

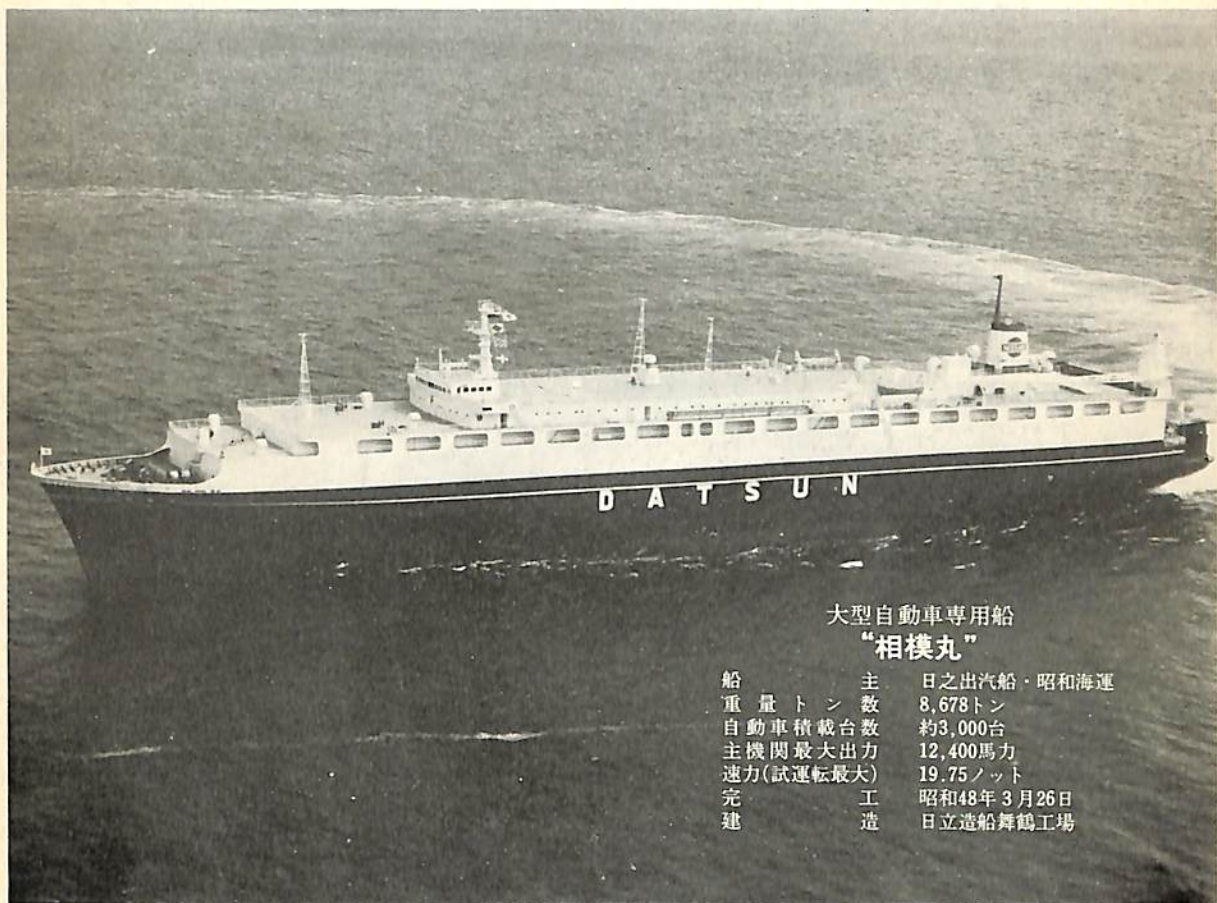
SHIPPING

船舶白

1973. VOL. 46

5

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和四十八年五月七日 印刷
昭和二十四年三月二十八日運輸省官報換承認雜誌第四〇六号
昭和四十八年五月十二日 発行



大型自動車専用船
“相模丸”

船主	日之出汽船・昭和海運
重量トン数	8,678トン
自動車積載台数	約3,000台
主機関最大出力	12,400馬力
速力(試運転最大)	19.75ノット
完工	昭和48年3月26日
建造	日立造船舞鶴工場



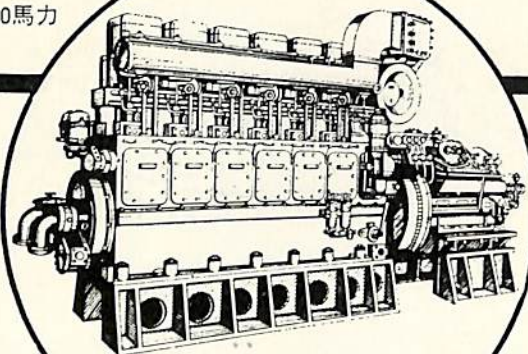
日立造船

天 然 社

船舶の自動化・省力化に貢献する

ダイハツギヤードエンジン

6DSM-26型 1,300馬力



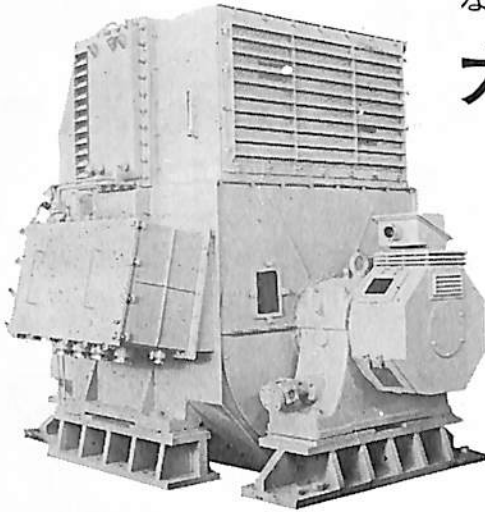
60余年の歴史と技術を誇るダイハツが特に省力化と経済性に重点をおいて製作した高性能船用機関

ダイハツディーゼル株式会社

本社・本社工場	大阪市大淀区大淀町中1-1-17 (06) 451-2551
守山工場	滋賀県守山市阿村町45 (07758) 3-2551
東京営業所	東京都中央区日本橋本町2-7 (03) 279-0811
営業所	札幌・仙台・名古屋・高松・福岡・下関・ロンドン

ながい経験と最新の技術を誇る!

大洋の船用電気機械



交流発電機 1100KVA 450V 600RPM

発 電 機
各種電動機及制御装置
船舶自動化装置
電動ウインチ
配 電 盤



大洋電機

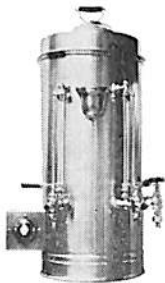
株式
会社

本 社 東京都千代田区神田錦町3の16 電話 東京(293) 3061(大代)
岐阜工場 岐阜県羽島郡笠松町如月町18 電話 笠松(7) 4111(代表)
伊勢崎工場 伊勢崎市八斗島町726 電話 伊勢崎(32) 1234(代表)
群馬工場 伊勢崎市八斗島町大字東七分川330の5 電話 伊勢崎(32) 1238(代表)
下関出張所 下関市竹崎町399 電話 下関(23) 7261(代表)
北海道出張所 札幌市北二条東二丁目浜建ビル 電話 札幌(241) 7316(代表)

YKK型船舶厨房調理機器

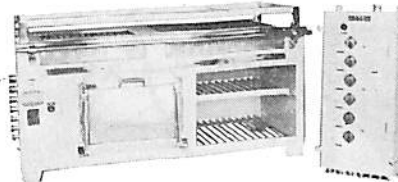
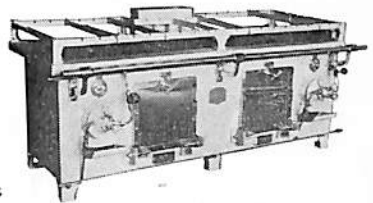
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー



電気式湯沸器

26kw型多目的電気レンジ



2400型オイルレンジ

営業品目

電気レンジ・オイルレンジ・ライスボイラー・湯沸器
調理機・水滴器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機
ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー
キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン醱酵器
電気式魚焼器・スープボイラー・ディスプレイ
食器洗浄機・堅型蒸気炊飯器・電気コンロ・電気熱板
ガス魚焼器・その他特殊製品全般

株式会社 横浜機器製作所

本社・工場 横浜市中区新山下1-8-34
電話 横浜045(622)9556(代)5335(代)
第2ビル専用 045(621)1283(代)
電略「ヨコハマ」ワイケイケイ

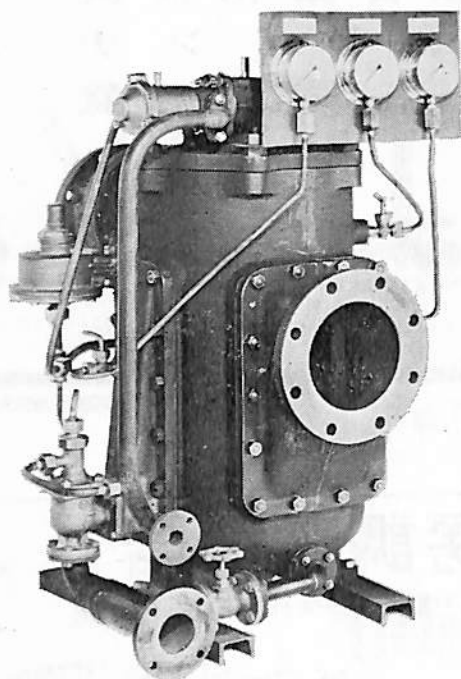
希望条件を指示下さい。即時見積、設計、納品致します。

油汙過作業の省力化…

特許 機関室を広くする

マックス・フィルターシリーズ

日本舶用機器開発協会助成品



MAX-FILTER LS型

完全自動逆洗式油濾器

LS型の特長

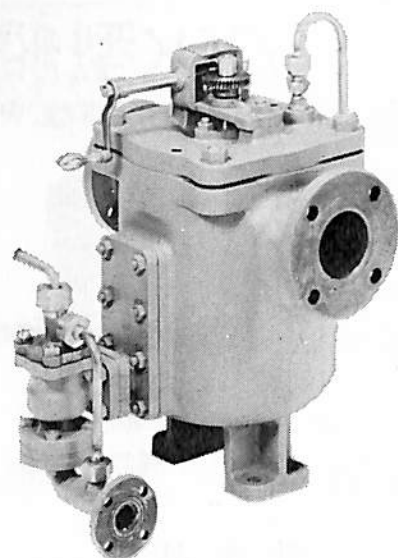
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロレシプロケーターを採用

MAX-FILTER LSM型

手動逆洗式油濾器

LSM型の特長

- 一分間で逆洗終了
- 手をよごさぬワン、ツー、スリー操作でOK



単筒型式であるが重聯装備の必要なし コンパクトで据付けにスペースをとらない

㊟ 新倉工業株式会社

本 部 横浜市戸塚区小菅ヶ谷町1703
☎ 045 (892) 6271(代)
東京営業所 東京都品川区東五反田2-14-18
☎ 03 (443) 6571(代)
大阪営業所 大阪府北区梅田町34千代田ビル西館
☎ 06 (345) 7731(代)

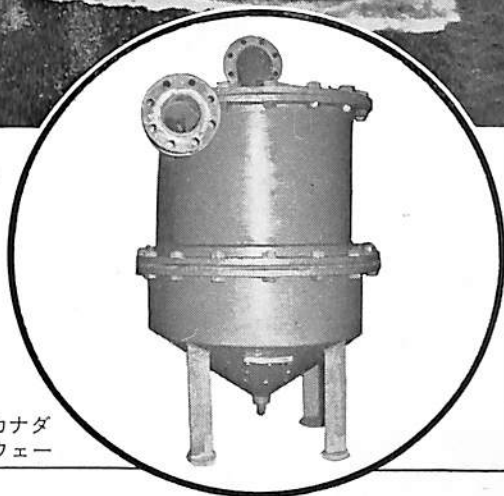


特許

減らない強制水潤滑船尾軸受

特許 船尾軸受

- 耐摩耗性が優れているため支面材交換の手間が省けます。
- 浅海域航行時の砂かみによる軸受摩耗を防ぎます。
- 支面材摩耗に起因する軸折損その他の事故が防げます。
- 純粹の水潤滑軸受ですので海洋汚染防止の観点からも全く心配ありません。



特許 サイクロン泥水分離器

船舶用各種ポンプのサクシヨン側に取付け、揚水中の泥砂を連続濾過し船内機器のトラブルと損傷を防止する極めて高性能なサイクロンセパレーターであります。

- 型式/10、20、35、50、70、100、200 m³/H

【特許】
第408349号
第516993号

【国際特許】
米・英・仏・オランダ・ベルギー・スイス・カナダ
独・デンマーク・スウェーデン・ノルウェー

【その他の営業品目】

- 液漕船用/サクシヨンヘッドブッシュとインペラーシャフトベアリング
- 水・酸および各種特殊液用/フューガルポンプ

古川軸受工業株式会社

代表取締役 古川裕一郎

大阪市北区芝田町55(北阪急ビル) ☎06-372-1735(代) 〒530

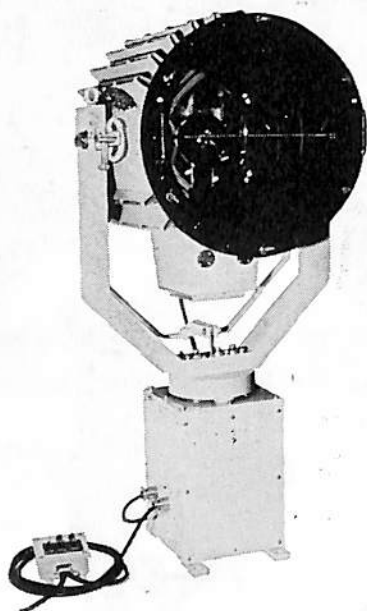
ボタンひとつで方向自在!!

三信の高性能

特許3件・実用新案3件・意匠登録1件

リモコン探照灯

形式	消費電力	光柱光度
RC20形	500W	32万cd以上
RC30形	1kW	140万cd以上
RC40形	2kW	300万cd以上
RC-60H形	3kW	700万cd以上



■この探照灯はスイッチ操作によりふ仰旋回ができる最新式のリモコン探照灯でつぎのような特徴を持っています。

1. スイッチによるリモコン操作ができますから便利で省力化になります。
2. 配線さえすれば船のどこにでも取付けられます。
3. 特殊放熱装置の採用による全閉構造のため防水は完璧です。
4. ステンレス製のため長年の使用に耐えます。
5. 世界水準をはるかに抜く明るさで、照射距離が長い。

■ 特許庁長官賞受賞

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!



三信船舶電具株式会社

◎ 日本工業規格表示許可工場

三信電具製造株式会社

本社 ● 東京都千代田区内神田1-16-8 TEL東京 295-1831大代表
工場 ● 東京都足立区青井1-13-11 TEL東京 887-9525-7
営業所 ● 福 岡 ・ 室 蘭 ・ 函 館 ・ 石 巻

船舶

第 46 卷 第 5 号

昭和 48 年 5 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

5,000 G. T. 型 練習船 銀河丸 (その 1)	日本鋼管・清水造船所 造船設計部	(35)
NC ガス切断の高速化装置開発について	三菱重工業・神戸造船所 造船工作部 生産技術課	(43)
船舶技術研究所機装部における最近の研究状況について	曾根 功	(50)
垂直降下式乗込装置	八木 寿直	(59)
大型 2 軸コンテナ船の推進に関する 2,3 の実験について	横尾幸一・川上善郎	(64)
日本造船研究協会の昭和46年度研究業務について (5)	日本造船研究協会研究部	(71)
大型船の横桁材における切欠き(スロット)周辺の損傷防止について (3)	真能 創	(79)
LNG 船 (その 3 貨物格納) (6)	恵美洋彦・曾根 紘	(89)
NK コーナー		(97)
[製品紹介] 電熱ガラス用温度コントローラー, 旭硝子ヒートコントローラー	旭硝子株式会社	(98)
[製品紹介] 富士電機, 計測機器のロイド規格の認定取得		(100)
(水槽試験資料 269) 長さ 150 m の高速貨物船の水槽試験例 (4) —— Cp および Cm の影響 ——	「船舶」編集室	(102)
日本船用機器開発協会 昭和48年度開発項目一覧		(107)
業界ニュース		(108)
[特許解説] ☆ 鉾石運搬船 ☆ 水面に浮上した浮物の安全装置 ☆ 減揺水槽		(109)
三井造船の修繕船専門工場「由良工場」		(63)
竣 工 船 ☆ 豊光丸 ☆ あるなする ☆ 普清水 ☆ 白山丸 ☆ おりおん ☆ にゅーじゃーじ丸 ☆ 第十五 大徳丸 ☆ 豊徳丸 ☆ 第12 楯丸 ☆ さくら丸 ☆ フェリー すみよし ☆ 泰光丸 ☆ 新川丸 ☆ 秀和丸 ☆ 常盤丸 ☆ 泉邦丸 ☆ GRORY ☆ SINDE ☆ BERGE PRINCE ☆ PACIFIC IMPORTER ☆ LARINA ☆ ACCLIVITY PRINCE ☆ VENOIL ☆ ESSO FUJI ☆ CRYSTAL GARDENIA ☆ SANKO LIGHT ☆ STAR CASTOR ☆ JILL CORD ☆ ERSKINE BRIDGE ☆ SETE ☆ AJAX ☆ ILICHEVSK ☆ PETROBRAS II ☆ ALEGRETE ☆ AFRAN ZODIAC		

あらゆる船舶の高性能化に

かもめ 可変ピッチプロペラ



- 減速機付 CPR 型
- 米国特許 No. 3395762
- 英国特許 No. 1151279
- 他内外 4 ケ国特許



運輸省認定製造事業場
通産省認定輸出貢献企業

船舶用固定ピッチプロペラ・各種可変
ピッチプロペラ専門製造

かもめプロペラ株式会社

本 社：横浜市戸塚区上矢部町 690 TEL (045) 811-2461
東京事務所：東京都港区新橋 4-14-2 TEL (03) 431-5438
434-3939

新鋭修繕工場和歌山県由良に完成! 能力330,000重量トン

大きな役割をはたす、大きなドック。

新しく完成した、三井造船由良工場は、本州太平洋岸のほぼ中央、紀伊水道に面した由良港湾内に建設されました。ここは、阪神工業地帯をまちかにひかえ、さらに、東京、大阪、名古屋など、わが国主要貿易港をむすぶ航路上にあり、とくにコンテナ船などスピードを生命とするライナーにとって回航時間が短くてすむ有利な立地条件をそなえています。入出港テレビ誘導装置・入出渠レーザー誘導装置など、由良工場には新しいアイデアが随所に採用

されています。タンカー、コンテナ船とも、大型化著しい今日、330,000重量トンドックを有する由良工場の完成は、修繕期間の短縮、船主に対するアフターサービスの強化など、大きな役割を果たす新鋭修繕専門工場として、各方面から期待されています。

人間と技術の調和に挑む
M 三井造船
本社 東京都中央区築地5丁目6番4号

OPEN!

主要営業品目——
船舶・海洋開発機器・ホーバークラフト・船陸用動力機械・化学プラント・一般産業機械・公害防止装置・鉄鋼構造物・建設機械・鉱山用機械・鋳鍛造品・住宅





PETROBRAS II (自航式石油掘削船) 船主 **Petroles Brasileiro S.A** (ブラジル) 造船所 三井造船・玉野造船所
 総噸数 5,716.22噸 船級 AB 載貨重量 6,314噸 全長 115,983m 長(垂) 110.434m 幅(型) 21.336m 深(型) 7.925m 吃
 水 5.747m 主機 電動モーター 2,000 PS×1,000 RPM×2 (ディーゼル発電機 2,200 PS×1,000 RPM×3) 乗員
 37名 (航海時 37名 (作業時 75名) 工期 47-7, 47-12, 48-3-27

〔特 長〕

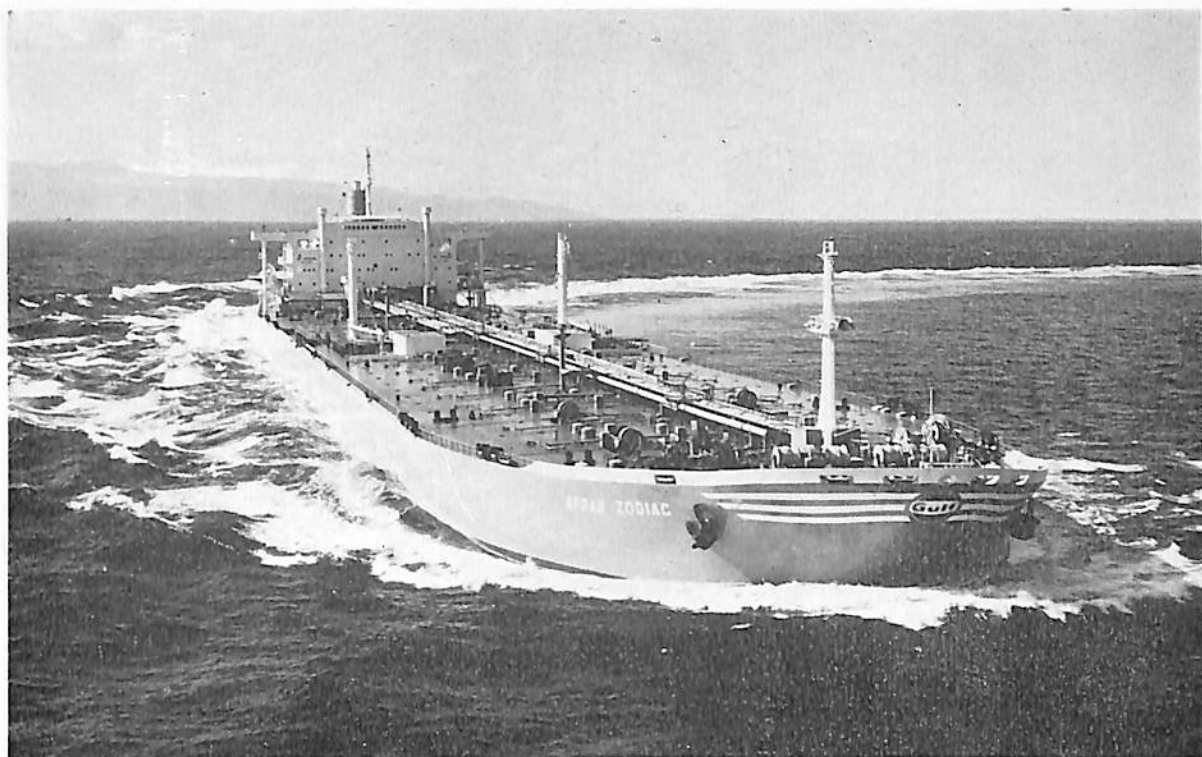
1. 本船は上部デッキ、第二デッキおよび2枚の縦通隔壁をもち、肋骨は長手方向におかれている。船首楼と船尾上部構造物をもち船体中央部付近にムアリングプラグ(特殊係留装置)およびその上部にサブストラクチュアをもっている。
2. 船尾上部構造物は船尾デッキ、ヘリポートデッキ、船長デッキ、パイロットハウスデッキ、およびパイロットハウス楼からなっており、上部デッキ上および船尾デッキ上に75名が居住できるようになっている。
3. ヘリポートデッキは約70'×70' (21m×21m)のヘリポートがとれるよう後部へはりだしている。
4. 推進は、ディーゼル発電モーター駆動による単軸方式であるが、さらに1個のバウスラスタールおよび2個のスターンスラスタールをもっている。
5. ドリリング作業中は、船体中央部に設けられたムアリングプラグをアンカーで海底に固定し、船本体はこれを軸にまわれるようになっており、バウスラスタール、スターンスラスタールによって船首をより好ましい方向に向けられるよう設計されている。
6. デリックをサブストラクチュアのデリックフロア上に立て、水深1,000フィート、深度25,000フィートのドリリング能力を有している。



AJAX (ばら積貨物船) 船主 Elder Dempster Lines Ltd. (イギリス) 造船所 三井造船・藤永田造船所
 総噸数 16,405噸 船級 AB 載貨重量 26,716噸 全長 176.75m 長(垂) 168.00m 幅(型) 22.86m 深(型) 14.10m
 吃水 10.566m 主機 三井B&W 6K74EF型 速力 15.25ノット 出力 10,600PS×120RPM 貨物倉(グリーン)
 36,224m³ 乗員 39名 工期 47-10, 48-1, 48-3-28 設備 8噸デッキクレーン×5, 6倉口にはマックグ
 レーゴ式鋼製倉口蓋装備



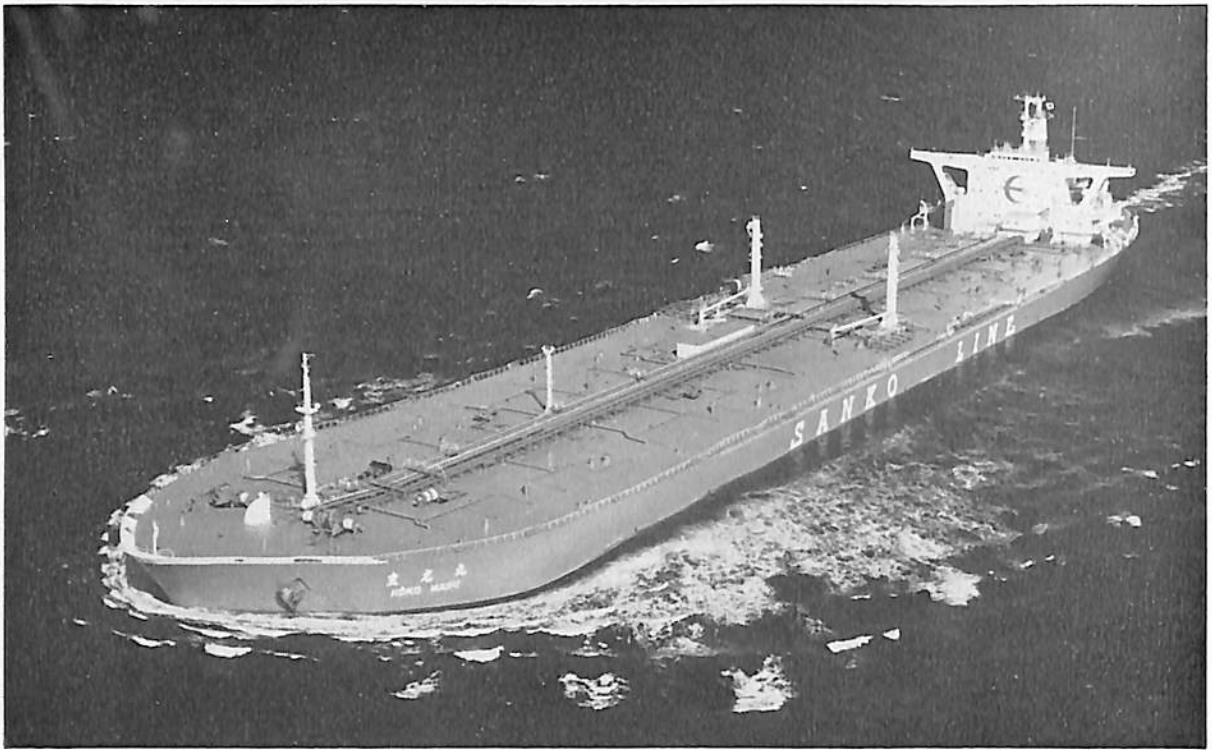
SLICHEVSK (浚渫船) 船主 Sudoimport Ussr 造船所 日本鋼管株式会社鶴見造船所
 総噸数 1,701.56噸 純噸数 502.57噸 船級 U.S.S.R. CATEGORY II 載貨重量 335.9噸 全長 74.100m
 長(垂) 69.900m 幅(型) 14.000m 深(型) 5.100m 吃水 3.113m 満載排水量 2222.9噸 船首ウェル型 推進用電
 動機 立型単動4サイクル過給機付ディーゼル機関 出力 1,700 PS×500RPM 燃料消費量 184.2kg/h 航続距
 離 6,200海里 速力 7.8ノット 貨物倉(ペール) 473m³ 清水倉 92m³ 燃料油倉 168m³ 乗員 30名 工期 72-6
 -6, 72-10-19-, 73-3-31



AFRAN ZODIAC (油槽船) 船主 Fuel Transport Co., Ltd. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・横浜工場
 総噸数 104,150.06噸 純噸数 85,023噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 231,433噸 全長 317,00m 長(垂) 300,00m
 幅(型) 50.00m 深(型) 27.00m 吃水 20.796m 船首樓付平甲板船 主機 IHI 船用タービン×1 出力 33,000 PS ×
 80RPM 燃料消費量 167.5t/d 航続距離 22,800海里 速力 16.0ノット 発電機 61.2kg/cm²g ×515° C × 2基
 貨油倉 276,063.24m³ 清水倉 663.38m³ 燃料油倉 12,676.99m³ 乗員 46(外4)計50名 工期 47-7-3, 47-11
 19, 48-3-2



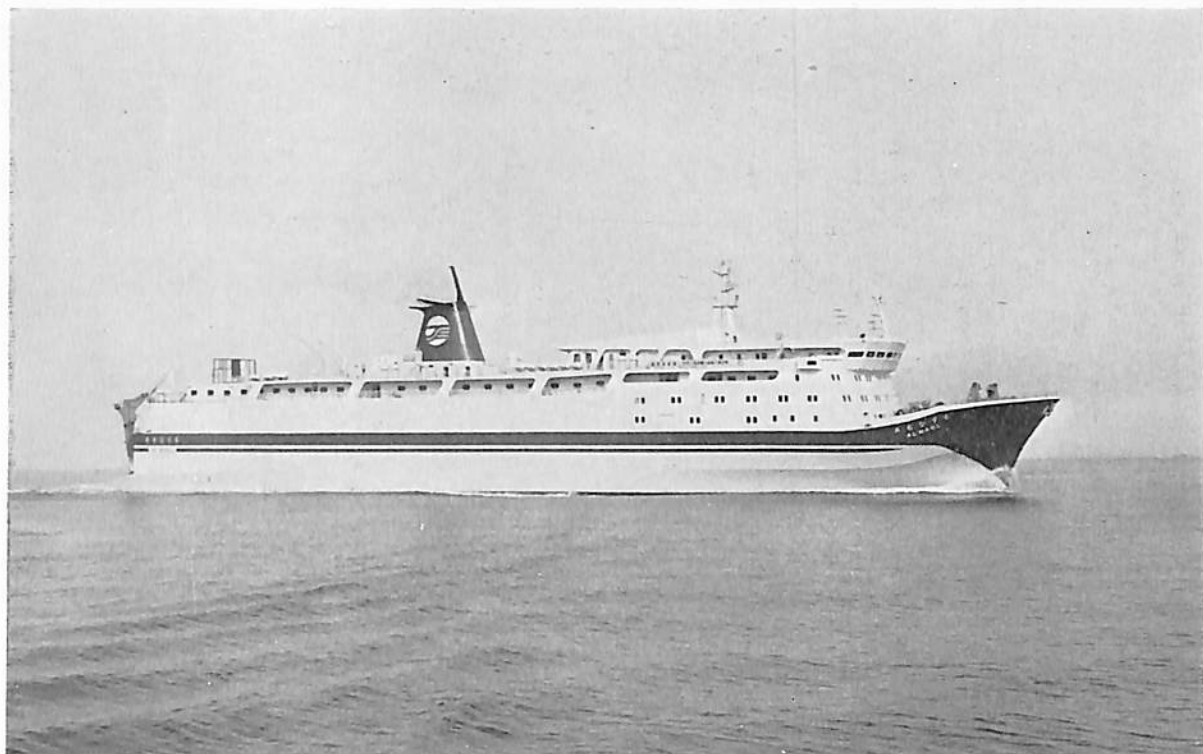
SINDE (油槽船) 船主 Sequoia Tanker Corporation Ltd. (パナマ) 石川島播磨重工業・呉工場
 総噸数 125,421.88噸 純噸数 102,950噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 271,686Lt 全長 337,058m 長(垂) 320.00m
 幅(型) 54.50m 深(型) 27.00m 吃水 69'- $\frac{3}{4}$ " 平甲板船 主機 IHI 船用タービン×1 出力 33,000PS ×80RPM
 燃料消費量 160.9t/d 航続距離 26,663海里 速力 16.02ノット 貨油倉 331,926.9m³ 清水倉 649.4m³ 燃料油倉
 13,432.5m³ 乗員 54名, 外3名, 計 57名 工期 47-8-19, 47-11-15, 48-3-8



豊光丸 (油槽船) 船主 三光汽船株式会社 造船所 日立造船・堺工場
 総噸数 120,528.83噸 純噸数 91,916.24噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 237,801噸 全長 324.00m長(垂)310.00m
 幅(型) 53.00m深(型) 25.00m 吃水 19.42m 満載排水量 272,088噸 一層甲板船 主機 日立UA-360型タービ
 ン1基 出力 35,000PS×89RPM燃料消費量 173.1t/d 航続距離 16,200海里 速力16.10ノット 汽罐 55,000
 kg/h×60kg/cm²×2 発電機 1500KW×AC450V×1800rpm×1 貨油倉 289,383.7m³ 清水倉 610.6m³ 燃料油倉
 7,395.6m³ 乗員 40名 工期 47-6-28, 47-10-28, 48-2-26



BERGE PRINCE (油槽船) 船主 Sig Bergesen d.y & Co.(ノルウェー) 造船所 三井造船・千葉造船所
 総噸数 139,775.62噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 280,028噸 全長 342.90m長(垂) 329.184m幅(型) 51.816m深
 (型) 27.737m 吃水 21.773m 主機 三井B&W 9 K98FF型 ディーゼル機関1基 出力35,300PS×106RPM
 乗員 44名 工期 47-7, 47-12, 48-3-29 設備 ロイドUMS取得船, イナートガス装置



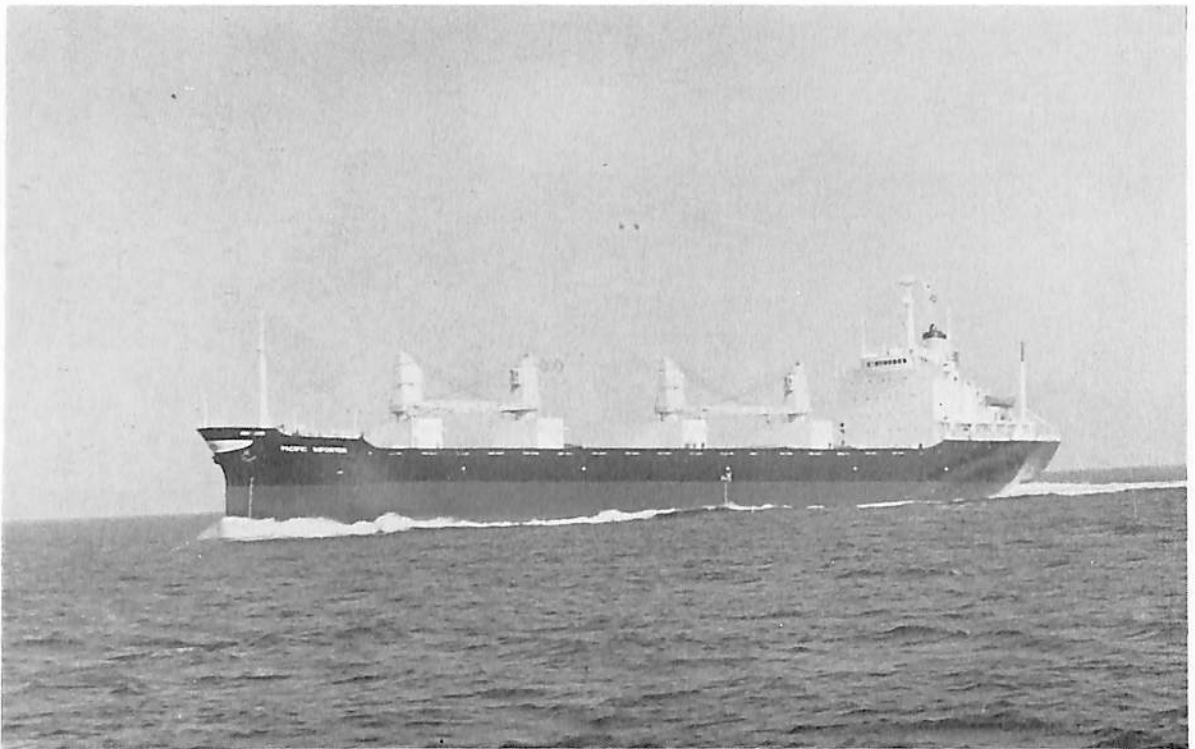
あるなする(自動車航走旅客船) 船主 太平洋沿海フェリー株式会社 造船所 三井造船株式会社・日本海重工業株式会社 総噸数 6,844.41噸 純噸数 2,451.11噸 載貨重量 2,480噸 全長 132.10m 長(垂) 118.00m 幅(型) 上甲板 21.60m 深(型) 12.80m 吃水 5.50m 満載排水量 7,691噸 全通船楼船 主機 IHI-16 PC2V型ディーゼル機関2基 出力 7.090PS×221.7RPM 燃料消費量 53.5t/d 船続距離 1,800海里 速力 19.5ノット 汽罐 7kg/cm²G×1 発電機 640KW×3 清水倉 448.1m³ 燃料油倉 298.1m³ 旅客 697名 車両 8トントラック 56台 乗用車 100台 乗員 70名 工期 47-8-3, 47-12-15, 48-3-20



おりおん(自動車航送客船) 船主 大洋フェリー株式会社 造船所 林兼造船・下関造船所 総噸数 7,173.88噸 純噸数 2,758.51噸 近海 載貨重量 2,923.12噸 全長 140.85m 長(垂) 128.00m 幅(型) 22.40m 深(型) 8.00m 吃水 5.819m 満水排水量 8,980.33噸 全通船楼型 主機 三菱 MAN-V-V9V-40/54型ディーゼル機関2基 出力 2×8,500PS×406.7/199RPM 燃料消費量 66t/d 航続距離 3,200海里 速力 21.50ノット 汽罐 クレイトン式2基 発電機 712.5KVA×4 清水倉 342.20m³ 燃料油倉 510.90m³ 船客 594名 ドライバー 48名 車両トトラック 94台 乗用車 72台 乗員 56名 工期 47-3-31, 47-8-10, 48-2-28



普 清 丸 (貨物船) 船主 Marbo Enterprises Limited (ホンコン) 造船所 幸陽船渠株式会社
 総噸数 15,624.68噸 純噸数 11,021.95噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 25,871.66噸 全長 175.850m 長(垂)164.900
 m 幅(型)22.480m 深(型)14.600m 吃水 10.5025m 満載排水量 33,513.50噸 主機 IHI-スルザー 7RND68 2 サ
 イクルディーゼル機関 1 基 出力 10,395PS×144.8RPM 燃料消費量 39.600t/d 航続距離 11,000海里 速力
 15.0ノット 汽罐 立型自然循環水管式 7~5kg/cm² 発電機 575KVA×2 貨物倉(ペール)30,462.31m³(グリーン)
 32,565.51m³ 清水倉 605.920m³ 燃料油倉 1,665.01m³ 乗員 34名 工期 47-9-6, 47-11-9, 48-3-15



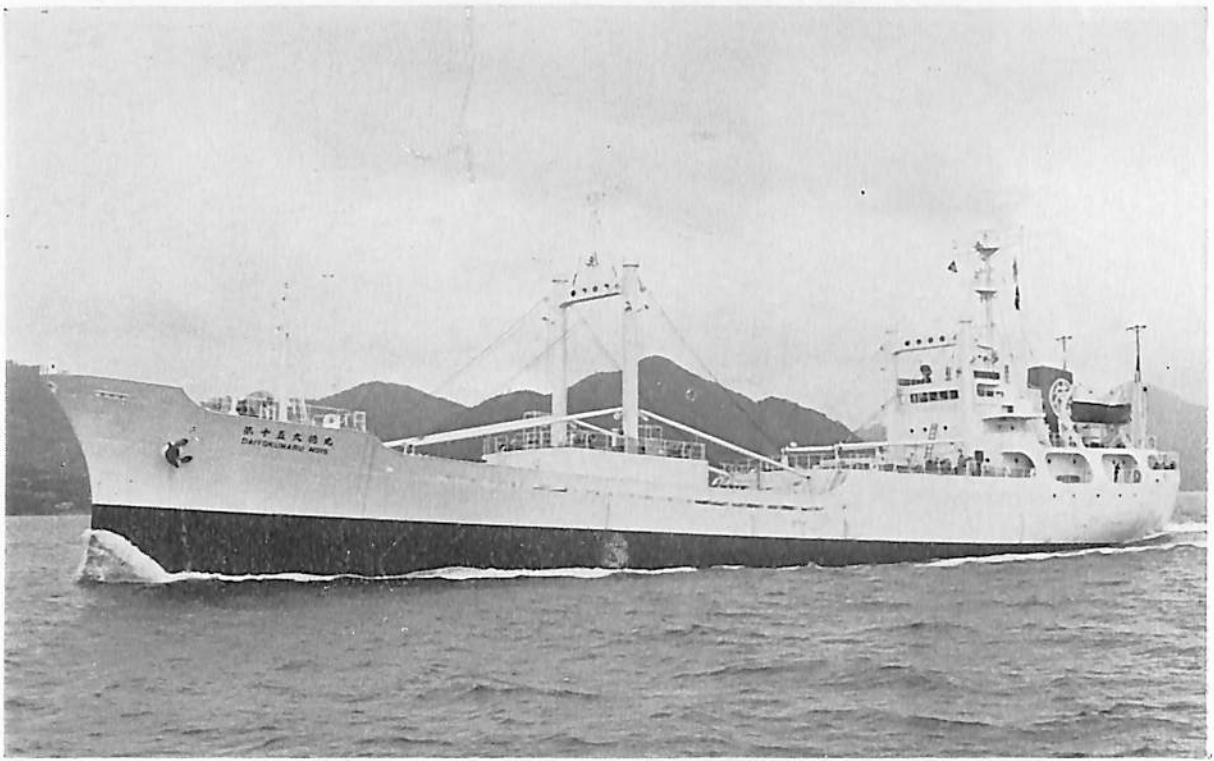
PACIFIC IMPORTER (貨物船) 船主 Overseas Transport Inc. (リベリア) 造船所 幸陽船渠株式会社
 総噸数 16,106.10噸 純噸数 10,130.50噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 26,454.21噸 全長 172.162m 長(垂)162.000
 m 幅(型) 24.800m 深(型) 14.000m 吃水 10.174m 満載排水量 33,790.4噸 主機 IHI-スルザー RND 76型ディ
 ーゼル機関 出力 10,800PS×117.8RPM 燃料消費量 42.65t/d 航続距離 15,100海里 速力 15.00ノット 汽罐
 6.0~7.5kg/cm²G 発電機 525KVA×3 貨物倉(ペール)30,550.65m³(グリーン)35,790.81m³ 清水倉 245.06t
 燃料油倉 2,168.630m³ 乗員 46名 工期 47-7-19, 47-9-29, 48-2-19



