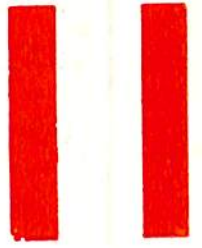


SHIPPING

1964. VOL. 37

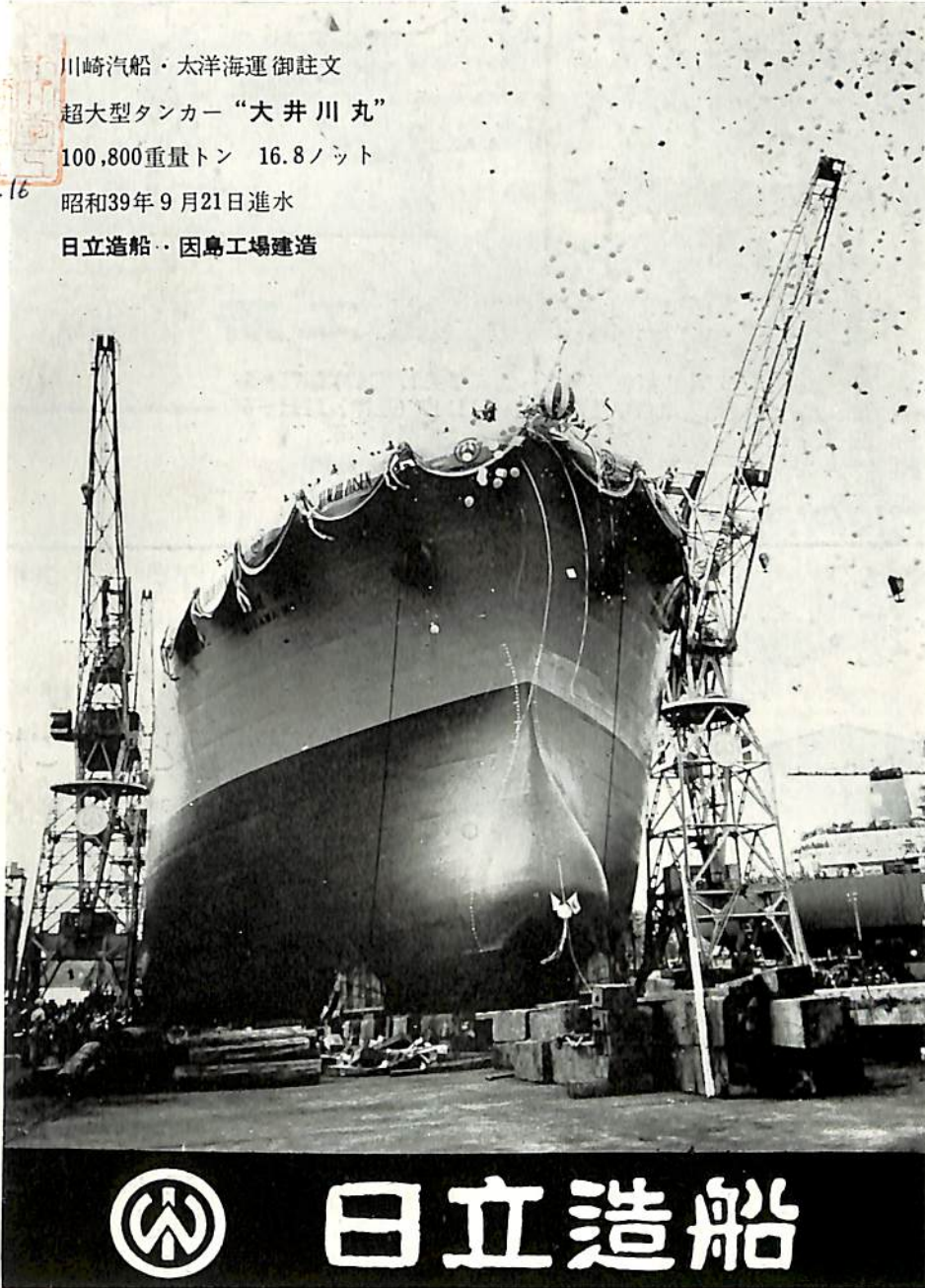
船舶

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
毎月一回 十二日 発行
昭和三十九年十一月十二日 印刷
昭和二十四年三月二十八日運輸省特別承認雜誌第四〇六号



川崎汽船・太平洋海運 御注文
超大型タンカー“大井川丸”
100,800重量トン 16.8ノット
昭和39年9月21日進水
日立造船・因島工場建造

S.39.11.16



日立造船

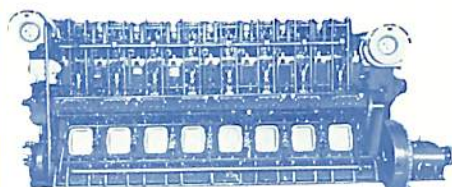
天然社

Akasaka Diesel

漁船並に一般客貨船用

発電機用、原動機用ディーゼル機関

赤阪 4 サイクル70~2,800馬力



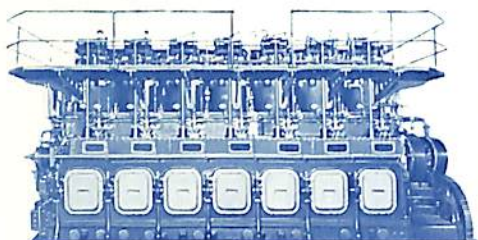
三菱UEディーゼル機関

三菱造船(株)との技術提携に依り製造

1,500~5,700馬力

UET33/55, 39/65, 45/75

UEC52/105

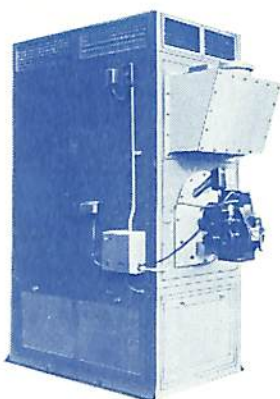


株式会社 赤阪鐵工所

本社 東京都中央区銀座東1-10 TEL (567) 9271~5
工場 静岡県焼津市中港町 594 TEL (焼津) 2121~5
出張所 札幌・大 阪・福 岡・東 北

MINORIKAWA

工場・事務所の暖房に………



南極観測隊暖房用としてご採用

- 灯油焚及重油焚
- 出力25,000kcal/h~500,000kcal/h
- 納入台数 約2500台

全自動油焚温風暖房機

株式会社 御法川工場

東京都文京区小石川2丁目18-15
TEL (812) 1291代表

総代理店

東京通商株式会社機械第三部

東京都中央区京橋3の5
TEL (535) 3151大代表

1500

(毎分回転数) 1.350馬力の出力で、毎分 1,500回転。大出力ディーゼル機関に、初めてハイ・スピードが備わりました。

1/5

(重量) 合理性をつきつめて設計し軽合金を思いきり多く採用して重量を中速ディーゼル機関の1/5にしました。馬力当り2.3キロです。

1/3

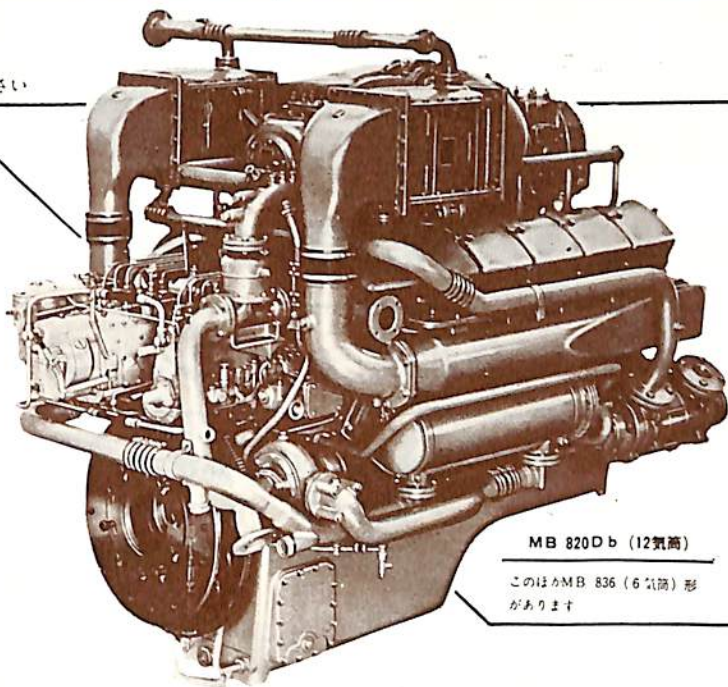
(容積) 設計と材料使用の獨創性により大きさもいままでの中速ディーゼル機関の1/3です。

5000

(無開放使用時間) オーバーホールなしに 5,000時間以上使えます。耐久性はこれまでより2.5倍も増えました。

ライセンス メルセデス・ベンツ 池貝高速ディーゼル機関

カタログ送呈
お勤先ご記入の上お申し越し下さい



MB 820D b (12気筒)

このほかMB 836 (6気筒) 形があります

- 出力
290~1350P S
- 回転数
1500r p m

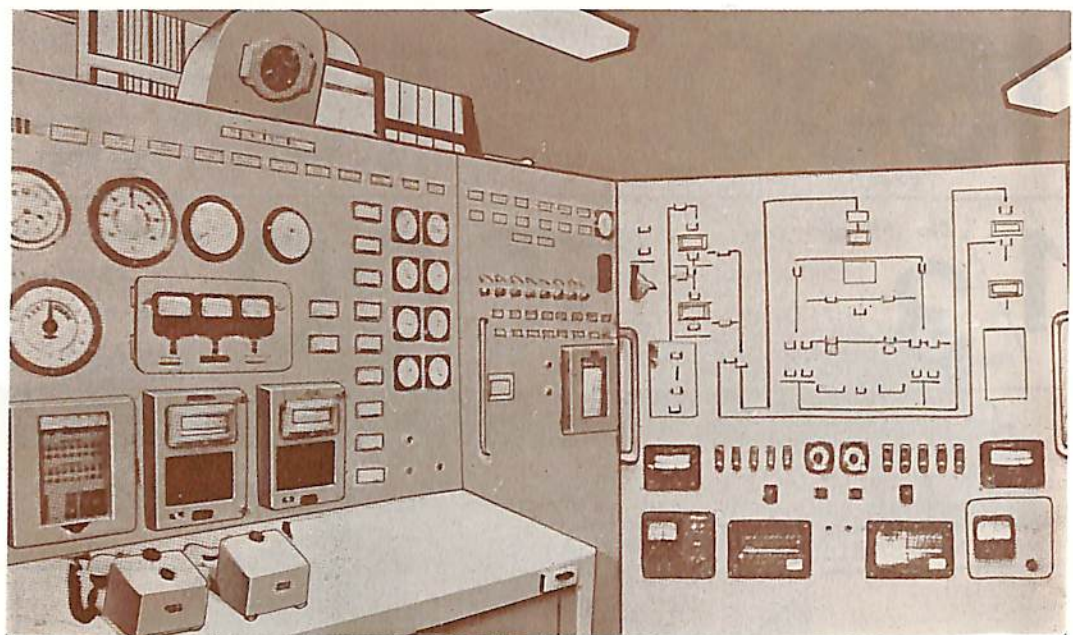
ライセンス メルセデス・ベンツ池貝高速ディーゼル機関は、ディーゼル機関のトップメーカー池貝が、西独 ダイムラー ベンツ社と技術提携し、みごとに国産化した傑作です。世界で最も進んだ性能を持っています。



池貝鉄工 株式会社

エンジン事業部B係

本社 東京都港区芝四丁目1番21号 TEL (452) 8111(大代表)



船舶自動化に理化電機工業の

オートメーション計器

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



PD-102型デジタル温度計



PBC-4型スキニング・
 コントロール温度計



理化電機工業株式会社

本社・工場; 東京都目黒区唐ヶ崎 6 2 5 番地
 電話 東京 (712) 3 1 7 1 (代表)
 出張所; 小倉・札幌



観光船ぶりんす

豪華さがある

● 船旅に風情をそえる

船橋からピンとつきでた燕尾服のようなスマートな甲板。その下の遊歩甲板には一本の柱もなく、まわりの眺めをいっさい、さえぎりません。快調な船足、上品な船室が旅の風情を高めています。このような魅力的な客船に仕上げたのが、アルミです。

● 注目を集める経済性と性能

アルミは船舶用の金属材料として最も適しており、船室を豪華に飾ったり、軽量化によってスピードを増すだけでなく、構造用材料としても経済的であることが認められてきました。

上甲板から上にある客室、天井、船側などに住友のアルミを大量に使用した観光船ぶりんすは、その代表的例です。住友軽金属のすぐれたアルミ素材は、このほかあらゆる範囲に使われています。ご用途によってご相談ください。

● お問い合わせは開発部へどうぞ



ぶりんすの船室



ぶりんすの遊歩甲板



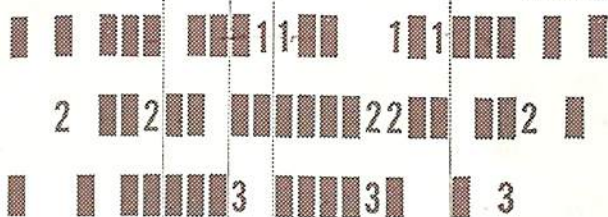
住友軽金属

本店	東京都千代田区丸の内1-2	電(211) 0641
大阪営業所	大阪市東区北浜5-2-2	電(203) 2321
名古屋販売部	名古屋市中区栄町5-5	電(97) 0844
福岡事務所	福岡市天神町5-8天神ビル	電(75) 6031
札幌事務所	札幌市北大通西4-6	電(25) 0415
広島事務所	広島市紙屋町3-3広島ビル	電(21) 7231

“鉄をつくり 未来をつくる”住友金属



造るのは
あなたです……



住友のホット・ストリップ・ミルは カード・プログラム
 コントロール・システムを導入。分塊から仕上げ圧延まで
 温度・圧下力・電流・スピードなどは すべて自動的に
 コントロール。機械を操作するのは ご注文なさるあなた
 です。住友の鋼板は 幅・厚み・材質などすべて あなた
 のご要望に100パーセント忠実に造られるのです。X線や
 赤外線による品質検査が製造過程で同時に行なわれるので
 寸法精度・表面状況が とくにすぐれています。

住友の鋼板

住友金属

住友金属工業株式会社

本社 / 大阪市東区北浜5の15(新住友ビル)
 支社 / 東京都千代田区丸の内1の8(新住友ビル)
 営業所 / 福岡・広島・高松・名古屋・新潟・仙台・札幌

船舶

第 37 卷 第 11 号

昭和 39 年 11 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

可変ピッチおよびコルトノズルラダーを装備した
曳船広田丸について 来島船渠技術部設計課... (41)

船体構造と疲労強度 山口 勇 男... (50)

実船強度試験について 長 沢 準... (57)

機関室位置について 沢 村 鶴 松... (66)

〔青函連絡船津軽丸型の完成までⅢ〕
青函連絡新造船推進方式の初期考察について 柴 田 浩... (70)

昭和39年度版鋼船規則（船体関係）改正事項の概説 日本海事協会船体部... (80)

海事協会と私 (10) 山 口 増 人... (88)

〔海外文献〕港湾荷役促進のための船舶建造上の対策 (94)

〔提 言〕造船界における境壁を風通しよくしたい (仙) ... (78)

NK コーナー (103)

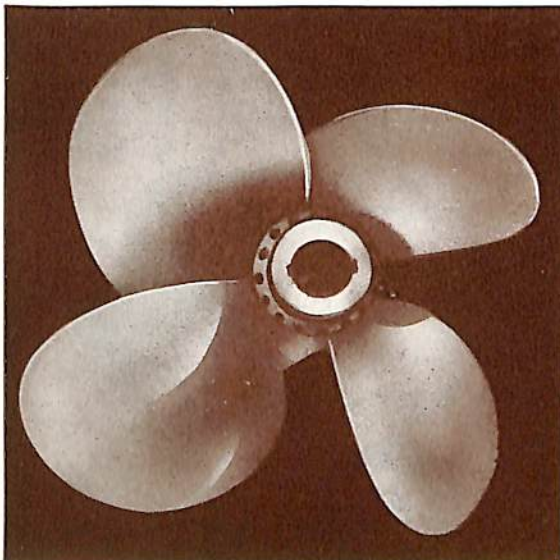
〔水槽試験資料 166〕G. T. 280トン型連絡船とG. T. 500トン型客船の模型試験 船舶編集室... (104)

〔特許解説〕・舵取推進装置・防護材 (107)

写真解説 ☆ 浚渫船に搭載するフリーピストンガスタービン
☆ 海洋パーシライシステム第1号（第1順永丸，第1満永丸）進水

進水—☆ 三浦丸 ☆ しらとり ☆ 海栄丸 ☆ 同和丸 ☆ SOLVEIG ☆ ARGOLIS
☆ FERNMANOR ☆ ESSO ZURICH

竣工—☆ 松江丸 ☆ 興洋丸 ☆ 玉海丸 ☆ 阿蘇丸 ☆ 瑞洋丸 ☆ 山瑞丸
☆ 秀洋丸 ☆ 蘭洋丸 ☆ 第2ぶりんす丸 ☆ 東洋丸 ☆ 正明丸 ☆ 大阪丸
☆ MILOS ☆ SREDNA GARA



STON-MANGANESE
MARINELIMITED

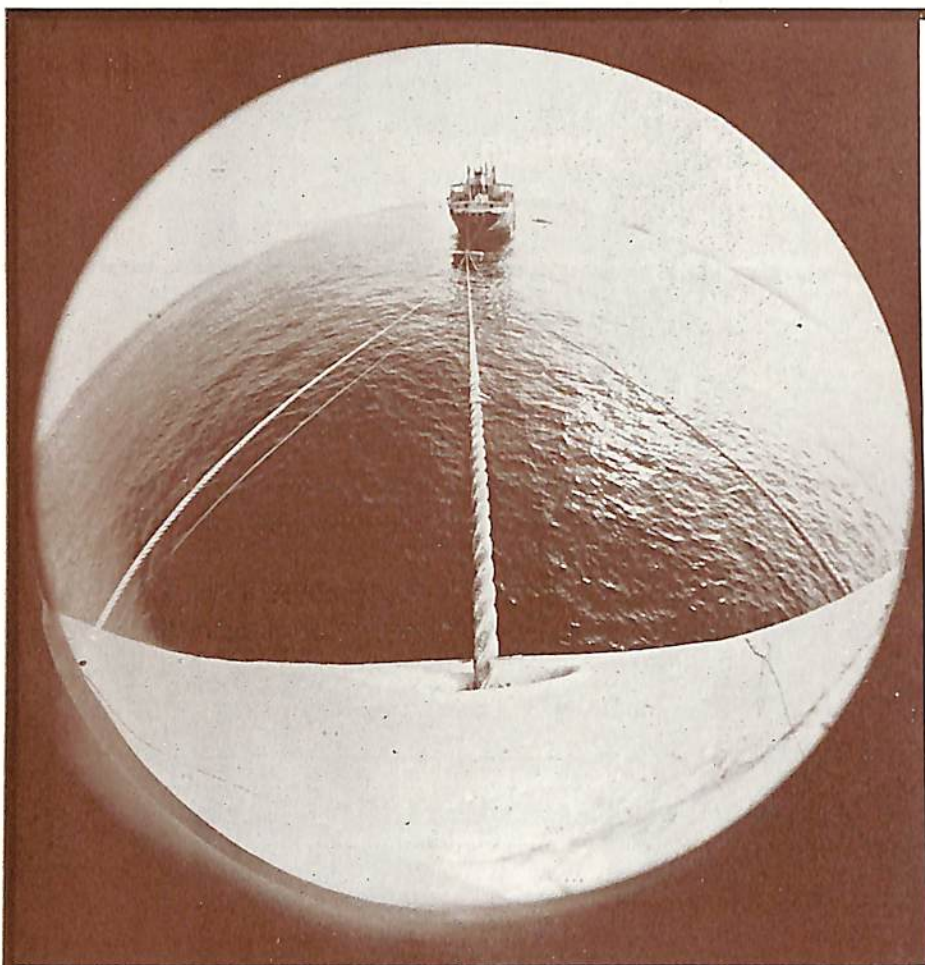
HELISTON, SCIMITAR

NOVOSTON & NIKALIUM

日 本 総 代 理 店
株式 井 上 商 会
会社 井 上 正 一

本社：横浜市中区尾上町5-80 TEL (68) 4021-3

船の安全をささえる 12年の実績と信頼



カラレビニロン クレモナ®

ホーサー・ハッチカバー

ホーサー、タグロープ、ガイロープ、もやい綱、鎗綱、命綱、フラグライン、ポートホール、クラブホール、アンテナホール、ヒービングライン、雑用ロープ、ハッチカバー、ポートカバーなど

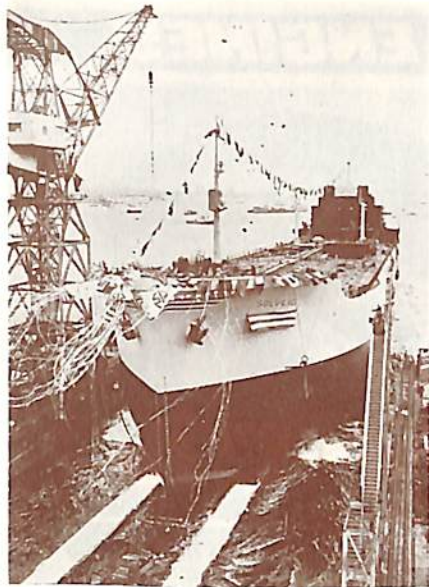
4万トン級のタンカーをしつかりつなぎとめてゆるぎません。海のつわものたちから絶対の信頼を寄せられているクレモナロープは文字通り海の横綱です。合成せんいとして初めて日本の海に名乗りをあげたビニロン。そのずばぬけた性能「海の革命児」とさえ呼ばれました。それから12年…いま、合成せんい中でいちばん大量に使用されているのがカラレビニロンのクレモナです。強い、軽い、腐らない、扱いやすい、手間も費用もはぶける、などなど…ホーサーからハッチカバーまで、クレモナは、きょうも7つの海で活躍しています。

● このマークが目印です



倉敷レイヨン株式会社

テレビチエミの「続・咲子さん、ちょっと」毎週月曜日夜9時～9時半 東京テレビ⑥他



SOLVEIG (油槽船)

船主 OCEAN OIL TRADES INC. (リベリヤ)
造船所 川崎重工業株式会社

全長 227.00 m 長(垂) 217.00 m 幅(型) 32.20 m
深(型) 17.00 m 吃水 約 11.58 m 総噸数
約 29,300.00 噸 載貨重量 約 54,155.00 m 速力(試)
約 17.8 ノット 主機 川崎 U-200 型 2 段減速装置付
衝動タービン 1 基 出力(最大) 20,000 PS×110 RPM
船級 NV 起工 39-6-29 進水 39-9-23
竣工 39-12

ARGOLIS (油槽船)

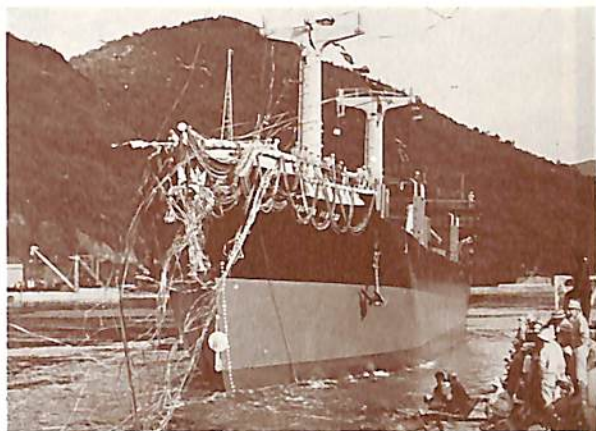
船主 MARVELOSO COMPANIA
NIVIERA S. A. (パナマ)

造船所 浦賀重工・浦賀工場

全長 222.50 m 長(垂) 211.00 m 幅(型) 31.50 m
深(型) 15.60 m 総噸数 28,300.00 噸 載貨重量
50,000.00 噸 速力(試) 17.3 ノット 主機 浦賀
スルザー 8 RD 90 型 ディーゼル機関 1 基 出力
(最大) 19,000 PS×123 RPM 船級 AB
起工 39-4-16 進水 39-9-30 竣工 39-11



ARGOLIS (油槽船)



三浦丸 (木材専用船)

船主 東京船舶株式会社

造船所 石川島播磨重工・相生工場

全長 約 100.90 m 長(垂) 93.00 m 幅(型) 15.30 m
深(型) 7.80 m 吃水 6.36 m 総噸数 約 3,200 噸
載貨重量 5,200 噸 速力 12.1 ノット 主機 IHI-ス
ルザー 6 RD 48 型 ディーゼル機関 1 基 出力(最大)
2,640 PS×250 RPM 船級 NK 進水 39-10-14
竣工 40-2

8

つ の

船舶塗料

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

大阪市大淀区大淀町北 2
東京都品川区南品川 4



日本ペイント

YANMAR DIESEL ENGINES

ヤンマー ディーゼル

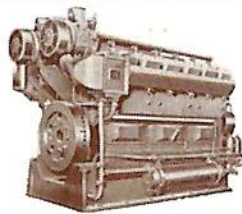
- 船舶主機用 3 ~ 800馬力
- 船舶補機用 2 ~ 1000馬力



日本の誇り 世界の商品



● 4MS <120馬力>

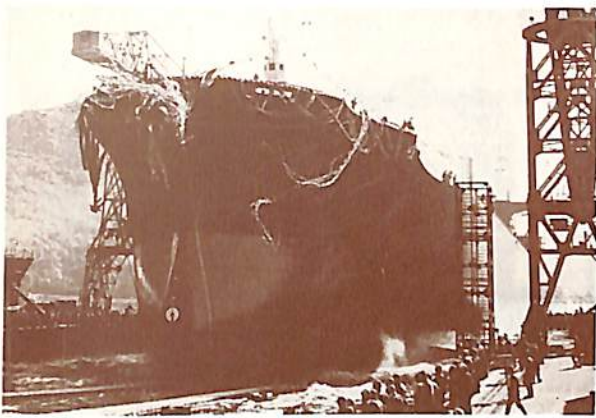


● 12MAL-HT <1000馬力>



ヤンマーディーゼル株式会社

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



FERNMANOR (油槽船)

船主 DAMPSHIBSINTERRGENTSKABET
(ノールウエー)

造船所 石川島播磨重工・相生工場

全長約 243.84 m 長(垂) 235.00 m 幅(型) 36.30 m
深(型) 17.50 m 吃水 12.19 m 総噸数 44,800噸
載貨重量 69,000 噸 速力 16.0 ノット 主機 IHI-
スルザー 9 RD 90型ディーゼル機関 1基 出力(最大)
20,700 PS×119 RPM 船級 NV 起工 39-7-28
進水 39-10-3 竣工 39-12



ESSO ZURICH (油槽船)

船主 ESSO INTERNATIONAL INC.
(アメリカ)

造船所 三井造船・玉野造船所

全長 243.840 m 長(垂) 232.562 m 幅(型) 35.357 m
深(型) 16.612 m 吃水 12.192 m 総噸数 約 38,800噸
載貨重量 約 64,790 噸 速力(試) 約 16.9 ノット
主機 三井 B&W VT 2 BF-180型ディーゼル機関 1基
出力(最大) 20,400 PS×114 RPM 船級 AB
起工 39-6-12 進水 39-9-19 竣工 40-2

海 栄 丸 (油槽船)

船主 ジャパンライン

造船所 石川島播磨重工・東京工場

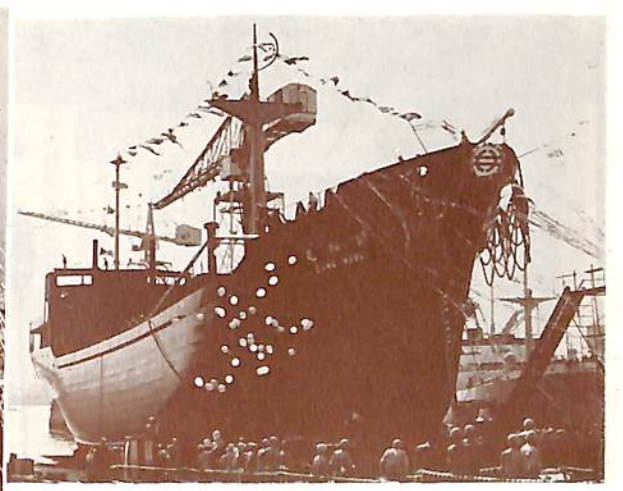
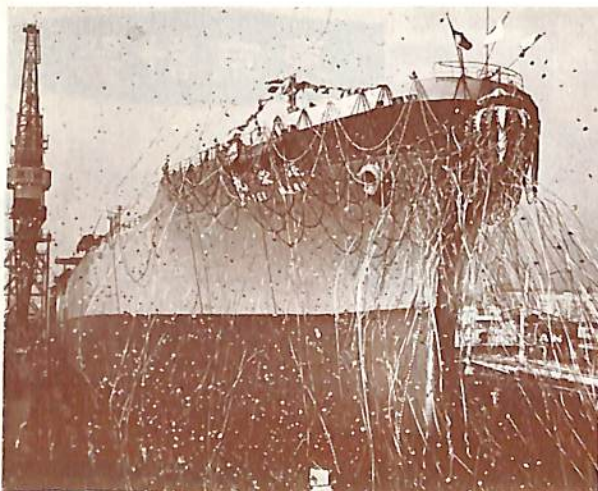
全長約 240.00 m 長(垂) 230.00 m 幅(型) 35.30 m
深(型) 18.00 m 吃水 12.20 m 総噸数 約 44,000.00噸
載貨重量 約 67,400.00 噸 主機 IHI-スルザー 8 RD
90型ディーゼル機関 1基 出力(最大) 17,600 PS×119
RPM 船級 NK 起工 39-6-19 進水 39-9-26
竣工 39-12

同 和 丸 (硫化鉍専用船)

船主 共和産業海運株式会社

造船所 日立造船・桜島工場

全長 82.60 m 長(垂) 76.00 m 幅(型) 12.40 m
深(型) 6.40 m 吃水 5.50 m 総噸数 1,890.00 噸
載貨重量 2,700.00 噸 速力(試) 13.5 ノット
主機 新潟鉄工製ディーゼル機関 1基 出力(最大)
1,800 PS 船級 NK 起工 39-8-4 進水 39-10-3
竣工 40-1



BON VOYAGE

航海の ご無事を……

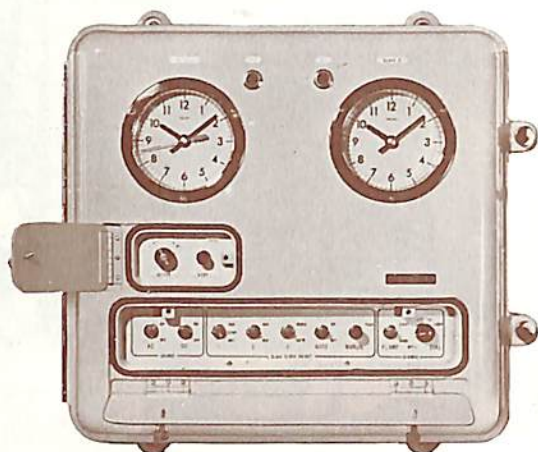
日差 0.2秒以内

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4-2 / 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

エンジン

リモートコントローラー

■主機遠隔操縦装置■
主機の操縦を操舵室あるいは制御室において集中的に行うための装置であります。

エンジンモニター

■機関関係総合監視装置■
機関関係機器の動作監視総合計測および記録を自動的に行うための装置であります。

東京計器



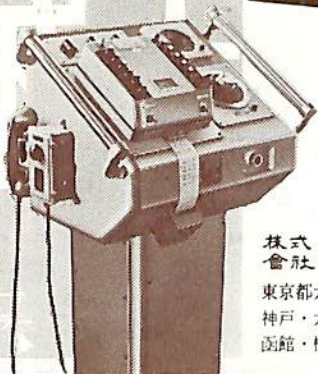
株式会社 東京計器製造所

東京都大田区南蒲田2-16 TEL 732-2111
神戸・大阪・名古屋・広島・北九州・長崎
函館・横浜



エンジンリモート
コントローラー

エンジンモニター



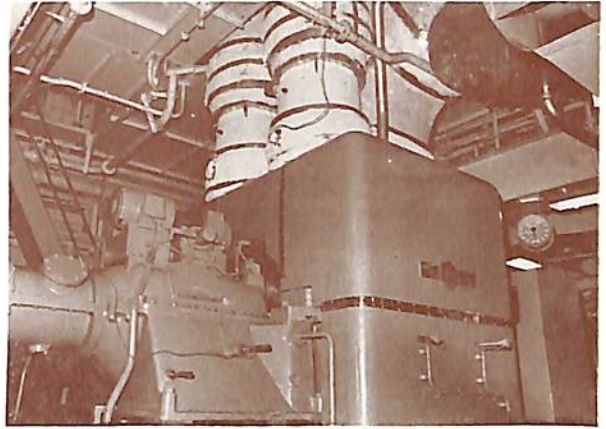
浚渫船に搭載された フリーピストンガスタービン

浚渫船第5東開丸（東洋建設株式会社）に日本鋼管製の8,600馬力フリーピストンガスタービンが発電機用原動機として搭載された。

同船は日立造船桜島工場において建造されたもので、このフリーピストンガスタービン主発電機により給電、浚渫用ポンプ、カッター、ウインチ等をすべて電動とした新形式の浚渫船であるが、この種のものとして最大級の設備と作業能力を持つており、とくに自動制御方式により最も能率的な運転ができるようになっている。

フリーピストンガスタービンは昭和34年に日本鋼管がフランスから技術導入を行なったもので、ガス発生機によつて動力ガスを発生し、これをガスタービンに導いて回転動力を得る装置であることは衆知のとおりである。

ガス発生機は対向ピストンのエヌフロー式2サイクル高過給ディーゼル機関に似ているが、その機能は機械動



8,600馬力フリーピストンガスタービン

力を得ることではなく動力ガスを造ることにあり、その動力ガスはガスタービンによつて、はじめて回転動力に変換される最も合理的な熱機関であり、現在量産されているGS34型ガス発生機は出力約1,000PS（タービン端）のもので2~16台を1台のガスタービンと組合せて1,500~12,000KWの定格出力を得るようになっている。

本機関は用途としては船用主機関、発電機、大型ポンプ等の原動機として合計80,000馬力が製造されている

しらとり

船主 防衛庁

造船所 佐世保重工・佐世保造船所



しらとり

船種	甲型駆潜艇
長(垂)	60.00m
幅(型)	7.10m
深(型)	4.40m
吃水	2.30m
基準排水量	440噸
速力	20ノット
主機	川崎MAN型ディーゼル機関 2基
出力	3,800 PS
進水	39—10—8

主要武器	40ミリ連装機銃 1
	短魚雷発射管(3連装) 2
	爆雷投下器 1
	ヘッジホッグ 1



相生・東京および名古屋の各工場に加えて
横浜根岸に新鋭工場を建設中!!

海外においても、すでにブラジルに進出し
ており、目下シンガポールにも近代造船工場
を建設中!!

また、アメリカに8か所の造船工場をもつ
トッド シップヤードならびにノールウェーに
6か所の造船工場をもつアーカスグループと
も提携して、修繕工事のサービスを計るとと
もに、当社の全世界にまたがる海外事務所と
相まって世界Net Workの完全を期している。

IHI 石川島播磨重工業株式会社

船舶事業部	東京都千代田区大手町1の2	電話 (270) 9 1 1 1 (代)
東京第二工場	東京都江東区豊洲2の6	電話 (531) 5 1 1 1 (代)
横浜第二工場	横浜市磯子区新杉田町	電話 (045) 75-1231 (代)
名古屋造船所	名古屋市港区昭和町13	電話 名古屋 (81) 5 1 5 1
相生第一工場	兵庫県相生市相生5292	電話 相生 1 4 (代)
海外事務所	ニューヨーク・サンフランシスコ・メキシコ・リオデジャネイロ・ロンドン・デュッセルドルフ・ヨハネスブルグ・カラチ・ニューデリー・カルカッタ・ジャカルタ・シドニー・シンガポール・ホンコン	



第一満永丸



第一順永丸

海洋バージラインシステム第1号

日本鋼管では、本年5月北九州運輸株式会社よりバージラインシステムによるセメントバージおよびプッシャーを受注し建造を進めていたが、鶴見造船所において9月10日のプッシャー「第一順永丸」にひきつづき9月19日セメントバージ「第一満永丸」が進水した。

このバージラインシステムは2000DWTセメントバージ、600馬力プッシャー各1隻で構成され、完成後は門司を基点として瀬戸内沿岸数百キロの輸送にあたることになっているが、このように長距離でかつ平水海域外の海洋におけるバージ輸送はわが国で初めてのものである。

主な特徴として(1)プッシャーは2軸のコルトノズルラダーを採用しており、船尾部にランド方式による押航装置を備え、(2)セメント・バージは上部甲板にエアスライド方式の荷役装置を備え、船倉部には4列のコンベヤ

を配している。

主要目		バージ (第一満永丸)	バージ (第一順永丸)
長さ	22.0m	58.5m	
幅	7.2m	14.0m	
深さ	3.2m	5.8m	
吃水	2.2m	3.5m	
総トン数	120トン		
載荷重量			2000トン
主機関	新潟 6MG16HS 300ps × 2 × 395r.p.m.		
速力	7ノット(押航時)		
セメント積込装置			500トン/H
揚荷装置			250トン/H

大阪丸

船主 大阪市港湾局

造船所 大阪造船所



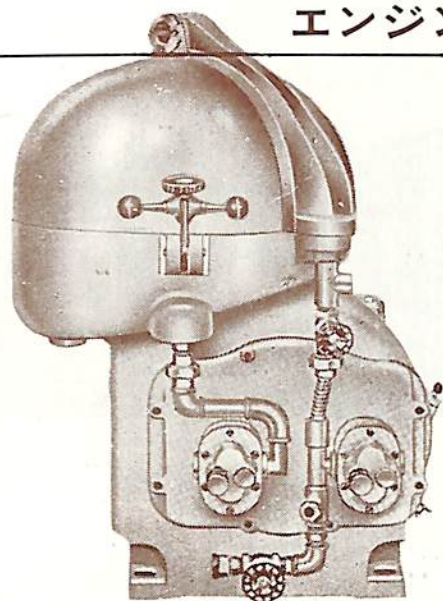
大阪丸

船種 曳船
 長(垂) 28.00m
 幅(型) 8.40m
 深(型) 3.90m
 総噸数 189.26トン
 主機関 富士 2MD32H 型ディーゼル機関
 出力 1,000PS × 500rpm × 2

起工 39-1-28
 進水 39-7-11
 竣工 39-9-30
 フジフォイトジュナイダー (VSP) 24E/120-6 型 × 2

エンジン・ルーム自動化への一紀元！

完全自動式油清浄機の出現



■特許申請中■

Sharples Gravitrol Centrifuge

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

巴工業株式会社

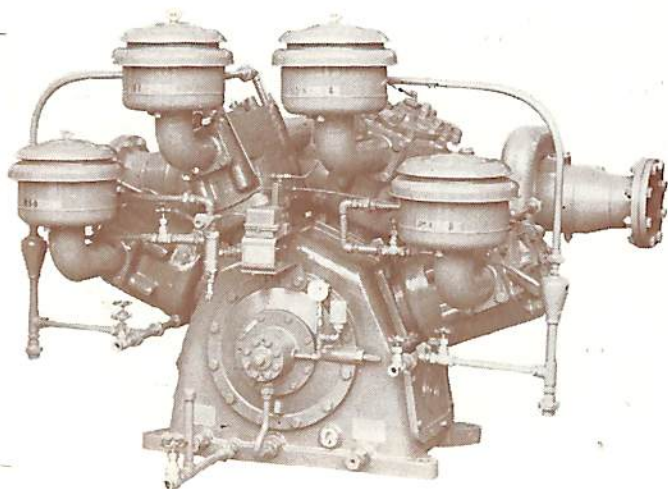
本社 東京都中央区日本橋江戸橋3ノ2(第二丸善ビル) 電話 東京(271)4051(大代表)
神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル) 電話 神戸(39)0288(代表)

技術の日立

基礎費が安い！

■特長

1. 冷却効果のよいシリンダ、シリンダカバー
2. ファン効果をもたせたVプーリー
3. 冷却水は不要です
4. 高速小形軽量で基礎費が安い
5. 振動がない
6. 効率が高く、信頼性が高い
7. 運転が軽快
8. 保守が容易



日立空冷VHC圧縮機



■お問い合わせは弊社汎用機事業部へ 東京都千代田区大手町2の8(第3大手町ビル)
電話(東京)(270)2111〈大代〉

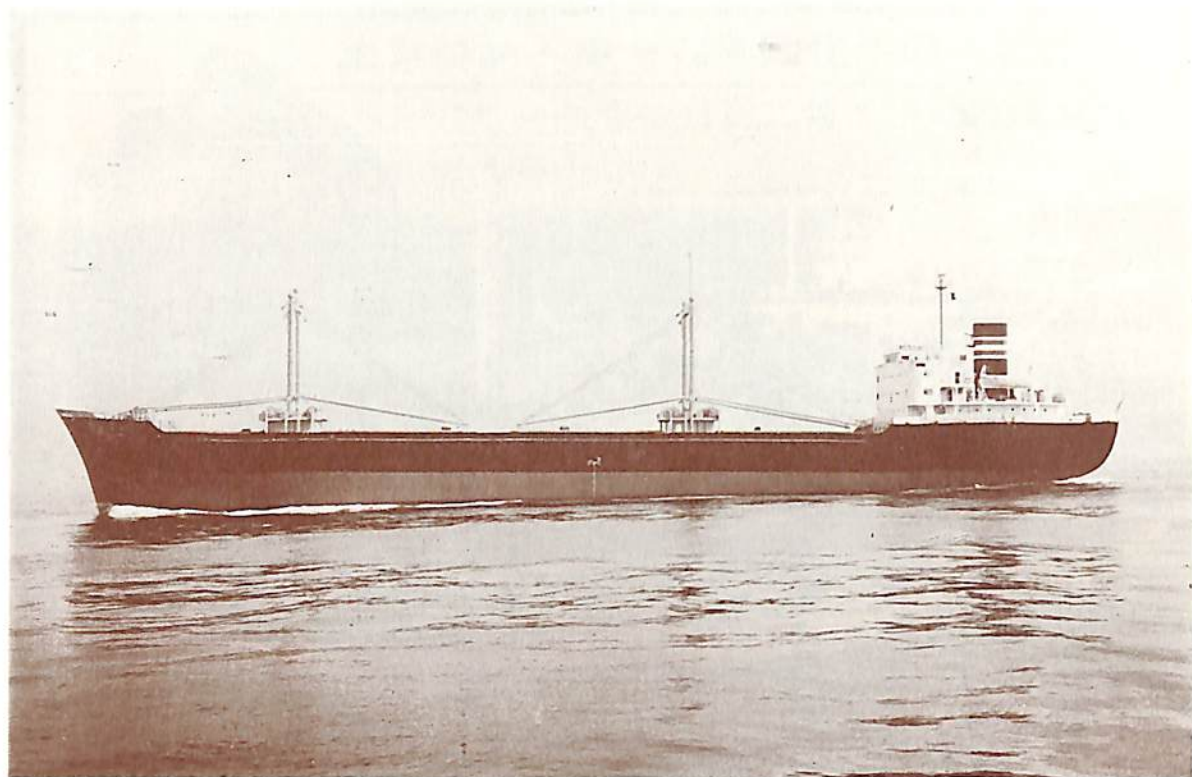


MILOS (油槽船)

船主 MILOS SHIPPING CO. (リベリヤ)

造船所 石川島播磨重工・東京工場

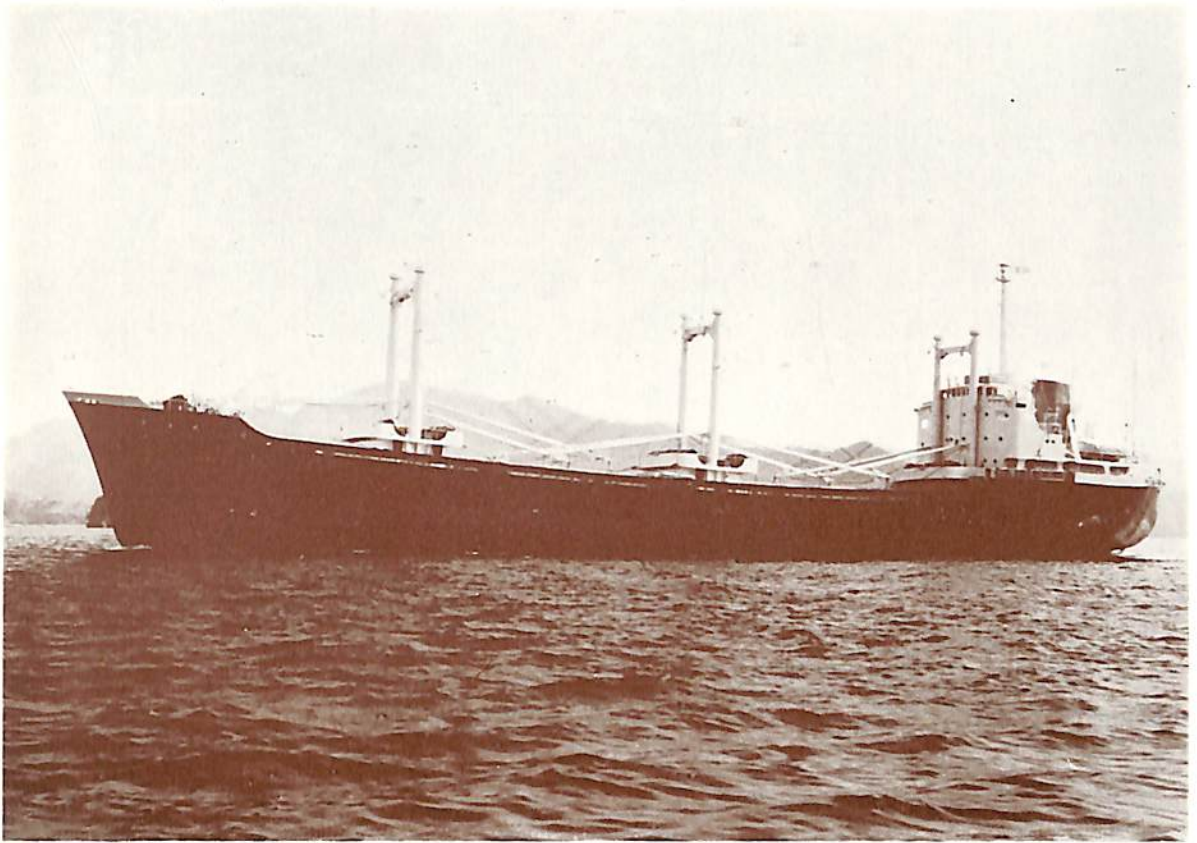
全長 242.39 m 長(垂) 230.00 m 幅(型) 35.30 m
深(型) 17.50 m 吃水 12.79 m 総噸数 37,347.80 噸
載貨重量 69,639.00 噸 速力(試) 16.79 ノット
主機 IHI-スルザー 9 RD 90型ディーゼル機関 1基
出力(最大) 20,700 PS×119 RPM 船級 AB
起工 39-3-2 進水 39-6-25 竣工 39-9-29



松 江 丸 (木材兼撤荷運搬船)

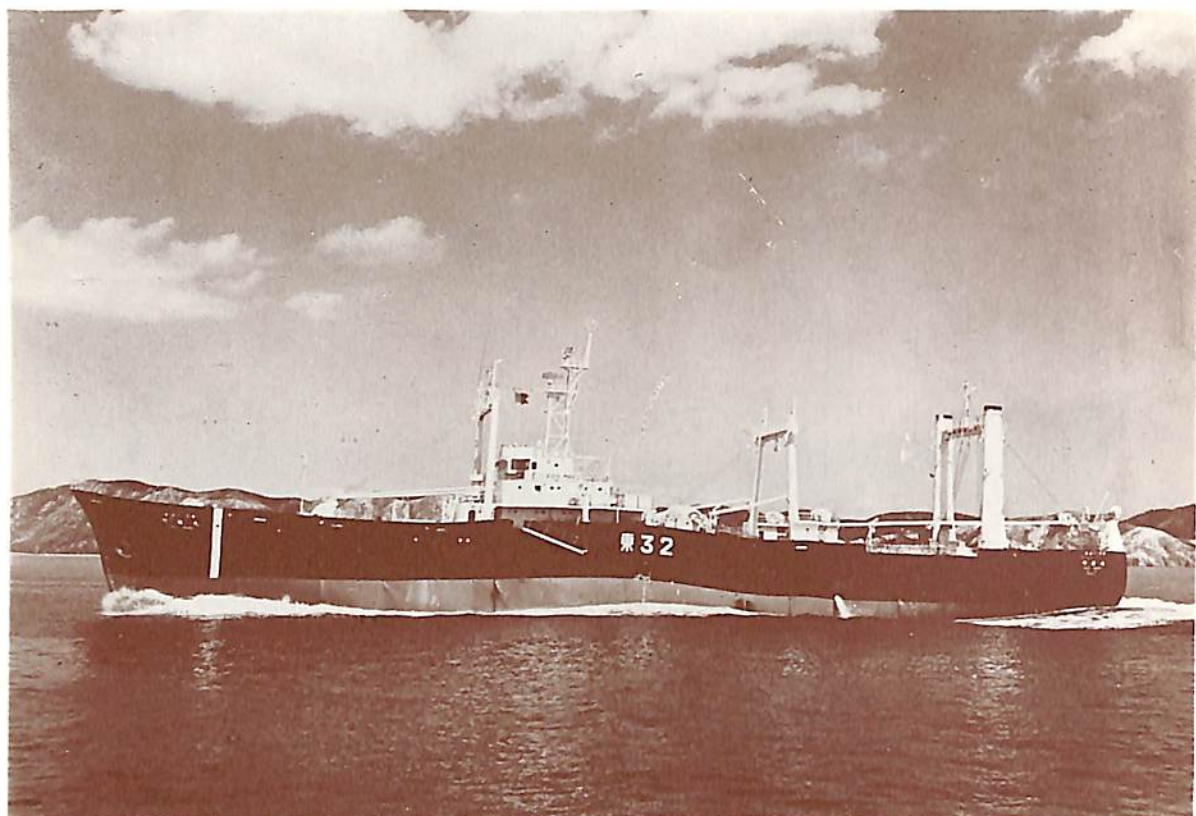


興 洋 丸 (木材専用船)



玉 海 丸 (木材専用船)

