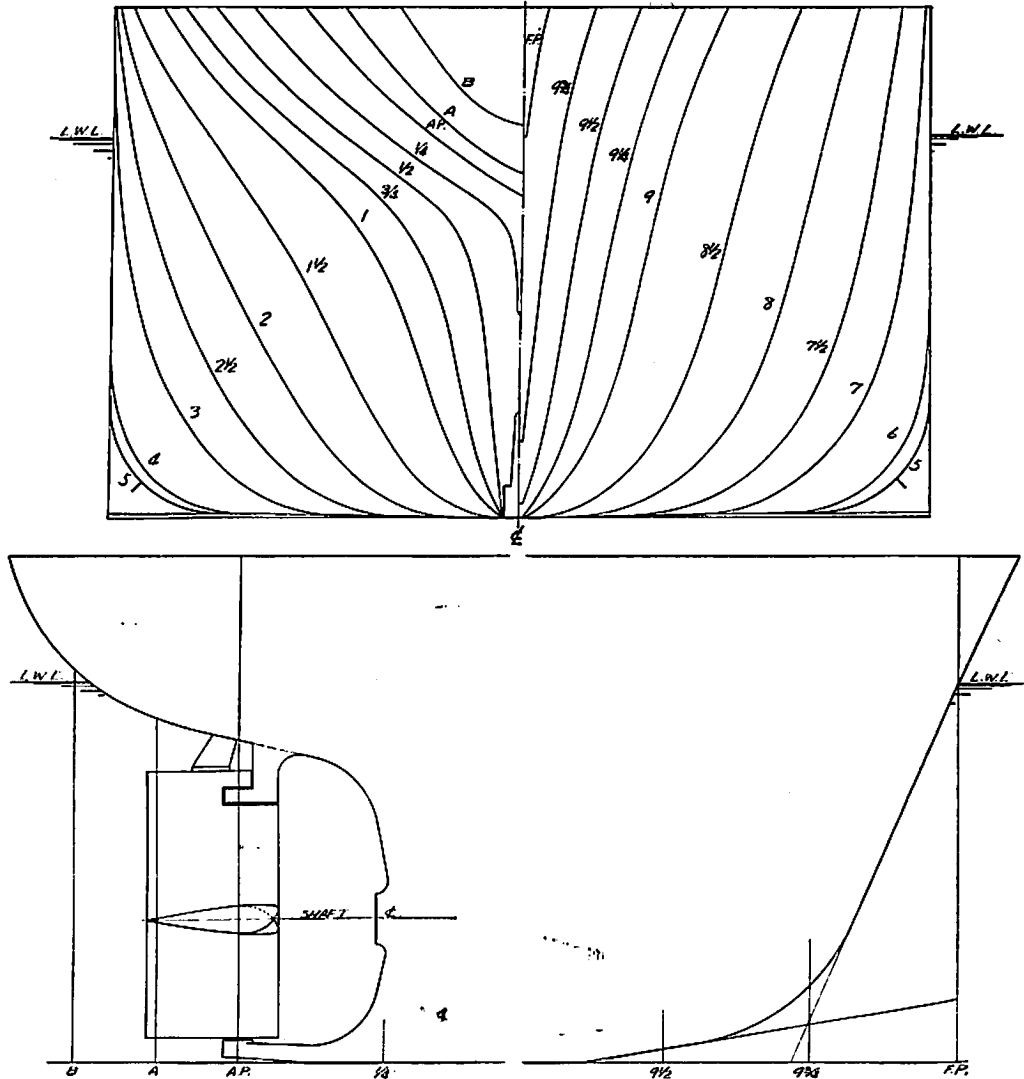
第 1 図 M.S. 349 正面線図および船首尾形状



第1表 要 目 表

M. S. No.			M. P. No.			
	349	350	300	301		
長さ (L <sub>PP</sub> ) (m)	141.732	142.500	直径 (m)	5.036	5.938	
幅 (B) 外板を含む (m)	19.082	20.038	ポ ス 比	0.193	0.180	
満 載 状 態	喫水 (d) (m)	7.918	9.219	ピ ッ チ (m)	(0.7Rにて) 通増 4.457	一定 4.750
	喫水線の長さ (L <sub>w.L.</sub> ) (m)	147.167	146.153	ピ ッ チ 比	0.885	0.800
	排水量 (V <sub>s</sub> ) (m <sup>3</sup> )	14.225	17.027	展 開 面 積 比	0.450	0.433
	C <sub>B</sub>	0.664	0.647	翼 厚 比	0.051	0.050
	C <sub>P</sub>	0.676	0.662	傾 斜 角	10°	10°
	C <sub>M</sub>	0.982	0.977	翼 数	4	4
l <sub>CB</sub> (L <sub>PP</sub> の%にて通より)	+0.32	+0.60	回 転 方 向	右	右	
平均外板厚 (mm)	16	19	翼 断 面 形 状	エーロファイル	エーロファイル	
摩擦抵抗係数 *	λ <sub>s</sub> = .14060 λ <sub>s'</sub> = .1424	λ <sub>s</sub> = .14063 λ <sub>s'</sub> = .1424				