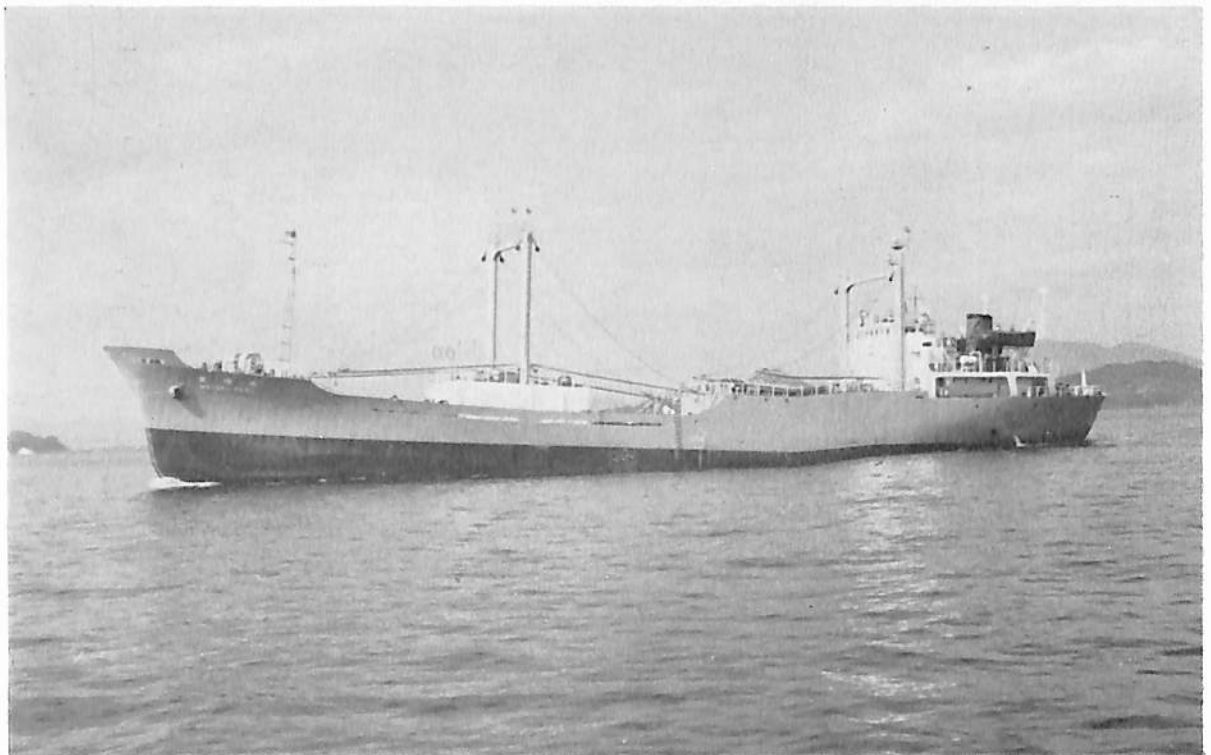
白山丸 (コンテナ船) 船主 日本郵船(株), 昭和海運(株) 造船所 三菱重工業・神戸造船所
 総噸数 23,609.21噸 純噸数 12,720.36噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 22,965噸 全長 201.00m 長(垂) 195.00m
 幅(型) 20.00m 深(型) 16.70m 吃水 10.62m 満載排水量 36,172噸 長船首楼付平甲板船 主機 三菱スルザー 9R
 ND 105型 ディーゼル機関 1基 出力 30,600PS×102RPM 燃料消費量 150 t/d 航続距離 16,000海里 速
 力 22.4ノット 汽罐 3,950kg/h×1 発電機 963KVA×AC450V×4 コンテナ 20'換算にて 1,193箇 貨油倉
 967.0m³ 清水倉 1,123.9m³ 燃料油倉 4,668.8m³ 乗員 41名 工期 47-10-12, 47-11-16, 48-3-24



やちじゅう丸 (コンテナ船) 船主 大阪商船三井船舶(株) 造船所 三井造船・玉野造船所
 総噸数 37,799.99噸 船級 NK 載貨重量 33,025噸 全長 263.267m 長(垂) 247.06m 幅(型) 32.20m 深(型)
 19.80m 吃水 11.529m 主機 三井B&W12K 84EF型(2基2軸) ディーゼル機関 1基 出力 69,600PS×119RPM
 コンテナ搭載 20'換算 1,887箇 乗員 35名 工期 47-5, 47-11, 48-3-12



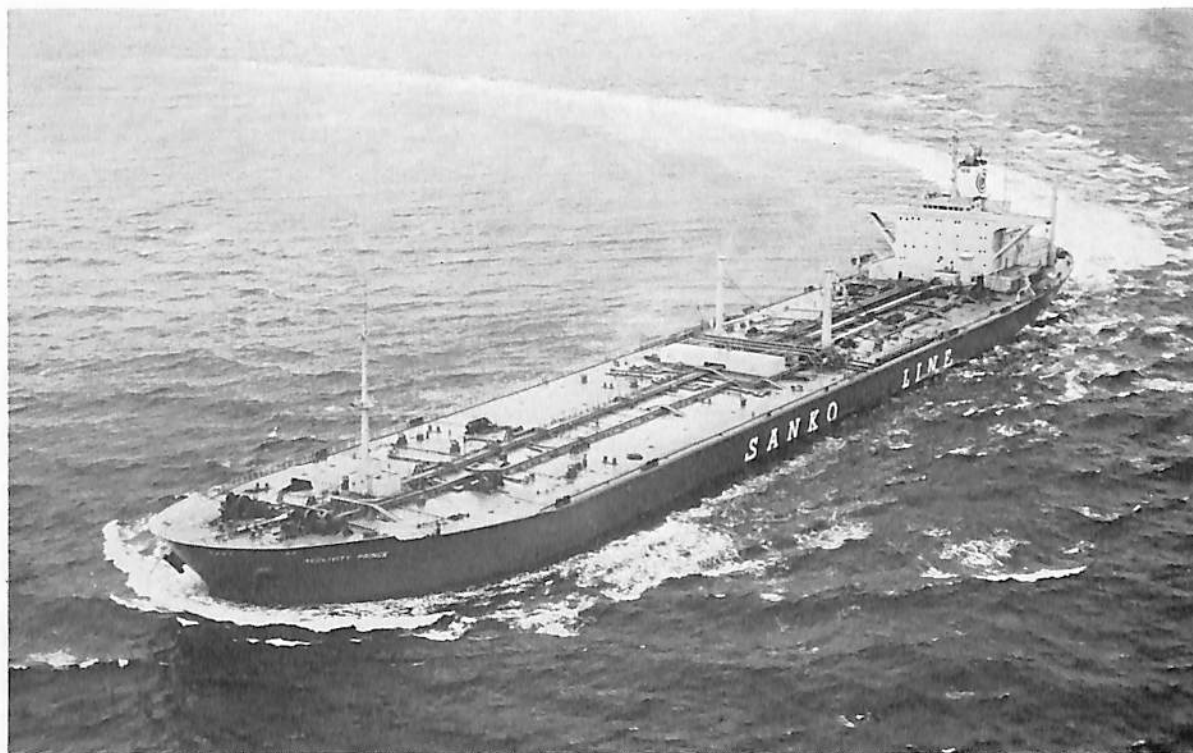
第十五大徳丸(冷凍貨物運搬船) 船主 徳九海運株式会社 造船所 岸本造船株式会社
 総噸数 1,546.01噸 純噸数 794.06噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 2,167.971噸 全長 88.740m 長(垂) 82.000m 幅
 (型) 12.800m 深(型) 6.000m 吃水 5.100m 満載排水量 3,545.916噸 凹甲板船 主機 赤阪鉄工 2サイクル自動
 トランクピストン過給機付ディーゼル機関 1基 出力 3,230PS×218RPM 燃料消費量 12.1t/d 速力 16.211ノット
 汽罐 500kg/H×6 kg/cm² 発電機 180KVA×AC445V×3台 貨物倉(ベール) 2,529m²(グリーン) 2,593m² 清水
 倉 124.214m³ 燃料油倉 613.047m³ 乗員 26名 工期 47-8-13, 47-12-6, 48-2-26



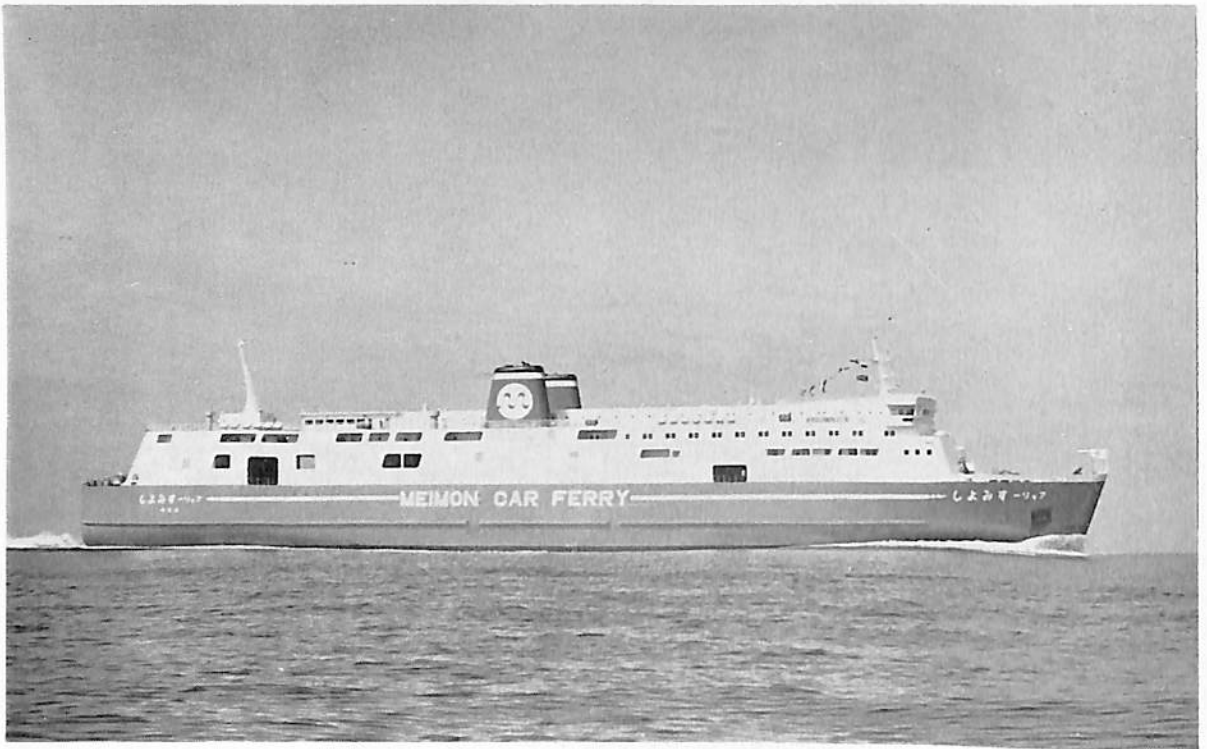
豊徳丸(冷蔵運搬船) 船主 大成海運株式会社 造船所 芸備造船工業株式会社
 総噸数 1,530.30噸 純噸数 837.11噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 2,504.32噸 全長 89.150m 長(垂) 83.000m 幅
 (型) 12.800m 深(型) 6.500m 吃水 5.510m 満載排水量 3,815噸 長船尾楼付一層甲板型 主機 神戸発動機(株)
 D6UET45/75C×1 ディーゼル機関 1基 出力 3,220PS×218RPM 燃料消費量 155gr/psh 航続距離 11,300海
 里 速力 15.5ノット 汽罐 川崎V-SR5E 圧力 7kg 発電機 AC445V×300KVA 2台 貨物倉(ベール) 2,550m² 清水
 倉 160.38m³ 燃料油倉 603.42m³ 乗員 26名(外予備 2名) 工期 47-10-31, 48-1-8, 48-3-13



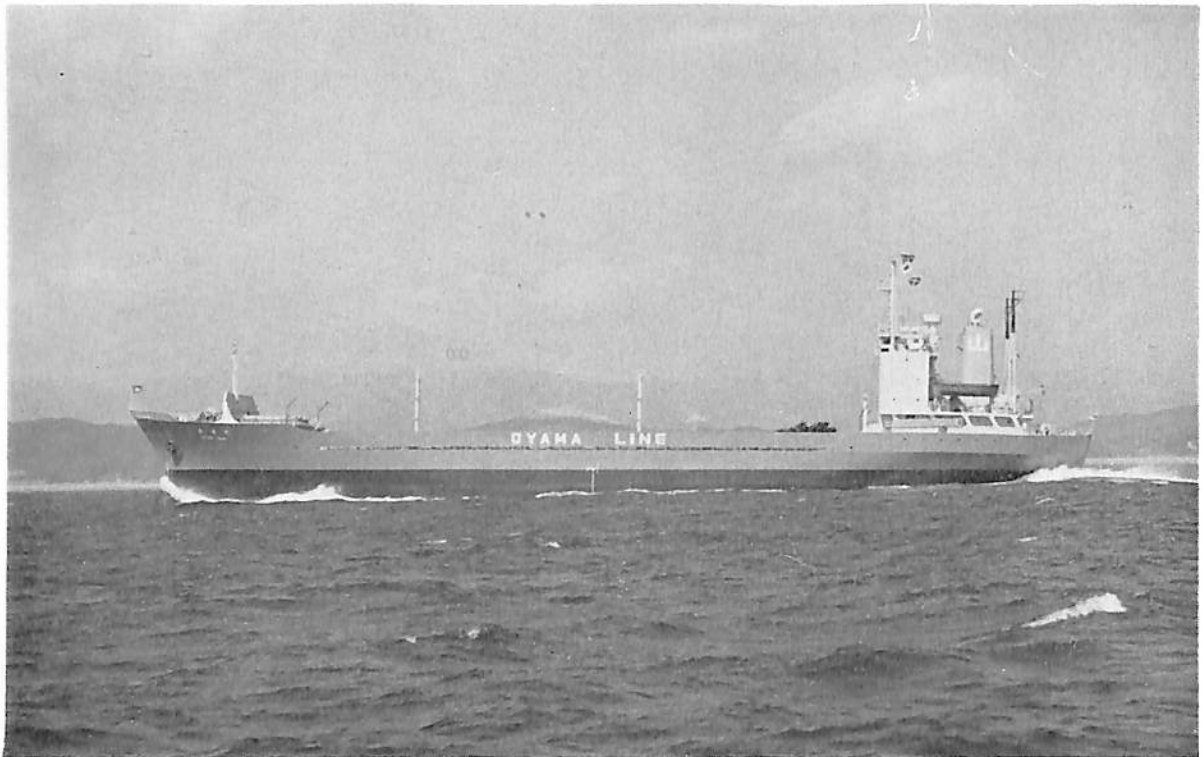
LARINA (鉍石兼油槽船) 船主 Larina Shipping Inc. (リベリア) 造船所 日立造船・因島工場
 総噸数 91,240.06噸 純噸数 72,744噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 178,750噸 全長 300.00m 長(垂)289.00m 幅
 (型)48.00m 深(型)24.40m 吃水 18.16m 満載排水量 209,537噸 平甲板船 主機 日立B&W 7 K98E F型ディー
 ザール機関1基 出力 24,500PS×100RPM 燃料消費量 91.2t/d 航続距離 21,150海里 速力 15.2ノット汽罐 2
 胴水管式40,000kg/h 15.5kg/cm²g×2 貨物倉 100,370.81m³ 貨油倉 213,160.43m³ 清水倉 795.24m³ 燃料油倉
 5,689.11m³ 乗員 58名 工期 47-5-25, 前部 47-7-11, 後部 47-9-21, 47-12-21



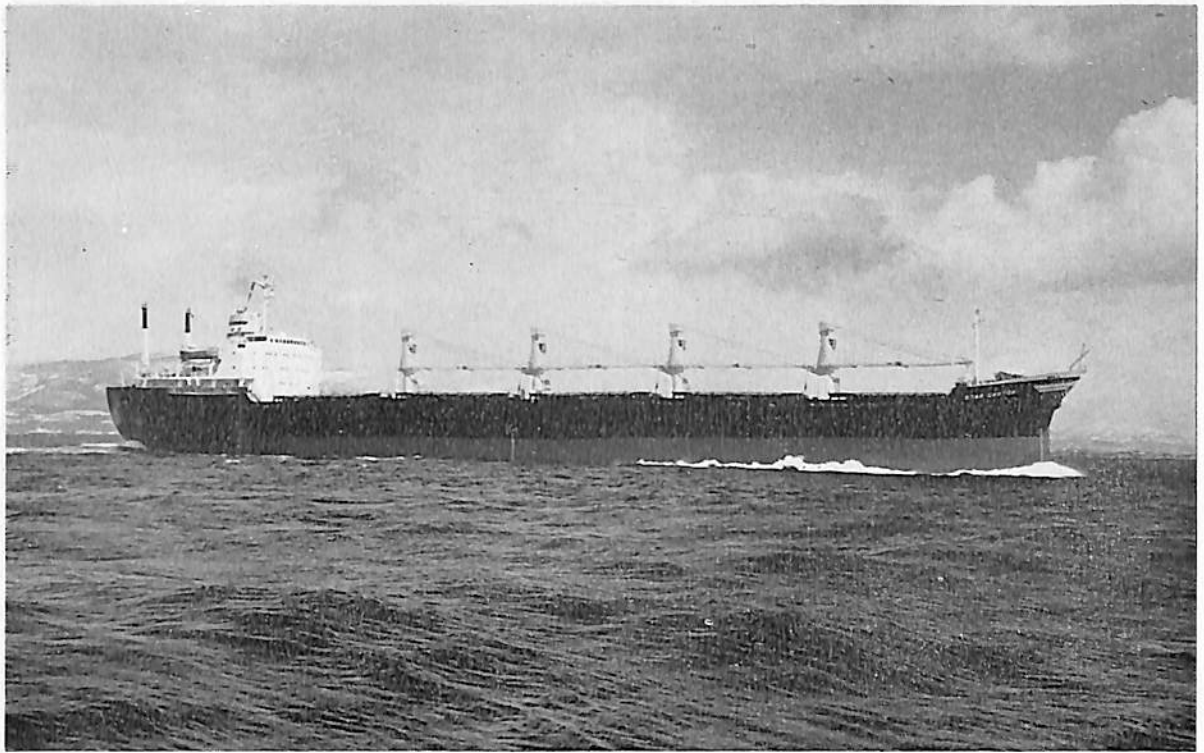
ACCLIVITY PRINCE (油槽船) 船主 Acclivity Interocean Co. (リベリア) 造船所 三菱重工業・神戸造
 船所 総噸数 61,330.33噸 純噸数 40,344.77噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 112,106噸 全長 257.00m 長(垂)
 243.00m 幅(型)40.00m 深(型)22.00m 吃水 15.181m 満載排水量 130,892噸 平甲板型 主機 三菱9UEC85/
 180D型ディーゼル機関1基 出力 22,680PS×111RPM 燃料消費量 83.2t/d 航続距離 16,000海里 速力 15.7
 ノット 汽罐 三菱2 胴水管×1 発電機 850KVA, AC450V, 60Hz×2 貨油倉 136,500m³ 清水倉 537m³ 燃料油倉
 4,191m³ 乗員 36名 工期 47-8-3, 47-12-18, 48-3-10 同型船 帝光丸, 東光丸



フェリーすみよし (自動車航送客船) 船主 名門カーフェリー株式会社 造船所 尾道造船株式会社
 総噸数 7,270.47噸 純噸数 3,489.17噸 沿海 載貨重量 2,596.45噸 全長 138.60m 長(垂) 128.00m 幅(型) 22.14m
 深(型) 13.20m 吃水 5.715m 満載排水量 8,144.90噸 覆甲板型傾斜船型 主機 三菱MAN V7V 40/54 ディーゼル
 ×2基 出力 6,840PS×391/193RPM 燃料消費量 49.0t/d 航続距離 2,176海里 速力 19.2ノット 汽罐 クレイ
 トン式(RHO-125型) 発電機 AC570kw×445V×925A×3 清水倉 215.23m³ 燃料油倉 358.10m³ 旅客 710名
 車両, トラック 108台, 乗用車 63台 乗員 61名 工期 47-9-11, 47-12-19, 48-3-20



泰 光 丸 (コンテナ船) 船主 船舶整備公団, 小山海運株式会社 造船所 高知県造船株式会社
 総噸数 4,380.65噸 純噸数 2,844.59噸 近海 船級 NK 載貨重量 5,750.61噸 全長 118.10m 長(垂) 109.00m 型
 (幅) 18.00m 深(型) 8.25m 吃水 6.00m 満水排水量 8,224噸 凹甲板型 主機 IHI-12PC2V ディーゼル機関 1
 基出力 4,762.27PS×474.38RPM 燃料消費量 16.4t/day 航続距離 10,000海里 速力 14.6ノット 汽罐 コクラ
 ンコンポジット 発電機 450KVA×2 530PS×2 清水倉 350m³ 燃料油倉 A 90m³ C 608m³ 乗員 27名 旅客 12
 名計 39名 工期 47-9-13, 47-12-9, 48-3-14



STAR CASTOR (ばら積貨物船) 船主 Mohawk Shipping Corp., Inc. (リベリア) 造船所 函館ドック函館造船所
 総噸数 14,667.27噸 純噸数 9,124.85噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 27,035噸 全長 177.94m 長(垂)167.80m
 幅(型) 22.86m 深(型) 14.71m 吃水 10.697m 満載排水量 33,313噸 凹甲板型 主機 IHI-6 RND 76型×1基
 出力 10,800PS×117.8RPM 燃燃消費量 40.8t/d 航続距離 14,550海里 速力 17.914ノット 発電機440KW×3
 貨物倉 32,284.1m³ 清水倉 384m³ 燃料油倉 2,017m³ 乗員 48名 工期 47-9-30, 47-12-15, 48-3-20



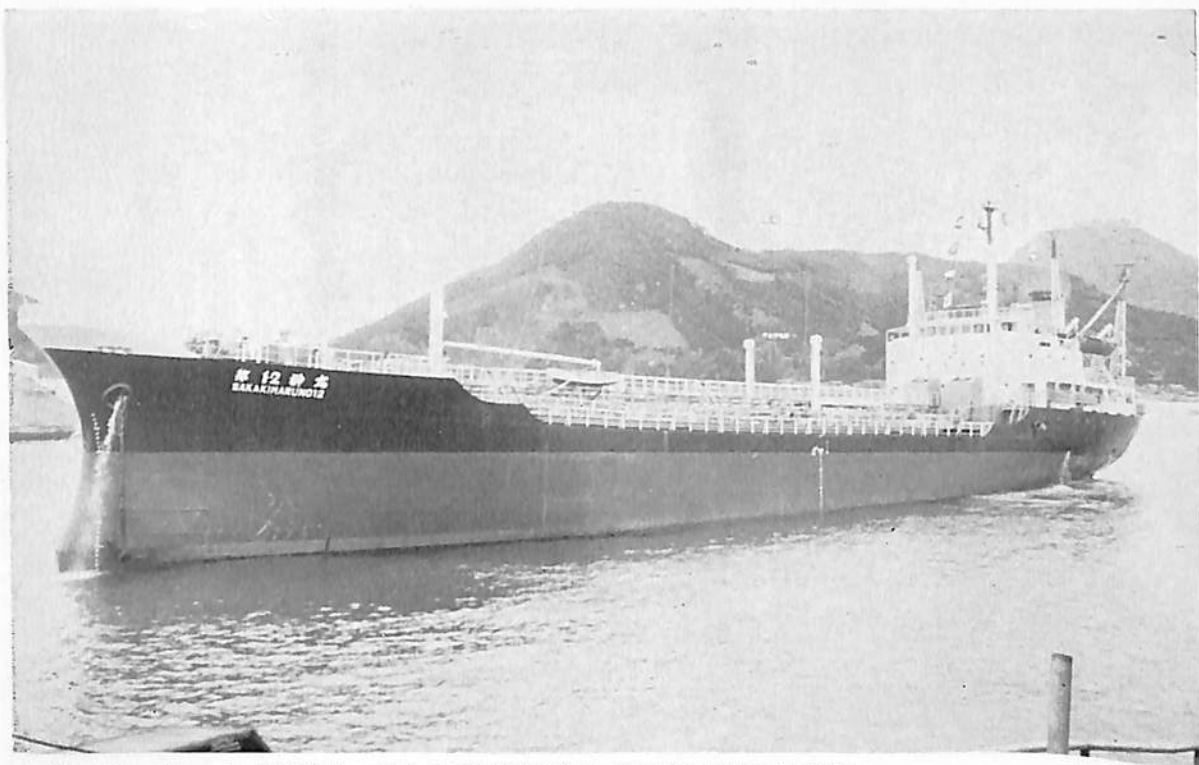
ERSKINE BRIDGE (ばら積貨物船) 船主 H. Olarkson and Co., Ltd. (英) 造船所 三菱重工業・広島造船所
 総噸数 65,886.92噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 120,144噸 全長 260.78噸 長(垂) 247.00m 幅(型) 40.60m
 深(型) 22.50m 吃水 16.532m 満載排水量 40,460噸 船首楼付平甲板船 主機 三菱スルザー-9 RND 90型 出力
 22,500PS×116RPM 燃料消費量 81.5 航続距離 約26,500海里 速力 15.7ノット 発電機 AC 450V, 60Hz,
 962.5KVA×3 貨物倉 131,478.3m³ 清水倉 349.3m³ 燃料油倉 6,948.1 乗員 41名(外3) 工期 47-9-19
 47-12-23, 48-3-23 同型船 STIRLING BRIDGE



JILL CORD (ばら積貨物船) 船主 Concord Line A/S (デンマーク) 造船所 三井造船・藤永田造船所
 総噸数 19,576.36噸 船級LR 載貨重量 33,915噸 全長 179.00m 長(垂)170.00m 幅(型)27.00m 深(型)14.80m
 吃水 10.96m 主機 三井B&W 6 K74EF 型×1 出力 10,600PS×120RPM 貨物倉(グリーン) 44,131m³
 工期 47-10, 47-12, 48-3-23

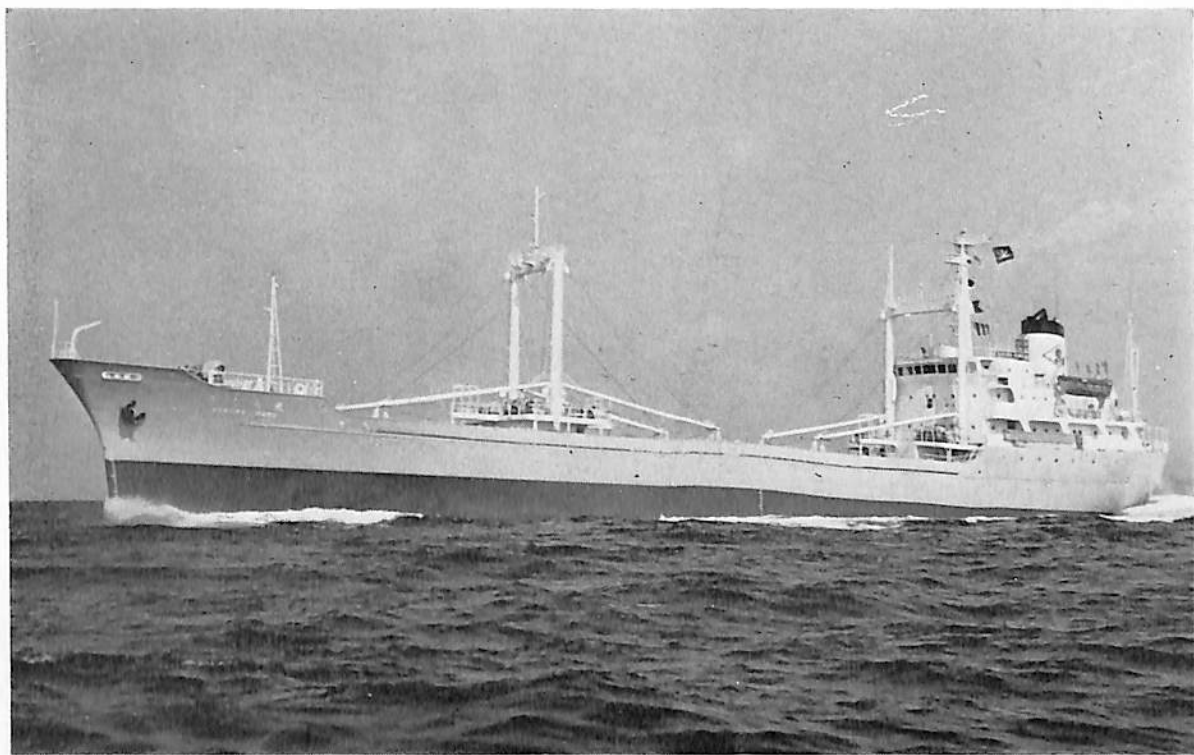


SETE (ばら積貨物船) 船主 Societe Maritime Nationale (フランス) 造船所 東北造船株式会社
 総噸数 3,204.11噸 純噸数 1,913.11噸 遠洋 船級BV 載貨重量 5,640.31噸 全長 85.818m 長(垂) 79.228m
 幅(型)15.240m 深(型) 9.144噸 吃水 7.448m 満載排水量 6,957.14噸 平甲板船尾機関型 主機 阪神内燃機6LU
 38型 出力 1,700PS×294 RPM 燃料消費量 7.65t/d 航続距離 8,000 海里 速力 11.5ノット 発電機 162.5KVA
 ×2 貨物倉(グリーン) 6,400.9m³ 清水倉 98.2m³ 燃料油倉 270.11m³ 乗組 17名 工期 47-11-9, 48-2-
 2, 48-3-31



第 12 神 丸 (油槽船) 船主 西部海運株式会社 造船所 三好造船株式会社

総噸数 1,999.96噸 純噸数 1,338.57噸 遠洋区域 船級 NK 載貨重量 3,823.60噸 全長92.88m長(垂) 86.00m
幅(型)13.20m 深(型) 7.00m 吃水 6.102m 満載排水量 5,114.00噸 凹甲板船尾機関型 主機横田鉄工所立形4
サイクル単働ディーゼル機関(過給機及び空気冷却器付) 出力 2,800PS×237RPM 燃料消費量 154g/PS/h 航
続距離 7,000海里 速力 13.162ノット 汽罐 10kg/cm²×4,000kg/h 1基 発電機 AC445V×160KVA 2台 貨油倉
4,804.57m³ 清水倉 247.26m³ 燃料油倉 263.50 kt 乗員 18名 工期 47-9-1, 48-1-19, 48-2-24

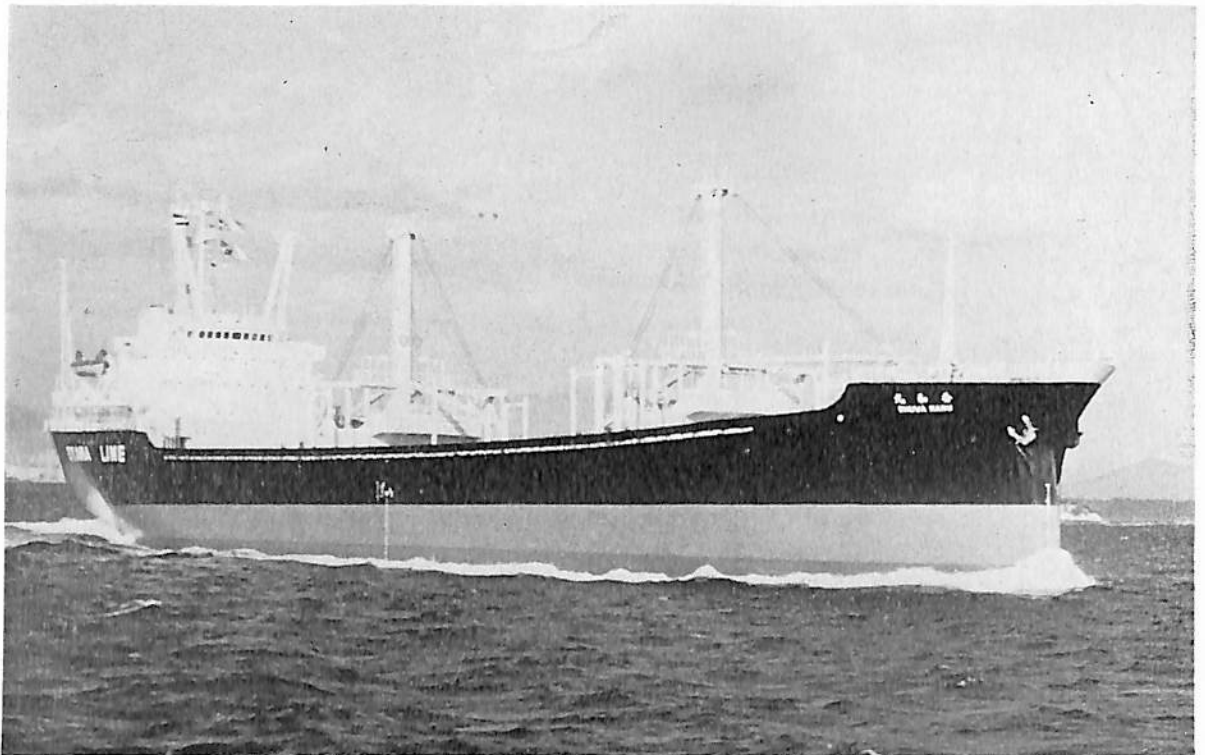


さ く ら 丸 (冷凍運搬船) 船主 船舶整備公団及び佐藤汽船株式会社 造船所 林兼造船・長崎造船所

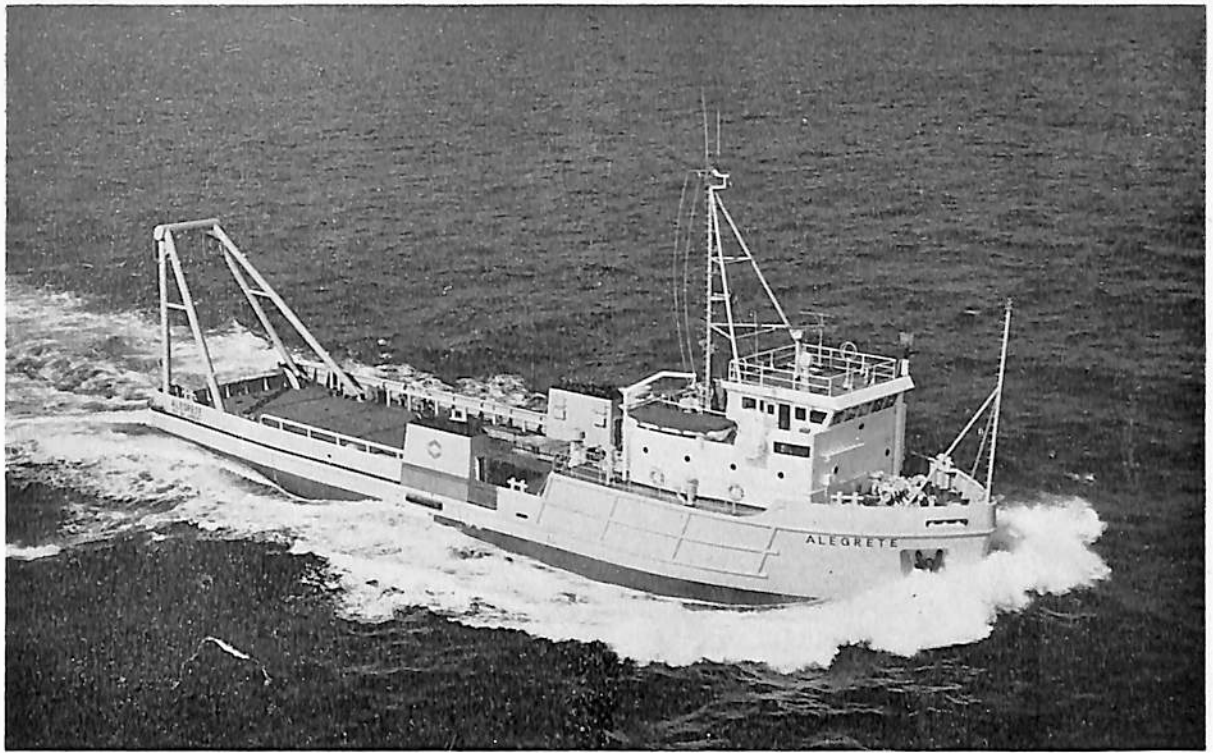
総噸数 2,877.55噸 純噸数 1,496.03噸 近海 船級 NK, NS*, MNS*, 載貨重量 4,342.76噸 全長 105.03m
長(垂)96.00m 幅(型)14.80m 深(型)7.50m 吃水 6.166m 満載排水量 6,419.79噸 凹甲板船主機 神戸発動機
単動2サイクルクロスヘッド型ディーゼル機関1基 出力 4,590PS×165.8RPM 燃料消費量 17.4t/d 航続距離
16,900海里 速力 14.8ノット 汽罐 クレイトンWHO-100型 発電機 625KVA×2台 貨物倉(ベール) 4,113.65
m³ 清水倉 202.41m³ 燃料油倉A 109.28m³ C 897.08m³ 乗員 28名 工期 47-11-15, 48-1-13, 48-3-27



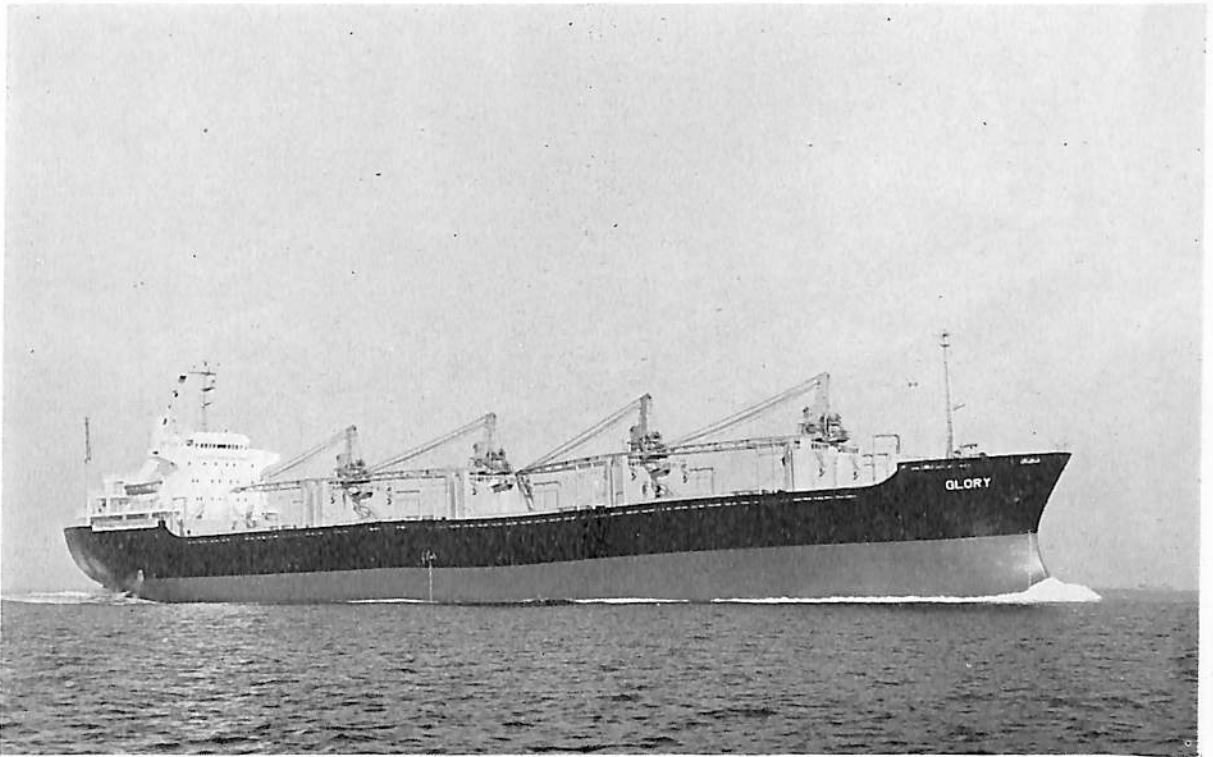
新川丸 (定期貨物船) 船主 新田汽船株式会社 造船所 林兼造船株式会社・長崎造船所
 総噸数 9,617.47噸 純噸数 6,402.10噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 13,601.31噸 全長155.60m長(垂)147.11
 m 幅(型)21.20m 深(型) 12.20m 吃水 9.413m 満載排水量 19,081.50噸 凹甲板型 主機 川崎MAN K6Z70/
 120E型 ディーゼル機関1基 出力 8,370PS×135RPM 燃料消費量157.2g/ps/h 航統距離 13,700海里 速力
 16.80ノット 発電機 720KVA×720RPM 2台 貨物倉(ベール) 18,762.18m³ (グリーン)20,480.52 m³ 清水倉
 714.81m³ 燃料油倉 A 190.59m³ C 1,349.36m³ 乗員 38名 工期47-9-26, 47-12-21, 43-3-20 設備
 85t ヘビーブーム 1(シュッルケン), デッキクレーン(10t×2) 一部冷凍貨物倉あり



秀和丸 (貨物船) 船主 三井物産株式会社, 前田汽船株式会社 造船所 株式会社宇品造船所
 総噸数 6,942.73噸 純噸数 4,382.60噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 11,990噸 全長128.77m長(垂)120.00m 幅
 (型) 19.60m 深(型)10.50m 吃水 8.252m 満載排水量 15,250噸 凹甲板船 主機 伊藤鉄工所M558HUS型 デイ
 ーゼル機関1基 出力 5,700PS×218 RPM 燃料消費量 21.45t/d 航統距離 16,000海里 速力13.2ノット 汽罐
 800kg/h×7kg/cm² 発電機 AC445V×300KVA×2 貨物倉(ベール) 13,747m³ (グリーン)14,072m³ 清水倉 926m³ 燃
 料油倉 1,250m³ 乗員 30名 工期 47-10-21, 48-1-22, 48-3-8



ALEGRETE (資材運搬兼作業船) 船主 Petroles Brasileiro S.A (ブラジル) 造船所 三井造船・玉野造船所
 総噸数 645.21噸 船級 AB 載貨重量 682.18噸 全長 50.033m 長(垂) 45.50m 幅(型) 11.58m 深(型) 4.57m
 吃水 3.62m 主機 CTA D 399TA 型 出力 1,170PS×1,225 RPM 乗員 22名 竣工 48-3



GLORY (木材兼ばら積運搬船) 船主 Veronica Co., Ltd. (リベリア) 造船所 林兼造船・下関造船所
 総噸数 15,980.46噸 純噸数 11,082.21噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 26,551.8Lt 全長 171.95m 長(垂) 160.00m
 幅(型) 25.00m 型(型) 14.10m 吃水 10.278m 満載排水量 34,440Lt 凹甲板船 主機 IHI スルザー7 RND 68×1
 出力 10,395PS×144.8RPM 燃料消費量 42t/d 航続距離 約14,000海里 速力 14.25ノット 発電機 500 KVA
 ×3 貨物倉(ベール)34,328.04m³ (グレーン)35,111.8m³ 清水倉 426.88m³ 燃料油倉 1,972.04m³ 乗員 42名
 工期 47-7-18, 47-10-27, 48-2