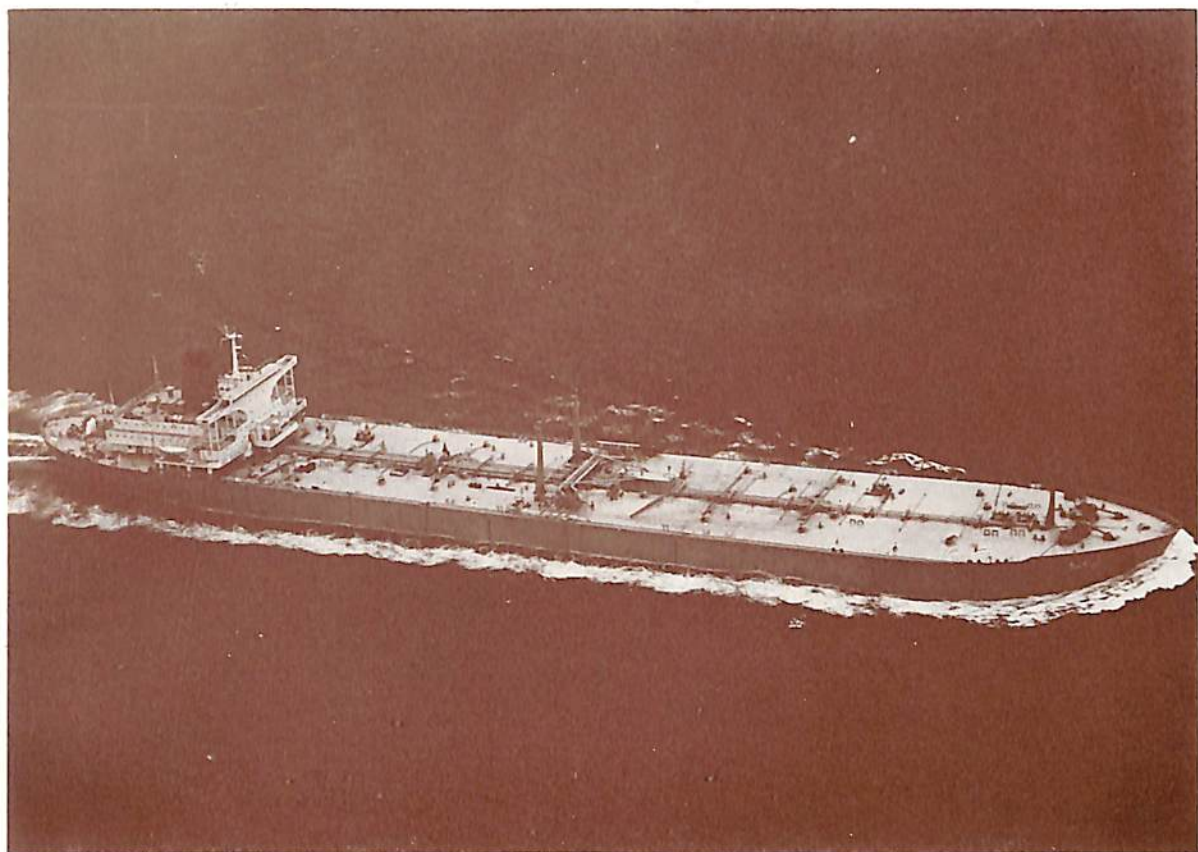
船 名		松 江 丸	興 洋 丸	玉 海 丸
要 目				
全 長		140.0 m	105.61 m	103.57 m
長 (垂)		130.0 m	98.0 m	101.90 m
幅 (型)		20.0 m	15.0 m	16.00 m
深 (型)		11.0 m	7.7 m	8.10 m
吃 水		8.322 m	6.36 m	6.60 m
総 噸 數		8,210.94 噸	3,439.58 噸	3,982.02 噸
載 貨 重 量		13,358.00 噸	5,379.00 噸	6,147.49 噸
速 力		16.303 ノット	15.429 ノット	15.77 ノット
主 機		三菱横浜 MANK 6 Z ^{60/105} C 型 2 サイクル単動クロスヘ ッド型過給ディーゼル機関	神 発 6 UET ^{45/75} 型 2 サイ クル単動トランクピストン 型過給ディーゼル機関	三菱 神戸製 6 UD 45 単動 2 衝程過給器付ディーゼ ル機関 1 基
出 力		5,500 PS × 165 RPM	2,700 PS × 225 RPM	3,300 PS
船 級		NK	NK	NK
起 工		39-3-6	39-1-8	39-4-14
進 水		39-5-28	39-7-28	39-6-28
竣 工		39-8-10	39-9-10	39-8-29
船 主		日 本 郵 船 株 式 会 社 日 の 丸 汽 船 株 式 会 社	太 平 洋 近 海 船 舶 株 式 会 社 大 日 興 船 舶 株 式 会 社	大 阪 商 船 三 井 船 舶 株 式 会 社 名 村 汽 船 株 式 会 社
造 船 所		株 式 会 社 名 村 造 船 所	株 式 会 社 名 村 造 船 所	日 弁 鉄 工 所 ・ 佐 伯 造 船 所



阿 蘇 丸 (トロール船)

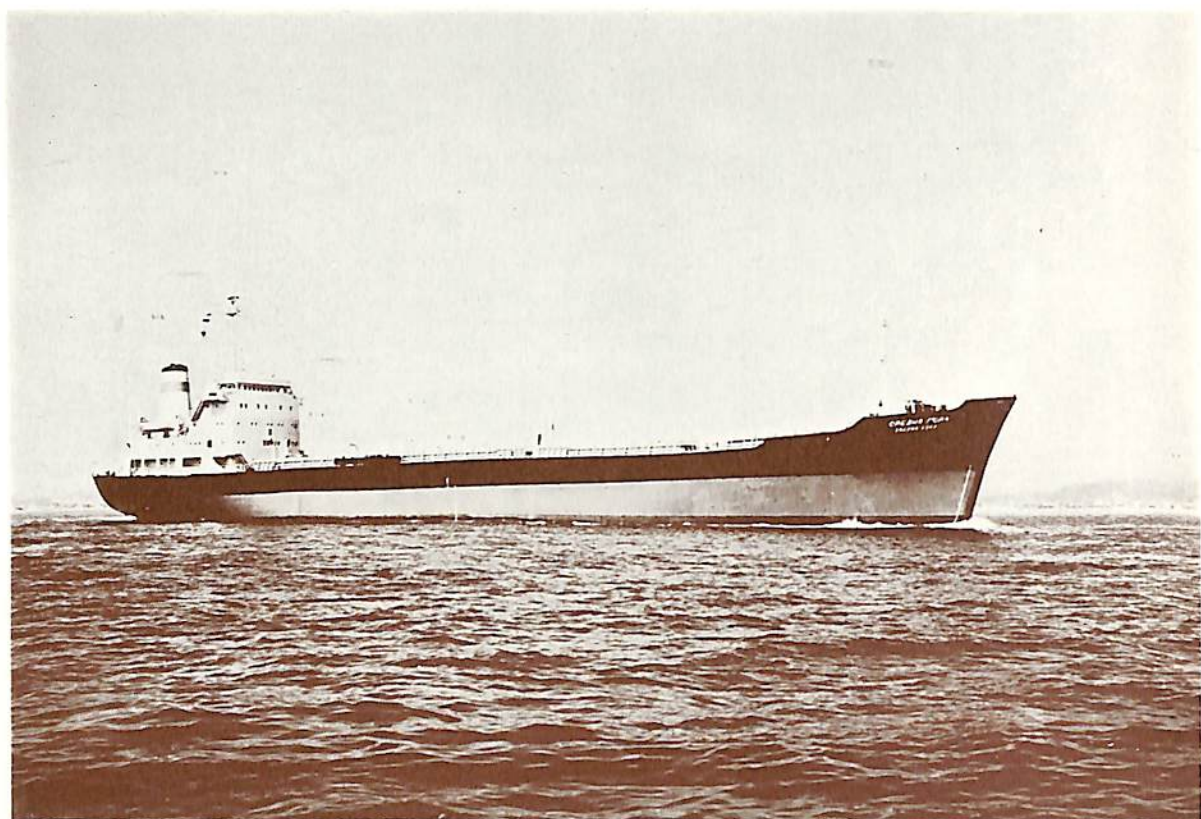


瑞 洋 丸 (漁 船)



山 瑞 丸 (油 槽 船)

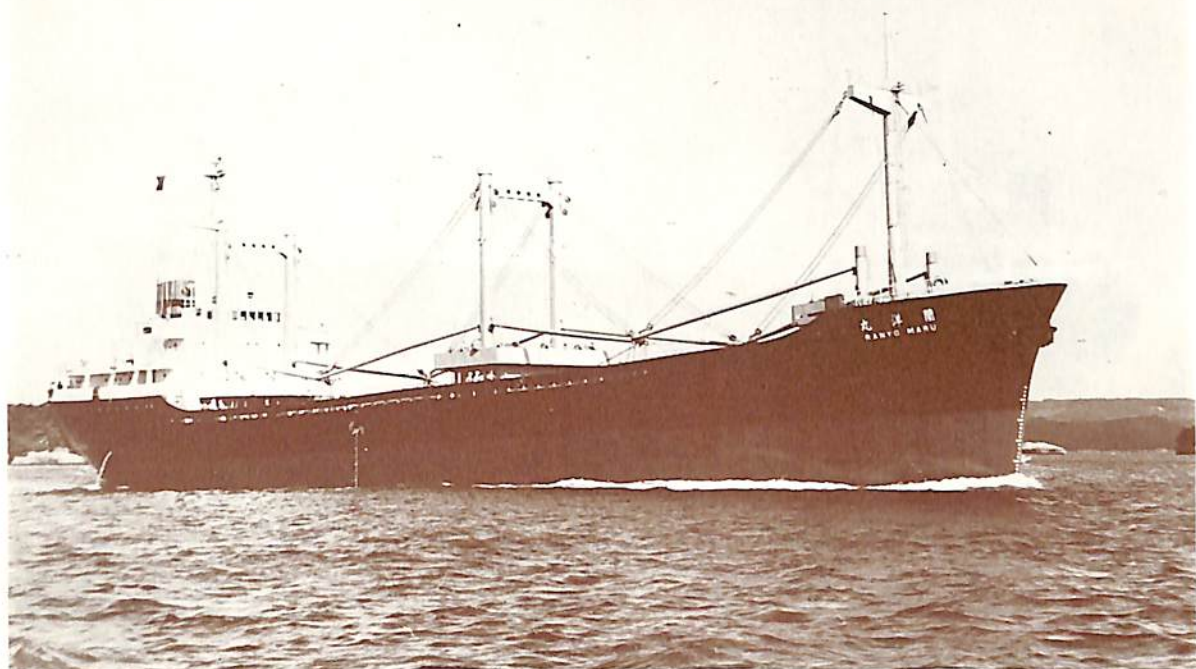
船 名	阿 蘇 丸	瑞 洋 丸	山 瑞 丸
要 目			
全 長		89.13 m	257.125 m
長 (垂)	88.00 m	80.00 m	246.000 m
幅 (型)	16.00 m	14.00 m	40.200 m
深 (型)	9.80 m	9.20 m	21.800 m
吃 水	6.00 m	5.50 m	14.500 m
総 噸 数	3,499.99 噸	2,970.50 噸	62,196.00 噸
載 貨 重 量	3,663.00 吨	1,465.00 吨	99,655.00 吨
速 力	16.20 ノット	15.325 ノット	(試) 17.9 ノット
主 機	三井 B&W 942VBF-75型 ディーゼル機関 1 基	神戸発動機三菱 7 UET ディーゼル機関 1 基	日立 B&W 1284-VT 2 BF -180型ディーゼル機関 1 基
出 力	3,900 PS × 248 RPM	3,500 PS	(最大) 27,600 PS
船 級	NK		NK
起 工	39-5-11	39-3-19	39-3-16
進 水	39-7-23	39-6-19	39-6-10
竣 工	39-9-30	39-9-15	39-9-29
船 主	日本水産株式会社	函館公海漁業株式会社	山下新日本汽船株式会社
造 船 所	三井造船・玉野造船所	大洋造船株式会社	日立造船・因島工場



SREDNA GARA (貨物船)



秀洋丸 (貨物船)



蘭 洋 丸 (貨物船)

船名	SREDNA GARA	秀 洋 丸	蘭 洋 丸
要目			
全長		63.04 m	99.00 m
長 (垂)	118.0 m	62.00 m	92.00 m
幅 (型)	17.6 m	10.40 m	15.00 m
深 (型)	10.2 m	5.40 m	7.35 m
吃水	7.5 m	4.707 m	6.1335 m
総噸数	6,300 噸	999.92 噸	2,951.71 噸
載貨重量	9,100 噸	1,648.30 噸	4,696.00 噸
速力	13.0 ノット	(試) 13.196 ノット	(試) 15.26 ノット
主 機	三井 B&W 550 VT 2 BF-110 型 ディーゼル機関 1 基	日発製 HS 6 NV-38 型 ディーゼル機関 1 基	伊藤 M 477 LHS 豎単動 4 サイクル無気噴油過給式 ディーゼル機関 1 基
出力	3,850 PS×176 RPM	(最大) 1,200 PS	2,800 PS×240 RPM
船 級	LR	NK	NK
起 工	39-5-11	39-3-12	39-3-25
進 水	39-7-23	39-7-23	39-8-4
竣 工	39-9-25	39-9-5	39-9-15
船 主	STATE COMMERCIAL ENTERPRISE.	富洋汽船株式会社	国土産業海陸株式会社
造 船 所	(ブルガリア) 日本鋼管・清水造船所	尾道造船株式会社	東北造船株式会社



オ 2 ぶ り ん す 丸 (自動車専用船)



東 洋 丸 (自動車専用船)



正 明 丸 (硫化鉄運搬船)

船 名		オ 2 ぶ り ん す 丸	東 洋 丸	正 明 丸
要 目				
全 長		90.00 m	67.90 m	77.50 m
長 (垂)		82.00 m	62.00 m	71.00 m
幅 (型)		13.70 m	10.40 m	11.30 m
深 (型)		8.90 m	4.65 m	6.15 m
吃 水		4.00 m	3.50 m	5.256 m
総 噸 数		2,790.93 噸	1,165.27 噸	1,420.54 噸
載 貨 重 量		1,355.33 噸	631.8 噸	2,293.37 噸
速 力	(試)	14.69ノット	12ノット	12.1ノット
主 機		伊藤鉄工所 M 476 HS型 ディーゼル機関 1 基	阪神内燃機製 Z 6 SSH 型 4 サイクル単動ディーゼル 機関 1 基	日発製 HS 6 NV 455 型 4 サイクル単動ディーゼル 機関 1 基
出 力		2,100 PS	1,150 PS	1,800 PS
船 級		NK		NK
起 工		39-6-24	39-7-4	39-5-28
進 水		39-9-9	39-9-5	39-7-26
竣 工		39-10-6	39-9-30	39-9-10
船 主		プリンス海運株式会社	マツダ運輸広島	正海運株式会社
造 船 所		瀬戸田造船株式会社	株式会社 宇品造船所	株式会社 宇品造船所

第2ぶりんす丸 自動車搭載数 226台 (スーパーグローヤデラックス型として)



書ける…
消せる

富士フィルムの複製用フィルム・印画紙

フジグラフ オートポジ

〈フジグラフオートポジの特長〉

- 膜面がマットで、加筆消去が自由です
- 第二原図用として透過性のよい支持体
- 一度の露光で直接陽画が得られます
- 平面性は良好でカールがありません
- 処理は明るい所でできます

その他フジグラフには、あらゆる用途にお使い頂ける13製品がそろっています。

フジグラフ引伸用紙 C P C
 フジグラフ引伸用紙 C P D
 フジグラフ引伸用紙 C P E
 フジグラフ引伸用紙 C P Cソフト
 フジグラフ引伸用紙 C P Dソフト
 フジグラフ引伸用紙 C P Eソフト
 フジグラフプロジェクションフィルム
 フジグラフプロジェクションフィルムソフト
 フジグラフオートポジペーパー
 フジグラフフォトコピーフィルム
 フジグラフオートポジフィルム
 ポリエスターペーパー
 フジグラフコンタクトフィルム
 ポリエスターペーパー
 フジグラフプロジェクションフィルム
 ポリエスターペーパー

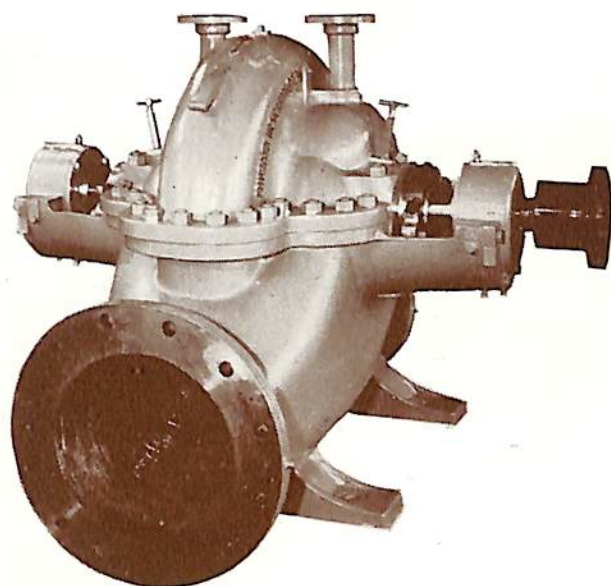
お問い合わせ カタログご請求は………

富士フィルム

富士写真フィルム株式会社 産業材料部

東京都京橋局区内 電話(567)9111
 大阪市東局区内 電話(202)0231
 名古屋市中区南伊勢町2の8 電話(25)9311(代)
 福岡市行町5-4 電話(2)1126-8
 札幌市大通り西5の11大五ビル内 電話(24)7161(代)
 仙台市元寺小路65の5 電話(25)3206

全世界を網羅する ウオシントンのサービス網



LN型カーゴ・オイルポンプ

(容量700～4,500TON/HR 最大揚程150m)



WORTHINGTON

PRODUCTS THAT WORK FOR YOUR PROFIT

■詳細につきましては下記弊社にお問合せ下さい。なお新潟ウオシントンでは米国ウオシントン製品の輸入業務も併せて行っております。

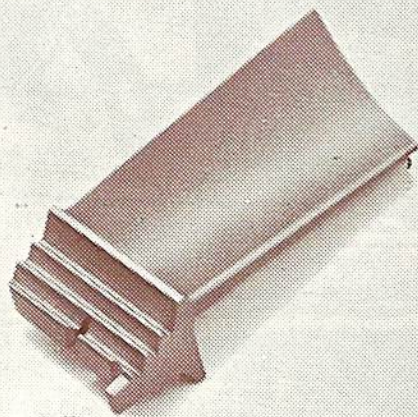
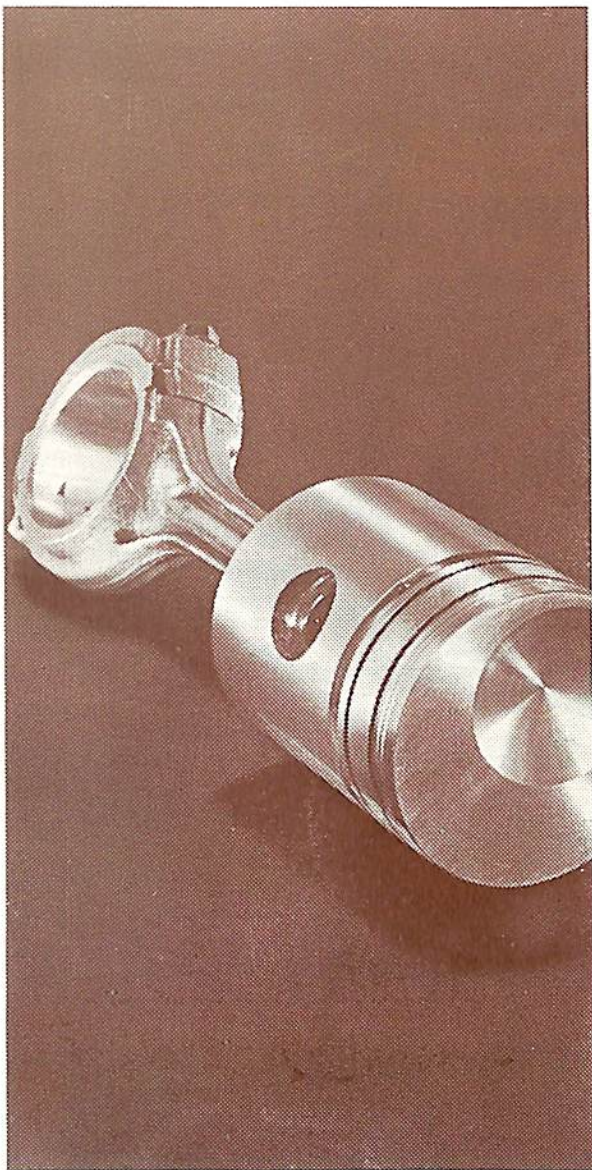
技術提携 **新潟ウオシントン株式会社**

東京都港区赤坂新坂町 赤坂新坂館 電(402)6211 代表
営業所：大阪・福岡・広島



日本鋼管

東京・千代田・大手町



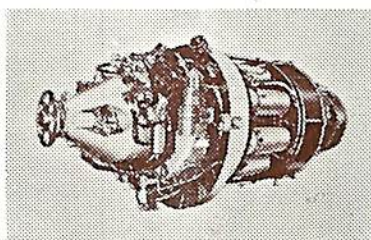
ポンド当り 4倍の出力

ブリストル・シドレー社のマリン・プロティウス・ガス・タービンは他の型式の船用エンジンより重量1封度当り4倍以上の出力を発揮します。

4,250軸馬力に開発されたプロティウスの全体容積は2.8m×1m余で軽量の船用ディーゼル、エンジンの1軸馬力当りの荷重が約4.2封度であるのに比し、プロティウスは僅か1.06封度にすぎません。

これは相応なギヤ・ボックスを含めて比較したものです。

従来のエンジンの様に往復運動レシプロ機構がないので振動が全然ありません。ウォーミング・アップなしで60秒以内で全出力を発揮します。これ



は5,260/1,500または1,000回転のいずれの出力でも同じです。又プロティウスは保身に殆んど手がかりません。プロティウスを装備した船の機関室の定員は同じ出力のディーゼルエンジンの船に比し1/4で充分です。

1960年英国海軍でマリン・プロティウスが採用されて以来今までに5カ国

の海軍がパトロール・ボートから水中翼船にわたる各種の船舶の動力に採用しました。そしてこの事実がプロティウスの成功を物語って居ります。主機又はブースター用として今迄に80台の注文をうけています。

詳細は下記代理店にお問い合わせ下さい

日本総代理店

サイノ・ブリティッシュ(ホンコン)リミテッド 東京都中央区日本橋通り2の1 電話 271-4803



**BRISTOL SIDDELEY
SUPPLY THE POWER**



S F 空気調和装置で いつも快適…

フラクトファブリケン空気調和装置

天候の如何にかかわらず S F 空気調和装置さえ装備していれば船客、乗組員の居住性は満点。熱帯の海上では涼しい風を、冬の海では適度に暖房された空気を送ります。スウェーデン S F 社では各種の船用暖房、換気、及び空気調和装置を提供、世界中の船に装備されてご好評を頂いております。

主なる納入船

型式	装備造船所	重量トン	装備年度
REGOVENT 高速式	名古屋造船	19,800	1957
REGOVENT 高速式	石川島播磨重工業	33,000	1959
REGOVENT 高速式	日本鋼管(鶴見)	34,000	1960
REGOVENT 低速式	川崎重工業	39,023	1960
REGOVENT 低速式	新三菱重工業	20,000	1960
INDIVENT 高速式	三菱日本重工業(横浜)	40,000	1960
REGOVENT 高速式	三菱造船(広島)	35,000	1961
REGOVENT 高速式	日立造船	12,700	1961
REGOVENT 高速式	三菱造船(長崎)	32,250	1962
REGOVENT 高速式	藤永田造船	4,000 ^{m³}	1962
REGOVENT 高速式	石川島播磨重工業(相生)	46,850	1963
REGOVENT 高速式	三菱造船(広島)	35,000	1964
REGOVENT 高速式	三菱日本重工業(横浜)	18,000	1964
REGOVENT 高速式	川崎重工業	67,000	1964
REGOVENT 高速式	三菱造船(広島)	21,000	1964



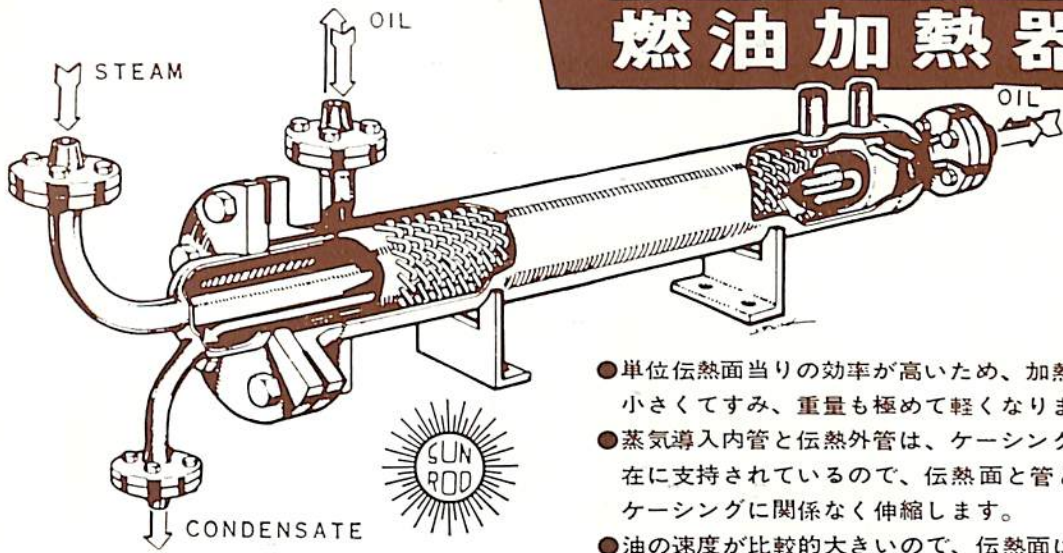
株式
会社

日本総代理店
ガデリウス商会

東京都港区赤坂伝馬町3-19 電話 48 2131・2141(代)
神戸市生田区浪花町27 興銀ビル 電話 39 7251(大代)
福岡市下西町1 福岡第1ビル 電話 2 2444・5606
札幌市北4条西4-1 ニュー札幌ビル 電話 25 3580・6634

燃油の完全燃焼に…

サンロッド 燃油加熱器



詳細は弊社機械技術部へお問い合わせ下さい。

日本総代理特許分権製造社



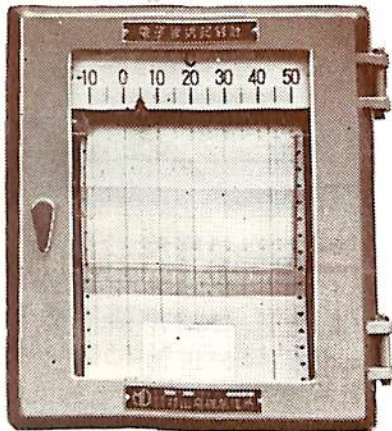
株式
会社

ガデリウス商会

東京都港区赤坂伝馬町3-1-9 電話 43 2131-2141(代)
 神戸市生田区南花町27 岡銀ビル 電話 39 7251(大代)
 福岡市下西町1 福岡第1ビル 電話 2 2444-5606
 札幌市北4条西4-1 ニュー札幌ビル 電話 25 3580-6634

- 単位伝熱面当りの効率が高いため、加熱器は小さくてすみ、重量も極めて軽くなります。
- 蒸気導入内管と伝熱外管は、ケーシングに自在に支持されているので、伝熱面と管とは、ケーシングに関係なく伸縮します。
- 油の速度が比較的大きいので、伝熱面に異物が堆積したり、詰ったりする事はありません。
- 清掃、修理の際も、単に伝熱面の蒸気及び復水取付口を外して、伝熱面を取出すだけで、油管に触れる必要はありません。
- 構造が堅牢なため、蒸気側及び油側にも高圧が使えます。

船舶の自動化・集中制御に *Murayama*



M K 形 (記録)

排気・冷却水 電気温度計 軸受・冷蔵艙



C Q C 形 (警報)

指 示
記 録
警 報

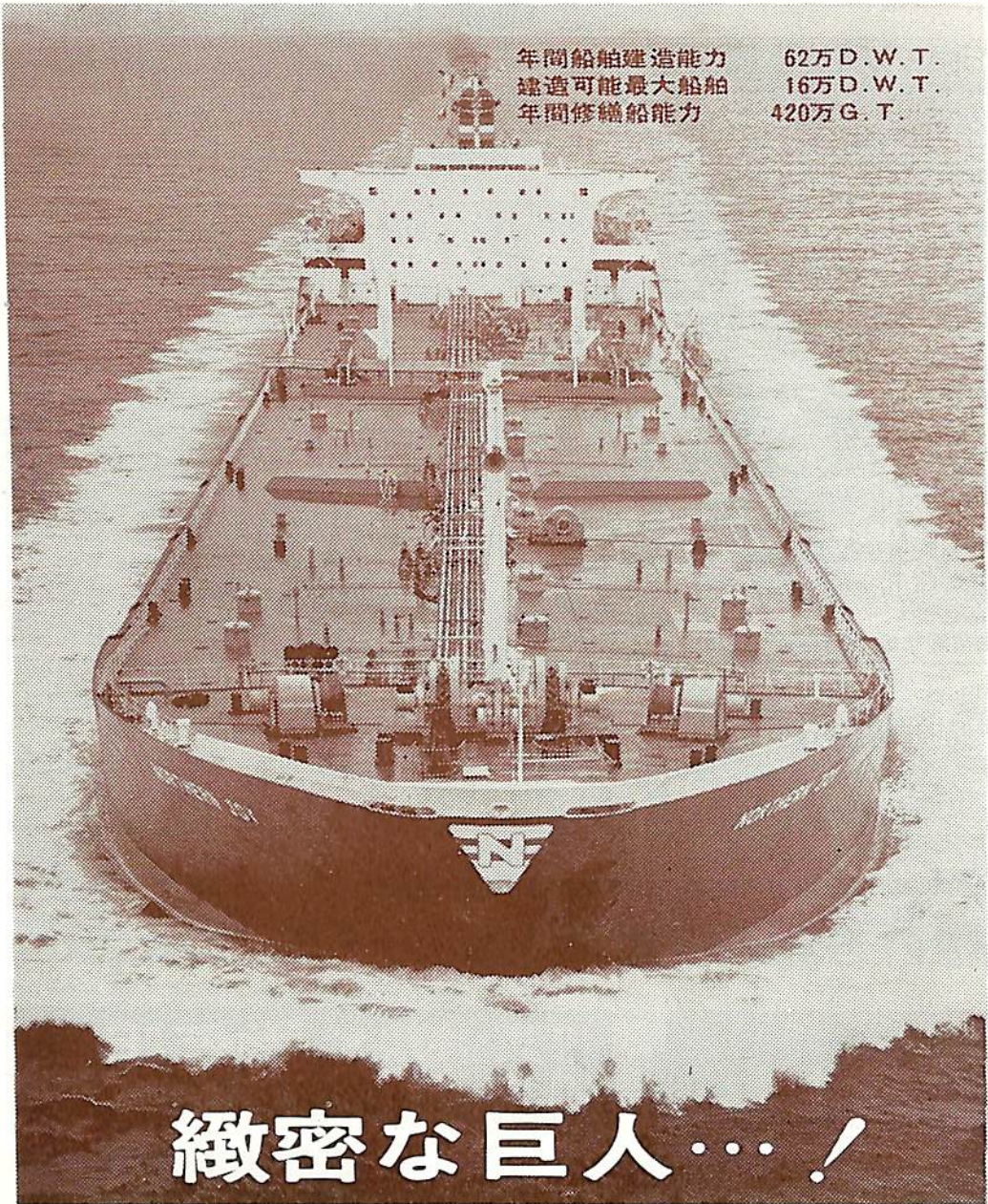


株式会社 村山電機製作所

本 社 東京都目黒区中目黒3-1163
 電 話 (711) 5 2 0 1 (代表) - 5
 出張所 小 倉 ・ 名 古 屋

年間船舶建造能力
建造可能最大船舶
年間修繕船能力

62万D.W.T.
16万D.W.T.
420万G.T.



緻密な巨人…!

秀れた技術と世界的な62万トンの建造設備…呉造船の高度の技術は業界から高く評価され年間建造能力62万トンという巨大な設備のすみずみまで行届いております。戦艦大和を生んだ精密優秀な技術と巨大な設備を合わせ持つ緻密な巨人…!日本が世界に誇りとするもの、その一つが呉造船です。

世界に誇る技術と伝統



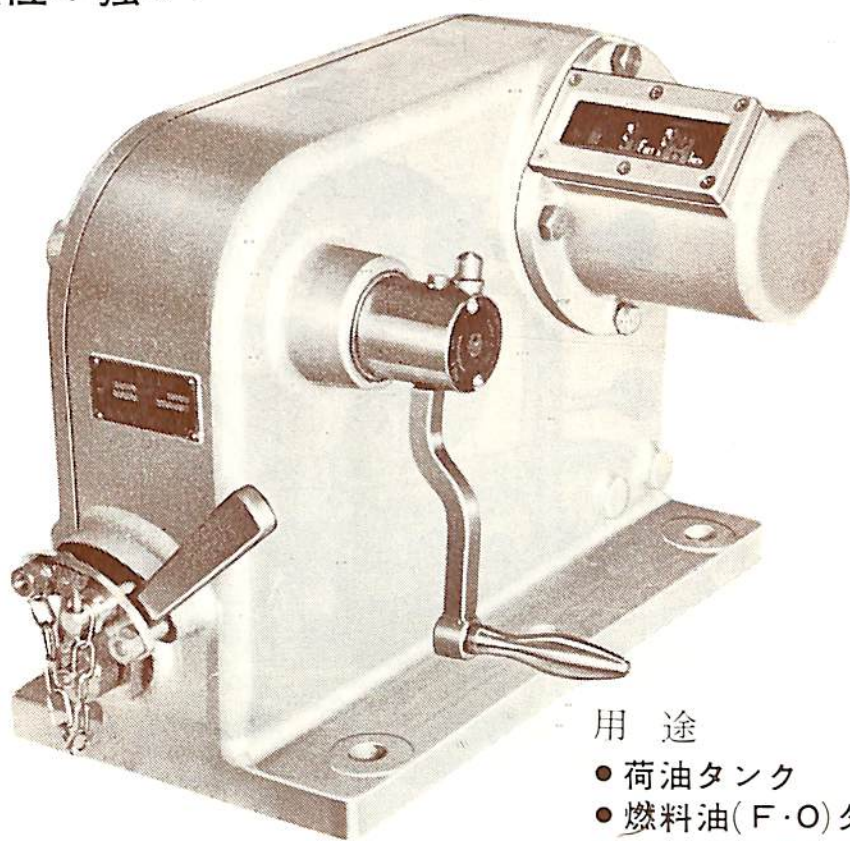
株式
会社

呉造船所

本社・東京都千代田区丸の内1の1(第一鉄鋼ビル内) / 支社・大阪 / 営業所・名古屋
九州 仙台 新潟 / 事務所・ニューヨーク ロンドン / 工場・呉 新宮(呉)

船舶にはサクラの液面計!!

- 高感度なカウンター指示方式!
- 完全な安全装置付!
- 振動・衝撃等に強い!
- 耐蝕性が強い!



用途

- 荷油タンク
- 燃料油(F・O)タンク
- バラストタンク
- フローティングドック

あらゆる分野の液面計のトップメーカー



櫻測器株式会社

本社 東京都武蔵野市中町3-4番22号 電話武蔵野(0422)(2)局8136(代表)

出張所 大阪市西区靉本町2-80 飾大ビル1階 電話 大阪(441)9601-5

■ 油清浄機

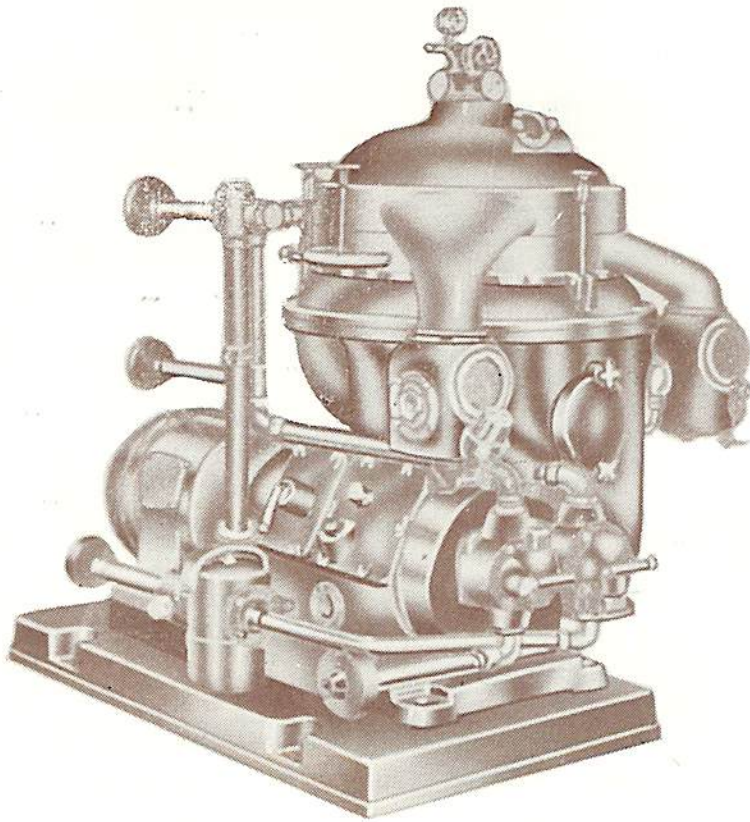
技術提携先…………… ALFA-LAVAL A.B.

Stockholm, Sweden. /

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>

その他・各種遠心分離機



セルフ・オープニング・セパレーター TYPE PX 309.00F



瑞典セパレーター会社日本総代理店

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 (251) 1 6 7 4
東京支店 東京都中央区日本橋小舟町2-3
電話 (860) 6 2 1 1 大代表

支店 京都・名古屋・福山
製作工場 京都機械株式会社分離機工場
京都市南区吉祥院船戸町50



船用高張力鋼板 **Welcon-50**

各国際船級公認の日本製鋼所製 船体用50キロ高張力鋼板

主要仕様

船級	名称	グレード	引張強さ kg/mm ²	降伏点 kg/mm ²
NK	Welcon 50	KSM50B,D,E.	50 ~ 60	min 32
LR	" 50 L	AH, DH, EH	"	"
AB	" 50 A	B, D, E	"	"
NV	" 50 N	NVF, NVG, NVH	"	min 33

化学成分

船級	C	Mn	Si	P	S
NK, LR, AB (% max)	0.18	1.50	0.55	0.04	0.04
NV (")	"	1.40	0.15 ~ 0.55	"	"

1. 各船級別に詳細な仕様が決定されていますからお問合せ下さい。
2. 船殻重量軽減の目的で当社製造の50キロ鋼板は輸出船、国内船に広く使用されています。



株式会社 **日本製鋼所**

東京都千代田区有楽町1-12 日比谷三井ビル
電話 (50) 6111 (大代表)
支社 大阪市北区中之島2-22
営業所 福岡市天神町・名古屋市中村区笹島町
出張所 札幌市南一条・新潟市東大通



三菱防蝕亜鉛

CATHODIC PROTECTION ZINC

CPZ

CPZの用途

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



船尾に取付けたCPZ-8F

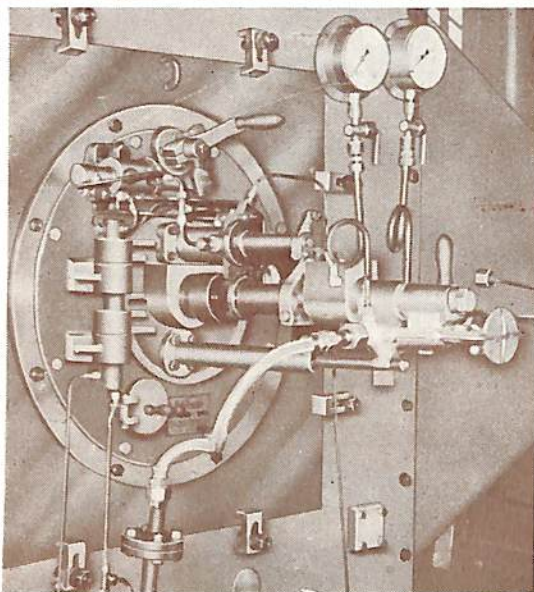
三菱金属鉱業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地 (大手ビル) 電話(231)2431, 3321, 4311
営業所 大阪, 札幌, 仙台, 新潟, 名古屋, 広島, 福岡

総代理店・三菱商事株式会社

設計施工・日本防蝕工業株式会社

●英国ASSOCIATED BRITISH COMBUSTION社と技術提携.....



Volcano

陸船/大型ボイラ用に最適!

- 性能は抜群、完全燃焼します。
- きわめて、広い適用範囲をもっています。
- 風圧抵抗が少ない。
- 操作は至って簡単。
- アトマイザの耐久力が長い。
- 遠隔操縦装置との組合せが容易。

ガスベンテッド フレイムバーナ

▶遠隔操縦装置付◀ 容量 150~3000kg/hr

製造元 **ボルカノ株式会社**

総代理店 **日商株式会社**

大阪市東淀川区野中北通1-13 TEL 391-1821(代)
出張所 東京・名古屋

大阪市東区今橋3-30 TEL 202-1201(代)
支店 東京・名古屋・札幌・広島・長崎

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

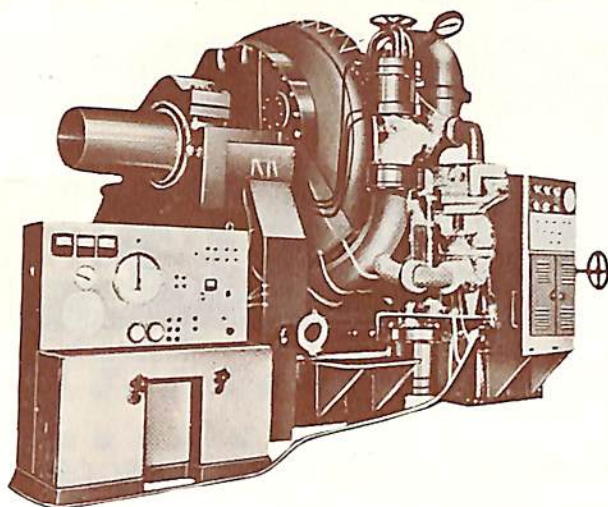
日本海事協会 原 三部
三井造船玉野造船所 原野 二郎
東京大学助教授 平田 賢
史料調査会 福井 静夫
東京商船大学助教授 巻島 勉
三菱日本横浜造船所 増山 毅
日本鋼管鶴見造船所 松尾 元敬
石川島播磨重工業 村山 太一
船舶技術研究所 矢崎 敦生
航海訓練所教授 矢野 強
三井造船本社 山下 勇
船舶技術研究所 横尾 幸一
横浜国立大学教授 吉岡 勲
三菱日本横浜造船所 吉田 兎四郎
東京商船大学教授 米田 謹次郎

東京都新宿区赤城下町50

天 然 社

振替東京79562番

Water-Brake Dynamometer



写真は我が国最大の 30,000 HP測定用超大型
水制動力計で、給排水量は電動バルブで調節
し、シリンダーは油圧力に置換して振子式動
力計で計測します。
また電動バルブと電気回転計を連動させる自
動安定装置を備えています。

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



株式会社 東京衡機製造所

東京都品川区北品川4-516 TEL (442) 8251 (大代表)
大阪支店 大阪市北区堂島上3-17 (都ビル) TEL (362) 7821 (代)

トンボ印船舶用



パッキング

保温材

日本アスベスト株式会社



本社 東京支店・東京都中央区銀座西6-3・(572) 0321 (10)
大阪支店・大阪市南区塩町通4-25・(251) 5491-8
九州支店・福岡市薬院大通2-81・(0)747-2827
名古屋支店・名古屋市中区下前津町117・(0)52 6591-5
札幌出張所・札幌市北四条西2丁目宮田ビル6階・札幌(3)0520

社課

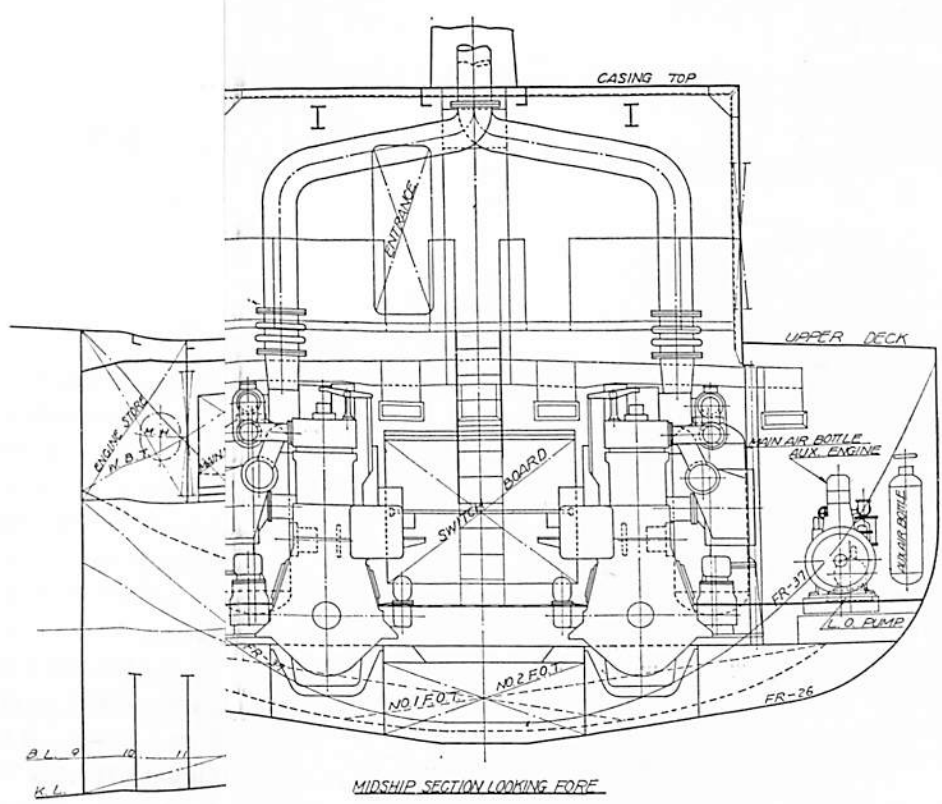
或
t
m
m
m
m
m
t
n
t
里
名
名

よび空気

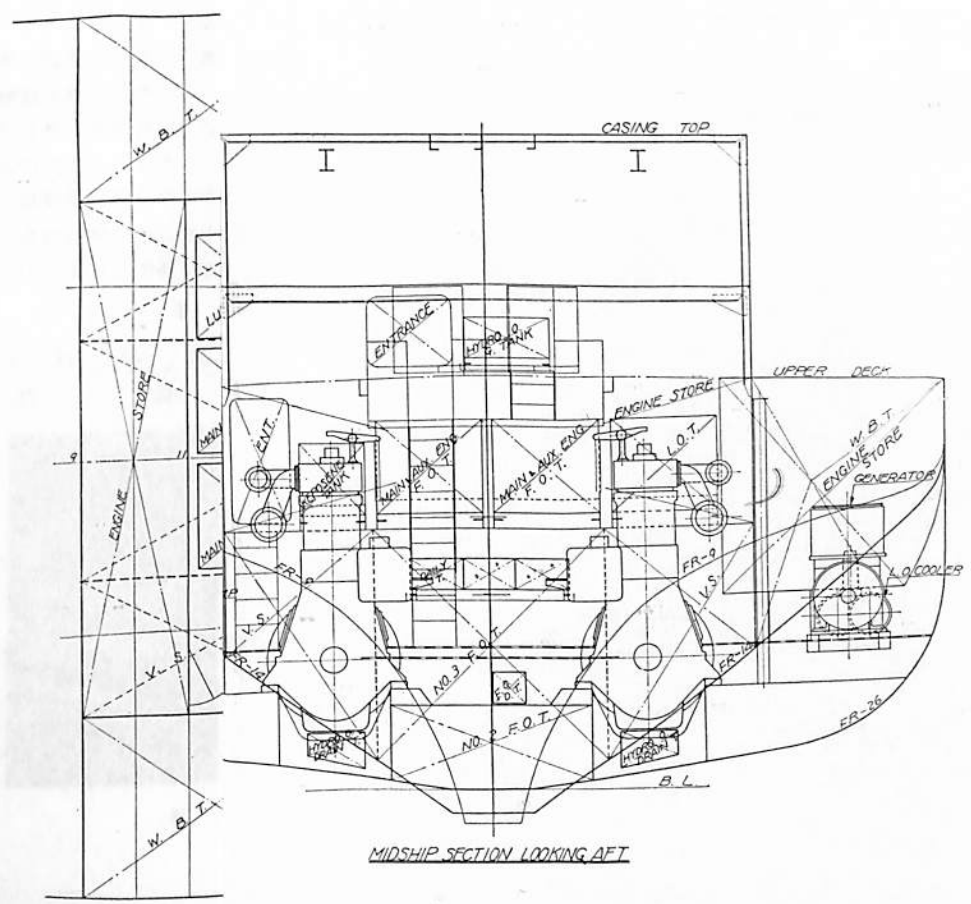
基
チプロベ
2個

48 ps

船の接
ものであ



MIDSHIP SECTION LOOKING FORE



MIDSHIP SECTION LOOKING AFT



可変ピッチプロペラおよびコルトノズ ルラダーを装備した曳船広田丸につ いて

来島船渠株式会社
技術部設計課

1. 緒 言

最近船舶の大型化と大型船の入出港、入出渠等に対し
て現有の曳船では、各港において能力の不足に悩まされ
つつあり、各社とも所属曳船の増強を強く要求されてき
ており、将来の要請にも充分応じ得る曳航力を持った曳
船の保有が真剣に考えられはじめた。当社においても先
年より大出力曳船を数隻受注、これらはすべて可変ピッ
チプロペラとコルトノズルラダーを組合せたものであつ
て、すでに住友金属礦山より受注の「にいしま丸」は今
年5月に引渡しを完了し新居浜港において大型船の入出
港および離接岸作業に活躍している。また現在 1600 ps
3隻、2000 ps 1隻、3000 ps 2隻を建造中である。

本誌で紹介の曳船広田丸は内海曳船株式会社殿より御
発注のもので昨年当社で 2000 ps 1隻の建造につぐ第2
船目で6月に完工引渡しをしたもので、1200 ps ディー
ゼル機関2基にカプラン型可変ピッチプロペラおよびコ
ルトノズルラダーを装備し、40 噸の牽引力記録を持った
強力なものである。最近 3000 ps 級の曳船がぼつぼつ
建造されはじめたが、特に 40 噸を超える牽引力をもつ
た曳船は未だ見られなかつた。大きなもので、まさにわが
国最大のものである。

就航後の日もまだ浅いにもかかわらず、幸にも満足す
べき性能をもつて松山港、水島港等で活躍しているので、
以下に要目その他本船の概要を述べたい。

2. 主要要目

(1) 船 体 部
資 格 J.G.