\* L.W.L に基づく



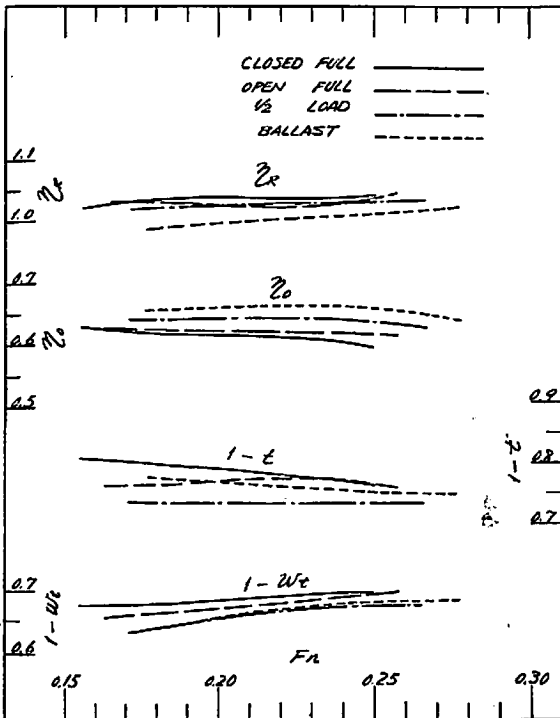
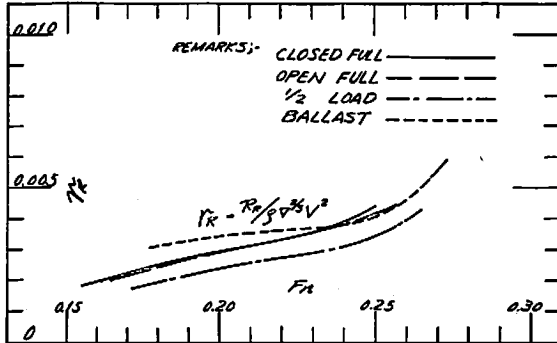
第2図 M.S. 350 正面線図および船首尾形状

は反動能が採用された。

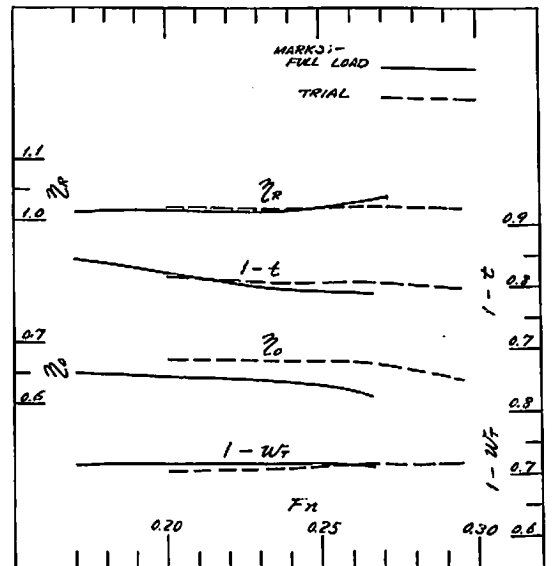
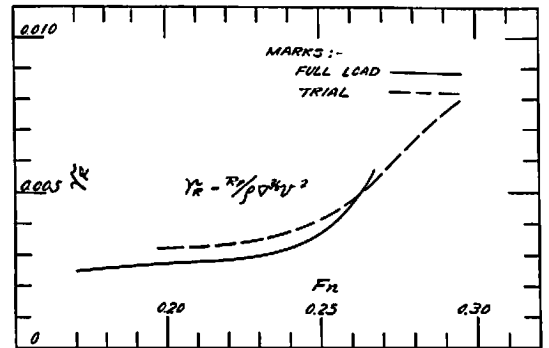
主機は、前者には 9,450 BHP×135 RPM，後者には 10,500 BHP×115 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

試験は、M.S. 349 についてはオープン状態，クローズド状態の満載2種，半載およびバラストの4状態，

M.S. 350 については満載および試運転の2状態が実施された。その試験結果を第3図から第6図に示す。試験の解析に使用した摩擦係数はフルードのものである。また，実船・模型船間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。