VENOIL (油槽船) 船主 Venoil Inc. (リベリア) 造船所 三菱重工業・長崎造船所
 総噸数 152,327.08噸 純噸数 130,729噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 325,728噸 全長 340.00m長(垂)322.00m幅
 (型)53.60m 深(型) 32.00m 吃水 80'-11½"m 平甲板型 主機 三菱2段減速機付船舶用タービン1基 出力
 36,000PS×90RPM 燃料消費量 174t/d 航続距離 30,000海里 速力 15.0ノット 汽罐 三菱C.E-V2M-8W
 ×2 発電機 1,400KW×AC450V×1 貨油倉 396,028.8m³ 清水倉 474.8m³ 燃料油倉 16,750.7m³ 乗員 52名
 工期 47-6-26, 47-10-2, 48-3-15



常 盤 丸 (油槽船) 船主 日本郵船(株), 岡田商船(株) 造船所 三菱重工業・長崎造船所
 総噸数 116,140.99噸 純噸数 90,327.78噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 237,458噸 全長 321.82m長(垂)304.00m
 幅(型) 52.40m 深(型) 25.70m 吃水 19,350mm 船首楼付平甲板船 主機 三菱船用タービン×1 出力 34,000PS
 ×90RPM 燃料消費量 166.5t/d 航続距離 16,000海里 速力 15.8ノット 汽罐 三菱CEV2M-8W型×2 発電機
 1,400KW AC450V×1 貨油倉 289,267.3m³ 清水倉 760.1m³ 燃料油倉 8,192.3m³ 乗員 33名 工期 47-7-21,
 47-12-15, 48-3-30



ESSO FUJI (LPG運搬船) 船主 Esso Transport Company Inc (パナマ) 造船所 日立造船・因島工場
 総噸数 55,896.84噸 純噸数 40,662.55噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 63,396噸 全長 246.128m 長(垂) 234.00m
 (型) 39.90m 深(型) 25.00m 吃水 12.70m 満載排水量 91,737噸 一層甲板船 主機 日立B&W8K84EF型 ディーゼル機関1基 出力 18,200PS×110RPM 燃料消費量 68.6 t/d 航続距離 22,500 海里 速力 15.4ノット 汽罐
 16kg/cm²×20,000kg/h×1 発電機 1,100KVA×AC450V×60Hz 貨物倉 20°Cにて104,213,743m³ 清水倉444.26
 m³ 燃料油倉 4,117.15m³ 乗員 42名 工期 47-3-21, 47-8-2, 48-2-2



泉 邦 丸 (LPG運搬船) 船主 日本リーファース株式会社 造船所 今治造船株式会社
 総噸数 1,598.62噸 純噸数 1,034.89噸 船級 NK 載貨重量 2,142.88噸 全長 78.56m 長(垂) 73.64m 幅
 (型) 12.50m 深(型) 6.00m 吃水 4.966m 満載排水量 3,338.59噸 ウェル甲板型 主機 横田鉄工所 ESHC640 デ
 ーゼル機関1基 出力 1,870PS×279RPM 燃料消費量 7,146t/d 航続距離 12,650 海里 速力 12.5ノット
 発電機 125KVA×2 capacity of cargo tank (グレーン) 1,895.363m³ 清水倉 119.56m³ 燃料油倉 350.76m³
 乗員 18名 工期 47-10-2, 47-12-12, 48-1-28

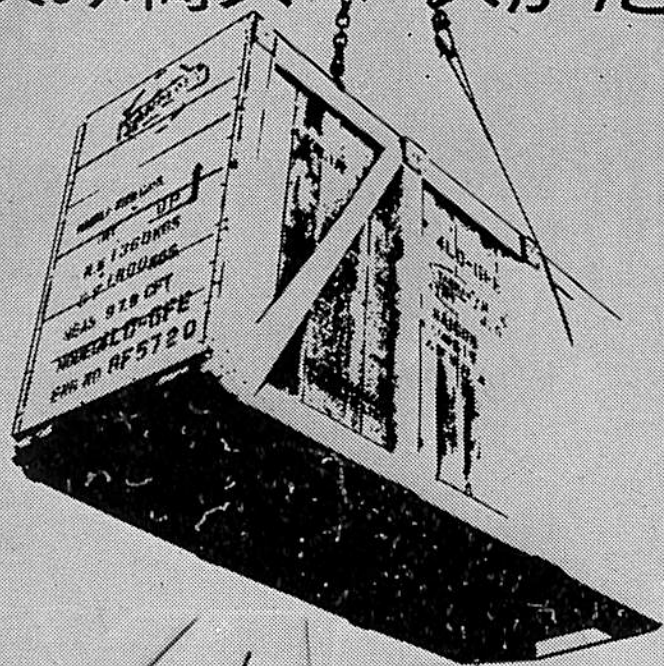


CRYSTAL GARDENIA (自動車兼ばら積運搬船) 船主 Naviera Mercurio S.A. (パナマ) 造船所 株式会社金指造船所 総噸数 11,460.14噸 純噸数 7,463.52噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 17,914.75噸 全長 155.10m 長(垂)146.00m 幅(型)22.80m 深(型) 12.65m 吃水 9.221 満載排水量 24,036.25噸 凹甲板型 主機 三井B&W 7K62E F型ディーゼル機関1基 出力 8,600PS×140RPM 燃料消費量 33.7t/d 航続距離 15,000海里 速力 14.7ノット 汽罐CPDB-12型 発電機 AC445V×480KW×2台 貨物倉(ベール)21,472.62m³(グリーン)22,325.66m³ 清水倉 461.09m³ 燃料油倉 A 170.01m³C 1,480.56m³ 乗員 32名 工期 47-7-22, 47-11-7, 48-1-30 設備 B&V カーデッキ, カーエレベーター 4台装備 ロールオン/オフ式



SANKOLIGHT (自動車兼ばら積貨物船) 船主 Anca Shipping Inc. (リベリア) 造船所 佐野安船渠株式会社 総噸数 20,713.49噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 37,445 Lt 全長 180.64m 長(垂)170.00m 幅(型)27.60m 深(型) 17.00m 吃水 12.00m 船型 凹甲板型 主機 IHI-スルザー 7RND76型ディーゼル機関1基 出力 14,000 PS×122RPM 航続距離 17,500海里 速力 15.1ノット 汽罐 15,500kg/h×7kg/cm²G×1 発電機 550KVA×AC450V×3 貨物倉(ベール)41,012m³(グリーン)42,255m³ 乗員 39名 工期 47-10-11, 48-1-12 48-3-23 自動車搭載(ブルーバード級) 2,172台

積み荷スペースがたっぷりとれる。



MAL
DIESEL

輸送の効率アップを実現

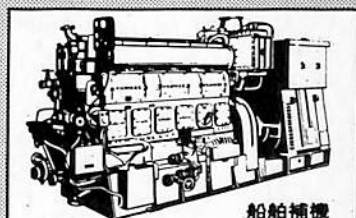
同馬力の他社機関と比べてください。

長さ・幅・重量ともコンパクトになっています。もちろん、その分だけ機関室が狭まらず、船倉が大きくとれるのです。また、冷却水自動温度調整装置によって、吸入水温の変化に対しても、常にコンスタントな燃焼性能を発揮。運転条件を選ばない信頼のできるエンジンです。

船内のスペースをたっぷり使って、たっぷり運ぶ。輸送の効率アップは、ヤンマーの船舶主機・補機から始まります。

船舶主機3~1600馬力 船舶補機3.5~2400馬力

ヤンマー ディーゼル



船舶補機

MAL形シリーズ (125~500kVA)

ヤンマーディーゼル株式会社 (本社) 大宮市北区茶屋町62(〒530) T E L 372-1111 (代)

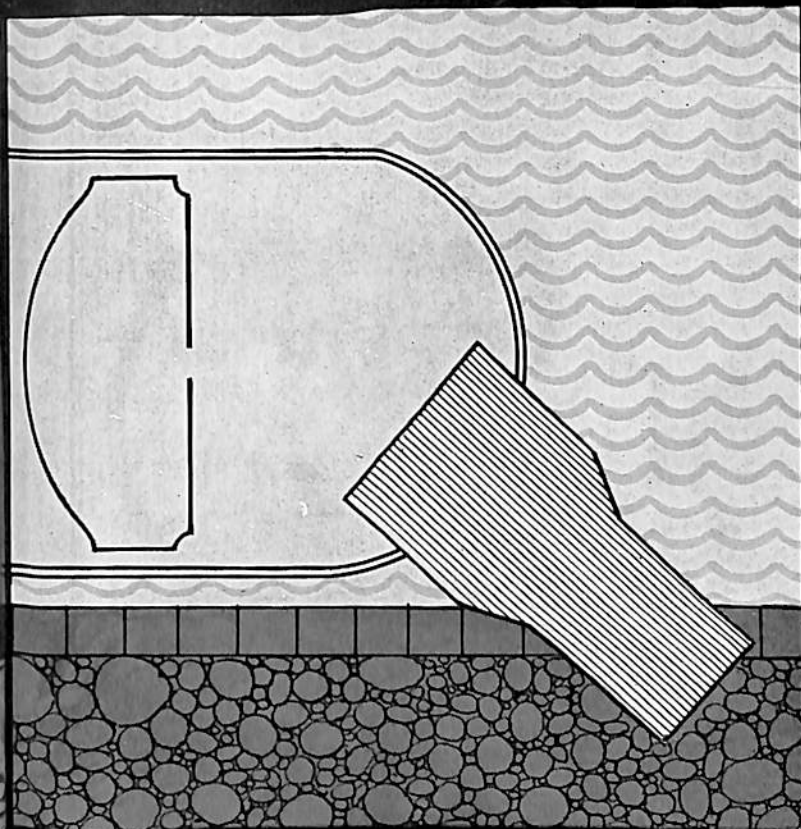
(支店) 札幌・東京・名古屋・高松・広島・福岡

積込みの障害



Roll-on/Roll-off施設のない港

これを解決するには



Roll-on/Roll-off方式による車輛運搬は急増を続けていますが、大きな港でも車輛運搬に適した設備がないときは非常に荷役に制限を受けます。

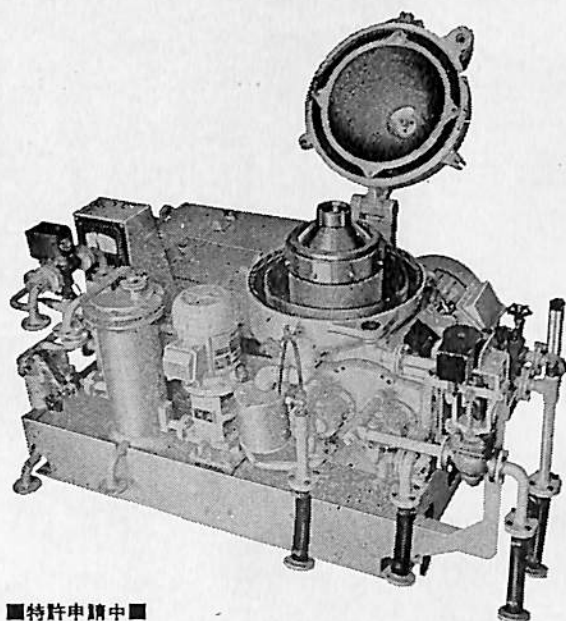
マック・グレゴアQuarter Stern Rampを装備すれば、特に埠頭の設備がなくても、ただちにRo/Ro荷役が可能です。

マック・グレゴアでは、世界最初のRo/Ro船就航以来、大西洋航路の大型船や一般の船に至るまで各種のQuarter Rampに、10年以上に及ぶ実績を誇っています。またサービスステーション網は世界各国にわたっており、常に完全なサービスを保証しています。

MacGREGOR

ノーマンで油の清浄!!

完全連続スラッジ排出形
舶用油清浄機



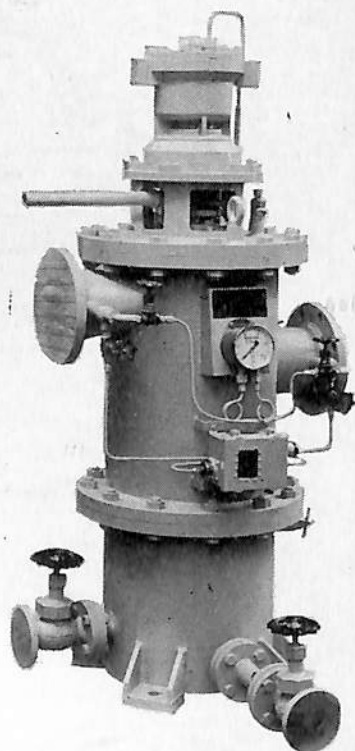
■特許申請中■

**Sharples
Gravitrol**

◆ペンウォルト コーポレーション
シャープレス機器部 日本総代理店

巴工業株式会社


本 社 東京都中央区日本橋江戸橋3ノ2 (第二丸善ビル)
電 話 東 京 (271) 4 0 5 1 (大代表)
大阪出張所 大阪市南区末吉橋通り4ノ23 (第二心斎橋ビル)
電 話 大 阪 (252) 0 9 0 3 (代 表)



「ケーワン
K-1 ストレーナー」と命名しました
スラッジ完全分離

油圧駆動方式完全自動逆洗型
ノッチワイヤー式油汙過機

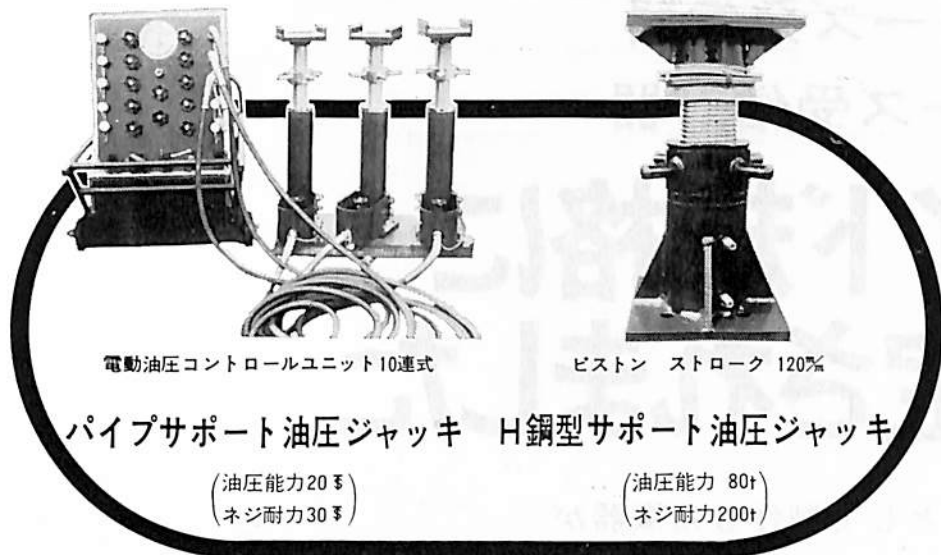
1. 非常に小型となりました。
2. 非常に安価となりました。
3. 汙過機サイドでスラッジを油から完全分離を致します。
(原液ロス“0”)
4. 油圧駆動により動力源を不要としました。

 **神奈川機器工業株式会社**

取締役社長 秋 山 二 郎

本 社 ・ 工 場 横 浜 市 磯 子 区 岡 村 町 笹 塚 1 1 6 8
T E L (045) 7 6 1 - 0 3 5 1 (代 表)

☆ラムピストンにネジ機械加工し、安全ナット使用の為、耐力を機械的にうけ、安全かつ能率型の油圧ジャッキです。



造船産業の要望にこたえる!!
光洋の油圧機器

光洋工業株式会社

本社/東京都墨田区緑4の24の19 Tel. (03) 635-2227代
工場/千葉県八千代市吉橋2425-4 Tel. (0474)83-0413
大阪府豊中市走井155-10 Tel. (068) 41-3127

天然社編 船舶の写真と要目 第20集 (1972年版)

昭和47年12月刊行 B5版上製函入 290頁 定価3,000円(千200)

第19集以後—昭和46年8月~47年7月における2,000トン以上の新造船219隻を収録。この1年における主なる新造船の全貌が詳細な要目をもって明かにされた本集は、かならず、船舶関係の技術者はもちろん、一般愛好者にとっても貴重な資料であることを疑わない。

国内船

- (客船) さんふらわ、まりも、しれとこ丸、かしぶお丸、フェリーかいし、クイーンコーラル、第6セントラル、はまゆゆう、第5セントラル、黒潮丸、なほ丸、フェリーかつら、とさ、ひかり、おとめ丸
(貨物船) あるたい丸、協春丸、二見丸、日武丸、新藤丸、新重丸、成花丸、菊丸、昌宝丸、大鶴丸、昭泰丸、鶴嶺丸、信隆丸、近洋丸、有和丸
(油槽船) 日石丸、ジャパンアイリス、錦江丸、幾洋丸、豪龍丸、新燕丸、明光丸、新光丸、大鶴丸、飛鳥丸、田川丸、光珠丸、玉野丸、三鶴丸、第3ひかり丸、三鶴丸、鶴令丸
(般積貨物船) 新鶴丸、千島丸、千曲丸、ジャパンオリブ、ジャパンアカシア、ジャパンボブラ、邦邦丸、国見丸、千秋丸、第2三井丸、さんたばあざ丸、昭龍丸、乾隆丸、榮龍丸、比榮丸、阿賀野丸、筑波丸、天華丸、ぶろげんびる丸、八新丸、南洋丸、太陽丸、昭陽丸、せんだん丸、菱光丸、碧海丸、珠洋丸
(特殊貨物船) 鶴見丸、あどり丸、はんぶとん丸、若鶴丸、敦賀丸、えるべ丸、北野丸、鎌倉丸、いーでん丸、雄翔丸、しるばあろう丸、森丸、あじ丸、比賀丸、菱光丸、第19とよた丸、ない丸、はびるす丸、ジャパンチャリオット、ジャパンコーチ、たこま丸、明竜丸、ヘルツ丸、ジャパンエリカ、あまぞん丸、やまと丸、第18とよた丸、蓬菜丸、博洋丸、多摩丸、天沙丸、福崎丸、すずらん丸、東春丸、吉州丸、雄星丸、ねぐらす、紅徳丸、そよかぜ丸
(特殊船) 新さくら丸、竹生丸、第2天洋丸、第3鴻洋丸、六甲丸

輸出船

- (客船) TAI PENG
(貨物船) VAN TRIUMPH, ASIA ROSE, EASTERN VENTURE, APOLLON, ARISTA GORAS, IOANNA, BUNGA TERATAI, OCEAN PROGRESS, BUNGA TANJONG, EVER SAFETY, FIDES, RANENFJORD, DAISHOWA VENTURE, LEIDENSCHAFT, SUN CHONG, EMMANUEL DELMAS, ANNOULA, SIAM VENTURE, LOI KIM, AMRTA I
(油槽船) OGDEN NELSON, J.R. GREY, BRITISH SURVEYOR, POLYSCANDIA, BRITISH SCIENTIST, BRITISH PROSPECTOR, MOBIL PROGRESS, WORLD BARONESS, UNITED OVERSEAS I, KULU, WORLD HAPPINESS, J. PAUL GETTY, WORLD HONOUR, WORLD GENERAL, ORIENTAL PHOENIX, FAIRFIELD, ORIENTAL MAJESTY, SEALION, LOSINA, NEPCO GALLANT, MESSINIACHI IDEA, INDOTANK, GOLAR SABANG
(般積貨物船) STIRING BRIDGE, KONKAR INDOMITABLE, TAKASAGO, MAJESTY, ROBERT BANK, TONIN, EVELYN, AMELIA TOPIC, SPRAY DERRICK, INVERALMOND, MARITIME ACE, EASTERN JADE, DORYFORDS, SILVAPLANA, PACEMPEROR, ANTAIOS, SAPPORO OLYMPICS, KAPODISTRIAS, PANAGOS D. PETERAS, MARIA VOYAZIDES, ENDEAVOR, HAI CHUAN, ISLAND SUN, SEATRANSPORT, EASTERN WISEMAN, TERRYLIN, EASTERN WAVE, SWIFTNES, GOLDEN CROWN, COSMOS ALTAIR, WOERMANN SANAGA, CONSOLIDATED VENTURE, PYTHIA, FRONISIS
(特殊貨物船) LA LOMA, WORLD SPLENDER, JALNA, ANDROS ARIES, EDEN BRIDGE, RHETORIC, SYMPHONIC, ASIATIC, ANDROS STORM, CHU FUJINO, AEGEAN ISLAND, POINT CLEAR, EASTERN HAZEL, WORLD RAINBOW, PINKSKY, ASIA HUNTER, BRIGHT HOPE, GOLDEN LOTUS, HOP CHONG, ASIA GOLD, QUEENA, HUSA

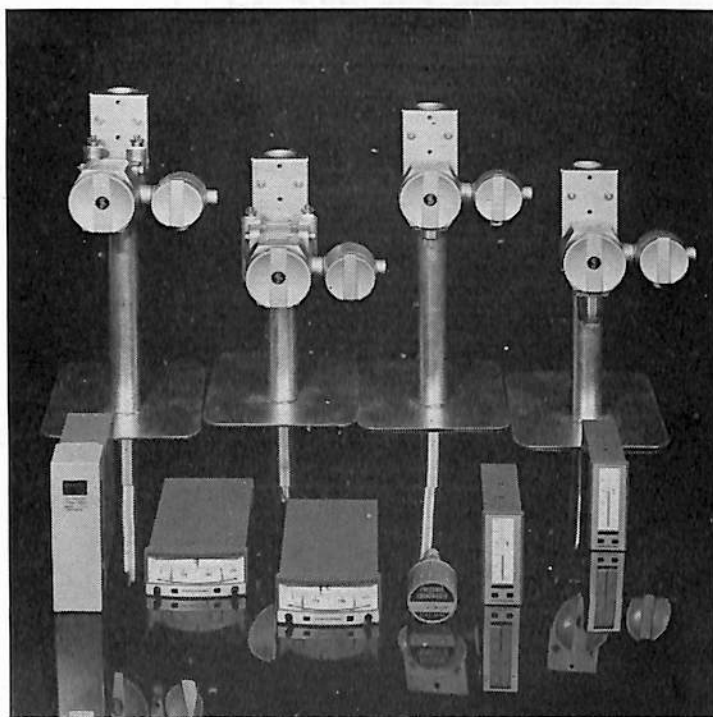
テレパームISシステム発信器

STシリーズ発信器

Zシリーズ受信計器

ロイド規格に 認定されました

一般陸上用として製作した機器が
舶用としてとりっぱに通用できます



ロイド規格取得機種

認定番号 M-21308 298

STシリーズ圧力発信器

テレパーム圧力発信器

テレパーム絶対圧力発信器

テレパーム差圧発信器

テレパーム電空変換器

テレパームディストリビュータ

認定番号 M-21309 231

Zシリーズ電子式無指示調節計

Zシリーズ自動平衡指示調節計

- 試験対象機器は一般陸上用として製作した機器であり、船舶用として特殊な処理を施していないものであってもロイドの厳しい試験条件にパス致しました。
- テレパームISシステム発信器・STシリーズ発信器は流体の圧力・流量・液面を直接半導体ストレインゲージで電氣量に変換する方式で小型軽量です。

富士の計測技術

工業計器・電氣計器・電氣測定器・遠隔測定装置・遠方監視制御装置・データ処理装置・計算機制御装置・各種オートメーション装置・放射線機器



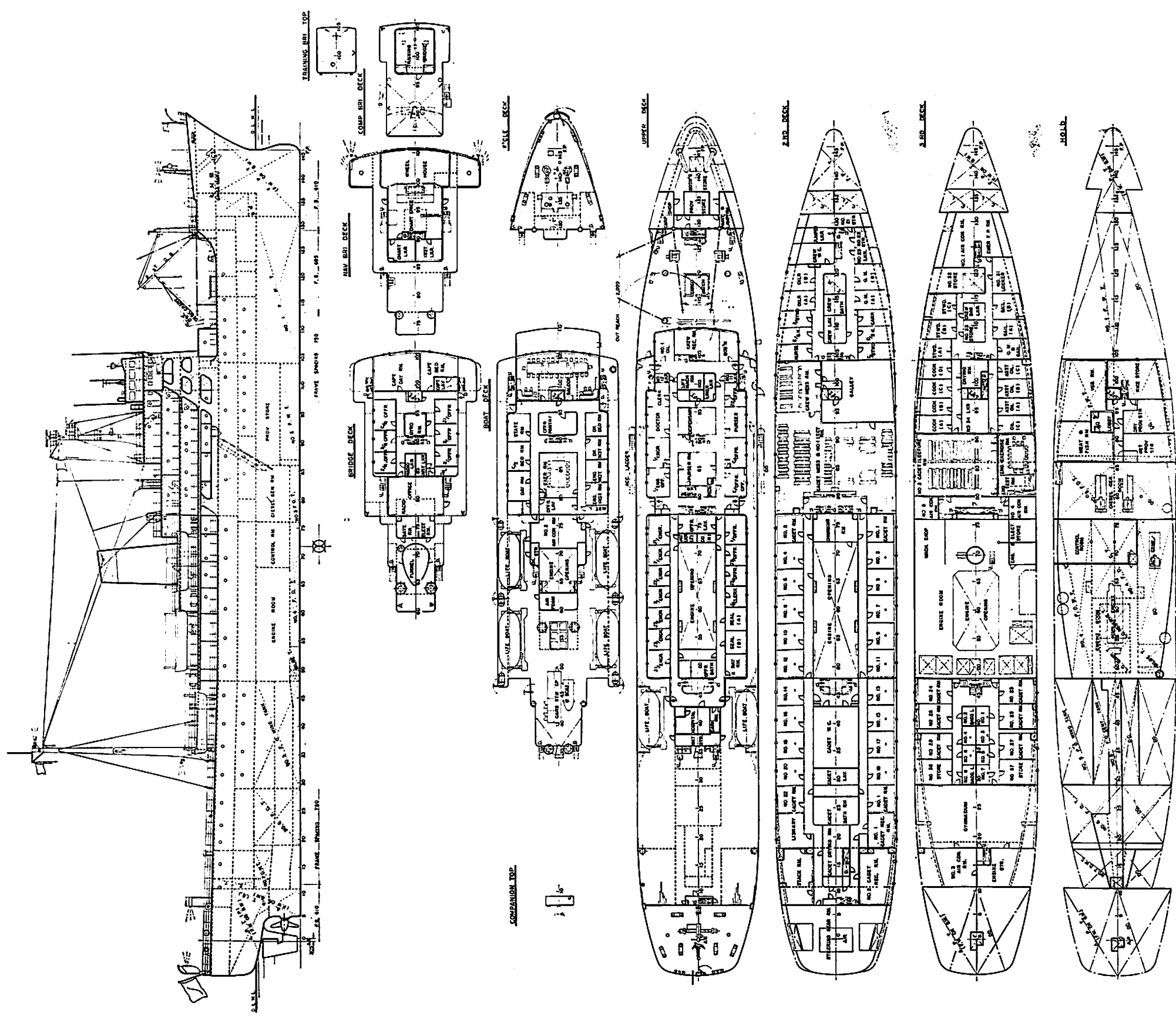
富士電機製造株式会社

計測事業部

本社 ■ 東京都千代田区有楽町1-11 ☎ (211)7111 (大代)

営業所 ■ 大阪・名古屋・福岡・札幌・仙台・富山・広島・高松

出張所 ■ 宇部・小倉・新潟



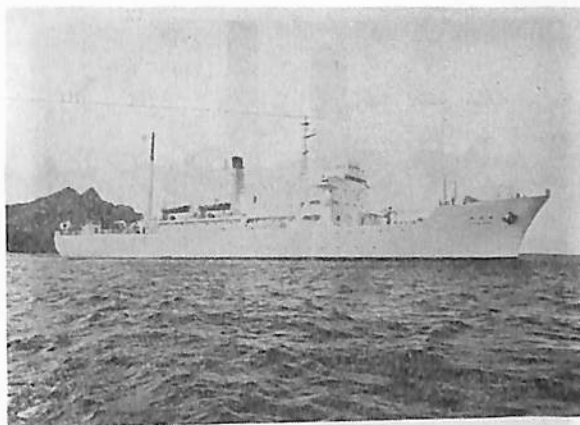
銀河丸一般配置圖

5,000 G.T 型練習船

銀河丸

(その1)

日本鋼管清水造船所
造船設計部



全景 船尾ポート1隻は降している。

1. ま え が き

本船は、運輸省航海訓練所殿よりご注文を受け、当社清水造船所において、昭和47年3月3日起工、同年9月30日進水、同年12月23日に完工となり、すでに日本近海を巡る訓練航海に従事している。本船は先に当社鶴見造船所において、建造された5,000GT型練習船“青雲丸”を母体として設計された姉妹船であるが、船型を始めとし、本船では数々の改良が加えられている。

本船の特色は次の通りである。

- (1) 本船は、船型の大型化および速力の増大をはかり、総トン数5,027.98トン、主機関は、ディーゼル 6,200 PS、航海速力17.5ノットとした。
- (2) 今後の実習生の増加に備え、その収容施設（現在168名）の拡大が可能である。
- (3) 訓練甲板（上甲板後部の木甲板）を始め、演習室、教室、体育室、専門図書室等訓練用施設が合理的に配置され充実された。
- (4) 長期に亘る訓練航海を考慮し、エアーコンディショニングおよび色彩調節を充分に実施し、特に居住室、教室周囲の騒音防止に注意し効果を挙げた。
- (5) 糧食用倉庫および運搬設備、調理室設備とその配置について一層の改善を加えた。

2. 船 体 部

2.1 船体構造

本船の構造様式としては、船体主要構造は、横置肋骨方式である。

甲板室においては、船橋楼甲板以上は、甲板側壁とも4.5mmのハットプレートを、その溝を船の長さ方向に配列し、横肋骨をワンフレームごとに配置した。

本船は、ほぼ船体中央部に位置する主機械室、主発電

機室に二重底を設け、それ以外の前後部は、シングルボトムとしている。

このシングルボトムは、後部では、防振上また現場工作上の見地から、パーフォレイテッドタンクトップの構造とした。

船首部では、通常のフランジタイプのフロアーとして、その間に有効に、ハーフハイトガーダー、シェルスタフナーを設けている。

舵は、マリナータイプで、面積比は、約1/60である。

本船はミッドシップエンジンで、主機は三菱6UEC型ディーゼル機関6,200PS、バランスーをそなえている。従つて、耐振構造上、考慮すべき起振源は、専らプロペラのみと考えてよい。

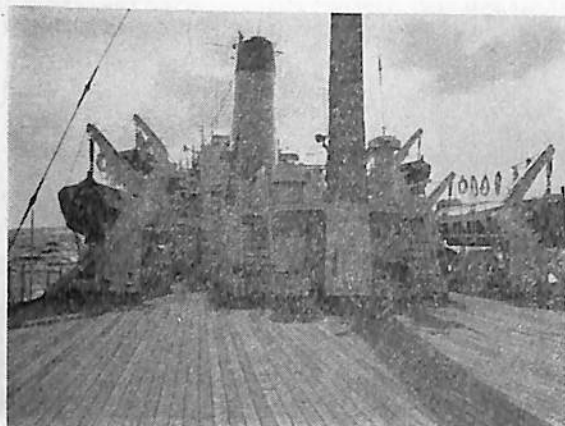
船尾部の構造は、特にこの点を留意し、プロペラアパーチャア、ラダーホーンの近傍は、ノンタイトフラット、アディショナルガーダーを配して、強固に固めると共に、その前部のシャフトトンネル、その他の船体構造に有効に連続するように考慮した。

船橋甲板上的上部構造は、軽量化および歪防止対策として4.5mmのハットプレートを甲板、側壁に全面的に使用した。

耐振構造の見地から、この構造の最も弱点となると思われる剛性の不足は、深さ350mmのデッキガーダー、デッキトランスとストロングスタフナーを要所に設けて、上部構造全体振動を抑えるように計った。

また、このディーブガーダーおよびトランスを設けることにより、ピラーの配置の自由度が増し、この種の船で最も重要な“自由な居室配置”に対して、船殻構造が耐振上充分対処し得べく計った。

このように、ハットプレート構造における全体剛性に



Upper deck 後部木甲板
全体行事を行い、また体育場として用いるために広い面積をとっている。

対する処置は講じたが、何せ板厚は 4.5 mm、ビームスペースは 1,500 mm (2 肋骨心距) という柔構造であり、局所的な剛性不足は否めない、このため、重量物機器の下部や騒音発生機器の周辺は、局所的にデッキプレート 7 mm、ビームスペースを 750 mm にするというような構造を部分的に採用した。

船殻設計の初めから、耐振構造として起振源をプロペラに絞り、その起振力の処置と、ハットプレート構造に関する設計方針は、予想通りの効果を挙げ、船殻設計上強度、振動に関しての問題はまず満足し得た。

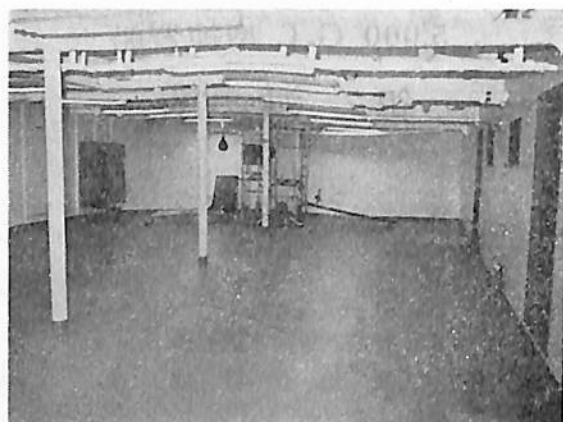
2.2 船体の塗装, 防蝕

本船の塗装系に関しては、一般に日本鋼管塗装標準に準拠し、外板は塩化ゴム系塗料を用いており、塗り回数、ハイビルドタイプアンチコロシブ 2 回塗りの上に、船底部は AF×2、船側部は BT×2 または CP×2 を施行している。

諸タンクは、飲料水タンクにはビューアエポキシペイントを使い、船首尾艙等バラストタンクには、当社が開発したタールエポキシペイント RT シリーズを塗装した。

このタールエポキシペイントは、防錆効果が良いので、冷蔵庫の防熱下や居住区の内張内鋼壁等メンテナンスの困難な箇所にも多用していると共に、機械室二重底上等にも用いている。船体の外舷色は、船主殿の御指示により外板、上部構造共白 (N9.5) を基調にしている。

また、外板には、プロペラとの電位差による電蝕をさける意味で、プロペラ近傍 (ただし、舵を除く) に所要数の保護亜鉛を取付けた。これに加えて、ビルジキール上にも外板保護亜鉛を取付けた。



広く快適な Gymnasium

2.3 船体主要目

(1) 一般

船舶の種類	練習船
船舶所有者	運輸省
船籍港	東京
建造所	日本鋼管株式会社清水造船所
起工	昭和 47 年 3 月 3 日
進水	昭和 47 年 9 月 30 日
竣工	昭和 47 年 12 月 23 日

(2) 主要寸法

全長	114.622 m
垂線間長さ	105.000 m
幅 (型)	16.000 m
深さ (型)	10.500 m
計画満載吃水 (型)	5.800 m

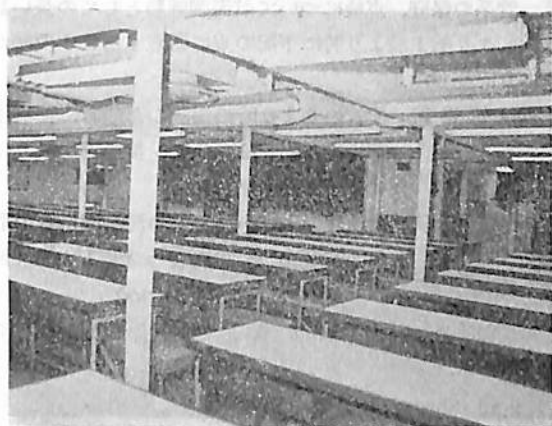
(3) トン数, 満載排水量, 容積等

総トン数	5,027.98 t
純トン数	1,852.69 t
載貨重量	2,993.0 kt
満載排水量	5,822.6 kt
清水兼バラストタンク	1,668.6 m ³
燃料油タンク (A)	203.8 m ³
ク (B)	1,169.4 m ³
潤滑油タンク	37.6 m ³

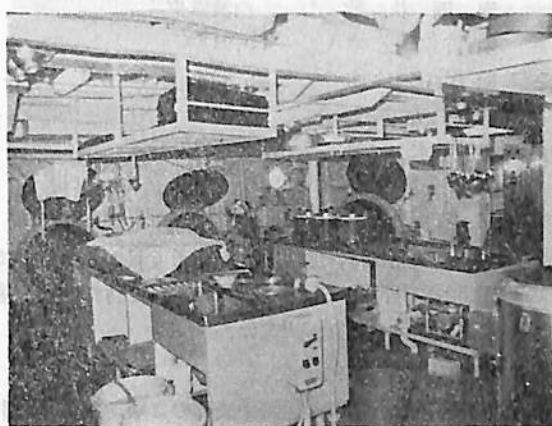
(4) 航行区域, 速力, 航続距離等

航行区域	遠洋区域
試運転最大速力 (1/2 LOAD)	19.377 kts
航海速力	17.5 kts
航続距離	約 24,700 浬

(5) 乗組員数



Cadet mess と Lecture room
明るさに特に留意されている。



Galley 能率的に配膳ができる配置となつている。

士官	34名
部員	42名
実習生	168名
合計	244名

2.4 練習船銀河丸と青雲丸の要目比較表

項目	銀河丸	青雲丸
1. 長(全長)	114.622 m	114.550 m
長(垂線間長)	105.000 m	105.000 m
幅(型)	16.000 m	16.000 m
深(型)	10.500 m	8.000 m
計画満載吃水(型)	5.800 m	5.800 m
総トン数	5,027.98 t	5,044.52 t
2. 航行区域	遠洋区域(国際航海)	遠洋区域(国際航海)
航海速力	75% LOAD 常用出力15%シーマージン 17.5 kts	満載状態常用出力15%シーマージン 16.55 kts
試運転速力(定格出力)	1/2 LOAD 19.377 kts	1/2 LOAD 18.56 kts
航続距離	75% LOAD 常用出力15%シーマージン 約 24,700 浬	満載状態常用出力15%シーマージン 約 21,800 浬
3. 搭載人員	244名 士官 34名 部員 42名 実習生 168名	256名 士官 34名 部員 42名 実習生 180名
4. 容積		
(1)貨物倉	なし	ペールにて 161.4 m ³
(2)糧食倉	245.8 m ³	232.0 m ³

(3)冷蔵庫	178.5 m ³	162.0 m ³
(4)清水兼バラストタンク	1,668.8 m ³	1,075.4 m ³
(5)飲料水タンク		365.8 m ³
(6)燃料タンク(A)	203.8 m ³	152.0 m ³
(B)オイル	1,169.4 m ³	1,135.0 m ³
(7)潤滑油タンク	37.6 m ³	45.5 m ³
(8)ビルジタンク	7.1 m ³	7.0 m ³

2.5 復原性能表

船の状態		満載状態	1/3消費状態	2/3消費状態	3/4消費状態	消費状態
甲基準	傾斜偶力てこ m	0.036	0.041	0.048	0.050	
	限界傾斜角における復原てこ m	0.410	0.380	0.290	0.280	
乙基準	GoM m	1.44	1.27	0.90	0.80	
	横揺固有周期 sec	10.15	11.13	13.77	14.75	
	乙基準による復原偶力てこ m	0.122	0.140	0.168	0.176	
	乙基準による横揺角 deg	19.63	19.46	17.85	16.90	
丙基準	安全指数 C=b/a	4.86	5.65	7.31	7.76	
	所要の最大復原てこ m	0.275	0.275	0.275	0.275	
	実際の最大復原てこ m	1.47	1.44	1.20	1.13	

本船は、船舶復原性規則中の「旅客船の復原性基準」を準用し、その判定基準である C 係数を同基準要求値の 1.5 倍とするように計画した。(上表参照)

2.6 海上試運転施行状態

施行年月日	昭和47年12月7日
施行場所	駿河湾
天候	晴
風向及風速	S.S.E. 8 m/s

海面状態	白波僅少
船首部吃水	3.91 m
船尾部吃水	5.23 m
トリム	1.32 m
排水量	4,322 kt
C _b	0.539
プロペラ没水率	84%

海上公式試運転は、昭和47年12月6日から8日までの3日間主に駿河湾において種々の試験を行ない、満足すべき結果を得ることが出来た。

2.7 居住区配置について

乗組員区域は士官室を船橋中央部の3層、部員室を中央より前部2層の甲板に集約し、原則として甲板部は右舷側、機関部は左舷側に配置し、事務部は、左、右舷混合して配置した。

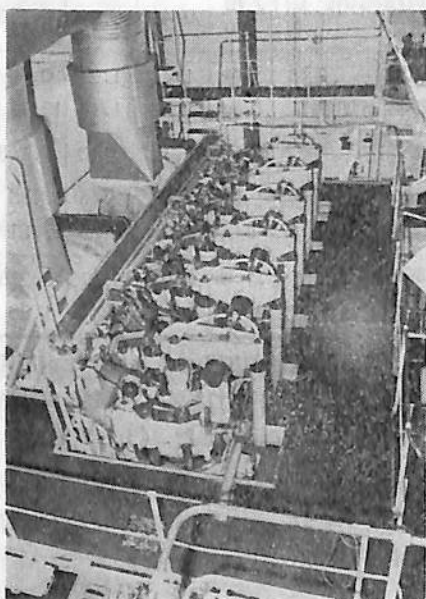
実習生は、6人部屋として中央より後部2層の甲板にわたつてまとめた。

2.8 訓練設備について

実習生の教室は、第2甲板中央前部に180人用(第1教室)を配置し、第3甲板中央部に80人用(第2教室)を配置した。訓練用船橋には、海図テーブル、マグネチックコンパス等を設置してある。

後部甲板(木甲板)にて運動(柔道、剣道、バレーボール等)の出来るように、上甲板に運動用具ロッカーを設けてある。

2.9 居住区諸管装置



主機上段

管系の保守、点検について航海訓練船としての長い経験により船主殿より特に下記の点に留意するよう要望があり実施した。

便管系統：便管のつまり時の掃除のため特に便器下部横走り配管はフランジ接手とし取りはずせるよう考慮した。

海水管系統：大便器および小便器との洗滌海水管の取合部が取りはずせるよう考慮した。(貝がらが附着してつまるため)

また、ビニール管を清水管、飲料水管および海水管に使用した。

2.10 冷暖房装置

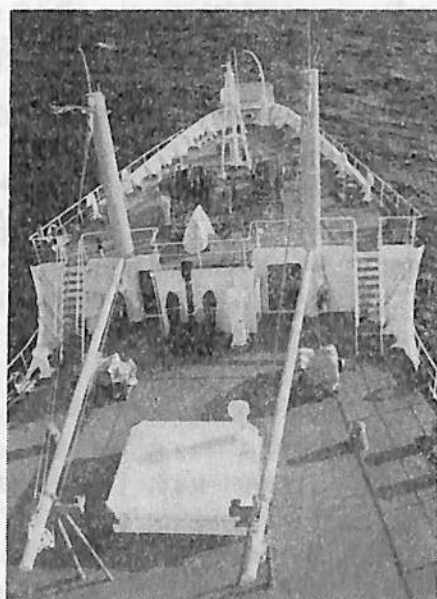
居住区における冷暖房装置としては中速通風式空調装置を設けた他、機動通風および自然通風とのエアーバランスを考慮し、調理室、衛生区画からの空気が混入しないよう留意した。その主なる内容は次の通りである。