航 走 写 真

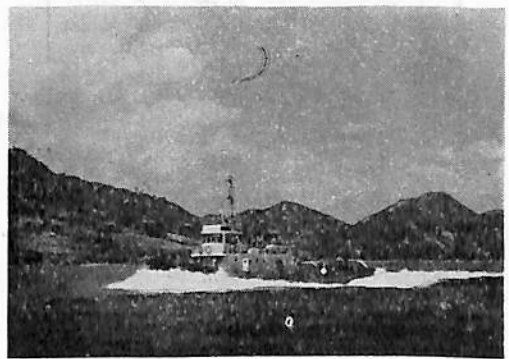
航 行 区 域	沿海区域
総 噸 数	186.22 t
全 長	29.01 m
長さ(垂線間)	26.00 m
幅 (型)	8.60 m
深 さ (型)	3.80 m
計画吃水 (型)	2.90 m
ノルマルトリム	0.50 m
排 水 量	335.5 t
試運転速度(連続最大出力)	13.112 kn
航海速度(常用出力15% マージン)	12.5 kn
陸岸曳航力(最大)	40.5 t
航 統 距 離	800 海里
乗 組 員	8 名
旅 客 (内港の場合のみ)	10 名

(2) 機 関 部

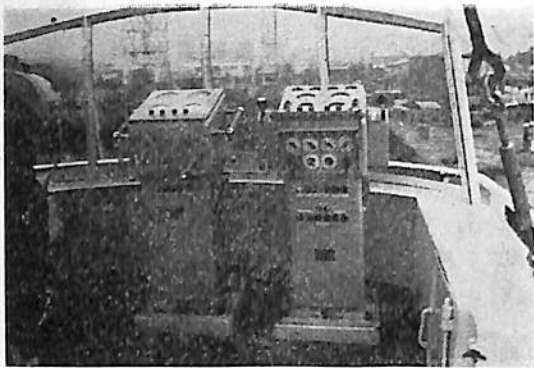
主 機 関	単動4サイクル過給機および空気 冷却器付ディーゼル機関 連続最大出力 1200 ps×2 基
推 進 器	三翼カプラン型可変ピッチプロペ ラコルトノズル付 2 個
発 電 機	三相交流半閉防滴自励式 35 kVA×225 V×2 台
発電機用原動機	4 サイクルディーゼル機関 48 ps 2 台

3. 一 般 計 画

本船は主として瀬戸内各港における大型航洋船の接
岸、離岸作業に使用される曳船として計画したものであ



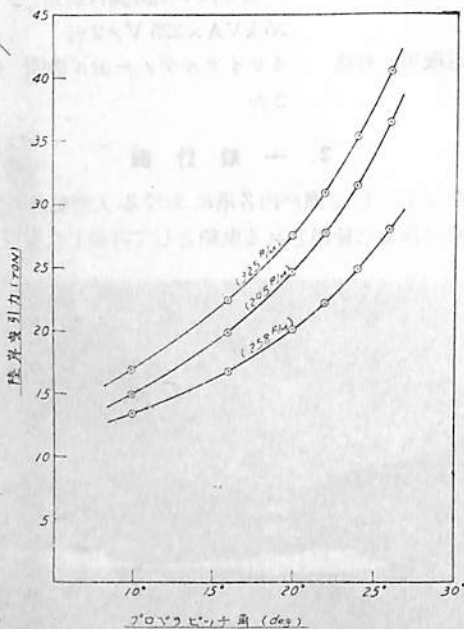
海 上 公 試 運 転



船橋上操縦スタンド 右舷側可変ピッチ操縦
スタンド, 左舷側操舵スタンド

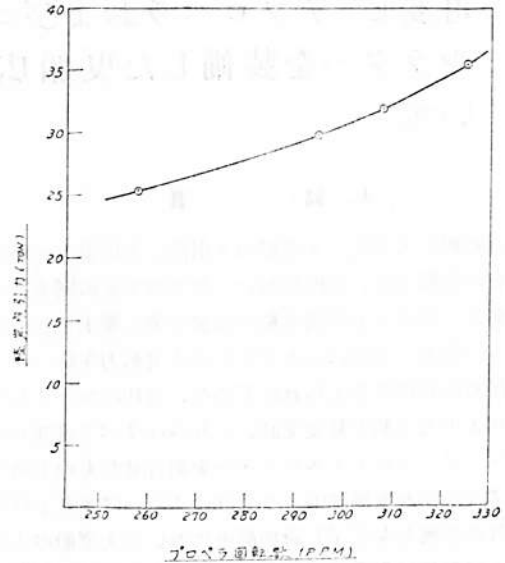
る 従つて曳船としての能力と必要な諸設備を備えた、
すなわち

- (a) 狭い海面で作業を行う性質上, 出来るかぎり小柄で操縦し易い船型とした。
- (b) 網取作業や押航に便利なよう船首および 両舷通路等は特に広くした。
- (c) 押航力, 曳航力とも最近の大型船の 離接岸用として充分の能力を持つものとした。
- (d) 操船が操舵室内からでもその 頂部甲板上からでも自由自在にワンマンコントロールできるようにした。
- (e) 機関部員が できるだけ小人数でできるように可変ピッチ操縦スタンドに主機関係圧力計, 警報装置等



第1図 回転数一定翼角変化による陸岸前曳引力試験線図

プロペラピッチ角 23.6°



第2図 翼角一定回転数変化による陸岸前曳引力試験線図

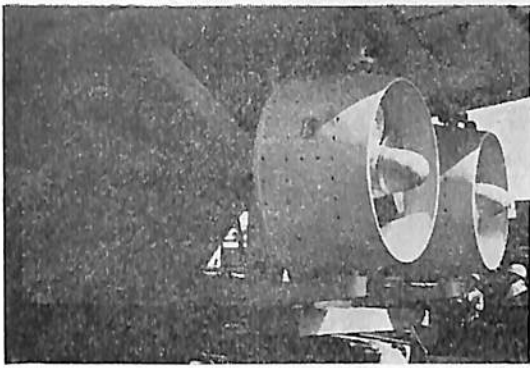
の計器を組込んで 機関の 保守と運航の 安全を計つた。

- (f) 操縦性は曳航力とともに曳船の使命であつて, その良否は性能に重大な影響を及ぼすことから船体寸法, 復原力等は特に注意を払い復原力は次のような条件を基に計画した. 被曳船の速力が約 6 kn の状態において本船が突然横方向に引張られた場合, 曳力と水の側面抵抗が本船に与える傾斜モーメントに耐えるだけの復原力をもたせた。

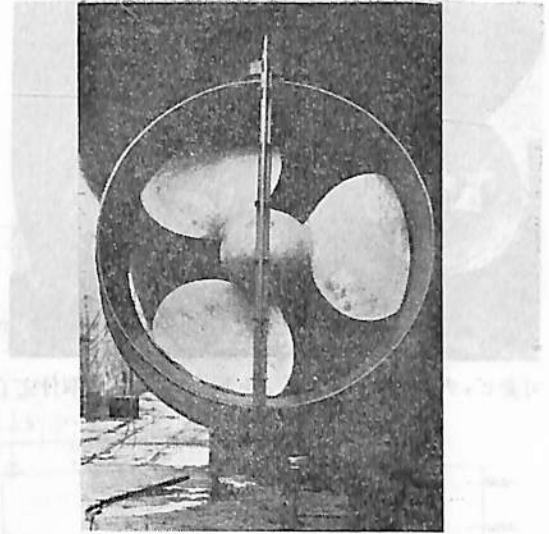
また幅は最悪の牽引状態すなわち 40 吨の外力が



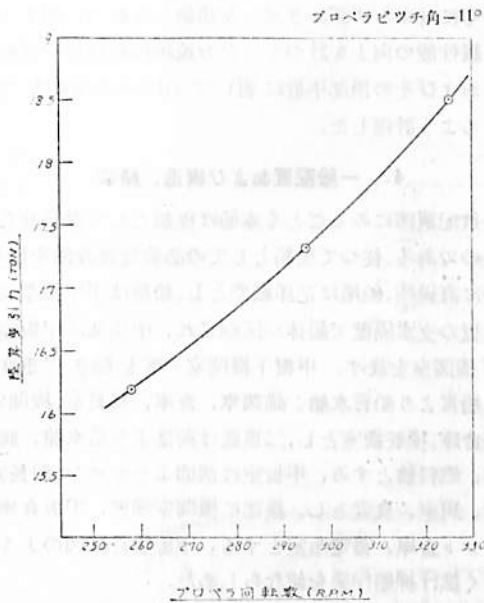
操舵室内 右舷側可変ピッチプロペラ操縦スタ
ンド, 左舷側操舵スタンド



可変ピッチプロペラおよびコルトノズルラダー
組合せ（側面より見る）



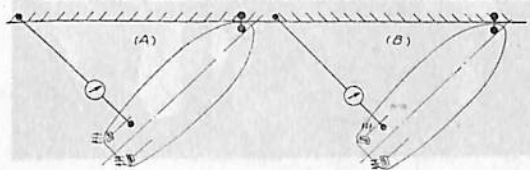
可変ピッチプロペラおよびコルトノズルラダー
組合せ（正面より見る）



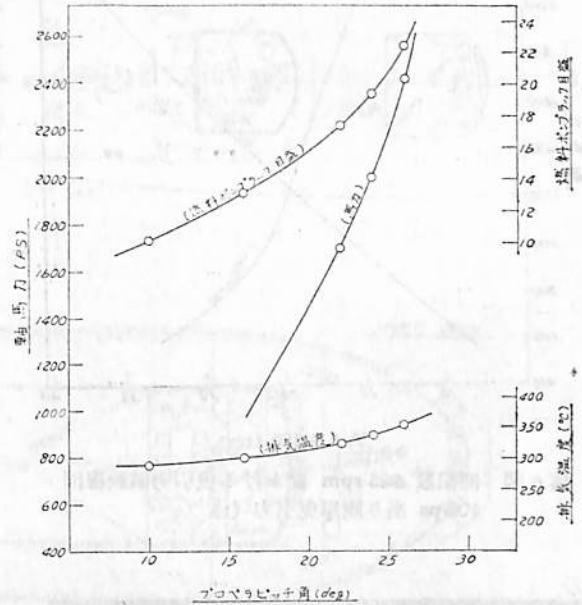
第3図 翼角一定回転数変化により陸岸後曳引力試験線図

第1表 横曳引力試験（第4図参照）

舵角		ピッチ指示角		回転数	曳引力
左舷	右舷	左舷	右舷		
左15°	左15°	23.6°	23.6°	325 rpm	7 ton
(A) 左25°	左25°	23.6°	23.6°	325 rpm	8.5 ton
左35°	左35°	23.6°	23.6°	325 rpm	8.5 ton
右15°	左15°	-10.1°	23.6°	325 rpm	7.5 ton
(B) 右25°	左25°	-10.1°	23.6°	325 rpm	7.5 ton
右35°	左35°	-10.1°	23.6°	325 rpm	7.5 ton



第4図



第5図 回転数 325 rpm における前曳引力時馬力線図

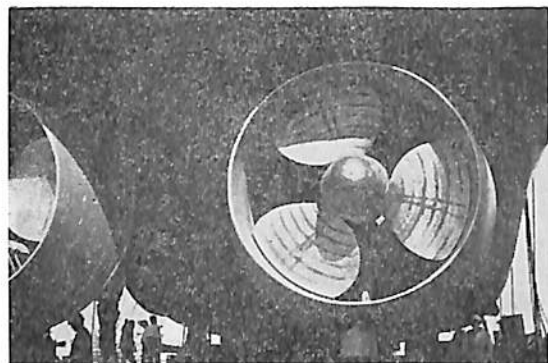
真横にトーイングフックにかかった場合でも上甲板が水没しない条件を満たすように定め、深さは幅との関連や乾舷、吃水を考慮して決定した。

(g) 操船の関係上船の長さを短くすること、双螺旋船であるため主機関は出来るかぎり、小型で長さの短い高出力が出せるものを選定した。

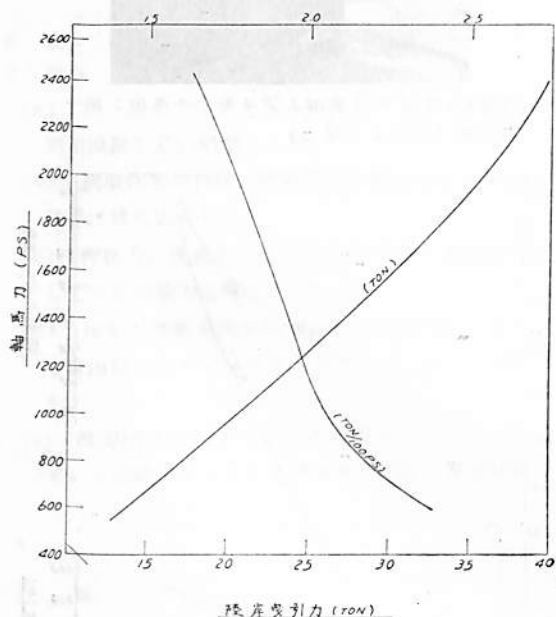
(h) なお本船は瀬戸内海沿岸主要港に内海曳船 K.K が出張所をもっている関係で各港に敏速に作業にもむくことが出来るよう曳航力とともに独航速力にも重点をおき可変ピッチプロペラを採用すると



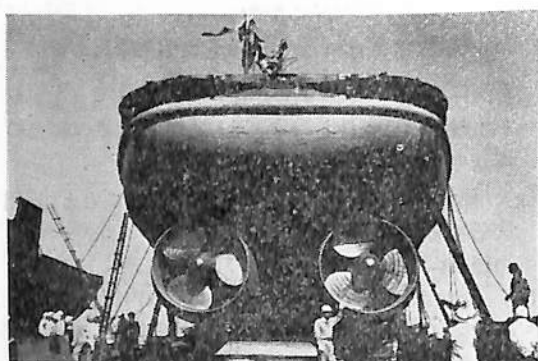
可変ピッチプロペラおよびコルトノズルラダー取付完了



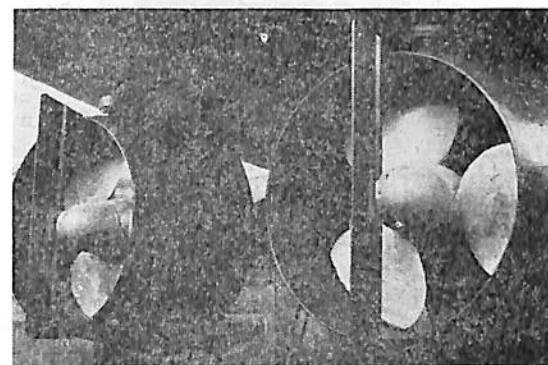
同 左



第6図 回転数 325 rpm における曳引力試験線図
100 ps 当り陸岸曳引力 (t)



可変ピッチプロペラおよびコルトノズルラダー組立



同 左, 側面より見る

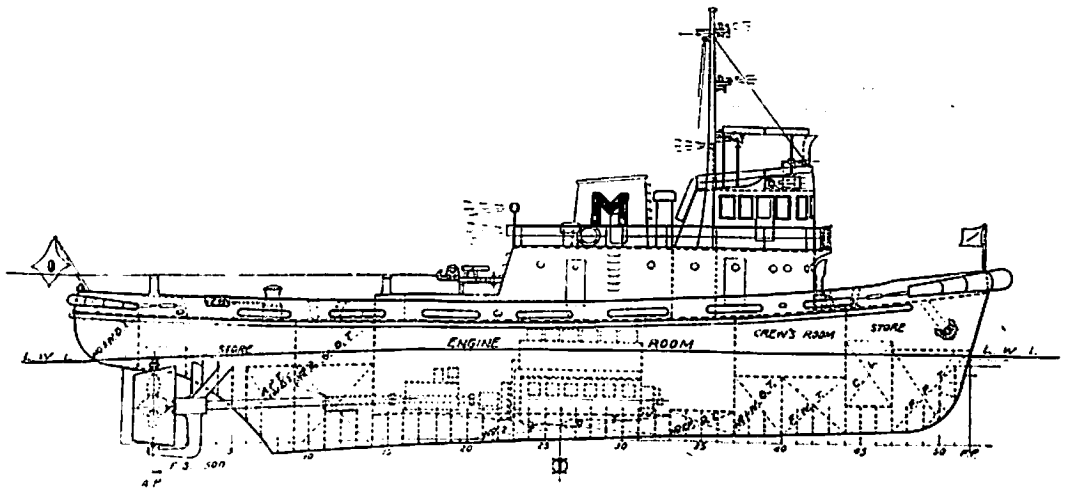
もにコルトノズルラダーを装備し曳航力の増大と操縦性能の向上を計った。なお遠隔操縦機構を操舵室およびその頂部甲板に置いて (d) が充分満足できるよう計画した。

4. 一般配置および構造、艦装

一般配置図にみるごとく本船は曳船として設計せられたものである。従つて曳船としての必要な諸設備を備え、船首は直線型、船尾は巡洋艦型とし、船型は平甲板型にして3板の支水隔壁で船体が区画され、中央部に甲板室および機関室を設け、甲板下機関室一部を除き二重底とし、船首より船首水艙、錨鎖庫、倉庫、属員室、機関室、後部倉庫、操舵機室とし、二重底は前部より清水艙、脚荷水艙、燃料艙とする。甲板室は前面よりサロン、船長室、便所、厨房、食堂とし、後部に機関室隔壁、甲板倉庫、ペイント倉庫、蓄電池室とする。甲板船首は図のように大きく広げ押船作業を便ならしめた。

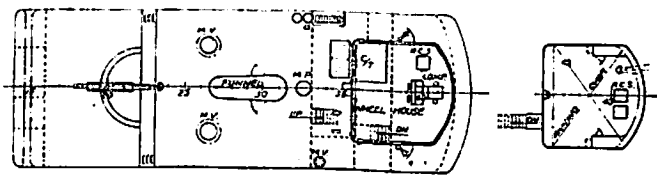
煙突は後方の視野を妨げるので非常に平べたい素朴な型とし操舵室へ熱気が逆流するのを防ぐため、操舵室、¹¹操舵室頂部より遠ざけて装備した。

操舵室頂部には風除けのためブルワークを設けその上

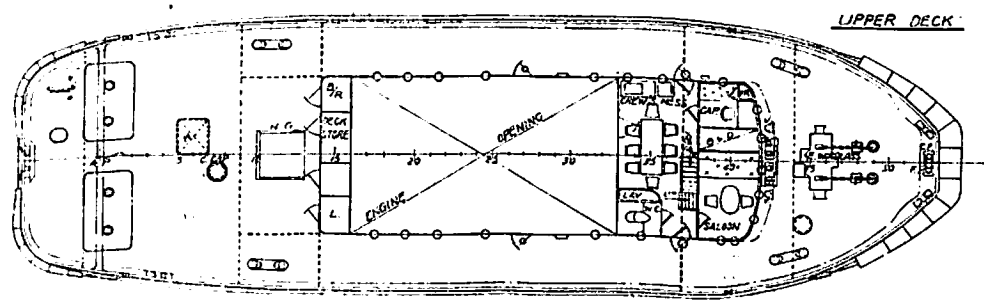


CASING TOP & BRU DECK

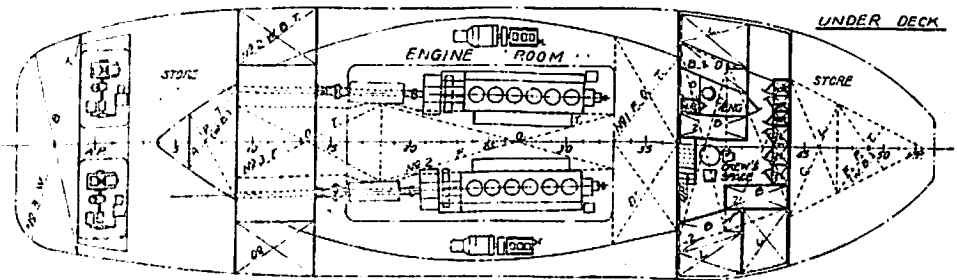
HOUSE TOP



UPPER DECK



UNDER DECK



広田丸一般配置図



操舵室内

に写真のごとくアクリ製風防を高く取付け上部は天幕張りとした。船橋甲板は操舵室内より船首甲板や舷縁を見通せるように、ハンドレールとした。

船殻構造は堅牢第一とし主要部材の板厚はすべて規則相当値以上となっている。船首材および船尾材は鋼板製とし、船底構造は横肋骨式で機関室は振動に対し十分な強力を有する構造とし、ストリンガーアングルを除き殆んど全面的に溶接を採用した。

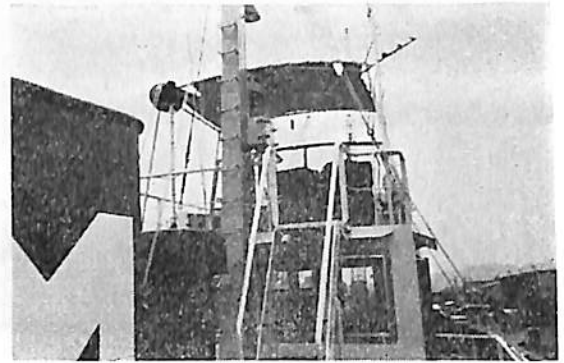
本船の曳航装置は充分考慮を払い、曳航フックは急激な張力の変化を吸収するため、有効に動く首振型自己離脱式緩衝装置付トーイングフックを装備し、フック取付部は40噸の荷重が船体に対して充分吸取出来る構造とした。

船尾にアーチ型索摺れを、船首、船尾には丸型ゴム製フェンダー、船側には半円鋼管製フェンダーを取付けた。

揚錨機は電動7.5kW 力量2t×10m/minのものとし、錨鎖径は24mmのものを用いている。

繫船機は電動7.5kW 力量1t×15m/minのものとし、主として牽引用索捲取りに使用するものとして取付けられた。

操舵機は川崎重工製ヘルショ一型電動油圧式2.2kWのもの2台、曳船であるため70度を15秒で転舵できるものとした。テレモーター方式は電気式とし右舷用、左舷用のものを1個の操縦スタンドに組み込んだ型式とし、両舷同時に同方向に、また片舷あて別個にでも操舵できる型式とし、操舵室頂部にも装備した。



船尾より船橋を見る

5. 復原力およびトリム

本船は計画の当初から、曳航力が大きいので無理な操船を余儀なくされた時にそなえて復原力を充分に与えておかねばならないことがわかってきた。従つて重心位置やメタセンターの高さの推定には慎重な検討を重ねられ、重心の前後の位置も同型第2船目ではあつたが、一応計算推定が行われてから、浮心位置が定められた。もし計算上のエラーがあつても、固定バラストの使用はできる限り避けたかつたからである。船が完成して見ると重心位置も計算上の所期の位置にあることが確認された。また復原力も予定を少し上回るG.M. 高さが得られ、横曳きに臨機の対応策がとれない場合でも安心して作業が継続できるので、操船者は安心感をもつて作業に従事できる。

6. 機 関 部

(1) 概 要

主機関は2台とし操船を容易にするため二軸としそれぞれの軸系に連結されプロペラは可変ピッチプロペラとし、これにコルトノズルラダーを装備し操縦スタンドは操舵室内および操舵室頂部甲板上に設置し、いずれの操縦スタンドからでも遠隔操縦が確實容易にできる方法である。

なおこの操縦スタンドには主機圧力計、警報装置等を装備し、機関の保守と運航の安全を計つた。

機関室内の補機および甲板機械はすべて電動式のものとし、発電機にはディーゼル機関駆動交流自動式発電機2台を装備した。

(2) 主機械の要目

型 式	単動4サイクル過給機および空気冷却器付ディーゼル機関
馬 力	連続最大出力 1200 PS×2台
回 転 数	325 rpm

シリンダー数 6
 シリンダー径 380 mm
 行程 520 mm
 製造所 日本発動機株式会社
 (3) 可変ピッチプロペラ
 型式 川崎エッシャーウィース 3翼カプラン型
 数 左右舷 各 1
 直径 2000 mm
 (4) 発電機および原動機
 原動機 堅型単動4サイクルディーゼル機関

2台

気筒数×径×行程 3×140φ×200 mm
 定格出力×回転数 48 ps×900 rpm
 発電機 自己通風防滴型交流自動式 2台
 A.C. 60 サイクル 35 kVA×225 V

(5) 補機

名称	型式	台数	容量	電動機出力	回転数	備考
主空気圧縮機	堅型二段水冷式	1	37.4 m ³ /h×30 kg/cm ²		R/M 900	
補空気圧縮機	〃	1	〃×〃		〃	
非常用圧縮機	手動式	1				
燃料移送ポンプ	横電動歯車式	1	4 m ³ /h×30 m	kW 1.5	1200	
予備潤滑ポンプ	〃	1	12 m ³ /h×35 m	3.7	〃	
雑用ポンプ	横電動セントル式	1	60 m ³ /h×40 m	15	1800	
清水ポンプ	〃	1	1 m ³ /h×16 m	0.2	3600	ホームポンプ
機関室通風機	電動軸流式	1	140 m ³ /h×30 mm Aq	1.5	1800	
可変ピッチ用変節ポンプ	横電動ヘルショー式	2	4.9 m ³ /h×250 m	5.5	1200	

(6) 熱交換器

名称	型式	数	冷却面積
主機空気冷却器	横型表面式	2	10.7 m ²
主機潤滑油冷却器	〃	2	
主機燃料油加熱器	〃	2	

(7) 空気槽

主空気槽 600 l×30 kg/cm² 2本
 発電機用空気槽 45 l×30 kg/cm² 1本

(8) タンク

名称	数	容量
主機用燃料油常用タンク	2	900 l
補機用燃料油常用タンク	1	〃
燃料油ドレンタンク	1	50 l
軽油タンク	1	200 l
潤滑油重力タンク	1	1000 l
潤滑油ドレンタンク	1	50 l
潤滑油小出タンク	1	40 l
変節油タンク	1	100 l
変節油ドレンタンク	1	50 l

(9) 燃料油管系統

燃料移送ポンプにより燃料油槽より燃料油サービスタンクへ送油し重力によりコシ器を通つて主機械および発電機用ディーゼル機関の燃料噴射ポンプにおのおの送油する。また、軽油切換コックを装備して始動を容易にする。サービスタンクのオーバーした油は燃料油槽へもどすよう配管する。燃料油の船外入口を上甲板の適当な位置に設ける。主機および補機の漏油は燃料ドレンタンクに導き、コシ器およびセトリングタンクには油受を設け必要に応じてドレンタンクに導く。ドレンタンクの油は手動ポンプで常用タンクに汲上げるとともに船外にも排出し得るものとす。

(10) 潤滑油管系統

主機械の潤滑油は主機付潤滑油ポンプによりクランクケース底部から濾器を経て吸入し潤滑油冷却で冷却した後、主機各部に給油される。起動前の給油は主機付手動ポンプで行う。

主機械には予備潤滑油ポンプでも給油できるように配管する。

(11) 圧縮空気系統

主機械の起動空気は主空気槽から供給され、発電機用原動機の起動空気は主および補助空気槽から供給される。

掃除空気および気筒用空気は主空気槽から減圧弁を経て供給される。

主空気槽は空気圧縮機でチャージされる。補助空気槽は主空気槽または手動用空気圧縮機でチャージされる。

(12) 海水冷却管系統

主機および発電機用機関および空気圧縮機のシリンダージャケットおよびカバー、主機械および発電機付潤滑油冷却器は海水で冷却する。

主機冷却水ポンプによつて吸入、吐出された海水は主

機付潤滑油冷却器を経て主機を冷却し舷外に放出する。
発電機用ディーゼル機関は附属ポンプによつて海水を吸入、潤滑油冷却器を経て機関を冷却し舷外に放出する。

主機関および主補発電機付冷却水ポンプの予備は雑用水ポンプを用いるものとする。

なお主機関用船底弁は両舷に各1個ずつ設ける。

(13) ビルジバラスト系統

主機付ビルジポンプおよび雑用ポンプは機関室および船体各所のビルジは濾器を通じて吸引し舷外に放出する。

雑用水ポンプは海水吸入口より海水を吸入し甲板洗いおよび船内消火用として使用する。また主機械の冷却水ポンプの予備として使用出来るように配管する。

(14) 排気系統

主機および補機の排気ガス管は防熱し、排気ガスは煙突に導き大気中に放出する。補機の排気管には消音器を取り付ける。

化粧煙突は優美なものとし両側に社章を附けるものとする。

(15) 清水管系統

清水ポンプにより清水タンクより重力タンクを通じ各所への送水ができるよう配管する。

(16) 可変ピッチ油圧系統および構造

プロペラ変節用油ポンプとして、ヘルシウ式偏心ポンプを変節制御箱の上部に装備し、本ポンプは変節制御箱内部から作動する偏心棒とポンプ内部のパネにより、その偏心を調整され、変節制御箱サーボモータ内の油を吸入、吐出して、サーボモータピストンを移動させ、移動終了後はサーボモータピストンを現位置に保持する油圧を維持したまま遊転する。

なお、本ポンプにはギヤポンプが附属して、変節油ポンプ内部に油を補給する構造になっている。

変節制御箱内部には油が充満しており、前部駆動軸は推力軸と、後部駆動軸はプロペラ軸と連結されており、主機の回転とともに駆動軸は変節箱内で回転する。

各プロペラ翼は変節リングおよびクロスヘッドを経てプロペラ軸の中空部を通る変節軸に連結されており、変節軸の往復運動をプロペラ翼の変節運動に変える構造になっている。

プロペラ軸の中空部およびプロペラボス内部には油が充満しており外部とはオイル

シールおよび「Oリング」で完全にシールされている。

(17) 通風系統

1台の通風機により主機操縦ハンドル、機関室の中央等必要個所に導く。

(18) 遠隔操縦装置

操舵室およびその頂部甲板に設けられた操縦スタンドは電気式のものとし、切換スイッチによつて切換え操船上都合によつてどちらのスタンドからでもコントロール出来るようになっていて、このスタンドには主機回転制御用ガバナーマータ調整ハンドル、圧力計、主機の潤滑油および冷却水の警報ランプ、ブザー、回転計、可変ピッチ操縦ハンドル、翼角指示器、翼角受信器等を組み込み、操作を安全確実にを行うようにしている。

操舵スタンドも操舵室およびその頂部甲板に設け、可変ピッチスタンドと同様どちらのスタンドからでも出来るようになっていて、操舵は両舷同時、同方向、また両舷別個にでも出来るので曳船として頻繁な発停や微妙な操船、緊急操作は可変ピッチプロペラとコルトノズルラダーの組合せによつて、シュナイダープロペラを装備した曳船に優るともおとらない操船能力をもっている。第7図示するように最小限の旋回距離のみでなく、大きな特徴をもっている。

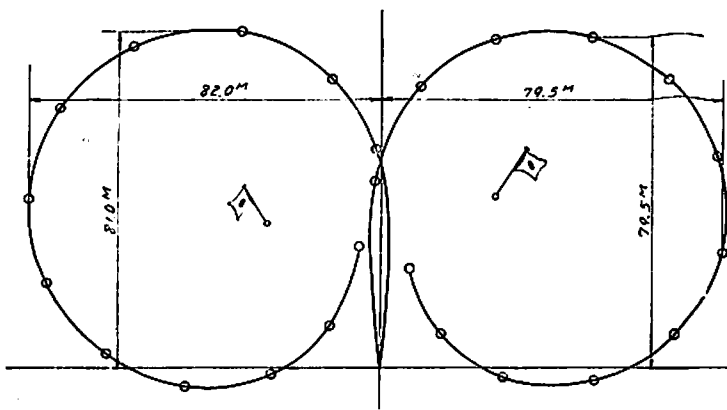
(19) 海上試験

本船は今年5月29日～30日に公試運転を行ない、7月6日松山市丸善石油岸壁において、陸岸曳航力試験を実施し、いずれも予定の性能を確認し得た。その後さらに種々実際作業試験を行い、稼働を通じて有用な資料を集め得たので今後建造の曳船にはさらにこの経験が取り入れられ生かされることと思われる。

	DA	DT	DA%	DT%	R.P.M
右旋回	79.5	79.5	3.058	3.058	320
左旋回	81.0	82.0	3.115	3.154	320

SCALE 1/100

ピッチ 25° 実際翼角 15°



第 7 図

試験種類	負荷試験			力率試験 (回転一定)		
	3/4	8.5/10	4/4			
施行年月日および天候	昭和39年5月30日			昭和39年5月30日		
施行場所および水深	越智郡大三島沖標柱間, 45 m			越智郡大三島沖標柱間, 45 m		
吃水前部		2.14 m			2.14 m	
吃水後部		3.64 m			3.64 m	
吃水平均		2.89 m			2.89 m	
トリム (後方へ)		0.50 m			0.50 m	
プロベラの深度		0.57 m			0.57 m	
プロベラピッチ角	28°	28°	28°	21°	24°	26.5°
速度 (knot)	12.507	12.75	13.024	10.797	12.22	13.112
回転数	295 rpm	308 rpm	325 rpm	325 rpm	325 rpm	325 rpm
馬力	1560 ps	1960 ps	2480 ps	850 ps	1260 ps	2100 ps

曳引力試験

プロベラピッチ角	22°	24°	26°	22°	24°	26°
回転数	325 rpm	325 rpm	325 rpm	295 rpm	295 rpm	295 rpm
曳引力	30.8 t	35.2 t	40.5 t	27.6 t	31.6 t	36.5 t
馬力	1720 ps	2000 ps	2420 ps	1360 ps	1560 ps	1850 ps
施行場所	松山港壁岸					
吃水前部	2.14 m					
吃水後部	3.64 m					
吃水平均	2.89 m					

結 語

曳船は旅客船や貨物船のように華麗さのない一見小さい見すばらしい邪魔つな船としか考えられない。そして黙々として地味な縁の下の力持ちに甘んじているものであるが、最近船舶の大型化によつて、重要な使命をおびてきた。しかし総合的研究が余り見られないので大いに研究の必要がある。ところでこれの達成には大勢の方々の御協力によらなければならない。この資料の曳

船広田丸についてもまだまだ研究されなければならない、数多くの問題が残されていた。

この資料は試運転、記録の一部に過ぎないので参考というより紹介である。なお、以上に紹介した広田丸、にはま丸、の建造に当り、運輸省船舶技術研究所、矢崎博士、慶応大学教授鬼頭博士より、貴重な資料の御提供を賜ると同時に種々御指導を賜つたことに対し厚く敬意を表する次第である。

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70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

船体構造と疲労強度

山口 勇男

日本海事協会技術研究所
船体研究室長 工学博士

1. はし が き

船体構造部材の疲労強度については、今までのところ、かなりの研究が進められているが、これらの成果を船の設計に定量的にとり入れるまでには到っていない状態である。

船体構造部材の疲労強度は、単一部材からなる機械部品などの疲労強度と異なり、かなり難しい問題点が多々ある。すなわち、船体構造部材に加わる外力の推定の困難さおよびこれらの変動外力を受けた部材の疲労強度の推定法の問題や実験室で行なわれた小型疲労試験片の疲労強度と実船の複雑な構造部材の疲労強度との関係などの難しい問題点がある。これらの問題点を克明に解決し、船の設計に定量的にとり入れるまでには、かなりの研究調査が必要であろう。

ここでは、これらの問題点について、現在まで得られた研究成果を紹介し、実船の損傷例を疲労強度の面から紹介する。

2. 船体構造部材に生ずる応力および変動応力をうけた部材の疲労強度の推定法

船舶に加わる外力は、海象により著しく異なることは周知のとおりである。すなわち、波のない平穏な航海の場合は、船体重量および貨物の重量分布と浮力分布との差より生ずる力により、船の長さ方向の部材に対しては縦曲げモーメント、横部材に対しては横曲げモーメントが働く。この静的曲げモーメントは積荷の配置を変えることにより、ある程度増減する。

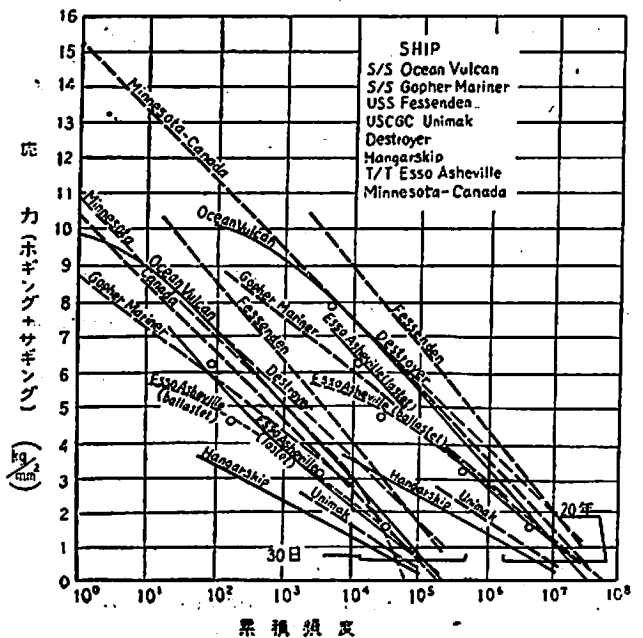
一方、荒天中を航海する場合は、前述の静的曲げモーメントにより生ずる曲げ応力を基線として、波浪による繰返し応力をうける。すなわち、波の山が船の中央にある場合は、甲板側が引張応力を受ける状態いわゆるホギング状態となり、波の谷が船の中央にある場合は、甲板側が圧縮応力のサギング状態となる。また、横部材においても、水面の位置の変化に伴い、その水位に相応した横曲げモーメントによる曲げ応力が生ずる。以上述べた外力に対する船の強さは、縦強度および横強度として船の設計上もつとも重要なものであることは周知のとおりである。

その他、スラミング(船首船底衝撃)による応力や船体の局部振動による応力および油槽船などでは貨

油の運動により生ずる応力などの変動応力がある。

これらの変動応力が、船の航行中、どれだけの応力頻度で生ずるかを統計的に把握する必要がある。これらの応力は、船の種類や航路などによりかなり異なり、また、多数の船についてのデータを得るには長期間にわたる研究調査が必要である。

現在までの研究調査によると、船体縦曲げによる甲板上の応力頻度については、数多くのデータが集積され、それを統計的に処理した形で発表されている。その一例を Bennet の論文から引用して第1図に示した。図の縦軸は航行中甲板上に生ずる応力振幅(サギング+ホギング応力)を示し、横軸はその累積頻度を示す。これらの頻度分布は、1ヶ月の実船計測結果から、船と波との出会回数が毎時600回であつて一年に150日就航するとの仮定のもとで、船の一生20年間の頻度を推定したものである。これらの船の平均応力すなわち静水中の応力は、全部は明記されていないが、カナダおよびミネソタの両船では約 7 kg/mm^2 であつた。この頻度分布は、主に、北大西洋を航行中の艦船の値であつて、印度洋などのようにかなり平穏な海域を航行する場合は、第1図に示された値よりもつと低い値になるものと考えられ



第1図 甲板上縦応力頻度分布

る。

第1図のデータより、甲板平滑部の最大応力は約 15 kg/mm^2 であり、また、この値は、軟鋼平滑材の疲労限度より低い値であるので、甲板平滑部の疲労強度は十分である。しかし、甲板上の不連続部、たとえば、ハッチコーナーやブリッジエンドなどの応力集中部においては、上記応力値にその箇所の応力集中係数を乗じた値の高い応力が生ずるものと考えねばならない。進水時の計測結果²⁾によると、ハッチコーナーの応力集中係数は $1.6 \sim 3.7$ であるので、かりにその値を 3.0 と仮定すると、応力振幅 20 kg/mm^2 以上の高い応力が船の一生 20 年間に約 $10,000$ 回加わることになり、これらの繰返し応力により、疲労クラックが発生することが予想される。

以上外力の頻度分布と、部材の疲労試験結果とから、部材の疲労強度を推定できる。この場合、振動応力のように繰返し数が非常に多いときは、部材に生ずる応力を疲労限度以下に抑える必要がある。一方、縦曲げや横曲げによる応力のように、繰返し数が比較的少ない場合は、以下に述べる Miner の線型損傷理論を使用して、その損傷度を推定することができる。

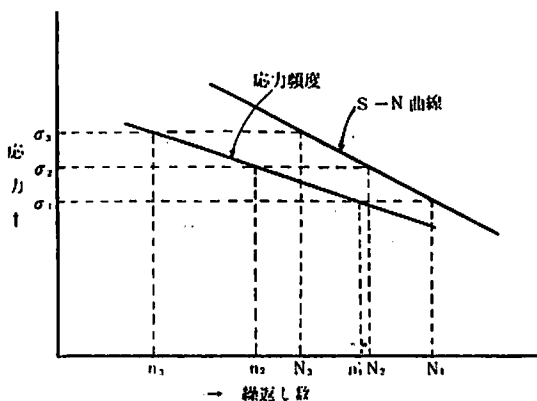
Miner の法則は種々の変動荷重が加わった場合、その部材の疲労強度を推定するのにしばしば用いられているものであつて、以下これを簡単に説明する。

疲労限度以上の数種の応力を $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ とし、それぞれの応力に対応する破壊繰返し数を N_1, N_2, \dots, N_i とする。実際の部材が受ける変動応力の各繰返し数を上記応力に対応させてそれぞれ n_1, n_2, \dots, n_i とし (第2図参照)；

$$E = \sum \frac{n_i}{N_i}$$

の記号を使用すると、

$E \geq 1$ の場合は疲労破壊を起し、



第2図 Miner の法則の説明

$E < 1$ の場合は疲労破壊しない。

2種の重複繰返し応力の場合には古くから実験が行なわれていて、次のような結論が出されている。すなわち、疲労限度以上の2種の応力を σ_1 および σ_2 とし (ただし $\sigma_1 < \sigma_2$ とす)、それぞれの応力に対応する破壊繰返し数を N_1 および N_2 とする。 σ_1 を n_1 回、 σ_2 を n_2 回加えたとき、

大きい応力 σ_2 を初めに加えた場合は

$$E = \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_1}{N_1} < 1$$

で破壊し、小さい方の応力 σ_1 を初めに加えた場合は、

$$E = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} > 1$$

で破壊する

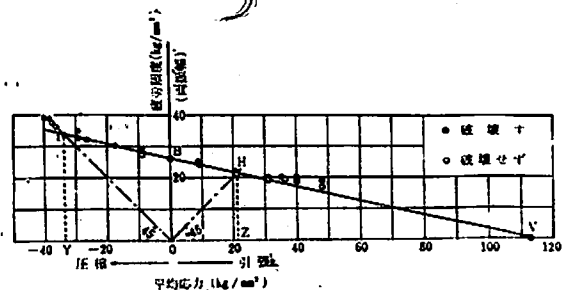
という結論が出されている。Miner はこれを

$$E = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1$$

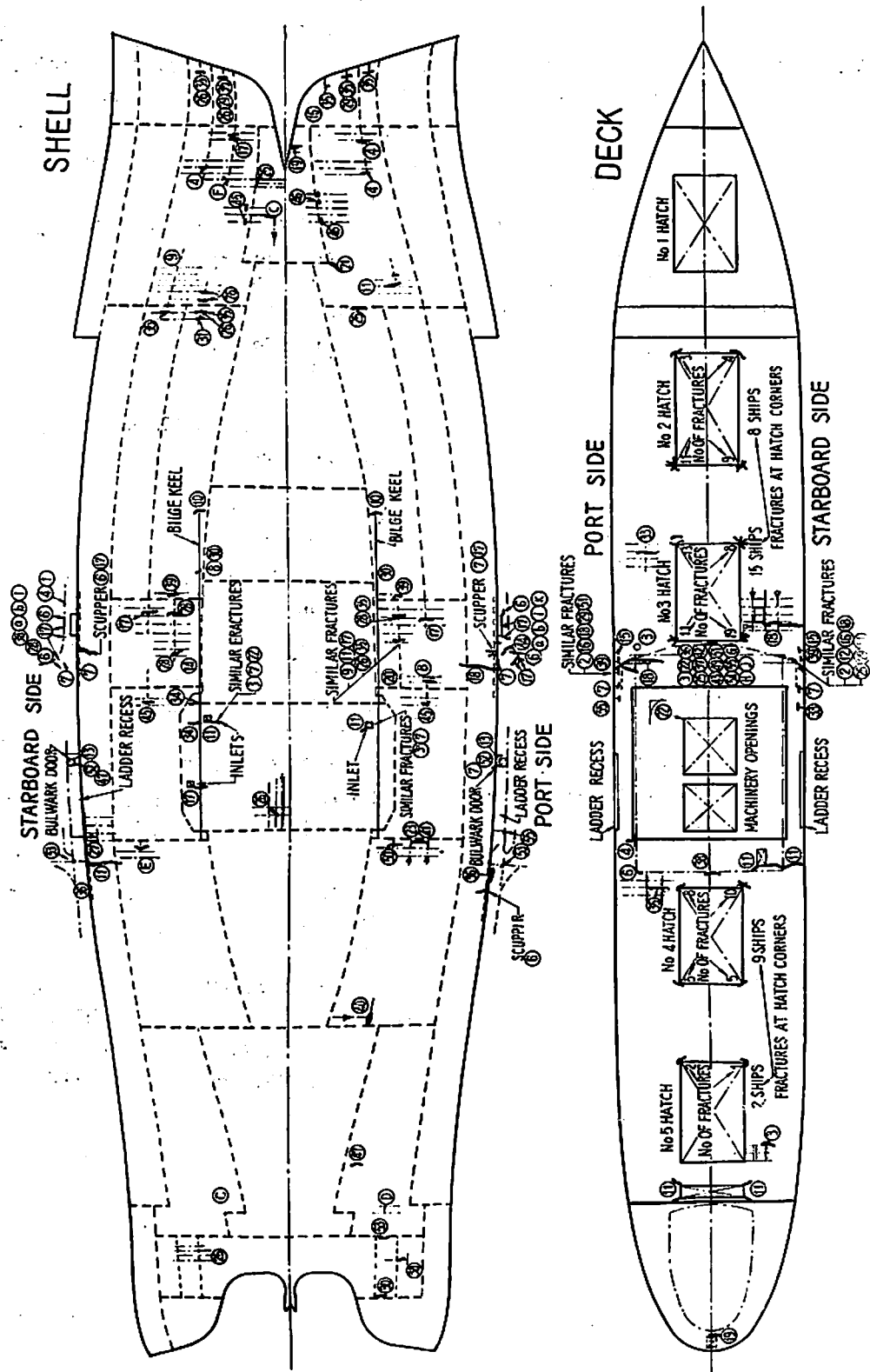
で破壊すると仮定し、これを一般化して、前述のような数種の変動応力の場合に拡張した。ゆえに、応力の加わる順序により、疲労破壊強度が異なるのが本場で、その意味では、Miner の法則は厳密なものではなく、きわめて粗い近似式と考えた方が妥当であろう。

また、船体構造部材の方は、前にも述べたように、ある平均応力 (縦曲げの場合は静水中の応力) を基線とした変動応力をうけ、一方、疲労試験の結果は、片振れあるいは両振れ試験が多い。このような疲労試験結果を使用し、Miner の法則により部材の強度を求める場合は、かなりの不正確さがあることを覚悟せねばならない。

平均応力が疲労限度以下におよぼす影響を示す図として、疲労限度曲線が用いられている。第3図に機械構造用炭素鋼 S 40 C (抗張力 $= 71 \text{ kg/mm}^2$) の疲労限度曲線を示す。³⁾ 図において、縦軸は応力振幅、横軸は平均応力の大きさを表わす。OB は平均応力 0 の場合、すなわち両振れの場合の疲労限を示し、2ZH は片振れ引張の場合の疲労限を示す。横軸上にその材料の真破断応力 (この材料では 113 kg/mm^2) に等しく OV をとると、



第3図



第4図 貨物船の甲板および外板に生じたクラックの集計

鋼材では BHV は一直線上にある。このように、平均応力により疲労限度力は大幅に変化する。

船舶の構造部材の疲労強度を検討するには、第3図に示された平均応力と疲労限度との関係だけではなく、 10^3 、 10^4 、 10^5 、 10^6 回における各時間強度と平均応力との関係を知る必要がある。これらの研究は、現在日本造船研究協会で行なわれている。

3. 損傷の具体例

船舶は一定期間就航すると定期検査を行ない。その船の細部を詳細に検査し損傷の有無を調査している。また、損傷をうけた場合は臨時検査を行ない、損傷に対する補修などを行なっている。これらの検査において、かなりのクラックが発見されている。

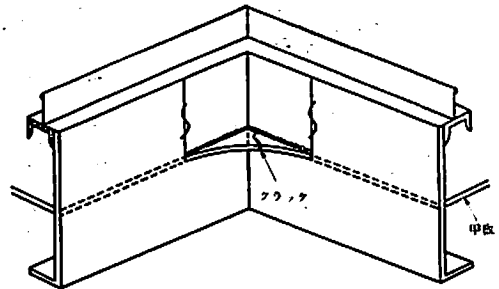
これらのクラックの大半は疲労破壊によるものと考えられるが、このクラックの発生の原因が高応力疲労 (Low Cycle Fatigue) によるものか否かについては種々異論がある。たとえば、ノルウェーの Vedeler⁴⁾ は、同国船級協会登録の船舶に発生した損傷を検討して、これらクラックの大半は高応力疲労によるものであることを述べている。つぎに、オランダの Nibbering⁵⁾ は、Bennet の応力頻度分布を使用し、スラミングや貨油の運動の影響などをも考慮して、船体構造部材の疲労強度について次のような見解を述べている。すなわち、部材の結合部のような小さな不連続部には低応力疲労クラックが発生し、高応力疲労によるクラックは、大きな不連続部で溶接が悪かつたり応力集中のある箇所が発生する。また、本年7月オランダで開催された国際船体構造会議の高応力疲労分科会においては、船舶における高応力疲労の問題点をまとめたが、その報告書によると、船体に生ずるクラックの原因が高応力疲労によるものであるとの断定は避けている。

これらの原因の探求はかなり困難であり、今後の研究調査にまたねばならないが、著者の見解としては、船の疲労強度を考える場合、高応力疲労だけでなく、低応力疲労をも考慮すべきだと思う。

さて、本論の損傷の具体例の紹介に移ろう。

第4図は前述の Vedeler の論文から引用したもので、貨物船の甲板および外板部に生じたクラックを示したものである。本図はノルウェー船級協会に登録された460呎以上の第2次大戦以降に建造された貨物船65隻のクラックをまとめたもので、ハッチコーナーやブリッジエンドなど、わが国の船舶にもおなじみの損傷箇所によくのクラックが発生しているのが目立っている。

これら損傷の多発しているハッチコーナーやブリッジ



第5図 ハッチコーナーのクラック

エンドについてさらに具体的に説明しよう。

第5図はハッチコーナーのクラックの発生例を示す。前にも述べたように、Bennet の応力頻度分布から推定すると、この付近には、 20 kg/mm^2 位の高応力がかなりの回数加わることになる。この附近の損傷を防止するには、応力集中係数を緩和するための十分な考慮と溶接などの施行には細心の注意が必要である。