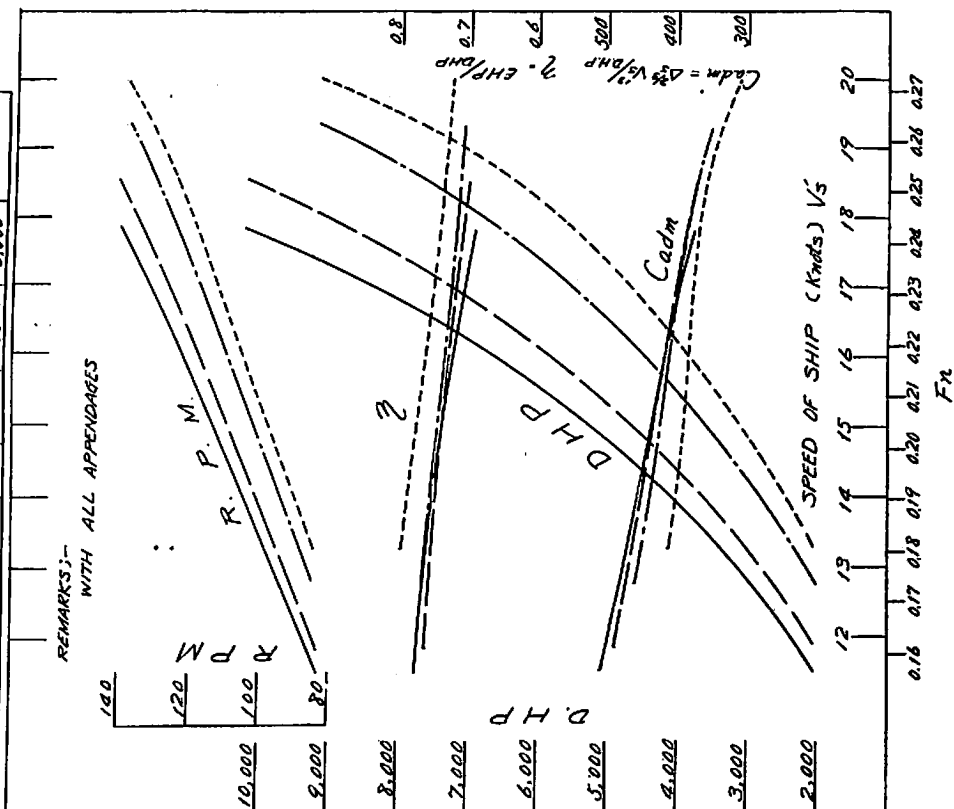


第3図 M.S. 349 剰余抵抗係数および自航要素



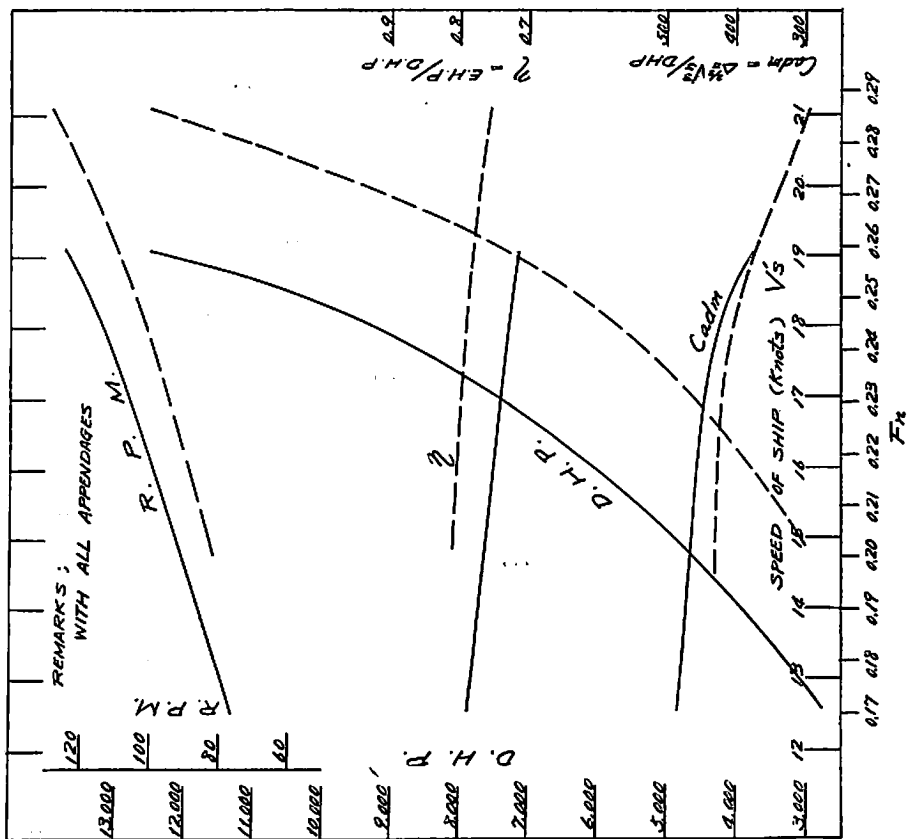
第4図 M.S. 350 剰余抵抗係数および自航要素

CONDITION	DRAFT (incl. 3mm/100)		TRIM (CM)	DISPLACEMENT $\Delta_s$ (ton)	MARKS
	A.P.	M.S.			
CLOSED FULL	8.366		0	17216	17266
OPEN FULL	7.918		0	16225	16380
1/2 LOAD	6.186	6.078	1.417	9,268	9,300
BALLAST	5.990	4.072	2.835	6,630	6,800



第5圖 M.S. 349×M.P. 300 伝達馬力等曲線圖

CONDITION	DRAFT (incl. 3mm)		TRIM (CM)	DISPLACEMENT $\Delta_s$ (ton)	MARKS
	A.P.	M.S.			
FULL LOAD	9.220		0	17,027	17,453
TRIAL	6.063	6.628	3.213	2,850	2,850



第6圖 M.S. 350×M.P. 301 伝達馬力等曲線圖

# NKコーナ-



## NK 技術研究所の研究計画

NK 技研では、本年度において次の研究を実施する予定になつている。

### 船体関係

#### 1. 桁板構造の最終強度に関する研究

油槽船の横桁、水平桁等のような深さの大きい桁の横倒れ、ねじれ座屈とその最終強度について実験的ならびに理論的研究を行なう。さらに、大型船の横強度部材の最終強度解析に関連して、塑性スパンポイントの決定を目的として、剪断を伴う変断面桁部材の塑性崩壊強度の算定法を研究する予定である。