◦ 温湿度条件

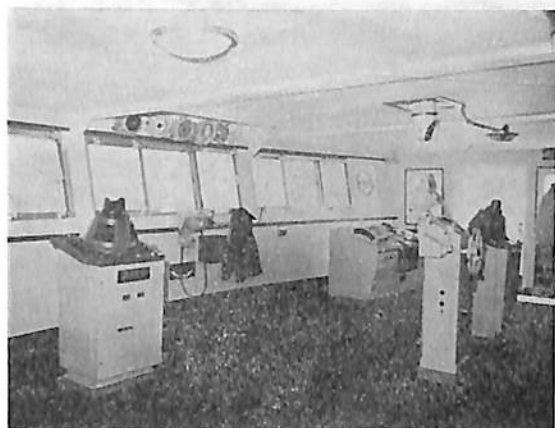
	夏季冷房時		冬季暖房時	
	外気	室内	外気	室内
乾球温度(°C)	35	30	-10	20
湿球温度(°C)	28	22	-2	14
相対湿度(%)	60	50	70	50

ただし夏季冷房時は海水温度 32°C

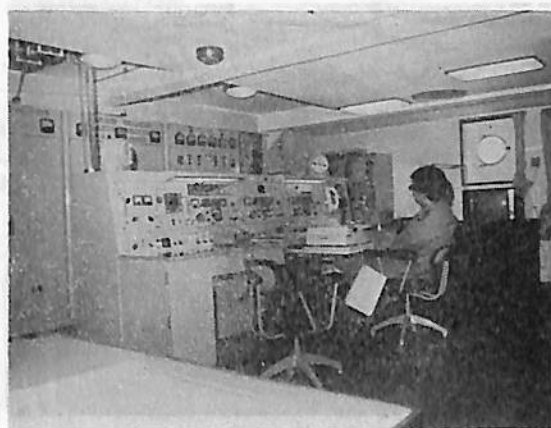
冷暖房時とも新鮮空気量は送風量の30%で計画。



荷役装置と船首楼



Wheel house 学生の操船航法訓練に便なるよう広々と配置されている。



Radio office

○冷暖房系統

系 統	対象となる場所
第1系統	部員居室およびその区域諸室
第2系統	士官居室およびその区域諸室
第3系統	実習生居室およびその区域諸室
第4系統	実習生教室兼食堂
第5系統	実習生教室および実験室

第1系統より第3系統まではセントラルユニットとし第4および第5系統はパッケージ型ユニットを採用し第4および第5系統のみは他系統と使用時間帯がちがうため、単独に運転出来るようにした。

○冷凍機要目等

系 統	型 式, 要 目 等	設 置 場 所
第1系統	高速多気筒 19 kw セントラルユニット	第三甲板 前 部 空調機室
第2系統	〃 30 kw	端艇甲板 〃
第3系統	〃 30 kw	第三甲板 後 部
第4系統	〃 7.5 kw×2台 パッケージユニット	第三甲板中央右舷 〃
第5系統	〃 7.5 kw	第三甲板中央左舷 〃
専用冷却水ポンプ 190 m ³ /h×25 m×1台		

温度の制御は冷房時は R-12 ラインの自動膨脹弁および各系統の代表部屋に設置されたルームサーモスタットにより電磁弁をそれぞれ作動させ、暖房時は送風機吐出側に設けられたサーモスタットによる蒸気自動調整弁の作動で行われる。なお、暖房時の加湿は手動にて行う。

各セントラルユニットはリミット、ロードファン、冷却

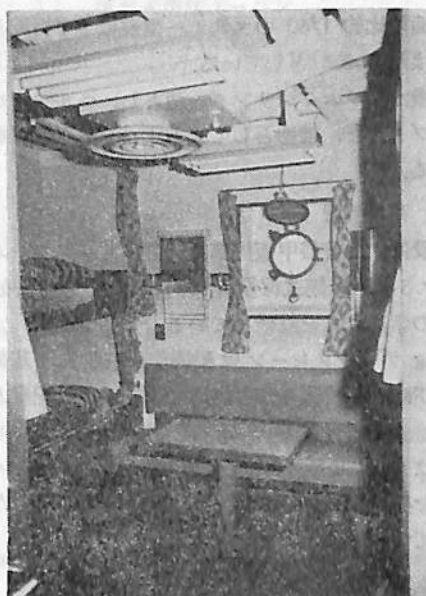
器、蒸気加熱器、フィルター、風量調整用ダンパーおよび新鮮、循環空気入口等よりなる。

ダクトは各室に導設し、その開口端には消音ボックス付アネモディフューザーまたはルームユニット（いずれもダンパー付）を設け、排気は戸および通路を経て外部に排気する（冷暖房時には給気量70%をリターングリルより吸い込みセントラルユニットへ返す）。

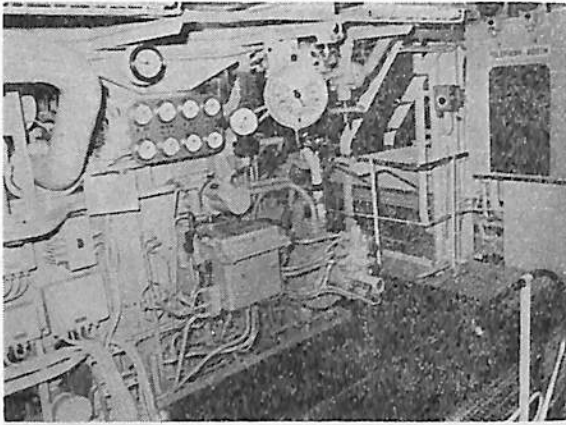
給気ダクトは、25 mm グラスウールにて防熱し、その上をコットンキャンバスで被覆した。

2.11 甲板機械要目

電動揚錨機 ワーピングヘッド付電動機 45 kw
16 t × 9 m/min 1台



Cadet room (6人部屋)
従来にくらべ広く生活できる。



機側操縦スタンド



Engine exercise room

電動係船機	電動機 22 kw 5 t × 20 m/min 1 台
電動揚貨機	ワーピングヘッド付電動機 15 kw 3.3 t × 20 m/min 2 台
舵取機	電動油圧式 1 ラム 2 シリンダー式 1 台 電動機 15 kw × 1 台
デッキクレーン	電動式 巻上げ 900 kg × 20 m/min 1 台 俯仰 15 m/min 旋回 0.5 rpm

2.12 舵取機

舵は面積比約 1/60 のマリナー型複板半平衡舵とし、操舵角は片舷 35° としている。

操舵機は 1 ラム 2 シリンダー型とし、ヘルショウ型油圧ポンプ 1 台と、補助として人力式ハンドポンプを装備している。

2.13 荷役装置

荷役設備は船首楼甲板後部は鋼製デリックブーム 2 本を設け 3 ton 分銅式荷役、1.5 ton 喧嘩巻荷役を行なうための索具 1 式を設備している。

900 kg デッキクレーンは船橋前部左舷に 1 基装備し荷役並びに糧食積込みにも使用できるような配置としている。

倉口は 2,740 mm × 3,000 mm とし、ヒンジ式ハッチカバーを採用し、デッキクレーンにより開閉を行なう機構としている。

2.14 救命設備

本船は練習船であるが、船舶救命設備規則に示す練習船特例は適用せず、第三種船としての救命設備を有して

いる。

ポートダビットは船橋より船尾の見透しを良くするために極力低くするよう計画し、セミトラックウェイ型を採用した。

ポートウィンチはすべて電動機駆動式とし、機側における操作のほか船側においても遠隔操作可能としている。

2.15 揚錨繫留関係

錨および錨鎖については、船舶設備規程による本船の艀装数段階より、1 ランク上に該当するものを使用し、特に本船は錨泊が多く把駐力を増すため、国鉄型（錨単重 3.050 kg）を装備した。

錨鎖は 56φ スタッド型（電気溶接第二種）とし、左右舷各々 250 m とした。

2.16 木甲板関係

上甲板・中央部舷側および後部に木甲板を設け特に後部は体育場所として使用するため極力広くするようにし、周囲はネットを張りつめ球技もできるようにした。

2.17 その他

本船には乗船経験の少ない実習生が多数乗船するため通路の突起物を極力少なくして通行の安全性を確保した。

3. 機 関 部

3.1 概要

本船の計画にあたっては、機側での訓練を主とし、許される範囲内で自動化、遠隔制御、監視装置をとり入れた。幸い、練習船青雲丸があり、主機、ボイラの違いやターボ発電機の廃止など多くの相異点があったものの、これらを十分参考にし、思想統一のできるものは極力青雲丸の例にならった。

3.2 主要目

詳細検討を行った。

先に述べたごとく、本船機関部はできるだけ青雲丸の特長を生かし、各要目決定についても青雲丸をベースに

本船機関部主要目を青雲丸との比較において示すと、次の通りである。

銀河丸—青雲丸 機関部主要目比較表

機 器 名 称	銀 河 丸		青 雲 丸	
	要 目	No.	要 目	No.
主 機 械	三菱 6 UEC 52/105 D 型ディーゼル機関 連続最大出力 6,200 PS×175 RPM 常用出力 5,270 PS×166 RPM 歯車式バルancer装置 (船首, 船尾)	1 各1	日立 B&W 750 VT 2BF-110 型ディーゼル機関 連続最大出力 5,200 PS×176 RPM 常用出力 4,900 PS×170 RPM	1
ブ ロ ヲ	5 翼一体式 直径×ピッチ 3,850 mm×3,590 mm	1	4 翼一体式 直径×ピッチ 3,900 mm×3,360 mm	1
補 助 ボ イ ラ ー	パッケージ立型煙管式ボイラー 蒸気圧力および温度 7 kg/cm ² 飽和 蒸発量 2,000 kg/h	1	復胴水管式ボイラー 蒸気圧力および温度 16 kg/cm ² 飽和 蒸発量 7,000 kg/h 単胴水管式ボイラー 蒸気圧力および温度 10 kg/cm ² 飽和 蒸発量 3,000 kg/h	1 1
排 ガ ス エ コ ノ マ イ ザ ー	強制循環式 蒸気圧力および温度 7 kg/cm ² 飽和 蒸発量 1,000 kg/h	1	強制循環式 蒸気圧力および温度 10 kg/cm ² 飽和 蒸発量 1,000 kg/h	1
発 電 機	a) 原動機 ダイハツディーゼル機関 6 PSHTc-26 D 出力×回転数 840 PS×720 RPM ダイハツディーゼル機関 6 PSHT-26 D 出力×回転数 650 PS×720 RPM b) 発電機 交流自励式 出力×電圧 560 KW×450 V 交流自励式 出力×電圧 430 KW×450 V	2 1	a) 原動機 ディーゼル機関日立 B&W 7 T 23 HH 出力×回転数 770 PS×720 RPM 復水式蒸気タービン 出力×回転数 770 PS×9,804 RPM (1,800) b) 発電機 交流自励式 出力×電圧 520 KW×450 V	2 1 3
デ ィ ー ゼ ル 油 清 浄 機	—	—	電動シャープレス DH-500 A 1,800 l/h	1
給 水 ポ ン プ	電動横型渦巻式 4 m ³ /h×13 kg/cm ²	2	電動立型 10 m ³ /h×22 kg/cm ²	2
補 助 給 水 ポ ン プ	—	2	電動横型渦巻式 4.5 m ³ /h×15 kg/cm ²	2
ボ イ ラ ー 水 循 環 ポ ン プ	電動横型渦巻式 7 m ³ /h×3.5 kg/cm ²	2	電動横型渦巻式 6 m ³ /h×3.5 kg/cm ²	2
復 水 ポ ン プ	—	—	電動立型渦巻式 10 m ³ /h×20 kg/cm ²	2
雑 用 ポ ン プ	電動立型渦巻自吸式 60/130 m ³ /h×70/25 m	1	電動立型渦巻自吸式 60/130 m ³ /h×70/25 m	1
バ ス ス ト ポ ン プ	電動立型渦巻自吸式 60/130 m ³ /h×70/25 m	1	電動立型渦巻自吸式 60/130 m ³ /h×70/25 m	1

機 器 名 称	銀 河 丸		背 銀 丸	
	要 目	No.	要 目	No.
ビルジポンプ	電動立型ピストン式 10 m ³ /h×20 m	1	電動立型ピストン式 10 m ³ /h×20 m	1
海水サービスポンプ	電動立型渦巻式 110 m ³ ×20 m	1	電動立型渦巻式 135 m ³ /h×20 m	1
発動機冷却海水ポンプ	—	—	電動立型渦巻式 50 m ³ /h×20 m	2
補助循環水ポンプ	—	—	電動立型渦巻式 300 m ³ /h×10 m	1
サニタリーポンプ	電動横型渦巻式 20 m ³ /h×50 m	2	電動横型渦巻式 20 m ³ /h×50 m	2
清水ポンプ	電動横型渦巻自吸式 20 m ³ /h×40 m	2	電動立型ピストン式 20 m ³ /h×40 m	2
飲料水ポンプ	電動立型渦巻式 4 m ³ /h×40 m	2	電動横型渦巻自吸式 4 m ³ /h×40 m	2
造水装置	アトラス AFGU No.5 21 T/D	1	アトラス AFGU No.5 21 T/D	1
油水分離器	TER 10 10 m ³ /h	1	HE-17 10 m ³ /h	1
廃油焼却炉	田熊汽継 C-30 30 kg/h	1	—	—
パッケージ型エアコン (制御室)	3.7 KW	2	3.7 KW	2
主空気圧縮機	電動ピストン (田辺空気 HC-264 A) 93 Nm ³ ×25 kg/cm ²	2	電動ピストン (田辺空気 HC-265) 100 Nm ³ /h×25 kg/cm ²	2
制御空気圧縮機	—	—	電動ピストン (田辺空気 HC-265) 130 Nm ³ /h×9 kg/cm ²	1
非常用空気圧縮機	ディーゼル機関ピストン (田辺空気 LSHC-20 B) 5 Nm ³ /h×25 kg/cm ²	1	ディーゼル機関ピストン (田辺空気 SHC-20) 4.5 Nm ³ /h×25 kg/cm ²	1
主空気槽	3.5 m ³ ×25 kg/cm ²	2	3.25 m ³ ×25 kg/cm ²	2
制御空気槽	—	—	1 m ³ ×9 kg/cm ²	1
補助空気槽	100 l×25 kg/cm ²	1	250 l×25 kg/cm ²	1
冷却海水ポンプ	電動立型渦巻式 300 m ³ /h×25m	2	電動立型渦巻式 135 m ³ /h×20 m	2
シリンダ冷却清水ポンプ	電動立型渦巻式 145 m ³ /h×23 m	2	電動立型渦巻式 135 m ³ /h×20 m	2
燃料弁冷却清水ポンプ	電動横型渦巻式 3.5 m ³ /h×20 m	2	—	—
潤滑油ポンプ	電動立型ねじ式 160 m ³ /h×5.5 kg/cm ²	2	電動立型ねじ式 145 m ³ /h×4 kg/cm ²	2
過給機潤滑油ポンプ	電動横型歯車式 6 m ³ /h×3 kg/cm ²	2	電動横型歯車式 3 m ³ /h×2 kg/cm ²	2
カム軸潤滑油ポンプ	—	—	電動横型歯車式 2 m ³ /h×2.5 kg/cm ²	2
潤滑油移送ポンプ	電動横型歯車式 3 m ³ /h×3 kg/cm ²	1	電動横型歯車式 3 m ³ /h×3 kg/cm ²	1
燃料油ブースタポンプ	電動横型歯車式 2.5 m ³ /h×5 kg/cm ²	2	電動横型歯車式 1.5 m ³ /h×5 kg/cm ²	2
燃料弁冷却油ポンプ	—	—	電動横型歯車式 1.5 m ³ /h×3 kg/cm ²	2
燃料油移送ポンプ	電動立型歯車式 20 m ³ /h×3 kg/cm ²	1	電動立型歯車式 30 m ³ /h×3 kg/cm ²	1
ディーゼル油移送ポンプ	電動横型歯車式 5 m ³ /h×3 kg/cm ²	1	電動横型歯車式 10 m ³ /h×3 kg/cm ²	1
潤滑油清浄機	電動 SJ-2000 2050 l/h (SAE 30)	2	電動シャープレス DH-500 A 1800 l/h	2
燃料油清浄機	電動 SJ-2000 1400 l/h (3500 sec)	2	電動シャープレス DH-500 A 1700 l/h	2
シリンダ冷却清水冷却器	横型プレート式	1	横型プレート式 52.8 m ²	1
燃料弁冷却清水冷却器	横型表面式 2 m ²	1	—	—
発電機冷却清水冷却器	横型表面式	3	横型表面式 35 m ²	1
油滑油冷却器	横型表面式 180 m ²	1	横型表面式 140 m ²	1
過給機潤滑油冷却器	横型表面式 13 m ²	2	横型表面式 2.5 m ²	1
清浄機潤滑油加熱器	サンロッド型 BV 90-95	1	サンロッド型 BV 90-95	2
主機燃料油加熱器	サンロッド型 BV 150-140	2	サンロッド型 BV 90-140	3
清浄機燃料油加熱器	サンロッド型 BV 90-125	2	サンロッド型 BV 90-125	2
清浄機ディーゼル油加熱器	—	—	サンロッド型 BV 90-65	1
燃料弁冷却油冷却器	—	—	横型表面式 4 m ²	1
発電機冷却油冷却器	—	—	横型表面式 3 m ²	1

NC ガス切断の高速化装置開発について

(緩曲線 NC 切断機における適用)

廣 瀬 衛
 増 山 雄 三
 豊 原 力
 三菱重工業株式会社神戸造船所
 造船工作部 生産技術課

1. ま え が き

昨今の造船工作の傾向をみると、大型船建造に対する設備の大型化と労働集約型からの脱皮をはかるための省力化設備の導入があげられる。

省力化は数値制御方式の採用により急速に進められてきているが、まず設計や現図の自動作画に始まり、現在では船殻加工、パイプ加工などの工作機分野にもそれが及んでいる。

船殻加工用の NC ガス切断機は省力設備の花形として、国内造船所に多数導入が図られてきており、漸次ガス切断の中心をしめつつある。

神戸造船所でも、昭和 45 年に緩曲線 NC 切断機 2 台を導入し、現在順調に稼働している。NC 切断機の特長は従来法に比べて精度が大きく向上することにある。

一方、切断機とはいえこの機械は部材加工をするため

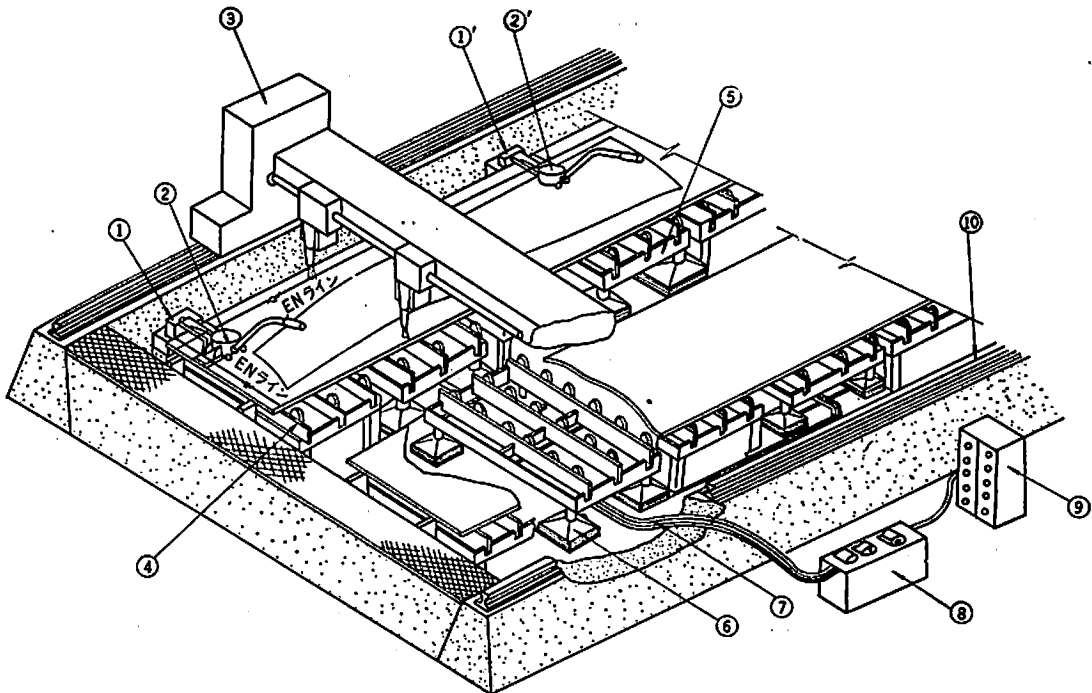
に加工情報を現図で作成した制御テープをもとにしてけ書および切断を行なっている。

従来機の場合次のような不具合点があつたため必ずしも投資額のわりには能率よいものとはいえなかつた。すなわち

- (1) け書情報の鋼板への記入は切断機によるラインマーキング方式のため時間がかかる。
- (2) 通常切断方式をとるため切断速度が手切断と変わらない。

これらの不具合点を是正するため、次のような改善策をとることにより飛躍的に NC 切断機の能率を上げることが分つた。

- (1) け書は NC マーキングの代りに EPM で行ない、EPM け書材を NC 切断できるようにエア・キャストを応用した移動定盤を使って切断原点



- | | | | | | |
|-----|-----------|------------|--------|---|-----------|
| ①① | メッティングポスト | ⑤ | 移動定盤 | ⑧ | エア調整弁 |
| ②②' | ジグ | (エアキャスト定盤) | | ⑨ | コントロールパネル |
| ③ | NC 切断機 | ⑥ | エアキャスト | ⑩ | レール |
| ④ | 固定定盤 | ⑦ | エア配管 | | |

図1 EPM 投影機を NC 切断させる装置

と合致させる。

- (2) 16 kg/cm² の高圧で切断できる 高圧特殊形状火口を開発し、この採用により切断速度をあげ、高速化により極度に増加したヒュームは集じん装置により吸じんさせる。

筆者らはこれら改善等を検討してけ書および切断の高速化装置を開発し、1つの定盤内に組合せることに成功した。

その結果、良好な成績を取ることができたので、以下その成果を報告する。

2. け書方法の高速化

NC 切断機は切断だけでなく、け書も行なえるがその時間比率は、緩曲線 NC 切断機の場合、切断 6、け書 4 の割合でけ書時間は、30分/枚程度かかる。

そのため、切断という本来の機能を増大させるためには、け書時間の短縮が必要であり、現在のけ書法では EPM による方法が最適であり、この方法を適用するための合せ装置を開発した。

その装置の概略図は図 1 に示す。

2.1 合せ装置の概要

(1) 合せ基準装置

図 2 に示すように切断定盤内に、投影け書された鋼板を切断レールに対し、正確にセットするための基準を設ける。

この基準装置にセットされたときの関連寸法は図 3 に示すとおりである。

(2) 鋼板移動装置

切断定盤上に単に鋼板をのせただけでは、摩擦抵抗のため移動が不可能である。

そこで図 4 に示すような機能をもつエア・キャストを利用し、図 5 のように定盤に配置し、簡単に鋼板の移動を可能にした。

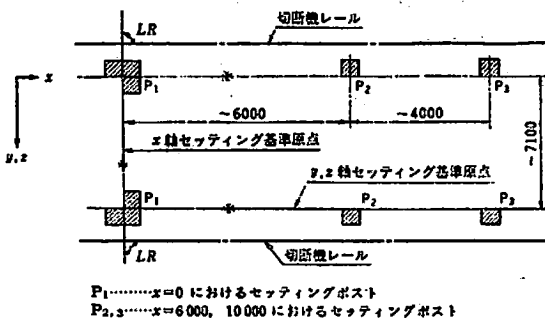


図 2 切断定盤におけるセッティングポスト配置計画図

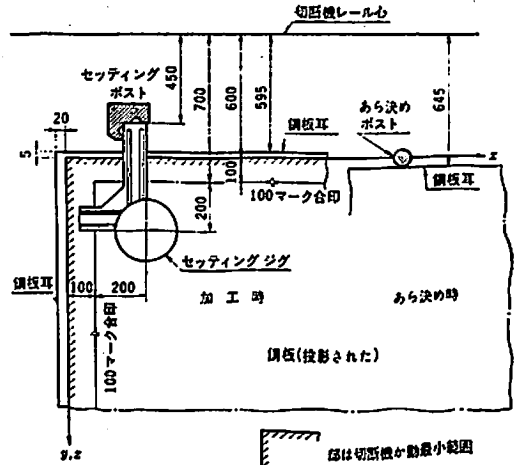


図 3 鋼板あら決めおよびセット時の関連寸法図

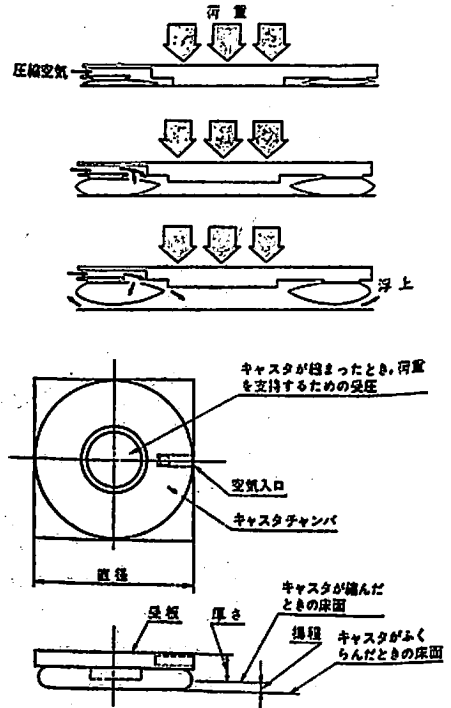


図 4 エア・キャスト作動図

このようなエア・キャストは 24 個/1 定盤使用されるので、その調整と減圧を手順化し、コントロールパネルでワンタッチ操作として簡便化した。実際に使用されているエア・キャストは図 6 に示すとおりである。

2.2 精度

EPM を利用した場合、精度に及ぼす要因としては投

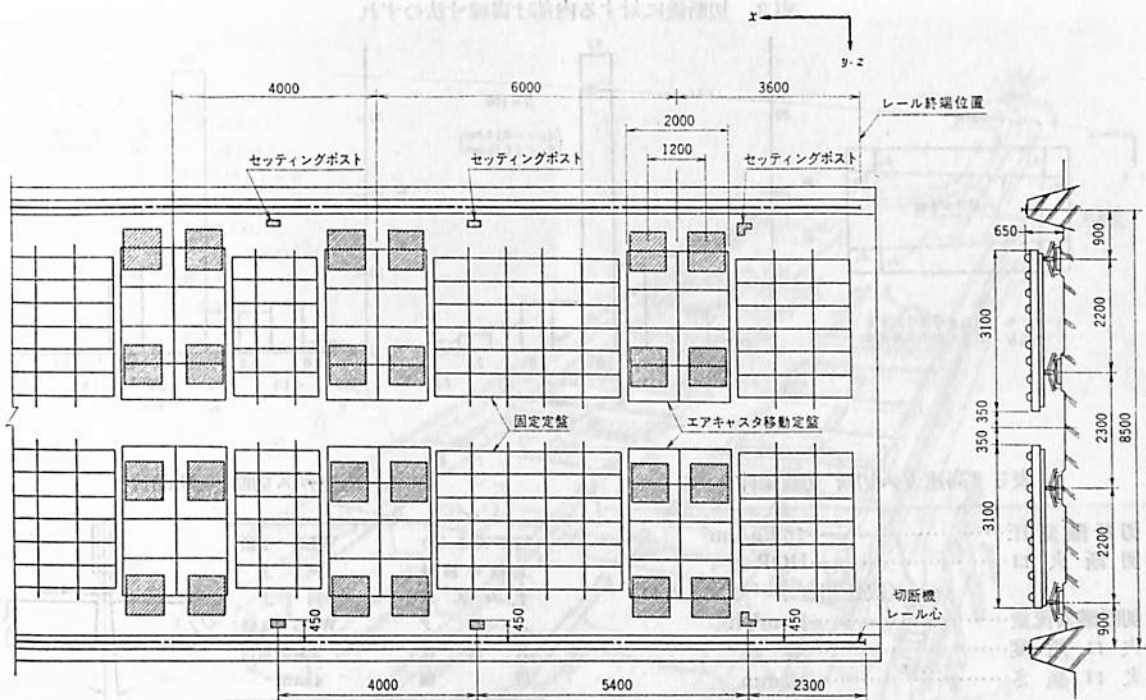


図5 EPM 投影機を NC 切断させる定盤配置図 (1 帳場分)



図6 エア・キャスタ設置状況

影精度と鋼板セット精度であるが、それらを総合したものを表1,2に示す。

特に問題となるのは、表2に示される内部け書線のズレであるが、精度的には全く問題はない。

3. 切断方法の高速化

切断の高速化については、高圧特殊形状火口の火口傾斜高速ガス切断法を採用した。

この採用にあたり、2つの問題があつた。

1つは傾斜ガス切断法で、緩曲線や横方向切断など y

表1 鋼板セット完了時の基準線に対するずれ

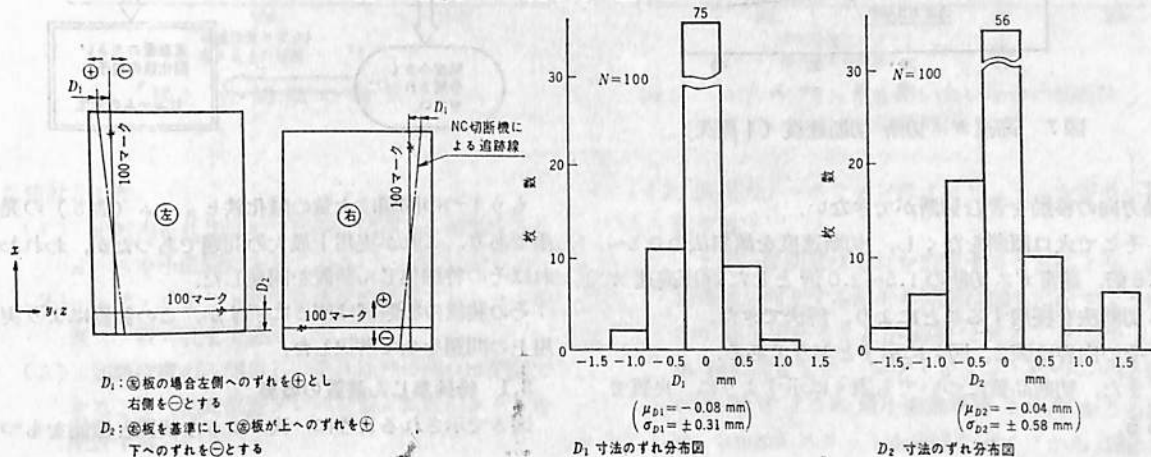


表2. 切断線に対する内部けし線寸法のずれ

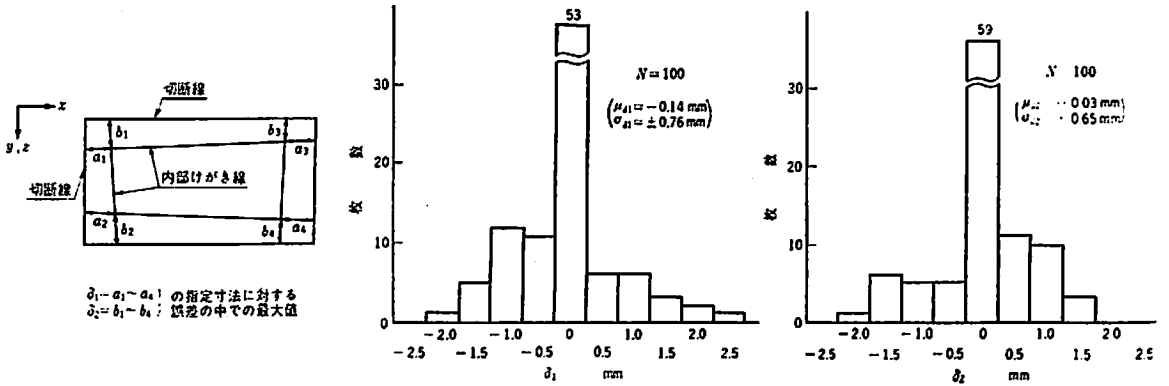


表3 高速ガス切断 切断条件

切断酸素圧	16 kg/cm ²
切断火口	HOP 16-1 (高圧用ダイバゼント火口)
切断酸素流量	16 m ³ /h
火口角度	垂直
火口高さ	10 mm

表4 高速ガス切断 切断品質

切断面あらし	WES 1級
上縁の溶け	同上
平坦な度	同上
スラグ	WES 2級
真直度	±1.5°以内
切 幅	4 mm

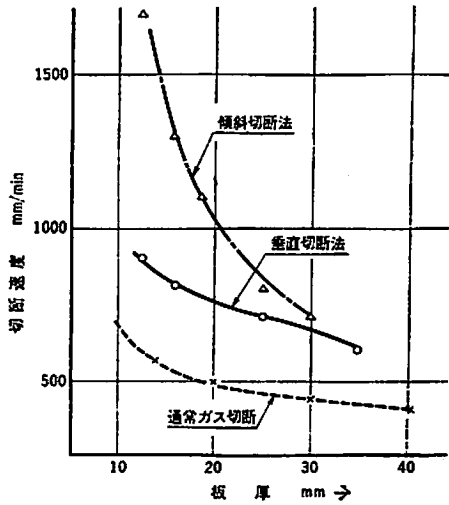
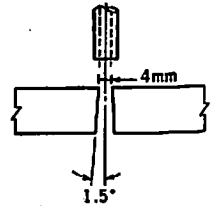
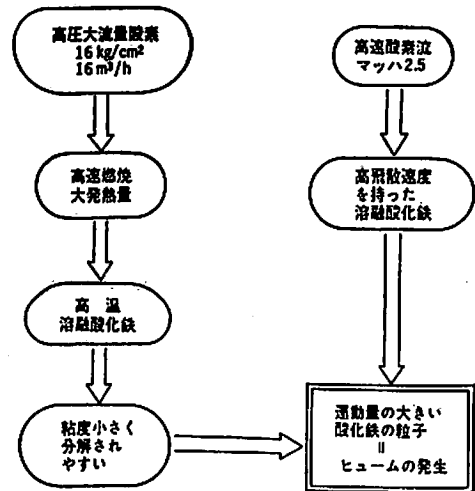


図7 高速ガス切断 切断速度 (1開先)

表5 高速ガス切断におけるヒュームの発生



軸方向の移動を含む切断ができない。

そこで火口傾斜をなくし、切断速度を傾斜法の0.5~0.8倍、通常ガス切断の1.5~2.0倍とした高圧高速ガス切断法を採用することにより、解決できた。

その内容は表3、図7に示すとおりである。

また、切断品質についても表4に示すように、良質である。

もう1つの問題は大量の酸化鉄ヒューム(表5)の発生であり、これが実用上最大の問題であつたが、われわれはその特殊集じん装置を開発した。

その装置の概略図は図8に示すが、この装置により実用上の問題を全て解決した。

3.1 特殊集じん装置の概要

図8で示されるように、次のような装置と機能をもつ

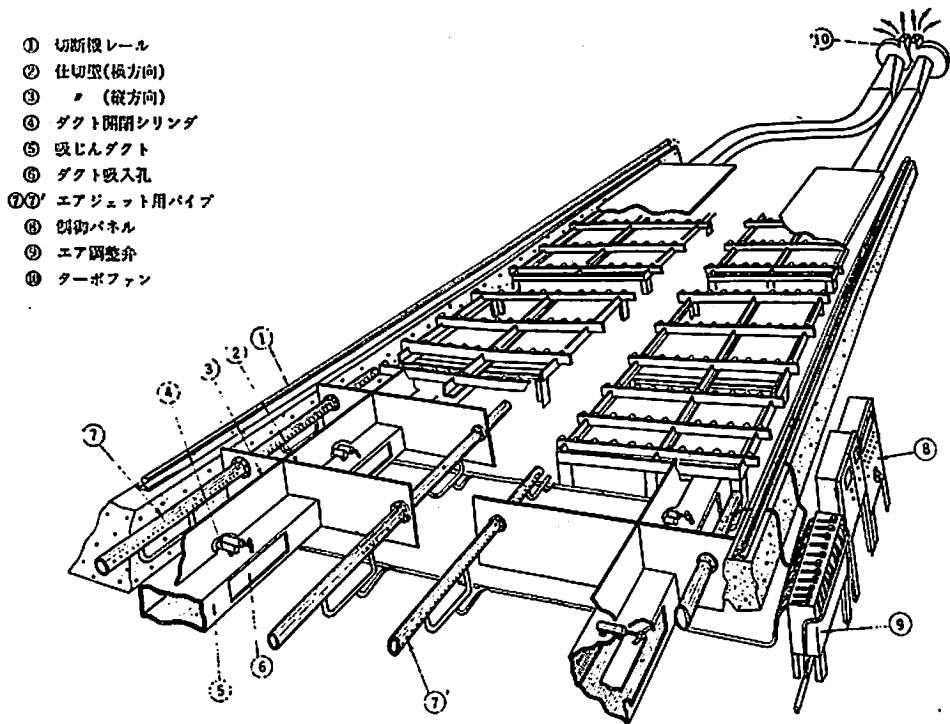


図8 特殊集じん装置を設置した NC 切断定盤

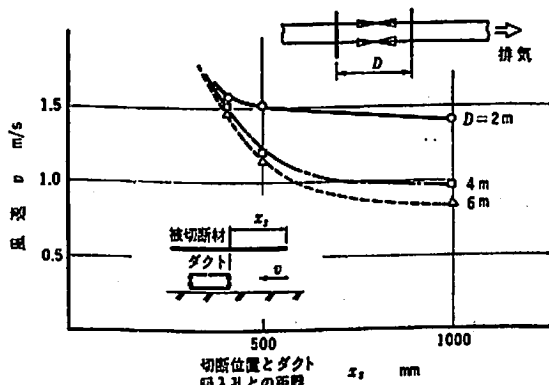


図9 仕切壁の効果

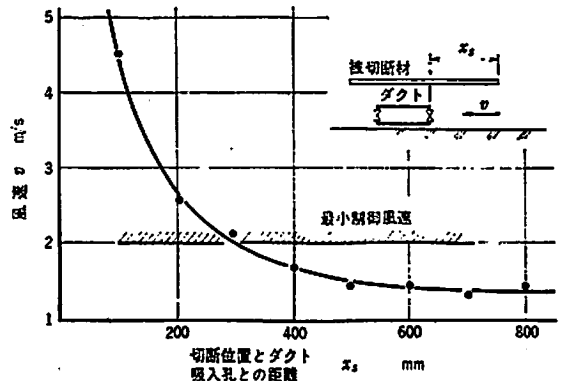


図10 エア・ジェットを用いない場合の切断位置での風速（仕切壁間隔 2m）

た装置とした。

- (1) 定盤内を仕切壁で小区画に閉鎖し、発生するヒュームを小区画にとじこめる。
- (2) エア・ジェットによる帯状の気流でヒュームをダクト吸入孔まで運ぶ。
- (3) 切断位置のみ開口し、それ以外の開口は閉鎖できるような切断位置ダンパを備えた吸引ダクトを配置する。

- (4) 高馬力ターボファンによりヒュームを屋外へ排出する。

まず、仕切壁はそれを設置することにより、吸引効果が向上するがその間隔は図9に示すように 2m 以下であることが必要である。そこで 1.4m 幅に設定した。エア・ジェットについては図10に示すように最小搬送風速 2m/s をうるため、5mmφ スリットを設けたパイプから圧縮エ



図 11-1 「集じん装置なし」での高速切断

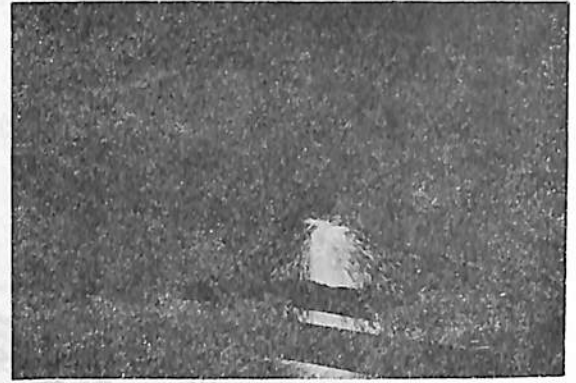


図 11-2 「集じん装置稼働時」の高速切断

アを吹きだすことにより得られ X が 1 m をこえても吸じんするようにした。

また、ダンパは切断機の切断進行と連動して切断区画の吸入孔のみが開放し、タイマーによつてエアシリンダーを制御している。

排気用としては、高搬送速度 25 m/s を必要とするので途中洩れも考慮して 300 m³/min、水頭 150 mmAq の 20 馬力モーターファンを使用している。

3.2 集じん効果

集塵装置なし	ヒューム濃度	25~50 mg/m ³
ク 作動	ク	0~5 mg/m ³

このように非常に大きな集じん効果をもつことができた。集じん効果の状態は図 11-1, 2 に示す。

4. NC 切断の高速化装置

このように切断およびけ書の高速化装置の概要をのべたが、これら 2 つの装置を組合せたものが、NC 切断の高速化装置である。その概要は図 12 に示す。

4.1 効果

- ① け書時間の減少により切断稼働時間の能力向上

150 組/月 × 0.5 H/組 = 75 H/月……け書
↑ 節減時間
150 組/月 × 1/3 H/組 = 50 H/月……切断
75 H/月 + 50 H/月 = 125 H/月……ほぼ 1 台分に匹敵
- ② 対象材の拡大