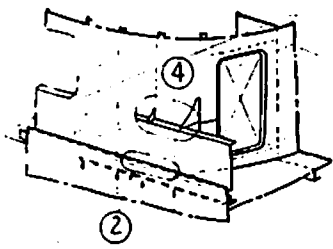
第6図はブリッジエンド附近の損傷例を示す。図は、上部構造端部損傷対策委員会の報告書⁶⁾から引用したものである。第6図に示すように、該部の構造様式は多種多岐であつて、それぞれの構造様式に対して、図の中の数字で示された箇所に損傷が発生している。損傷箇所を説明すると、

- ① 甲板下部の肋骨などの損傷
- ② 舷側厚板と上部構造との固着部のゆるみ
- ③ 甲板室前端壁と甲板との固着部のクラック
- ④ 上下不連続部に生じたクラック
- ⑤ 甲板間支柱のクラック
- ⑥ 船の前後方向不連続部のクラック
- ⑦ 波の打ちこみによると思われる損傷

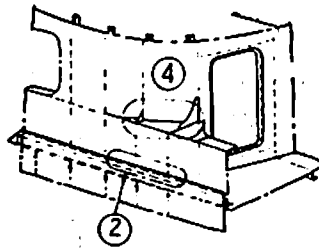
である。

この損傷の主な原因として、船が波浪中ホギング状態になつたとき、船体主構造と上部構造との間に両者を引離す力が働き、この力が両者を固着する部材の不連続部に集中して、高い応力が発生し、この高い応力が繰返されてクラックが発生した⁷⁾と思われる。この損傷例の大半は、建造後2、3年以内のもので、なかには建造後1年以内にクラックが発生した例もある。前述のように、Nibbering は、大きな不連続構造の応力集中の大きな箇所に高応力疲労クラックが発生することを指摘したが、ここに示された例は、彼の見解に合致した損傷例であらう。

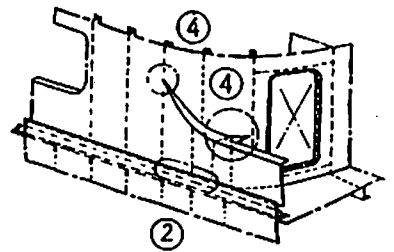
以上述べた損傷のほか、船体構造体構造の骨ともいべき桁、梁、肋骨、防撓材などにもクラックが発生している。その代表的例を第7図および第8図に示す。



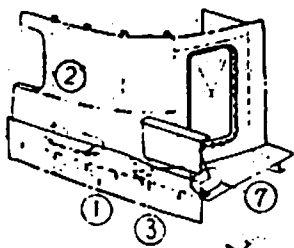
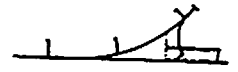
A1 TOP RAIL 貫通方式



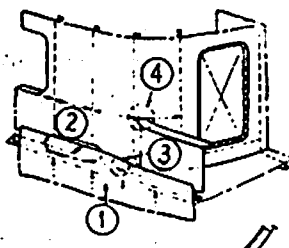
A2 TOP RAIL 断接方式



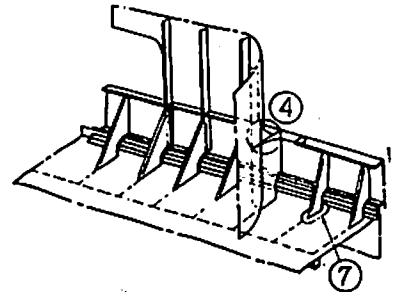
A3 BULWARK ROUND-UP方式



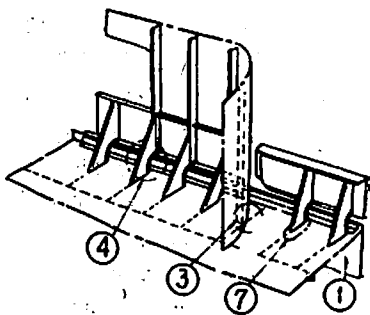
B2 BULWARK 完全分離方式



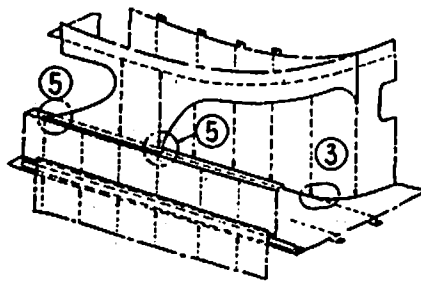
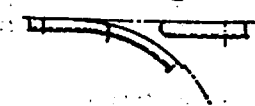
B2 BULWARK 折曲固着方式



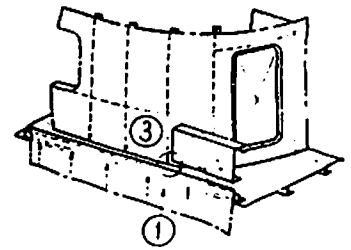
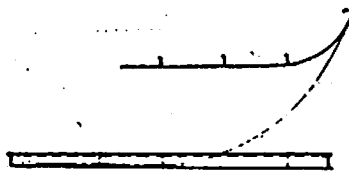
C1 SLIT 型 BULWARK 固着方式



C2 SLIT 型 BULWARK 分離方式



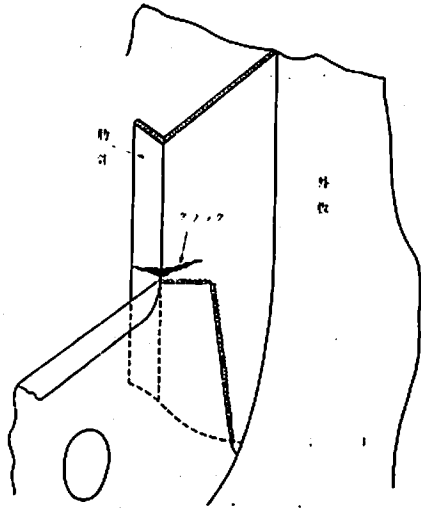
D1 船側通路開放方式



D2 SET-IN 方式



第6図 ブリッジエンドの損傷



第7図 倉内肋骨下端のクラック

第7図は肘板部附近の損傷例を示す。貨物船などの船側肘板部においては、静水中の計算においてもかなり高い公称応力が計算され、応力集中などの影響を考えると、非常に高い応力が発生することが予想されるので、平均応力の高い疲労による損傷と考えられる。

第8図は防撓材固着部の損傷を示す。板の方にクラックが入つたものと、骨の方にクラックが入つたものがある。逆山形鋼のような左右非対称部材を使用する場合は、横倒れの力がたえず働いて、このような力がクラック発生の原因となることも多い。トリッピングブラケットを適当な間隔に配置することが望ましい。

4. 日本造船界の研究の概要

以上疲労の問題点と損傷例について述べた。船体疲労の研究は現在世界各国で行なわれていて、これらの成果は船体構造の損傷防止のため大きな役割を演ずるものと思われる。

わが国においても、大規模な総合研究が活潑に行なわれている。すなわち、日本造船研究協会第46部会（部会長吉識教授）においては、高張力鋼を船体に使用する場合の問題点についての研究を行なつたが、その一部門として、高張力鋼や軟鋼の素材および溶接継手の広汎な疲

勞試験を行つた。また、同協会第62部会（部会長寺沢教授）においては、船体構造の不連続部の高応力疲労を研究テーマとして、現在次のような実験が行なわれている。

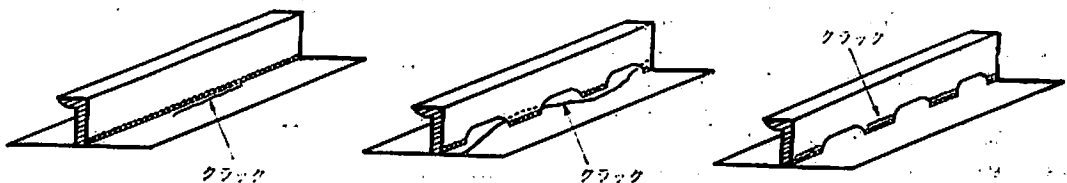
- イ) 開口部の疲労強度試験
 - ロ) 端部結合部の疲労試験
 - ハ) 不連続溶接継手の疲労試験
 - ニ) 船体用鋼板の平均応力の影響に関する疲労試験
- イ) はハッチコーナなどの疲労強度を対象としたもの、ロ) は現在使用されている肘板の疲労強度を対象としたものである。ハ) はすみ肉溶接の剪断強さやパットを当てた場合のパットの大きさなどによる疲労強度の相違を研究対象としたものである。ニ) は軟鋼を供試材として、平滑材および切欠材（2種類）の3種の試験片において、平均応力を種々変えた場合の疲労強度を研究するものである。

また、造船協会電気溶接研究委員会第2分科会（主査金沢教授）では、疲労破壊機構の理論的検討や外国文献の紹介など、おもに、疲労の理論方面の研究を行なっている。

その他、大学や研究所などでも種々の疲労実験を行なっている。

著者は、高張力鋼を船体に使用する場合の疲労強度の面から、軟鋼、50キロハイテン、60キロハイテンなど4種の鋼種について、2年間にわたる大規模な実験を行ない、軟鋼と高張力鋼との疲労強度の比較を行なつた。また、すみ肉溶接の脚長を軽減する目的で、すみ肉十字継手疲労試験や溶接組立梁の疲労試験を行なつた。この研究成果は日本海事協会鋼船規則すみ肉脚長軽減の基礎資料となり、昭和39年度からすみ肉脚長が大幅に軽減されたことは周知のとおりである。これら著者の研究結果の詳細は紙面の都合上割愛する。いずれ、別の機会に報告できるものと思う。

これらの日本における研究成果は、国際船体構造会議高応力疲労分科会に報告され、同分科会においては、世界各国からの報告をまとめて報告書を作成した。その報告書に引用されている研究成果の大半は日本から報告され



第8図 防撓材固着部のクラック

たものであつて、日本造船界の疲労研究は世界造船界を大きくリードしているといえよう。

5. む す び

一般に、技術革新に伴い、部材の寸法はますます軽量化される傾向にあり、とくに最近では、船体主構造に高張力鋼を使用することが多く、部材に作用する応力はますます高くなることが予想される。

現在船体に生じたクラックは局部に限られ、いわゆる“かすり傷”程度の段階で発見され補修を行い大事故にはいたっていない。しかし、今後使用時の応力が高くなるにしたがつて、部材に生ずるクラックが増加し、これに伴ない、今まで起らなかった大事故が発生しないとは限らない。これらの事故を未然に防ぐには、前にも述べたように、船体各所の構造部材に生ずる応力頻度を確実に把握し、このような変動応力の作用下における船体構造部材の疲労強度を確実に推定し得るようになることである。今後の研究により、ますます造船日本の名声が高まることを確信するものである。

参 考 文 献

- 1) B. Bennet: Stress and Motion Measurements on Ships at Sea; Swed. Ship Res., No. 15 (1959)
- 2) 大川喜伴ほか: 一般貨物船の強力甲板における倉口隅部の応力集中について; 造船協会論文集 No. 105 (1959)
- 3) 西原利夫, 桜井忠一: 繰返引張圧縮広力を受ける鋼の強さ; 機械学会論文集 No. 18 (1939)
- 4) G. Vedeler: To what extent do brittle fracture and fatigue interest shipbuilder today; "Houdremont Lecture" at the Annual Assembly of I. I. W. at Oslo (1962)
- 5) W. Nibbering: Fatigue of Ship Structures; Report of the Netherlands' Research Center T. N. O. Shipbuilding and Navigation No. 55S (1963)
- 6) 船体構造委員会上部構造端部損傷対策委員会: 上部構造端部損傷について; 造船協会会誌 No. 377 (1961)

天 然 社 ・ 海 技 入 門 選 書

東京商船大学助教授	鞠谷宏士	A5 180頁	¥ 300	東京商船大学助教授	清宮貞機	A5 90頁	¥ 230
	船の保存整備				蒸気機関		
東京商船大学助教授	鞠谷宏士	A5 160頁	¥ 390	東京商船大学助教授	伊丹深	A5 180頁	¥ 360
	船舶の構造及び設備器具				船用電気の基礎		
東京商船大学助教授	上坂太郎	A5 160頁	¥ 280	東京商船大学助教授	宮嶋時三	A5 200頁	¥ 460
	沿岸航法				燃料・潤滑		
東京商船大学教授	横田利雄	A5 140頁	¥ 230	東京商船大学教授	鼓島直人	A5 200頁	¥ 460
	航海法規				電波航法		
東京商船大学名誉教授	田中岩吉			東京商船大学教授	野原威男	A5 155頁	¥ 380
	海上運送と貨物の船積				船の強度と安定性		
	(前篇)海上運送概説	A5 140頁	¥ 320	東京商船大学学長	浅井栄資		
	(後篇)貨物の船積	A5 160頁	¥ 390	東京商船大学助教授	巻島勉	A5 170頁	¥ 480
東京商船大学教授	豊田清治	A5 160頁	¥ 280		気象と海象		
	推測および天文航法				<以下統刊>		
東京商船大学教授	野原威男	A5 110頁	¥ 230	東京商船大学教授	賀田秀夫		
	船用プロペラ				ボイラ用水		
東京商船大学助教授	中島保司	A5 170頁	¥ 300	東京海技試験官	西田寛		
	運航要務				指図		
東京商船大学教授	米田鐘次郎	A5 130頁	300円	東京商船大学教授	賀田秀夫		
	操船と応急				船用金属材料		
東京商船大学教授	横田利雄	A5 153頁	320円	東京商船大学助教授	小川正一・真田茂		
	海事法規				機械の運動と力学		
前東京高等商船教授	小方愛朔	A5 170頁	¥ 300	東京商船大学助教授	小川正一		
	船用内燃機関(上巻)				機械工作・材料力学		
		A5 200頁	¥ 320	東京商船大学教授	真壁忠吉		
	船用内燃機関(下巻)				船用汽罐		
東京商船大学助教授	庄司和民	A5 140頁	¥ 420	東京商船大学助教授	小川武補		
	航海計器学入門				船用補機		

1. ま え が き

最近オランダのデルフトで行われた国際船体構造会議においてわが国で最近行われた主な実船強度試験の成果が報告され、また船舶技術研究所においても昭和36年以来毎年北太平洋経由の航路において実船の航海性能および船体強度の調査を行っており、特に本年度は強度関係の実験を中心とした試験が計画されているので、ここに最近まで行われた実船試験をふりかえり現在までの成果を簡単に要約してみたい。

船体構造強度の研究は長い間多くの人々によつて理論的あるいは実験的に貴重な成果があげられ、これに伴つて船体の構造設計の合理化が行われてきたことはいうまでもないが、しかし多くの研究が行われてきたにもかかわらず、船体のように波浪によつて複雑な外力をうける構造物では外力の状態と構造物のうける力を充分に解明されているとは云い難い。したがつて直接実船について観察なり計測を行うことがもつとも望まれるわけで、この目的から数多くの実船による試験が行われてきている。構造強度だけに限つてみては戦後の計測技術の発達に伴つてその数はかなり多数にのぼつており、特に実船の航海中での波浪外力ならびに船体のうける応力を中心とした実船航走時の強度試験が日本造船研究協会を中心として最近まで数回にわたり数多くの船で行われている。

また一方船舶技術研究所は昭和36年以降10ヶ年計画のもとに毎年実船試験を実施しており、またその他造船所等においてもいくつかの研究が行われてきた。

以下にこれら各方面の理解と協力によつて行われた貴重な実船試験の成果の展望を行つてみよう。

2. 実船試験の発展

わが国においては計測技術の未発達などにより、昭和30年の日本造船研究協会による航海訓練所の練習船“北斗丸”の実験が行われる以前には殆んど実船試験の例がみられなかつた。実船試験の成果を充分にあげるには総合的な計測を行うことが必要であり、船体の運動状況、外力などを、船体の強度部材に生ずる応力と同時に計測することが望まれる。勿論現今でもこれらの測定に充分応じられるような計器の完成は必ずしも行われているわけではないが、しかし年々新型の計器が開発され、計測の簡易化、精度の向上などが行われている。

“北斗丸”の実験に続いて昭和32年に同じく日本造船研究協会を中心として航海訓練所の練習船“銀河丸”によつて日本近海の北太平洋で船体強度に関するかなり大規模の総合実船試験が行われた。“銀河丸”は長さ92m、幅14.5m、深さ7.4mおよび総屯数3,170tで元貨客船であつた“雲仙丸”を改造し、昭和30年に練習船になつたものであり、この実験はそれより前に行われた

“北斗丸”の経験をいかして、その本実験ともいふべき実験であつた。計測を行つたものは上甲板、船体中央断面における縦横応力17点、船首パネル部におけるスラミング応力16点、船底水圧を船首部を中心として36点のほか、船体の動揺、加速度ならびに舷側での水位を前後方向に合計12ヶ所など計測点が総計100に及ぶような当時としてはかなり大規模の測定であつた。このため必要な計器も新規購入のほか、関係大学、研究所等を動員して準備され、計測用の諸装置を準備のためドックに入渠して半月以上の日数とその工事のためについやされた。実験は航海訓練所の好意もあつて、比較的荒海において実験を行う機会に恵まれ、この程度の船が冬期もつとも風波の激しい日本沿岸に近い北太平洋で行われた。そのため航海中960ミリバール台の低気圧に遭遇し、平均風速も30mをこえ、うねりは10m以上という激しい風浪のもとで実験は行われている。各種の計測は初期の目的どおり満足できる状態にあつたが、スラミングの計測はむしろこのような荒天下では船速が低下するため、船首が波にほんろうされて期待されたほどの船首船底衝撃の記録はとれていない。実験結果の詳細は略すが各方面にわたり種々有益な興味ある結果がえられ、これらの中には従来諸理論のうらづけとなりうるものもかなり多いことは大きな成果としてあげられている。

その後しばらくおいて昭和34年に至り、当時漸く貨物船も高速化の時代となり、そのため船体の前部上甲板などに青波による損傷の問題がおこり、同年日本造船研究協会を中心に再度実船試験が行われることになつた。

この実験では波浪による甲板荷重のほかに計測装置としてはじめて応力頻度計が使用され、この計画の第1年度においては日本郵船の“摂津丸”において同船の世界一周航路を利用して実験が行われた。同船によりはじめてわが国で船体縦応力の統計的計測が行われ、従来行われてきた一定時間の計測に比して画期的な成果をもたらしたものである。すなわち船体縦応力を航海中の長期間に

第1表 日本造船研究協会第49部会

船名	撰津丸	もんだな丸	穂高山丸	はどそん丸	大島丸	
所属	日本郵船	川崎汽船	三井船舶	大阪商船	飯野海運	
航路	ニューヨーク	ニューヨーク	西廻り世界一周	ニューヨーク	ニューヨーク	
35年度	乗船計測者	弘田孝輔 (日本郵船) 桑野研一 原田光雄 (三菱造船)	杉山毅 (川崎重工)	綾日天彦 杉村泰 根本紀太郎 (三井造船)	加名生浩二 (大阪商船) 三島尚三 (三菱)	多山修 竹内幸一 (飯野重工)
	計測事項	背波水圧 応力頻度	背波水圧 応力頻度	背波水圧 応力頻度	背波水圧 応力頻度	背波水圧 応力頻度
	計測期間	35.12.2~36.2.15	35.12.3~36.2.2	36.1.2~36.4.19	36.2.8~36.4.9	35.12.2~36.2.17
36年度	乗船計測者		堺由輝 (川崎重工)		丸谷治彦 (大阪商船) 塩田省次郎 (三菱)	直井保 (運研)
	計測事項		背波水圧 応力頻度		背波水圧 応力頻度	背波水圧 応力頻度
	計測期間		36.12.3~37.1.31		36.11.10~37.1.12	36.10.18~36.12.27
船種	貨物船	貨物船	貨物船	貨物船	貨物船	
要目	LPP (m)	145.00	150.30	145.08	145.00	145.38
	B (MLD) (m)	19.54	20.50	19.60	19.40	19.50
	D (MLD) (m)	12.30	12.90	12.50	12.50	12.32
	d (m)	8.825	9.404	8.52	9.18	9.19
	Cb	0.6688		0.672	0.672	0.670
	D/W (T)	11.182	13.361	11.184	12.151	12.033
	G/T (T)	9.556	10.104	9.634	9.254	9.258
	N/T (T)	5.477	5.827	5.868	5.501	5.450
	MAX SPEED (knot)	20.7	20.9	20.5	20.8	20.5
	SERVICE SPEED (knot)	17.8	17.6	18.4	17.4	17.8
主機	UEC 12,000 BHP	川崎 MAN 11,500 BHP	三井 B & W 11,250 BHP	9 RD-76 12,000 BHP	飯野ズルツアー 12,000 BHP	

わたつて計測し、これを統計学的に解析して船体のうける最大応力を推定するという新しい解析が試みられた。この撰津丸の実験と前後して同様の実験が三井船舶のニューヨーク定期貨物船「穂高山丸」で行われたが、さらに日本造船研究協会では昭和35年度と36年度の2ヶ年にわたつて同様の目的で実験を継続し、1万屯級貨物船を主として合計12隻延べ17隻の船についてニューヨーク航路その他の航路における航海中の応力頻度と背波による甲板衝撃水圧の計測が行われた。これらの実験船の

一覧表を第1表に示した。すなわち海運会社は大洋漁業を含めて7社に及び、実験の計測に参加協力した造船所等は船舶技術研究所を含めて9社、乗船計測者の合計も19名に達している。これら一連の実験により船体縦応力と船首部上甲板上の背波水圧に関する統計的な解析はかなりの成果をえ、縦応力については要素ヒストグラム(海象、気象、本船状態など一定の航海条件のもとでの応力の短期分布)から長期分布を求め、これが実測値とよく一致することも確かめられた。なおこれらの実験終了

実験船一覧表 (所属は実施当時のもの)

北洋丸	ぶるつくりん丸	八幡山丸	のうほうく丸	信濃川丸	西京丸	埼玉丸
大洋漁業	大同海運	三井船舶	大阪商船	川崎汽船	日本郵船	日本郵船
南氷洋	ニューヨーク	カナダ～戸畑	ニューヨーク	KUWAIT～ 四日市	ニューヨーク	
細屋悟郎 坂本昭弘 (佐世保重工)	三原資巨 (三菱造船)					
青波水圧 応力頻度	青波水圧 応力頻度					
36. 3. 22～36. 4. 10	35. 12. 4～36. 2. 12					
乗組員に計測を委託	同 左	同 左	同 左	同 左	松崎義一 (日本郵船)	乗組員に計測を委託
青波水圧	青波水圧	青波水圧	青波水圧	青波水圧	青波水圧 応力頻度	青波水圧
36. 12～37. 4	36. 12. 31～37. 3. 9	36. 11. 5～37. 1. 10	36. 12. ～37. 2	36. 12. 24～ 37. 2. 29	36. 12. 3～ 37. 2. 16	36. 11. 19～37. 3. 6
冷凍船	貨物船	鉱石兼油槽船	貨物船	油槽船	貨物船	貨物船
142.90	148.00	176.00	145.00	190.00	145.00	145.08
20.70	20.50	25.20	19.40	26.30	19.50	19.50
13.30	12.50	13.20	12.50	14.00	12.30	12.30
8.80	9.27	9.777	9.18	10.70	8.835	9.02
0.749	0.637	0.795	0.672		0.673	0.669
11.864	12.392	27.490	12.200	33 600	11.750	11.560
11.193	9.550	17.107	9.295	20.540	9.958	9.385
6.361	5.508	5.615	5.531	11.741	5.457	5.288
17.8	21.69	17.4	21.01	17.5	20.69	20.8
15.3	18.5	16.6	18.2	16.5	17.70	17.7
浦賀ブルツァー 9,100 BHP	UEC 13,000 BHP	三井 B & W 12,600 BHP	6RD-90 13,000 BHP	川崎 MAN 15,000 BHP	9 UEC 13,000 BHP	横浜 MAN 12,000 BHP

後もさらに数隻の船について同様の計測が行われている。

一方船舶技術研究所は昭和36年以來、国家予算のもとに耐航性に関する実船試験(第2表、第3表)を開始し、同年飯野海運の“大島丸”によりニューヨーク航路で第一船の実験を実施した。この実験計画は年度別に逐次計測の重点を移すことが考えられているが、第1年度は主として定期貨物船の航海性能の調査を目的として行われ、定期貨物船のシーマージンの調査、波浪中における

る動特性、特にトルク、プロペラ回転数の変動についての調査が行われた。船体の強度関係の計測としてはさきにあげた日本造船研究協会の一連の実験として参加している。この実験計画の第2年度はほぼ第1年度に近い計画で大同海運(現在ジャパンライン)の定期貨物船マンハッタン丸において実験が実施され、さらに第3年度は前2年度につづいて統計的資料を集積してゆくことと、新しく船体運動および構造強度の面でいくつかの試験が加えられ、船体の操縦性能、舷側水位等の計測および船

第2表 船舶技術研究所試験船舶一覧表

		36年度	37年度	38年度	39年度(予定)
船名		大島丸	マンハッタン丸	山隆丸	隅田丸
船種		平甲板中央機関型貨物船	同左	同左	同左
船主		飯野海運(株)	大同海運(株)	山下汽船(株)	日本郵船(株)
主要目	垂線間長	145.38 m	148.00 m	145.00 m	145.00 m
	幅	19.50 m	20.50 m	19.60 m	19.50 m
	深さ	12.318 m	12.50 m	12.40 m	12.30 m
	総トン数	9,257 T	9,556 T	9,307 T	9,431 T
	載荷重量トン数	12,033 T	12,471 T	12,701 T	11,876 T
	速力	17.8ノット	18.5ノット	18.0ノット	18.0ノット
	連続最大出力	12,000 BHP	13,000 BHP	12,000 BHP	12,000 BHP
竣工		1960年	1961年	1959年	1960年
実験年月日	(自)	36. 10. 18	37. 10	38. 11 29	39. 11
	(至)	36. 12. 26	37. 12	39. 1 27	40. 1
乗船試験員数		4	3	3	4
試験航路		北太平洋洋 ニューヨーク航路	同左	同左	同左

第3表 船舶技術研究所実船試験 年度別研究および計測項目

	第1回 昭和36年度	第2回 昭和37年度	第3回 昭和38年度	第4回 昭和39年度
研究項目	計測項目	計測項目	計測項目	計測項目
	気象(気温, 気圧, 風向, 風速等) 海象(波高, 波長, 波の周期, 波と船の出会い角等) 本船状態(船速, 載荷状態, 吃水, 進路等)	同左	同左	同左
推進性能	プロペラ軸回転数 トルク スラスト	プロペラ軸回転数 トルク	プロペラ軸回転数 トルク	プロペラ軸回転数 トルク
運動性能	横揺れ 縦揺れ 舵角 速度(志波式, 船底ログ)	横揺れ 縦揺れ 舵角 速度(エックマンメ ルツ式) 加速度(船尾, 中央)	横揺れ 縦揺れ 舵角 舵角頻度 船首揺角 加速度(船首, 中央, 船尾) 舷側水位	横揺れ 縦揺れ 舵角 速度
船体構造強度	船体縦応力(中央部) 同上頻度(ク) 船首青波打込最高水圧 同上水圧頻度	同左	船体縦応力頻度 船体横応力(中央部) 船首青波打込最高水圧	船体縦応力(中央部) 同上頻度(ク) 船体横応力 同上頻度 船首青波打込水圧 同上頻度 船首底部の衝撃応力

体横応力の計測が行われた。計測方法も各種の不規則に変動するデータを速やかに解析するために、それまで使用されていなかったディジタイザー（アナログディジタル変換器）を搭載し、時々刻々のデータを穿孔テープに記録する方法を併用して成果をあげたことが特色の一つであった。

第4年目に当る本年度は日本郵船の“隅田丸”によつて11月より明年1月にかけて実験が行われることになつており計画が進められ準備も完了している。本年の計測はこれまで求められた航海性能、縦強度等についての統計的資料についてさらに集積を行うことのほかに、重点を横強度において、横応力の分布およびその統計的計測を行う予定である。このため新しく抵抗線型歪計を使用する応力頻度計を準備している。

船舶技術研究所の試験計画は明年以降もさらに数年間引続いて実施される予定であり、したがつて充分な統計的資料の集積が期待され、今後の船体の設計資料として貴重な成果がえられるものと思われる。

一方、外国での実船による船体強度試験は、その成果が報告されているものは最近はあまり多くはないが、比較的小規模で基礎的な計測が長期にわたつて英国などでは行われているようである。本年7月オランダのデルフトで行われた第2回国際船体構造会議（2nd International Ship Structures Congress）においても実船試験関係の委員会において、今後の船体構造強度の研究として統計的な研究方法と、従来の静的に外力に対応する

応答を中心として研究する方法との優劣が議論されたと聞いている。しかし波浪のように極めて不規則に変化する外力については統計的な研究が必要であることは勿論であり、特にかなり長期間における統計資料が必要であると思う。

3. 計測機器について

実船試験に使用される計測器の信頼性はそのまま試験結果の信頼性につらなるわけであり、最近の計測技術の進歩が試験の成果にもたらした貢献は極めて大きいと云えよう。

船体のように巨大な構造物に複雑な動的外力が加わるような場合は、外力とそれによる応答とを測定するため各種の計器が遠隔的に操作されることが必要であり、また特に長期間にわたりこのような記録を継続する必要がある場合は自動的な記録装置が是非とも必要である。このような目的を満足させるため最近では録音テープによる記録方法およびディジタイザーによる読とり、あるいは直接ディジタル方式による計測を用いるような方式がとられている。

昨年の船舶技術研究所による試験においても記録はこの種の録音テープ式による計器を中心として行われ、その結果試験資料の解析時間を著しく短縮することができたのは大きな成果であつた。

船体強度関係の試験に使用される計測機器の開発については国際的にも関心がもたれ、I. S. S. C.（国際船体構造会議）においても実験計測器関係の部会が設けられて

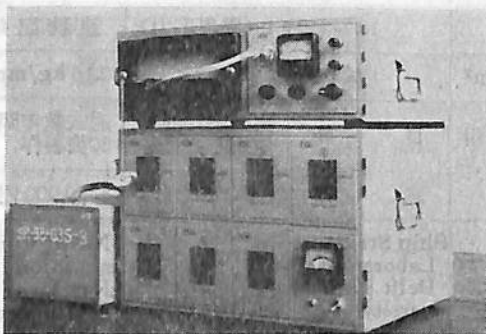
第4表 諸外国の応力頻度計一覽表

名 称	Statistical strain gauge	TMB strain cycle gauge	B. S. R. A. Electrical statistical Strain Gauge	Strain Cycle Counter	TMB Flexing Stress Monitor	Maximum Reading Strain Gauge
ピックアップ	mechanical	electro-mechanical	electro-mechanical	electrical	electrical	mechanical
ゲージ長	300 mm	不 詳	2.540 m	不 詳	不 詳	25.4 cm
接点数またはカウンター数	6 カウンター	6 接点	10	10	1 (限界応力)	連続記録
精 度	0.1 kg/mm ²	10%	0.315 kg/mm ²	1%	3%	0.16 kg/mm ²
信 頼 度	4 台を6年間使用	2 台で6年間使用 しかし他の2台は不成功	数年間使用	良 好	実験室、実船で使用して良好	過去数年間で30箇製作
価 格	試 作	試 作	150,000 円	試 作	不 詳	50,000 円
製 作 所	Laboratoire de Résistance des Matériaux de la Marine Militaire	David Taylor model Basin	British Ship Research Association	Ship Structure Laboratory Delft University	Sierra Research Corporation	Naval Construction Research Establishment
国 別	France	U. S. A.	England	Holland	U. S. A.	U. S. A.

おり、本年行われた委員会にははじめて各国の資料が総合的に発表されているのは興味深いと思われる。発表された計器は英国 22 点、日本 19 点、米国 7 点、オランダ 7 点、フランス 5 点、ドイツ 6 点およびスイス 1 点の合計 67 点で、日本以外は英国がもつとも多数発表している。また種類別の計器数は静的のもの 25 点、動的のもの 23 点、両者兼用のものが 4 点、統計的のものが 11 点であり、その他熱応力等特殊用途に使用されるものが 4 点である。これらの中では特に目立つたものはみられないようであるが、静的、動的および統計的な応力または歪計測器は各国とも比較的類似した計器を使用していることがみられる。

統計的計測に使用される応力頻度計は特に興味があるので各国で使用されているものを記してみると第 4 表の如くである。これをみると主要の各国では大体同じような目的でいずれも応力頻度計を製作し、実際にかなり使用した実績がある。また米国で興味あるのは Stress Monitor を実船に使用していることで将来この種の計器の開発が進めば航海の安全を確保し、同時に船体のうける最大応力の長期的観測のためにその効果が期待されるものとなる。

わが国においてもこれらの計器に類似のものは製作され既に数年前から実用になっているが、これは船体の縦応力の計測を目的として製作されたものでピックアップのゲージ長がかなり長いものが使用されている。今後の問題としては最近比較的問題の多い横応力の測定あるいは局部応力の測定等に使用できるゲージ長の短い応力頻度計が望まれる。本年度の船舶技術研究所による試験においては、横応力の計測のために磁気録音テープ式の計測装置を使用して測定結果をディジタイザーによって自動的に計数化するとともに、横応力一点については抵抗線歪計に直結する応力頻度計（第 1 図）を使用することを計画している。



第 1 図 応力頻度計

4. 実船試験の成果

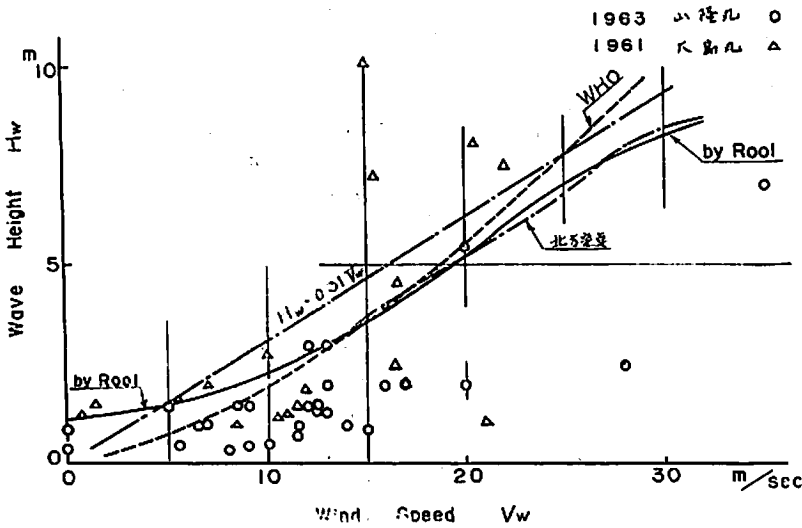
実船試験に期待される成果は広範囲にわたるので、これに伴って調査測定する項目もかなり多種にわたるが、これらを分類すると次のようになる。

- I 気象（気温、気圧、風向、風速等）状態、海象（波高、波長、波の周期、波と船の出会い角度等）状態の観測
- II 本船状態（船速、載貨状態、吃水、進路等）の調査
- III 推進性能：プロペラ軸回転数、トルク、スラスト
- IV 運動性能：横ゆれ、縦ゆれ、舵角、舵角頻度、船首揺角、加速度、舷側水位
- V 構造強度：船体縦応力、同頻度、船体横応力、同頻度、船首靑波打込水圧、同頻度

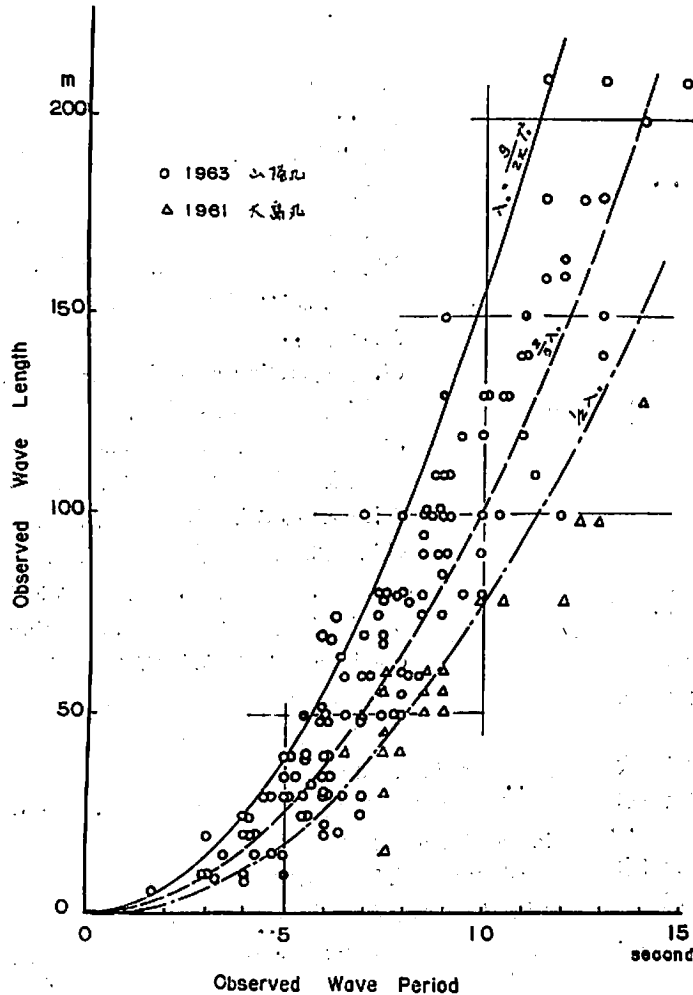
これらの測定項目のうち船体強度試験として関係があるのは主として I、II および V であるが、船体のうける外力に関係のある波浪についてはこれまで数多くの観測例があるが、観測方法が充分でないことと、不規則波などの観測が難しいために測定値がかなりばらつくようである。もつとも一般に行われる目測の結果も誤差が多いが、これまでの資料では複数の測定者の測定値の平均をとると大体一致しているようであり、統計的には比較的实际に近いものと考えることができよう。

船体応力に大きい影響を及ぼす波高と風速との関係は各航海においてかなりの差があることが示されているが、風浪のみについてこれまでの観測値の平均をとつてみると Roll によつて調査された北大西洋上における 10 定点での観測値の平均に近いかそれよりやや波高が小さい程度になっている。また北方定点および WHO の probable wave height などとも大体似たような傾向にあることがわかる（第 2 図参照）。

一方うねりの波高は風浪とは無関係になつており、Roll の値よりは遙かに大きい波高を示している。これはうねりは遠方の低気圧からの風によつて生成されたものの伝播してきたものであることを考えれば当然のことであり、吹送域が充分であれば風浪の完全な発達が行われるからである。測定結果を完全発達波として “Practical Methods for Observing and Forecasting Ocean Waves by Means of Wave Spectra and Statistics” by Pierson and others により推定すると計算値と実測値はかなりよく一致することが求められている。また観測された波の波長 λ と周期 T との関係調べてみると、



第2図 風速と波高(風浪)との関係



第3図 波長と周期の関係

$$\lambda = \frac{g}{2\pi} T^2$$

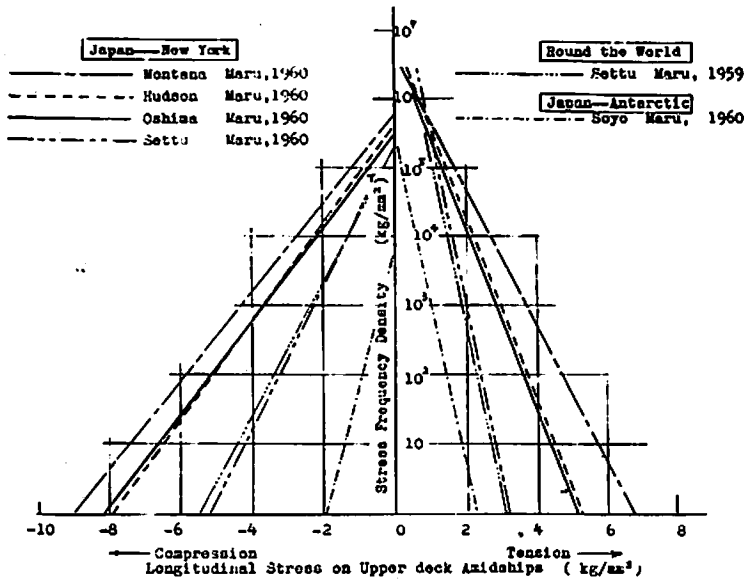
の規則波より一般に波長が短いことがわかる。この観測値はこれまでの例では λ と $\frac{1}{2}\lambda$ の間に大体分散しているようにみられる。(第3図参照)

波浪外力に対応する構造強度の計測は、最近における実船試験においてはもつぱら船体の強力甲板上における縦応力の統計的計測が重点として取上げられている。これは大洋航行中の船体には波浪による種々の変動荷重が加わるので、その変動荷重の異常値がいかなる大きさに達するかを推定することが、合理的な設計荷重の決定に重要な関連をもち、

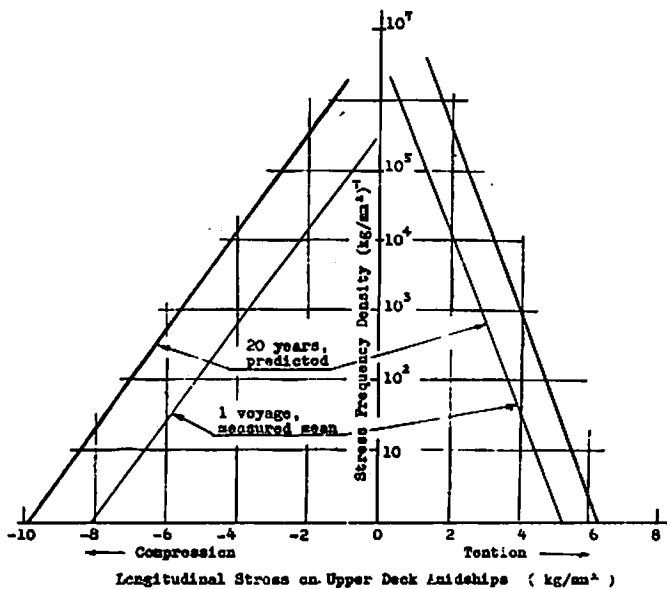
また変動荷重の頻度分布は荷重スペクトルとして最近問題とされている船体強度部材の疲労強度に重要な関係があるためである。

米国では Jasper がかなり多数の船舶について計画的に試験を行い、波、応力、船体運動等の変動量について種々の統計的解析を行ったことは有名である。この結果 operating condition (船がおかれている環境状態、すなわち波浪、速力、heading、吃水、排水量、トリムおよび重量分布等) が一定とみなされるような短時間の応力分布は短期分布と呼ばれ、これは一般に Rayleigh 分布であらわせるということを示した。また各種の operating condition 一定の場合の短期分布の積重ねからなる長期分布は Log-normal 分布に従うことを確めた。さらに各 operating condition における Rayleigh 分布に、船の航海中に遭遇する各種の operating condition の割合であるパーセンテージを求め、それぞれの operating condition の短期分布と各パーセンテージに対応した重み係数を乗じて長期分布を合成する方法を考え、かくして求まる長期分布は Log-normal 分布になることを示した。

また異常値はこの長期分布によって、一



第4図 上甲板縦応力のヒストグラム



第5図 上甲板縦応力のヒストグラム

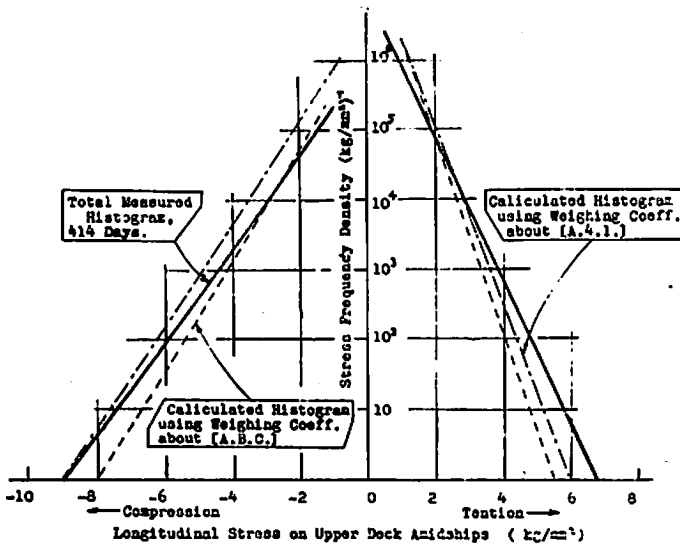
operating condition に遭遇する頻度を重み係数として乗じた結果求める長期分布は各船について示すと第4図のごとくなる。同図は船体中央部の上甲板で計測した曲げ応力 σ を横軸にとり、応力振幅が $\sigma - 0.5 \text{ kg/mm}^2$ から $\sigma + 0.5 \text{ kg/mm}^2$ までの応力頻度密度を縦軸にとつてある。この図に示した4隻の船はいずれも東京—ニューヨーク定期航路船ではほぼ同型であるから、これら4隻の平均のヒストグラムから北太平洋航路のこの種の貨物船の応力頻度を推定すれば第5図のようになり、さらに20年間におけるこの種の定期貨物船のうけるヒストグラムは一航海のヒストグラムを平行に移動して推定すると同図に示したごとく求めることができる。海象条件は冬期北太平洋においてもつとも悪いことを考えれば、20年間にうける応力の最大値はこのヒストグラムから推定できるであろう。この値は圧縮で 10 kg/mm^2 、引張で 6 kg/mm^2 である。

またこれらの試験によつて確められた問題の一つは各 operating condition での短期分布を長期分布をうるための要素という意味から要素ヒストグラムと呼び、各 operating condition の遭遇頻度を重み係数とすると、航海中の船舶のうける応力の長期分布は要素ヒストグラムと重み係数が求めれば計算によつて求められるということである。全計測船の414日間での測定結果からこのような方法で求めた計算結果と、実際のヒストグラムとの比較を第6図に示す。operating condition として〔A. B. C.〕3つの条件すなわち波高、船速、出会角の3つをとつて計算したのが同図の点線で、さらに簡

単に operating condition として波高 A だけを変数として計算した結果が同図の鎖線である。実験では operating condition として船速と、波と船の出会い角、波浪階級の3つのみを代表的に考慮しており、しかも24時間の比較的長い短期分布を一つの要素ヒストグラムとしてこれを正午の operating condition であらわしている点などかなり大たんなる仮定もしているの、これらの点でさらに精度のよい計測が行われれば一層短期分布からの

航海中あるいは船の一生の間にうけると推定される最大応力を求めることができるのでこれから推定することができる。Jasper が使用した解析方法により、前にあげた日本造船研究協会で行われた一連の実船試験および船舶技術研究所において行われている試験結果を解析した結果から次のことが確められた。すなわち各種の operating condition における応力分布に各航海を通じてのその

単に operating condition として波高 A だけを変数として計算した結果が同図の鎖線である。実験では operating condition として船速と、波と船の出会い角、波浪階級の3つのみを代表的に考慮しており、しかも24時間の比較的長い短期分布を一つの要素ヒストグラムとしてこれを正午の operating condition であらわしている点などかなり大たんなる仮定もしているの、これらの点でさらに精度のよい計測が行われれば一層短期分布からの



第6図 上甲板縦応力のヒストグラム

計算値が実際に近くなることが期待される。

これまでの測定結果によると各航海によつて operating condition の遭遇頻度はかなり異つている場合が多く、したがつて一航海のみの資料から同航路における同型船の応力頻度の長期分布を求めることは危険であり、相当長期にわたつて計測することが必要である。

次に青波水圧による甲板の損傷を防止するため実船での水圧計測がこれまでかなり多くの船で行われたが、これらの資料によると青波に遭遇する頻度は極めて稀れて、また青波に遭遇しても甲板のうける水圧は予想されていた値よりはかなり小さい。また計器に計測された数も少ないため統計的な解析を行うには相当長期にわたり数多くの実験を行うことが必要であると思われる。しかし青波に対する甲板の構造強度は、このように甲板上の限られた一点で求められた衝撃水圧から直ちに決めることは不可能であり、圧力の時間的な分布および平面での圧力分布が求まり、さらにこれに対する構造物の動的な応答を求めることが必要である。

したがつて青波に対する甲板強度の問題を深く検討するためには今後も計測を続けることが必要であり、同時に構造物の衝撃荷重に対する強度を明らかにしなければならない。

5. 結 言

日本造船研究協会第49部会で行われた実船強度試験を中心として最近まで行われた多くの実船試験の成果の概要をのべ、さらに船舶技術研究所で継続して行つている実船試験の現況をのべた。

これまでの試験成果によつて統計的な研究はかなりの進歩をみたが、船体に加わる外力を明らかにするためには今後ともなお実船試験が必要であることはいうまでもなく、将来は航海中に経験する船体の強度的な資料を簡単な方法で積み重ね、それらの資料をもとにして合理的な船体強度の設計を行うことが必要である。またこのような合理的に設計された船体には外力の大きさの限界を示す応力計を取付けて船体強度の安全を期し、航海の安全をはかることは極めて効果があらう。

参 考 文 献

- 1) Report of the Committee on Response to Wave Load on ships, Proc. of the 1st I. S. S. C., Glasgow, 1961.
- 2) N. H. Jasper; D. T. M. B. Rep., 781, 1953.
- 3) N. H. Jasper; D. T. M. B. Rep., 960, 1955.
- 4) N. H. Jasper & J. T. Birmingham; D. T. M. B. Rep., 976, 1956.
- 5) N. H. Jasper; Trans. S. N. A. M. E., Vol. 64, 1956.
- 6) N. H. Jasper & R. L. Brooks; D. T. M. B. Rep., 977, 1957.
- 7) N. H. Jasper & J. T. Birmingham; D. T. M. B. Rep., 1216, 1957.
- 8) N. H. Jasper, R. L. Brooks & J. T. Birmingham; D. T. M. B. Rep., 1251, 1960.
- 9) J. T. Birmingham, R. L. Brooks & N. H. Jasper; D. T. M. B. Rep., 1198, 1960.
- 10) R. Bennet; Report of the Swedish Shipbuilding Research Foundation, No. 13, 1958.
- 11) R. Bennet; Ditto, No. 15, 1959.
- 12) R. Bennet; European Shipbuilding, Vol. 8, No. 5, 6, 1959.
- 13) 日本造船研究協会報告第24号, 昭和33年
- 14) 日本造船研究協会報告第49号, 昭和39年(未刊)
- 15) D. E. Cartright & M. S. Longuet-Higgins; National Inst Ocean., 1956.
- 16) M. S. Longuet-Higgins; J. of Ship Research, Vol. 6, No. 3, 1952.
- 17) E. J. Gumbel; National Bureau of Standards, Applied Mathematics Series, 33.
- 18) M. Yuille; Trans. Royal Inst. Naval Architects, Vol. 105, 1963.
- 19) Report of the Committee 6 on Experimental Apparatus, Proc. of the 2nd I. S. S. C., Delft, 1964.
- 20) 郷田国夫; “米国とスウェーデンにおける波浪中の縦強度に関する実船実験について” 船舶第35巻第9号, 昭和37年.