#### 2. バルクキャリアの構造強度に関する研究

バルクキャリアの肋骨強度に関しては、去年、6隻の実船について実験を行なつたが、本年は、ホップのねじれ剛性やウェーブフレームの強度についての模型実験を計画している。これらの実験結果は、バルクキャリアの構造規則立案の資料となるであろう。

#### 3. 実船計測

従来に引き続き、船底荷重によるバルクキャリアの肋骨応力の計測、冷運運搬船の急冷室甲板の熱応力の計測、油槽船等の横桁ウェーブの座屈変形の実測などの実船計測を機会あるごとに実施する予定である。

#### 4. 船体構造部材の疲労強度に関する研究

予歪を有するバット継手の疲労強度および溶接シームとバットの干渉に関する基礎資料を得るため疲労試験を行ない、クラックの発生と伝播を調査する。

#### 5. 腐食予備厚に関する研究

船体構造部材の腐食予備厚を合理的なものとするため、実船について腐食の実態を調査する。

#### 6. 深水タンク損傷対策に関する研究

桁板の縦通材貫通部切欠附近に生ずる座屈変形の原因を調査するため、前年にひきつづき模型実験を行なつて座屈強度を検討する。

### 機関関係

#### 1. 機関用鋳鍛鋼品の疲労強度に関する研究

回転曲げ疲労試験機およびねじり疲労試験機を用い

て、圧入軸の二段多重重複疲労試験を行ない、さらに、欠陥を有する低合金鋼の曲げおよびねじり疲労試験を行なう予定である。

#### 2. 圧力容器の強度に関する研究

特別な高圧力低サイクル変動油圧装置を設計作製して、模型圧力容器の疲労試験を行ない、疲労強度を確認するとともに、塑性域における応力の再配分の過程を測定して、破壊の発生条件を求める。

#### 3. 主軸系の強度に関する研究

先に行なつた大隅丸の応力測定の結果、プロペラ軸に作用する曲げ応力が、レーシング時に極めて大きくなることわかつたので、この測定結果を利用して、過渡現象に及ぼす回転質量および调速器の応答性の影響を調査解析する。また、ディーゼル船の二節高次振動の実船計測を行ない、クランク軸のねじり振動と縦振動が互いに及ぼす影響を調査する。

#### 4. クランク軸の強度に関する研究

クランク軸に関して得られた今までの多くの実測結果について応力波形の調和解析を行ない、さらに、縦およびねじりの連成振動を解明し、クランク軸の撓みおよびスミ肉部の応力との関連を研究する。

#### 5. 軸受の疲労強度に関する研究

ディーゼル機関の軸受の大型の模型を作製し、これを、実際に近い潤滑条件のもとで変動荷重を加え、軸受の耐圧限度を求める。

#### 6. 機関損傷の統計解析

機関の損傷とその原因と見なされる因子との相関関係を求めるため、まず、計算機のソーティングに適した機関要目のコードと、損傷分類コードを作成する。

### 材料関係

#### 1. L.M.G. タンク用 Al-Mg 軽合金の低温特性の研究

Al-Mg 軽合金厚板の低温特性についての資料が乏しいので、素材、溶接継手材について低温強度試験、切欠じん性試験、二重引張試験などを行ない、さらにサブサイズ・シャルピー試験値のクライテリオンについても検討する。

#### 2. 曲げを受ける板のぜい性破壊限界応力の研究

L.M.G. タンクの周壁を構成する板のように、主として曲げ応力を受ける板のぜい性破壊限界応力の検討を行なうため、曲げ引張試験を行なつて、き裂の伝播を調査する。

#### 3. 肉盛補修溶接の可否の検討

アンカージャックルのピンや、揚貨装置の鍛鋼部品が衰耗した場合に行なわれる肉盛補修溶接の可否について、溶接施工上の問題点、熱処理の要否、母材の疲労強度などについて検討する。

## 特 許 解 説

玄ていにおける手すり柱自動起倒装置（特許出願公告昭41~17291号，発明者，阿讃坊貢外2名，出願人，三菱重工工業株式会社）

従来の玄ていの手すり柱は組立式となっており，玄ていの使用の都度すでに取り外してある手すり柱を差しこんで各柱にわたってマニラロープを張る必要があり，このため使用時においても，また格納時においても手数がかかり非常に不便であつた。

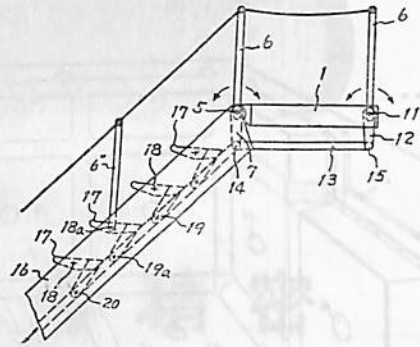
この発明は，玄ていにおける手すり柱をリンクおよび歯車機構によつて玄ていの上端に設けてある踊場と連結し，この踊場の引き起こしまたは張り出し運動に連動して自動的に手すり柱を起倒できるようにしたものである。