2,800 mm 幅が最大であつたがけ、書省略で
3,350 mm 幅まで可能

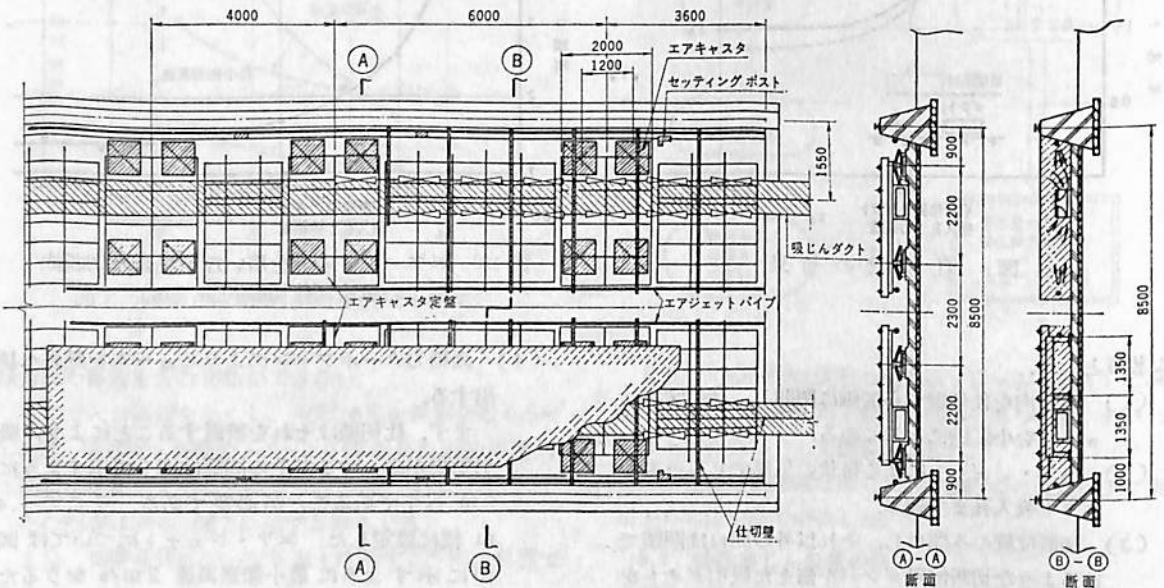


図 12 NC 切断の高速化装置配置図

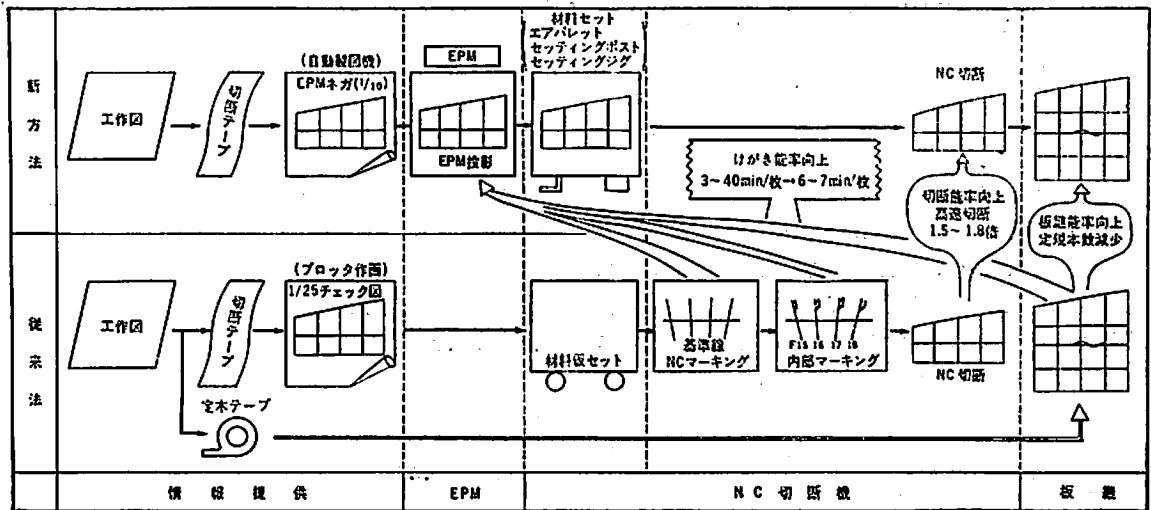


図13 EPM 投影材を NC 切断機で切断する方法

表6 新方式のコスト対比

項目	コスト対比	
	新方式	旧方式
鋼板1枚当りのけ書コスト	0.6	1.0
鋼板1枚当りの板継コスト	0.3	1.0
鋼板1枚当りの切断コスト	0.8	1.0

ただし 1. 新方式の数値は旧方式のトータルコストに対する比率を示す。
 2. け書コスト内訳……人工費、副資材（フォトナ、マーキングパウダ）
 板継コスト内訳……人工費
 切断コスト内訳……人工費、副資材（酸素プロパン）

③ コストの低減

新旧方式のコスト対比は表6に示す通りである。

4.2 作業内容の変化

作業方法の変化は図13に示すとおりである。

5. ま と め

本装置の特色を要約すると、次のとおりである。

- (1) NC 切断機のマーキングに EPM を利用する装置を開発して NC によるマーキングを廃止し、切断機は切断作業のみを行なう結果、飛躍的に能力が向上した。
- (2) 新しく開発された高圧、傾斜式高速ガス切断法を品質および工作性の面から改良を加え、垂直式切断火口の採用と、圧力、速度の最適値を設定して、造船加工に適合させた。

(3) 高速切断の採用にあたって、最大の課題であるヒュームの特殊集じん装置を開発したため実用化を可能とし、切断機の切断速度を向上させた。

今回開発された装置は NC ガス切断機の能力アップのための一つの方法であるが、現方式で残された問題を解決すべく、さらに研究していかねばならない。

すなわち、け書方法の高速化については EPM にとられることなく新しい高速度、高精度方式の開発によりその併用を考え、また切断の高速化についてはプラズマ切断など他の切断方法との併用により、さらに高能率な機械へと発展させねばならない。

この装置は 47 年 4 月より神戸造船所に導入設置し、すでに 8 隻に適用され良好な成果をおさめている。

参 考 文 献

- 1) 高速ガス切断法の開発 氏家、松田、下山、三菱技報 Vol. 7, No. 6, 1970.
- 2) 労働環境の改善とその技術 一局所排出装置による 一 日本保安用品協会

「船舶」合本

第44巻	(昭和46年1号~12号)	価5,000円
第43巻	(昭和45年1号~12号)	価4,500円
第42巻	(昭和44年1号~12号)	価4,500円
第41巻	(昭和43年1号~12号)	価4,500円
第40巻	(昭和42年1号~12号)	価4,500円
第39巻	(昭和41年1号~12号)	価4,300円
第38巻	(昭和40年1号~12号)	価3,600円
第37巻	(昭和39年1号~12号)	価3,400円

(各巻送料300円)

船舶技術研究所艤装部における最近の研究状況について

會 根 功
船舶技術研究所艤装部長

艤装とは、ふなよそおい、すなわち、船舶が航海のできるように、必要品を整え、出発の準備をすることである。造船工学に基づいて船舶が建造されるようになってこのかた、船殻・艤装と分類され、艤装とは、船殻に諸設備をとりつけることおよび取り付けられる諸設備のことを意味するようになった。また、新しい言い方で定義付けると、船舶にその機能を付与する手段であり、船舶に生命を与える機能のことであると。また、船殻と区別すると、船舶に乗る人を直接対象とした分野であるとも云えよう。

最近、造船業界においては、艤装の合理化がさげばれている。これは、造船工業の能率向上、効率改善に通ずることである。造船は、労働力を重点においた手工業として後進国がこれを今後育成することができるので、先進国としての工業として進むにはどうすればよいか、今後当分の間は技術開発が続けられるとし、労働力を減らし、経営を合理化し、資本力重点の高度製造産業として、技術開発の前衛としての分野に進むであろう。製造方法として、同型船の連続生産、各コンポーネントの標準化、グループ・テクノロジーを利用したモジュール工法が採用されよう。一方、船舶は、海陸一貫輸送システムの中で運航され、高度の技術水準を有する乗組員によって操作される「専用船」というものに移向しつつある。環境および人命安全上の規制は、益々厳しくなり、乗組員の技能および安全マニュアルは益々重視され、また、構造および艤装の設計も大きく変化してゆくものと思われる。このような造船業の将来の指向に際し、艤装も今後の方向として、安全性の向上、居住・作業環境の改善、省力化を目的とした自動化・単純化を伴った高性能化の要求に対処したものとならざるをえず、総合的エンジヤリングの駆使による新しいエンジヤリングの開発、船殻・艤装の一体化生産システムの開発、ソフトウェアの確立、技能力の能力の質の評価、作業体制の適応化が重点となるものと推測される。目下のところ造船業では艤装に要する時数が、全生産時数の40パーセントを占め、艤装合理化がきわめて重要な課題となっており、関係分野でこの問題を深く検討することが期待されている。

このような現状を背景として国家研究機関はいかに対処すべきかという議論は別として、船舶技術研究所にお

ける艤装部の研究現状を紹介することと致したい。

前述のように艤装を如何ように定義付けようが、現状においては、船舶という場の中で、各種産業を結合し一定目的に合う機能を発揮するシステムを形成する非常に複雑な分野となつた。これらの分野で取りあげるべき問題は非常に多く、また、未解決な問題も多々あるところ、艤装部においては、海上における人命安全確保、環境改善、艤装の合理化を目指して、その独自の研究が育成されつつある。艤装部における現在の研究項目は、(1) パラスト・タンクの防蝕、(2) プラスト加工処理の鋼板表面、(3) 甲板積みコンテナのラッシング、(4) タンカーの爆発防止、(5) 防火構造、(6) 船内騒音防止、(7) 船内作業性、(8) 救命設備、(9) 音響信号、(10) 制御流体等に関する問題であり、目下これらを解明中であり、この他最近成果を得られたものとして(11) 高把握力アンカーの開発、(12) 荷役の高速化がある。以下、艤装部の業務および上記研究内容につき一般関心深いと思われる事項に焦点を当ててゆきたい。

艤装部は、船舶技術研究所において行なう研究(船舶、船舶用機関および船舶用品関係)のうち、

船舶の艤装
船舶の係留
船舶における荷役
船舶用品

に関する研究業務を所掌している。これらは、具体的に述べると次の通りである。

艤装 船倉・甲板艤装
防火構造
消防設備
居住性および作業性(防熱・防音、空気調和等いわゆる船内環境に関する事項)
救命、信号、保安および操船の装置
航海用機器
航海援助用施設
電機設備
防爆機器

係留
荷役 荷役方式
荷役設備

船舶用品 救命、信号、保安および操船の用品

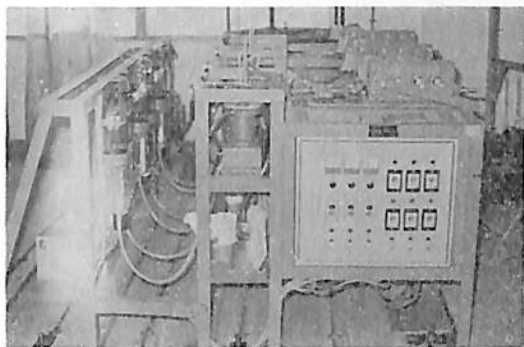


写真1 腐蝕促進試験機

艦装部は、組織上次の四研究室がある。

- 艦装研究室
- 環境研究室
- 船用品研究室
- 航海機器研究室

各室に研究室長が置かれるほか、次の二つの研究事項については主任研究官が置かれている。

- 防災
- 防火構造

1. バラスト・タンクの防蝕

鉱石運搬船の点検の結果、バラスト・タンクの上等にて塗装の代りとして電気防蝕を行なった部分は、一般に腐蝕の進行が早く、防蝕工事の励行がその対策の一として重視されるに至った。ここに到り、バラスト・タンク的环境条件等を考察した根本的な防蝕対策が必要であり、各方面でこの研究が着手されている。艦装部においては、昭和47年度よりバラスト・タンクの防蝕方法を確立するための基礎研究として、バラスト・タンクの腐蝕が著しいのは、その原因が海水の繰返し浸漬、高温、多湿、変動応力、溶接箇所、トラック、海水の汚染等の諸要因が相乗的に作用するためと推定しこれらの条件を実験的に再現して腐蝕促進を行ない、腐蝕原因を求めたこととした。この研究計画に従い、腐蝕促進試験機を試作したが、これにより実験を進め、応力、注排水サイクル、水温が腐蝕に及ぼす影響を求め、更に試験機を改良し、エレメントを追加する等して次の試験段階に発展させ、近い将来、総合判定を行ない対策を確立する予定である。

2. プラスト加工処理による船体鋼板の表面に関する研究

この研究は、塗装鋼板の素地調整加工の仕上り状態を計る尺度を求めために行なわれたものである。すなわち、プラスト加工は、船体鋼板塗装の下地処理として効

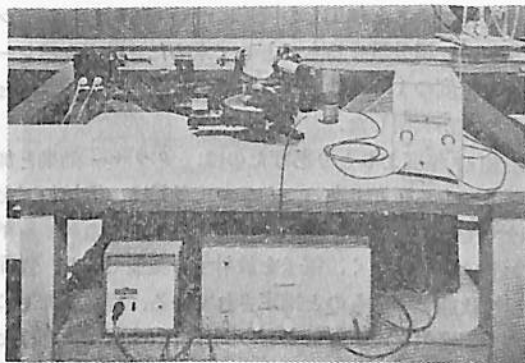


写真2 変角光度計

塗装下地処理鋼板表面を平行光線束で円周走査して鋼板面の反射特性を計測する装置で、光源部、試料保持部、受光部より構成される。

- 入射光束幅：最小 2 mm φ
- 入射および受光開き角：最小 1.2 m rad 円形
- 検光器：光電子増倍管
- 試料：100 mm × 100 mm × 5 mm 平板

果ある工作法の一として知られているが、現在のところまでこの加工度合の客観的判定尺度がなく、主観的になり易い眼による標準見本との比較方式に頼っているにすぎない。合成樹脂系塗料の使用に当つては、鋼板素地の調整の良否すなわち加工度の影響が大であり、鋼板面加工度に対する工学的な把握は目下不可欠なものとなっている。また、鋼板の防蝕対策の一環に連なるものである。

艦装部においては、昭和45年度より、プラスト加工後の表面に光線をあてた場合のその反射光の角度分布とプラスト加工との関係について検討した。まず加工量の異なつた試験片につき正反射光近傍の範囲での反射光束を測定しその光束分布曲線を求めたが、加工量が増えるに従つてその曲線が一定形状に収束することを認め、かつ、加工量と光束分布形状との間に一定の関係があることを定性的に確認したので、これによつて光束分布形状を示す信頼度の高いパラメーターを抽出することにより加工度を定量的に評価しうる方法があるものと判断した。従つて、昭和46年度においてこの研究を続行したが、加工後の表面変形量をもつて加工度の理論的定義付を行なう一方、実験の結果により、加工表面より反射する光線の拡散特性より対比光沢度なる尺度を導入し、プラスト加工時のショット速度が分れば、光を反射させたとき、その入射角度と対比光沢度とから表面の加工度合が求められるとの結論を得た。この結論は、プラスト加工時の加工度合の判定に役立つものとして有益な成果であると認められる。なお、昭和45年度の研究において、

除錆度とプラスト加工との関連について検討したが、ショットが一樣分散するものとして求めたフル・カバレッジ反射密度の1.8倍のとき、除錆がほぼ完全にできるといことが判明した。

昭和47年度よりとりあげたのは、クラー効果と加工面に関する研究である。クラー効果は、機械加工を受けてきた金属新正面が、見掛け上外からのエネルギーを受けることなく、電子を放射する現象であり、表面の活性状態を示すものと推定されている。現在、加工による表面変化と電子放射率との関係を求める実験を行なっているところであるが、この研究は、前年度のそれが主として表面の凹凸という形状的な変化で評価するのに対し、表面の活性状態に関係付けて評価できるので、反射光測定加工表面と電子放射との関係を求めれば、表面と塗膜の耐蝕機構の解明に役立つものと期待される。

3. 甲板積みコンテナのラッシング

近年船舶の高速化、大型化ならびに専用化が進み、海上輸送の合理的かつ経済的発展がみられるに至った。コンテナによる貨物輸送もこのような近代化の一として出現した。すなわち、コンテナは形状が一定して荷役が容易であり、海陸の一貫輸送による輸送日数の短縮というメリットがある一方、貨物の損傷が防止できるといことで期待をもつて迎えられた。コンテナ船は一般に甲板上にもコンテナを積みつけるが、甲板積みのものの固縛は、その作業が人手に頼っていること、暴露されて

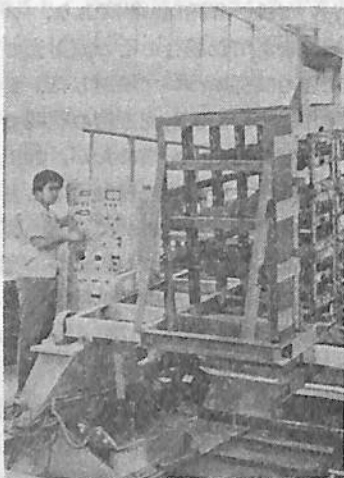


写真3 コンテナ模型の動揺実験

甲板上に積載したコンテナを種々の方法で固縛し、動揺により各部に生じる応力を計測している。供試体は実物コンテナを1/10に縮小した2次元化模型であつて積載重量、コンテナの剛性、取付部のアソビ寸法、固縛方法、コンテナの積重ね段数等を変えることができる。

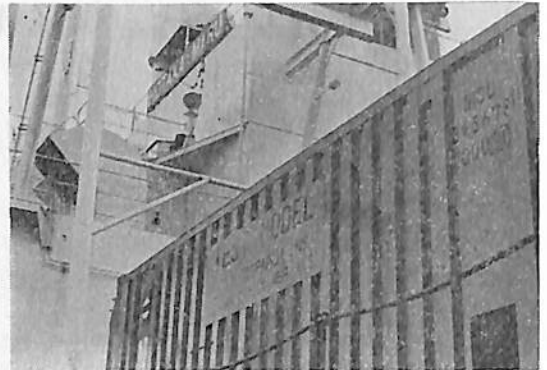


写真4 実船実験におけるコンテナのテスト・モデル (日本コンテナ協会と共同研究)

いるので波浪の影響を直接受けること等複雑な条件下にある。一方甲板積コンテナの多層化、多量化により固縛装置の強度および固縛方式に問題も生じてきた。それにもかかわらず、甲板積コンテナのラッシングに関する検討が行なわれておらず、使用者も困っており、安全確保上も必要であり、昭和45年度より動揺時におけるコンテナ等の挙動に関する研究を開始し、実験、理論解析、実船調査の手法でこれを解明することとなつた。垂直固縛、斜め固縛および枠組固縛方式に対する現象に理論的考察を加えつつ実験を実施した。実験は、コンテナ模型(1/10二次元模型)を4列3段として動揺台上にとり載し、種々の方向に拘束した状態で動揺させ、各拘束金具に生ずる力を計測した。動揺台は動揺周期3.5sec、コンテナは満載状態(20.3kg)として実験を行なつた。実験結果より、動揺波形の歪による衝撃荷重が大きいこと、コンテナの変形、移動が予想以上に大きいこと、左右のコンテナ相互を拘束するブリッジ・フィッティングが有効なこと等が明らかとなつた。枠組固縛方式の一例はシーランド社のバットレス方式であり、コンテナの各段ごとに枠を重ねそれに次段のコンテナを固定し、枠はげん側または船体中心線のポストに固定したものであり、サイド・ポスト、センタ・ポストの両方式の模型を動揺台上にとり載し、動揺させ、枠とポストとの間に生ずる力、コンテナのラッシング力、変位量等を計測した。また、拘束金具のあそび、コンテナ自体の変形、重心の移動等については理論考察も行なつた。数値計算用として開発した電子計算機プログラムは基本型を含む4種である。昭和47年度は、冬期に北太平洋航路のコンテナ船で実船実験を行なつた。

4. タンカーの爆発防止

タンカーの爆発はタンカーの発達史に結びつけられる。この災害に対処する手段は改善されてきたが本質

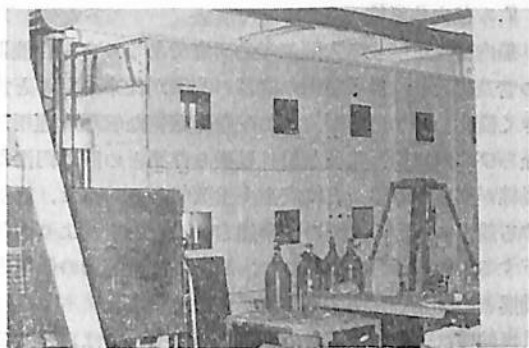


写真5 タンカーのモデルタンク (日本海難防止協会と共同研究)

的な解明は続行されつつあるも、まだ実務者の知識向上、注意深い取扱上の配慮にまつところ大である。昭和44年大西洋でタンク・クリーニング中爆発事故が相次いで発生した爆発事故については世界的な規模で爆発防止対策に関する情報集積と研究の促進をもたらしたことはすでに了知のことである。

爆発事故は、可燃性ガスと発火源の存在することから発生するものと思われ、艦製部においては、爆発性ガスをタンクから排除するガスフリーに関係する事項と火花を主とする発火源について基礎的研究を行なってきた。20万トン級タンカーのモデル・タンク (1/10 および 1/40 縮尺のもの) により、各種ガスフリー方式のうち押込方式および吸気方式について実験を行なった。更に周囲環境条件を考慮してタンク内の気流分布の状況を、実験により調査し、流線観測を行なつてタンク内部の気流の流れを把握し、更に有効なガスフリー方式の究明を進めていく予定である。

更に、タンカーにおいては、タンク内に爆発性ガスが発生し、タンク場所以外の船内に流出するおそれもある。このガスが存在するおそれのある場所には、通常の型式の電気設備の設置は認められず、やむを得ざる場合には防爆構造のものに限られる。電気機器が爆発性ガスの発火源となるのは、接点間または故障個所に火花が発生するからであり、これらに対処するため、機器の構造を耐圧防爆か本質安全防爆のものとする。耐圧防爆は、電気機器の容器に隙間より外部のガス侵入を許し容器がその内部爆発に耐える強さのものとして危険が外に拡がるのを局限し、本質安全防爆は、電気回路そのものに着目しその弱電回路に発生する火花のエネルギーが爆発するに至らないように設計する。

艦製部においては、機器について防爆性を確認するための評価試験方法そのものについての検討を行なった。

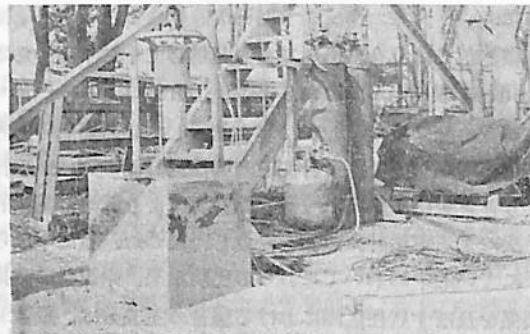


写真6 落下衝撃式非着火試験装置 (日本海難防止協会と共同研究)

耐圧防爆機器内に生ずる最大爆発力と計器の応答度についての実験を行ない、評価試験に採用すべき型式の計測装置の要件を設定した。また、本質安全防爆機器については、回路の各素子が関係する影響および火花抑制効果について検討中である。一方、爆発防止を考慮するときの他の要素は、材料そのものから発生する火花性状、すなわち、携帯器具、工具等の落下による衝撃火花による爆発の性質を解明した。各種金属につき落下衝撃爆発試験を行ない、ベリリウム、亜鉛成分の増加、樹脂のコーティングが安全を増すことを確認した。

なお、タンク爆発は、洗滌中に発生したミスト中に帯電した静電気現象ではないかとの見解があり、原因の探究が静電気理論に向けられている。人体の帯電、油の流動帯電等よりの放電を極力防止する対策が検討されているが、今般、艦装部においても船舶用材料について静電気帯電現象をとらえて検討を加えることに計画してしている。

5. 防火構造

船舶火災防止のため、防火構造システム、防火仕切、防熱材料、内装材料について実験研究を行なつてその性能を明らかにするための研究を行なっている。目下防火構造のための使用材料の熱伝導性を明らかにするため、不燃性の石棉、珪酸カルシウム板について、従来行なってきた標準火災のデータを利用し、熱伝導率、放射率、温度伝導率、熱伝導率を推定し、片面は時間とともに変化する熱気流に、片面は常温の空気に接する平板についての非定常熱伝導の解析を行なっている。

6. 船内の騒音防止に関する研究

船舶の大型化、高速化に伴う主機関の出力増大と船殻構造の軽量化ならびに乗組員の居住性向上に対する要求から、陸上の建築関係部門に遅れること十数年にして、船舶部門にも騒音の問題が提起されるようになって

きた。

艦装部では、今日あることを見越して十数年前からこの問題に取り組んできた。

研究の第一手段として、現在航行している船舶の船内騒音の実態調査を騒音計測と音響振動計測の両面から行なうとともに、船内に設置した音源により建築音響学的手法による実船計測試験を繰返し行なつた。航海中ならびに泊中においてこれらの実験結果、乗組員に直接関係を及ぼす居住区画における騒音の主成分は、船殻および各種の構造体を経てその囲壁に伝達される固体音、ならびに、振動によつて囲壁が加振されて生ずる二次的振動音であることが判明した。このような二次的振動音を防止するためには、騒音源および振動源自体に対するそれらの減少対策、また、固体音や振動の伝搬防止対策が積極的防音対策として最も有効な手段であることは論をまたないが、いずれも船舶のような特殊な構造体では著しい困難がある。この見地から、消極的手法ではあるが、居住区画の囲壁に伝搬振動が加えられても囲壁が励振しない方法を見出して騒音を減少させることとした。

居住区画中特に居室の騒音は、居室囲壁の内張り材の振動に起因することから、内張り材の防振方法を実験的に究明した。この結果、内張り材を取りつける際の根太間隔を変化させて板面の剛性を変えれば、伝達振動との関係付けにより 10 dB 以上の防音効果が得られることが確認された。このような効果が実際の構造体でも同様得られるかを追求するため、大型鋼構造壁体 (4,250 × 2,750 m/m) を製作して実験を重ねた結果、鋼壁では防撓材の取り付け間隔により、内張りを持つ複合鋼壁では鋼材と根太との防振材結合、根太間隔の変化、板厚および材質変化により更に大きな防音効果が得られるようになった。これらの結果と同時に、壁体周辺が加振されて発生する二次騒音の出力が、壁体表面の平均振動加速度レベルに直線的に比例することも見出し得た。その結果、適切な防撓材の配置と内張り面や鋼壁の共振周波数を伝達振動の周波数の 3 倍以上にすれば、それから室内に放射される二次的振動音は大幅に減少させることが可能となつた。

これらの研究と併行して、航海訓練所練習船、海上保安庁巡視船等による騒音実験試験、小型船外機の消音対策等を実施し、防音対策に関する資料をそれぞれの機関に提供してきた。

防音対策は困難な要素が多いが、居住性の向上が益々重要となる傾向から、振動伝達機構の解明等に積極的に取り組んで行く体制を固めつつある。

7. 船内作業性

船内作業に関する人間工学的研究である。自動化機器の普及により、操舵室内の機器の配置が従来のものと大きく変化しつつあるが、この配置の適切な管理と運用、ならびに、操船上重要な船外見張り作業との間に円滑な動線が形成されることは安全上重要である。また、動揺する船上における人間の作業能力は陸上のそれよりも低下するものと予想されるので、船上の作業能力の低下と動揺との関連を究明する必要がある。

操舵室における当直者の動線観測に関しては、昭和 47 年度には予備調査を行なつたが、昭和 48 年度には実船実験を行ない、この研究を進めることとなつている。また、動揺と作業性との関連についても今後、人間の単純作業における判別および応答性を計測し、動揺時と常時とにつき、誤動作発生頻度、応答のずれの偏差等を比較検討する予定となつている。

8. 救命設備

船舶が遭難し、乗組員の退船やむなき状態となつた場合、船舶の周辺海面が、油火災でも発生していない限り、船舶から脱出する手段として救命艇、救命いかだを用いることが考えられるが、これら集団的に脱出できない場合、例えば救命胴衣のみを装着して船側から海中に飛び込まざるを得ない。この場合、船が大型である場合、着水時の衝撃力の増大から人体損傷という二次的事故の発生が予想される。昭和 46 年度艦装部においてこのような場合の水面衝撃に関する基礎資料を得るための実験を行なつた。すなわち、艦装部に設置されている救命器具落下試験水槽と、日本人の標準体形の衝撃実験用



写真 7 人体水面落下衝撃試験
(日本海難防止協会との共同研究)

人体模型（ダミー）を用いて行なつた。ダミーの各落下姿勢、各高さからの落下着水時の衝撃減速度とその作用時間を測定した。直立および倒立の落下では、高さ14mでの最大衝撃減速度が17Gに過ぎなかつたが、斜立の場合は高さ1mで41G、高さ14mでは実に190Gに達した。作用時間は、斜立の場合約12~63m secであつたが、直立、倒立のときは約110~290m secに延びた。また着水面積の大きい斜立落下では、着水後のダミーの没水深度は問題になる程のものではないと推定されるが、直立や倒立の場合は落下高さとはほぼ等しい没水深度を記録した。救命胴衣を着用した直立落下実験では、作用時間に殆んど変化がなかつた頭部と胸部でそれぞれ14%、25%の減速度増加があつた。人体の衝撃に対する救命限界については種々の文献があるが、仮に落下さんの開さん時の例（作用時間0.5秒、減速度8.5G）を限界とすると、直立落下で5.5m、倒立で4.5m、斜立では1m以下となつた。しかし、決定値と断定するには更に多くの物理的または医学的な研究にまたなければならぬ。

救命艇は、脱出者を乗せて安全に本船のげん側を降下し、海面に着水しなければならない。この際の操作は、船が大型となり舷が高い程動揺を伴うなどして困難であり、着水の際に吊りおろし索から艇を取りはずして早急に本船の船側から離れる作業が残る。波浪海面のときは、緊急措置として降下中の艇が波浪にさらわれないよう着水前に機を見て自然落下させる必要にせまられるかも知れない。一体自然降下状態にある救命艇が着水したとき水面との衝撃によつて乗艇者の人体にどのような影

響があるか。この現象を解明するため、ダミーを模型艇のサイド・ベンチに腰かけさせ実験を行なつた。模型艇は、エンジン付長さ7.50mの鋼製救命艇（定員27名、満載重量約5トン）をタイプシップとしたもの（中央横断面部分1mの長さのもの）、ダミーをこれに帯で固定し、艇を一定高さから静水面に落下させ、艇体およびダミーの減速度を測定した。高さ1mからの自然落下で、ダミーは腰部で48G、胸部で9G、頭部で18G、高さ4mから落下させたとき腰部で135Gの減速度が計測された。その他の型の艇にも実験を行ない、目下解析取りまとめ中であるが、従来この種の実験究明が行なわれなかつたが、救命艇を落下させる場合および救命艇降下装置の再検討の際の基礎資料が得られるものと考えられる。

遭難信号器具について

救命器具のなかには、遭難現場や漂流者の位置を第三者に知らせるための遭難信号器具があり、火薬を使用したものが多く用いられる。これらの器具は、船上の容易に使用しうる個所に格納されなければならないが、この格納場所は、洋上の曝露部や、曝露部に格納された救命いかだ収納コンテナの内部、救命艇の艇内等、直接間接に日射、温度、湿度、水分、振動等の影響を受け易い一方、火工品もその劣化の原因となるものが温度による分解、湿度による吸着、振動による破損、温度変化による歪であるので、長期間船内に保存され使用時に確実に作動することを条件とするものであるため、少なくとも一定期間（船舶検査において3年と定められている）の耐性を有するものが要求されることとなる。ここにおいて少なくとも3年保存に耐えるものとしての条件はいかにあるべきかについて検討を加える研究が行なわれた。一定期間に対応する最高最低温度繰返し試験、耐震性試験、海水の影響を考慮する塩水噴霧試験、包装やコンテナの水密性試験のほか、これら環境試験を経たのちにおける効力試験、水面落下させた場合の異常の有無を調べる投下試験、波をかぶつても発炎を続けるか否かを調べる波かぶり試験、誤動作で甲板上に落しても爆発または破損をしないかどうかを調べる落下試験、膨脹式救命いかだの内部で使用する場合いかだに損傷を与えないよう考慮を払つた燃焼安全性試験をそれぞれ検討したのち、これらの試験要領をまとめ、また、光度、光色、煙濃度、発炎時間、発煙時間等の計測方法についても検討した。煙濃度については、従来視認によつて判定していたが、試験装置を考案し煙路に引出したものにつき光透過率を連続的に記録測定して判定する試験方法に改善し、打上げ試験についても広大な場所をとらないで推力を測定するこ

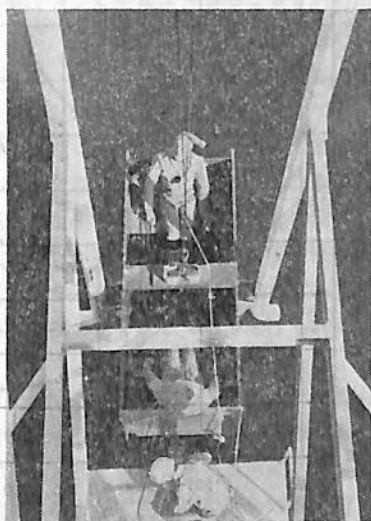


写真8 救命艇水面落下衝撃試験
(日本海難防止協会との共同研究)

とにより上昇高度を算出する方法を考案した。

以上は一例としてあげたが、艦装部においては、安全を必要とするものまたは危急の際に使用すべきものである船用品については、データ調査または多くの実験を行ない、適切な試験要領測定の基本資料作成について必要な研究を行なってきた。

9. 音響および音響信号

まず流音響の研究について述べる。流体中の音響伝搬機構と流体の流れの不連続性から生ずる音響発生機構の解明は、流体力学と音響学との境界分野にあるため、研究上困難な要素が多く余り進展していない。艦装部においては、船舶に装備される各種音響機器の改善を目指して本研究を昭和46年度から開始している。

昭和46年度においては、気流のある管の開口端における音波の反射率に関する実験研究を行なつたが、現在は、継続流によつて発生する音圧変動を定量的に把握するため、流体力学的理論解析と実験装置とを用いての実験解析を併行して、当該研究を進めつつある。

次に音響信号機器に関する研究について述べる。船舶に装備されている汽笛やベル、ブザー等の音響設備は、船舶の安全、情報の伝達という面から重要視されている。1972年10月IMCOから国際海上衝突予防規則の改正提案がなされたが、汽笛等の性能を規制しようとしているのもその一端を示すものである。

艦装部においては、昭和39年度からこれらについて研究を行なってきた。

船舶が大型化し、また、高速化するにつれて、航海中における避航性能に変化をきたし、汽笛等の可聴距離の増大が強く要求されるようになった。この要求を満足するためには汽笛等の発する信号音が海上においていかような減衰のもとに伝播するか、また聴取する側の船舶の見張り場所における環境騒音によつて、伝播されてきた信号音がいかようにに陰蔽作用を受けるかを究明し、汽笛等の具備すべき音響性能を決定する必要がある。このため、数回に亘つて音響伝播に関する海上実船試験を行ない、信号音の周波数および気象と伝播減衰の関係を究明するとともに、騒音下における信号音の可聴試験、操舵室の騒音調査を実施した。これらの実験から、可聴距離に対する音響信号装置の具備すべき音響性能の曲線(図1および図2)を決定した。この曲線は、IMCO勧告案を基礎として作成された音響信号装置の性能および装備基準案(社団法人日本船舶品質管理協会)の審議過程において重要な参考資料となつた。

ベル・ブザー等船内音響機器については、現用品の系統的試験により、それらの音響性能を把握し、更に、そ

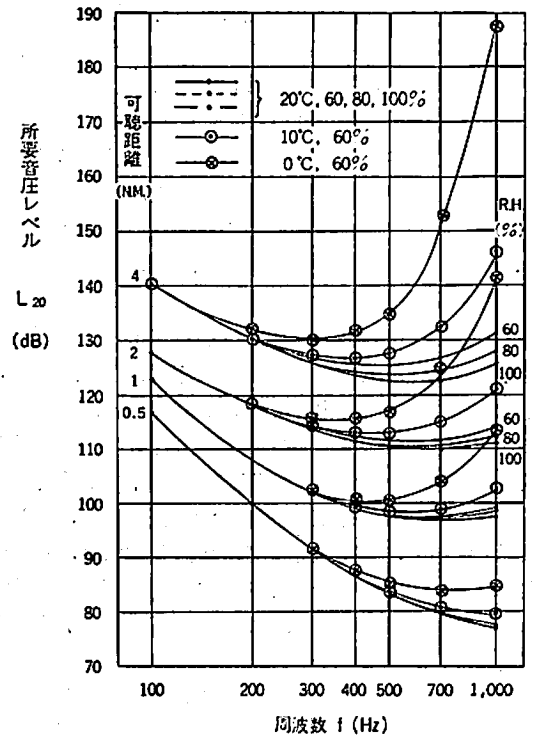


図-1 可聴距離に対する信号音の20m点所要音圧レベル(超過減衰を含む2乗則計算曲線)

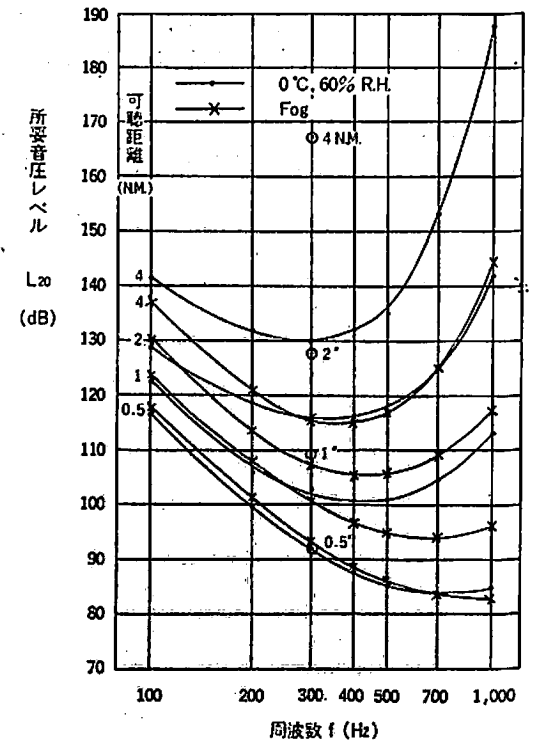


図-2 可聴距離に対する信号音の20m点所要音圧レベル(◎印は航海実験の超過減衰を含む)



写真 9 大出力音響発生器

れらを用いて行なつた実船試験により、船内における信号音の伝搬性を究明し、ベル・ブザー等の具備すべき音響性能と、信号機器の船内配備に関する資料を関係機関に提供した。

汽笛の海上伝搬試験の過程においては、大出力の音響発生器を必要とし、その試作および性能試験も行なつた。この大出力音響発生器は、電磁流体形式のもので、周波数 80~2,000 Hz の範囲で最大音響出力 10,000 ワット（出力レベル 160 dB）を発生することができ、任意の音響発生を発振器入力により行なうものである。

10. 制御流体に関する研究

海洋開発はナショナル・プロジェクトの規模で推進されつつあるが、海洋の大部分を占める深海の状況を調査するためには、その苛酷な環境条件に耐える潜水調査船の開発が必要とされその準備がなされつつある。艦装の分野では、そのシステムの確立が必要であるとともに物としても小型軽量でありかつ高圧下の作動が可能であるものの開発が必要である。トリム調整の開発もその一である。すなわち、深海中における安定性を確保するには、比重が大で常温で唯一の液体金属である水銀が移動媒体として有効のものとしてとりあげられようとしている。

艦装部においては、昭和46年度より制御用流体に関する研究を行なつてきている。すなわち、制御用流体として、水、油より重量大である金属流体を使用すれば容積を縮小することができ、船の重心制御に対して大きな利点を得られるが、このような流体としてまず水銀が考えられるので、水銀を利用した重心制御系の特性を明ら

かにすることにした。まずタンク・ポンプを含む炭素鋼管による閉回路に水銀を回流させ、管内の、例えば彎曲部およびバルブの個所における抵抗損失係数を測定し、その変化を調べた。更に、水銀系の漏洩防止、水銀と水との混合度等多くの技術上有効な経験を得た。昭和47年度には水銀と油とを交互に流す場合の影響を調べるために水銀油の往復流実験を行ない、自動弁、レベル計の性能、界面の観察を行なつた。これは、油圧駆動による水銀と油界面との動的挙動が未知の分野であるからである。今後は、トリム制御モデル実験に取り組むこととなる。

11. 高把駐力アンカーの開発

従来のアンカーは、投锚されたのちその姿勢から把駐に移らず、滑走する率が比較的高く、また、把駐後に回転を生じたり一度回転すると以後正常な姿勢に復元し難いことがあるとしてこの不安定性の原因を解明しようとし、昭和41年度よりアンカーの安定性向上の研究を行

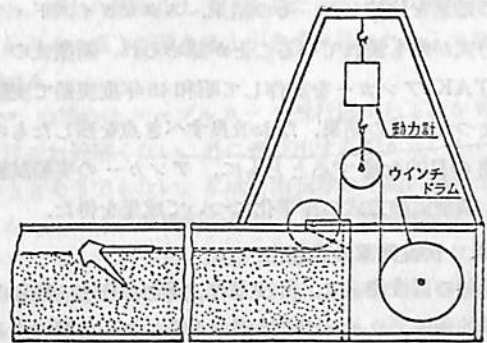


図-3 アンカー模型実験装置



写真 10 Hi-SOTAK アンカー

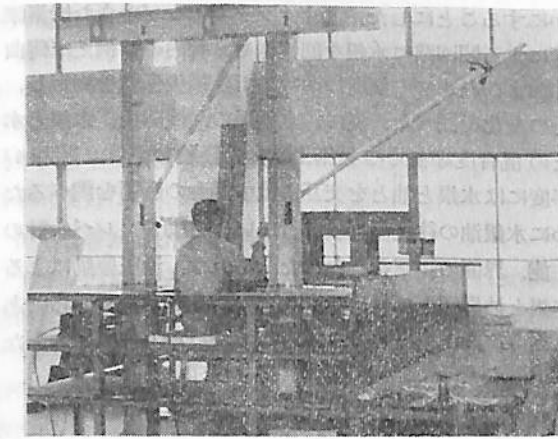


写真 11 荷役解析装置

なつたが、この間、模型実験により把駐力と安定性の改良を計り、爪の開き角、後退角および傾斜角等を変化させ、また種々のスタビライズド・フィンを爪に取りつけその効果を比較した。その結果、スタビライズド・フィン方式が最も優れていることが認められ、新形式の Hi-SOTAK アンカーを試作して昭和45年度実船で実験を行なつた。この結果、なお改良すべき点を残したものの所期の目的を達するとともに、アンカーの実船試験方式、模型実験方式の標準化について成果を得た。

12. 荷役作業の高速化

船舶の荷役能率は、荷役方式、貨物の特性、船倉の幾何学的条件、ウィンチの性能およびこれらを制御する人間によつて決定される。コンテナ、ロール・オン・ロール・オフ等の新しい荷役方式が開発され、能率化、自動化が進められているが、これらの装置については更に人間と機械との接点における人間の機械に対する応答を明らかにする必要がある。昭和45年度には、現在広く使用されているデリック・ブーム型荷役装置による喧嘩巻方式について、船舶と岸壁との間の荷役を想定し、ウィンチの性能、ハッチ幅、貨物の寸法等が荷役能率にどのように影響を与えるかを調べた。すなわち、荷役装置および船倉の模型を用いて荷役作業のシミュレーションを行ない、荷役装置の諸要素および操縦者が荷役能率におよぼす影響を求めたが、荷役の描く軌跡の横移行に係る所要時間は、個人差、貨物の大小による影響はないこと、能率にひびくものは倉口幅と貨物の寸法との差にあることが、また実験から得られた最適軌跡をプログラム化して制御装置に挿入した結果、自動運転が可能であることが判明した。

あとがき

安全、公害の問題は日をおつて重要性がさげばれており、国家研究機関としては、経済優先から国民の福祉、安全を優先した考えに立脚して長期的な研究課題にとり組んで行かなければならないが、艦装関係は特にこれらの問題と密着した事項が多く、研究の充実をはかり実力を涵養し、斯界のために貢献しなければならないと考えており、ここに上記のようにその内容を紹介し各位の御批判をあおぐ次第である。昨年造船工業会が日本造船業における艦装工事の合理化を目的として北欧の超大型船建造造船所に調査団を派遣され、調査検討の結果、「日本においては船殻偏重という声がかかれるが、これは総合的エンジニアリングの欠如を意味し、まず艦装部門の努力不足の反省が必要である」との提言がなされた。このことは、研究部門に対してもあてはまることと思われ、今後の研究計画樹立の重要指針と致したいと考えている。