機 関 室 位 置 に つ い て

沢 村 鶴 松
横浜国立大学工学部造船工学科

一般には機関室は船体中央に設けて、前後貨物倉の積荷のバランスを計るように設計される。その結果として小型船では低船尾機船の如き変形も生れたのである。しかるに近來は油槽船、鉦石船等は船尾機船であるし、また貨物船でも船尾機船があらわれているし、また船尾機と中央機のほぼ中央に設けた船もある。機関室位置としていずれが適当であるか。この問題は船の種類によることは勿論、船の設計上の問題もあり、構造上の問題もあり、また船の操船上の問題もあつて、一般論として結論することはむづかしい。

機関室位置を定めると、その上には必ず最上層甲板まで機関室口を設け、その周囲には機関室囲壁をつけて、甲板間にある貨物倉、倉庫、居住区等と区別し、また機関室の採光通風を良好ならしめる目的がある。小型船では機関室囲壁が上甲板上で暴露部に露出している場合もあるが、船の安全性向上のためには船楼または甲板室を設けて、機関室囲壁を保護することが望ましい。中型以上の船は必ず機関室上部には船楼または甲板室等の上部構造物を設けている。従つて船尾機船では船尾楼を延長してその上に上部構造物を設けることになる。その場合に操舵室および甲板部士官室等は中央に残すものと、最近ではそれ等も全部船尾に移したものとある。この後者の配置は船員の居住区が分割されず全部船尾に集り、重複した装置が無くなり効果的なものとなる。その際に操船上の要求から1~2層高い上部構造物として、前方見透を良好ならしめる配慮が必要である。しかし大型船(3万トン位以上)の船尾機船では操船上の配慮から、従来通り中央部に船橋を設ける船が多い。

船の設計上はトリムの問題がある。

1. 満載出港状態では船は等吃水に浮ぶこと。
2. 満載入港状態で適当な GM を持つこと。
3. 空倉状態でも航海可能のこと。

この3条件は船の設計に際して必ず要求される。特定貨物を搭載する専用船の場合は貨物が一定しているが、普通一般の貨物船では積荷の種類が一定しないので、貨物倉の容積は貨物重量より大きく設計される。つまり積付比率 $1.4 \sim 1.8 M^3/T$ である。船の設計時には満載出港状態として全貨物倉に倉内一杯となるような均質貨物を搭載したものと考えて計画される。この状態は船の重心がもつとも高いもので、条件としてはもつとも厳しいものである。

上記の3条件を満足させるためには船体・機関・貨物倉、各種タンク等の重量(容積も含む)とその配置(重心位置)を注意深く推定することが大切となる。

古い貨物船では機関室を中央に設けて、機関室の直後に深水槽を設けて、空倉状態では海水を入れて推進器を適当に没水させ、また船首船尾吃水を適当に調整し航海可能な状態とすることが出来るようにする。なおこの深水槽は満載時は貨物倉として使用し、貨物倉兼深水槽として設けた。船が大型となると機関室の前後に深水槽を設けた例もある。これらの方針は今日でも不定期貨物船の配置の基準となつている。

一方定期貨物船では往復航路ともに全く貨物の無いことは殆んど考えられないので、前記吃水調整用の深水槽は設けなくて、空倉時トリムを考慮して機関室を中央よりもやや船尾に配置した船が多い。ただし定期船には植物油など高級な液体貨物を積む目的で深水槽を設ける場合が多い。これはトリム調整用ではない。

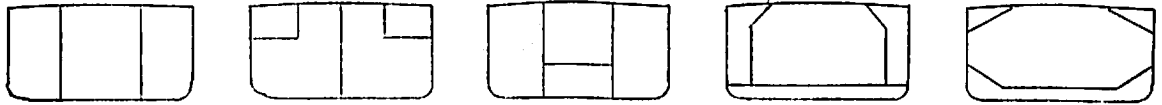
小型船、漁船の場合は中央機船とすると、船内のもつとも広い部分を機関室に取りられて、船首尾の貨物積載に余り良くない狭い部分が貨物倉となり不利である。船の割合にしたら大きい軸路を設けることになり不利である。殊に漁船では船倉は冷蔵倉となるので、船首尾に分割するよりも全冷蔵倉を前部に集中する方が便利でもあり、有利でもある。

構造上から考えると、油槽船、鉦石船を船尾機とするともつとも大きな理由の一つに貨物倉と機関室での船体構造が非常に異つているので、中央機船とすると縦強度材が切断されて、連続性を失うことになる。

第1図の通り油槽船では縦通隔壁、夏季油槽を形成する甲板、縦通壁が、鉦石船では縦通隔壁、二重底構造が、石炭船など撤積貨物船ではガンネルタンクが機関室で中断することになる。それに比して貨物船では二重底高さが少々異なるが、その他の点では構造は殆んど同型に近い。従つて貨物船では機関室位置は任意に選んでも構造上は余り影響が少い。また特殊貨物を積む専用船は船体構造も特殊な場合が多いので倉内の構造と機関室内の構造とは変る可能性が多いので、船尾機船となる場合が多い。

船体縦強度より考える。

近來船用機関の発達により機関部重量は次第に下りつつある。ディーゼル機関は過給機付となり馬力当りの機



油槽船

油槽船

鉱石船

鉱石船

散積船

第1図 特殊船の横断面形状

関重量は益々軽くなっている。タービンは高温高圧蒸気の採用により軽量になりつつある。補機その他新しい装置が若干増加しているが、機関部重量としては急速に減少している。一方貨物倉は一杯に均質貨物を積んだ場合の積付比率は平甲板船で $1.4\sim 1.5 \text{ M}^3/\text{t}$ 、遮浪甲板船で $1.7\sim 1.85 \text{ M}^3/\text{t}$ 位であるのに比して、上記機関室の積付比率は $2.85\sim 4.25 \text{ M}^3/\text{t}$ 位であつて、大体貨物倉の2倍である。この事実から船が平水中は勿論波浪中における Hog, Sag. に悪い影響を及ぼすことは明らかである。また機関室位置が船体の曲げモーメントに大きな関係のあることが予想される。船の縦強度については田代氏、折田氏が造船協会論文集に発表された。それは船の縦強度に関係ある各要素、例えば船の肥瘠度の影響、船体重量による影響、機関室内重量による影響、貨物重量による影響等を各要素毎に調査されたものである。またそれより計算によつて個々の状態の船体曲げモーメントを求めることが出来るが、機関室位置の移動により船の曲げモーメントの変化については述べていない。

それで実船について調査した次第である。調査船 A 船は $C_b=0.67$ の高速定期貨物船であり、B 船は $C_b=0.744$ の低速貨物船であり、いずれも主機はディーゼルである。

A 船 $L \times B \times D$ 145 M \times 19.50 M \times 12.30 M
 満載排水量 17,041.70 T 軽荷重量 5,930.40 T
 載貨重量 11,111.30 T $C_b=0.670$
 船首楼付平甲板船

主 機 12,000 馬力 航海速力 17.8 節
 B 船 $L \times B \times D$ 137.9 M \times 18.9 M \times 11.735 M
 満載排水量 17,010.0 T 軽荷重量 4,279.73 T
 載貨重量 12,730.27 T $C_b=0.744$
 船首楼付平甲板船

主 機 5,400 馬力 航海速力 13.65 節

A 船 B 船について機関室位置を次の通り移動して、満載出港状態で船体の最大縦曲げモーメントをインテグレーションで求めた。

機関室位置

A 船 Ⅷ (本船の位置), Semi-Aft, Aft,

B 船 Ⅷ (同上), Semi-Aft, Aft, 10% L Fore.

機関室位置移動にともなう主な移動は次の通りである。

る。

1. 機関室内の構造および台構造、機関室口囲壁、上部構造物およびそれに付従する艀装が機関室と同距離だけ移動する。
2. 燃料油タンク、清水タンク等は両船とも二重底内に設けてある。厳密に言えば機関室の移動により燃料油タンク、清水タンクの配置換えの必要を生ずるが、燃料油と清水の比重差だけであるので考慮しない。
3. 機関室が船尾に移るに従つて機関室面積が減少するので機関室の長さを増す必要が生ずる。長さを増さない間は機関室の容積は減少するし、また軸長の短縮するので、貨物倉容積は増大傾向にある。船尾機関船となると主機据付可能な最大限まで機関室を船尾に移して、その後方は台甲板を設けて補機、艀等を配置するものとして、貨物倉としなかつた。
4. 前記の通り機関室重量が軽くなつていたので満載出港時のトリムは機関室位置が船尾に移るに従つて、船首トリムが増大する。そのために本計算では一番貨物倉にトリム調整を目的とした深水槽を設けるものとして、満載出港時は空倉とし、空倉時にはトリムのため脚荷水を積むものとする。しかしこの深水槽を設けても載貨重量は一定とし、均質貨物の比重を変えている。

各状態における貨物倉容積は次の如くなる。

A 船

	貨物倉容積(M ³)	深水槽容積(M ³)	計(M ³)
Ⅷ の場合	18,402.1	0	18,402.1
Semi-Aft の場合	17,484.3	865.4	18,349.7
Aft の場合	16,699.8	1,214.7	17,914.5

注、高速船のため船型が船形で主機が余り船尾まで移せず、従つて機関室容積が大きくなつた。

B 船

	貨物倉容積(M ³)	深水槽容積(M ³)	計(M ³)
10%L 前方の場合	19,366.9	22.6	19,389.5
Ⅷ の場合	19,414.0	0	19,414.0
Semi-Aft の場合	18,799.9	400.9	19,200.8
Aft の場合	18,675.9	1,190.8	19,866.7

以上の条件のもとに両船の重量曲線を描き、インテグ

ラフで剪断力曲線、曲げモーメント曲線を求めた。

船体中央における最大曲げモーメントは次表の通りである。

A 船

機関室位置	$l(M)$	$l/L\%$	Hog.	Sag.
真ん中	0.83	0.57	86,667M-t	19,167M-t
Semi-Aft の場合	20.00	13.79	79,833	32,833
Aft の場合	38.33	26.43	44,167	56,833

B 船

機関室位置	$l(M)$	$l/L\%$	Hog.	Sag.
10%L 前方の場合	-11.43	-8.34	62,500M-t	25,167M-t
真ん中	9.81	7.16	62,167	27,667
Semi-Aft の場合	25.75	18.78	53,000	37,000
Aft の場合	42.25	30.82	24,333	66,667

l : 機関室中央より真ん中までの距離 (M) - は前方

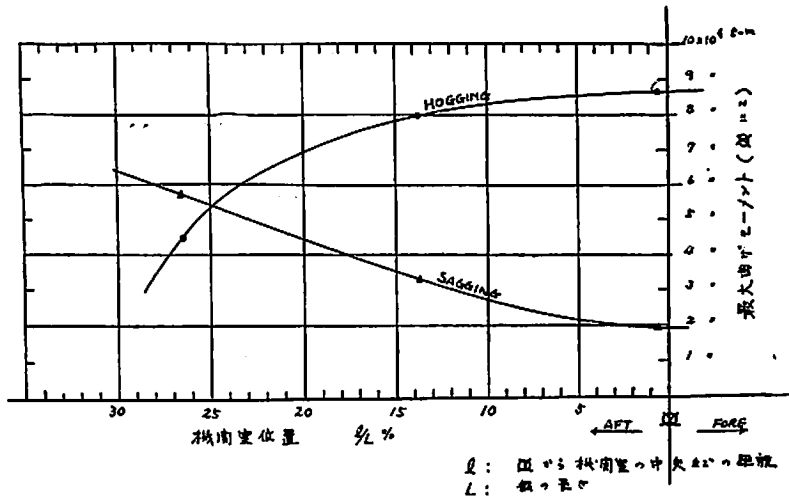
L : 船の長さ (M)

上表を機関室位置 (真より機関室中央までの距離) を横軸として曲線を描くと第 2 図 (A 船) と第 3 図 (B 船) となる。

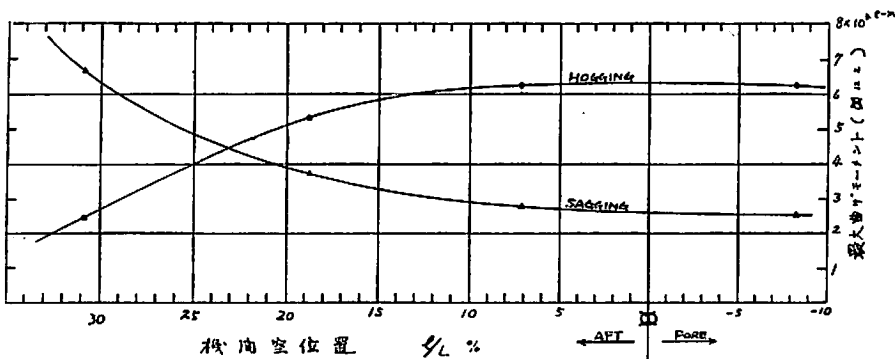
第 2, 3 図より最大船体曲げモーメントは機関室位置が中央にあるときは Hog が大きくなり、機関室が船尾に移るとともに次第に下降する。一方 Sag は次第に上昇し船尾機関の場合に最大となる。機関室が 23~25%L 船尾の時に Hog と Sag の曲線と交差する。この交差点が船の曲げモーメントの最小となる位置である。その時の曲げモーメントは中央機関船の場合の最大曲げモーメントと比較すると、A 船 60.2%, B 船 75% となる。また船尾機関船の場合の比は A 船 65.6%, B 船 106.6% となる。

次に縦曲げによる応力は次表の通りとなる。(次頁)

現在の構造規則では、機関室の位置による修正としては船尾機関船の場合には船体横断面へ断面係数を 10% 増すことが要求されているが、それ以外にはない。しかし上の結果より機関室が 1/4 L 付近にある場合は高速船低速船ともに船体の曲げモーメント・応力が非常に低



第 2 図 機関室位置と船体最大曲げモーメントの関係 (A 船)



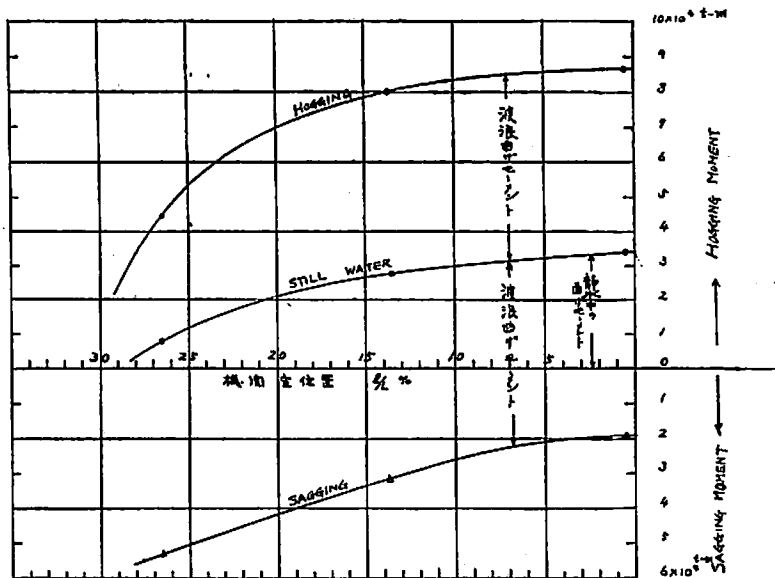
第 3 図 機関室位置と船体最大曲げモーメントの関係 (B 船)

A 船

機関室の位置	最上甲板				キール			
	圧縮応力 (kg/mm ²)	%	引張応力 (kg/mm ²)	%	圧縮応力 (kg/mm ²)	%	引張応力 (kg/mm ²)	%
真の場合	3.11	100	14.07	100	11.18	100	2.47	100
Semi-Aft の場合	5.32	171	12.93	92	10.31	92	4.24	172
Aft の場合	9.21	296	7.15	51	5.71	51	7.34	297
曲げ最小点の場合	8.48	273	8.48	60	6.75	60	6.75	273

B 船

機関室の位置	最上甲板				キール			
	圧縮応力 (kg/mm ²)	%	引張応力 (kg/mm ²)	%	圧縮応力 (kg/mm ²)	%	引張応力 (kg/mm ²)	%
10%L 前方の場合	4.74	91	11.75	100	8.78	100	3.54	91
真の場合	5.21	100	11.72	100	8.76	100	3.89	100
Semi-Aft の場合	7.13	137	9.97	85	7.45	85	5.32	137
Aft の場合	12.52	241	4.58	39	3.42	39	9.36	241
曲げ最小点の場合	8.78	169	8.78	75	6.56	75	6.56	169



第4図 機関室位置と静水中のモーメント

くなるので、構造を軽減しても差支えないと思われる。
 (ただし現在の構造規則では軽減は認められていない。)
 船尾機関船以外は船橋楼など上部構造物が倉口の間に
 あるので、その前後の倉口は十分な長さがとれず荷役に不
 便である。また船倉を船体のもつとも広い中央部に集中
 するので有利であるので、最近貨物船も船尾機関船が
 相当建造されている。しかし強度上から考えると中央横
 断面の断面係数は10%増しとなるに反し、Semi-Aft の
 場合は前記の曲げモーメントで25~40%減少となり断面
 係数でもほぼ同じ位減少するので、構造規則が若干でも
 も認めてくれると、船尾機関との差は相当大きなものと

なる。

次に第2図に静水中の船体曲げモーメントを求めた結
 果を記入したものが第4図である。

静水中はHog状態となり、その大きさは機関室が船
 尾に移ると次第に減少する。波浪中の曲げモーメント
 (Hog および Sag) 曲線と静水中の曲線の差が波浪曲げ
 モーメントの値となる。この値はHogの場合とSag
 の場合と殆んど等しくなるし、機関室が中央に近い場合
 は殆んど不変であるが、機関室が船尾に近づくとも
 のと小さく、Sagは大きくなつた。船首尾の船型によるも
 のと思われる。(完)

青函連絡新造船推進方式の初期 考察について

柴 田 浩
国 有 鉄 道 船 舶 局

は し が き

国鉄では老朽化した青函連絡船を能率のよい新造船に取替えるべく目下急ピッチで建造中であるが、すでに第1船津軽丸、第2船八甲田丸の2隻は当初の予想通りの高性能ぶりを発揮して、津軽海峡で活躍をしている。特に連絡船の使命である、運航の確保に、マルチプルギヤードディーゼルの推進方式は断然たる強味を発揮して津軽丸は5月10日の就航以来1度も事故欠航することもなく昼夜連続運航をつづけている。この間主機械の事故が2度ばかりあったがいずれも予備機と切換えて、事故を起した主機械は航海を継続しながら事故復旧を行なうという方法をとつて、連絡船としての重責を果たして来た。

以下に昭和36年当初青函連絡船の新造計画に際して行なつた推進方式についての検討の概要を御紹介することとする。

I. 推進機関の選定条件

今回の青函連絡船取替計画についての基本的な方針の中で推進方式の選定にあたって直接関係のある事項は次の項目である。

1. 航海速度は18ノット(3時間50分運航)とする。
2. 稼働率の向上を計ること。(最低60日連続運航)
3. 操縦性能の向上を計ること。
4. 経常費の節減を計ること。(人件費、燃料費)

II. 推進機関の種類と連絡船への適合性

船舶の推進機関として使用されている各種の原動機とおのおのの利点、欠点を第1表に示す。(次頁参照)

a) 直結ディーゼル機関(第1図のa参照)

1. 機関出力と機関配置の関係(I項の1により主機出力12000ps程度とする。)

主機械の形式に関係なく推進器の回転数は低い方が推進効率がよく、連絡船では主軸回転数は約220rpm前後(直結ディーゼルの場合)と考えられるがこの程度の回転数で大出力の直結ディーゼル機関は形(主として機関の高さ)が大きくなり配置上、車両甲板下におさめることが困難である。

2. 稼働率との関係

もし仮に車両甲板下に無理に機械を押し込め得たとしても、ピストンは車両甲板上に抜き出さねばならない(昭和32年建造の十和田丸5200psですでにピストンは車両甲板上に抜き出している。)ので稼働率の向上を期待することは出来ない。

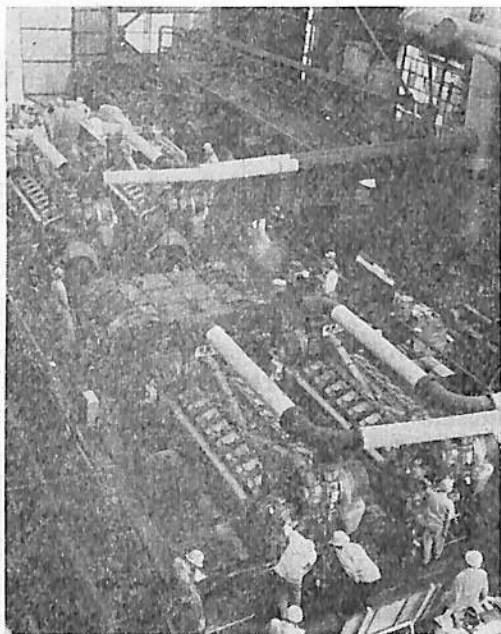
上記の2つの理由で直結ディーゼルは今回の計画には不適當であると考えられる。

b) マルチプルギヤードディーゼル機関(第1図b参照)

1. 機関出力と機関配置

a) で述べたように推進器の回転数は低い方が推進効率がよく、一方機械はすべて回転数の高い方が小形で高出力となし得る。この2つの相反する事柄を解決する方法として減速装置(歯車、電気を含めて)が考えられる。(この良い例が船用蒸気タービンである。)

連絡船のように高さに制限を受ける場合(平面的にはある程度余裕があつて)に大出力を必要とするときは、



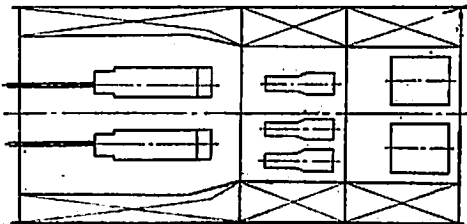
陸上総合運転中のマルチプルギヤードディーゼル(川崎重工・試運転場において)

第1表 各種推進機関の特徴の一覧表

分類	主機械	推進器結合方式	稼働率	動力費		信頼度	整備	乗心地	重量	大出力の場合の使用の適否(車阿渡船)	総合判断	本文号	
				熱効率(燃料消費)	使用燃料								
ガスタイクル	ディーゼル機関	直結	悪い	もつとも良い	一番良い	B重油	やや悪い	やや難	もつとも悪い	大	否	否	a
		歯車減速	もつとも良い	もつとも良い	良好	AまたはB重油	良い	難	悪い	中	適	可	b
		電気推進	もつとも良い	もつとも良い	やや劣る	AまたはB重油	やや悪い	難	良好	中	適	可	
ガスタイクル	フリーピストン		良好	良好	良好	B重油	普通	難	良好	中	適	可	d
	オープンサイクル	歯車減速	やや悪い	悪い	悪い	B重油	悪い	易	もつとも良い	小	適	否	e
	クローズドサイクル		良好	劣る	劣る	C重油	悪い	易	もつとも良い	大	否	否	
蒸気汽サクル	蒸気タービン	歯車減速	良好	劣る	劣る	C重油	普通	易	もつとも良い	大	適	可	g

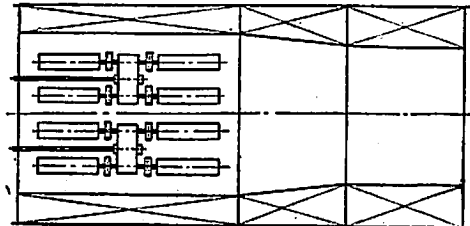
- 備考 1. 電気推進はディーゼル機関以外でも考えられるが、ディーゼル機関における歯車減速と電気推進の比較と同じであるので省略した。
2. 人件費については遠隔操縦(可変ピッチプロペラ)および自動化を行なうものとするれば、どの型式にも差は考えられないので、比較にあげてない。
3. 乗心地については歯車減速のディーゼル機関は、防振台板に乗せることにより技術的には良好になり得るが、表ではこれ考えないこととしてある。

a 直結ディーゼル機関(十和田丸)



主機型式	8 TPD 48	
シリンダ数	8	
シリンダ径およびストローク	480×720	
出力および台数	2900×2	
合計出力および使用台数	全	力
	航	海
	5800	
主機回転数	238	
重量	主	機
	185	

b マルチプルギヤードディーゼル機関



主機型式	G 8V 30/42 AL	
シリンダ数	8	
シリンダ径およびストローク	300×420	
出力および台数	1500×8	
合計出力および使用台数	全	力
	航	海
	12000 (6)	
	10500 (7)	
	9000 (6)	
主機回転数	500	
重量	主	機
	(T) 206.4	

この減速装置付ディーゼル機関は配置上有利な1形式と考えられる。

2. 稼働率との関係

上述の如くこの方式の場合は機関高さが低く車両甲板下において、貨車積込時においても楽にピストン抜きな

どの整備作業が可能となるので、sea margin を考慮した意味で予備機を持つこと(形式と出力の項参照)により稼働率の向上が期待される。

3. 信頼度との関係

上記の考え方で予備機があり、これが整備されている

ならば推進装置としての信頼度が向上する。

4. 整備との関係

ディーゼル機関でしかもシリンダーの数が非常に多くなり整備の手間がかかるので稼働率の向上および航海要員の縮減の目的からも循環整備態勢の確立が必要である。ただし小形のディーゼル機関となるので構造が簡単（大形低速ディーゼルに比し）でピストン抜き作業は容易（大形より）となる。

5. その他

騒音は大形と同様（機関室内ではむしろ大となる。）であるが、振動は大分少くなるものと期待される。

結 論

上記の各項の理由により、ギヤードディーゼルは今回の新造計画に適していると考えられる。

e) ディーゼル電気推進

機関出力と配置、稼働率、整備との関係はギヤードディーゼルと同じであると考えてよい。異なる点は次の各項である。

欠 点

1. 信頼度

推進に電気を使用するので取扱者にある程度の不安があると考えられる。

2. 建造費

減速歯車に比べて発電機、電動機はコストが割高となる。

3. 燃料消費量

減速歯車効率（フルカンを含む）の約95%に比べ電氣的減速効率は約90%となり5%ぐらい効率が悪い。

利 点

1. 機関配置

ギヤードディーゼルでは機関の平面配置が減速装置により限られるが電気推進の場合は自由になり、かつ主機械の数も8台というようにある数（両舷で偶数）に限定されずに自由に選べる。marginも（予備機を考慮して）多くとれる。

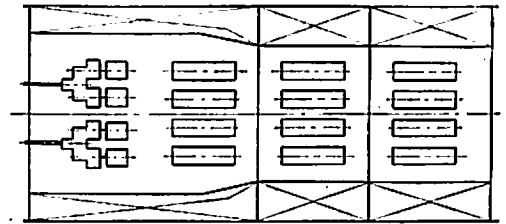
2. 発電機について

船内動力（補機）、照明、その他の電源としての発電機を推進用と兼用すれば別個に発電機を設備する必要がなく、かつ出入港時の電力消費のピーク時にも合理的な使用が可能となる（出入港時には推進に必要な出力が少くなるので）。

結 論

上記各項の理由により電気推進は今回の計画に適して

d フリーピストンガスタービン



タービン出力および台数	3000×4	
主 機 回 転 数	7770	
合計出力および使用台数	全 力	12000 (4)
ガ ス 発 生 機 型 式	GS-34	
〃 〃 台 数	12	
重 量 (T)	208	

いると考えられる。

d) フリーピストンガスタービン（第1図d参照）

1. 機関出力と機関配置の関係

ガス発生機およびガスタービンは車両甲板下に楽に配置される。ただし平面配置はかなりのスペースを必要とする。

2. 稼働率との関係

ガス発生機はギヤードディーゼルと同様に循環整備を行ない、予備発生機を持つことにより稼働率を上げることが出来る。ガスタービンは燃焼ガスに翼が直接さらされるために蒸気タービンに比べ汚れが多くなるが、その周期はかなり長いと思われるので、少なくとも60日運航は可能であろう。

3. 信頼度との関係

フリーピストンガスタービンの実績はまだ少いが実船例、燃焼ガス温度の低いこと、およびガス発生機に予備を持つことなどを合わせ考えると信頼度はあると考えてよい。

4. 整備との関係

ガス発生機の構造はディーゼルシリンダーとほぼ同様であり数も相当多くなる（ピストンの数は直結ディーゼルの約倍ぐらいとなる）ので整備についてはギヤードディーゼルとほぼ同様の考え方となる。

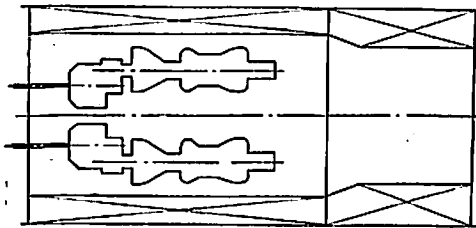
5. その他

騒音はギヤードディーゼルと同様に大きいですが、振動は少ないものと思われる。

6. 結 論

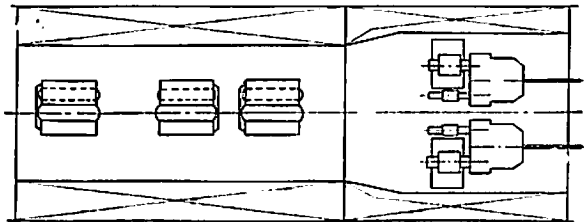
上記各理由によりフリーピストンガスタービンは今回

e オープンサイクルガスタービン



主 機 型 式	オープンサイクル BBC ガスタービン
出力および台数	6000×2
主機回転数	3600
減速装置	歯車 2 段

g 蒸 汽 ター ビ ン



出力および台数	6000 SHP×2
型 式	衝 動 複 筒
ボイラ型式	2 胴 水 管 式
蒸 発 量 お よ び 数	17 T/H×3
蒸 汽 圧 力	31.5
蒸 汽 温 度	400
重 量 (T)	主 機 200 ボイラ 210

の計画に一応適しているものと思われる。

e) オープンサイクルガスタービン (第1図 e 参照)

1. 機関出力と機関配置

小形高出力という点では最近の航空機エンジンの例でもわかるようにオープンサイクルガスタービンがもつとも有利である。航空機においてピストンエンジンからガスタービン(ターボジェット、ターボプロップ)に変化して来たように船用機関としても将来性があると考えられる。

2. 稼働率との関係

前 d) 項の 2. フリーピストンガスタービンの場合と同様である。

3. 信頼度との関係

後述の燃料消費量比較の項の計算値の効率(19%)にするにはガスタービン入口温度を 750°C 位にはする必要がありタービン翼材質等で難ありと考えられる。なお目下わが国においては開発中でもあるので、これの採用は時期尚早と考えられる。

4. 整備との関係

タービンであるから整備は比較的容易であると考えられる。

5. その他

騒音はあるが振動はない。

6. 結 論

上記各理由によりオープンサイクルガスタービンは不適当と考えられる。

f) クローズドサイクルガスタービン

1. 機関出力と機関配置の関係

ガスタービンそのものは小形であるが熱交換器類が相

当大きなものになり複雑化する。

2. 稼働率との関係

タービン以外に可動部がない(オープンサイクルの場合も同様)のとタービン翼が燃焼ガスに直接さらされない(蒸気タービンではドレンの問題があるがその心配も少ない)稼働率は良好と考えられる。

3. 信頼度との関係

オープンサイクルより熱効率がよいが熱交換器類が複雑化し、またまだ国内では開発中でもあるので、信頼度には難があると考えられる。

4. 整備との関係

タービンであり翼の汚れもないので整備は蒸気タービンと同様と考えられる。

5. その他

騒音、振動ともに少ない。

6. 結 論

上記各理由により不適当と考えられる。

g) 蒸気タービン (第1図 g 参照)

1. 機関出力と機関配置

ごく大きければよい方をすれば出力が比較的小さな内はディーゼルが断然有利で、出力が増大するにつれて蒸気タービンが有利になつて来るというのがこれまでの常識である(例えば発電所において非常用または自家発電はディーゼルで大火力発電所はタービンというように)。12000 ps 程度ではまだディーゼルの方が有利であると考えられるが蒸気タービンのよい点も種々あり検討することとした。12000 ps にもなるとボイラは水管缶で高

さが相当高くなるので十和田丸 旺りのようなエンジンケーシングがないと車両甲板下にはおさまらない。タービンはガスタービン同様楽に配置される。

2. 稼働率との関係

クローズドサイクルガスタービンと同じ理由により良好と考えられる。

3. 信頼度との関係

従来の使用実績により充分信頼性があると考えられる。

4. 整備との関係

ボイラを重油焚とし High power で数を減らす (2~3台) ことにより整備も容易と考えられる。

5. その他

騒音、振動ともにもつとも少く乗心地は良い。

6. 結論

上記各理由により今回の計画に蒸気タービンは適していると考えられる。

III 操縦性能

航路距離が短く、出入港の頻繁な連絡船にあつては安全性、運航時間の短縮、運航要員の縮減などすべての面から考えて、操舵室において推進機関を遠隔制御し得ることが望ましい。

その方法としては大きく分けて次の2つが考えられる。

1. プロペラは普通の固定ピッチとし主機械の増減速、逆転を電気または油 (空気) 圧サーボ機構により遠隔制御する方法。

2. 主機械は定速ガバナーにより負荷の制御を行いプロペラ負荷をピッチを変えることにより遠隔制御する方法。

1. と 2. を比較すると次のことが云える。

2. の利点

a) 主機械は形式 (タービン、ディーゼル等) に関係なく発電機と全く同じ機構 (ガバナー) で負荷の制御を行える。

b) 主機械を逆転させることがないので、船の前後進が迅速、かつ確実に行われ、機械の損耗も少い (1. では主機械を一旦停止してから逆転させるが質量の大きなものの回転を止めたり反対に廻らすことは理論的技術的にも得策でない.)。

2. の欠点

注 1. 車両甲板の軌条の間 (船体中心位置) にポートデッキまで抜けるケーシングがある。現在の古いタービン船にはこれがない。津軽丸も十和田丸と同様な構造である。

a) コストが割高となる。

b) 可変ピッチプロペラはボス比が大きくなるので推進器効率が若干低下する。

c) 可変ピッチプロペラは固定ピッチプロペラに比べ機構が複雑で若干信頼性が劣る。

以上に述べた各項および運航時間が短縮され (従来の4時間30分が3時間50分となる)、船の長さが長くなることを合わせ考えると港内操船上からも可変ピッチプロペラの使用は当然行なうべきであろう。

IV 各種推進機関の形式による運航要員

第Ⅲ章に述べた如く可変ピッチプロペラを使用し、遠隔操縦とし、集中制御および自動化を行えばディーゼル、タービンの種別に関係なく (機関部要員は監視要員と日常整備要員となるので) 同一の運航要員でよいと考えられるので比較しないこととする。

V 各種推進機関と動力費 (熱効率その他)

第1表にあげた機関形式の内から使用に適すると思われるものについて熱効率を比較し燃料費を計算した。その結果を第2表に示す。(オープンサイクルガスタービンについては将来有望と思われるので参考までに比較しておいた。)

次に各形式についての計算の概略を述べる。

a) ギヤードディーゼル

$$1500 \text{ ps} \times 4 \text{ 台} \times 2 \text{ 軸} = 12000 \text{ ps}$$

$$\text{ディーゼル機関効率 } \eta_D = 37.9\%$$

$$\text{流体接手効率 } \eta_h = 97\% \text{ (Slip } 3\% \text{ とする)}$$

$$\text{減速歯車機械効率 } \eta_g = 98\%$$

$$\text{総合効率 } \eta = 36\%$$

$$\eta = 0.379 \times 0.97 \times 0.98 = 0.36$$

$$\text{燃料消費率 } C = \frac{632}{\eta \cdot H} = \frac{632}{0.36 \times 10260}$$

$$= 0.171 \text{ kg/ps-h} = 0.2045 \text{ l/ps-h}$$

(軽油の場合 $H = \text{低位発熱量} = 10260 \text{ kcal/kg}$
比重 = 0.836)

以下 A, B 重油についても同様の計算を行う。推進補機、その他も同様にして計算し、十和田丸実績 (昭和35年度) の解析によりチェックした。

b) ディーゼル電気推進

$$\text{ディーゼル機関効率 } \eta_D = 37.9\%$$

$$\text{発電機効率 } \eta_G = 95\% \text{ (1500 ps)}$$

$$\text{電動機効率 } \eta_M = 96\% \text{ (6000 ps)}$$

$$\text{総合効率 } \eta = 34.6\%$$

$$\eta = 0.379 \times 0.95 \times 0.96 = 0.346$$

第2表 各種推進機関の動力費比較表

主種 機械	推進機関方式	使用燃料油	推進機関燃料消費量(一運航当り)				一運航合計 l/h	年間燃料消費量 l	燃料単価 円	年間動力費 (千円)							
			総合効 率(%)	同燃料 消費率 l/ps-h	同時間 当り l/h	同運航 当り l/h					同左 l/h	同運航 当り l/h					
ディーゼル機	ギヤードディーゼル(高運)	軽油	36	0.2045	1,710	5,882	53	5,940	472	6,412	134	9,618,000	194,300	125,530	9,937,830	15	149,067
	ギヤードディーゼル(中運)	A重油	36	0.1970	1,647	5,666	51	5,720	456	6,176	129	9,264,000	187,050	121,110	9,572,160	12.70	121,566
		B重油	36	0.1911	1,597	5,494	49	5,540	441	5,981	125	8,971,500	181,250	117,300	9,270,050	10.10	93,628
電気推進機	電気推進(高運)	軽油	34.6	0.213	1,781	6,127	53	6,180	472	6,652	134	9,978,000	194,300	125,530	10,297,830	15	154,467
	電気推進(中運)	A重油	34.6	0.205	1,714	5,896	51	5,947	456	6,403	129	9,604,500	187,050	121,110	9,912,660	12.70	125,891
ガスタービン	オープンサイクル	B重油	34.6	0.199	1,664	5,724	49	5,773	441	6,214	125	9,321,000	181,250	117,300	9,619,350	10.10	97,157
		B重油	34	0.202	1,689	5,810	167	5,977	468	6,445	133	9,667,500	192,850	124,800	9,985,150	10.10	100,850
蒸気タービン	現在と同じもの	C重油	17.22	0.392	3,277	11,273	820	12,093	912	13,005	351	19,507,500	508,950	273,160	20,289,610	8.40	170,433
		C重油	23.8	0.284	2,373	8,160	717	8,877	836	9,713	317	14,569,500	459,650	259,150	15,288,300	8.40	128,422
		C重油	27	0.250	2,090	7,190	636	7,826	778	8,604	291	12,906,000	421,950	228,500	13,556,450	8.40	113,874

燃料油の比重発熱量は下記の値とした。
 比 重 kcal/kg 低位発熱量 kcal/l
 軽油 0.836 10260 8577
 A重油 0.8867 10030 8894
 B 〃 0.9335 9840 9186
 C 〃 0.9588 9760 9253

運航時間は主機については出入港時の speed down を計算に入れて 3.44 h とし補機ボイラは実際時間 3.833 h (=3時間 50分) とした。
 燃料単価は昭和 36 年度出納単価表による。

推進器は可変ピッチプロペラを使用するものとし主機出力 7600 ps に船底汚損, sea margin 等を年間平均 10% と見て 8360 ps とし計算した。

年間運航回数, 停泊時間その他は下記の通りとした。
 運航回数 1500回 5750時間 } (300日)
 碇泊時間 1450 〃
 手入時間 504 〃 (21日)
 工事時間 936 〃 (37日)
 欠航時間 120 〃 (5日)
 計 8760時間 (=365日)

$$\text{燃料消費率 } C = \frac{632}{0.346 \times 10260} = 0.178 \text{ kg/ps-h}$$

$$\Rightarrow 0.213 \text{ l/ps-h} \quad (\text{軽油の場合})$$

以下 A, B, 重油についても同様の計算を行う。

c) フリーピストンガスタービン

ガス発生機効率 $\eta_G = 42\%$
 ガスタービン効率 $\eta_t = 86\%$
 減速歯車効率 $\eta_R = 96\%$ (二段減速として)
 ダクト効率 $\eta_d = 98\%$
 総合効率 $\eta = 34\%$
 $\eta = 0.42 \times 0.86 \times 0.96 \times 0.98 = 0.34$

$$\text{燃料消費率 } C = \frac{632}{0.34 \times 9840} = 0.189 \text{ kg/ps-h}$$

$$\Rightarrow 0.202 \text{ l/ps-h} \quad (\text{B 重油, 低発熱量 } 9840 \text{ kcal/kg, 比重 } 0.9335 \text{ の場合})$$

C 重油の場合も同様にして計算した。

発電機 (ガスタービン) についても同様計算した。
 発電機燃料消費率 = 0.217 l/ps-h

d) オープンサイクルガスタービン

ガス入口温度 750°C のガスタービンの総合効率 $\eta = 19\%$

$$\text{燃料消費率, } C = \frac{632}{0.19 \times 9840} = 0.338 \text{ kg/ps-h}$$

$$\Rightarrow 0.362 \text{ l/ps-h}$$

e) 蒸気タービン

1. 現存背函連絡船と同程度のもの

(蒸気圧力 18.5kg/cm² 蒸気温度 365°C 復水器真空 0.05 kg/cm²)

ランキンサイクル効率 η_R とすれば

$$\eta_R = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{757.5 - 513.5}{757.5 - 32.55} = 33.65\%$$

(i はエンタルピー kcal/kg)

ボイラ効率 $\eta_b = 80\%$ (低位)

タービン効率 $\eta_t = 64\%$

総合効率 $\eta = 17.22\%$

$$\eta = 0.34 \times 0.80 \times 0.64 = 0.1722$$

$$\text{燃料消費率 } C = \frac{632}{0.1722 \times 9760} = 0.376 \text{ kg/ps-h}$$

$$\Rightarrow 0.392 \text{ l/ps-h}$$

発電機 (蒸気タービン) についても同様の計算を行う

と

発電機燃料消費率 $C = 0.471 \text{ l/ps-h}$

推進補機動力は合計 455 ps (発電機タービン軸出力で) となり,

$$0.471 \times 455 \times 3.833 \text{h} \Rightarrow 820 \text{ l 運航となる.}$$

その他補機等については十和田丸, 大雪丸実績の解析

および上記数値より計算した。

2. 蒸気圧力 30 kg/cm², 蒸気温度 400°C, 復水器真空 0.05 kg/cm² とした場合

ランキンサイクル効率 $\eta_R = 36.2\%$

$$\eta_R = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{772 - 504.5}{772 - 32.6} = 36.2\%$$

ボイラ効率 $\eta_b = 85\%$ (低位基準)

タービン効率 $\eta_t = 76\%$

減速歯車効率 $\eta_s = 96\%$ (二段減速)

再生サイクル効率増加 $\eta_{ox} = 105.9\%$ (給水 100°C 一段抽気)

総合効率 $\eta = 23.8\%$

$$\eta = 0.362 \times 0.85 \times 0.76 \times 0.96 \times 1.059 = 0.238$$

$$\text{燃料消費率 } C = \frac{632}{0.238 \times 9760} = 0.272 \text{ kg/ps-h}$$

$$\Rightarrow 0.284 \text{ l/ps-h}$$

同様にして発電機燃料消費率 $C = 0.412 \text{ l/ps-h}$

参考: アメリカにおける蒸気タービン船の燃料消費率基準は次表の通りである。ただし蒸気圧力 30 kg/cm², 同温度 400°C の船用プラントの場合である。

出力 (ps)	蒸気状態 (kg/cm ² × °C)	燃料消費率 (kg/ps-h)
6000	30 kg/cm ² × 400°C	0.275
8000	〃 × 〃	0.265
10000	〃 × 〃	0.255
12000	〃 × 〃	0.250

今回の連絡船の場合は 6000 ps × 2 軸であり燃料消費率は 0.275 kg/ps-h が基準値となる。この値は船用として後進タービンを含むがこれ考えない (可変ピッチであるから) とすれば

$0.275 \times 0.98 \Rightarrow 0.270 \text{ kg/ps-h}$ となり, 0.272 kg/ps-h と大体一致する。

3. 蒸気圧力 60 kg/cm², 蒸気温度 480°C の場合

船用蒸気タービンではまだ国内では実績に乏しいが蒸気タービンを使用すれば当然将来は高温, 高圧化することは間違いないので参考のために比較にあげた。

ランキンサイクル効率 $\eta_R = 40\%$

$$\eta_R = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{806 - 496.5}{806 - 32.6} = 40\%$$

ボイラ効率 $\eta_b = 85\%$ (低位基準)

タービン効率 $\eta_t = 76\%$

減速歯車効率 $\eta_s = 96\%$ (二段減速)

再生サイクル効率増加 $\eta_{ox} = 109\%$ (給水温度 140°C 二段抽気)

総合効率 $\eta = 27\%$

$$\text{燃料消費率 } C = \frac{632}{0.27 \times 9760} = 0.2398 \text{ kg/ps-h}$$

$$= 0.250 \text{ l/ps-h}$$

同様にして発電機燃料消費率 $C = 0.365 \text{ l/ps-h}$

f) 燃料油と潤滑油について

1. 燃料油と潤滑油の関連について

動力費の消費の少くて済む機関を選ぶということは熱効率が高い機関であると同時に単価の安い燃料が使用出来る必要がある。一方において熱効率の高い機関は内燃機関であるが内燃機関とは読んで字の如く燃焼ガスそのもののエネルギーを直接機械エネルギーに転換するために燃焼ガスにより機械の可動部分が汚れてくる。そのために maintenance 上のいろいろのトラブルが起りやすいが単価の安い燃料油を使用する程、問題が多くなる。そこで信頼度、整備という面から見れば B 重油→A 重油→軽油と良質の油を使用するほど良いわけであるが一方、第2表から明かなように今回の新造計画では年間の動力費の支出は莫大なものとなるので、この点からは安価な燃料を使用する必要がある。そしてその対策としては潤滑油は grade の高いものをふんだんに使用しなければならない。

昭和35年度、十和田丸の潤滑油使用実績から新造船の潤滑油消費量を推定すれば下表の如くなる(潤滑油消費量は燃料消費量に比例するとして)。

燃料油種別	年間潤滑油消費量 (kl)	年間潤滑油単価 (円/l)	年間潤滑油費用 (千円)	備考
A 重油 (a)	$9270 \text{ kl} \times \frac{1.06}{100} = 98$	DG 85	8330	十和田丸 潤滑油消費量 燃料消費量 $\times 100 = 1.06\%$ (昭和35年度) B 重油の場合は $1.06 \times 2 = 2.12\%$ とする
B 重油 (b)	$9270 \text{ kl} \times \frac{2.12}{100} = 196.5$	DM 100	19650	
(b)-(a)			11320	

注 今回の新造船にギヤードディーゼルを使用した場合には中速トランクピストン形となるのでシリンダ注油を行わないものとし、A 重油使用の場合が十和田丸と同じ条件であると仮定する。燃料に A 重油使用のときは潤滑油は DG 級、B 重油使用の場合は DM 級の潤滑油を使用するものとする。

上表および第2表より見て明かな如く、たとえ潤滑油の劣化が早くまた単価が高くても動力費に限って考えた場合 B 重油使用の方が得と考えられる(油だけの比較

以外に設備費および修繕費も計算する必要があるがここでは燃料油と潤滑油に限って考えた)

フリーピストン機関の場合はシリンダ注油を行なっていることなどから考えて十和田丸と同程度と考える。(B 重油使用の場合)

蒸気タービンの場合は

$$3280 \text{ l (大雪丸 35 年度実績)} \times \frac{12000 \text{ ps}}{5500 \text{ ps}} = 7150 \text{ l}$$

$57 \text{ 円/l} \times 7150 \text{ l} = 408 \text{ 千円}$ 程度で潤滑油費は燃料費に比べて negligible small である。

2. 油の管理について

形式をディーゼルにした場合には油(特に潤滑油)の管理が大切であることは、1項で述べた通りである。大洋を航行する船舶では自衛上および連続長い時間航海する関係上必ず油清浄機を有しており、計画造船においても船舶の合理化対策の一つとして、この清浄機の自動化も取り上げられているのであるが、これを自動化する場合の設備費は相当な額になるものと考えられる。

連絡船のように同形式の船が何隻も基地間を反復航海する場合、全船が小容量(1隻分を賄う)の油清浄機を有し、狭い船内で清浄作業を行なうのはあまり得策ではないように考えられるので、

イ) 陸上に自動化された大容量の油清浄装置を少数設備する。(人件費、設備費の節約)

ロ) 清浄作業はメーカーにて行なわせる(または潤滑油の場合は一定時間無清浄で使用し、使用限度に来たら廃油として買却してしまう)

などの方法について研究して見る必要がある。

(未完)

船舶合本

第31巻	(昭和33年1月~12月)	¥2,000
第32巻	(昭和34年1月~12月)	¥2,000
第33巻	(昭和35年1月~12月)	¥2,000
第34巻	(昭和36年1月~12月)	¥2,000
第35巻	(昭和37年1月~12月)	¥2,800
第36巻	(昭和38年1月~12月)	¥3,000

(各巻送料 200)

造船界における境壁を風通
しよくしたい

(仙)

は し が き

運輸大臣の昭和36年8月22日付諮問第9号「最近における科学技術の進歩に対応して船舶の性能、構造等を飛躍的に改善向上させるため解決を要すべき造船技術上の問題点とその対策如何」に対し、造船技術審議会より近く答申されるであろうと聞く。真に要点を衝く公正適切な答申がなされ、一方、当局はその答申事項について最善の努力を尽して強力な手段を講じてほしい。

斯界の多くの権威者あるいは責任ある立場にある方達が、3ヶ年余の時日を費して慎重審議されたのであるから、一応は重要な問題点とそれに対する対策が答申に盛り込まれることにまちがいはないが、日本の各界の現状を考えると、本答申が果して純粹に理想的な形で表現されて来るであろうか、あるいは一見小さな問題として見過ごされるとか、周囲にさしさわりがありそうだとかの理由で、公式答申の中にさしあたり取上げられなかつたようなことであつても、真に重要な何かが残されているのではないかと、またしても仙人の愚痴で、あるいは全くの老菴の杞憂に過ぎぬことかもしれず恐れ入るのであるが、これまで考えていた2~3のことについて述べてみたい。

伝え聞くとところによると、本審議会はわが国の造船技術研究体制についても熱心に検討されているらしく、それには仙人もかつて本誌で希望したことのある強力な総合審議機構のようなものも考慮されているようであり、もしそのような組織が実際の施策として実現するのであれば、その組織の中で各種の問題点が十分に適正に検討されて行くであろうから、仙人などが憂慮する一部の問題などは当然いずれは取上げて頂けるものと考えているのであるが、どうもこの仙人は思いつめると、追々はなどとのんびり待つだけのゆとりがない。無慾の仙人たらんと望みながら相変わらず解脱しきれずやきもきするしまつて、どうせ当分は生臭坊主で我慢しようと諦らめている。しかも始末の悪いことには、莖真面目なだけで浮世のことが殆んど判っていないのだから、時には見境もなく釈迦に説法を試みるようなことを云つたり、失言の点はそれこそ仙人の愚痴として御寛容を賜わりたい。

今回の諮問はわが国造船界の当面する真に重要な

問題点に関する大切な諮問であり、しかも近い将来に再び同様な趣旨の諮問が発せられることは期待できないのであるから、この機会にこそ、造船界発展の基礎である造船技術の飛躍的向上を図るための強力かつ合理的な実際施策を講ずる上の根拠とするに足る立派な答申が打ち出されるべきである。重要な地位にある多忙な方々が貴重な時間を割いての折角の御努力の審議なのであるから、各委員ともに十分に勉強されて出席し、公正無私の立場で堂々と所信を表明され、立派な結論が得られるように熱心な協力がなされたものと思う。