図面について説明すると，符号1は踊場で，これはその一側において玄側に設けた軸受2によつて支承された軸3に枢着され，踏場1を水平にしたり，あるいはこれを起こして玄側に格納できるようにしてある。踏場1の他の側縁には軸受4を突設し，これに軸5を架設し，この軸5の前端および後端近くにそれぞれ上方に向つて手すり柱6, 6を，また中央部においては，下方に向つて腕かん7を，さらにまた後方軸端にかさ歯車8を，それぞれ一体的に設ける。かさ歯車8は玄側の軸3の端に取り付けたかさ歯車9とかみ合う。

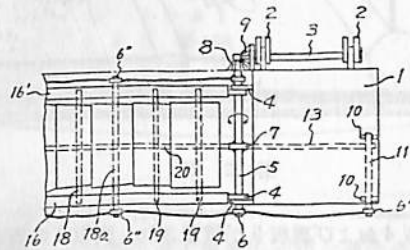
この際かさ歯車9は軸3とともに回転しないように軸受2によつて支承されている。また，踊場1には軸5を支承する反対側に軸受10, 10を設け，これに軸11を回動自在に架設する。この軸11の前端には上方に向つて手すり柱6'を突出し，他の端には踊場1の一边の中央部に位置して下方に向つて腕かん12を一体的に垂下する。こうして腕かん7の下端14と腕かん12の下端15とを連杆13にて連結して平行四辺形のリンクを構成する。16, 16'は玄てい側板で，その上端は軸5によつて踊場1の側面に枢着してある。17は両側板16, 16'間に回動自在に架設し軸18に固定的に取り着けられたステップで，各ステップ17はその下端を腕かん7の下端に軸支14した連かん20に軸19にて枢着する。こうして各ステップ17の側板16，連かん20における枢着軸18, 19，および側板16, 16'と軸5との枢着点，連かん20と腕かん7と枢着点14とによつていずれも平行四辺形のリンクを構成する。

第1, 2図は玄てい使用時の状態を示すもので，この状

態にある玄ていを格納するには，はしごの部分（図中1）を軸5を回動軸として水平になるまで引き上げ，これが上部の踊場1と同一平面にきたならば今度は踊場1を軸3を回動軸としてはしごとともに，これが玄側につくまで90度引き起こして玄側に格納する。この時手すり柱6, 6', 6'はいずれもはしご側板に向つて倒れ格納される。



第 1 図



第 2 図

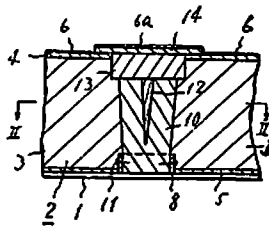
低温物質の熱絶縁方法（特許出願公告昭41~19858号，発明者，古関精一外2名，出願人，三菱重工工業株式会社）

この発明は，低温液化ガス輸送船の船倉のような低温物質貯蔵容器等の熱絶縁方法の改良に関するもので，熱絶縁部材に内外に貫通して形成され内方側に拡がるテーパー穴の中に位置し，軸方向に割目をもつた支持部材を壁内面に固着したのち，前記割目にくさび部材を打ち込んで割目を拡開させて熱絶縁部材を壁内面に固定させた構成をもち，その目的とするところは製作が容易で，かつ，修理作業が簡単に行なわれ，しかも熱絶縁効果のすぐれた低温物質用の熱絶縁装置を提供するにある。

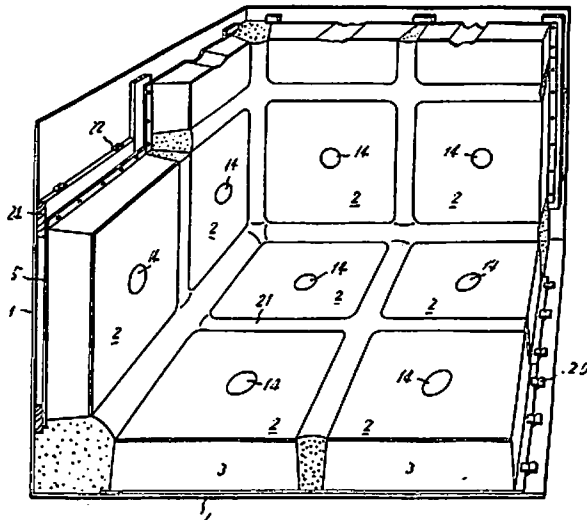
この発明を低温液化ガス輸送船における船倉に適用した実施例について説明すると，符号1は外板内にバラストタンクを介して設けられた内殻で，その内面に熱絶縁部材としてのパネル2が固定されている。

前記パネル2はバラスト材のような熱絶縁性中層3の表





第 1 図



第 2 図

裏に表板 4 および裏板 5 が接着され、表板 4 の表面には液化ガスに不溶性で低温時にも十分な伸縮性をもつ液不浸透皮膜 6 が被着されている。また、パネル 2 の中心部には内外に貫通し、かつ、内方にいたるにしたがい拡開するテーパ穴が設けられ、テーパ穴の上部は大径穴に形成されている。