海技入門選書

東京商船大学名誉教授 飯島直人 著

電波航法入門

A5版 200頁 ¥640 (〒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. センス決定法 3. ペリニトシ式ラジオメータ 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 ロラン方式—1. ロランの原理 2. 時間差の測定 3. ロラン受信器の操作部 4. 地表波と空間波 5. ロラン=チャートおよびロラン=テーブル 6. ロランの精度
- 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. レーン検正器 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—1. レーダの原理 2. レーダの作動概要 3. レーダ各部の機構 4. レーダの取扱法 5. レーダの性能 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. レーダ航路標識とレーダ=チャート 9. レーダ航法 10. レーダ=プロットング 11. 今後のレーダ

垂直降下式乗込装置とは、船舶が遭難した場合に、水上に浮かんでいる膨脹式救命いかだ、浮器等に乗り込むために、水面より遙かに高い船舶の甲板から水面に降下するのに使用する装置である。高いところから下へ向つて進む状態に落下と降下がある。前者はほぼ自然運動であり、後者は速度や進行方向等をコントロールしつつ進むものである。落下は高さが高くなると着地姿勢が保てなくなり、極めて危険であるが、降下は空中も着地もコントロールが十分にできるので、高さあまり関係なく極めて安全である。最近開発した“垂直降下式乗込装置”はその名の示すごとく、最短距離をゆつくり降下するもので、非常に高い甲板からでも、安全確実に水面の救命具に遭難者を到達させることができる。従来の乗込装置に比し、数多くの優れた長所を持つ新製品で、今後救命設備の一環として、重要な役割を受け持つものである。以下にその概要を述べるが、幾分なりとも読者のご参考になれば幸である。

高いところはなぜ怖いのか

人間は天国の方が地獄より好きである。天上は夢の国でロマンチックな楽園と思われている。人間の行動圏は地球上で平面的な広がりと上下の立体的範囲とがある。地球上の平面は水平線と地平線で、その先は行けどもつきることがなく、またもとへ戻つて来ることを経験的に知っている。立体は地球の中心へ向う地下と空中とがあるが、何れも行きつく先が何処かは未だに経験されていない。昔から天国へのあこがれが強く、一歩でも近づきたいという努力はいろいろの形で現われている。竹竿や木に登つた古人もあれば、気球や飛行機を考え出し、遂に近代人は宇宙ロケットまでも作り出した。天国の存在を信じない人でも高いところへ登ることの好きな人は多い。高いところに登ると天上人になつたような気分で、下界を見下ろすと何ともいえない良い心持になるからであろう。ほんの少し他人より高いというだけで、竹馬に乗つたり、大型トラックの運搬台に坐つたときの優越感を忘れられない方もいよう。ハイキングで山の頂上やケーブルカーから下界を見下ろしたときの気分は、景色の良さは別の素晴らしさがある。東京タワーやエッフェル塔に見物人が絶えないのもそのためであろう。併し高いところに登ると怖いのも事実である。自分は高所恐怖症だという人がかなりいるが、誰でも怖いのが当りまえで、程度の差ではなからうか。私も高い所は好きな方

で、いろいろ高いところへ登つて見たが、高いところはゆつくり景色が眺められるようだと確かに気分もいい。併し景色を眺めるどころでない怖い経験も何度かあつた。経験した怖い思い出を分析して見ると次の三つの場合があるといえる。

(イ) 高い所から下を見た場合に真下(直下)が見えるときほど怖さが強い。

(ロ) 自分の下が地面に連らなつているときの方がいないときより怖い。

(ハ) 足許がしつかりせず不安定だと怖い。(これはあまり高さとの関係がないかも知れない。)

(イ) の場合の実例は普通の山の頂上と断崖絶壁に立つた場合を思い出していただければわかる。ビルの屋上でもデパートのように柵があつて建物の端に行けないところと、窓から顔を出して下を見たときとを比較して見てもわかる。真下が見えると引きずり込まれるような感じがする。

(ロ) の場合はケーブルカーや飛行機から下界を見たときはそれ程怖くない。外に飛び出す心配がないからかというところでもない。私は自由気球の吊籠に乗つて飛行しながら、下界の景色を見たり、鶏の声を聞いたりしたが全く怖くなかつた。余談ではあるが、地球上にあるあらゆる乗物の中の最高の乗物は自由気球であると思つている。宇宙船には乗つたことがないが、潜水船、水中翼船、戦艦のほかスキー、スケート、楫から馬や人力車までを含めて見ても、やはり最高は自由気球のようである。特に真冬の晴れた日が良い。機会があつたら是非一度試されることをおすすめする。ただし熱気球はうるさくて駄目。さて前例のビルの窓の例はこの場合にも当てはまる。船のマストの上や鉄塔の上、あるいは繫留気球の吊籠のように足は地面に連らなつているが、細いものである場合は飛行機とビルの端の間ぐらいの怖さである。

(ハ) の場合は確かりした高い台の上に立つのと、棧がぐらぐらした梯子の途中につかまつているのと比較すれば容易にわかる。鉄の梯子と繩梯子でも怖さは大いに違う。

不安と恐怖、群衆と個人の行動

40年ほど前になるが、富士の裾にあるたいして高くない鉄塔に登つたときのことである。上まで行つたら裾野全体が見えて、きつと良い景色だろうと思つて、背中

にリックを負つたまま勢いよく登り始めた。鉄の垂直に取りつけた梯子が天までとどくように延びている。頭の上の棧につかまるために目は上を見つづけている。かなり登りつづけて腕も疲れたし、塔の頂上も見えてきたので、途中で一休みするために足を止めた。どれ位登ったかとヒョイと下を見たその瞬間、ゾーッとなつて全身が硬わばつた。梯子の棧につかまづている手が痛いので両側の太いアングルと握り代えようと思つても指が伸びない。足首から段々力が抜けて気が遠くなりそうになつた。怖ろしいと思つた瞬間に貧血状態になるのではなからうか。目をつぶつて息を止めてかんで見たら少し自分が戻つてきた。まだ上があるが登る気になれない。目を開いて、上がどれ位あるのか、下を見た瞬間の高さの記憶と比較して3分の1以下だと思ひながら塔の頂上を見たら、怖ろしさがスーッと消えた。ためしに棧を持ち代えるため、指を動かすと楽に動いて上の段を掴むことができた。足も一段上つている。恐怖の瞬間到底上などへ行く気のしなかつたのが手足が上へ登る運動をするではないか。怖る怖るもう一度下を見たら、やはり前ほどではないが怖い。何故前より怖くないか考えて見た。いろいろその場で身体を動かしても見た。棧で足踏みもして見た。わかつたことは、前の場合には、手足を伸ばして身体が梯子からかなり離れ、下を見るため身をよじつた瞬間、背中中のリックが横に揺れ、身体のパランスが崩れたことがわかつた。思いがけない不安定に気付いた瞬間、猛烈な恐怖に襲われたのである。その後、足踏をして棧の強さ等確かめたので不安感が多少薄らぎ、怖ろさも減り、自我を取り戻した。コントロールの自信を取戻して登り、ついに塔の頂上を極め、ゆつくり絶景を眺めてから降りて来た。その間身体を梯子になるべく近づけながら、平らべつたくなるような感じで上り下りをした。背のリックサックの荷重の動きを常に計算に入れることも必要であつた。

このように高い所はとかく安定が悪く、不安感がつきまとうが、これが恐怖を呼び起こすことがわかつた。海上で緊急事態に遭遇すれば不安と恐怖が猛然と襲つてくる。まして高い甲板から荒れる海を見たとき、頭から血が一度にひいて貧血状態になり、気が遠くなるのが当然である。ゾーとした瞬間、身の毛がよだち、立ちすくんでしまうというのはこの状態のことである。それから後は冷静に自我を取り戻さない限り、無我夢中の行動をとる。避難者が大勢いる場合は、不安感と互いに頼りにし合う群衆心理が作用し、冷静な判断が難しくなる。人の後について行き、他人の真似をする。かりにそれが死の道であつても皆がその方へ行くことは陸上の火災や

出水の際にしばしば見受けられることで、避難船でも同じで、高い方へ高い方へと逃げると聞いている。避難船舶の舷側は前に述べた怖ろしさの三つの状態が全部そろつているのであるから、怖いのが当然である。高い甲板から水上の救命具に乗り込むための乗込装置が、網はしごやネットでは訓練された船員でない限り、迅速に降りることは困難である。群衆心理で、我先にネットにつかまづても、海面近くなつて波が打ち当つて来ると救命具へ到達する前に不安と恐怖で動けなくなつてしまう。そのうち手足が疲れるし、泳げる人は一思いに泳げと手を離す。海が荒れたり、寒さがきびしかつたら、救命具へたどり着けるのは偶然に近いことである。

乗込装置はこのような恐怖を誘発する環境条件のもとで、群衆心理にとられることなく、終始一人一人が冷静に行動し得るような構造でなければならない。救命設備はいずれもが、非常の際の複雑な環境の許で、迅速・安全・確実に性能を発揮し、人命の安全を確保し得る能力の程度に応じて優劣が評価されるが、乗込装置も救命設備の一環であるので当然のことである。その観点から見ても、従来のものは優れているとは到底いい得ない。

落下と降下

どういふものが優れた乗込装置たり得るかを考える前に、高いところから水面や地面に到達するのに、どんな状態がよいかを考えて見よう。

足場の不安定なところや梯子を降りるとき怖いのは、足を踏みはずすと自由落下し、地面にたたきつけられるからである。自由落下の場合は高さが増すと速度は1/2乗で大きくなる。例えば舷側から水面に跳んだとして、1メートル落ちたところでは秒速4.4メートルであるが、5メートル落ちたところでは秒速10メートルであり、10メートル落ちたところでは秒速14メートルである。落下した人はこの速度で水面なり地面なりにたたきつけられて止まる。このように段々速度が増すのは、地球の引力により落下体に加速度が加わるからである。落下体が水面や地面で止まつたり、タンポリンの上で跳ね上るのは、地球の引力と逆の上向きの力が上向きの加速度を落下体に与えるからである。上向きの加速度を加える時間が、短かければ短いほど加速度を生じさせる力は大きい必要がある。大きな力を瞬間的に人体に加えれば怪我をしたり死んだりする。上向きの加速度を加える時間を少しでも長くすることによつて、加える瞬間力は小さくてすみ、危険が少くなる。この時間稼ぎの方法によつて力の緩和を行う動作は、訓練によりかなり速い速度でも可能になることは、スキージャンプやサーカスにその例が見受けられる。併し人体の緩和能力にも限度があ

る。最近開発された、自動車の衝突の際に乗員を守るエアバッグを、人と車の間にセンサーの信号で急速膨脹と低速排気する装置において、時速 80 キロ（秒速 22メートル）以上での衝突の場合には、仮に袋で支えられても、首の骨折や内臓破裂等の事故となることがあるといわれている。このように自由落下は落下途中での速度のコントロールが全くできないので、着水または着地の際の姿勢と動作による緩和の方法しかない。訓練なしには誠に危険であり、特殊な人にしかできないことである。

自由落下に対して、落下傘で降りることを降下というが、降下の際は降下速度のコントロールができるので安全に降着できる。例えば落下傘の降下速度が毎秒 4.4メートルであつたとすれば、その着地衝撃は 1メートルの台から跳んだのと同じである。このように落下速度を遅くすれば衝撃が小さく、身体的緩和と動作も、普通の成人なら可能な範囲になる。さらに衝撃を緩和するために、降着場所に緩衝材を置いて、停止するまでの時間稼ぎをすると、降着時の身体的緩和と動作が殆んど不要になる。例えばオリンピックの棒高跳びを見た方は、地面にウレタンフォームを厚く敷きつめて、その上に水平に近い姿勢で落ちる様子を、TV で見られたことと思う。選手は全く怪我をすることがなかつた。この場合はウレタンフォームの緩衝能力を十分に利用するために、身体のはほぼ半分の面積に上向きの力を分散して受けているので、単位面積当たりの力は極めて小さく、秒速 10メートル以上でも何等怪我等をしないのである。もし垂直の姿勢で着地したら、やはり足腰による身体的緩和と動作を必要とするであろう。

乗込装置の現況

乗込装置は船舶の舷側から、水上の救命具へ乗り込むための緊急避難器具であるので、他の救命設備と同様に迅速・安全・確実に性能を発揮し、いろいろと変るきびしい環境条件にも耐え、常に性能を維持し得るものでなければならない。

避難者が不安と恐怖から、安心感を取り戻し、周囲の激しい環境から守られ、安全に避難できるという実感を持つのは、降下位置に誘導され、乗込装置を見たそのときから、救命設備の実態として感じ取られる筈である。“これなら大丈夫”という信頼が生まれれば、その後の避難行動の流れは淀みなく進行するであろう。最も信頼の薄かった乗込装置が、信頼される性能と構造であるためには、迅速・安全・確実の徹底に、細かいところまで配慮をする必要がある。

現在使用されている乗込装置は綱はしごやネットが主であるが、前にも述べたように老幼婦女の使用が危ぶま

れている。他の乗込装置として、斜め滑り台式のシュータがあるが、斜めに滑り降りる型式は陸上の避難器具としても高さ 8.4メートルまでで、それ以上は垂直に降りる型式のものが許されている。旅客船の甲板から水面までの高さは、船舶の大型化に伴ない、乾舷高が高くなつて、10メートルを越すものが多数就航している。このように高いところから降りることのできる乗込装置の出現が要望されていた。

船舶の場合には陸上と違い、つぎの三つの条件を同時に満足する必要がある。

- (1) 救命胴衣を着用した肥満体の人も、小児が救命胴衣を着用しない場合も、同じように迅速・安全に降りられること。
- (2) 膨脹式救命いかだを使用する状況および環境条件で、乗込装置が確実に性能を発揮すること。
- (3) うねり、船体の傾斜等による乾舷高のある程度の変化に対応し、安全・確実に降下し得ること。

このほかにもいろいろの条件が要求されるが、上記の三条件は最低として要求されるものである。(2)の情況には座塵、衝突、火災等があり、環境条件には救命いかだの使用温度範囲である -30°C から $+66^{\circ}\text{C}$ のほか、暴風、雨雪および波浪がある。

乗込装置に関する発明、考案や試案はいろいろある。斜め式のもの、垂直式のもの、射出式のもの等多種であるが、上記の三条件の同時的満足が不十分であつたり、救命設備の性能要件に欠けるところがあつたりして採用に至っていない。筆者もいろいろのものを調査研究したが、垂直式のもので、緩降器の方法によるものと、救命袋の伸縮によるものとは、かなりのところまで実用化が進んだ。いずれも摩擦制動に大きく依存しているので、温湿度の変化や雨雪、波浪等による濡れにより、最も重要な安全速度での降下が確保できないことから、船舶用として採用することができなかつた。

垂直降下式乗込装置の構造概要

垂直降下式乗込装置の設計製作に当つては、船舶所有者、船上での管理取扱者、使用者（避難者）、整備者等のそれぞれの立場に立つて、経済性、性能の維持発揮、取扱操作の容易等の長所を具現するよう、耐久性ある材料を用い、簡単な構造として、トータル・コストの小さくなるようにした。その結果、従来にない幾多の長所を持ち、救命設備として、特に乗込装置として具備すべき性能要件をほぼ満足し、信頼の持てるものになつた。

垂直降下式乗込装置は、つぎの主要部分により構成されている。

- (1) 本体—救助袋の部分で、強じんな合成繊維製帆布

を縫合した蛇行経路の垂直降下部と、ハンモック状の斜め降下部とで構成されている。この蛇行経路の垂直降下部は屈曲毎に降下速度が制動され、毎秒約1.5メートルの一定安全速度が保たれる。屈曲の数が増し、高さが50メートル、100メートルとなつても、降下速度は終始一定に保たれる。何等コントロールの必要がなく肥満体でも小児でも同じ降下速度であるような構造にしてある。垂直降下部の下の方は斜め降下部になつていて、水面の上下動に対応し、常に安全・確実に着床させる。

(2) フェンダー本体の保護壁で垂直降下部の周囲を囲む四角な筒である。船体の突起物、風雨、熱気、煙等から内部を降下している避難者および本体を保護する。格納の際には本体と一緒に折りたたまれていて、使用の際には、本体と一緒に延伸垂下される構造になつている。

(3) プラットホーム—膨脹式救命いかだと同じような構造で、天幕(カバー)の天頂部がフェンダーの下縁にひもで綴つてある。天頂付近は伸縮して、プラットホームが水面の上下動に追従しても、天幕が垂れ下らないような構造になつている。天幕の裾近くに扉付きの出入口があつて、そこに救命いかだを緊止し、プラットホームから避難者が乗り移る。底面に十分な大きさの安定水のうが取り付けられており、強風でも吹き飛ばげることがないような構造になつている。格納中は格納袋に収め、本体等と共に格納箱に格納してあり、使用の際には一番先に落下を開始し、取り付けである炭酸ガスにより自動膨脹しつつ落下し、本体およびフェンダーの延伸のための牽引のはたらきをする。フェンダーと切り離せば浮器として使える。

(4) 格納装置—FRPまたは耐食アルミ製の箱で、船舶の舷側に備え付けておき、非常の際に、乗込装置の入口が舷外に懸垂される構造になつている。格納中は本体、フェンダー、ラットホーム等は小さく折りたたまれていて、使用の際は手動または遠隔操作により、下の開口部からプラットホームが自重で落下し、途中で気室の膨脹が始まる。続いてフェンダーと本体部がプラットホームに近い下部からプラットホームに牽引されて延伸落下する。プラットホームは水上で気室の膨脹の完了により成形される。降下は、扉を開き、足許の入口に足先から入り込み、手を離すと始まる。入口付近は全く外界と隔絶してあるので、周囲の状況や環境の影響を受けないから、不安や恐怖を催すことがない。特に入口は本体布でゆるく塞がれているので、穴に入るといふ感じは全くない。リラックスした気持ちで

いれば自然にプラットホームへ到着する。

垂直降下式乗込装置の性能概要と特長

- (1) 安全性—安全性の高いことは第一の特長である。
- (イ) 本体内の降下速度は前述したように、乗込み甲板の高さに関係なく、秒速1.5メートルの一定速度である。しかも身体の周長1.7メートル(肥満体の人が救命胴衣を着たとき)から、6才の小児が胴衣を着ないで降下しても、ほぼ同じ速度で降下する。
- (ロ) 本体は合成繊維帆布であり、その周囲は難燃、水密、緩衝の性能を合せ持つフェンダーで囲み、天幕付きプラットホームに接続してあるので、外界の状況や環境の影響を全く受けることなく、避難者は降下中完全に保護されている。

(ハ) プラットホームは、救命いかだと同じような構造材料であるので、安全性能もほぼ同等である。

- (2) 確実性—耐久材料を使用し、単純な構造とすることにより、確実性を高めた。

膨脹式救命いかだと共に使用される救命設備であるので、材料も十分な耐久性のあるものを選んだ。特に乾舷高が高くなると風の影響も強くなるので、強度の維持は欠くことのできない性能である。

各部および全体の構造、作動機構等総てを単純な形式にして、非常の際の作動を確実にし、整備の際の確実性の維持を容易にした。すなわち落下のための開口部に直接接しているのは、一番先に落下し牽引の役目を受け持つプラットホームであり、それに接続してある本体およびフェンダー部分から逐次折りたたみが解けるように格納してある。これ等は簡単で確実な、太いひもによる接続法を用いてあるので、点検整備も簡単確実に行ない得る。

- (3) 迅速性—迅速は、緊急の際に使用するものであるから欠くことのできない性能である。降下速度を秒速1.5メートルというように極めて安全な速度にしても、殆んど垂直に近い近道を通るので、結果的には迅速に降下することになる。つぎつぎと短い間隔で降下しても、装置は何等支障もなく、性能を発揮するが、実際の場合には、避難能力の小さい老幼婦女が、不安と恐怖の異常な精神状態の許にあるので、いくら急いでも迅速を欠くのが事実である。避難者の気持ちを落ち着かせ、船員の適確な判断と指示により、安心して整然たる行動をとらせることが、結果的にはもつとも迅速なことになるのではなからうか。降下準備は膨脹式救命いかだと同様に分秒単位であるが、降下の1人1人の間隔は避難能力により異なり、海に傾けた成人男子なら10秒以下でもよいが、一般船客の老幼婦女では

20秒以上の場合もあろう。従つて、1台の乗込装置で、30分間に100人とか200人という程度であらう。

(4) 経済性—斜めより垂直の方が材料の所要量も少く、総ての部分が軽量小型になり得る。さらに設計に当つて、前に述べたように構造、機構を単純にすることによつて、取り扱いが簡単になり、点検整備も極めて短時間で済むので、費用も少い。材料の耐久性は性能維持を確実にすると同時に部品の更新、修理の機会を少なくする。また膨脹式救命いかだと同様または類似の材料が使用してあるので、整備が容易である。このように新品から、永年の使用により廃品に至るまでのトータルコストが少く、経済性に優れているのも大きな特長である。

むすび

垂直降下式乗込装置は、世界にも類を見ないユニークな安全性と経済性に富んだ、極めて優れた性能の乗込装置である。優秀な乗込装置は救命設備の一環として久し

く待望されていたが、本装置の装備によつて、乾舷高数メートルから50メートル以上の巨船からでも、老幼婦女を問わず、容易に降下することができる。一般旅客は勿論、船長を始め優秀な船員の生命を無事救出することができる。

新製品として未だ日は浅いが、新造の旅客船には、つぎつぎと採用されている。現在は積付甲板と乗艇甲板と異なる場合とか、遠隔操作で救命いかだの進水と同時に懸吊するとかの運用面で僅かな相違のものが実用されているが、将来のために、積荷の量による乾舷高の変化の大きい船舶への装備、プラットホームを膨脹式救命いかだあるいは救命艇とする型式とか、応用範囲の拡大に向つて研究を進めている。関係諸賢のご教示とご指導により、現在より一歩でも進んだものを造り、国内のみならず、海外にも普及させて、多くの人命の安全に寄与することを念願としている。

三井造船の新修繕船基地“由良工場”

三井造船が、かねてから和歌山県の由良港内埋立地に新しく建設中であつた修繕船専門工場由良工場は、さる4月6日最終艀装に入渠した大阪商船三井船舶向け新造船134,000重量トン型タンカー“高城山丸”を第1船として操業を開始した。

由良工場は、昭和46年5月、超大型タンカーおよび吃水の深いコンテナ船を対象とする修繕船工場として建設に着手し、このほど33万重量屯の大型ドックと、各種最新鋭設備を有するわが国でも数少ない修繕船専門工場として誕生したものである。

設備面では、同社新開発のテレビを利用した入出港誘導装置、レーザー光線を利用した入出渠誘導装置あるいはドックに設けられた可動式自走足場など、随所に新しいアイデアが採用されている。この結果、夜間あるいは悪天候時であつても、安全かつ確実に入出港および入出渠が可能となり、交代制による24時間操業とともに極めて高効率の工場となつている。

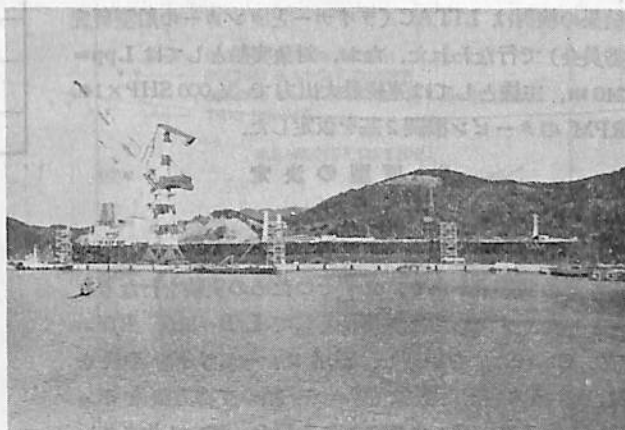
さらに操業にあつては、工場および船舶排水を処理する浄化装置などの設備を設けて、自然環境の保全に万全を期している。

由良工場の概要

所在地 和歌山県日高郡由良町大字網代字高見山 193-4

敷地面積 143,946 m² (約 43,620 坪)

建家面積 11,338 m² (約 3,440 坪)



入渠第1船の高城山丸

主要設備

- | | | |
|----------|-----|-----------------------------------|
| (1) ドック | 1基 | 能力: 330,000 DWT |
| | | 寸法: 長さ 350 m × 幅 65 m × 深さ 14.3 m |
| | | クレーン: 50t, 20t, 6t 各1基 |
| (2) 係留岸壁 | 1基 | 寸法: 長さ 275 m × 水深 10 m |
| | | クレーン: 50t, 6t 各1基 |
| (3) 係留栈橋 | 1基 | 寸法: 長さ 330 m × 水深 10 m |
| | | クレーン: 10t 1基 |
| 従業員数 | 操業時 | 約 560 名 |
| 年間修繕船能力 | | 570 万総屯 |

大型2軸コンテナ船の推進性能に関する 2,3 の実験について

横尾幸一*
川上善郎*

1. 緒 言

高速コンテナ船の船型は従来の高速ライナー船型の延長上にあり、その船型計画にさいしては高速ライナーに関する知識・経験は有用であるが、その大型化に伴う船体寸法および速力の増大は著しい馬力の増大を招来し、推進性能改善の要求はさらに強まっている。一方、幅、吃水の制約やコンテナ搭載効率への配慮などが船型計画における条件に入れられて、コンテナ船型の主要寸法比や線図の形状はライナー船型とはかなり異なつたものとなる。そこで、コンテナ船型の船型や主要寸法比の推進性能におよぼす影響を明らかにするために、若干の実験を行なつた。この試験は、石川島播磨重工、川崎重工、佐世保重工、住友重機械、日本鋼管、日立造船、三井造船の共同受託によるものであり、試験の計画および結果の検討は LITAC (ライナーとタンカーの船型研究委員会) で行なわれた。なお、対象実船としては $L_{pp}=240\text{ m}$ 、主機としては連続最大出力で $36,000\text{ SHP} \times 140\text{ RPM}$ のタービン機関2基を仮定した。

2. 原型の決定

2-1 模型船および模型プロペラ

この試験を開始するにあつて、原型をきめるのに、かなりの問題点があり、まずそのための実験を行なうこととした。すなわち、主要目として $L/B=8.0$ 、 $B/d=3.0$ 、 $C_B=0.56$ を採用し、船尾フレームライン形状を M、U 型に変えた場合、プロペラ軸の支持方法をボッシング型やストラット型に変えた場合、舵を1枚あるいは2枚にした場合の推進性能の優劣を比較するため、8 m 模型船2隻の抵抗、自航および伴流試験を行なつた。

両模型船 (M.S. 0107, 0108) の要目等を表-1に、正面線図および船首尾形状を図-1に、プリズマチック・カーブを図-2に示す。模型プロペラは、上述の対象実船に対して設計・製作された。その要目を表-2に、単独性能を図-3に示す。

2-2 試験状態

試験は満載状態で実施された。摩擦抵抗の計算、自航試験における摩擦修正の算定にはシェーンヘルズの使用し、実船に対する粗度修正量 $4C_F$ を0とした。ま

表-1 模型船要目表 (フレームライン・シリーズ)

M.S.NO.	0107	0108
FORM OF AFT FRAME LINE	U TYPE	M TYPE
L_{pp} (m)	8.0000	
L_{owl} (m)	8.1937	
B (m)	1.0000	
d (m)	0.3333	
TRIM (m)	0	
NAKED HULL		
V (m ³)	1.49760	1.50000
S (m ²)	9.6600	9.5660
C_B	0.562	0.563
C_P	0.573	0.574
C_M	0.980	
Δ_{CB} (% OF L_{pp})	+2.27	+2.40
B/d	3.000	
L_{pp}/B	8.000	
$\nabla/0.1L_{pp}^3$	2.925	2.930
AREA (% OF A_M)	5.1	
EULB LENGTH (% OF L_{pp})	1.25	
IMMERSION (% OF d_{FULL})	70.0	
WITH APPENDAGES		
BOSSING & TWIN RUDDER	V (m ³) 1.52210	S (m ²) 10.4775
BOSSING & SINGLE RUDDER	V (m ³) 1.52125	S (m ²) 10.3923
BOSSING & SHAFT BRACKET & TWIN RUDDER	V (m ³) 1.51011	S (m ²) 10.2063
TWIN RUDDER	V (m ³) 1.49976	S (m ²) 9.9956

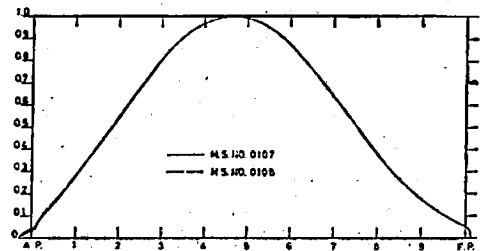


図-2 M.S. 0107 と 0108 のプリズマチックカーブ

表-2 模型プロペラの要目

MODEL PROPELLER NO.0051E	
DIAMETER (m)	0.1970
BOSS RATIO	0.180
PITCH (CONSTANT) (m)	0.2453
PITCH RATIO (CONSTANT)	1.245
EXPANDED AREA RATIO	0.8372
BLADE THICKNESS RATIO	0.0570
ANGLE OF RAKE	10°-0'
NUMBER OF BLADES	5
DIRECTION OF TURNING	RIGHT & LEFT HANDED
BLADE SECTION	MAU TYPE

* 船舶技術研究所

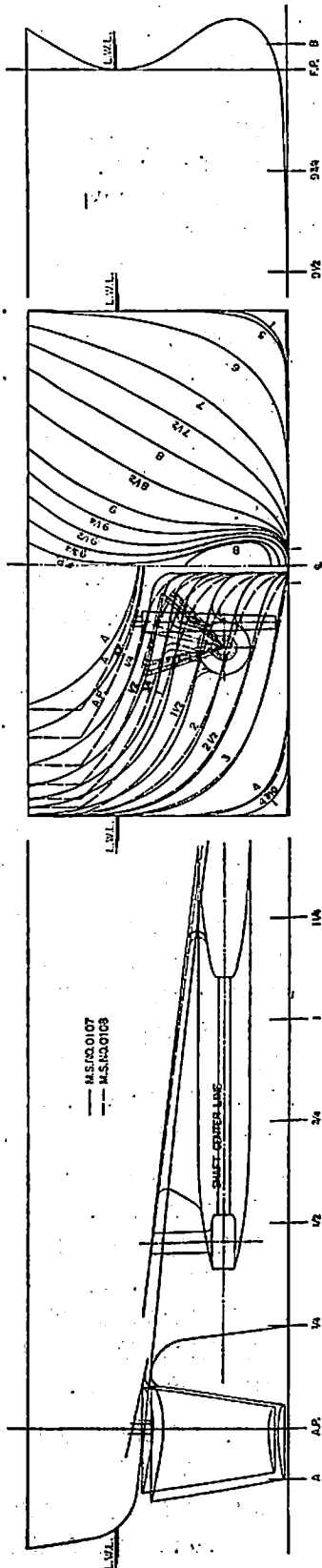


図-1 M.S. 0107 と 0108 の正面線図および船首尾部分形状

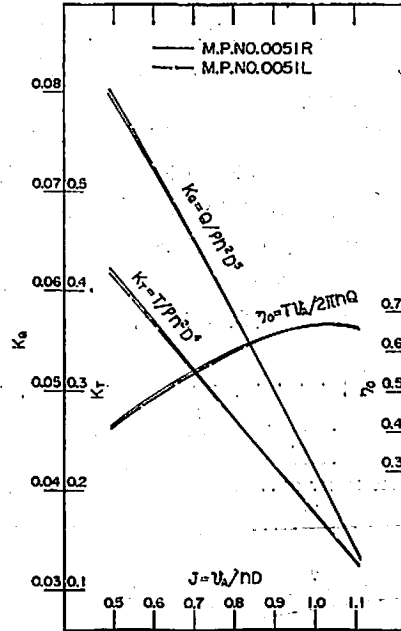


図-3 模型プロペラの単独性能

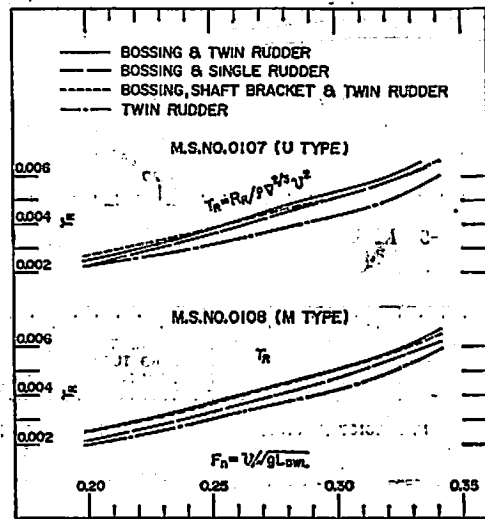


図-4 M.S. 0107 と 0108 の剰余抵抗係数 (付加物の影響)

た、乱流発生装置としては、高さ約 1 m/m の梯形スタッドを約 10 m/m 間隔に S.S. 9½ の位置に一系列に植えつけたほか、バルブに対しても、バルブ中心より前方へバルブ中心を通り船体中心線に平行な線に対し 60° の位置に鉢巻き状に植えた。

2-3 試験結果

計測された全抵抗値よりシェーンヘルの式で計算した摩擦抵抗を差し引いて求めた剰余抵抗係数 R_r を図-4

に、自航試験結果より計算された自航要素、すなわち伴流係数 w_T 、推力減少率 t 、および推進器効率比 η_R を図-5 および 6 に示す。

抵抗試験の結果によれば、M 型模型 (M.S. 0108) では、ポッシング型およびストラット型のいずれの場合もほぼ同一の r_R の値を示しているが、舵数の減少によって r_R は減少している。U 型 (M.S. 0107) では、ポッシング型にくらべてストラット型の r_R は、低速ではやや高く、高速では逆に低くなっており、舵数の減少によ

る変化は M 型ほど大きくない。

自航要素をみると、M、U 型とも η_R および η_0 はほぼ同一、 w_T はポッシング型がやや大きく、 η および t はポッシング型 2 枚舵、ポッシング型 1 枚舵、ストラット型と次第に大きくなっている。図-6 は、プロペラの回転方向を外回りにしたときと内回りにしたときの自航要素の比較である。これによると、 $1-w_T$ の内回りの値は、外回りの値にくらべてストラット型でやや小さく、ポッシング型では大分低い値を示している。 $1-t$

については、M 型では内回りの方がやや大きな値を示し、U 型のポッシング型ではこれとは逆に小さい値を示している。 η_R および η_0 はプロペラの回転方向によつて大きくは変つていない。

M 型および U 型のポッシングつきの場合に、5 孔ビトー管を使用して伴流計測を実施した。その結果の伴流分布を図-7 に、プロペラ面への投影速度成分を図-8 に示す。これによると U 型および M 型とも似た傾向を示しており大きな違いがないが、ポッシングと船体との取り付け部の直後より少しずれた位置にある伴流集中の附近の様子が多少異なり、M 型の伴流の集中が密で、伴流そのものも少し高い値を示している。プロペラ面での投影速度成分としては、ポッシングの取り付け部分を除いては、全体的にみると船体の外側下方より内側上方に向つており、かつ、外側よりも内側の方がより大きな値を示している。したがつてプロペラの回転方向で考えると、この流れでは内回りより外回りの成分が優勢であることがわかる。

結局、原型としては M 型、ストラット型軸支持法、1 枚舵の場合がよい結果を示したが、保守の関係等の実際面を考慮して、軸支持法としてはポッシング型がえらばれた。

3. L/B が推進性能におよぼす影響

3-1 模型船および模型プロペラ 2 により決められた原型 (L/B=

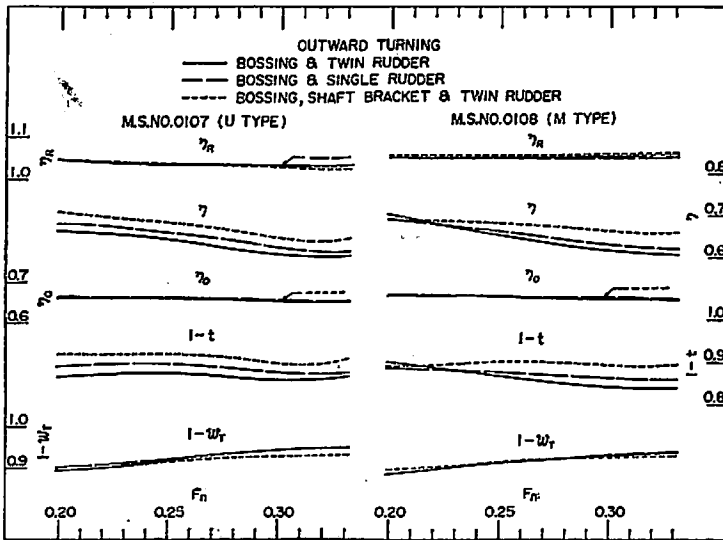


図-5 M.S. 0107 と 0108 の自航要素 (外回りプロペラ)

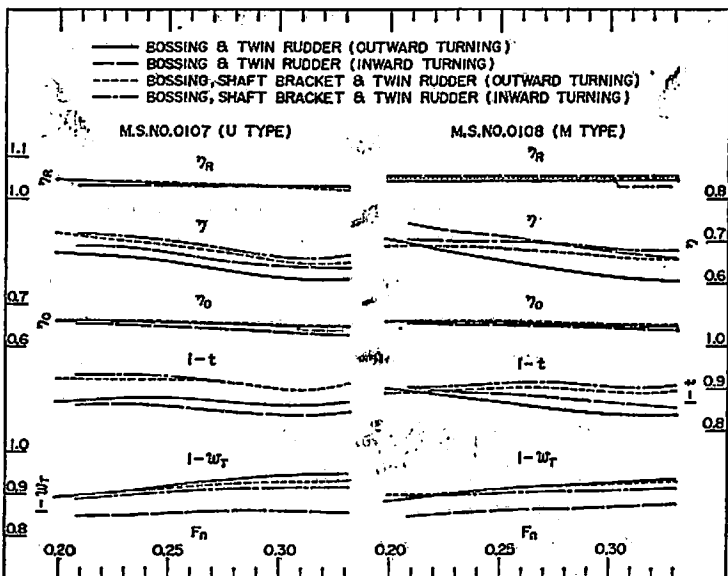


図-6 プロペラ外回りおよび内回りの自航要素におよぼす影響

8.0) をはさんで $L/B=7.0$ および 9.0 の2隻の木製模型船を製作し、抵抗および自航試験を行なった。模型船の幅は原型と同一とし、 L/B の相違だけ船長を変化さ

せた。

線図作成にあたっては、以下に示すような考慮をはらった：

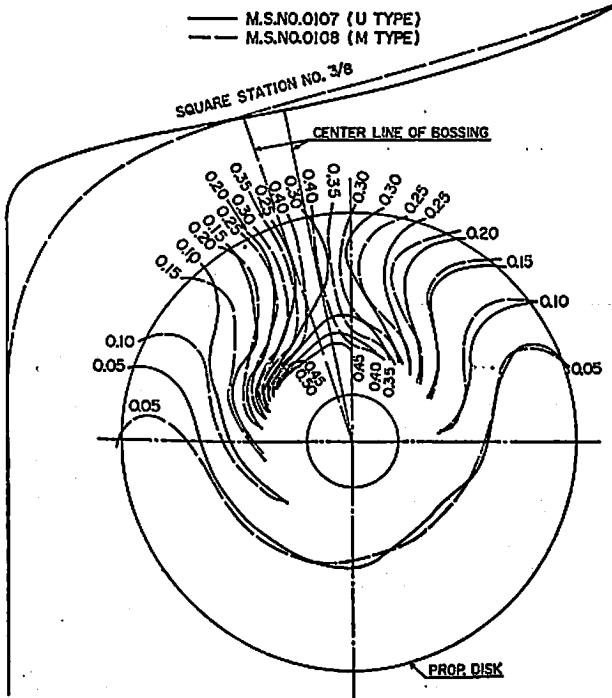


図-7 伴流分布図 ($F_n \approx 0.29$)

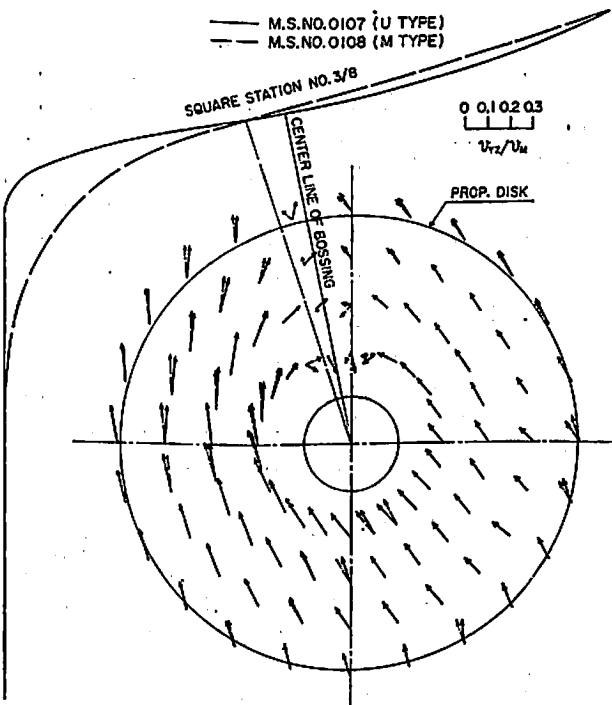


図-8 プロペラ面への投影速度成分 ($F_n \approx 0.29$)

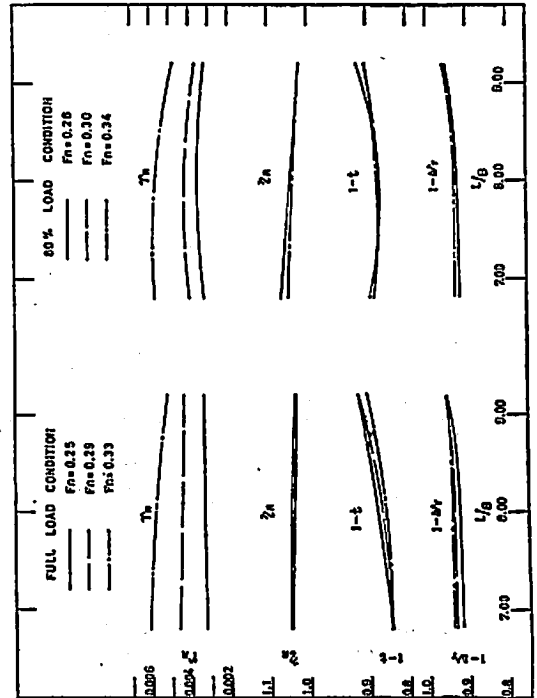


図-10 F_n および自航要素におよぼす L/B の影響

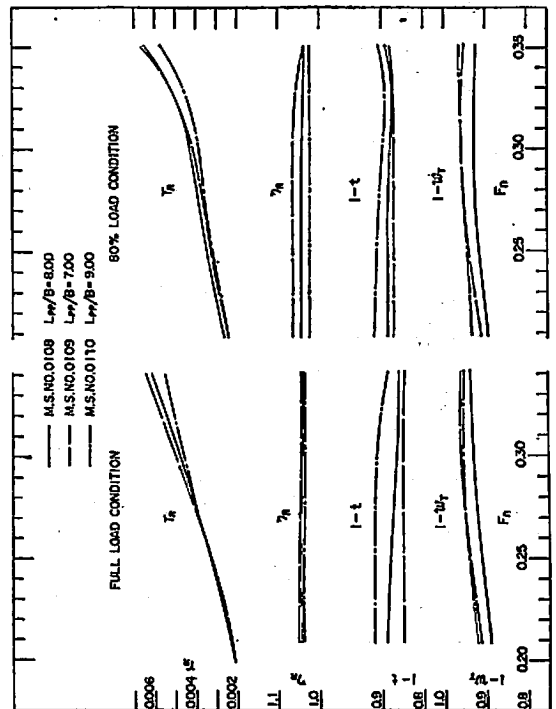


図-9 M.S. 0108, 0109, 0110 の試験結果

表-3 模型船の主要目 (L/B, C_B シリーズ)