といつて、ここで何かを云いたいというのは、未だにある面では古い丁髷式思想の根強い日本、狹量なセクショナリズムの残る日本の現状を思うとき、果して全委員が徹正中立の立場で物を云われ討論されたのであろうかと一抹の不安を感じるからである。他の会議の場合のように、例えば国連会議等にしばしば見られるほどの、がりがりの自己本意の発言が強かつたり、強力者への遠慮の賛成や白票、反対のための反対、悪意の忖度などはなかつたとしても、何がしかこれらに近いようなことや御都合主義のことなかれの配慮があつたりして、骨抜き妥協的結論を纏めるに過ぎなかつたりはしないかと慮るのである。

尤も、普通一般のこの種の会議というものは、はじめから決裂が予想されるような性質のものでない限りは、大抵は現実的良識的に適当なところに落ちつくのが例であるから、今回の場合などでも、完全に純粹極端な理想的改革案などを一気に会議の決議に期待するのは、そもそも無理な願いかもしれない。

従つて、大山鳴動して鼠一匹であつたとしても仕方がないが、しかし、せめてもただ一つ望みたいのは、将来の改革発展の足がかりとなる何かだけは残して頂きたいことである。そうすれば、それを基にして、何年かの努力の後にきつと理想に近い形が実現されることになると思ふからである。

機関相互間および部局間の通風をよくしよう

さてまた前置きがぐどくなつて、本論がちびつてしまいそうなので、取りあえず区切りのための表題を書いてみた。そしてまず、結論をはじめに述べることにする。すなわち、仙人が本提言で強調したいのは、官民いずれの側にあつても、各企業間、企業とその団体との間、団体相互間、各省間、各組織内部の部局間、などの境壁を少し取り除いて頂きたいということである。つまりは、広くは海事関係諸機関の相互の連絡と協力を円滑にし、一つ一つの機関に

については内部部局間の連絡協調をよくして頂きたいということである。

というのは、仙人自身かつて浮世に醒睡していた時代に自ら大いに悩んだことであり、いうべくして実行の容易でないことを痛感していたからである。例えば、一機関内部の各部局の間にはかつては鉄のカーテンの如きものすらあつて、互いに連絡協調しなければならぬことが十分に判つていながら、むしろ反目競争しているかと思われる位に、それは真に困難なことであつた。尤も、これは昔話して、その後は大いにこの壁の打開に努力されて来て相当に改善されたはずではあるが、老人の厭味さか、まだそれが十分ではなくまだまだ大きな障害になっているのではないかと考える次第である。従つて、また上意下達、下意上達（甚だ丁嚚式表現で恐れ入る）もスマートに行つていないだろうと思うのである。

次に同様のことを各機関相互の間について考えてみると、やはり同じことが案じられるのである。そしてこのことは、特に同種企業間に目立つてあつて、幸に造船界においては他産業界のような著しい壁がなく、そしてこのことこそ日本造船発展の重要な一因であつたと思うのであるが、まだまだ理想的な形には行つていない。むしろ反対に、壁を固めつつあるのではないかと案じられる場合すらあるのは残念である。

それでは造船関係界に対して何を望みたいのか。愚痴仙だけに云い出せばきりがなさそうであるが、思いつくまま紙数の許すところまで書きなぐつてみることにする。

さて、解放経済の現在、造船界にも対外競争力強化が急務となつて来ていることは既に一般の認めるところであり、特にこのことは中小企業関係にとつては自らの生存に関する重大問題であるはずであるが、さてそのための実際の努力はどうかであろうか。業界の発展とか対外競争力強化の目的で何々協会、何々協議会等と何等かの形は作られたとしても、それに対する関係業界の協力の意慾や実際の努力は果して十分と云えるだろうか。小なりと雖も一國一城の主たらんとする考えを捨て切れぬ小企業主の感情、それらに僅かな塩を送る大企業等との絆、その他種々の实际的事情が判らないでもないが、といつて頑固に孤城に籠もるのでは自滅以外に道はないのではないか。一刻も早く城門を開き團結協調の道を取るべく、場合によつては己れを捨てて一時の犠牲を忍ぶべきではないだろうか。

大企業関係についても問題がないわけではない。

自らの力を過信し、協力を排し独走するのは未だ危険ではないだろうか。例えば、共同研究などについても云えることで、本誌の誰かの提言でも、共同研究などは未開発国で考えるケチな方策であるとされていたが、今そんなことを云うのはそれこそんでもないことである。もちろん企業の特長を發揮すべき研究は企業独自の努力で行なうべきは当然であるが、そのベースになる段階までの共通の問題点はまだまだ多いのであつて、それを各個に重複して行なうのは愚かなことである。終戦直後の死ぬか生きるかの瀬戸際であつたから当時は協力がスムーズに行つた、超大型船とか自動化とか全造船界にも明らかに未知の問題が起つたからこそ協力ができたとかは、当然考えられることではあつたが、これだつて諸外国ではそれ程上手くは行かなかつたではないか。先覚者の努力と業界官界の協力があつたればこそ実現した功績であつたのである。少々商売が繁盛したからといつて、国内相手に再び門戸を閉じて行こうとするムードがもしありとすれば、それは誠に憂うべきである。そんなムードに油を注ぐことはやめて頂き、むしろ、いかにして合理的に協力が行わべきかを考えてほしいものである。

次に関係官庁、研究所、大学、団体等に目を転じてみよう。果して各省庁間、内部部局間の連絡協調が十分であるだろうか。事務的面と技術系との理解や協力が上手く行つているのだろうか。近頃仙人などはめつたにその方面に関係することがないとしても、どうもスムーズに話が進まずに面喰う場合が少くない。まず官庁について云えば、国民へのサービス機関として、または指導機関として、まずもつて卒先して各省庁間、部局間、職種間の壁を払つて、連絡協調を理想的なものにして頂きたいと思う次第である。いわゆる官僚性とか縄張性とかは徹底的に打ち捨てて、真に合理的な運営を行ない得るように御努力願ひ度い。そしてこれに対し、民間側においても、徒らに裏で官を攻撃するようなことをやめ、適切な官の方針には真に公正な立場で心からの協力をすること^をを惜しんではならない。なお、官の委員会等においては、所信はまげることなく堂々と表明すべきである。

大学、学会、団体等についてもやはり似たような希望を持つものであるが、ここには繰り返すことをやめる。責任者はもちろん、一般職員におかれても、内外の連絡協調に十分注意されて、それぞれの責務を完全に果されるよう格段の御努力を切望する。
(昭39.10.10記)

昭和39年度版鋼船規則(船体関係) 改正事項の概説

日本海事協会船体部

第 3 編

引張強さが 50 kg/mm² と 60 kg/mm² 級の高張力鋼材の材料規格が第 30 編第 4 章第 3 節に新たに設けられたのに関連して、これらの船体用高張力鋼材の船体構造への使用区分を本編第 6 条に新たに規定した。

各種 A 級高張力鋼材の使用区分は、軟鋼の A 級鋼の使用区分と合わせた。各種 D 級高張力鋼の使用区分については、高張力鋼材として規定された規格値と、圧延板厚の増加に伴う各種 A 級高張力鋼の衝撃値の低下の現状とを考慮し、軟鋼の B 級鋼および D 級鋼の使用区分と合わせた。各種 E 級高張力鋼の使用区分は軟鋼 E 級鋼と同一とした。

第 5 編

現第 2 章第 1 条第 3 項は、第 1 編第 2 章第 2 条第 1 項(18)と重複するので削除した。

第 11 編

居住区に設ける円筒形梁柱は、貨物の接触によつて損傷をこおむることもないと考えられるので、梁柱を構成する板の厚さに対する参酌規定を補足した。

第 12 編

第 1 節通則の現行条文のうち、水密隔壁の設置要求(現第 1 条 1) および登録に関するもの(現第 5 条)のみを残し、他の条文は、第 2 節に移した。なお、図面に関する条文(現第 4 条)は削除した。

第 2 節の構成を、要求される水密隔壁の種類と数(第 3 条～第 6 条)、水密隔壁の高さ(第 7 条)、横強力上の補償(第 8 条)に改めた。水密隔壁の種類と数に関して、現行を改めたおもな点は次のとおりである。船首隔壁の後方位置の制限すなわち船首から $0.05L + \text{約 } 3\text{m}$ 以内(現第 6 条 1)は、一般貨物船で不適当な場合があるので、これを船首から $0.13L$ 以内に改めた。船尾管の船内端が置かれる区画室の容積に関する規定(現第 7 条 4)は、実情に合わないので削除した。倉内隔壁の数に関する規定(現第 9 条)は、普通の型の貨物船に対するものであることを明らかにし、表現も隔壁の総数を与えるように改めた。従来、特殊な船に対する隔壁配置の参酌条項(第 3 条)があつたが、特殊な船という表現が不明確であつたので、船の使用上支障がある場合という

ように改めた。

水密隔壁の高さに関しては、船首隔壁を船首楼の長短でなく(現第 6 条 2)船首楼の性質によつて、船楼甲板まで延長するように改めた。

横強力上の補償に関しては、隔壁間隔が長い場合に、現行のように特設肋骨または部分隔壁のみによつて補償すること(現第 2 条 3)には問題があるので、これを適当な方法という表現に改めた。なお、本条文は将来、二重底、肋骨の各編の検討をまつて再検討する予定である。

第 4 節の改正に伴つて、現第 33 条および第 34 条を第 3 節に移した(第 22 条、第 23 条)、現第 4 節は、他編と重複する箇所が多いので、それらを整理し、内容を水密戸に限定し、節の表題も改めた。なお重複のために削除した事項については、編末に参照編条を示した。

条文の編成替えを除いて、現行を改めたおもな点は次のとおりである。

船首隔壁に人孔を設けることを禁止した規定(現第 24 条)を削除した。これは、工事上あるいは検査上人孔を設けたい場合もあり、かつそれによつて、船首隔壁の安全性がそこなわれることもないと考えられたからである。製造所で行なう水密戸の効力試験は、本会が必要と認めた場合に要求するように改めた。水密戸の型式として、特殊な場合(防熱を施すときなど)を考慮して、すべり戸以外の型式も採用しうるように改めた。

すべり戸の遠隔操作は、特殊な場合(装置の設置が困難で、かつ航海中は開かれぬ戸)は、省略しうよう参酌条項を設けた。

第 14 編

現行の縦強度規定は、貨物船については、1930 年の満載喫水線条約で与えている $f \cdot B \cdot d$ の考え方により、値としては、条約のほぼ 6% 増しになつている。油送船については、横肋骨式油送船では貨物船の 9% 増しを要求しており、縦肋骨式油送船に対しては、昭和 26 年版までは、強力甲板の板厚で規定していたのを、昭和 28 年版から $f \cdot B \cdot d$ で規定するように改められたが、船の長さが 125 m 以下の油送船では、横肋骨式の油送船にくらべて、小型になるにつれて要求縦強度が大幅に増大している。これを補正する意味で、縦肋骨式油送船の f の値は、横肋骨式油送船の f の値を越える必要はな

い旨、内規で扱っている。

また長さが 200 m を越える油送船の縦強度については、超大型油送船内規により別に規定している。超大型油送船内規は昭和 32 年 7 月から昭和 33 年 3 月にわたり、本会規格合理化委員会大型船小委員会において審議された内規案を骨子として作成されたもので、その縦強度の決定に当たっては、標準の状態について船体の縦曲げモーメントを計算し、基準の応力値を定めて、船体の断面係数を求める方法を採用している。縦曲げモーメントの算定に際しては、速力の影響は、範囲を大型油送船に限定した場合には考慮しないでも差しつかないものと認め、波浪による曲げモーメントの算定には、規格合理化委員会波浪小委員会で中間的に出した等価波高を採用することにした。(この等価波高は、その後波浪小委員会で更に検討を加え、修正されたものが同小委員会の最終報告として出されている。)

今回の本編の改正は、各船種に対する縦強度を統一した思想によつて規定し、船体縦強度についての本会の考え方を明示するとともに、将来の造船学の進歩に容易に追随しうる形の規則とすることを目的とした。しかし、横肋骨式構造の船では甲板あるいは船底外板の座屈強度が船の大小によりかなり異なるため、座屈強度を考慮した船体断面係数を検討する必要がある、その検討が未了であるので、根本的改正は見送ることとした。ただ、すでに検討された縦曲げモーメントの船首尾方向の分布形状から、従来船尾機関貨物船に対して、中央部 0.5L 間に要求していた断面係数を中央部 0.4L 間に対して要求することに改めた。また従来は一部の油送船に対してのみ考慮していた、特に浅い喫水の船に対する断面係数の割増しを一般の船にも適用することに改めた。

縦肋骨式構造の船の船体断面係数の改正規則について以下に述べる。

船体の最終強度の実験は、その規模が大になるため、現在までに行なわれたものの数は少ないが、それらの結果は、薄肉構造物として当然予想されることではあるが、最終的に塑性座屈による崩壊を起こしている。したがつて、船体の最終強度は、船体の座屈強度によつて規制することがもつとも合理的であるといえるかも知れない。しかし、船体の甲板、外板の構造様式から座屈強度を求め、それが予想される船体の最大曲げモーメントに耐えうるようにすることは、現在の設計法による場合必ずしも実際的であるとはいえない。現状では、船体の曲げ強度を規制し、それに対応するような座屈強度を持つように甲板、外板の構造様式を定める方が実際的である。すなわち、曲げ強度は主としては船体横断面の断面係数

によつて一義的に定められるが、座屈強度は、甲板、外板における板と防撓材との重量配分、防撓材の配置等により異なるため、これを直接船体の縦曲げモーメントと関連して定めることはむずかしい。現在、座屈による崩壊は、近似的には材料の降伏応力に関係し、曲げによる崩壊も降伏応力に関係すると考えられている。このことは、座屈強度を考えても、曲げ強度を考えても、材料的にはいずれも降伏応力ベースで考えてよいことを意味する。したがつて、曲げによる甲板、外板等の軸応力あるいはせん断応力として一定の値を仮定し、これらの応力に対して、座屈強度上の安全度が同等になるように甲板、外板等の構造様式が定められるという前提に立つて、船体の曲げ強度を予想される最大の曲げモーメントに対し、同等の安全度が得られるようにして置けば、船体の縦強度上の安全度として、船体の破壊が座屈の形式によるか、曲げによるヒンジ形成の形式によるかは関係なく、それぞれの船について同等の安全度が近似的に与えられることになる。この見解に基づいて、船体の実際の破壊が必ずしも船体の曲げによるヒンジ形成であるとは考えないが、予想される最大曲げモーメントに耐え得るための縦強度を規制するベースとして、便宜的に船体の曲げによるヒンジ形成を採上げることとした。

本会の波浪研究委員会の行なつた“大型船に対する波浪基準の研究”において縦強度を規制するための波浪曲げモーメントの近似式として次式が提案されている。

$$\left. \begin{aligned} L \leq 150\text{m} \quad M_w &= 5.17L^{2.72} \cdot B \cdot (1.5C_b - 0.4) \times 10^{-3} \\ L > 150\text{m} \quad M_w &= 36L^{2.3} \cdot B \cdot (1.5C_b - 0.4) \times 10^{-3} \end{aligned} \right\} (1)$$

この式は、船体の曲げモーメントの累積エネルギー密度が船が遭遇すると予想されるすべての海面状態を考えた場合の 1/100 最大平均値に等しいような海面状態において 100 回に 1 回起る曲げモーメントの最大期待値を近似的に示したものである。したがつて、この算式による曲げモーメントは、ある程度の繰返し数を予想したもので最大の曲げモーメントを予想したのではなく、むしろ低繰返し疲労を対象とした曲げモーメントと考えることができる。

最大曲げモーメントを推定する場合には、すべての海面状態のうち、曲げモーメントの累積エネルギー密度が最大になるような海面状態を考えるのが自然である。この場合の曲げモーメントとして (1) 式の値の 50% 増しの曲げモーメントを、波浪により付加される曲げモーメントの最大のものとするに決した。50% のうち 20% は、曲げモーメントの累積エネルギー密度が最大になる海面状態を考えたことによる修正であり、残りの 30% は、100 回に 1 回の最大期待値より大きい曲げモー

メントがありうるかも知れないこと、また速力が荒天中では零に近くなるといつても、全く零にはならないこと等に対する余裕を見込んだものである。

(1) 式の 50% 増しの曲げモーメントは、長さ 140 m 程度の貨物船の新造時において、NK 規則によつた場合 $12 \sim 14.5 \text{ kg/mm}^2$ 、満載喫水線条約によつた場合 $12.8 \sim 15.4 \text{ kg/mm}^2$ の応力を与えることになり、実船における波浪縦応力の計測結果から推定される 20 年間における最大応力振幅が 15 kg/mm^2 前後であることから見て、一応安全率 2 程度ということになるが、異常値を考慮するとき、安全率 2 程度という値はおかしくないと思われる。

上記により、最大の波浪曲げモーメントとして、一応次式による値を考慮することにした。

$$\left. \begin{aligned} L \leq 150 \text{m} \quad M_w = 7.76 L^{2.72} \cdot B \cdot (1.5 C_b - 0.4) \times 10^{-3} \\ L > 150 \text{m} \quad M_w = 54 L^{2.3} \cdot B \cdot (1.5 C_b - 0.4) \times 10^{-3} \end{aligned} \right\} (2)$$

船体の縦強度は、静水中の曲げモーメントおよび予想される最大の波浪曲げモーメントを重畳した曲げモーメントに耐えうるものでなければならない。耐えうる限界として、船体の塑性ヒンジが生じないという条件を考えれば、船体の全塑性モーメントが予想される最大の曲げモーメント以上であればよいことになる。これを式であらわせば次のようになる。

$$M_p \leq M_w + M_s$$

M_p は全塑性曲げモーメント

M_w は最大波浪曲げモーメント

M_s は最大静水中曲げモーメント

M_p は船体の塑性断面係数 Z_p と使用材料の降伏応力 σ_s との積として求めることができる。船体断面は I 形ビームと考えることができるから、塑性断面係数は、近似的に弾性断面係数 Z の 1.1 倍とみなすことができる。

$$M_p = Z_p \cdot \sigma_s = 1.1 Z \sigma_s = M_w + M_s$$

$$\therefore Z = \frac{M_w + M_s}{1.1 \sigma_s}$$

軟鋼の降伏応力を 23 kg/mm^2 とすれば、軟鋼船の所要船体断面係数は次式で得られる。

$$Z = 39.5 (M_w + M_s) \text{ cm}^3 \quad (3)$$

静水中曲げモーメントは、商船の場合、均質貨物を満載した状態かバラスト状態について計算されるが、貨物によつては、偏積による曲げモーメントの変動がかなりある。中央機関の定期船について、貨物の偏積による曲げモーメントのばらつきは、均質貨物を満載したときの貨物のみによる曲げモーメントの 8% 程度に達する。これは、静水中曲げモーメントを $C \cdot W \cdot L / 1000$ で表示した場合、 C の値が 6 前後変動することに相当する。

したがつて、一般貨物を積載する船の静水中曲げモーメントの最大に近い値としては、均質貨物を貨物倉容積に比例して満載したと仮定して計算したときの C の値に 6 を加えたものを考えることにする。以上から一般貨物船の曲げ強度を検討するときの最大の曲げモーメントとして次式が得られる。

$$L > 150 \text{m} \quad M_w + M_s = 54 L^{2.3} B (1.5 C_b - 0.4) \times 10^{-3} + \frac{(C+6) W \cdot L}{1000}$$

この値を (3) 式へ代入すれば、一般貨物船の曲げ強度として必要な断面係数 Z_b として次式が得られる。

$$L > 150 \text{m} \quad Z_b = 2.1 L^{2.3} B (1.5 C_b - 0.4) + 0.04 (C+6) L^2 \cdot B \cdot d \cdot C_b \text{ cm}^3 \quad (4)$$

この式は (1) 式の波浪曲げモーメントを用いて導いたものであるが、商船の強度規定は、合理的であると同時に、商船が国際的な性質の強いものであることから要求される、国際的共通性という問題も考慮する必要があるので、それらの点について考察を行ない次の修正を加えた。

(i) (1) 式の波浪曲げモーメントは、ある意味では低繰返し疲労を対象として考えたものであつたため曲げモーメントの全振幅に重点を置き、ホギング波とサギング波との曲げモーメントの差を考えていない。しかし、船の破壊強度を論じる場合には、ホギング波とサギング波との違いを無視することはかえつて不合理であろう。ホギングの波およびサギングの波に船を載せたときの静的な計算、あるいは規則波中における実験、海洋における実船の応力計測の結果は、程度の差はあつても、サギング波による曲げモーメントの方がホギング波による曲げモーメントより大きいことを示している。そこで (4) 式の第 1 項の係数 2.1 をホギング波に対しては 2.0、サギング波に対しては 2.15 と修正した。

(ii) (4) 式で C_b に対する修正項は、満載状態および軽荷状態の両方を包含して、直線的関係に近似したものであるが、満載状態のみに着目すれば、 $(C_b + 0.7)$ に比例するとした方が実情に近い。NV の規則では $(C_b + 0.7)$ に比例すると考えているようである。一方 LR では C_b に比例すると考えている。(最近のバルクキャリアの規則では $C_b + 0.7$ に比例されている)

船が常に満載状態で航海するものであれば、 $C_b + 0.7$ を採用しても差しつかえなさそうであるが、航海の実情は必ずしもそうではない。一方 C_b の影響を考えない満載喫水線条約と同思想の規則もかなり実用されている。そこでいま直ちに波浪曲げモーメントが $(1.5 C_b - 0.4)$ に比例するとして縦強度を定めることは、他規則とのバ

ランスがかなりくずれる恐れもある。これらの理由で、波浪曲げモーメントは C_b に比例すると考えることにした。なお、従来行なわれた水槽実験の結果によると、 C_b が 0.68 未満の場合は C_b が小さくなくても、波浪曲げモーメントに対する影響の差はほとんどないので、 C_b の最小値として 0.68 を採ることにした。

(iii) 長さ 150 m 以下の船に対して、波浪曲げモーメントが $L^{2.72}$ に比例すると、小型船の断面係数は実績をかなり下回る結果になり、他の規則とも傾向の異なつたものになる。小型船は一般に板厚が薄く異常腐食の影響が大きく出る傾向がありまた船体の保守状況も大型船に劣ることが予想されるので、腐食予備厚として大型船と同じものを採用するのであれば、曲げモーメントを少し大き目にして置く方が、同等の安全度という見地からは実情に即したものになる。また規定として 2.72 乗の計算もわずらわしく思われるので、長さ 150 m 以下の船の波浪曲げモーメントの算式中 $L^{2.72}$ を $L^{2.5}$ とし、 L が 150 m のとき (2) 式と同じ値になるよう、長さ 150 m 以下の船に対する算式の常数を定めた。

(iv) (1) 式では、 L が 150 m 以上の場合には、すべて $L^{2.3}$ に比例するようになっていたが、 L が 250 m 以上になると、曲げモーメントの累積エネルギー密度の統計値に基づく曲げモーメントと傾向が離れて来る。この差を減じるため、 L が 250 m 以上で $L^{2.3}$ に比例し、 L が 300 m 以上では L^2 に比例すると修正した。

(v) 同種の貨物を各船倉に満載する専用船、あるいはバラ状態の船の静水中曲げモーメントについては、貨物あるいはバラ状態の偏積による曲げモーメントの変動は、一般貨物船にくらべてかなり減少するが、船のトリムの調整等のために若干の変動はあるものと考えらるべきであろう。この考えに基づいて、同種の貨物のみを運搬する専用船、あるいはバラ状態の船については、 Z_b の算式中 (C+6) の代わりに (C+2) を用いて差しつかえないことにした。改正規則中 Z_1 は Z_b Hog, Z_2 は Z_b Sag に相当する断面係数である。

船体の縦強度部材の疲労強度は、船の一生を通じての縦強度部材の応力ひん度曲線と船体構造の S-N 曲線(疲労曲線)とが与えられれば、実情に近いものが推定されるが、これは現在研究中の問題であつて、縦強度の規定に採用しうる段階には達していない。しかし、仮に船体の縦強度を波浪曲げモーメントと静水中曲げモーメントとを加えた全曲げモーメントのみによつて規定した場合には、次のような問題が生じる。

いま、全曲げモーメントに対し、許容応力 23 kg/mm² になるよう断面係数を定めた 2 隻の船があり、1

隻は静水中曲げモーメントと波浪曲げモーメントの比が 0.2:0.8、他の 1 隻はこの比が 0.8:0.2 であつたとする。前者は、常時 4.6 kg/mm² の応力があり、海面状態によつて片振幅が 0~18.4 kg/mm² の繰返し応力に加えられることになり、後者は、常時 18.4 kg/mm² の応力があるが波による繰返し応力としては、0~4.6 kg/mm² の振幅のものが加えられることになる。この 2 隻は破壊強度上は、同程度の安全度を持つているわけであるが、疲労強度上も同程度の安全度を持つているといえるかどうかという問題である。

引張り圧縮の場合の平均応力と疲労限との関係についての実験結果によれば、炭素鋼の 1 例では第 1 表のようになる。

第 1 表 0.41%炭素鋼の平均応力と疲労限の関係

平均応力 kg/mm ²	0	10	20	30	40	50	60
疲労限振幅 kg/mm ²	25.8	23.6	21.4	19.2	17.0	14.8	12.6
最大応力 kg/mm ²	25.8	33.6	41.4	49.2	57.0	64.8	72.6

第 1 表からわかるように、平均応力が疲労限に及ぼす影響は少ない。平均応力は、静水中曲げモーメントによる応力、疲労限は波浪曲げモーメントによる応力に対応すると考え、平均応力を σ_{st} 、疲労限を σ_w とすると、 σ_{st} と σ_w の関係は、第 1 表からは次のようになる。

$$\sigma_w + 0.22 \sigma_{st} = 2.58 \text{ (kg/mm}^2\text{)} \quad (5)$$

(5) 式において、右辺の 2.58 という値は鋼種によつて変わるが、真破断応力と平均応力零のときの疲労限との間に、鋼種に関係なく、似たような関係があるとすれば、左辺の平均応力と疲労限との関係は変わらないと考えることができる。したがつて、船体構造に対し、疲労強度の面から許容される応力を σ_r とすれば

$$\sigma_r = \sigma_w + 0.22 \sigma_{st} = \frac{M_w}{Z} + 0.22 \frac{M_s}{Z}$$

$$\therefore Z = \frac{M_w + 0.22 M_s}{\sigma_r} \quad (6)$$

σ_r をどう定めるかは、既に述べたようにむずかしい問題である。現在船において、波浪による応力は、荒天時には 18 kg/mm² 前後にまでなる可能性があるが、一般には 15 kg/mm² 前後であり、船の一生を通じて 10⁴ 前後の繰返し数が予想される応力振幅としては 6~12 kg/mm² 程度のもものが予想されている。一方船体の高応力部材の応力集中部には、疲労き裂と考えられるき裂が時に発見されている。これらのき裂は必ずしもその船に対して予想される最大応力が生じた時に発生したものではなく、ある程度の荒天の中で何時間かあるいは何日間か繰返し応力を受けたために発生したと考える方が実

際に近いと思われる。したがって、そのときの応力振幅は、 10^4 前後の繰返し数が予想されるものに近いものであろう。造船用材料の高応力繰返し疲労の実験は少ないが、丸棒の回転曲げ疲労試験の結果から推測して、 10^4 前後の繰返し数に対する疲労強度は 36 kg/mm^2 前後と推定される。

船体構造における応力集中係数を 3 とし、切欠き等による形状係数を 2 とすれば、一般の部材に 6 kg/mm^2 程度の応力が生じるとき、切欠き部には 36 kg/mm^2 前後のノミナル応力が生じたと考えることができるであろう。

(1) 式による波浪曲げモーメントは、船の一生を通じて 10^4 前後の繰返し数を予想させるものであるから、この曲げモーメントを用い応力が 12 kg/mm^2 以下になるよう、船体の縦強度を定めれば、船体縦強度部材の疲労破壊の発生に対する安全率は一応 3 程度と考えて差しつかえないであろう。しかし、応力集中部に対しては安全率は 1 程度となり、応力集中部に切欠き等がある場合には、疲労き裂の発生はある程度予想されることになる。また、疲労強度では、疲労限以上の応力が加わる場合は、その回数か時間強度に影響することを考えると、高速船と低速船の波浪中における曲げモーメントの違いを考慮する方が妥当であろう。一方サギングの波とホギングの波による曲げモーメントの差異はそれ程重要ではなく、両方を考えた応力振幅が問題になると考えられる。したがって (1) 式の波浪曲げモーメントに速力の影響を加えたものを考えることとした。ただし、この場合にも、曲げ破壊強度を対象とした断面係数に対する同様の考え方で、 C_b の影響を修正することになると、疲労強度を考えた船体断面係数 Z_r の算式として次式が得られる。

$$\begin{aligned} L \geq 150\text{m} \quad Z_r &= \frac{1,000}{\sigma_r} (M_w + 0.22 M_s) \\ &= L^2 \cdot B \cdot C_b (3.0 L^{1/3} \cdot k_v + 0.018 c \cdot d) \\ &= L^2 \cdot B \cdot C_b (3.0 L^{1/3} + 0.018 c \cdot d) k_v \text{ cm}^3 \quad (7) \end{aligned}$$

k_v は速力に対する波浪曲げモーメントの修正係数である。

C の値としては、それぞれの船について、その一生を通じて予想される統計的な値を採るのが合理的であるが、疲労強度の場合は、静水中曲げモーメントの影響は小さく、規定としても統計的な値をそれぞれの船について求めることは繁雑になるので、 C の値としては、満載出入港時、空倉出入港時の平均の値を採ることとした。さらに、設計上の便宜、他規則との比較の便宜のため K_v を括弧の外に出した形に修正したのが (7) 式であ

る。

なお、 M_w の L に対する傾向として、 Z_b に最終的に採用したものをそのまま用いると、改正規則の Z_b が得られる。また改正規則では、平甲板型油送油の強力甲板では、他種の船に比べて船体中央部に極端な不連続部がなく、疲労強度上有利であると考えられるので Z_b を一般の船より 3% 減じて差しつかえないことにした。

鋼材は、特別な防食を行なわないかぎり年とともに衰耗し、構造物の強度が低下する。したがって、鋼構造物の設計に当つては、その耐用年数に見合った衰耗量を想定し、それに応じて強度の余裕を見込まなければならない。船体断面係数の減少率と衰耗量との間には、一般に直線関係があるとみなすことができる。実船の衰耗量についての調査資料は少ないが、その 1 例によると、年間平均衰耗量としては、船底外板 0.1 mm 、船側外板および上甲板は 0.13 mm 程度と考えてよいようである。

船体の構造規定を作成する場合、船の耐用年数としての程度を見込むべきかは明確に示されていないが、実績は、客船、貨物船で 30 年前後、油送船で 20 年前後と推定される。しかし、船の場合は、老令船になれば使用条件を緩和されることが考えられるので、耐用年数一杯の腐食予備厚を考慮することは、酷に過ぎるであろう。耐用年数の 6 割に対して腐食予備厚を考えるとすれば、前記資料から、一般貨物船に対して 2 mm の腐食予備厚を見込めばよいことになる。油送船の衰耗量の調査資料としては、船令 15 年の T-2 タンカーについて調査したものがあがるが、それによると、貨物油タンク部で平均 4 mm 程度とみなすことができる。したがって、規定としては 3 mm 程度の衰耗量を見込めばよいであろう。

この結果は、現在鋼船規則で、一般船体部材に対して 2.5 mm 、貨物油タンク内の部材に対して 3.5 mm の腐食予備厚を考えているのに対し、それぞれ 0.5 mm 少なくなる。しかし、局部的な腐食がその部材におよぼす影響と船体断面係数に及ぼす影響との差異、あるいは、ある部材が 2.5 mm 衰耗したとしてもそのとき縦強度部材のすべてが 2.5 mm 衰耗した状態にはなっていないこと等を考えれば、むしろ合理的であるといえよう。

なお、耐用期間を通じて、使用条件の緩和を期待しないような、特殊な専用船については、耐用年数一杯の腐食予備厚を見込むべきであるといえよう。

以上の改正のほか、船体の断面係数算定に際し、縦肋骨式構造の船では、甲板下縦桁の算入を認めることとし、また油送船の強力甲板の円形倉口は、その形状、大きさによつては、ないものとみなして差しつかえないことに改められている。

第 15 編

第 5 条中央部 0.4 L 間の船底外板の厚さに関し、現在の取扱いに合わせた根拠規定を第 3 項に新設した。

第 3 節の表題を内容に相応するよう改め、かつ強力甲板までの外板が特に大きい船では、強力甲板附近の船首尾部の外板は船舷側部の外板と同様にみなしうると考えられるので、第 6 条第 2 項に参酌規定を新設した。

第 17 編

第 2 章に規定する甲板室の構造寸法は、場合によつては第 1 章に規定する船舷端隔壁の寸法を上回る例があるが、その必要はないと考えられるので、第 2 条に船舷端隔壁の寸法を越える必要はない旨の条文を加えた。

第 25 編

現行規則（第 2 章第 2 条）に規定しているようなくび太リベットを使用する例は、現状ではほとんどないと考えられるので、平頭リベットを標準として示すことにした。

第 26 編

溶接関係の規則改正の主要点はすみ肉溶接の規定寸法の軽減と船体用高張力鋼の溶接施行と試験に関する規則の新設である。

1 すみ肉溶接の脚長の軽減

従来船体構造におけるすみ肉溶接継手の脚長、溶接長およびピッチはリベットの規則に準拠して定められていたが、このリベット規則自体経験的に定められたもので、強度の基礎的な面からの検討はほとんど行なわれておらず、いままでの実績からみるとすみ肉溶接継手の寸法にはかなり余裕があるように考えられる。

すみ肉溶接の脚長を軽減するにあたり、すみ肉溶接の静的強さ、疲れ強さ、腐食および損傷について NK 内部に船体すみ肉脚長研究委員会（略称 FL 委員会）を設け、学界、造船界の協力を得て約 1 年半にわたり実験調査を行ない、寸法軽減の基礎資料を得ることができた。この改正の基礎になつた考え方および改正の主要点は次のとおりである。

1.1 すみ肉溶接ビームの静的強さ

船体構造の主要部分である甲板、外板、隔壁などはいずれも板とビーム、フレーム、あるいはスチフナなどを溶接した補剛構造で、補剛部材は連続または断続溶接で板に結合されている。

これらの構造部材が甲板荷重や水圧によつて曲げを受けるときは、1 スチフナスペース間を考えれば板とスチフナからなる溶接組立てビームとして取扱うこと

ができる。

この補剛部材と板とを結合するすみ肉溶接の強度上必要な最小脚長を、組立てビームが静的荷重によつて崩壊もしくは塑性関節を形成する荷重状態においてすみ肉溶接が破断しないように決めることにした。

この最小脚長の計算にあつては、すみ肉溶接継手の破断に至るまでのせん断特性を考慮し、組立てビームの理論を用いて両端固定、等分布荷重を受けるビームが、両端にほぼ関節ができる荷重状態でも破断しないようなすみ肉寸法を示す理論式を導き出した。

1.2 すみ肉溶接の疲れ強さ

船体構造におけるすみ肉継手の繰返し応力の状態についてはよく判つていないから、構造部材に加わる繰返し荷重（波浪と振動）について調査の上、逆にすみ肉継手の疲れ強さを推定する方法をとつた。

船体構造の波浪による繰返し荷重の回数は比較的少ないが、荷重の大きさの変動はかなり大きい。このような変動荷重を受ける部材の疲れ強さの算定には Palmgren-Miner の累積損傷理論を用いることとし、応力頻度としてミネソタ、カナダ両船の応力頻度を用いた。その結果累積損傷度は非常に小さい値となつたが、実船における応力集中を考慮し、前記応力分布の 2.3 倍の応力が発生しているものとして累積損傷度を考慮することにした。

振動による繰返し応力は種種調査の結果、それが発生しても船体構造部材における応力はせいぜい 1~2kg/mm² 以下と考えられ、断続溶接部のせん断応力の振幅も 2~8kg/mm² 以下となり、低い平均応力の下では十分な疲れ強さをもつか、15kg/mm² 以上の平均応力が作用している状態では 5kg/mm² の応力振幅があると比較的短期間に疲れ破壊を生ずる可能性が充分あり、平均応力の点をも考慮することになつた。

1.3 すみ肉継手の腐食と損傷

船体構造におけるすみ肉溶接部の腐食状況については実測資料がほとんどないが、一般に母材にくらべて特に腐食しやすいという根拠もなく、むしろ母材より成分的に高品位で耐食性がすぐれているという考え方もある。したがつてすみ肉継手のノド厚に対する腐食量は母材の内面片側の腐食代をとることとし、次の量を見込むことにした。

貨物倉内部あるいは主機室内など タンク以外の箇所	1.25 mm
貨物油タンクを除く深水タンク、 深油タンクの箇所	1.5 mm
油槽船の貨物油タンク	1.75 mm

次にすみ肉溶接継手の損傷状況について調査した結

果、実船におこるすみ肉継手の損傷はすみ肉脚長の止端の熱影響部に生ずるき裂が大部分で、すみ肉ののどよりき裂を生じたものはほとんどなく、き裂は部材の支持点あるいは応力集中部に発生することが多く、構造上改善すべき箇所であることが多い。

すみ肉継手の熱影響部にき裂を生じることがすみ肉継手の強度不足の問題ではなく、その対策として脚長を増すことは意味がない。しかしき裂を生じような箇所では母材や溶接部にも高い応力が発生していることも予想されるから、軽々しくすみ肉寸法を軽減することは好ましくない。

1.4 船体構造部におけるすみ肉寸法の決め方と

その適用

船体構造では部材に加わる荷重の大きさ、応力状態はきわめて複雑で、構造部材と固着するすみ肉溶接寸法を実際の応力状態を想定して算出することは不可能に近い。

そこで応力状態が比較的簡単なフレーム、ビーム、スチフナなどについて、一定の荷重状態を想定して比較計算を行なうことにした。すなわちこれらの部材は板と端部 0.1 l 間は連続溶接 (l はスパンの長さ)、中間部はそれと同じ脚長を有し、溶接長 75 mm、ピッチ 200 mm または 350 mm で断続溶接されているものと仮定した。この組立てビームが両端固定、等分布荷重の状態で両端に関節を生じる荷重にほぼ等しい荷重ですみ肉溶接部が破断しないように前記の理論式を用いてのど厚および脚長を決めた。この計算には部材の種類に応じて腐食代も加え、また数多くの実船の寸法例も調査し、この種の部材がすべて安全側になるようにすみ肉脚長を決めた。

前記各構造部材に対してこのようにして得られた脚長をそのウェッジの厚さ別に整理し、各の脚長をすべて包絡するようにウェッジの厚さ毎に脚長を定め、この脚長を有する連続溶接を F1、ピッチ 200 mm の断続溶接を F3、350 mm のピッチの断続溶接を F4 と定めた。次に外観も良く、強さも期待できると思われる最少脚長を板厚に応じて決め、これを F2 とした。

F1 ないし F4 のすみ肉溶接継手の疲れ強さについても検討を加えた。その結果引張りを受けるすみ肉継手では F3、F4 の断続溶接では前記の波浪あるいは振動による応力のため破断のおそれがあり、このような部材の継手は F1 または F2 の連続溶接とすべきことがわかった。

次に激しい繰返し荷重によりせん断を受けるすみ肉

継手では、F4 では波浪、振動ともに疲れ破壊をするおそれがあり、ビーム、フレーム、スチフナでは F3 以上、ガーダでは F2 以上が必要となることがわかった。

F1 ないし F4 の脚長は主として曲げを受けるウェッジの板厚が 7~16 mm の組立てビームに対して計算されたものであるが、ウェッジの厚さが 7 mm 未満のものあるいは取付けられる部材の厚さが 16 mm を越えるものはこの脚長を適当に延長して第 26.1 表の諸寸法を決めた。

ここで F1 ないし F4 の特性は次のとおりである。

F1 (連続溶接) …………… 水油密の確保はもちろん、静的および繰返し荷重による引張りおよびせん断に対して十分な強さを有するものである。

水油密隔壁の周囲、ブラケット、ごく重要な台構造、ガーダ構造の部材の溶接に適用する。

F2 (軽連続溶接) …… 水油密の確保、静荷重および繰返し荷重に対する強さは F1 に次ぐ。一般の台構造やガーダ構造および軽度の繰返し荷重を受ける組立てガーダとタンク内部材としての板付き形鋼に適用する。

F3 (断続溶接) …… 静的曲げ荷重を受ける組立てガーダやタンク内板付き形鋼に対し十分な強さを与える。繰返し荷重 (特に引張り荷重) に対しては保証はない。

繰返し荷重の小さな組立てガーダやタンク内板付き形鋼、軽度の繰返し荷重を受けるビーム、フレーム、スチフナのすみ肉溶接に適用する。

F4 (軽断続溶接) …… 静的曲げ荷重を受けるビーム、フレーム、スチフナのすみ肉溶接に適用する。繰返し荷重に対しては保証されない。

F1 ないし F4 の 4 種類のすみ肉溶接の船体各部構造への適用は、従来の第 26.2 表と第 28.5 表において C1 または C2 と規定されているものは F1、C3 または C4 は F2、D1 または D2 は F3、D3 または D4 は F4 と置きかえた。しかし構造部材に加わる外力の種類、部材相互の固着のバランスおよび損傷などを検討の上適宜増減変更したものもある。

縦強度に算入する部材のすみ肉継手、フレーム、ビーム、スチフナの端部をブラケットを介しないですみ肉溶接する場合のすみ肉脚長は別途の取扱いとし、第 26.2 表の備考 1 および 2 にこれを規定した。また肘板の止端あるいは支点付近のすみ肉溶接は従来明確な

欠く点があつたため、これも同表の備考3に規定した。

2. 高張力鋼の溶接

高張力鋼を船体構造に使用することが多くなつたため、50 kg/mm² 高張力鋼および 60 kg/mm² 高張力鋼に関する材料規則が第 30 編第 4 章第 3 節に新しく設けられ、これに対応して溶接施行法に関する規則を本編第 3 章第 8 条に設けた。

規則の主な内容は使用溶接棒の限定、アークストライクやショートビードの規制である。

また第 4 章の溶接法承認試験の衝撃試験規格値は、各高張力鋼の種類および級に対応し、母材に規定したものと同一値のものを決めた。

第 28 編

すみ肉溶接の規則改正に伴い改めた。

第 29 編

鉱石倉の横置水密隔壁の配置に関し、現状の取扱いに合致するよう改めた。

第 30 編

圧延鋼材の製造技術の発達と船体構造の合理化のため、最近高張力鋼を船体構造へ使用することが多くなり、一方製鋼業界においても各社の開発した高張力鋼材について本会の製造法承認を得たものがかなり多くなつたため、従来内規として取扱われていた高張力鋼材規格を今回鋼船規則に取り入れることになつた。

1. 高張力鋼の分類

この高張力鋼材の規定は現在船体構造にかなり広く用いられている 50 kg/mm² および 60 kg/mm² 高張力鋼を対象とした。規則の構成はすべて軟鋼材の場合と同様とした。

鋼材の分類は軟鋼の場合と同様、その衝撃試験規格により A、D、E の 3 つの級に分けた。A 級高張力鋼は衝撃試験を行なわないもので従来 B 級高張力鋼と呼んでいたが、切欠き抗力の点で問題もあり、これを A 級高張力鋼とした。D 級高張力鋼は衝撃試験を要するもの、E 級高張力鋼はリベットシームのかわりに用いることができる高切欠きじん性の鋼板として衝撃試験を行なうものである。

高張力鋼の棒鋼は現在ほとんど船体構造には使用されていないから高張力棒鋼に対しては規定しないことにした。

2. 高張力鋼の化学成分および熱処理

高張力鋼の化学成分は現在各社で製造されている高張力鋼の社内規格を参照の上、一般の 5 元素の上限を決めた。第 2 種高張力鋼では Cr、V などの成分が入れるから特に溶接性を考慮して C 当量を規定した。この C 当量の規定にあつては WES「溶接構造用高降伏点鋼規格」によつた。

熱処理については、これを行なわないもの、焼入れ、焼もどしを行なうものなど各社の特色を生かすことを考慮して一切これを規定しないことにした。

3. 高張力鋼の機械試験一般

機械試験の種類は軟鋼材の場合と同様としたが、軟鋼材の小断面の材料は検査員の承認を得て一部引張試験は省略することができたが、高張力鋼ではその特性上すべて引張試験を行なうことになつた。試験片の数については軟鋼材の場合と同様としたが、第 2 種 D 級高張力鋼の衝撃試験のロットは同一厚さのものに限定した。

引張試験の規格は各社の資料を参照の上決定した。第 2 種高張力鋼では他規格との関連および試験実施の際の便宜を考えて 5 号試験片も採用できるようにした。なお各試験片の伸びについては他規格との関連も考慮し、さらに試験片の断面積と標点距離の関係、板厚効果などについては実験を行なつてどの試験片を用いても差異がないように規定した。

4. 高張力鋼の衝撃試験の規格値

高張力鋼では軟鋼の場合より使用応力が増大するが、このような応力状態においてもぜい性破壊をしないように衝撃試験規格値を決めることにした。

軟鋼材の使用応力を 12.5 kg/mm²、最低使用温度を 0°C、板厚を 30 mm とし、同じ温度で高張力鋼の使用応力を次のように仮定した。

$$\text{第 1 種高張力鋼材 } 12.5\text{kg/mm}^2 \times \frac{32}{25} = 16\text{kg/mm}^2$$

$$\text{第 2 種高張力鋼材 } 12.5\text{kg/mm}^2 \times \frac{46}{25} = 23\text{kg/mm}^2$$

この温度、応力および板厚の状態、D 級高張力鋼は比較的短かいぜい性き裂を停止させるもの、E 級高張力鋼は比較的長いぜい性き裂を停止させるものとして、これに必要な切欠き抗力を二重引張試験、プレス切欠きシャルビー試験および V シャルビー試験の相互関係を用いてその規格値を決めることにした。この際 D 級高張力鋼については吸収エネルギーを 4.8 kg-m、E 級高張力鋼については 6.2 kg-m と規定し、各種各級高張力鋼の相当する試験温度を認めたものが第 30.6 表である。(完)

第 8 編 昭和 9 年—昭和 11 年横浜

海事部勤務時代

1. 海事部勤務

昭和 9 年安全法が実施されることになり、海事協会ではその実施状況を習得すると同時に官権検査と協会検査員との円滑な連絡を計るため協会検査員を通信省に出仕させることになり、安田久夫氏、吉見洋一郎氏と私がその撰に当り私は昭和 9 年 4 月から 11 年 3 月まで横浜海事部に勤務することになった。

当時の海事部所長は同窓の東常任氏（後で堀尚晴氏）、船体には西沢久雄氏、五幣淳次氏、機関部には大倉堯信氏、能美氏（後で菅野米二氏）、内田喜三郎氏、石井氏等がおられ、後で本省から秋山兼良氏、相生工専から早川勝夫氏が見えた。

何分始めての官仕えであるから大分様子が違つて事毎に面喰つた。造船所に行つても、「どうもお役人らしくないネ」「それでは、身分証明書に胸に張付けようか」。安全法は新法であり、検査船は客船から移民船漁船木船と多様多種で、今まで見たこともない船が多く、各種証明書は初めて見るものばかりでその調製には閉口した。その内でも船舶測度には全く閉口してしまつた。測度法は世界共通で一通り分つた積りでいても、内規とか心得とか先例等が雑然と附随しており、何が何だかさっぱり判らない。早速ある船の測度を仰せ付つたが到底出来そうもないので五幣さんに手伝つて貰つて見たが、五幣さんもその道のエキスパートではないらしく、二人で苦心惨憺の上やつと提出して見ると、計算書には附箋が一杯ついて突返えされ二度も三度も往復してやつと証書が出来上り安心してると、イザ船が出帆という時に急にバナマとん数証書を呉れと煙を上げて待つている。今度は秋山さんと協力して書式に適当に記入して出帆させたが帰航の上その証書を見ると真黒に訂正してあつた。エライ所で恥晒しをしたものである。（後記、姉妹船が出来た時私の後任者が私どもの附箋のつかない原本を捜出し、そのままコピーして本省に提出してヒドイ目にあつたと怒まれた笑話もある。）当時本省には附箋台帳というものがあつた、それが直接所員の成績に関係するとかで、附箋は鬼より恐がられていたから、私が海事部にいる間附箋がつきそうな文書は皆関係の薄い私の名前前で出すことにしていた。

助成金の関係で輸入品の検算報告が必要であつたがこの方はいつも大倉さんがコソソリ肩代りして片付けて下さつたので、そのお好意は忘れられない。

横浜港と横須賀港には港内配達用の郵便船が 5, 6 隻あつて私はその監督も仰付つた。その内の鋼船の 1 隻が修繕のため上架して見ると、この船が不用意にも木船（船底を銅包板で張詰めた）と並べて繋留していたため鋼外板が新換せねばならぬ程錆びていたが、予算は一年半も前に前任者が作つたもので、外板新換費は予定してなかつたけれども現状は放置出来ない。仕方がないから浅野ドックに泣付き、不足分は翌年度予算で補足することで修繕だけやつて貰つたところドックでも不景気の際とて会計がやかましく、私文書ではあつたが私は借用証を書かされた。尤も退官の際は次年度成立した予算を見せて借用証だけは返して貰つた。

2. 船の検査

船の実際の検査には別に困ることはなかつた。今まで協会では多く二流貨物老船だつたのが海事部では客船は勿論一流新貨物船を始め、漁船機帆船その他あらゆる船種を見ることが出来、修業に来た甲斐があつた。

横浜海事部の管轄は横浜以西伊豆一門（除下田）から浜名湖までで、清水の漁船、伊豆の機帆船、浜名湖や芦の湖の遊覧船まで検査の機会に恵まれた。造船所は清水の金指造船が唯一の鋼船で他は皆木造船であつた。その金指も先代丈吉氏の代で、鋼船が出来るといだけの木船に毛の生えた程度幼稚なものであつた。例えば水圧で「漏水を止めて」と云つたら、「ではモクメンを入替えましょう」と云う、填金も知らなかつた位。またある時は水止めが余り完全なので水頭を見ると水は所定高まで上つていたけれども念のためナットを落して見るとコソソと甲板で止つたというベテンもあつた。これは今まで地方検査には多く新任の若い人達ばかり派遣されていたので、こんなこともあつたのであろう。私と菅野さんと老骨二人が揃つて行つたときなどは「スワ何事か」と恐惶を起したとか。

またある時秋山さんが金指で溶接を見て、「モ少し綺麗に行かないかネ」、「旦那電気溶接はハンド付けとは違いますよ」、「そうかネ、一寸借して御覧」とヘルメットを被つて自身で綺麗に溶接して見せ「これ位には行くじやないか」。職人はビクッリして逃げ出し幹部に報告した