内殻 1 の内面には鋼製スリーブ 8 が溶着され、熱絶縁物で作られた支持部材としての円筒状の太柁 10 が嵌入されている。

この方法においては、前記内殻 1 上に植立された太柁 10 にパネル 2 のテーパ穴を前記太柁 10 の頂面が大径穴

の下面に一致するように嵌入し、つぎに太柁 10 の割目の中心部に熱絶縁材料により作られたくさび部材 12 を打ち込んで割目を拡開させ、太柁 10 はパネル 2 のテーパ穴内周面に圧着され、パネル 2 は簡単に内殻 1 に固着される。

ついで、大径穴に熱絶縁材料より作られたふた片 13 を密着し、さらにその表面およびパネル 2 の表板 4 にわたって合板ふた 14 を接着し、同合板ふた 14 の表面に前記皮膜 6 と同一資材より作られた液不浸透皮膜 6a を被着するものである。

したがって、パネル 2 の内殻 1 に対する固着がきわめて簡単であり、連結金具を使用しないですむのでくさび部材 12、太柁 10 などを熱絶縁材料により構成することにより熱絶縁効果をたかめ、かつ、パネル 2 の表板 4、液不浸透被膜 6、6a によつて低温液化ガスが浸透するおそれがなく、このため内殻 1 が低温による脆性を生じることおそれなく、また修理もふた片 14、13、くさび部材 12 を除去してきわめて簡単に行なうことができる。

なお符号 11 は木ねじを示す。

(特許庁 増田 博)

海技入門選書

東京商船大学助教授 中島 保 司 著

船舶運航要務

A 5 判 上製 170 頁 (オフセット色刷挿入)

定価 300 円 (送 70 円)

甲板部、機関部をはじめ通信その他全般にわたり、全乗組員の実務上心得べき事項を集録した必読の書である。

目 次

第 1 章	職 別
第 2 章	当 直
第 3 章	部署および操縦
第 4 章	船舶の検査・入渠および修理
第 5 章	日 誌
第 6 章	信 号
第 7 章	船 灯
第 8 章	信号器具
第 9 章	船内衛生および救急医療

船 舶 第 40 卷 第 3 号

昭和 42 年 3 月 12 日発行  
特価 300 円 (送 18 円)

発行所 天 然 社

東京都 新宿区 赤城下町 50

電 話 東京 (269) 1908

振 替 東京 79562 番

発行人 田 岡 健 一

印刷人 研 修 舎

購 読 料

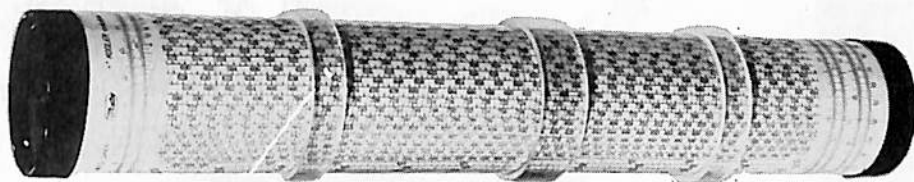
1 冊 270 円 (送 18 円)

半年 1,500 円 (送料共)

1 年 3,000 円 ( )

以上の購読料の内、半年及び 1 年の予約料金は、直接本社に前金をもつてお申込みの方に限り ます

# クーラー円筒精密計算尺 KOOLER CALCULATOR



考案者 倉持英之助

製造販売 株式会社 武藤精密

本社 東京都板橋区熊野町43番地  
電話(956)5176(代)  
西日本支社 岐阜県岐阜市西園町21番地  
電話(0582)65-6041  
北日本支所 札幌市川治町1613番地  
電話(0122)58-220

# ヘルメシール

配管接合剤新製品発売!! 船舶内の配管に最適

NO. H-1・蒸気用

蒸気圧5~10kg/cm<sup>2</sup>温度158~  
182℃に耐えるボイラー  
蒸気配管用。



NO. G-1・ガス用

ナマの天然ガス、カロリーアップ(5000  
kcal/m<sup>3</sup>以上)した都市ガスに耐えるガス  
配管用。

液状ガスケット JIS表示工場

◀型録贈呈▶



日本ヘルメテック株式会社

その他の主要配管専用品

NO.S-2(一般用) NO.TW(上水用)  
NO.G-2(LPG,燃料油用) NO.GS  
(消火液用) NO.800(溶剤, 液体酸素用)

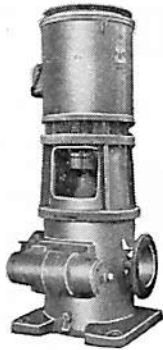
本社・営業部 東京都品川区大崎2-11-1 電話(492)3677(代表)  
大阪営業所 大阪市西区江戸堀1-1-44 電話(441)1114・2904  
名古屋営業所 名古屋市熱田区市場町105 電話(671)3219・9370

日本水道工事業協同組合連合会  
東京都管工事工業協同組合推薦  
NO.S-2(一般用) NO.TW(上水用)  
金色推薦証紙貼付



最高の性能を誇る

スクリウポンプと圧力調整弁



潤滑油装置用  
燃料油噴燃装置用  
燃料油移送装置用

425M<sup>3</sup>/H×4kg/cm<sup>2</sup>×1200v/m×95kw

潤滑油兼ピストン冷却用

静粛・無脈流・無攪拌・高速度

スクリウポンプ……………

原油・灯油・軽油・重油・タール・潤滑油・及び化学繊維・合成繊維の原液・その他化学薬品等の移送用・噴燃用・圧送用・油圧駆動用に……………

一次圧力調整弁……………

原油・灯油・軽油・重油・タール・潤滑油等の噴燃用油圧駆動用に……………

Kozaka  
株式会社 小坂研究所

東京都葛飾区東水元1丁目7番19号  
電話 東京(607)1187(代)