M.S.NO.	0109	0110	0108	0132	0133
L _{pp} (m)	7.000	9.000	8.000		
L _{wl} (m)	7.1350	9.1717	8.1937		
B	1.0000				

CONDITION	FULL LOAD					80% LOAD				
	0109	0110	0108	0132	0133	0109	0110	0108	0132	0133
M.S. NO.										
d (m)	0.3333					0.2827	0.2807	0.2813	0.2795	0.2827
TRIM (% OF L _{pp})	0					0.5				
V (m ³)	1.3348	1.7176	1.5221	1.6284	1.4351	1.0824	1.3793	1.2249	1.3066	1.1537
S (m ²)	9.0832	11.5522	10.2866	10.5870	10.1525	8.1980	10.5233	9.3009	9.5427	9.1408
C _p *	0.563		0.604			0.534		0.576		
C _r *	0.574		0.610			0.548		0.583		
C _w	0.980		0.990			0.975		0.988		
C _{pa} (% OF L _{pp})	+2.35		+2.40		+2.17	+2.54				
B/d	3.000									
L _{pp} /B	7.000	9.000	8.000			7.000	9.000	8.000		
V ₀ /L _{pp} *K	3.839	2.320	2.930	3.143	2.748	3.068	1.856	2.349	2.514	2.199
AREA (% OF A _{cl})	5.1		5.9			0				
BULB LENGTH (% OF L _{pp})	1.25		1.50			0				
IMMERSION (% OF d _{max})	70.0					—				
* VALUES OF THE NAKED HULL										

(1) 主船体は原型通りとし船首尾端に以下のような修正を施した。

- イ) バルブ突出量の L に対する % は一定 (1.25 % L_{pp}) とする。
- ロ) バルブ・サイズは原則として変えない。
- ハ) Cruiser stern 部は L の割合で修正し喫水方向の値は変えない。

(2) ボッシングについては

- イ) ボッシングの太さは原型と同一にし、長さ方向の位置は L の割合で修正する。
- ロ) Shaft 間隔は一定とする。このため、舵とプロペラ位置を結ぶ直線の船体中心線に対する傾きが変化する。
- ハ) ボッシングの取付け角度は原型と同じ。

(3) 舵については

- イ) 原型の舵を L の割合で長さ方向に修正し、面積比 A_R/L_d は一定におさえる。

原型を含んだ 3 隻の模型船の要目等を表-3 に示す。使用した模型プロペラは 2 に示されたものと同じである。

3-2 試験状態

試験は満載および 80% Δ_F (0.5% 船尾トリム) の 2 状態で実施された。摩擦抵抗の計算その他については 2-2 に述べられている。

3-3 試験結果

抵抗および自航試験により得られた剰余抵抗係数および自航要素を一括し、各状態ごとにまとめて図-9 に示す。さらに L/B を横軸にとつたクロス・カーブを図-10 に示す。抵抗試験結果によると、r_R の値は各状態とも、低速では L/B の変化による差はほとんどないが、F_n=0.28 以上では L/B が大きくなるにつれて低い値を示している。また、L/B=9.0 の最高速では特に小さな値を示している。

自航要素では、1-w_T および η_R に関しては L/B の

ちがいによる差はあまり見られない。図-9 によれば、L/B=8.0 (原型) の 1-w_T の値が他に比較して小さくなっているが、そのようになる理由は考えられない。その差は小さいので、図-10 では 3 隻の値の平均線をひいてある。1-t については L/B の大きい方が明らかに大きな値を示している。

以上の結果によると、試験した範囲内では L/B が大きい方が、抵抗・推進性能上よい結果を示している。この実験は模型船長を L/B に応じて変化させているが、資料¹⁾にもみられるように、この程度の模型船長の変化では尺度影響は小さく、結果に残りど影響をおよぼさないものと考えられる。

低速抵抗より Hughes の方法で求めた K を考慮に入れ、ΔC_F=0 としたときの EHP、および DHP の、定格速度 V_s=29 knots (F_n=0.29) における値を、L/B を横軸とするクロス・カーブの形で図-11 に示す。DHP の算定に当つては、自航要素は一応模型試験結果の値そのままを採用しており、尺度影響は考慮に入れてない。これをみると、DHP の値は L/B が減少するにつれて急激に増加していくように思われる。

4. C_B が推進性能におよぼす影響

4-1 模型船および模型プロペラ

原型 (前述: C_B=0.56) に対して、他の要目は一定におさえて C_B を 0.52 および 0.60 の 2 種類に変化させた 2 隻の木製模型船を使用して、抵抗および自航試験を行なった。

線図作成の際、主船体については、おおむね原型の Station 移動法によつた。ただ、船体前半部は、造波抵抗理論の応用による理論船型として求められている。

ボッシングについては、中心位置を原型と同じにおさえた。

舵は原型のものをそのまま使用した。

原型を含めた 3 隻の模型船の要目等を表-3 に、正面

M.S. NO	CONDITION	DRAFT (m) INCLUDING SKIN			TRIM (m)	DISPLACEMENT		L/B
		A. P.	M. S.	F. P.		$V_s(m^3)$	$\Delta_s(ton)$	
0109	FULL LOAD	11.427			0	53,796	55,141	7.00
	80% LOAD	10.293	9.693	9.093	1.200	43,624	44,715	
0108	FULL LOAD	10.000			0	41,097	42,124	8.00
	80% LOAD	9.039	8.439	7.839	1.200	33,072	33,899	
0110	FULL LOAD	8.888			0	32,571	33,385	9.00
	80% LOAD	8.085	7.485	6.885	1.200	26,156	26,810	

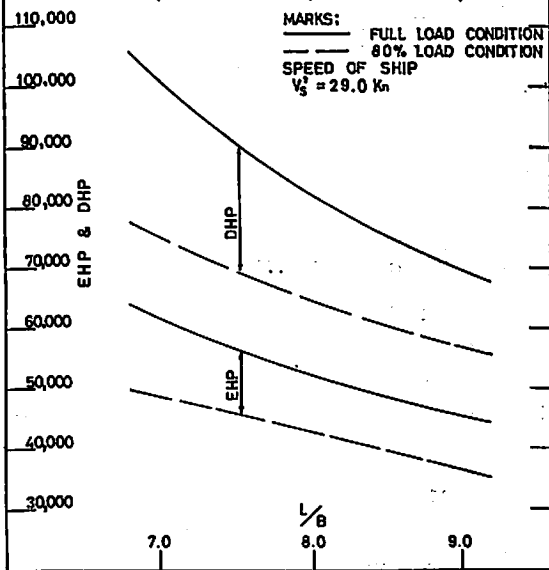


図-11 馬力におよぼす L/B の影響

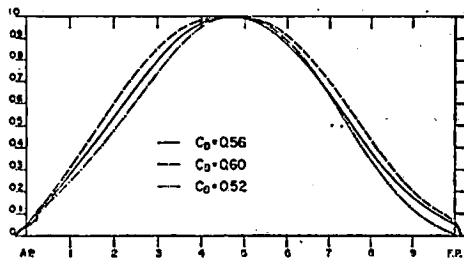


図-13 M.S. 0132, 0108, 0133 のプリズマチックカーブ

線図および船首尾形状を図-12に、プリズマチック・カーブを図-13に示す。

使用した模型プロペラは2-1に示されたものと同じである。

4-2 試験状態

試験状態その他についても3-2に示されている。

4-3 試験結果

剰余抵抗係数 r_R および自航要素を試験状態ごとにとめて図-14に示す。また、 C_B を横軸にとつたクロス・カーブを図-15に示す。

抵抗試験の結果によると、満載状態では $C_B=0.60$ の船が、全速度範囲で最も高い r_R 値を示している。一般

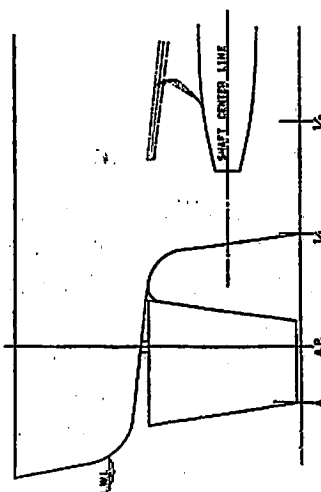
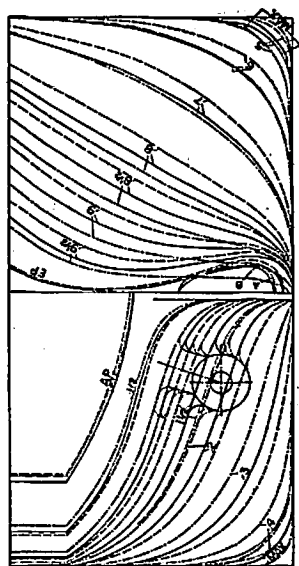
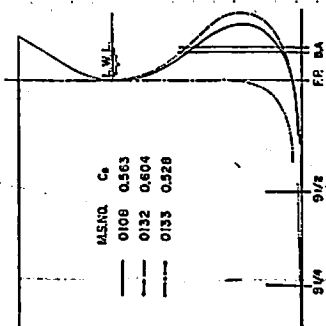


図-12 M.S. 0132, 0108, 0133 の正面線図および船首尾形状

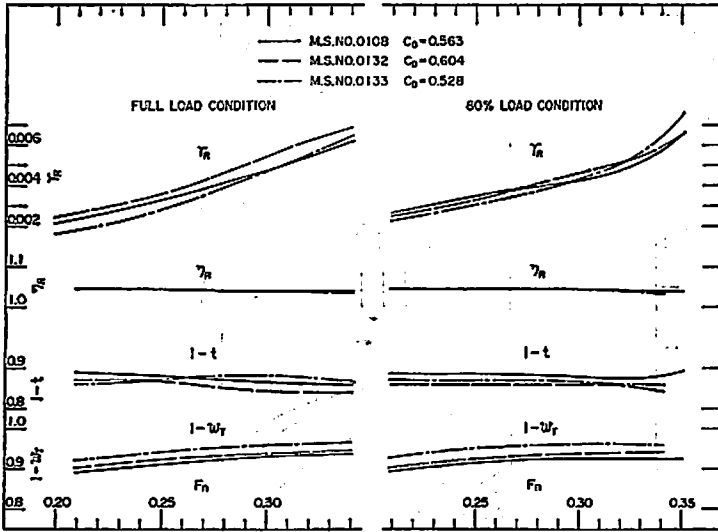


図-14 M.S. 0108, 0132, 0133 の試験結果

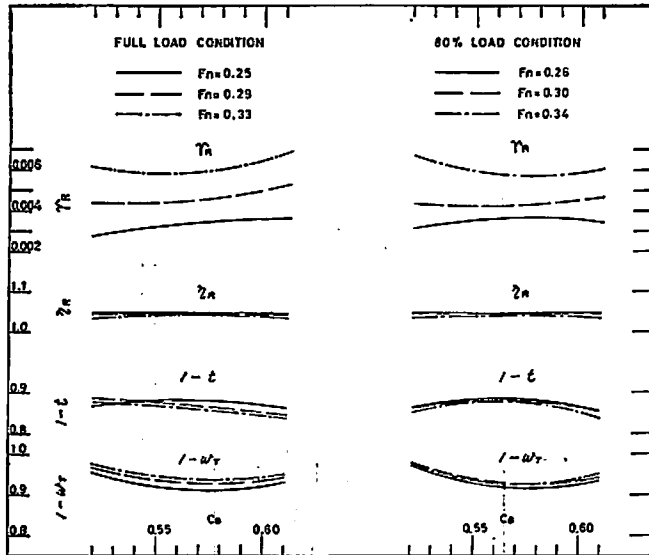


図-15 r_R および自主要素におよぼす C_B の影響

には C_B の値が大になれば r_R は大きくなる傾向であるが、この場合はこれと異なり、 $C_B=0.56$ (原型) の r_R は低速ではやや高く、高速では逆に低くなる傾向を示している。80% ΔF 状態では、3隻の関係は速度によって変化している上に、その順序も一様ではない。図-14に示すように両状態とも $F_n \approx 0.26$ では C_B が大きくなれば r_R は大となり、高速では $C_B=0.56$ の r_R が最も小さな値を示している。

自航要素では、 w_T は両状態とも $C_B=0.52$ が一番高く、 $C_B=0.56$ が低い値を示す。t は満載状態では低速を除けば C_B の大小に反比例し、80% ΔC_F 状態

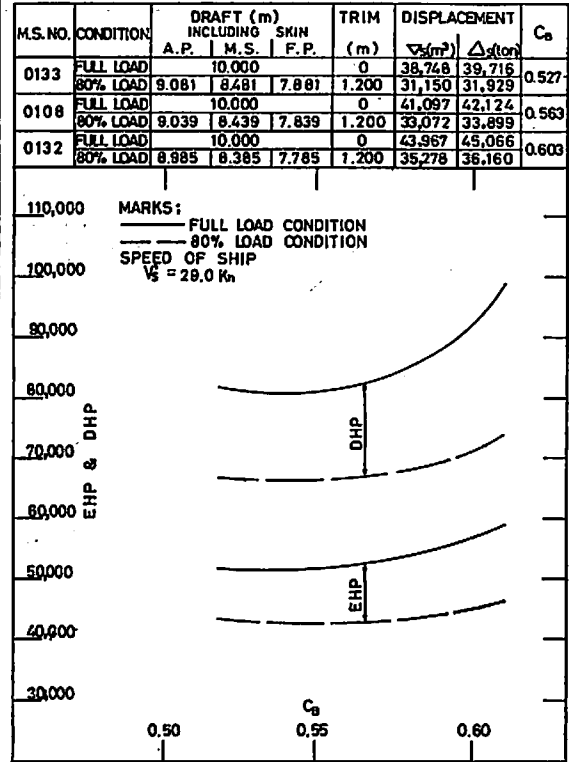


図-16 馬力に及ぼす C_B の影響

では原型 ($C_B=0.56$) が高い値を示している。 r_R については、各状態とも C_B による差はほとんどない。以上の結果、推進性能上原型 ($C_B=0.56$) が最もよい成績を示している。

定格速度における EHP および DHP の、 C_B ベースのクロス・カーブを図-16に示す。

5. 結 言

大型2軸コンテナ船という限られた対象実船の範囲内において、ある程度実際面を考慮して求められたこの結果は試験した速度範囲が多少低い方にずれてはいるが、大型高速コンテナ船の船型を考えていくうえに一つの資料となるであろう。しかし、ボウリングその他 Appendage 等に関しては、理論的にも実験的にも、あまり解明されていない現在、例えばその実験法および解析法等を一日も早く確立せねばならないと思われる。

最後に、この研究について絶大な御協力をいただいた LITAC 各委員の方々その他関係各位に深く感謝の意を表する。

参考文献

横尾幸一他: “ライナーの尺度影響について” 「船舶」 Vol. 44, No. 1, 1971

日本造船研究協会の昭和46年度研究 業務について (5)

(社)日本造船研究協会研究部

SR 120 大型船の横部材におけるスロット周辺のクラック防止に関する研究

部会長 秋田 好雄氏

大型船の横部材ウェーブに設けられる縦通材貫通のためのスロット付近に近年多数発生し、大きな問題となっているクラックの発生原因を究明し、それに対する有効な防止策を見出すことを目標として、本研究部会は45年度の研究成果を基礎とし、これをさらに発展させるために、本年度においては以下の研究を実施した。

(1) 統計的損傷調査

昭和45年度の調査で、この種の損傷の実態および特色は明らかになったが、46年度はさらにこれを進め、タンクの種類による損傷発生率の変化等を調査し、また、スチフナ基部応力や横桁振動数と損傷発生率の関係についても調査を進め、この種の損傷が船令とともにどのように発生するか、損傷修理後の再発はどのような場合に多いか、ということも損傷対策上重要であるので、長期の損傷記録のある船を対象に損傷の追跡調査を行なった。

これらの調査から次のような結論が得られた。

損傷分布傾向は、スチフナ基部の平均応力 (σ_{mean}) または最大応力 (σ_{max}) のいずれで整理しても大差なく、しかも、スチフナ基部のクラックが支配的であつて、ウェーブのみのクラックが発生した場合およびスチフナとウェーブの両者に同時にクラックが発生した場合を合算しても損傷傾向に変化はない。

船令2年未満では、スチフナ基部応力の大小には関

係なくクラック発生率はわずかである。

低応力域 ($\sigma_{max} < 50 \text{ kg/mm}^2$) では、カラープレートの効果は顕著である。

前述のような仮定の下に求めた σ_{mean} を使用した場合には、損傷発生有無の境界域は $30 \sim 50 \text{ kg/mm}^2$ の範囲内にあると思われる。

(2) 構造模型試験

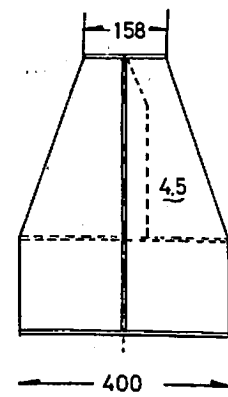
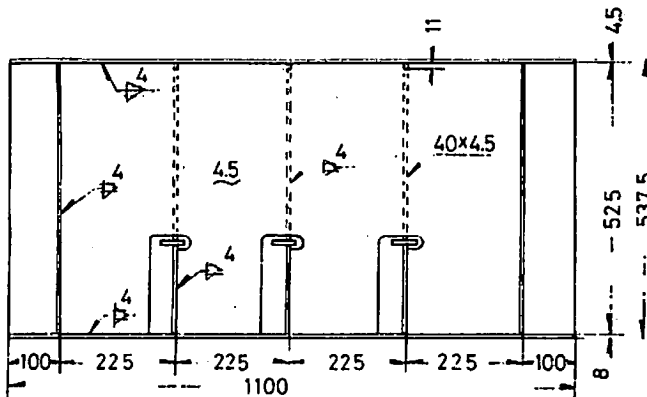
(a) 疲労試験

45年度に引続き実験は東大、NK、三菱、川重の4社が分担し、前年度と同じ型式のトランスリングの桁材を対象としたガーダ模型(下の図参照)60個を製作し、これを用いてスロット周辺の疲労クラックの発生状態、破壊状態等について調査研究を行なった。

その結果、各社における試験結果は大略次のようである。

(i) 東大試験結果(カラーの効果)

- 1) ATo型、CTo型の実験値は前年度の結果とよい相関を示し、実験の信頼性が確かめられた。
- 2) ATo型、CTo型、NTo型3体の静的荷重試験によりP-N曲線の全貌が推定できた。
- 3) 静的試験による亀裂発生には顕著な差異はないが、最終強度には有意差があり、カラーの効果認められた。
- 4) 亀裂発生はA型が最も早く、C、N型はほぼ同程度であり、スチフナ破断はA、C型に



試験体の形状

差はなく、N型ははるかに強いことが確認された。したがって、発生と破断および静的強度のいずれの面からもカラーが有効であると推論される。

(ii) NK 技研試験結果 (平均応力の影響)

1) 静的試験による応力測定結果によるとバックブラケット付模型 (BS 型) は標準型模型 (B 型) に比べて応力はかなり低くなっている。また、疲労試験でも多少強くなっているが、静的試験における応力低下率ほど顕著でない。

2) 標準模型において荷重の方向を逆にした場合、すなわちスチフナの固着部に圧縮力が加わった場合でも、疲労クラックは発生するが、発生および進展は引張力の場合に比べておそい。

3) 平均応力が高い場合は完全片振れの状態に比べて疲労強度は低下する。

(iii) 川重技研試験結果 (High Cycle 領域の S-N 曲線)

1) 破壊の様相

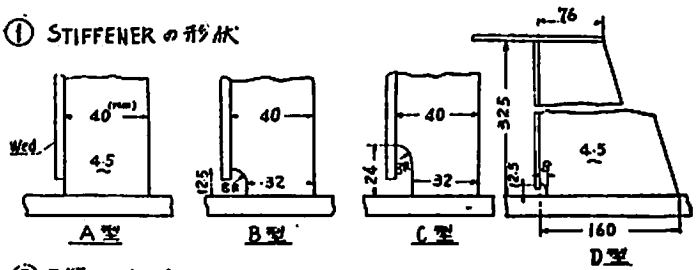
亀裂は (BR) Ka, CKKa 型ともにまずスチフナのウェッジ側のロンジフェースとの溶接止端部に発生した。また、実験が半数越えるまでスロット縁にも亀裂が発生するものと思ひ注目していたところ偶然ウェッジとボットムの接合部にわずかに亀裂が発生した。この位置に亀裂が発生する時期はスチフナの亀裂進展中と思われ、スチフナ破断と同時に、約1~3mm 進展しているのが発見される場合が多く、一番進展したのもでも6mm 程度である。

2) 荷重と寿命の関係

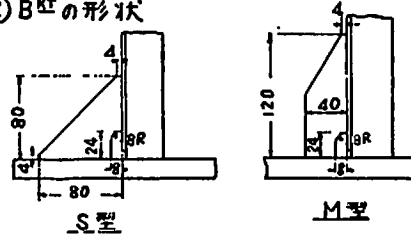
S-N 曲線は昨年度の結果とほぼ同一線上にあるようである。

総体的に CKKa 型のほうが寿命は長いようであるが、CKKa-3' だけは異常に寿命が短かかった。この理由には、組立順序の影響による残留応力の存在が一応考えられる。これは CKKa

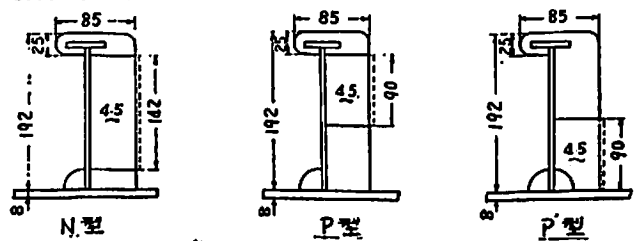
① STIFFENER の形状



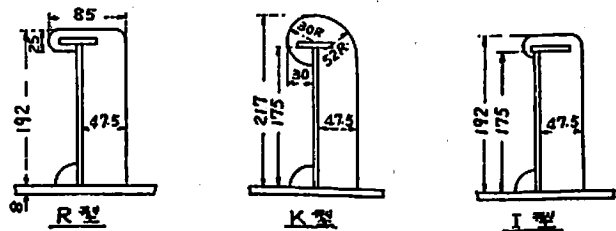
② B型 の形状



③ COLLAR の形状



④ SLOT 形状



スチフナ、バックブラケット、カラー、スロットの形状寸法

-2', 3' が非常に早く降伏していることから明らかである。しかし、歪の絶対値が影響するのは第1サイクルであり、寿命に関係するものと見られる歪振幅はゲージ SA-1, SB-1 において CKKa-1' (1~8 ton) で約 1650×10^{-6} , CKKa-2' (1~7 ton) で約 1400×10^{-6} , CKKa-3' (1~6 ton) で約 1100×10^{-6} であるので残留応力の影響のみとは考えられない。(ただし、クラックがはいついた場合は別である。) 他の同型ではスチフナのアールの位置におきる亀裂で破断しているのに比べ CKKa-3' では溶接止端部で破断していることから、むしろ溶接部の形状が悪かったことが原因ではないかと考えられる。

3) 亀裂の伝播

CKKa 型の亀裂進展は直線的なところがないので、前半で比較的定常的なところの値を取った。進展速度は、(BR) Ka 型、CKKa 型ともほとんど同じであり、荷重全振幅と亀裂進展速度は両対数で直線関係にある。

(iv) 三菱長研試験結果 (特殊型)

ハーフ・カラーおよびバックブラケットの効果に関する疲労試験、スチフナ基部の局部模型 (十字継手) について板厚を変えた 4.4 mm と 15.9 mm の 2 種類の疲労試験を行ない、スチフナ基部溶接部の疲労亀裂発生に及ぼす縮尺の影響を調べた。

1) 構造模型試験

疲労試験結果は、昨年度の結果と良く対応がしており、試験データの信頼性が確認された。P および P' 型のハーフ・カラーによる効果の間には大きな差はなく、スチフナの亀裂進展速度を遅らせる上でカラープレートは大きな効果が見られる。

2) 局部模型 (十字継手) 試験

板厚を変えた 2 種類の十字継手により疲労試験を行なった結果、試験体板厚による亀裂発生サイクル数の大きさの差はなく、これまで実施してきた構造模型疲労試験結果から実船強度を推定する上での信頼性が確認された。

(b) 振動試験

(i) プラスチック製模型振動試験

タンカー 横桁材の基礎的な振動性状を知るため、アクリル樹脂製船体タンクの模型を作り、空中および水中において横桁材が振動する際の付加質量、固有振動数および振動モードを求める実験を行なった。大略の結果は次のとおりである。

- 1) 横桁材が空气中で振動する場合と水中で振動する場合とでは、振動モードにかなりの差がある。いずれの場合にも補剛材と補剛材間パネルとの連成振動をなしてはいるが、空中で振動する場合は横桁材全体の振動が主体となり、水中で振動する場合は補剛材間パネル主体の振動となる傾向がある。
- 2) トランスリング・スペースが大きくなると水中で振動する場合の付加質量が増大し、共振時の振幅も増大する。
- 3) フランジ幅が増大すると、水中で振動する場合の付加質量も増大する。

- 4) 水深が深くなると水中で振動する場合の付加質量も増大する。この増加は水深が横桁材の高さのほぼ 2 倍で一定値に達する。

(ii) 鋼製船底模型振動試験

215,000 ton タンカーの実船振動計測とこれに対応する鋼製模型により加振方向を上下方向として実験を行ない、さらにトランスに面内力が作用するときの固有振動数の変化等について調査研究を行なった。

その大略の結果は、次のとおりである。

- 1) 振動応力で問題となるのは共振点を含めたごく狭い周波数領域 (共振点の前後 10% 程度) で、これを外れたらほとんど問題にならぬ発生応力であり、減衰が大きいことがわかった。これらの結果は本船の場合、常用回転数あたりまででは最低次のものしか記録されておらず、実船計測の一例だけで断を下すことは危険性を伴うが、本船程度の構造配置のとき最低次の共振点のみ回避すればよいことになる。
- 2) 共振点の最大発生応力は片振幅 1.3 kg/mm^2 であつたが、疲労強度に対する影響についてはまだ不確定因子が数多くある。
- 3) トランスの軸力影響は面内力無しの状態に比べ、実船軸応力 8 kg/mm^2 程度で、15% 程度固有振動数が下る結果が得られ、今後、面内力も勘定に入れて振動解析を行なったほうがよいと考えられる。

(c) 応力解析

(i) スチフナ基部応力におけるトランス・フェースの面外変位

スチフナ基部応力に及ぼすトランス・フェースのウェーブ面外変位の影響について多数のロンジを含むパネル構造を立体骨組構造にモデリングして計測、ロンジ位置のスチフナトップの変位を求め、それによりトップが自由の場合、拘束の場合の応力分布をインタポレートすることにより求めて実船計測および模型計測により比較検討した。その大略の結果は次のとおりである。

- 1) トランスパースのフェースはトリッピングブラケット位置を含めて比較的なめらかな変位モードを示している。
- 2) スチフナ付根ロンジの回転を考慮してロンジに対するスチフナ・トップの相対的変位をフェース剛性なしとして各ロンジにつき単独に挙動させた場合のそれと比較すると前者は後者に近

い、また、トップがフリーの状態に近い場合も後者とほぼ等しい。

3) スチフナ付根の応力分布が実船計測されている F 船、K 船および本部会の実験模型につき、計算結果と実測値を比較した結果、各計測時の特徴的な応力分布の出かたがおおよそ説明できた。

4) 構造様式および載荷状態により、どのような場合固定に近く、どのような場合フリーに近いのか、今回の数例の計算では一般的なことをいうには不足である。

(ii) 日立技研のモデル化方式による応力解析

小型船底模型の静的および小型模型疲労実験の応力解析を行ない、計測値と比較検討を行なった。

静的試験については電気抵抗線歪計を使用した実測値は計算値と比較的によく一致している。

また、疲労試験については前項(a)に掲げたとおり、各社で実施された構造模型試験の計測値は計算値と比較的によく一致している。

(研究資料 No. 153)

SR 121 船殻の脆性破壊に及ぼす溶接部疲労亀裂の影響に関する研究

部会長 金 沢 武 氏

設計の改善、工作技術の進歩、製鋼技術の進歩による鋼材の改良等により、今日では常識的な設計、工作、材料で船殻が建造される以上、微小な溶接欠陥などから直接脆性破壊が発生し、重大損傷に発展することはまずないといえよう。

しかしながら、構造的・局部的応力集中部である隅肉溶接等の溶接欠陥から疲労亀裂が発生・生長するような損傷例が最近かなり多く報告されている。

脆性破壊発生特性は、応力、温度、欠陥の大きさの函数として表現できることが判明しているため、疲労亀裂の長さがある限界値を越えれば、脆性破壊に移行する危険性があるわけである。

脆性亀裂発生に関しては、これまで疲労亀裂との関連性に重点をおいたいくつかの研究結果が報告されているが、それらの多くは供試試験片として平板を使用している。したがって、それらの試験片での疲労亀裂発生状況(疲労蓄積状況)は、実際の船殻構造における疲労亀裂発生部と比較した場合、拘束条件にかなりの差があるものと考えられる。それゆえ、平板で行なった研究結果を、船殻構造のように拘束の強い部材に現われる疲労損

傷部にそのまま適用できるかどうかは、今後早急に究明する必要がある。

以上の観点から、昭和45~47年の3か年計画で、簡単な3次元モデル試験片を供試して、実際の船殻構造における同様な拘束の強い部材に発生した疲労亀裂からの脆性破壊発生現象を究明するため、第2年度にあたる昭和46年度は以下の研究を行なった。

(1) 脆性亀裂発生試験

供試モデルは、荷重垂直方向にスチフナを有し、その隅肉溶接 Toe 部に全長 240 mm の中央切欠きを有した幅 400 mm のモデル2種類(A型、F型)と幅 1,250 mm のモデル1種類(RA型)とし、A型モデルは Stiffener 高さを 200 mm、F型モデルは 10 mm、RA型は 615 mm とした。

(2) 疲労試験

供試モデルは、前記 A 型モデルと同型の A' 型モデルで、隅肉溶接 Toe 部に全長 200 mm の中央切欠きを有したモデルを供試した。

使用試験機は、高応力条件の試験には、200トンアムスラ型万能試験機に低サイクル繰返し油圧発生装置を組み合わせたもの、低応力条件の試験には、240トン油圧疲労試験機である。

(3) 疲労亀裂からの脆性破壊発生試験

幅 400 mm で荷重垂直方向に高さ 200 mm の Stiffener を有し、その隅肉溶接 Toe 部に全長 220 mm の中央切欠きを有した A' 型モデルを供試し、室温・荷重一定条件で片振り引張疲労により、中央切欠き先端に片側約 10 mm の疲労亀裂を発生させ、脆性破壊発生試験を実施した。

疲労亀裂発生条件としては、グロス応力で応力振幅 13 kg/mm^2 の Low Cycle 条件および 5 kg/mm^2 の High Cycle 条件とした。応力振幅 13 kg/mm^2 の疲労亀裂発生試験には、低サイクル繰返し油圧発生装置付 200トンアムスラ型万能試験機を使用し、応力振幅 5 kg/mm^2 の疲労亀裂発生試験には、240トン油圧疲労試験機を使用した。

(4) 結 果

以上の試験の結果、次のような結論が得られた。

1) 脆性亀裂発生特性におよぼす Stiffener の影響ならびに Stiffener 隅肉溶接 Toe 部に存在する切欠きからの脆性破壊発生特性におよぼす寸法効果および Stiffener 高さの影響等が定量的に把握できた。

2) Stiffener 隅肉溶接 Toe 部にそつでの疲労亀裂の成長状況について定量的に把握できた。また、その実験式を利用して、溶接構造物における Stiffe-

ner 隅肉溶接部にそつての疲労亀裂の成長について定量的な推定が可能になった。

- 3) 有限要素法による計算により、Stiffener 隅肉溶接 Toe 部にそつての切欠き先端の Stress Intensity Factor (K 値) に及ぼす Stiffener の影響が定量的に把握できた。
- 4) 平板に比べ Stiffener 隅肉溶接 Toe 部のような拘束部材の方が疲労亀裂からの脆性破壊特性に対して、疲労亀裂発生条件の影響を受け難いことが明らかになった。

(研究資料 No. 154)

SR 122 船用ディーゼル機関用排気弁、燃料弁の耐久性向上に関する研究

部会長 藤田 秀雄 氏

現用の船用ディーゼル機関においては、本会 SR 85 部会が昭和 40~44 年度にわたり行なつたディーゼル機関の信頼性に関する調査結果にもみられるように、排気弁および燃料弁に起因する故障が多発している実状にある。したがつて、無人化運転、長期無開放の要望を達成できるかどうかは、排気弁および燃料弁の耐久力の大小によつて決定される要素がきわめて多く、両者の耐久性向上をはかることが絶対に必要であるので、これらの耐久性を向上することを目的として 2 か年計画の研究の最終年度として次の研究を実施した。

(1) 排気弁の耐久力向上の研究

45 年度に製作した NDT 19/30 C 型単筒実験機関 (190φ×300 mm) を利用して、これに危急停止装置の設置、消音器の改造、空気源駆動装置の電動化等所要の整備を行ない、運転条件を 93.5 PS×550 RPM、正味平均有効圧力 9 kg/cm² に設定した上、運転実験を行ない、排気弁の焼損発生を確認するとともに排気弁の経時変化や耐久力に及ぼす燃料油、シリンダ油および弁座冷却の影響度を調べた結果、次のことが判つた。

- 1) 200 時間程度の運転で船用中大型機関に発生するものと類似の排気弁の焼損を再現に成功した。
- 2) C 重油使用の場合、シリンダ油アルカリ価が 40 のときは弁棒・弁座のシート面には一面にごく薄いカーボンが付着する程度であつたが、アルカリ価 60 のときは黄白色の燃焼残渣がほぼ全面に付着し、弁座シート面に咬込痕のないところでも、付着物が剝離したところ、または付着が少なかつたと思われるようなところで吹抜けがおこつている。この場合の焼損原因は咬込痕よりはむしろこの多量の付着物にあるようで、これは燃料に軽油を用いシリンダ油

にストレート油を使用したときの弁棒・弁座の状況が比較的良好であることから類推でき、排気弁の耐久力向上の第一歩は、まず燃焼残渣の付着防止から始めるべきであるといえよう。

- 3) 排気弁の焼損に及ぼす弁座の水冷却の効果はまだ明らかではないが、水冷却により弁棒・弁座の温度がかなり低下することは確認できたので、少なくとも、シート面の高温による硬度低下を防止し、咬込痕を軽減する効果はあると思われる。また、シート面に軽微な吹抜けが生じてても冷却が十分であれば、焼損を始める温度に達し難いであろう。
- #### (2) 燃料弁の耐久性向上試験

45 年度の実船試験結果を検討して、46 年度はアトマイザの焼損、腐食、スピンドル弁座部のへたり、弁の抜出し困難対策を施した改良形弁 8 種 72 本を設計し、2 隻の供試船 (H 丸および W 丸) により実船試験を行なつた。

3 航海終了時の調査結果を要約すると次のとおりである。

- 1) アトマイザチップのカーボン付着による機関性能への影響はない。
- 2) ハンドポンプによる噴射テストはユニオンナットのゆるんだものもあつたが、ナットを再締めしたあとはジュナル音も良好であつた。なお、機関装着時にはユニオンナットゆるみの害はないと考えられる。
- 3) 開弁圧力は約 1,450 時間使用で 10~20 kg/cm² の低下があつたが、機関性能に影響は見られなかつた。
- 4) 燃料弁抜出しについては H 丸は計画通り 3 シリンダ分の弁を抜出し調査したが、W 丸では計画した 9 本のうち 7 本が抜出し困難であつたので、全シリンダの弁 24 本を抜出したところ、うち 12 本は油圧ラムなどを使用せざるを得なかつた。これは W 丸が就航後 5 年たち、シリンダカバーの燃料弁挿入孔先端の弁との当り面が變形しており、試験開始時の摺合せが不完全であつたためと推定される。
- 5) スピンドル弁座部は観察の結果は全て異常なかつたが、高圧での油もれの状況からみてアトマイザの材質は SKD 11、ボーレル MG 鋼よりも SACM 1 のほうが弁座の寿命は長いといえる。
- 6) アトマイザチップの焼損およびアトマイザキャップの腐食は約 1,500 時間使用後で両船とも全く認められなかつた。
- 7) アトマイザとスピンドルガイドの合せ面からの油

もれば両船とも多少認められたが、従来の経験から問題ないと考えられる。

(3) 動弁機構の耐久性向上の研究

(a) 実機運転による弁系振動の測定

46年度は特にカム軸のねじり振動と弁系の挙動との関連を定量的に把握するため、12シリンダのB&W 12K 84 EF 型機関のカム軸駆動チェーンからもつとも離れたシリンダである第1シリンダについて弁系の挙動を詳しく測定するとともに、カム軸およびチェーンの振動を測定記録した結果、次が明らかとなった。

- 1) 標準プロペラ特性上データでは、カム軸振動・弁振動・弁ばね振動の相関が強いことが指摘できる。
- 2) 回転数一定(114 rpm)で負荷を変えると、カム軸の振動が変わり、弁-弁ばね系の動きも変化する。
- 3) 無負荷運転では、カム軸の振動は比較的小さく、弁系の振動に対する影響も小さい。
- 4) カム軸フライホイールを除いた場合、72 rpm から 118 rpm に至るまでカム軸振動に弁ばねが共振することが認められたが、フライホイール取付時の 104 rpm における共振ほど鋭い共振にはならない。
- 5) 弁ばね取付長を長くすると、2種の弁ばねの振動数は、いずれも標準状態のそれより低くなり、特に内側ばねの共振も各回転数で明瞭になつてくる。

(b) 弁系挙動の算定法の研究

弁系の挙動を、1質点系ならびに、中間ばね受、さらには弁ばねの振動をとり入れた系により解析し、詳しい実測値と対比した結果、次のようなことが明らかとなった。

カム軸のねじり振動が小さい場合には、カムが等速回転しているとして計算してよく、1質点系による計算でほぼ満足すべき結果を得る。弁ばねの振動が大きい場合には、中間ばね受および弁ばねのサージングを取入れた計算をすべきであるが、ここで扱った K 84 EF 型機関の場合には、カム軸が大きくゆれない時には、弁ばねの振動も小さく、サージングを取入れた計算を行なう必要は少ない。カム軸のねじり振動が大きく、カムのゆれが大きいと、その振動を取入れなければ弁系の挙動は正しく算定できない。

(4) 燃料噴射系の性能改善および耐久性向上の研究

燃料噴射系の噴射過程、噴射特性などを正確に予測するために必要な、電算機による燃料噴射系のシミュレーションを確立することを目的として45年度に引続きシミュレーションによつて得られた計算結果を実験結果と比較検討した。46年度は特に吐出弁の減衰係数 K_v に

重点をおき精度の向上をはかった。

昨年度の計算では K_v の値を $0.04 \text{ kg}\cdot\text{S}/\text{cm}$ としたが、カム軸回転数による噴射量の変化の傾向は実験結果と比較的よく似ているが、それ自身にはかなりの相違が認められたので、 K_v を $0.30 \text{ kg}\cdot\text{S}/\text{cm}$ までの間で種々変えて計算した結果、 $K_v=0.15 \text{ kg}\cdot\text{S}/\text{cm}$ とするとカム軸回転数の広い範囲にわたり、両者はかなりの一致がみられる。この値も仮定値であり、また実際の場合カム軸回転数、ラック位置などが変われば、 K_v 値も変わると考えられるが、一般に電算機による燃料噴射系のシミュレーションは、噴射特性あるいは2次噴射などの異常噴射域の予測をするのに適当であることが明らかとなった。

(研究資料 No. 155)

SR 124 大型鉱石運搬船の船首部波浪荷重および鉱石圧に関する実船試験

部会長 高橋 幸伯氏

最近の大型鉱石運搬船は、その船殻構造、一般配置、積荷条件等が従来の一般貨物船とは著しく異なり、船体の構造強度に関して特異な問題点が数多くあるものと思われる。本研究はこれらの問題点を検討することを最終目標とするが、当面は、大型鉱石運搬船の就航時における船体に加わる波浪荷重およびそれに対する船体の応答の実情を調査し、問題点の摘出と基礎的資料の収集をはかることを目的とする。本研究は昭和45年度から3か年計画で発足したものであるが、同年度途中から発足した「船体の構造計算方法の精密化に関する開発」という、5か年計画の大型研究の一環に組込まれて、その実船試験部門を担当することとなった。昭和46年度は、5か年計画の第2年度として次の研究を行なつた。

(1) 大型鉱石運搬船“笠木山丸”による実船試験

前年度1航海の予備的計測を行なつた大阪商船三井船舶(株)の大型鉱石運搬船笠木山丸 D.W.T. 117,571 kt について、以下の経過と方法により4航海の計測実験を行なつた。

(a) 試験期間および航路

次表のとおりである。参考のため45年度の1航海をも併記した。

計測次数	期 間	航 路	計測員
第1次 (45年度)	46.1.26~46.3.26	福山→ガヤカン (チリ)	2名
第2次	46.6.13~46.7.11	福山→ダンピア (蘇州)	〃
第3次	46.7.14~46.8.8	〃	〃

第4次	46.8.12~46.10.8	福山⇨モサメデス (ボ領西阿)	◇
第5次	46.10.11~ 46.11.3	福山⇨タンピア (森)	◇

(b) 計測項目および計測方法

1) 気象, 海象, 本船状態

風力, 風速, 風浪, うねり, その他気象海象はすべて本船側の記録を用いた。船速は船の速度により記録した。

2) 波浪荷重

荒天時に船体に働く衝撃波圧力と航海中に船体に働く波浪荷重を計測するために, 次のとおり24点の水圧計, 24点の歪ゲージを取り付けた。

計測場所	計測点
FPの水線より上部の船側外板 (水圧計)	1
FPT Fr. 88½ 左右舷船側外板 (◇)	8
◇ 右舷船底外板 (◇)	1
No. 1 BWT Fr. 84½ 左右舷船側外板 (◇)	10
◇ 左舷船底外板 (◇)	1
No. 3 BWT Fr. 64½ 左舷船側外板 (◇)	2
◇ 左舷船底外板 (◇)	1
FPT Fr. 88½ 左右舷サイドロンジのフェイス (歪ゲージ)	6
No. 1 BWT Fr. 84½ 左右舷サイドロンジのフェイス (◇)	12
◇ Fr. 80½ 左舷サイドロンジのフェイス (◇)	6