から、幹部が飛んで来てヒタ謝りに謝つたそうである。それも道理、秋山さんは浦賀ドックから溶接研究のため米國に派遣され、一二年ジツクリ実習して帰つたばかりのベテランだつたのである。当時日本の溶接はスタートを切つたばかりで、横須賀で海軍の粟谷氏が溶接工を養成しておられたが、民間からの受講は六ヶ敷かつたからこの辺の溶接工はハンダ付程度の自己流だつたので驚いたのも無理のない話である。このことが評判となつて清水の若い人達から是非溶接技術を教えて下さいと泣付かれ、人の好い秋山さんは日毎に清水に出張し、半年余りも講習した結果清水の溶接は当時の水準を抜いたものとなり、当地方における秋山さんの評判はタイしたものであつた。

その後金指からタンカーの建造申請が出された。タンカーは当時長崎でサンチエゴ丸型骨骨式タンカー（1万とん型）が十隻足らず出来ただけで、他の造船所ではまだ手を出さぬ時代だつたから私も一寸面喰つたが、図面を見ると200とん足らずの小型で、貨物船の倉口を小さくし、隔壁を油密にしかだけの構造であつた。「これではタンカーにならないよ」「それではタンカーになるように直して下さい」との懇願に私も一種の茶目気から二三週間夜業をして図面を真赤に直してやつたところ非常に喜んでその通りの船が出来た。本船は就航して見ると成績頗る良好で、船員からも「トモ丈夫な船」と好評を得た。後で考えて見ると私も初めての設計とて相当重厚寸法になつていたらしい。それから金指では同型船を十隻以上も造つて、「タンカーなら当社の得意」と盛に宣伝したとの話もある。

伊豆西浦には70とん前後の造船所が数ヶ所あつた。田舎のことで船主と造船所とは大抵縁続きであるから仕事は頗る丁寧である。ある造船所で、「仕事は丁寧であるが釘の締りが足りないよ」と云つたところ統領が飛んで来て「ワシの所の釘締りは自慢です、何所が悪いんですか」とエライ見幕で喰つて掛る。仕方がないから統領と、一緒に現場に行き、釘頭と肋骨に交互に指を触れさせ、両方を軽く叩いて反響をためさせ、「どうだネ分つたかね」と云つたら、「スッカリ分りました。早速締め直します。貴方がたの小なハンマーで何が分るものと馬鹿にしていますが、ハンマーにはこんな秘伝があるんですネ、よく判りました、君が最初締めたときはたしかに締つていたに違いないが、木の釘締りは時が立つと締り工合が違つて来る。殊に天氣が続いた後では木が縮むから、進水前には肝腎な釘は儘めて見ねばならぬ」と教えたところ非常に感激し、その後は何を云つて金科玉条と守つて呉れた。「船の肩の所をいま一寸瘠形に削つて見

給え、それで船倉はホンの少し減るが速力は楽になるよ。また機関室にいま一本柱を入れて柱の上下の取付を挿し込にせず肘板取付けにして見給え、振動が減るから」と教えてやつた。その後私が清水に行つたとき宿屋にその統領が訪ねて来て、「貴方の云われる通り船の肩を少しおとしましたが、試運転では8.5節出ました。これと同型同機関の船の8.0節よりも半節も余計に出ました」と大変な喜びようで、私も面目を施した。伊豆西浦という所は東浦と違つて人情頗る敦朴で、ある所では村長さんが挨拶に見え、そのお嬢さんが給仕するという例さえあつた。

3. 飲 仲 間

飲仲間には不自由はなかつた。西沢、五啓、秋山、早川の若い四天王が揃つていたのでよく飲んだものである。当時伊勢崎町裏通りに梅屋というごく小さな飲屋があつたがこの店では店頭で銘柄の違つた菰被りが三丁並べてあり一々お客の注文を聞いてオヤジが樽から注ぎ自分で必ずお燗をする、その燗具合が自慢であつただけに食物もそれぞれの名物を集めていたのでこの定連になつてしまつた。

西沢さんは頗る几帳面で、救命艇に完全装備の全員を乗せてテストする厳格な一面、頗る稚気満々、野気満々、後年大連海務局長時代宴会帰りが遅いので局員が心配して捜し廻つて見ると、シルクハット、エンピ服で細暖簾で飲んでいるという野人振りである。海事部で霧ヶ峰にスキーに行き晩は市外浅間温泉で一泊痛飲、翌日汽車に乗つて見ると窓際に二合壺をズラリと並べて席が取つてあつた。お蔭で帰所後会費の三倍を追徴された。

五啓さんは越後の大地主で小作騒議に悩まされて育つた坊ちゃんであるが、大学卒業の際通信省を志願したところ山本武蔵教授に断られて憤慨し、孤軍奮闘して就職を克ち取つた程の硬骨秀才である。昔で云えば武芸十八番の達人で、マージャンは勿論、球術、碁、将棋、野球、ピンポン、ボートとエキスパートならざるなく、特にダンスは教師格であつた。ドック対海事部十種競技の時には私などの五十老骨が野球（勿論軟球）をやりボートを滑ぎ、ピンポンでは団吉彦氏との試合で「明治式模範試合」と爆笑を買つた時などは、五啓さんはキャプテンとしてその奥技を遺憾なく発揮された。

秋山さんは当時溶接のエキスパートで帰朝後早速全溶接の小船を試作したが成績は余り香ばしくなかつたらしい。同君は柔道何段弓道何段、口八丁手八丁の偉丈夫である。その後浦賀をやめ本省勤の約束で通信省に入つたところ幾何もなく横浜に廻わされたと悲憤慷慨當るべか

らず、余りウルサイので「お前さんはお役人という柄じやないよ、タッタ今からやめて民間に帰れ」と毒づいたこともあつた。後日同君が玉所長時代、同君のキップのよいのが余程職人衆のお気に召したと見え、国会議員候補に推薦されたそうであるが実現はしなかつた。

早川さんは、「喧嘩なら对手が車掌でも OK」と云つたファイター義夫検査官の御曹子、バクオは親譲りで勝負事なら何でも来いの猛者であるが、しかしある時などは調布競馬で一文なしになり五幣さんと雨に濡れションボリ帰つたこともあるとか。奥さんが家内に溺された話には、「酒も煙草も飲まず、非常に大人しいお仁、との仲人口に乗つて猿入りして見ると、こんな有様」との話もあつたとか。同君は卒業直後桐生工専で教鞭を取つていゝ時上役から頼れてある本を翻訳したものが、その儘〇博士の著書として出版されたのを見て、余り馬鹿らしくなり通信省に転出されたとか。

この四天王が宅で飲んだとき、家内は二度も酒屋に走つたとか、当夜は十二時頃機嫌よく分れたが、翌日は清水検査があつたので、一寸心配になり私は朝八時横浜駅に行つて見ると、早川五幣の両君はニコニコと列車に乗込んでいた。聞くと昨夜は何所を飲み廻つたのか、横浜に帰つたのは暁の四時だつたということである。

海事部でも全員揃つて、富士五湖—長岡—修善寺—伊東—熱海に行つたことがあるが、長岡に泊つた晩、私はコッソリ持つて行つた白鶴の一升壺を番頭にその儘割をさせたのを持ち廻り、一杯一杯の内に前後不覚となり、

翌朝目を醒して見ると入歯がない。困り切つてボンヤリしていると、かねてから仲のよくなかつた会計さんが、「落物ではないですか、拾つて引出に入れてありますよ」「モウ喧嘩はしませんよ」と、スッカリかぶとを抜かざるを得なかつた。その因縁はこうである。海事部の旅費計算は頗る面倒で、地方に出張すると郵便路線図によつて車代を計算せねばならぬ。先例があれば結構だが、新しい所では大変で、性来計算が嫌いな上に協会では会計が計算して呉れた癖があるので、「そんな計算は面倒だから旅費は入らないよ」と請求せずに置くと、会計では報告が纏らぬから困ると意地を張り合つたのである。

4. 退 職

いろんなこともあり、符箋も大分溜つたが、僅か2年間お役人になつたお蔭で勲七等?に敘せられ、観菊御宴で両陛下を拝することも出来た。一方海運造船も助成法のテコ入れて幾分盛り返し仕事も相当あつたから思う存分働けたし、各位の御厚意で非常に気持ちよく任期を終えて昭和11年3月退職し、海事協会に復帰した。

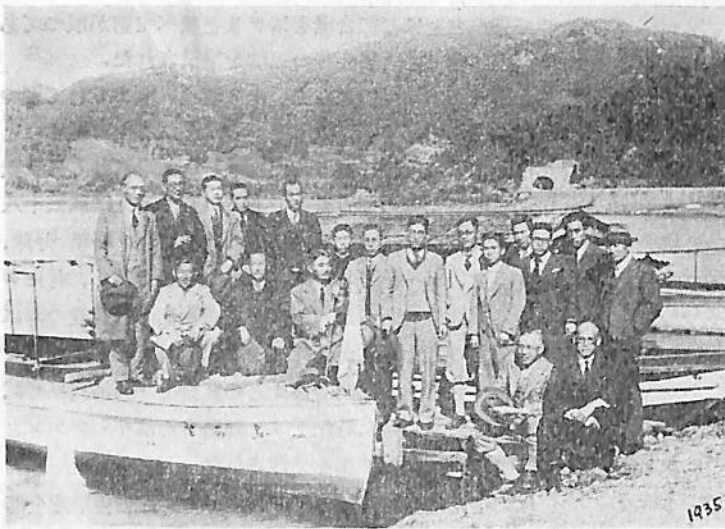
5. 海事協会幹部の異動

私が海事部勤務中海事協会では幹部の大異動が起つていた。すなわち昭和10年10月今岡理事と日を同じうして斯波理事長が逝去され、11月藤島範平氏が理事長になられた。そこで協会を動かす幹部は藤島理事長、越智、長川両常務理事になつたのである。

ここで私の目に写つた幹部各位の輪廓を画いて見る

と、藤島理事長は機関出身工学博士で、長く郵船の重役をしておられたが大正6年評議員となり、大正9年彼南丸鹿島丸等3千とん級古船67隻のクラス替を手土産として理事となり、昭和10年理事長となられた。見るからに堂々たる軀の重役タイプで工学博士らしい所は見受けられない、資本万能主義の実業家肌であつた。大正9年藤島さんが理事になられた折寺野さんが私(主事)に「どうも掻きまぜられそうだから気をつけろ」と注意されたけれども、藤島さんは理事長になるまでは圏外に超越して何事も起らなかつた。

越智さんは通信省機関課長を卒業し昭和8年常務理事に就任し、片山技師長退職後は技師長を兼任(船体部は小野さん)された。人物は可もなし不可もなしの平



左から会計さん(立)、前列早川さん(座)、東さん(座)、山口(中座)一人おいて内田さん(立)、西沢さん(立)、石井さん(立)、菅野さん(座)、鵜飼さん(?) (座)

富士五湖巡り、河口湖おいて(昭和10年)



小野輝雄氏御一家（昭和10年頃）
しげ子夫人（亡）令嬢てる子さん（音楽家
木下保氏夫人）
（小野さんは私の家内のお仲人である）

凡な官僚技術者であつた。長川さんは法学士で梅村常務理事が亡くなられた後を継いで常務理事に就任された。同氏は燈台局長を最後として入会されたもので、典型的の官僚事務官で、上には猫、下には虎であつたから、私が聞いた燈台局長時代（横浜）から下僚の受けは頗る悪く、協会に見えてからも総スカンの標本であつた。戦争直後（20年）食糧不足時代に長川さんが栄養失調で亡くなられた時の葬式には協会からは殆んど一人も参加者が無い淋しいものだつたとか、同氏は女剣劇をヒキにする程善良な紳士だつたらしいが、長い片寄つた官僚生活の結果本質をむしばまれたものであろう。

小野さんは純然たる学者で、亡くなるまで計算尺を離さず図面の承認に没頭しておられたから、その図面承認は相当好評であつた。しかし人事とか経営等に介入することを極力回避されわれわれ輩一同が協会刷新のため担ぎ出そうと随分努力して見たが頑として応ぜられなかつた。小野さんは殊の外お酒が好きで、午後になると一滴の液体も口にせず、晩酌が唯一の楽しみだつたらしい。宴会などで女共が「貴方のように酔つても理屈ばかり云つては女の子には好かれませんよ」「オレに酔う程飲ましたことがあるか」。私が一座した席では最高鴨緑江節位で、取乱されたことは一度もなかつたが、土方義春氏に聞くと、晩年は大分変つて来て、何所でもかまわず寝込まれて困つたこともあつたとか。亡くなられた昭和20年は戦争最中で交通事情も極度に混乱した頃であつたが、その葬式には京浜在住職員の殆んど全員と知

人その他の人々で大変盛大なお葬式だつたそうである。

6. 海事協会の変貌

昭和9年10月斯波理事長と、今岡常務理事が同じ日に逝去された悲報に全職員は愕然とし云う所を知らず、暗然として前途の不安を予感したが、果然幹部の異動で協会の容相に大変化が起つた。寺野・今岡時代、あるいは斯波・今岡時代には養老院とか官僚的などの陰口を聞かないこともなかつたが、何と云つてもライバルは世界のロイドであり、それを打倒しようとの意気に燃えていたから、理事長から給仕まで一脈相通ずるものがあつたから、給与などは造船所や船会社または比隣の何所に比べても決して恵まれてはしなかつたが、別に不平をいう人も少く、ロイドに対抗するには実力第一だとの方針で検査員を鞭撻し、新検査員は一年間造船所にアプレントイスとし依託し、実地を研修する制度を採用した。原さん、守屋さん、利根川さんはその課程を履んだ人達である。寺野さん斯波さんは誰も知る立派な学者肌であり、今岡さんは学者肌であると同時に経営者肌だつたから、協会全体としてどことなしに気品があつた。

しかるに藤島・越智・長川時代となると、理事長は工学博士ではあつたが学者肌ではなくて資本主義重役タイプであり、両理事は小間使的官僚であつたから、殆んど万事は理事長独裁で、利潤追及を第一信条とし、一種営利会社の容相を呈して、どことなしに品格が下落してしまつたような感じであつた。

7. 海事協会組織の変更

海事協会は昭和11年4月1日をもつて旧社団法人を解散し、全資産を寄附して新に財団法人となつた。

この両法人はともに公益法人に変わりはないが、社団法人は会員をもつて主体とし、財団法人は資産をもつて主体とするものである。すなわち日本赤十字のような社団法人は社員が主体であり、社員から寄附金を集めて公益事業を経営するもので、その運営は社員から評議員を撰出し、評議員から代表者を撰出して実務を運行させる。財団法人はある人の寄附によりその寄附金で公益事業を運営するもので、その運営は寄附者が評議員を依頼し、評議員から代表者を撰出して実務に当らせるのである。故に財団法人では寄附者は評議員を依頼すれば財団法人とは直接の関係はなくなるのである。ただし寄附者が評議員として介在することは勿論認められ、間接に発言権を保留することはあり得るのである。

海事協会の場合最初は社団法人としてスタートし寄附者は皆会員となつていたがその人数は僅かなものであつ

た。しかし中途で義勇艦隊のため寄附金を集め、その寄附者も会員としたので人数は何万人という多数になった。それが艦隊で集めた寄附金全部をもって義勇財団海防義会に寄附し分離してしまつたから、海事協会には僅かの基金と夥しい会員だけが残つたのである。その夥しい会員も帳簿の不整理や長い年月のため、果して実際何人の会員が現在するか分らなくなつたので、社団法人海事協会は全資産を財団法人海事協会に寄附し、社団法人海事協会は解散したのである。

新しく出来た財団法人海事協会は旧社団法人の人的並びに物的権利義務を継承し、評議員並びに幹部もその儘引継いで新スタートを切つたのである。

8. 斯波忠三郎理事長の想出

斯波さんは加賀百万石の御家老男爵であつた。大学時代寺野精一先生大河内正敏先生と並んで工科大学ハンサム三人教授と唄われた秀才であつた。私は先生から機関学の講義を受けたが試験成績が悪くて及落会議にかかつた時、「イイヨあの男なら及第させておけ」と先生の一言で落第は免れたそうである。私は主事の時から一度はその時のお話を伺い度いと思つていたが突然亡くなられたのでその機会はなかつた。斯波さんは貴族院議員の外に多くの公職があり学界でもわが邦の権威として国際会議などにも参加され斯界の長老として活躍しておられた。性質は「竹を割つた」恬淡高潔、私共にもザクパランに打とけて話され、私の故障の研究説にも共鳴された結果か、太平洋航路船の船首の特異な損傷審査委員会にも骨折つておられた。協会では細事にこだわらず、常務は殆んど今岡さんに一任しておられたようである。各種会合の司会振りはササガ議員の本領を發揮し見事なものであつた。

9. 今岡純一郎専務理事の想出

今岡さんは船級協会としての海事協会の生みの親であり育ての親である。大正3年評議員に就任されてから通信畑の大田喜代次郎氏や渡辺行太郎氏を主事として協会に送り込み、船級事業創始の準備工作に掛らせ、大正6年理事就任後は小野輝雄氏を朝鮮海事部から引抜いて主事とし、自身中心となつて奮闘された。その頃艦隊部の業績挙げず動揺の兆あるや寺野精一氏を船級部長として迎え、BCとの連盟を完遂して船級事業の基礎を固め、大正11年艦隊部分離から純然たる船級協会となつたのである。爾来十有四年逝去に至るまで、常に中心主力として拮据経営孜孜として倦まず、如何なる場合にも協会本位で奮闘されたのは実に感銘深いものがある。



今岡純一郎氏 大正15年頃(私写)

寺野さんは協会創立以来の委員であつたが、船級部長就任以来船級事業に専攻し、BC連盟を完遂し、艦隊部分離の際は唯一人の船級側理事として奮闘され、船級協会となつてからは初代理事長に就任在職2年、僅かに発展の曙光を望みながら、協会苦境の内に逝去されたのは惜しみても余りあることである。

上記の通り、協会の生みの親は今岡さんであり、育ての親は今岡さんと寺野さんである。この両者は車の両輪でよく協調され有終の美を納め得たものと思われる。しかし両者の性格は必しも同じではなかつた。今岡さんは通信省在官時代「剃刀課長」の異名を取られた才気煥発のヤリテであつたが、寺野さんは温厚誠実な篤学者であつた。抑も今岡さんが寺野さんを船級部長に迎えられ当初の意志は、協会の内情が動揺したとき艦隊部との対抗上寺野さんを看板男にしたい積りだつたらしいが、寺野さんは船級事業に携つてからこの仕事に非常な興味を覚え、御息の不幸ですべての公職をやめられたときも海事協会だけは思切れず、終世の仕事として協会に踏み止まられたようである。従つてある場合には両者の意見が必しも一致しないこともあつたらしく、私の主事時代に今岡さんから、「どうも具合が悪いから、造船協会のように理事長は4年毎で交代するように、君から寺野さんに話して呉れないか」と相談があつたが「私は貴方にはどんなことでも云えますが、寺野さんは鼻垂小僧時代の先生ですから、そんな六ヶ敷いことを先生に向つては云えません」とキッパリ断つてしまつた。後で考えると私が馬鹿正直の一徹で即坐に断つてしまつたのは相当今岡さんの気分を傷つけたであつたらうと思つた。私がサラリーマン哲学でも勉強して、その事情を儘め何とか取繕つていたなら、あるいは纏らなくとも相当骨折つてい

たなら、御両所の私に対する情合もいくらか改善していたかも知れないが、馬鹿は死ななきや直らぬもの、致方のない仕儀である。しかし更に考えて見ると、造船協会と船級協会とは仕事が違うから、理事長の4年交代説が果して良いか悪いかは問題であろう。この話はその場限りであつたらしく、その後も両者間は渾然一体となつて尽瘁されたことは御両所のお人柄が如何に高潔であつたかを忍ばせる一例であろう。その後間もなく寺野さんが僅か2年で亡くなられ斯波さんが理事長となられた経緯は私には分らないが、もしその時藤島さんが理事長になつておられたら一波瀾は免れなかつたであろう。幸いにして斯波さんは淡泊小事に拘らず外にも多くの公職を持つておられたから、協会では一種の看板男として万事は今岡さんに任せておられたから無事に治つていたのである。しかし生みの親育ての親であつた今岡さんが、若死(61才)されたとは云え、遂に理事長にならずに終つたことは、苦勞を共にした私共から考えると物足らぬ感に堪えないが、不運とあきらめるより外はあるまい。

私が今岡さんにお目にかかつたのは協会に入つたときが始めてであつた。今岡さんは通信省から横浜ドックに技師長として転出されたが、間もなく横浜ドックが郵船の経営に移つた際相当運動されたらしいが解任となり、非常な苦境に陥入られた頃であつた。お目にかかつて見ると眼光鋭く一寸近づきにくい感じであつた。今岡さんと寺野さんとはよく対照された。例えば両家には小さなお嬢さんがあつて協会の平塚書記が習字のお相手に行つていたが曰く「寺野さんの門を入ると何となしに暖い気がするが、今岡さんの門を入るとサムケがする」と。私も主事の時評議員推薦状の宛名を間違えてトンデもない所に送つたとき、今岡さんから電話で「君は宛名の人が何をしているか知つてるかネ、トンデもないことをしたもんだ」と噛みつくように叱られた。暫くして寺野さんからも電話で「宛名が違つていたよ、すぐ訂正して呉れ」と云つた調子であつた。

今岡さんは宴会がお好で私の主事時代にはよくお茶坊子を仰せつかつたが会場は勿論食事から芸妓までエンマ帳を見ながら指図されたから別に六ヶ敷いことはなかつたが、午前様の異名があつた位、宴会の後は必ず若い連中を引連れ赤坂の宿坊で二次会がおきまりであつた。今岡さんは酒は殆んど一滴も召上らなかつたが、若い者に飲ませながら、談論風発、12時が打たねば腰が上らなかつた。世間話になるとよく矛先が私の方に向いて来る。「ネ君スペイン風にかからない人はないよネ君」、「イヤ

私はかかりませんよ」「君は人外だよ」と云つた調子で何所でも私は検査員丸出しである。この点片山技師長も心配して「時には御機嫌向にでも行き給え」と注意して下さつたが、どうも附双はうまく行かぬものであつた。今岡さんはドチラかと云えば愛憎の強い方の方であつたらしいが、公の人事に関しては頗る公平で、別に不平をいう人もなかつたようである。私が震災後神戸転任のときも、「君は行く行くは出張所長をやつて貰わねばならぬから、いつまでも主事でもあるまい。骨は折れるが災地をシッカリやつて呉れ」とのお話。私は3年主事をやつて、相当の成績は挙げ得たと思つていたし、躰は楽で給与も普通であつたから、一寸安定していた態だつたので、転任の話が出たとき一寸嫌な感もしたが、よく考えて見ると非常に思遣りのある処遇と感謝した次第である。

海技入門選書

東京商船大学教授 岐島直人著

電波航法入門

A5版 200頁 ¥460 (〒70)

目次

- 第1章 序 説—1. 電波航法の種類, 2. フラウン管 3. 電波の伝播 4. 双曲線 5. 船位の誤差
- 第2章 無線方向探知機—1. 方位測定の原理 2. メンズ決定法 3. ベリニトシ式ラジオメーター 4. 自動方向探知機 5. 方向探知機の誤差 6. 航法 7. 無線方位信号所の種類
- 第3章 ロラーン方式—1. ロラーンの原理 2. 時間差の測定 3. ロラーン受信器の操作部 4. 地表波と空間波 5. ロラーン=チャートおよびロラーン=テーブル 6. ロラーンの精度
- 第4章 テッカ=ナビゲータ方式—1. テッカ=ナビゲータの原理 2. デコメータ(指示器) 3. 受信装置 4. レーン校正器 5. 起動および調整 6. テッカ=チャート 7. 誤差
- 第5章 コンソル方式—1. コンソル方式の原理 2. コンソル方位の測定法 3. コンソル=チャートとビーコン局 4. 有効距離と精度
- 第6章 レーダー—1. レーダーの原理 2. レーダーの作動概要 3. レーダー各部の機構 4. レーダーの取扱法 5. レーダーの性能 6. 物標の種類によるエコーの強さと探知距離 7. 映像の妨害現象と偽像 8. レーダー航路標識とレーダー=チャート 9. レーダー航法 10. レーダー=プロットング 11. 今後のレーダー

港湾荷役促進のための船舶建造上の対策

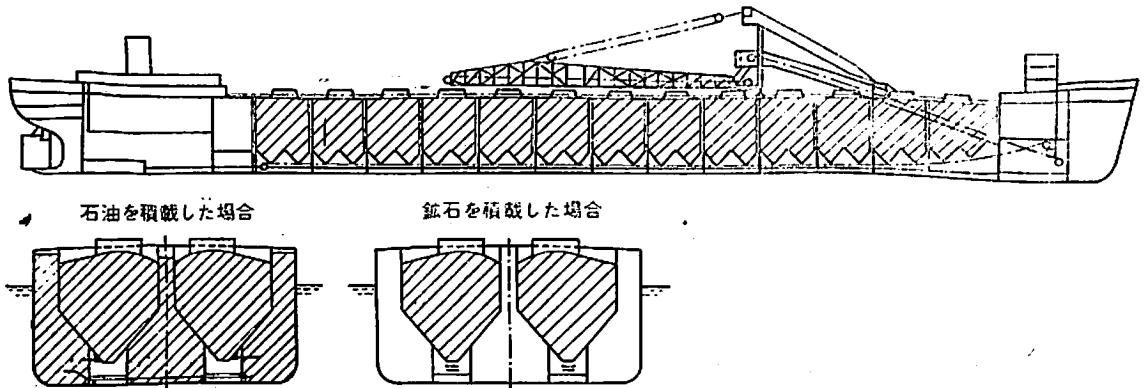
Schiffbautechnik 13 9/1963,
B. Rother

海上輸送を現在よりも一層経済的なものとするのが、如何に大切であるかということは、これまでしばしば強調されてきた。さらに荷役技術の分野における基礎的な研究およびこれに基づく知識を荷役業務に応用することが、詳細な流体力学上および船舶推進上の改良より、海運業の利潤を高めるのに有利であることが多くの刊行物で示されている。港湾における荷役速度を高めることおよびそれに伴って在港時間を短くすることは、近代的な荷役装置並びに運搬装置を設備するという港湾管理上の問題のみではなく、造船技術者および造機技術者の問題でもある。この問題は、本質的に、造船の側から見て、理想的な港湾荷役条件に適合する船とはどのようなものであるかという理解如何にかかっている。

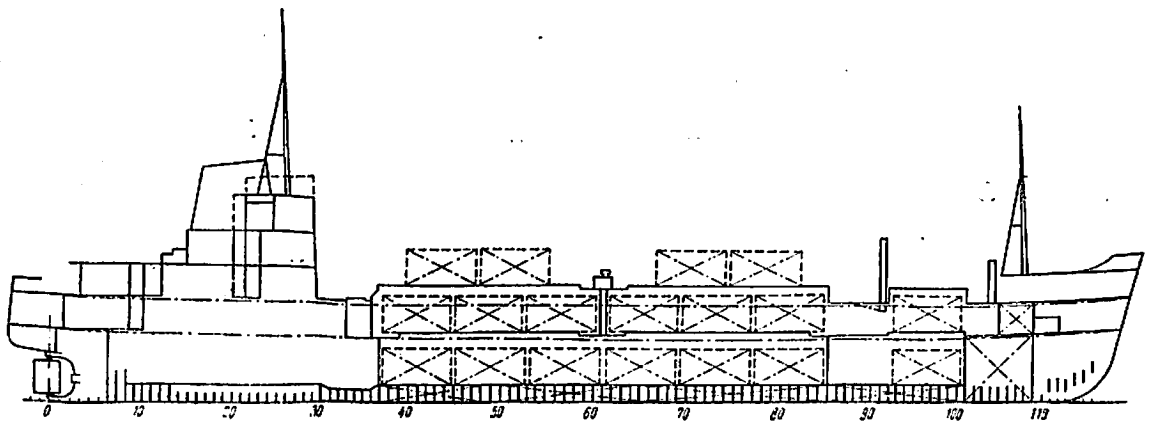
1. 最初に荷役を機械化した専用船

1.1 撒積貨物専用船

時間と労働力を最大限に節約する完全に機械化された荷役は、自明の通り、包装貨物に対して行うのは液体貨物および撒積貨物に対するより格段に難しい。現にある船種がこの事実を証明している。タンカーや石炭・鉱石用貨物船のような専用船は、最良の荷役条件に適合している例である。セルフアンローダの設置（第1図）およびグラブやアンローダを使用できる完全に開放されたホールドは、明らかに、撒積貨物運搬船の荷役迅速化のための造船上の対策である。鉱石および石炭を毎時4,000～6,000t荷役することは、今日ではもはや稀なことではない。



第1図 アンローダを設備した撒積貨物船



第2図 コンテナ船“Enterprise”

1.2 包装貨物専用船

包装貨物運搬船では、貨物の種類が多いために前記のような荷役能率は達せられ得ない。このため、形状と大きさが互に同一の、一まとまりの貨物を構成することが迅速な荷役のための基本的な前提である。こうすることにより陸上にも船にも改良された荷役装置を設置することが可能になる。例えば、フォークリフトを使えば時間のかかる船内での横方向の運搬は全く容易なる。一方フォークリフトを使用するためには、船をピラーなしのホールドにし、しかもフラッシュデッキハッチにしなければならない。これは他の多くの設備に関する技術的改良と並んで、荷役の迅速化に対する最初の有効な成果である。

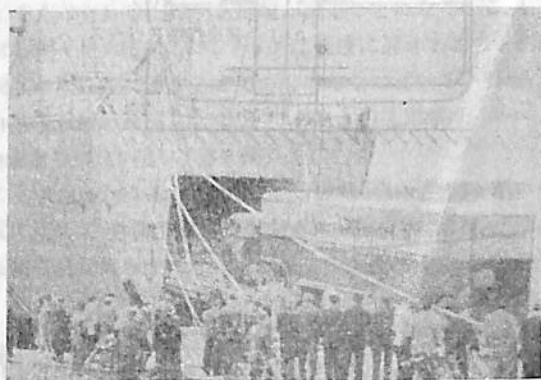
数年前から包装貨物の輸送には、コンテナーが使用され成果をあげている。コンテナー船は、特にコンテナー輸送に従事し、この目的のために専用される。コンテナー用ホールドは、使用されるコンテナーの形状に適応していなければならない。ヨーロッパではコンテナーの大きさは $5\sim 10\text{ m}^3$ で単体重量は $4\sim 5\text{ t}$ のものが普通である。これらは普通の埠頭クレーンまたは船の荷役装置で荷役され得る。これに対して米国では、コンテナーの大きさは $50\sim 60\text{ m}^3$ で単体重量は 20 t までのものが普及している。この大型コンテナーの荷役には特別の積込装置が必要である。そのために、例えば油圧ヒンジ式あるいは押出式の桁を船外に延ばし得るガントリークレーンを甲板に設備している。船の横方向に走行可能な台車が、埠頭エプロンからコンテナーを吊揚げて直接船内に運搬することができる(第3図)。これによつて達せられる荷役能率は非常に高い。各単体重量 18.5 t のコンテナーを積卸して、他のコンテナーを積込むための荷役時間は約5分である。従つて約250個のコンテナーを積む船(これは普通の大きさの船であるが)では、総荷役時間は1日足らずになる。

ガントリークレーンを装備するために、特別の船体構造が必要である。2,3の古い改造船では、高い位置に重量物がおかれるので、これに対し復原性をよくするために船体中央部の幅を広くした。他の船では、自動横傾斜防止装置が設備されたものがある。この装置は荷役の際に、一方の舷への横傾斜角度が 6° を超えると台車モータが自動的に切り替わり、貨物は反対舷側に移動される。

このような大型コンテナーのもう一つの経済的荷役は、いわゆるトレラー船によつて行われる。ロールオン/ロールオフ船ともよばれるこの専用船においては、鉄道連絡船のように大きな船尾開口より船内へ一組の車輛



第3図 大型コンテナーの積込



第4図 トレラー船“Comet”

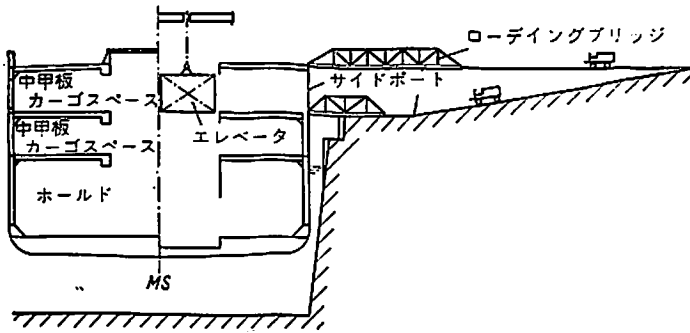
貨物(大型コンテナーとトレラー)として、積込また積付けられる。(第4図)。

時間の大幅な節約、包装の省略、荷傷みや盗難の危険性の減少、低荷役費等多くの利点があるにもかかわらず、これらの専用船には一つの本質的な欠点がある、すなわち特定の用途に対しては非常によく適合しているが、他の用途に対してはその有用性は限られたものになるので、長い目で見れば海上輸送を迅速化するための理想的解決方法ではない。その上、ガントリークレーンや大きな船尾開口を設備することは、コンテナーの調達と保守と同様に、非常に費用が嵩むことになる。

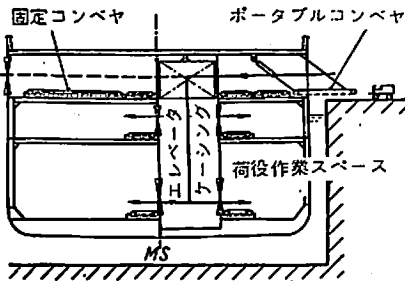
2. オープン型船の可能性

2.1 普通型ハッチ船とオープン型船の比較検討

全荷役時間を予測するにはハッチの最小大きさについての調査を行わなければならない。この調査の結果、ハッチの取扱能力は単にハッチ面積に比例して見積られるべきではなく、なお埠頭との調和性、本船の設備、



第5図 サイドポートおよびフォークリフトを使った荷役



第6図 フォークリフト、水平コンベヤおよびエレベータを使った機械化荷役

ハッチの寸法その他にもよることが特に明らかにされた。これが船をオープン型にしホールドへ易々と出入できるようにし、貨物の積付を容易にしようという根本的に新しい認識へと到達させた。船をオープン型にするには2つの方法がある。すなわち

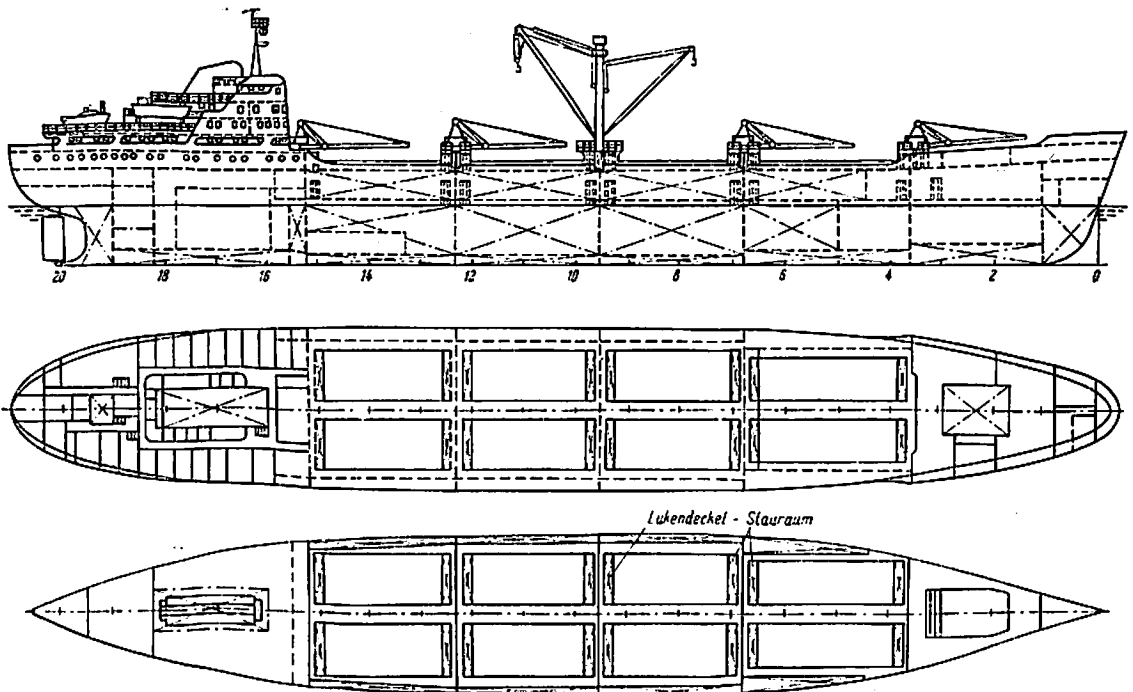
1. 手を付けてはならないストリンガープレートを除いて、船のデッキを開放し、これによつて、埠頭クレーンまたは船のデリックにより自由に、積付の労力もなしにその下方のホールドが使われ得るようにする。

2. 他の方法としては、外板に開口を設ける

方法がある。

- a) 貨物を埠頭の通路または倉庫から最新式の荷役装置（フォークリフト、リフトトラック）と船上に装備したエレベータとの共同で、直接その位置へ運ぶ方法（第5図）。
- b) コンベヤを船体横方向に走らせ、これに貨物ユニットを載せて船内へ運搬する（第6図）。
- c) 貨物を適当な固定コンベヤによつて、その積付位置へ運び、それにより広範囲な荷役の機械化を達成する。

サイドポートの設置は船体構造上非常に高度な要求を



第7図 オープン型船の2列ハッチの配置

もたらす。外板の開口は満載吃水線より下方に設置することは許されない。そのため船の深さを大きくするのでシュルターデッキのみに使用され得る。さらに各ホールドには、釣合のとれた積卸しが保証されるように2つのカーゴポートを設けなければならない。荷役用エレベータを設置するためにはある一定の安全装置を考慮しなければならない。上述のように、サイドポートと荷役用エレベータの設置にはシュルターデッキが適している。エレベータがバルクヘッドデッキとして水密にしなければならないフリーボードデッキを貫通することは避けられない。メインデッキとフリーボードデッキの間には水密扉の設けられたケーシングの設置が不可欠である。エレベータの籠の下方に必要な安全距離を取るためにはエレベータの位置の二重底を凹ませなければならない。

開口部は強度上の理由から丸味をつけなければならない。横断面の一部が切り取られたために必要な補強は重要である。開口部の水密性と並んでサイドポート扉の操作は設計者が解決しなければならない非常に重要な問題である。潮の干満による港の水位変化と積卸しによる吃水変化に適合した埠頭通路と埠頭の高さのような港湾管理の問題があることに注意をうながしておく。前述の問題は、サイドポートは非常に費用がかかり、その発展はある一定の航路、すなわち迅速な荷役によつて高い出費を埋め合わせるか、または埋め合せて余りあるという前提のある航路にのみ許される特別な船種にかかっているということを明示している。

これに対して大きなハッチオープニングを有する貨物船(第7図)、すなわち上方が殆んど開放されている貨物船は従来の貨物船と同程度に多用途に使用される。このために船をオープン型にする設計概念は包装貨物船においても将来徐々にその地位を高めるであろう。その理由はそれらの船舶が全く新しい荷役装置を創造し、荷役作業を迅速にし、それによつて在港時間が短くなり、これらの船の運航時間が非常に高められるからである。前述の搬積貨物船のホールドをオープン型にするアイデアを包装貨物船に導入したのは Goldmann および Wendel の功績である。今日では、彼等によつて名づけられたオールハッチ船、すなわち“オープン型”船は船舶設計の分野において秀れた荷役特性を持った貨物船に対する確固たる概念となつている。

2.2 貨物船の荷役特性に対する作業係数

各船型を特色づけるものとして次のような作業係数がある。

1. 垂直移送係数

$$\alpha_1 = \frac{b_L L_L}{b_{LR} L_{LR}} = \frac{\text{ハッチ面積}}{\text{ホールド面積}}$$

2. ホールド長さに対するハッチの相対長さ

$$\alpha_2 = \frac{L_L}{L_{LR}} = \frac{\text{ハッチ長さ}}{\text{ホールド長さ}}$$

3. ホールド分割係数

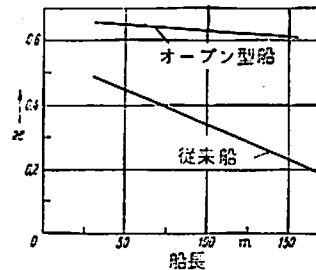
$$\alpha_3 = \frac{V_{LRi}}{V_{LR \max}} = \frac{\text{ホールド容積}}{\text{最大ホールド容積}}$$

i=ホールド番号

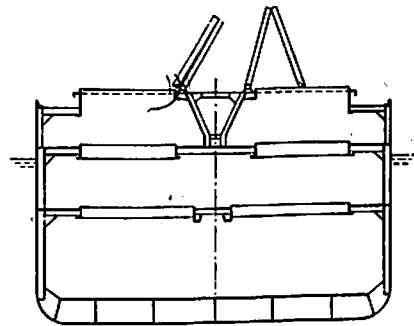
4. 引込距離 a) 側壁まで
b) 横隔壁まで

これらの係数を利用すれば、普通の貨物船では、垂直移送係数 α_1 は 0.2~0.5 の間で変動し、大型船程小さい値をしていることが判る。(第8図)。これはハッチの船側方向と前後方向に大きなスペースが残っていることを示し、積卸に多くの時間と引込の労力を必要とする 5~6m またはそれ以上の引込距離があることになる。これに対しオープン型船では、ハッチは側壁に達するまで、また同様に横隔壁に達するまでのものになつている。この場合垂直移送係数は 0.6~0.65 であり、引込距離は 1.5~2.0m となつている。(第9図)

こうすることにより、貨物をそれが航海中置かるべき位置に直ちにおくことが可能になる。船内での時間を要する横移動を減らすには、特に引込距離を 3m より大



第8図 船長を変数としての垂直送係数 α_1



第9図 オープン型船の基本的配置図 (Wendel による)

大きくないように注意せねばならない。こうすれば個々の貨物の積付は、横移動なしに直ちに可能であるからである。

上に定義した作業係数を基にすれば、オープン型船の次に示す構造上の着眼点が明らかになる。すなわち

- 1 船の区画分け
- 2 ハッチ寸法とハッチ配置

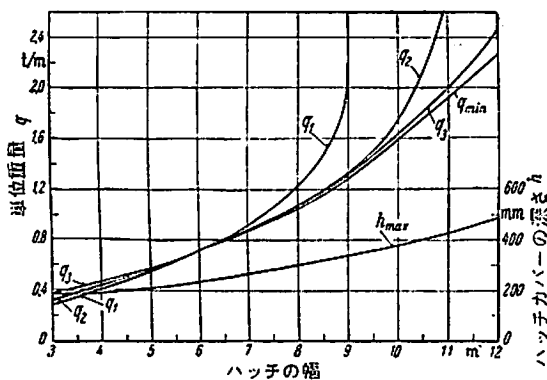
2.3 オープン型船の区画分け

アフトエンジン配置とすれば、オープン型船としての有効な区画分けができる。こうすることにより次のことが可能である。

- 1 カargoホールドをほぼ同じ大きさにできる。
- 2 カargoホールドを有効に形成することができ、船体中央平行部はユニット化された貨物に特に適している。
- 3 ホールドの船側部と前後端までの引込み距離を最小にするための最大のデッキ開口率が得られる。
- 4 シャフトトンネルを省略できるので、これに基づくスペース損失を避けることが出来る。

現在において最高度に機械化された荷役を行うオープン型船は、カargoホールドおよび中甲板カargospaceを次の点を満足するような形にしなければならない。

- 1 カargoホールドの長さはパレット、コンテナ、木枠等の長さの整数倍でなければならない。
- 2 ホールドの長さは、1区翻浸水でも沈没しないことという安全条約の要求を満足しなければならない。



第10図 ハッチ幅に対するハッチカバーの深さと重量の関係 (Pawlow による)

$q_{min} = h_{max}$ におけるスチールハッチカバーの m 当り最小重量

h_{max} = 最小重量におけるスチールハッチカバーの最大深さ

$q_{1, 2, 3} = h_1 = 200, h_2 = 300, h_3 = 400$ mm としたときのスチールハッチカバーの m 当りの重量

3 主要なホールドと中甲板のクリアーな高さは、単位貨物、コンテナ等の高さの整数倍にする必要がある。

4 ホールドの分割率が約 0.6~0.65 になる船首部を除いて全てのホールドの分割率はほぼ 1 に等しくすることに留意しなければならない。

5 側壁までの引込み距離を 1.5~2.0 m、横隔壁までは 2.0~2.5 m を超えないようにする。

6 カargoホールドの積付係数を 1.7~1.8 m³/t にする。最近の包装方法に関する調査によれば、この数値がオープン型船に対してはもつとも目的に適していることを示している。

2.4 オープン型船におけるハッチの寸法と配置

上述の引込距離に関する要求から、幅 16~18 m の中型船においては、ハッチの幅は 10~13 m となる。このような幅のハッチは構造上装備するのがむずかしい。それは必要剛性を持たせるためにハッチカバーの深さが非常に大きくなり、これに伴ってハッチカバーの格納スペースおよび重量が急激に大きくなるからである。その上幅 12 m 以上のハッチは、ハッチカバーの不均一な荷重と、ハッチの周囲に大きな喰い違いを生じさせる大きな振れ角のために、水密性を保つのが難しい。

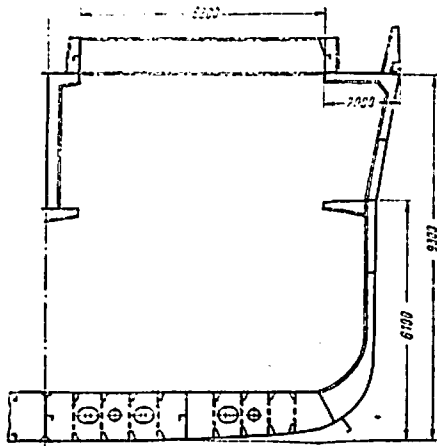
出来るだけ大きなデッキ開口率を得るように次に示すようなハッチの配置にすれば、これらの困難さを避けることが出来る。

- 1 船首尾方向に並んだ 2 列のハッチ (第 9 図)
- 2 船の幅方向に並んだ 2 列のハッチ
- 3 船首尾方向あるいは幅方向に並んだ更に多くのハッチ (大型船でも最大 3 列ハッチである)

2列ハッチの長所として次のものが掲げられる。

- 1 単位面積当りのハッチカバーの重量が最小となる。第 10 図からカバー数は 2 倍になっても各 6 m 幅の 2 列ハッチの重量は幅 12 m のハッチのその 1/1.7 ~ 1/2.0 となることが明白である。
- 2 スパンが短くなれば格納スペースが小さくてすむ。
- 3 2列ハッチ配置では中央縦通隔壁を設けることが出来、それは同時にシフティングボードとして使用することが出来、そのため荷役の妨げになるようなことはない。
- 4 ハッチを水密閉鎖することが容易である。
- 5 従来ハッチ配置より大きなデッキ開口率が得られる。

2列ハッチ配置の欠点としては、小型船ではハッチの



第11図 外板を拡げた2列ハッチ船の断面図

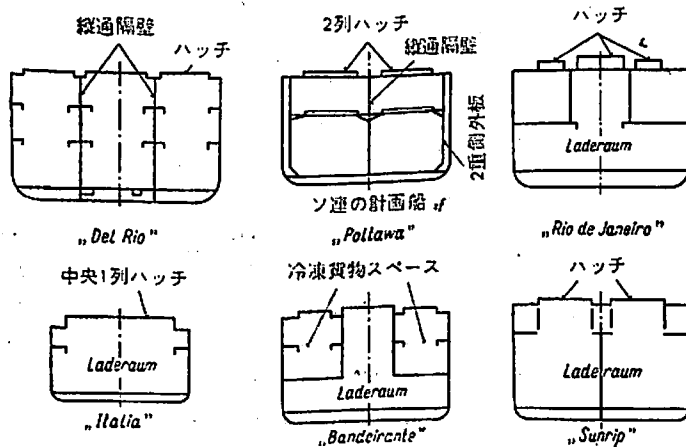
幅が狭くなりすぎて、特に嵩ばつた貨物の荷役の妨げをするという事実をあげ得るのみである。従つてオープン型船では与えられた船の幅に対して出来るだけハッチ幅を大きくすることが大切である。各ハッチ 6.0~6.5 m 幅であれば一般的に最大のクレーンを入れたり、嵩ばつた貨物の荷役をするに充分であらう。小型貨物船において船の幅から、望ましいハッチ幅をとれない場合には、外板を拡げることにより、所定の大きさを達成することが出来る。(第11図)

2.5 建造済のオープン型船の例

第12図に“オープン型船”という概念の実施例を示す。

もつとも典型的な横断面は次のものである。

1. “Italia”——大型中央1列ハッチの例
2. “Poltawa”——2列ハッチ船で、ダブルハル構造の例



第12図 建造済のオープン型船横断面図

3. “Del Rio” 級——3列ハッチ配置の例

次に図示の横断面について詳細に述べよう。

アメリカ船のシリーズの1つである Del Rio 級は、オールハッチ船の例としてあげることができる。この級の船は、しばしば1区画に積込まれる大型コンテナ輸送用に限られている。この型について注目すべきことは、2列の縦通隔壁があり而も従来の同じ大きさの船とほとんど同じ振り剛性をもっているにもかかわらず、3~5%の重量軽減が行われていることである。

ソ連で計画された“Poltawa”は、船側外板を二重にした2列ハッチ船である。二重外板は、特に主強度部材であるデッキがハッチを設けることにより著しく弱められている船体を、換り負荷に対し充分剛性しておくために必要である。

シングルハルで而も非常に幅の広いハッチを持つた船をも、充分に剛かつ強に建造できることは、“Italia”の横断面が示している。スウェーデンの船主 AD-Svenska Lloyd は、この型の船を3隻保有し数年前から地中海に就航させている。この計画は船主の経験に基いており、同時にこの航路に出荷される貨物(果物、野菜)の特性を考慮している。与えられた条件のもとで、“オープン型船”は、荷役費用と在港時間を著しく節減できると考えられている。“Italia”のハッチは、ほとんど船の全幅にわたつており、デッキサイドの引込距離は僅か 1.3 m である。4つのメインハッチは鋼製フォールディング型ハッチカバーにより、また中甲板も非水密鋼製フォールディング型ハッチカバーにより閉鎖されている。荷役装置としては、力量 5 t 最大旋回半径 14.5 m の電動デッキクレーンを4台装備している。必要な縦強度を維持するために、ハッチコーミングは全通とされ、船首尾部でデッキハウスと結合されている。ストリンガ

ープレートは 32 mm に増厚されている。第12図のこれら以外の横断面は妥協した解決方法を示している。それらは本来“オープン型”の船として建造されたものではないが、“オープン型”の船の概念を実現しているし、その使用状況から承認されているので、やはりここにかかげておこう。