天然社編 船舶の写真と要目 第14集 (1966年版)

11月刊行 B5判上装綴入 300頁 写真アート紙 定価1,800円(〒150)

第13集以後1年(昭和40年8月~昭和41年7月)における1,000トン以上の新造船2百余隻を収録、この1年における新造船の全貌が詳細な要目をもってあきらかにされた本書は、必ずや、技術者および一般愛好者にとって貴重な資料であることを疑わない。

国内船

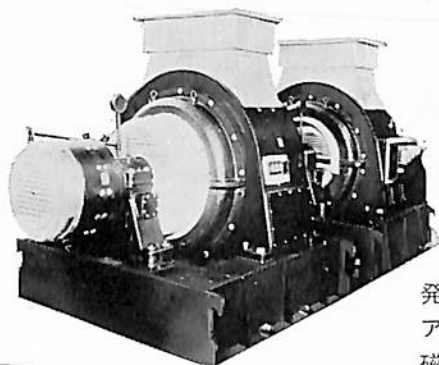
- (旅客船) 伊予丸、土佐丸、おとひめ丸、沖之島丸、ふじ、照国丸  
(貨物船) 加賀丸(河内丸)、栄光丸、山形丸、若葉山丸、伊予丸、茨城丸(岩手丸)、伊勢丸、えべれつと丸、ぬめ丸、春藤丸、がでまら丸、丁株丸(和蘭丸)、瑞典丸、ろつき丸、ジャパン リム、しんがぼーる丸、金清丸、日長丸(山幸丸)、天鈴丸、春日丸、第七真盛丸、天林丸、第五雲洋丸(協邦丸)、鹿洋丸、比洋丸、山竹丸(山松丸)、金園丸(秀洋丸)、協昭丸、松島丸、鳴戸丸(徳洋丸)、第一山久丸(海宝丸、正島丸)、新開丸、協南丸、芦屋丸、日隆丸、昌海丸、日昇丸、武光丸、宮産丸、榮徳丸、静洋丸、第七富洋丸、盛和丸(永洲丸)、東辰丸(東安丸)、神瑞丸、奥島丸  
(油槽船) 東京丸、五十鈴川丸、山寿丸(霞峰丸)、徳島丸、伊予春丸、昭和丸、高砂丸、狂洋丸、くらいど丸、常盤山丸、ジャパン リイ、土佐丸(高松丸)、英洋丸(宣洋丸)、ていむず丸、ジャパン コーズ、平和丸、第二雄洋丸(第三アジア丸)、昭星丸、日進丸(日洋丸)、ぶるばんだん、恵山丸、天快丸(日動丸)、第七十一日宝丸、福知丸、昭久丸、邦山丸、江春丸  
(特殊貨物船) 第拾雄洋丸、おうすとり丸、富士山丸、大磯丸、富永丸(富岳丸)、つばろ丸、富美川丸、八潮川丸、さんたらうざ丸、大隅丸、富秀丸(ジャパン メイブル)、岡田丸、八雲山丸、かるふおるにや丸、尾道丸、昭山丸、ぼりば丸、ジャパン バイン(さんまるといん丸)、紀州丸、豊光丸、城山丸、第三ブリヂストン丸、神日丸、昭福丸、八重川丸、雄豪丸、じえらるとん丸(まあがれつと丸)、追浜丸(座間丸)、宮城丸、松島丸、若宮山丸、宝龍丸、秀峰丸、松代丸、富山丸、昭明丸、ジャパン エルム、友洋丸、峰原丸(開洋丸)、海星丸、東栄丸、南嶺丸(嶺嶺丸)、伊豆丸、こすもす、雄鶴丸(第五雄海丸)、三泉昌丸、山葉山(大文丸)、京北丸、空知丸、康洋丸、豊後丸、第一熊洋丸、富光丸、第三ブリンズ丸、日藤丸、塩屋丸、波力山丸、若王丸、国洋丸、三笠丸、米山丸、第二陽開丸、萬晴丸  
(特殊船) ながさ丸、隆洋丸、第七十八大洋丸(第八十五大洋丸)、第八十三大洋丸、あわ丸(いずみ丸)

輸出船

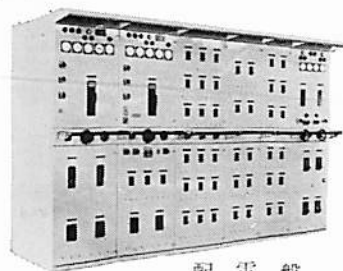
- (旅客船) DONA FLORENTINA  
(貨物船) GLYNTAF (NORTH BREEZE), WORLD HARMONY, ACONCAGUA (IMPERIAL), MAIPO (COPIAPO), ORIENTAL QUEEN, MAXIM, EASTERN BUILDER, STRAAT FLORIDA, STRAAT FUSHIMI (STRAAT FUJI), AZUMA, MANDLO EVERETT (JOHN EVERETT, THOMAS EVERETT, HUGH EVERETT), PIRIN (STRANDJA, LYULIN), TRANSATRANTIC (TRANSANTARIO, TRANSMICHIGAN), NAKORN THAI (SRI THAI), HSING HWA  
(油槽船) BERGEBIG, ORIENTAL DRAGON, BORGILA, MOBIL LIBYA, TOROPIC, MOSTER, PENBROKE TRADER, KINNA DAN, CHRYSSI P. GOULANDRIS, BOLETTE, 皇后-WORLD QUEEN, EUROS, BENEDICT (CAPOVERDE), EVANTHIA (JOHN P. GOULANDRIS), PACIFIC, CARIB TRADER, OCEAN GRANDEUR, WORLD LEADER, RATNA JAYSHREE, HOWARD G. VESPER (J.E. GOULANDRIS), JECI, SAMUEL B. MOSHER, CHARLES E. SPAHR (RICHARD C. SAUER), STERLING, GEORGE VERGOTTIS, LUHOVITSY (LIKOSLAVL, LJUBLIND, CUBNIC, LJUBERTSY, LENINO), ISKAR (OGOSTA), VIBORG, UTSUKO (UMEKO)  
(特殊貨物船) SIG TONE (SIG, FUJI), THYELLA WORLD SOYA, SAN JUAN TRADER, SCENIC (POETIC), BARON HOLBERG, HAR MERON, WASHINGTON GETTY (TEXAS GETTY), DIMITRI, OSWEGO VENTURE (OSWEGO INDEPENDENCE) MARSHAL CLARK, MATILDE, JAG JAWAN (JAG KISAN), RESPLENDENT, KAITI (ANASTASSIA), KRUSEVAC (KOTER, KUMANOVA, KUZARA), MARATHA PROVIDENCE, AGEAN SKY, ACHUEUS (PENTAS, EPHESTOS), KATE N.L. THORSHAVN, MARINA L. (ANNITSA L.), CHALLENGER, GENIE (CHRISTINA), MARINA), RESITA (HUNEDOARA), HØEGH MALLARD, STAR TARO, SUGELA (ANTIGUA, PHAEDRA), RIO MAR, TROP WOOD, LEONIDAS Z CAMBANIS, ORIENTAL IMPORTER (ORIENTAL EXPORTER), LEELAVATI JAYANTI (CHANAKYA JAYANTI, BHASKARA JAYANTI), OLYMPIC PEGASUS (OLYMPIC PHAETHON, OLYMPIC PIONEER), FINNA (BANA), TRANSOCEAN TRANSPORT, JOHAN HOGO, 国豊輪, 長右  
(特殊船) SLAVIANSK (SHALVA NADIBAIDZE, SULAK, SPASSK), ASEBU, BANKO (AKORA), 新光第1号(新光第2号, 国元), ALICE L. MORAN, SEGE (FESU)



# 輸送の原動力!



交流発電機



配電盤

## 主要電気機器

発電機・シリコン変圧器  
 アンプリダイン式増幅発電機  
 磁気増幅器・各種電動機  
 電動揚錨機・電動繫船機  
 配電盤・制御装置  
 その他関連機器一式

# 東芝船舶用機器

東京芝浦電気株式会社

お問い合わせは東京都千代田区内幸町1-1当社産業電機部(TEL 501-5411)またはお近くの当社支社、支店、営業所へ

## THOMAS MERCER — ENGLAND —



ESTABLISHED — 1858 —

一世紀にわたる…  
輝く伝統を誇る!



全世界に大きな信用を博す!  
英国・トーマス・マーサー製

# マリン・クロノメーター

デテント式正式クロノメーター

二日巻・八日巻・検定保証書付(温度補正書・等時性能書・日差書付)

マリン・クロック

八日巻・デテント式正式クロノメーター  
8時(200%)真鍮ラッカー  
仕上。ダイヤルは白色エナ  
メル仕上

総代理店 村木時計株式会社

東京都中央区日本橋江戸橋3の2 TEL (272) 2971 (代表)  
大阪市東区北浜2(北浜ビル) TEL (202) 3594 (代表)



船齢を延ばす………塗る亜鉛メッキ

Dimet cote

# ダイメットコート®

ダイメットコート・サーフェス・トリートメント  
従来のプライマーと異なり無機、有機塗料のど  
ちらの下塗りとしても使える無機硫酸亜鉛塗料  
です。鋼板をショット・ブラスト直后塗りますか  
らサンド・ブラストの手間は殆んどはぶけます。

本社：横浜市中区尾上町5の80  
電話：横浜(68)4021~3  
テレックス：215~53 INOUYE

米国アマコート会社 日本総代理店  
**株式会社 井上商会**  
井 上 正 一

工場：横浜市保土ヶ谷区今宿町  
電話：横浜(95)1271~2

保存委番号：

IBM 5541

052/00

船舶 舟四十巻 舟三号  
昭和五年三月二十日印刷  
昭和四十二年三月十二日発行  
第三種郵便物認可  
(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

本号 特価 三〇〇円 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(95)一九〇八番  
然社