3. オープン型船の発展に影響を及ぼした要素

非常に単純と思われる思考過程が今になつてようやく実用化されたのは何故かということについては次のことがらがあげられる。

3.1 船舶の安全

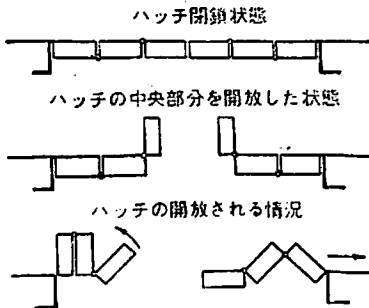
昔、貨物船という型の船が出現した当時は、帆船であり航海時間が非常に長いため、港における碇泊時間は大きく問題ではなかつた。一方、帆の取扱いのために甲板上に広い場所が必要であり、あらゆる天候に対して船が航海に耐えかつ安全であるように、すべての努力が払われた。当時のハッチカバーでは大きなハッチは、船の安全の点では危険であつた。まず適当なハッチの閉鎖方法を考えなければならなかつた。

3.2 従来のハッチカバーの所要面積

個々の木製ハッチボード（数年前までは普通に使用されており、今日でもまだ使われている）を取りのけるには、荷役の際にはどこかに積み重ねておかなければならないので、甲板上に広い面積を必要とする。各種の、機械的に開閉する鋼製ハッチカバーの発展によつて、上甲板上では、荷役の妨げは全くなくなるかあるいはあつても僅かしかなくなつた。甲板面はクリヤーになり、必要最小限の水密パネルがハッチの耐航性のある閉鎖を保証するようになった。

3.3 貨物積付スペースとして中甲板の完全な利用

多くの貨物を勝手に積み重ねて積付けることは不可能である。次に船は実にいろいろな港に寄港するし、種々の貨物を運搬する。従つて港と港の間で、時間のかかる積み変えをしないですむように貨物を積み込み、かつ貨物の積付けに充分な足場が得られるように貨物を積付けることが必要である。そのため“オープン型”船ではハッチを沢山持つことだけでなく、その上に各港において荷卸しされる貨物を置いておくスペース、または積込まれた貨物をおろしておくスペースが必要であることが容易に解るであろう。中甲板間では、大きなハッチ開口がある場合、一杯に貨物が積付けられていることを考えると、



第13図 “Gaasterdijk” の中甲板ハッチ

前述のことは簡単には解決できない。たしかにこれらの困難は熟慮した積付計画で緩和することができるが、しかし従来の方法では中甲板のハッチを単に部分的に開けるだけではもはや今日の要求に対しては充分でないことを示している。

最近オランダの Mac-Gregor 会社で油圧駆動の部分開閉型鋼製ハッチカバーを使用して、この問題を解決しようとする試みが行なわれた。油圧装置は第13図に示すようにハッチカバー開閉を行えるようになっていた。ハッチの一部に貨物がある場合は、ハッチカバーは中央の1/3または1/2ずつ開けることができる。

3.4 振り強度と振り剛性

幅とともに長さ（ホールド長さの80%までの）の点でハッチが大きくなるに伴い、振り強度と振り剛性に関して充分考慮する必要がある。本来、人間および貨物の防護用である甲板は船が大きくなるに従い主強度材となつた。船に開口を設けること等により、この主強度材を弱めているので、合理的構造にして重要な縦強度および横強度を少なくとも従来の船と同等の強度にすることが必要である。

それ故“オープン型”船の船体構造では次の点を確認しなければならない。

1. ハッチ寸法の大い船としての全体強度
2. 船体重量および浮力と重力に基く航海中の曲げモーメントを受け持つための、非常に長いハッチを持ちしかも甲板断面が幅狭い場合の船体構造全体の剛性
3. 非対称負荷に対する上甲板および中甲板の局部強度

従来の方式による船では通常縦強度および横強度を調べていたが、後者に関しては主要断面の検算を行うだけであつた。上記2項の不確実さおよび閉鎖した中空断面に長いスリットを入れるとその剛性が著しく弱められるという周知の事実から、ハッチを“無責任”に大きくすることは断念しなければならない。残念ながら今日ではまだ、振り強度および振り剛性を多額の費用を要せずに決定する有効な計算方法を示した文献はない。しかしながら海上輸送の収益性の向上が望まれているおりから、ますますこの問題を解決することが要求されている。最新計算技術の時代であるから計算に対する懸念は全くなく、われわれの先輩がこの計算を充分使いこなせなかつたことから取付けていた船体重量を1t節約する毎に収益性を本質的に高めることになる。

3.5 船舶の競争能力

低く見積つてはならない要素は船舶相互の競争能力である。というのは、“オープン型”船がなかつた間は在来船の改良は小さな変化を除いては行なわれなかつたからである。

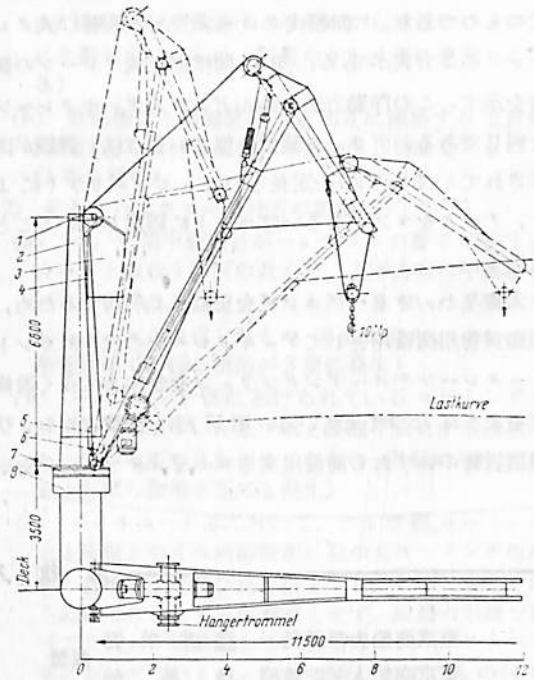
4. 荷役装置

本論文のテーマと関連して荷役装置にも注目しなければ充分論じたとはいえない。荷役装置はもちろん、港湾における荷役を促進するための造船側の対策の一部をなしている。

この分野における改良は非常に多数にのぼるので、わずかな時間でこれらについて説明することは不可能である。それ故オープン型船に関する2, 3の根本的な考え方のみ述べることにする。オープン型船に荷役装置を設備するには、開口によつて可能になつたホールド内への自由な接近を最大限に利用するものでなければならない。数十年来、デリック装置をデッキクレーンに代えることが研究されて来た。しかし努力にもかかわらずこれまで有効な結果が得られなかつた。この理由は容易に理解できる。比較的小さなハッチ開口に荷役を行わなければならないため、デリック装置に対してクレーン特有の利点である大きな面積に対する適用性がこれまで利用され得なかつた(第14, 15図)。これに対してオープン型船では、この関係が本質的に改良されているので、特有の利点が充分に利用できる。わずかな面積しか必要としないことは、大きなデッキ開口率を可能にしており、デリ

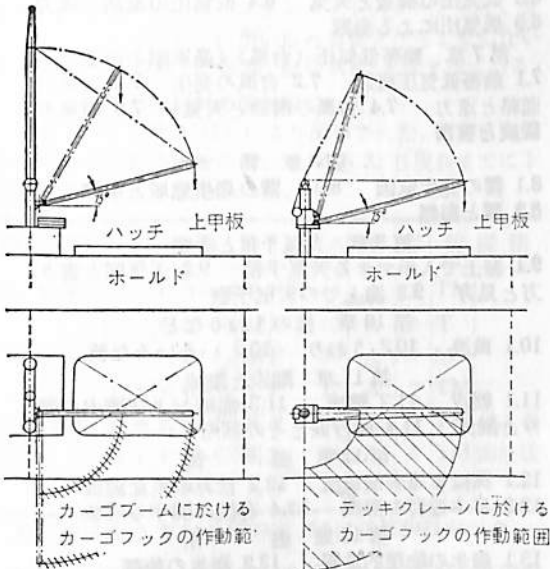
ック装置に較べて50%も能率向上をはかれるより良い操縦特性と作業の容易さからオープン型船にデッキクレーンを使用することが、無条件に有利である。与えられた条件のもとで充分な働きをし得るものはただデッキクレーンだけであるとはいえない。

荷役装置として従来方式のデリックブームを用いれば、振廻しにより円弧上一ヶ所カ捲きの場合には直線あるいはそれに近い位置の間に貨物を移動することが出来



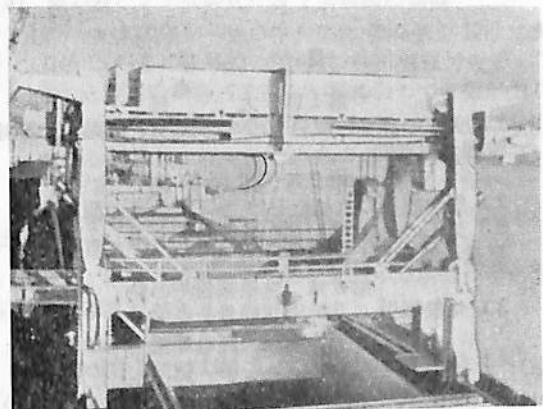
第16図 回転式クレーン

1. 頭部支持材
2. マスト
3. 操縦室
4. ハンガー
5. 遊び車
6. 補助索
7. 脚部支持材
8. 回転ギヤ



第14図 デリック (デリックポストおよびブーム)

第15図 デッキクレーン



第17図 撒積貨物、包装貨物荷役用ローディングブリッジ

るのみである。カーゴフックの両く円弧または直線は、デリックブームの設定位置によつてきまる。デリックブームの位置決めは時間がかかり、しかも荷役の妨げになる作業である。カーゴフックにより、線だけでなく面を画くようにしようとする望みと、広範囲なタイムスタディによつて新しい荷役装置が生まれた。従来のデリックおよび周知のジブクレーンと区別するために、この装置を“カーゴクレーン”と呼んでいる。これらは全く新しい方式のものであり、“回転式クレーン”と“振廻し式クレーン”の2方式がある。第16図は回転式クレーンの構造を示す。この作動方法は殆んどジブ式デッキクレーンと同じである。デリック装置と似ている点は、詳細が図示されているように一定長さのトップングリフトにより、アームをマストあるいはポストに固定していることである。

大きなハッチオープニングを更によく利用するため、包装貨物用荷役用としてデッキクレーンの代りにガントリークレーンやローディングブリッジをますます多く設備するようになって来ている。第17図は包装貨物および撒積貨物のいずれも荷役出来るローディングブリッジを示

す。海上航行中は、上部ビームは、下部ビームの上まで下げられる。このようにして、高い位置にある積込設備の重心を、船全体の重心近くにまで下げ、不利な影響のないようにしてある。

5. 総括的考察

荷役速度をあげるために造船側からはどのような対策が選ばれるか、およびそれらが貨物船の計画にどのような影響をおよぼすかについて報告した。これから次のように結論出来る。すなわち計画の段階においてすでに最良の荷役についての研究が行なわれるべきであり、そして荷役作業を機械化する方法を生み出すべきである。荷役方法に関連しての船の機械化の度合はますます構造に対する特徴的指標となるのであろう。何故ならば、それは在港時間を通して海運の収益性に大きな影響をもつからである。既成船に対する既知の解決方法を計画船に無批判にとり入れることは、計画段階において、荷役作業の有利な機械化に関する妨げとなる。現在では未だ、迅速な荷役方法が、貨物船の使用上の価値およびそれに伴う収益性を決定するものではない。

海 技 入 門 選 書

東京商船大学学長 浅井 栄 資 共著
東京商船大学助教授 巻 島 勉

気 象 と 海 象

A 5 判 170 頁 定価 480 円 (〒 70 円)

目 次

第1章 大 気		
1.1 大気の高さと成分	1.2 水蒸気と細塵	1.3 対流圏と成層圏
第2章 気象観測		
2.1 気象観測の大切なわけ	2.2 気温の測り方	
2.3 気圧の測り方	2.4 温度の測り方	2.5 風向と風速の測り方
2.6 雲の観測		
第3章 気象報告その他		
3.1 気象報告	3.2 天気略号その他	
第4章 大気の流れ		
4.1 気圧の高低と風	4.2 第1次的大気の流れ	
4.3 第2次的大気の流れ		
第5章 気団と前線		
5.1 気団	5.2 前線	

第6章 温帯低気圧 (旋風) (暴風雨そのⅠ)

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

第7章 熱帯低気圧 (台風) (暴風雨そのⅡ)

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

第8章 霧

8.1 霧の発生原因	8.2 霧の発生地域と季節
8.3 霧と海難	

第9章 天気予報と予察

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

第10章 波のうねりなど

10.1 風浪	10.2 うねり	10.3 いろいろな波
---------	----------	-------------

第11章 潮汐と潮流

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

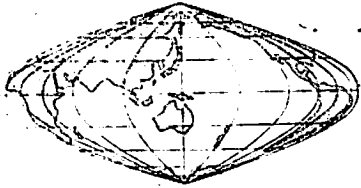
第12章 海 流

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

第13章 海 水

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

NKコーナー



簡易定期（中間）検査の取扱い廃止について

64 船機 27 号 (39.2.19) の付記および 64 船機 53 号 (39.3.16) により、当分の間いわゆる簡易定検、簡易中検の取扱い（浮上中の検査をもって定検または中検を終了したとする取扱い）を認めて来たが、来る 11 月 1 日よりこの取扱いを廃止することになった。（64 技 151 号 39.9.16）

溶接工技師試験改正規則の実施について

JIS 3801 の全面的改正にともなつて鋼船規則第 26 編第 5 章溶接工技師試験関係の諸規則は大幅に改正され、本年 10 月 1 日より実施された。実施に先立ち、9 月 17、18、19 および 21 日に北九州、尾道、大阪および東京の各地区において改正規則および受験手続きについて説明会が開催された。今回の規則改正を機に、溶接工技師証明書の様式を溶接工本人の写真入りのものに改め、溶接工の確認に便利になつた。またこの証明書には「JIS 試験に合格」の事項を明示し、事業所における取扱いの便宜が計られている。

富士製鉄の IN 処理鋼の承認について

富士製鉄は IN 処理鋼の製造について、石川島播磨重工業と技術提携を行ない、NK の製造法承認試験を受験中であつたが、9 月 29 日付で NK の承認を取得した。承認された鋼種の中には、クラックアレスターとして、リベットシームの代わりに用いられる焼きならしをしない E 級鋼相当の鋼種（F 級鋼、記号 KF）も含まれている。

認定自動溶接用材料の追加について

64 技 93 号 (39.8.11) により配布された、認定自動溶接用材料一覧表作成後において、8 月 31 日現在までに下記のものゝさらに認定された。

製造所	添加心線	心線	フラックス	種	号	溶接法
神戸製鋼所		US-43	PFH	45	A	3 TM
		US-36	MF	38	A	2 T
		US-36	MF	38	A	3 M
川崎製鉄	KT	KW-36	KF	20	A	2 TM
	KR	KW-36	KF	20	A	2 TM K I'S
	KT	KW-43	KB	14	A	3 TM 溶接法
	KR	KW-43	KB	14	A	3 TM

註 溶接法で T は 2 層溶接、M は多層溶接を示す。

鉱石船の鉱石倉ハッチコーナ付近および側タンク内の損傷について

鉱石専用船は、戦後においては 1958 年頃から建造さ

れ始めて、1964 年 9 月現在、NK 船級を取得したものは 38 隻である。最近このうち 7 隻に共通した損傷が相次いで起こっている。損傷発見の時期は就航後 1~3 年である。損傷は大別して (1) 舷側タンク内に生じたもの、(2) 鉱石倉ハッチ間が隆起甲板となつている船のハッチコーナ部に生じたものおよび (3) 鉱石倉ハッチ間隆起甲板下の横隔壁に生じたものがあり、損傷の起こり方は更に次のような類形に分類できる。

(1) 舷側タンク内環状横材の損傷

- 縦壁ロングスチフナあるいは船側ロングフレームが環状横材を貫通するみぞ穴から横材のウェーブにき裂を生じたもの（7 隻のうち 4 隻に発生している）
- 縦壁横材と船側横材とを相互に連絡する支材の両端付近で横材の面材にき裂を生じ切断したもの（1 隻に発生）

(2) 鉱石倉ハッチコーナ付近の損傷

- ハッチ端甲板横材がハッチコーナ部で甲板下縦ガードと取合う箇所の近くで、上下方向に甲板横材のウェーブにき裂を生じたもの、あるいはき裂以外にウェーブが座屈したもの（5 隻に発生、またばら積貨物船で同様の損傷が 2 隻に発生）
- ハッチコーナ部に設けられているコーミングステーの脚部あるいは上甲板と隆起甲板とが階段状になつている所にき裂が生じたもの（3 隻に発生、なお上記ばら積船 2 隻にも発生）
- ハッチコーナ部において、ハッチ側コーミングと上甲板とのすみ肉溶接部に沿つてコーミング板に船の前後方向に延びたき裂を生じたもの、もしくは上記の取合いをすみ肉溶接とせず、縦通山形鋼を設けてリベット固着としている船では、ハッチコーナ部においてこのリベットにゆるみが生じたもの（4 隻に発生、ばら積貨物船 1 隻にも発生）、および同様ハッチコーナ部において側コーミングと端コーミングとのすみ肉溶接に沿つて上下方向のき裂を生じたもの（2 隻に発生、ばら積船 1 隻にも発生）

(3) 鉱石倉ハッチ間隆起甲板下横隔壁の損傷

- ハッチ間隆起甲板の中央部に横隔壁を設けてある船では、この横隔壁の甲板裏ハッチ側線付近で (2) (a) と類いの損傷（すみ肉溶接に沿つてき裂が生じたものおよび壁板が座屈したもの）が生じたものがある。（2 隻に発生、これら 2 隻には前記の (1) (a) (2) (a)、(b)、(c) の各損傷が生じており、その損傷程度は 7 隻のうち特にひどい状態である。）

以上の損傷の原因については、最終的結論が得られていないが、類似の構造をもつ船を設計する場合には、十分注意する必要があるものと考えられる。

本年度第 2 回技術委員会の開催について

10 月 1 日、本年度第 2 回技術委員会が開催され、高張力鋼用溶接棒および軟鋼と高張力鋼用の自動溶接用材料の認定試験に関する鋼船規則改正案について審議が行なわれ、原案のとおり承認された。

G. T. 280 トン型連絡船と G. T. 500 トン型 客船の模型試験

船舶編集室

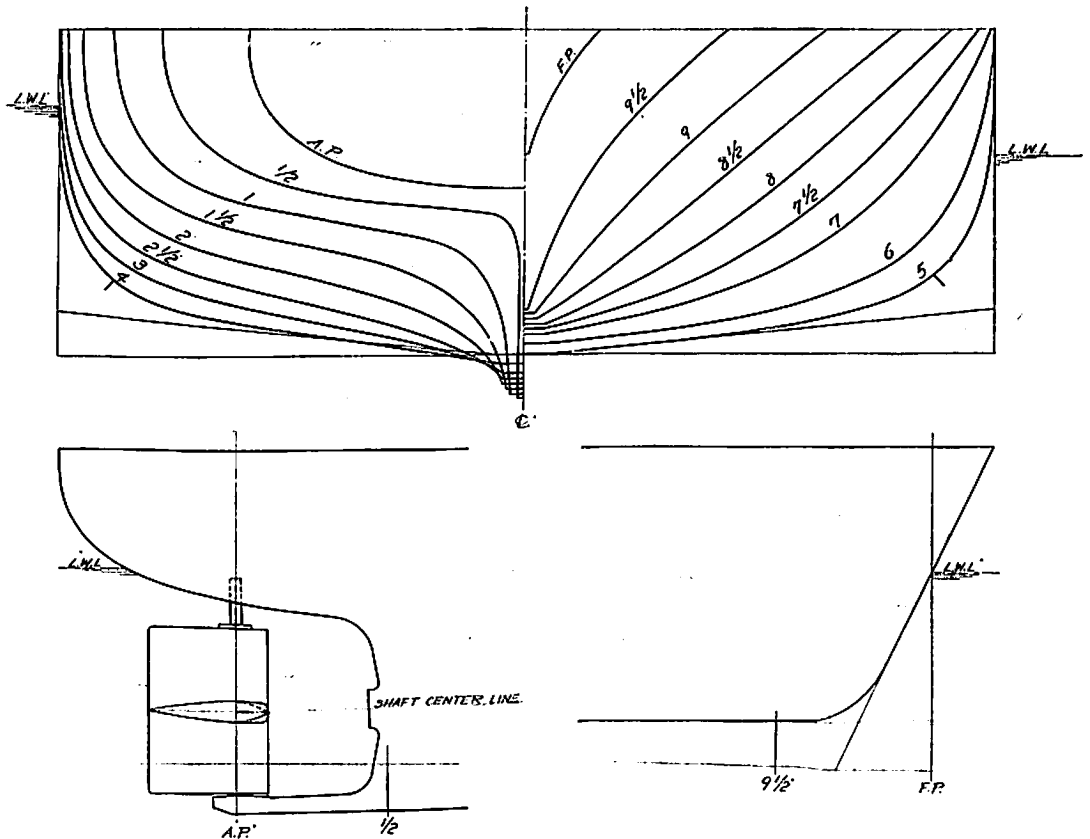
M. S. 294 は G. T. 280 トン・垂線間長さ 30.8 m の国鉄連絡船, M. S. 295 は同じく 500 トン・50 m の客船に対応するそれぞれ 3.3 m, 4.5 m の横型船で, その主要寸法等は試験に使用した模型プロペラの要目とともに実船の場合に換算して第 1 表に示し, その正面線図および船首尾形状を第 1 図および第 2 図に示す。

両船とも初期トリムを有する 1 軸船型で, M. S. 294 に使用された模型プロペラのボス比が大きいのは, 本船に 4 翼可変ピッチプロペラの採用が予定されていた

ため, 既存のプロペラの中より比較的大きなボス比をもつものを選定したことによる。また, M. S. 295 の船首形状は最大横截面積の約 7% の球状船首を採用している。

なお M. S. 294 は定格出力 350 BHP×380 RPM, M. S. 295 は同じく 1,500 BHP×320 RPM のディーゼル機関の搭載が予定されたものである。

試験は前者については, 満載, バラストの 2 状態, 後者については満載, 試運転の 2 状態で実施され, その結果を第 3 図および第 4 図に示す。



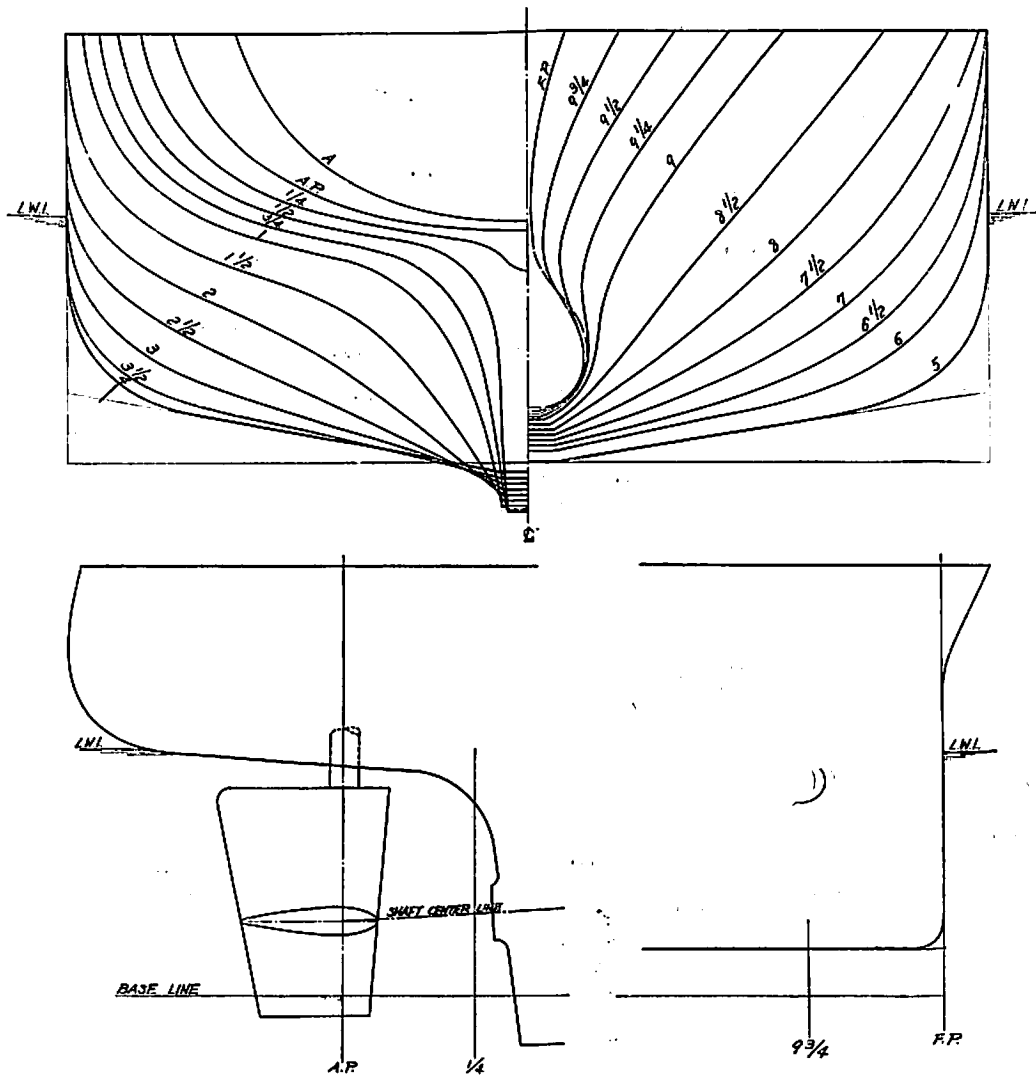
第 1 図 M. S. 294 正面線図および船首尾形状図

第1表 要目表

M. S. No.		294	295
長さ (L _{FP}) (m)		30.800	50.000
幅 (B) 外板を含む (m)		9.314	8.618
満載状態	喫水 (d) 外板を含む (m)	2.007	2.309
	喫水線の長さ (L _{w.L.}) (m)	31.958	51.840
	排水量 (F) (m ³)	287.4	503.4
	C _B	0.499	0.506
	C _P	0.619	0.608
	C _M	0.806	0.832
	l _{CB} (L _{FP} の%にて決より)	+3.52	+3.69
平均外板厚 (mm)		7	9
摩擦係数 λ _s *		0.14697	0.14445
λ' _s *		0.2155	0.1809

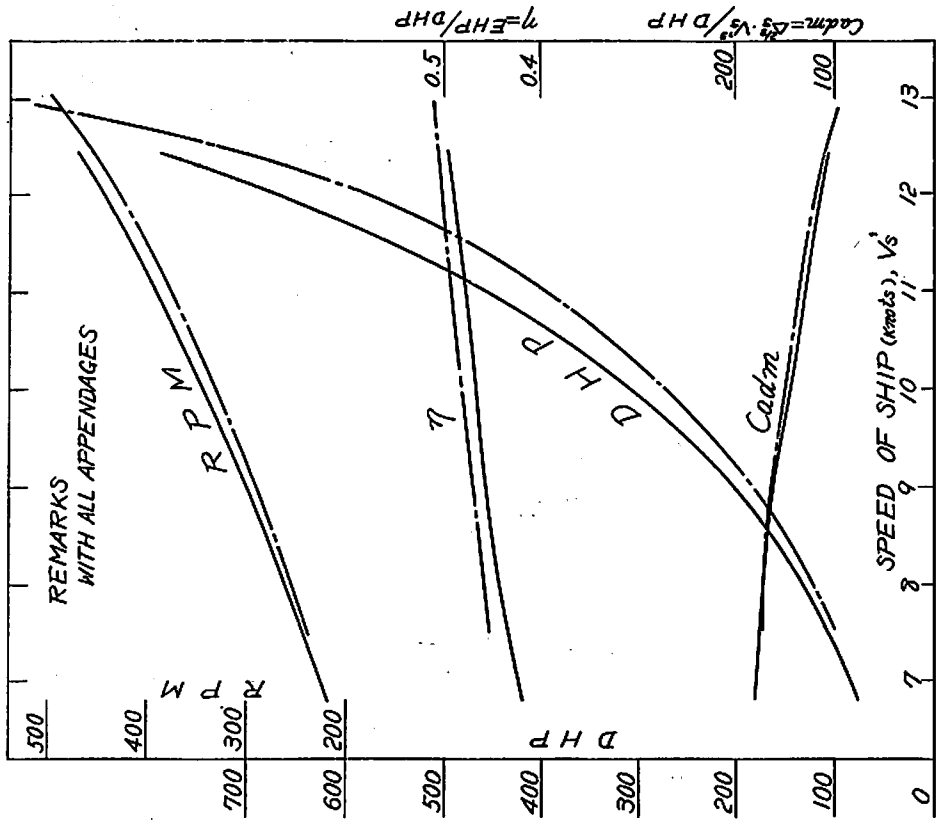
M. P. No.		248	249
直径 (m)		1.648	2.237
ボス比		0.271	0.213
ピッチ (m)	(0.7R にて選定)	0.672	1.454(一定)
ピッチ比	(" ")	0.590	0.650(ノ)
展開面積比		0.401	0.405
翼厚比		0.054	0.047
傾斜角		7°~7'	12°~0'
翼数		4	4
回転方向		右	右
翼断面形状		エーロフオイル	エーロフオイル

*印 L.W.L に基く



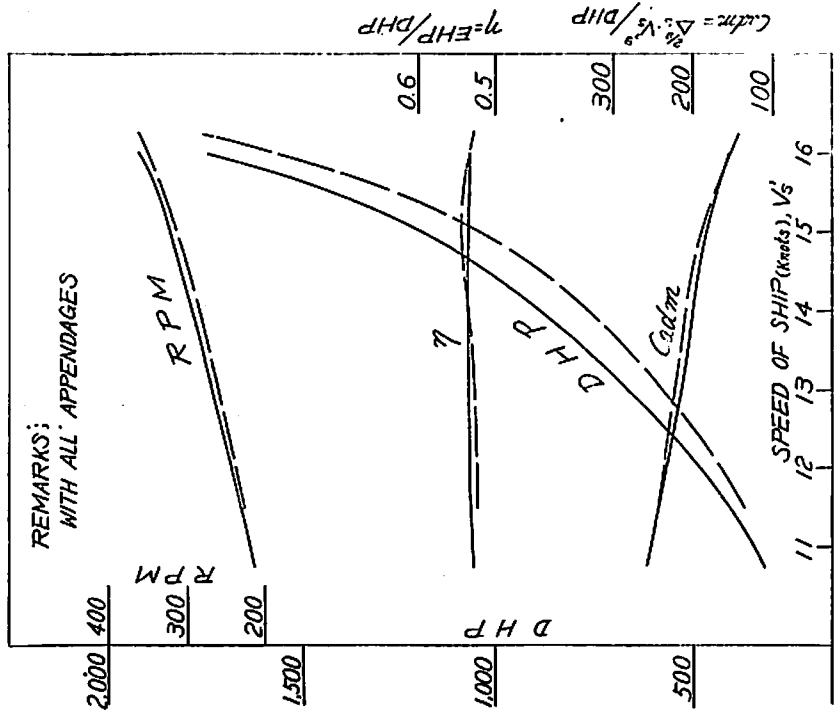
第2図 M. S. 295 正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT (m) M.S.	TRIM (m)	DISPLACEMENT (t)	MARKS
FULL LOAD	2.007	0	287	—
BALLAST	1.838	0	249	—



第3圖 M.S. 294 × M.P. 248 DHP 等曲線圖

CONDITION	DRAFT (m) M.S.	TRIM (m)	DISPLACEMENT (t)	MARKS
FULL LOAD	2.309	0	503	—
TRIAL	2.344	0.600	429	—



第4圖 M.S. 295 × M.P. 249 DHP 等曲線圖

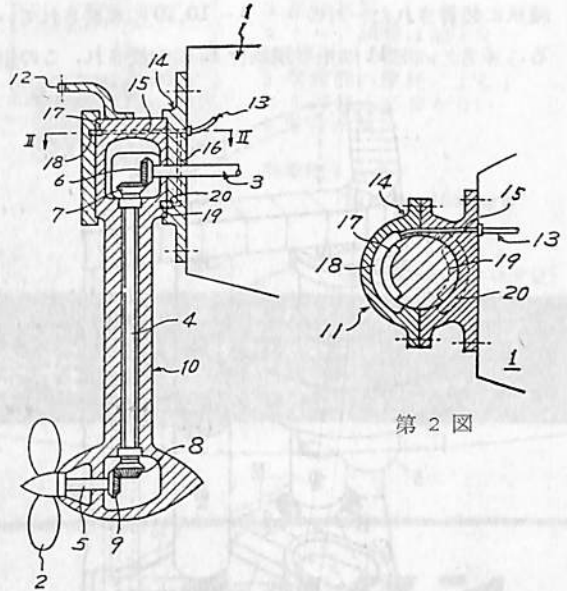
特許解説

舵取推進装置 (特許出願公告昭 39~11115 号,
発明者, 岩野満洲司, 出願人, 三菱造船株式会社)

この発明は, 推進器軸の軸線の方向を船体の長手方向中心線に対し変更することによって船舶の推進と舵取とを同時に行う舵取推進装置の改良に係るものであり, 船体の下側に水中翼を突設し船舶が高速航走をなす時水中翼に生起する揚力によつて船体を水面上に持上げ航走する水中翼船に採用しても好適であるが, 船体の少くとも一部分を水中に没して航走する一般の船舶にも勿論広く適用できるものである。

図面について説明すると, 符号 1 は船体, 2 は船内の推進機関軸 3 の回転を中間軸 4 および推進器軸 5 を介して伝達される推進器翼, 6, 7 は推進機関軸 3 と中間軸 4 とを連繋する傘歯車対, 8, 9 は中間軸 4 と推進器軸 5 とを連繋する傘歯車対, 10 は中空の柱状をなす推進器保持体, 11 は推進器保持体 10 の上端部分を支持する軸受, 12 は船内の舵取装置により操舵力を受ける推進器保持体 10 の上部に設置された舵柄, 13 は軸受ハウジング 14 に設けられた流体通路の孔, 15, 16 へ高圧の作用流体を供給する送水管, 17, 18, 19, 20 は孔 15, 16 と連通し推進器保持体 10 の軸受 11 支持部分に回転力を生起せしめるように作用流体を貯留するために推進器保持体 10 および軸受ハウジング 14 に設けられたそれぞれ溝である。したがつて推進器 2 の推力により推進器保持体 10 の上端支持部には第 1 図の紙面に平行な面内において反時計方向の廻転モーメントが作用するか軸受支持部分の溝 17, 19 に適当な圧力をもつた流体が送水管 13 より供給されているもので上記推力によるモーメントと反対方向のモーメントが作用している。そこでこの互に方向反対のモーメントがほぼ均衡するように作動流体圧を適宜に選ぶことにより推進器保持体 10 の回動が困難になる不都合をなくすることができる。なお, この際互に反対方向のモーメントは必ずしも完全に均衡させる必要はなく, 推力によるモーメントの 80%, あるいは 50% を反対モーメントにより打消してもなおそれだけ操舵が容易になり, 舵取装置の力量を小さくできる利点がある。また, 船舶が一定の設定速度で航走し, この時推進器 2 の推力により推進器保持体 10 に作用する廻転モーメントと溝 17, 18 に存在する流体の圧力による反対モーメント

トが正しく均衡するように予め設計しておけば, 推進器 2 の回転を低下させた場合その推力は減少して流体の圧力による反対モーメントの方が大きくなり, このため推進器保持体 10 の支持部は傾けられようとするが, 傾けば支持部の間隙が増大して漏油が増し, 反対のモーメントもまた減少するので, 結局推進器 2 の推力の変動に応じて流体を調節する必要がなくなりゆる自己平衡作用をおこなう利点がある。



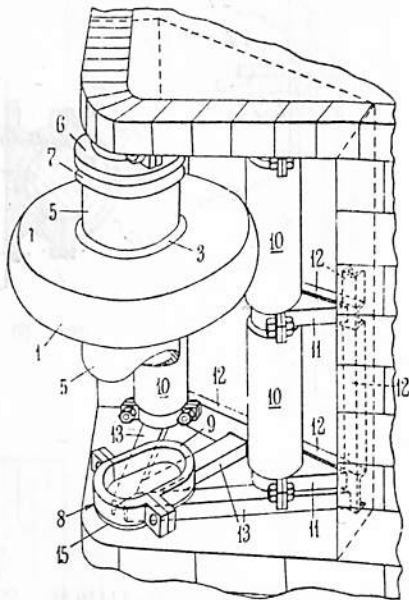
第 1 図

防護材 (特許出願公告昭 39~11116 号, 発明者,
バーテイ, ショージ, スター, ベネット, バーレイ,
出願人, ファイアストーン, パーレイ, マリーン,
ニューマティック, フェンダリング, コンパニー,
リミテッドイギリス)

この発明は, 船舶および岩壁間に使用される防護材に関し, 特に桁材の縦方向において環状部材のが離隔配設されるとともに桁材の軸に対して相互に独立に回転できる型式のものである。

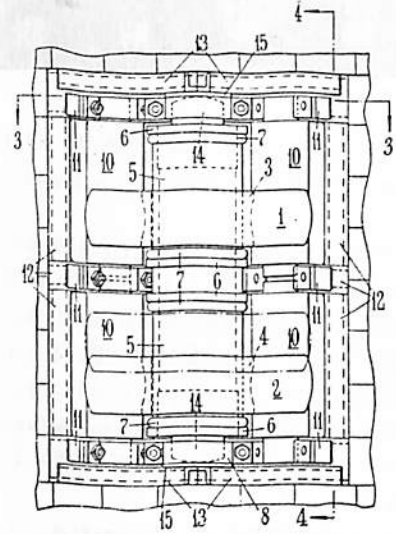
図面について説明すると, 防護材はそれぞれハブ 3, 4 に支承された一対の環状部材, すなわち空気タイヤ 1, 2 をもち, これらの空気タイヤ 1, 2 は軸 5 を中心として自由に回転することができ, 抑止リング 6 により離隔配設されている。符号 7 は抑止リング 6 に対する接触を緩衝する

ためのゴム緩衝リングである。空気タイヤ1,2が軸5に関して自由に別個に回転し、かつ、自由にその縦方向に運動できるため、船舶が空気タイヤ1,2に接触した場合にたとえローリングおよびピッチングをしても空気タイヤ1,2の表面の磨耗は少ない。また、空気タイヤ1,2に与えられる大きな荷重が軸承により支承される必要のないように、防護材の軸承部材8は軸5の端部14用の細長い凹陥部9をもっている。各空気タイヤ1.2の内方側は支承構造体内部に引き込んでいるブラケット11上の軸承に装着された一対のローラー10,10に載置されている。ブラケット11は矩形鋼鉄枠12に溶接され、この矩



第 1 図

形鋼鉄枠12には軸承部材8の細長い凹陥部9を溶接した軸支承三角形枠13が溶接されている。しかも防護材は岩壁の凹陥部に装着されている。このため防護材は岩壁による船舶の損傷あるいは船舶による岩壁の損傷を阻



第 2 図

止することになる。勿論、防護材の軸5は垂直方向ないし水平方向のいずれにでも、あるいは必要に応じこれらの間の如何なる角度においても装着することはでき、また防護材は岩壁、棧橋、ドック、突提等の直線状部分の凹陥部に一個あるいは複数個配設してもよい。

(特許庁 増田 博)

「船舶」のファイル



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

頒価 230円(〒50)

船 舶 第37巻 第11号

昭和39年11月12日発行
定価700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 200円(送18円)

半年 1,200円(送料共)

1 年 2,400円(ク)

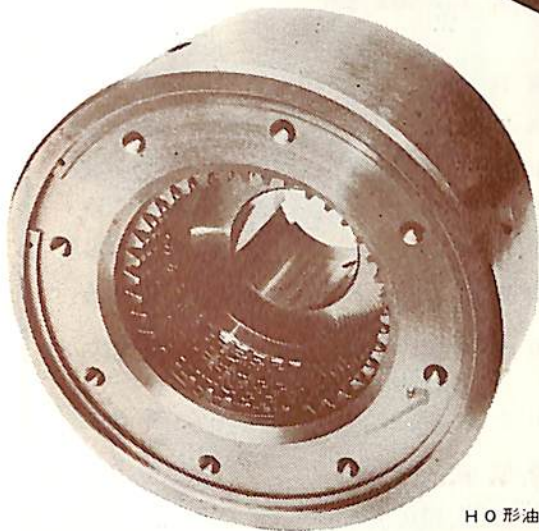
以上の購読料の内、半年及び1年の予約料金は、直接本社に前金をもつて御申込みの方に限ります

駆動制御 NO. 1

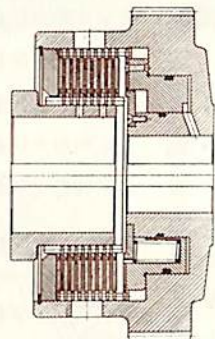
多板摩擦 / 電磁多板 / 油圧多板

小倉クラッチ

船舶用、産業機械用 / 種類 / 油中運転型、乾燥運転型



H O 形油圧クラッチ



特長

1. 従来のクラッチに比べ小形化されている (特に軸方向に短い)
2. 構造簡易で故障がない
3. 取付容易
4. トルク調整は油圧コントロールで簡単に出来る
5. 摩擦板の摩耗によるトルク調整の必要がない
6. 寿命が長い

静摩擦トルク

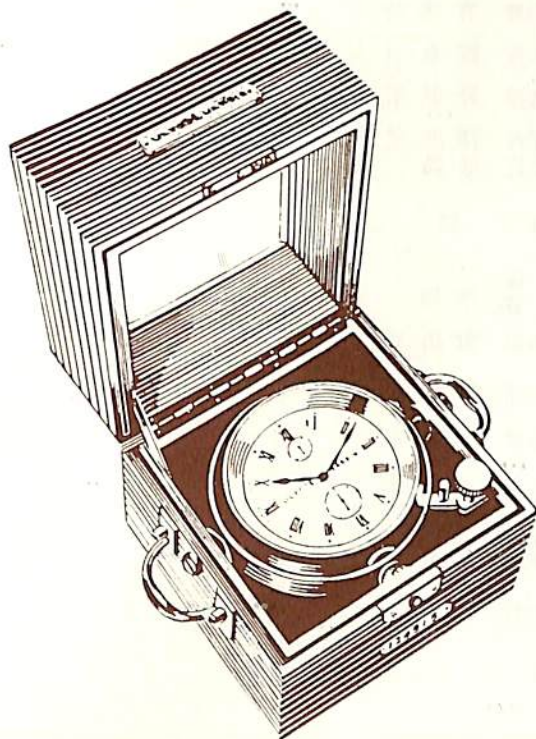
10kgm ~ 1600kgm

(御一報次第カタログ呈)

製造元

小倉クラッチ 株式会社

東京営業所 東京都中央区宝町3-2(新京橋ビル)
東京(561)1852~3-(535)4755-4790
本社工場 群馬県桐生市相生 2-4 1 7
桐生 (2) 7 1 0 1 代
大阪出張所 大阪市西区靱2-14(神田ビル)
大阪(441)2269・4451



ナルダン マリン クロノメーター

小型 NO. 10105

22型 文字板直径72mm
レバー脱進機 1/5秒刻み
18石 36時間巻
マホガニー外箱上面ガラス付
ナルダン社発行検定書付

販売特約店

原田産業株式会社
日本漁網船具株式会社
三洋商事株式会社
豊産業株式会社

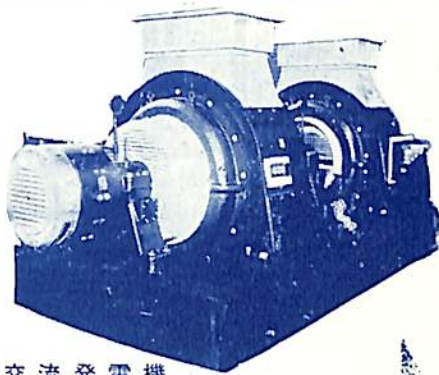
天然社・海技入門選書

船の保存整備	東京商船大助教授	鞠谷宏士	A5	130頁	¥300
船舶の構造及び設備属具	東京商船大助教授	鞠谷宏士	"	160頁	¥390
沿岸航法	東京商船大助教授	上坂太郎	"	160頁	¥280
推測および天文航法	東京商船大教授	豊田清治	"	160頁	¥280
航海法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	140頁	¥230
海事法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	160頁	¥320
海上運送と貨物の船積 (前篇)海上運送概説	東京商船大学教授	田中岩吉	"	140頁	¥320
海上運送と貨物の船積 (後篇)貨物の船積	東京商船大学教授	田中岩吉	"	170頁	¥390
船用プロペラ	東京商船大学教授	野原威男	"	104頁	¥230
船舶運航要務	東京商船大助教授	中島保司	"	170頁	¥300
航海計器学入門	東京商船大助教授	庄司和民	"	160頁	¥320
操船と応急	東京商船大学教授	米田謹次郎	"	130頁	¥300
船用内燃機関(上巻)	前東京高等 商船教授	小方愛朔	"	170頁	¥300
船用内燃機関(下巻)	"	小方愛朔	"	190頁	¥320
蒸気機関	東京商船大学教授	清宮貞	"	90頁	¥200
船用電気の基礎	東京商船大助教授	伊丹潔	"	180頁	¥360
燃料・潤滑	東京商船大助教授	宮島時三	"	200頁	¥460
電波航法入門	東京商船大学教授	鮫島直人	"	200頁	¥460
船の強度と安定性	東京商船大学教授	野原威男	"	160頁	¥380
気象と海象	東京商船大学学長 東京商船大助教授	浅井栄資 巻島勉	"	170頁	¥480

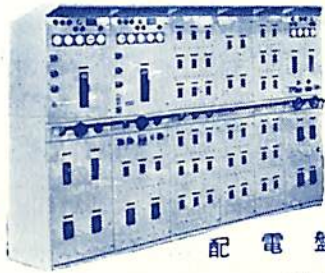
以下続刊

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

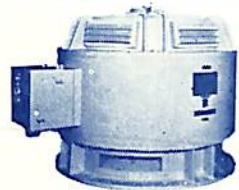
(送料各70円)



交流発電機



配電盤



モートル

主要電気機器

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

輸送の原動力

Toshiba
東芝
船舶用機器

東京芝浦電気株式会社

天然社編 船舶の写真と要目 第12集 (1964年版)

11月刊行 B5判上装函入 240頁 写真アート紙 定価 1,500円 (〒150)

第11集以後1年(昭和38年8月~昭和39年7月)における1,000トン以上の新造船を収録(客船, 特殊船はこの基準以外多数収録), この1年の新造船は, 詳細な要目をもつて全貌があきらかにされ, 技術者および一般愛好者の貴重なる資料である。

- 〔客船〕 八甲田丸, 津軽丸, さくら丸, おけさ丸, 対州丸, あわじ丸, シーパレス, ぶりんす
- 〔貨物船〕 第2日軽丸, 山城丸, 旭光丸, みしつび丸, 那智丸, 瑞雲丸, らんぐーん丸, 加古川丸, 第三雲洋丸, 順昌丸, 神久丸, 東星丸, 雄冬丸, 金静丸, 弥彦丸, 静洋丸, 長久丸, 山成丸, 協山丸, 成安丸, 吉光丸, 一洋丸, たいほく丸, 欣洋丸, 第三神戸丸, 第五大鯨丸, ばいおにや, 第三大鯨丸
- 〔特殊貨物船〕 ろんぐびいち丸, 邦雲丸, さんちやご丸, 八洲川丸, 尾上丸, 和龍丸, 新陽丸, 豊龍丸, 宝永丸, えくあどる丸, 千代田丸, 新夕張丸, 福崎丸, かつら丸, 松久丸, 東洋丸, 清春丸, 第三雄海丸, 菱光丸, 八千代丸, 吉栄丸, 第二日高丸, 第二泉晶丸, 太平山丸, 第五菱洋丸, 雄山丸, おおすとら丸, 銀星丸, 金星丸, 春洋丸, 山栄丸, 豊和丸, 苫小牧丸, 山島丸, 豊幸丸, 姫島丸, 同栄丸, 大裕丸, 大峰丸, 神晴丸, 陽周丸, 日宝丸, 日福丸, 協豊丸, 豊晴丸, 豊鶴丸, 大展丸, 第三十八星宝丸, 浮島丸
- 〔油槽船〕 根岸丸, 美洋丸, 星光丸, 第三松島丸, 利根川丸, 天龍川丸, 天龍山丸, 明哲丸, 龍田山丸, あらびあ丸, 日蘭丸, 盛幸丸, 日名丸, 日啓丸, 第十一天晴丸, 栄和丸, 鶴明丸
- 〔特殊船〕 海鷗丸, 第七十一あけぼの丸, 第十二大進丸, 第八十一大洋丸, 第五十八海形丸, 三上丸, 鞍馬丸, 第七十五大洋丸, 第十一播州丸, 第十二播州丸, 第十五大進丸, こじま, 長崎丸, 清風丸, 海洋
- 〔客船〕 LA PAS, FATIMA
- 〔貨物船〕 OREKHOV, WORLD FUJI
- 〔特殊貨物船〕 SAN JUAN PATHFINDER, DELAWARE GETTY, VRONTI, SANTA FE EXPLORER, SANTA FE PIONEER, CHARLES E. WILSON, ARISTEIDES, UNION LEADER, AKBAR JAYANTI, KOSICE, IONIAN MARINER, ARANETA MA-AO, TALISAY, BANDOR, MEKATANI-OI
- 〔油槽船〕 MOBIL COMET, CALFORNIA GETTY, HALCYON BREEZE, POLYQUEEN, OLYMPIC GLORY, STAVROS G. LIVANOS, NORTHERN JOY, PRINCESS IRENE, NICHOLAS J. GOULANORIS, VIKARAM JAYANTI, MARIA ISABELLA, SPYROS, EVGENIE, GHERANIA, PANACHAIKON, ESSO PHILIPPINES, JARMONI, SELMA DAN, PERSEPOLIS, OLYMPIC GAMES, MAGNA, CORINTHOS, KING CADMUS, RALPH O. RHOADES, RICHARD C. SAUGER, TRIPOLIS, INAGO, LOZOVAYA, LUBNY, DESH BANDHU
- 〔特殊船〕 CONSTANTA, NAKWA, PEELTAN, ENNI

船齢を延ばす………塗る亜鉛メッキ

Dimetcote

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硅酸亜鉛塗料
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

株式
会社

米国アマコート会社 日本総代理店
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 (92) 1661

船舶 才三十七卷 才十一号
昭和五年三月二〇日 第三種郵便物認可
昭和三十九年十一月七日 印刷
昭和三十九年十一月十二日 発行 (毎月一回)

編集発行 東京新宿区赤城下町五〇番地
兼印刷人 田岡健一
印刷所 研修舎

本号 定価 二〇〇円 発行所

東京新宿区赤城下町五〇番地
天 然 社
振替・東京七九五六二番
電話東京(廻)一九〇八番

保存委番号：

BMI 5541

52097