非衝撃的波浪荷重の短期分布および長期分布を求めることを目的として, 往航時は船底の水圧計により, 航復時は水線下船側および船底の水圧計および歪ゲージにより毎日定時に10~20分間計測した。また, 各断面ごとに水圧, 鉦石圧および船体応力の同時分布を計測するために, 復航時に各波浪階級ごとに2~3回随時計測を行なった。

荒天時の衝撃波圧力の出ている水圧計および歪ゲージを選出し衝撃波圧力の波形, 継続時間および最大値の頻度分布を計測した。また荒天時の水圧および鉦石圧の同時分布を各断面ごとに計測した。

3) 鉦石圧力

No. 1 BWT 内左舷縦隔壁付 ロンジのフェイスに10点の歪ゲージを取り付け, 上記航海中の鉦石圧の計測のほか, 積荷時および積卸時に鉦石圧力およびストラットの軸力を積荷あるいは積卸前後に

計測した。

4) 船体応力

船体縦曲げ応力の短期分布および長期分布の計測を目的として, 次の7点の歪ゲージを取り付け, 毎日定時に10~20分間計測した。

計測場所	計測点
船体中央部 Fr. 64½ 左右舷上甲板	2
No. 1 BWT 上 Fr. 80½ 左舷上甲板	1
◇ Fr. 84½ 左右舷上甲板	2
FPT 上 Fr. 88½ 左右舷上甲板	2

5) 波浪

コンパステッキにステレオカメラを取り付け, 波浪荷重および鉦石圧力の全計測時に船首近傍の波浪分布を計測した。また衝撃的波浪荷重の計測時に投込み式波高計により30分~1.5時間連続的に波高計測を行なった。

これらの波浪荷重, 鉦石圧力, 船体応力等の計測値は, 電磁オシロ, デジタルデータレコーダ, アナログデータレコーダに記録された。

(c) 計測結果

1) 波浪衝撃水圧

衝撃水圧の観測された時の風力はビューフォートスケール4以上であつたが, 風向は必ずしも向い風とは限らず, 横風, 追い風の場合でも数 t/m²程度の衝撃圧は発生している, 但し10 t/m²以上の衝撃圧の発生は殆んど向い風で, 5次にわたる実船計測を通じて最大の58 t/m²を記録した時(10月4日, バリントン海峡付近, 台風の前面)の風向は右舷約15°であつた。また, このように風向が正面に近い場合には個々の波の向きが種々あるので反対舷にも20 t/m²以上の衝撃圧を受けることもある。

衝撃水圧の頻度分布を見ると衝撃水圧が大きくなると頻度は非常に小さくなり, この程度のサンプル数では最大値が飛び離れている場合も多い。

衝撃水圧の継続時間をピーク圧力の1/2以上の圧力が継続する時間($\tau_{1/2}$)で見ると, $\tau_{1/2}$ の大きなものはピーク値が低く, ピークの高いものは $\tau_{1/2}$ が小さいことがわかる。

衝撃水圧に対する船体構造の応答はその部分の固有振動周期と継続時間の関係で非常に異なる。すなわち前者に比べて後者が非常に短い時は単に力積としての効果しかなくピーク値そのものは重要でな

い。またその反対に後者が非常に大きければ、ピーク値を静的に加えた時の応答に近くなる。その中間では動的に応答計算をしなければならぬ。計測値から衝撃水圧のピーク値とその近くのサイドロジに生じた応力を比較すると、水圧ピークは大きくても応力のピーク値はかなり小さい。

2) 非衝撃変動水圧

これに関する解析は終っていないが、船側の水圧変動量と船底の水圧変動量の比を周期ベースに見ると、周期の小さいものは船底が小さく、周期の大きくなるにつれて大きくなっている。海象状態が変わればこの分布も変わるであろうが大差はないと考えられる。

3) 船体縦曲げ応力

縦曲げ応力の \sqrt{E} とその時の風浪階級との関係を見ると明瞭な関係は見られない。今後の解析をまたねばならない。

4) 波浪計測

投込み式波高計によつて計測した波高の頻度分布を見ると、小さな波(波高 0.2m 以下)を無視した波高の最大 1/3 平均値は、全ての波を数えた場合に較べて 0.2~0.7 m 程度大きくなっている。

目視によるうねりの波高との差は 0.2~1.0 m であつた。

5) 鉦石圧力

No. 2 倉口中央断面の結果は計測値にばらつきが大きく理論計算値との比較検討ができないが、No. 1 倉口中央断面の結果について言えば、縦通隔壁に働く鉦石の全圧力では計測値とクーロンの主動圧により求めた理論計算値はほぼ一致している。しかし鉦石の分布形状は理論計算値が直線的であるのに比し、計測値は鉦石表面付近で大きく、底部で小さくなる傾向にある。

(2) 自動計測

上述の総合的な実船計測は、ぼう大な労力と経費を要すること、計測に好適な海象条件に遭遇する機会が必ずしも多くないことなど統計的資料を蓄積するには不満足な点があるので、本年度からこれと併行して、できるだけ多くの船でできるだけ長期にわたるデータを収集する目的で、計測要員の便乗を必要としない自動計測を開始した。

(a) 計測装置

単に変動の平均値のみを求める簡単なデジタル計器と、荒天時の衝撃現象も記録再生できるアナログ記録装置との2種類の自動計測記録装置を開発製作した。

前者は、自動 R.M.S. 計測装置と称し、3 エLEMENT の計測値を 20 分間隔で順次切換え、刻々の R.M.S. 値を演算して記録する。これにより各 ELEMENT ととも 1 時間ごとに 20 分間の短期分布の統計値が得られる。

後者は、ダイナミック自動データ集録装置と称し、水圧、船体応力そのほかの変動量 4 ELEMENT の自動計測記録を行なうものであるが、4 ELEMENT 中適当に選んだ 1 ELEMENT については、航海中連続して R.M.S. 値の演算および記録(時定数は 15 分)を行ない、荒天に遭遇して上記の R.M.S. 値がある設定値を越えると、データレコーダが始動して 20 分間 4 ELEMENT の連続アナログ記録をとる。

(b) 試験船および計測位値

本年度は 3 隻の船について自動計測を開始した。総合的な実船計測を行なつた笠木山丸を自動計測に切換えたほか、新たに第一中央汽船の鉦石運搬船ぼうとらつた丸(93,356 D.W.T.)と山下新日本汽船の鉦石運搬船若幡丸(93,113 D.W.T.)の協力が得られ、笠木山丸とぼうとらつた丸ではそれぞれ応力 2 点、水圧 2 点、計 4 点の計測をダイナミック自動データ集録装置で、若幡丸では応力 3 点を自動 R.M.S. 計測装置で計測記録することとした。

(c) 自動計測開始後すでに 1~2 航海を終えたものもあるが、装置の調整不十分の点もあり統計的資料としてまとまつたものは未だ得られていない。なお次年度両装置ともさらに 2 隻ずつ対象船を追加する予定である。

(研究資料 No. 156)

新刊

73 海運・造船会社要覧

日刊海事通信社の 73 年版海運・造船会社要覧が刊行された。例年の掲載形成をとつているが、本 73 年版は新しく、「社船および運航船舶一覧表」が加わり、海運会社の活動状況がさらにくわしくなつた。本書の収録項目は各会社の社歴、現状、特色、組織よりはじまり、関係会社、取引先は勿論、課長以上の役、職員の略歴が一目瞭然に記載されていることが大きな特色である。収録会社は 455 社に達している。

発行所 株式会社日刊海事通信社(東京都港区西新橋 3-23-6(白川ビル)(03) 432-4760

振替 東京 86921

上質紙使用 本文 1,220 頁 定価 6,800 円

大型船の横桁材における切欠き(スロット) 周辺の損傷防止について (その3)

真能 創
防衛大学校

5. スロット部の疲労強度

SR 120 部会において、前報の船底パネル模型実験の横桁と同一寸法の図 5.1 に示す模型を対象に、図示のようにスチフナに片振り引張り軸力が加わる荷重を、中央の縦フレームに負荷し、スロット部の疲労強度を調べた。試験模型のスロット部の構造は、AR, ARN, ARP, ARM, BR, BRN, BRM, CR, CK, BI, DR, DRN (構造はその 2, 図 4.8 参照) の 13 種で、さらに改良構造として最近実用されつつあるさし込み型、とかに目玉型 (BT, AO, AON, AOS) および併用したもの (図 5.2 参照) も試験された。

5.1 疲労損傷の進展経過

図 5.3 は BR (標準型) の亀裂発生および進展の状況を示したもので、亀裂はまずスチフナ基部のウェブ側に発生し、これが進展してスチフナが切断された後 (切断直前の例もある)、スロット周縁部に③の亀裂が発生し、これが進展すると隣接スロットにまで達する。なお、場合によっては③とほぼ同時に、④の亀裂が発生することもある。

カラーで補強した場合は、スチフナが損傷後③とほぼ同時に、カラーとウェブの交差部から④の亀裂が発生する。バックブラケットを取付けた場合は、①に相当する

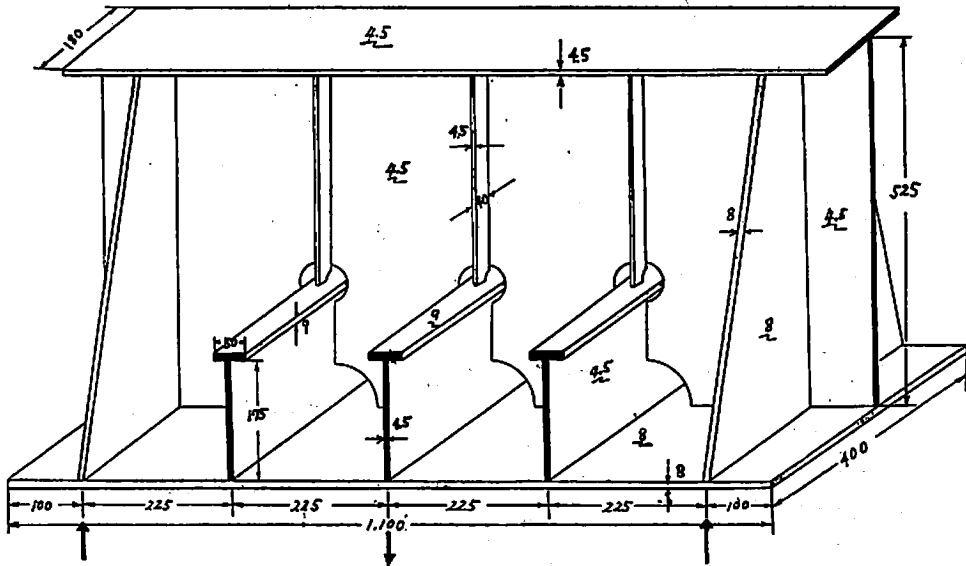


図 5.1 疲労試験模型の概観図

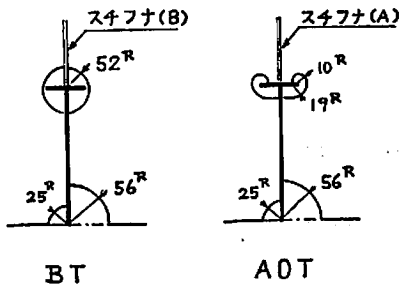


図 5.2 さし込み型および併用型 (さし込みとかに目玉型の併用例)

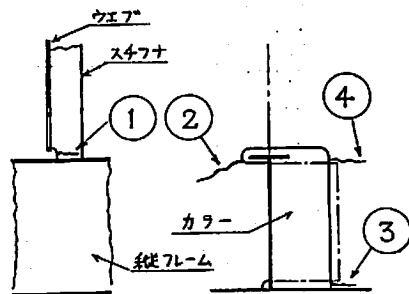


図 5.3 BR (BRN) 型の亀裂発生経過

亀裂がスチフナの自由縁側、あるいはバックブラケットに発生する。かに目玉型ではスチフナ基部の横桁ウェブと縦フレームの面材との結合部から、①に相当する亀裂が発生する。

このように細部では多少の変化はあるが、まずスチフナ基部に損傷を生じ、後にスロット周縁に亀裂が発生するという経過は、すべての構造に共通であつて、この順序は少々の補強や構造の変化では変わらないといえる。

5.2 スロット部の構造の影響

図 5.4 は荷重全振幅が 12 t の場合のスチフナ基部に亀裂発生時、スチフナ破断時、およびスロット周縁に亀裂発生時の寿命を、スロットの構造別に比較したものである。試片数は少ないからバラッキの影響も含まれているが、亀裂発生までの寿命は、前述のスチフナ基部の最大応力の計算値から推定される結果と、二三の例外を除いてよく一致している。しかし、スチフナ破断時の寿命は、様相が若干異なっている。

もつとも特色的なのはカラーを取付けた場合で、亀裂発生寿命から考えられる以上にスチフナ破断までの寿命が延長される。これはカラーによつて亀裂進展速度が低下するためである。バックブラケットの場合は亀裂発生までの寿命はカラーの場合より延長されるが、亀裂進展は早く、スチフナ破断時の寿命はカラーの場合に及ばない。倒れ止めブラケットは亀裂発生は早い、ブラケット破断までには時間がかかり、ブラケット破断時の寿命

はバックブラケットの場合とほぼ一致する。

試験された構造の中でもつとも優秀なのは、さし込み型、かに目玉型等で、さし込み型では荷重回数 2×10^6 回でもスチフナは破断しなかつた。両者の併用型は荷重全振幅 16 t の結果しかないが、かに目玉型にカラー取付けた場合の荷重 16 t の場合の結果と比較すると、荷重 12 t での亀裂発生寿命はもつとも長いと推定される。

5.3 疲労試験結果からみた スチフナ 基部応力の許容値

5.3.1 S-N 線図

疲労試験結果から、三井千葉研の計算式によつて求めたスチフナ基部の σ_{max} 振幅（三井千葉研の計算式は弾性応力の計算式であるから、同式で求めた σ_{max} の振幅は fictional stress の振幅となる）と、スチフナ基部の亀裂発生までの寿命 N の関係を求めると、相当のバラッキはあるが、各種の構造型式の試験結果が、大体 1 本の曲線であらわされる。

しかし、スロットの構造が異なれば応力集中率も異なるから、応力振幅は等しくても切欠き係数は異なるから、当然寿命もちがってくる。前記の S-N 線図はこの点について改良の余地がある。

5.3.2 スチフナ基部の応力集中係数

三井千葉研の計算式に使用される最大応力係数 f は、平鋼スチフナのように偏心曲げモーメントが加わる場合

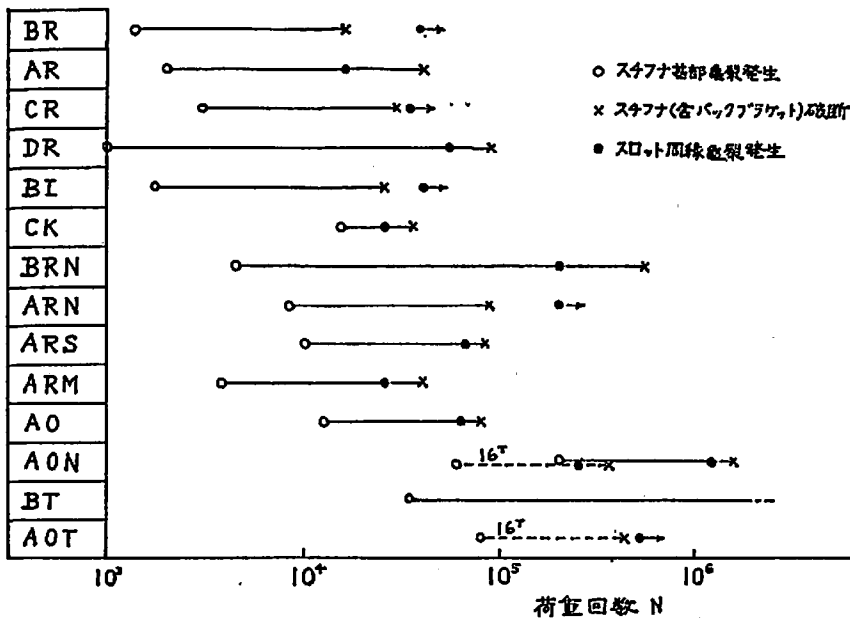


図 5.4 各種構造の亀裂発生寿命（実線は荷重 12 トン、破線は荷重 16 トンの場合を示す）

は、偏心曲げ応力の影響も含んでいるから、いわゆる応力集中係数 α とは異なる。

スチフナ上端が支持されていない場合、基部に切欠きのないスチフナの f の値は前述のように応力集中がないと4になる。この種のスチフナで f が4以上の値であれば、それは応力集中によつて σ_{max} が増加していることを意味する。例えば f が5のスチフナであれば、 α は次のようになる。

$$\alpha = f/4 = 1.25 \dots \dots \dots (5.1)$$

同様に、基部に幅 r_0 の切欠きがある幅 B のスチフナの α は、次式から求められる。

$$\alpha = \frac{f}{\left\{ 3 \frac{(B+r_0)}{(B-r_0)} + 1 \right\}} \dots \dots \dots (5.2)$$

バックブラケットを取付けた場合は、偏心曲げモーメントの影響は無視できるから、

$$\alpha = f \dots \dots \dots (5.2)$$

となる。

5.3.3 S-N 線図の改良

疲労試験結果から、応力集中の影響を除いた公称最大応力の振幅 σ_a と寿命 N の関係を求めると、切欠き付試験片による疲労試験の結果と同様に、S-N 曲線は α をパラメータとする曲線群になる。図 5.5 はこのような S-N 曲線の 1 例を示す。

応力集中の影響を除いた最大応力係数 f' ($f' = f/\alpha$) は、スチフナ上端の支持条件で変化するから、 σ_a の計算では供試模型のスチフナ上端の支持条件を知る必要が

ある。疲労試験の際の応力分布計測結果から推定すると、この場合の支持条件は支持されない場合と完全に支持された場合の中間とみられるので、 σ_a の計算では f' は3とした。なおバックブラケット付の場合は、 σ_a としては σ_{mean} の振幅をとつた。

このような S-N 曲線はスロット部の構造型式別に多数得られるが、これを α をパラメータとして再整理すると図 5.6 のような曲線群が得られる。スロット部の構造は不穩定構造であり、スチフナの荷重条件は単一試験片のそれとは異なるから、図の各曲線は切欠き試験片による S-N 線図と若干様相が異なる。(CR, CK, BI の試験結果はこの線図と一致しないが、これは σ_a の計算式の誤差に起因すると思われる)

5.3.3 スチフナ基部応力の許容値の試算結果

図 5.6 のような S-N 線図が与えられると、バラスト状態、満載状態等の載貨状態の変化によつてスチフナに働く静的応力の変動振幅とその繰返し回数、波浪による応力の変動振幅とその繰返し回数が明らかになれば、スチフナ基部応力の許容値を求めることは可能になる。しかし、そのためには次のような点について、さらに研究が進められねばならない。

a) S-N 線図

図 5.5 にも示されているように、疲労試験結果には相当のバラッキがあり、S-N 線図はその下限値に対応するものに修正する必要があるが、実船のバラッキがどの程度のものかは目下不明である。

図 5.6 の曲線は模型に対するもので、実船のそれに換

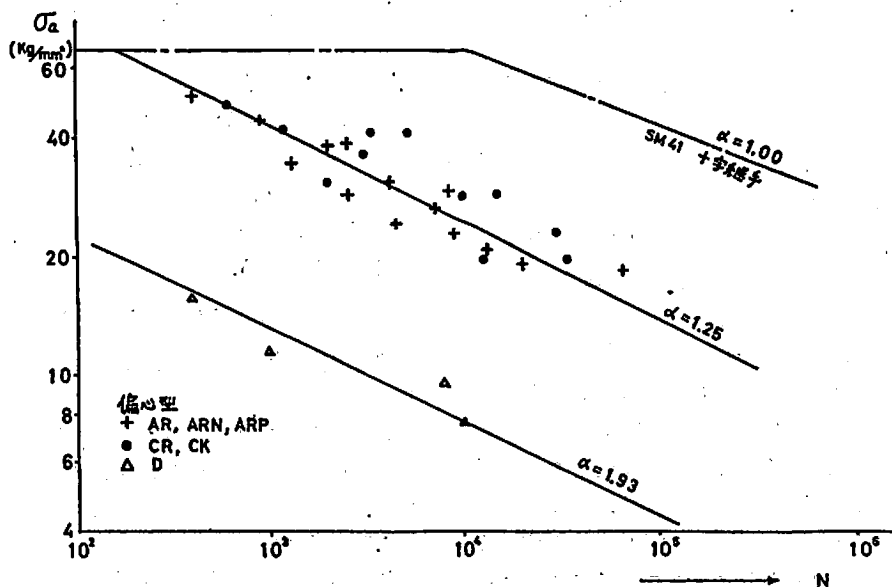


図 5.5 スチフナ基部の疲労強度

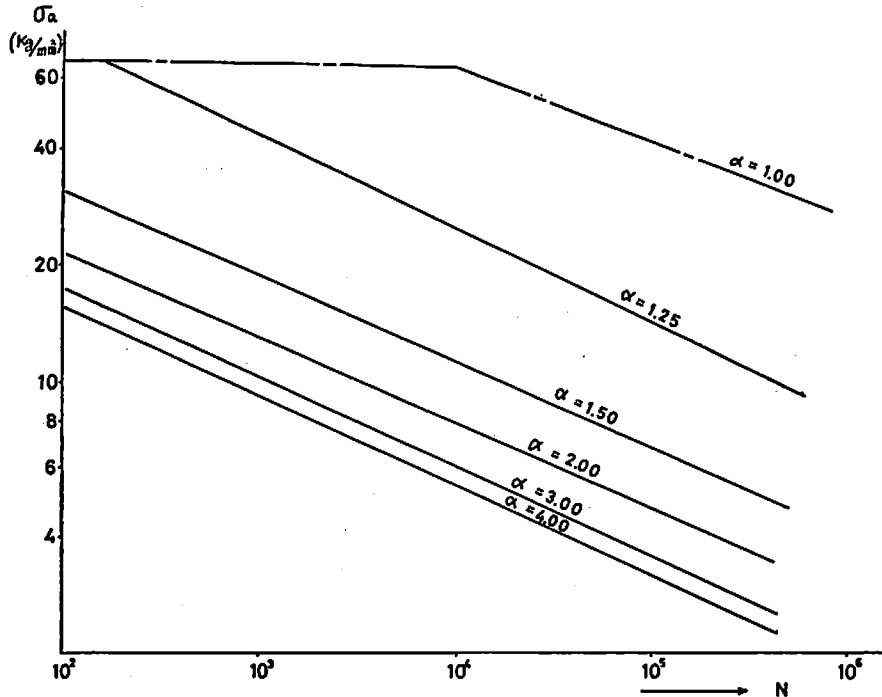


図 5.6 スチフナ基部の疲労強度

算する場合、寸法効果について十分判っていない。

実船では腐蝕の影響が加わると推定されるが、その程度について調べる必要がある。

b) 荷重条件

スチフナの荷重条件は、上記の静的応力 σ_a が平均応力となり、その上に振幅がランダムに変化する波浪応力が重なっている。前記の疲労試験で平均応力が寿命に与える影響についても調査し、その結果では平均応力の影響は大きくないと推定されるが、まだ確言できる段階ではない。

また、波浪応力の長期分布については、ある程度推定できるが十分とはいえない。

スロット対策懇談会では、6隻（船令4年以下）のタンカーの船底横桁のスチフナの静水中における σ_{max} （満載喫水相当の水圧が船底外板に働く場合、三井千葉研の計算式を使用）と、損傷発生率の関係を調べ、 σ_{max} の暫定的な許容値として 35 kg/mm^2 を提案している。

表 5.1 は同懇談会の対象船と同型船で、静水中の σ_{max} の上限値を $30 \sim 50 \text{ kg/mm}^2$ としたときの、就航4年後の被害度 D を試算した結果を示す。本試算では BR で f' が 5.5（スチフナ上端は自由端）とすると σ_{max} は約 35 kg/mm^2 、4.4 とすると約 45 kg/mm^2 、ARS では約 35 kg/mm^2 で被害度は 1 に達する。船底

横桁のスチフナの σ_{max} はスロットの位置で値が変化するから、 σ_{max} が上限値を示すスチフナの f' が同表の想定値となり、しかもその寿命が S-N 線図のパラッキの下限値になる確率を考えると、 σ_{max} を上記の値以下にすれば、損傷はほとんど発生しなくなるといえる。

本試算では S-N 線図としては図 5.6 を前記のパラッキ、寸法効果、腐蝕影響等を考え修正したものを使用し、荷重条件としては波浪による船底水圧変動の長期分布はワイブル分布に従い、その最大値は水頭換算 7 m とした。また、疲労被害度は静水中の応力変動による D と、波浪応力による D は別個に計算して加算している。これらの修正法、荷重条件、疲労被害度の計算法等は、決して精度はよいとはいえないが、実船の傾向とは比較的よく一致している。

6. 横桁の振動による損傷

タンク内の横桁の振動とそれがこの種の損傷に与える影響については、すでに多くの研究がなされている。SR 120 部会においても実船実験を含む多様な研究がなされているが、現在のところは最終結論は出されていない。

6.1 起振力

横桁の振動はその位置から簡単に計測はできないし、局部振動であつて平常は注目されることも少ない。した

表 5.1 σ_{max} 上限値が就航 4 年後の被害度に与える影響

スチフナ型式	BR (標準型切欠き付)						ARS (標準型切欠きなし バックブラケット付)		
f/α	6.89/1.25						4.00/4.00		
想定 f'	5.5			4.4 (=5.5×0.8)			4.0		
σ_{max}	50	40	30	50	40	30	50	40	30
σ_a	40.4	32.4	24.3	32.4	25.9	19.4	12.5	10.0	7.5
σ_w (最大値)	20.2	16.2	12.1	16.2	12.9	9.7	6.3	5.0	3.8
σ_a による被害度	1.93	0.75	0.20	0.71	0.27	0.07	3.56	1.60	0.41
σ_w による被害度	4.28	1.11	0.14	1.08	0.23	0.02	3.57	0.89	0.13
D (total)	6.21	1.86	0.34	1.79	0.50	0.09	7.13	2.49	0.54
備 考	想定 f' …… 想定するスチフナ上端の支持条件で変化する。 σ_{max} …… 三井千葉研の計算式による静水中の荷重による σ_{max} σ_a …… 偏心型 $\sigma_{max} \times (f'/f)$, 鈎合型 $\sigma_{max} \times (1/f)$ σ_w …… 静水中の荷重による応力振幅, σ_w …… 波浪荷重による応力振幅								

表 6.1 実船試験における起振力の伝達率

$$\text{伝達率} = (\text{No. 4 タンクにおける振動加速度}) / (\text{No. 6 タンクにおける振動加速度})$$

取 貨 状 態		パ ラ ス ト 状 態 (空 気 中)				満 載 状 態 (水 中)			
主 機 回 転 数 (毎 分)		99	106	109	平 均	99	106	109	平 均
計 測 位 置	船 底 横 桁	0.38	0.73	1.04	0.72	0.28	0.30	0.32	0.30
	横 隔 壁 水 平 桁	0.25	0.51	0.53	0.43	0.36	0.27	0.30	0.31
	縦 隔 壁 横 桁	0.65	0.40	0.23	0.43	0.16	0.25	0.35	0.25
	支 材	0.26	0.13	0.46	0.28	0.11	0.21	0.27	0.20

がつて、この種の損傷が振動によつて発生が促進されたとしても、これを確認することは難しい。また、横桁の振動はその構造、形状から複雑な現象でもある上に、振動が発生しやすいと思われるタンクにバラストまたは油を積載した状態では付加質量の影響が加わるため、振動数等を精度よく推定することが難しく、当然他の影響も加わるから振動が損傷発生原因であると、理論的に解明することも難しいことが多い。

しかし、図 2.6~2.8 (その 1 参照) の例等からみて、横桁の振動は船尾部タンク内の大骨の振動と同様に、次の起振力によつてひきおこされると推定される。

- プロペラ起振力 (振動数はブレイドフリケンシー, (6.2) 式参照)
- ディーゼル船の場合は主機ガス圧による高次起振力 (振動数は主機回転数と気筒数によつて変化する, (6.2) 式参照)

表 6.1 は重量トン数 28 万トンのタンカーにおいて、

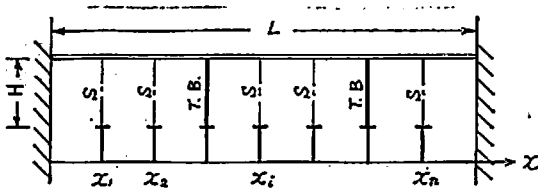
中央部の No. 4 タンクと船尾部の No. 6 タンクの同一位置にある横桁の振動加速度計測値の比較で、船尾側タンクの方が大きな振動が発生していることがわかる。

ここでいう振動は横桁の横倒れ振動やウェブの面外振動で、推力変動のような船首尾方向に働く起振力によつてのみ発生するように見えるが、SR 120 部会で実施した船底パネル模型の振動実験では、船底外板を鉛直方向に加振しても横桁の振動は発生しており、起振力は外板、甲板、隔壁板のパネル振動の形でも横桁に伝達される。

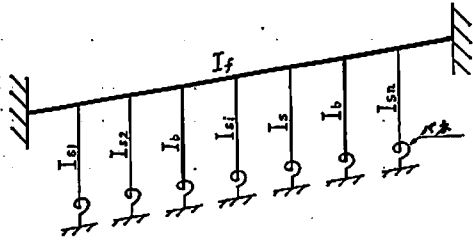
6.2 横桁の振動モデル

図 6.1 a のような横桁の振動は、同図 b に示す面材、スチフナ等よりなる骨組系の振動と、それに取付けられたウェブの振動の連成振動となる。横桁の構造、形状が変化すれば、図の骨組、ウェブ、スチフナ基部のパネ等の剛性比が変わり、振動の線相も変化する。

振動モードは倒れ止めブラケットで節となるのが普通であるが、現在使用されている程度のブラケットでは、



a. 横桁正面図



b. 骨組系モデル

図 6.1 横桁の骨組モデル

(S…スチフナ, T.B.…倒れ止めブラケット)

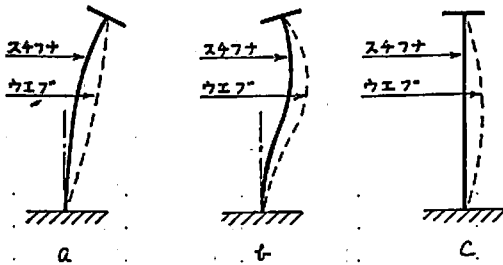


図 6.2 横桁の振動モード

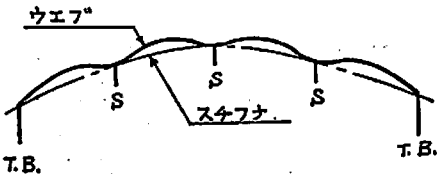


図 6.3 横桁の振動モード (面材と平行な断面)

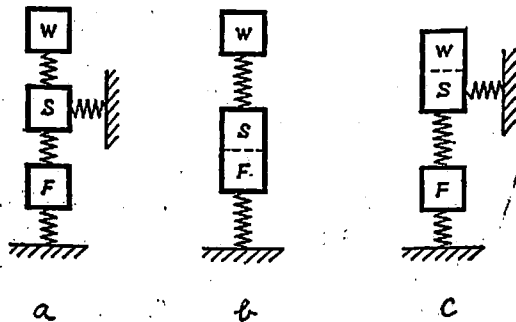


図 6.4 横桁の振動計算モデル

(F…面材, S…スチフナ, W…ウエブ)

節とならない最低次モードがあらわれる例も多い。また隣接パネルの影響も大きいので、倒れ止めブラケット間のパネルを単独でとり出して振動数を求めても、精度のよい結果は期待できない。

面材、スチフナ、ウエブの剛性比によつて図 6.2 に示すような種々のモードがあらわれる。図示しなかつたが骨組だけ振動し、ウエブの振動は無視できるような場合も考えられる。横桁の構造は図 6.4 a のようにモデル化できるが、SR 120 部会では同図 b、藤井等は同図 c のように簡単化している。

ウエブの最低次振動モードは図 6.3 に面材と平行な断面で示すように、スチフナ間の各パネルが同位相になっている。なお図 6.1 のスチフナ基部のパネは、縦フレームの剛性によつて異なるが、固定とみなしてもよい場合が多いようである。

6.3 横桁の振動に影響する要因

6.3.1 付加質量

一般に質量 M_0 の物体が液体中で振動すると、付加質量 M_a が加わつた状態になり、振動数は次式のように低下する。

$$\frac{f_0}{f_w} = \sqrt{1 + \frac{M_a}{M_0}} \dots\dots\dots (6.1)$$

ここに、 f_a …… 空気中の振動数

f_w …… 液体中の振動数

横桁の振動が問題となるのは、タンクに水または油等を積載した状態では付加質量の影響で振動数が低下し、前記の起振力の振動数に近づくことが考えられるためである。

表 6.2 は鋼製模型実験で付加質量の影響を調べた結果で、横桁が完全に水没した状態では、振動数は空気中の 1/2 以下に低下している。

付加質量は横桁の形状、面材の幅、振動モードによつて変化する上に、隣接横桁の振動の位相の影響をうける。例えば、隣接横桁の振動の位相が逆相のときは同相のときより大で、横桁心距が小となる程大となるが、同相のときは逆に心距が小となる程小となるというように変化は複雑であるが、大体 f_w は f_a の 1/2 以下に低下する。

表 6.2 横桁振動数の水位による変化

水面高さ	f_w (cps)	f_w/f_a	備 考
面材 下 130mm	148	0.818	$f_a = 181$ c.p.s.
面材 下 50mm	133	0.734	横桁深さ = 400 mm
面材 上面	73	0.514	縦フレーム深さ = 150 mm
面材 上 30mm	89	0.492	

6.3.2 ウェブの面内応力

バラスト専用タンクの船底横桁を例にとると、バラスト状態では軸方向の引張応力、満載状態では圧縮応力が働く。横桁の振動数は面内圧縮応力が高くなるとともに低下する。SR 120 部会における研究では、実船のウェブの圧縮応力が 8 kg/mm^2 程度とすると、振動数は 15% 程度低下すると見られる。

しかし、普通は圧縮応力が加わるのは空タンクの場合であるから、軸応力を考えて振動数を計算する必要があるかどうかは、さらに詳しく検討してみないと判らない。

6.4 振動の許容限界

6.4.1 スチフナ基部振動応力の許容値

横桁の横倒れ振動によつて、スチフナ基部には曲げ応力が働く。この場合の基部の応力分布は前述の静水中の応力のそれとは異なり、ウェブ側の縁の応力が最大となるとは限らず、逆に自由縁側の応力が最大となる例も多い。したがつて、図 2.1 (その 1 参照) に H で示したような亀裂が発生したときは、振動に起因する可能性が大きい。

図内等は振動による基部応力の許容値を、船体用鋼材の回転曲げ疲労限を 22 kg/mm^2 、基部の応力集中による切欠き係数を 3 とし、 7 kg/mm^2 とした。なお、船底横桁のように静水中で高応力 (σ_{\max} を約 20 kg/mm^2 とした) が働く部材では、平均応力の影響を考え、許容値を 3.5 kg/mm^2 としている。

スチフナ基部応力と横桁面材部の変位の関係は、スチフナを片持梁と見なすと、その振動のモード曲線から求められるから、許容応力を上記の値としたときの横桁の

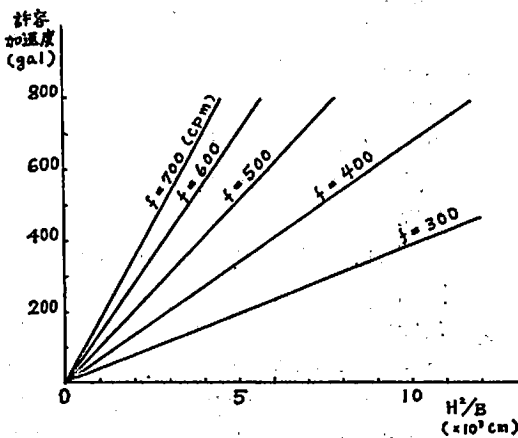


図 6.5 横桁面材部の許容振動加速度

f……計測振動数
H……スチフナ高
B……スチフナの幅

許容振動加速度等も求められる。図 6.5 はそのようにして求めた横桁の許容加速度を示す。

図の許容値の精度については検討の余地はあるが、実船試験の結果はこのような方法で判断することができる。

6.4.2 横桁振動数の許容限界

実船実験結果では横桁の応答特性は比較的シャープで起振力の振動数が同調振動数から 10% 程度ずれると、横桁の振動は大幅に低下する。NV 船級協会は横桁の最低次振動数を、次に示す 10% 余裕をみた起振力の振動数 F_1, F_2, F_3 より大きくするよう勧告している⁹⁾。これは上記の実船実験結果からみると、一応妥当といえる。

$$F_1 = 1.1 \text{ NZ (対象全タンク)}$$

$$F_2 = 1.1 \text{ NC (対象ディーゼル船の最後部タンク)}$$

$$F_3 = 1.1 \text{ NG (対象ディーゼル船の全タンク)}$$

$$\dots\dots\dots (6.2)$$

ここに、 $F_1, F_2, F_3 \dots$ (c.p.m.)

N……プロペラ最大回転数 (r.p.m.)

Z……プロペラ翼数

C……ディーゼル主機気筒数

G……C の値に応じて表 6.3 で与えられる数

静水中の σ_{\max} は低いのに損傷が頻発するような場合の振動数の検討には、上記の基準が適用できる。設計段階で振動数を検討する場合、上記の基準値に達しない危険がもつとも多いのは図 2.7 (その 1 参照) の④パネルであろう。ここは横桁が高く振動数を上げるのは容易でないが、SR 120 部会の研究によると縦隔壁付ブラケット部に大型の水平ブラケットを取付けると、 f_0 が約 20% 増加する。損傷調査結果から考えて、この部分には常に大型ブラケットを取付けるのが望ましいといえる。

振動数を検討する場合問題となるのはその計算法である。これについては種々の式が提案されているが、実験でみられる現象の複雑さを考えるとあらゆる場合に精度よく使用できるのは難しいのではないと思われる。

藤井等は図 6.1 のような横桁の骨組の横倒れ振動数 f_1 の近似式として、次式を提案している。

$$f_1 = f'_1 (\beta/\beta_0)^2 \dots\dots\dots (6.3)$$

$$f'_1 = 5.71 \times 10^3 \times \sqrt{\frac{(2I_f/L^3) + (I_n/32H^3)}{L^2H/\sqrt{(1+L^2/4H^2)}}} \text{ (c.p.m.)}$$

表 6.3 G の値

気筒数 C	6	7	8	9	10	11	12
G	4	5			6		

ここに、 L, H, x_i は図 6.1 参照

$$I_{s1} = \sum_i I_{si} \sin^2(\pi x_i / L)$$

I_f … 面材の断面 2 次モーメント

I_{si} … 任意のスチフナの断面 2 次モーメント

(図 6.1 参照)

上式中 β/β_0 は中間に取付けられた倒れ止めブラケットに対する修正項で骨組とブラケットの剛性比から次式で求められる $I_f, l_{eq}, \bar{\mu}$ が与えられると、図 6.5 から求められる。

$$\left. \begin{aligned} I_f &= I_f \{1 + (1/64)(I_{s1}/I_f)(L/H)^2\} \\ l_{eq} &= (n+1) / \sum_{i=1}^{n+1} (1/l_{si}) \\ \bar{\mu} &= (\mu l_{eq}^2) / (EI_f) \\ \mu &= 1 / \{ (H^2 S t / 6 E I_s) + (H^3 / 3 E I_b) \} \end{aligned} \right\}$$

ここに、 I_s … 縦フレームの断面 2 次モーメント

I_b … 倒れ止めブラケットの見掛けの断面 2 次モーメント

n … 倒れ止めブラケットの数

l_{si} … 任意の倒れ止めブラケット間のパネルの長さ (ブラケットが n 枚とすると、パネルの数は $(n+1)$ となる)

また、図 6.2b に示すようなモードの振動数 f_2 は次式で近似できる。

$$f_2 = 3.99 \times 10^8 \sqrt{\frac{(41 I_{si})}{64 H^3}} / \sqrt{\frac{H^2 l_{si}}{1 + (H/l_{si})^2}} \quad (\text{c.p.m.}) \quad (6.4)$$

実船の振動が原因と思われる損傷例等について、上記

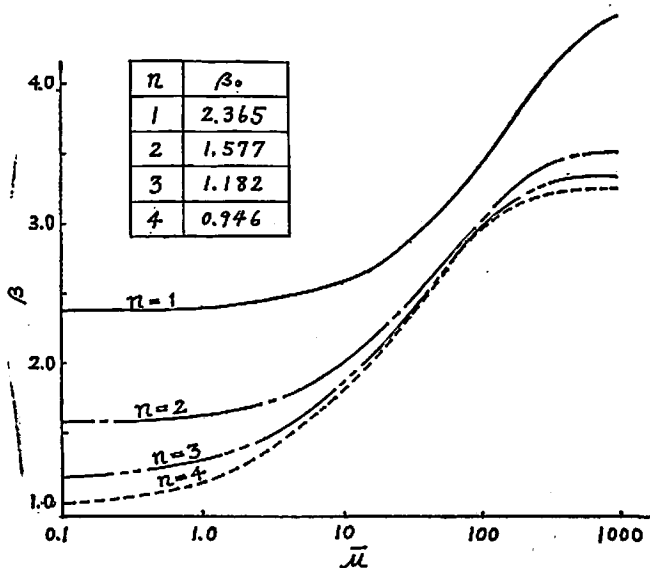


図 6.6 $\bar{\mu}$ と β の関係

の f_1, f_2 と NZ, NC, NG 等で与えられる起振外力の振動数を調整結果では、 f_1, f_2 が NZ 等の 2.2 倍以上のときは損傷は生じていない。前述の 10% の余裕は振動数の計算誤差を考えるとやや小さすぎるとしても、2.2 倍は過大に見える。しかし、図 2.7 の A パネルのような場合は、形状をどのようにモデル化するかで相当振動数は変化する。他の原因と重なっていること等を考えると、一つの基準値と考えられる。勿論この値は振動数の計算式がちがえば変化するし、今後さらに損傷例の検討が進めば修正されることもあると思われる。

7. 損傷防止対策とその効果

7.1 最近建造された船の損傷

前述の損傷調査 (その 1 参照) は昭和 43 年以前に建造された比較的小型の船を対象としたもので、最近建造された比較的大型の船の損傷の傾向とは異なることが考えられる。そのため SR 120 部会では昭和 47 年度に、昭和 44 年以降に建造された重量トン数 15 万トン以上のタンカー 13 隻について、その損傷状況を調査した。

この再調査から明らかになったのは損傷発生率の著しい減少で、その総平均は約 0.6%、すなわち前回の 1/5 に低下している。このように損傷発生率が低下したのは、再調査対象船が建造された頃から、スロット周辺の損傷防止について、種々配慮されはじめたためと推定される。

調査試料から知り得る損傷防止対策で顕著なものは、カラー装着率の大幅な増加で、表 7.1 に示すように船底横桁では 23.6% から 72.9% に増加し、静水中の σ_{max} および σ_{mean} ともに相当大幅に減少している。なお σ_{max} および σ_{mean} は低下しているだけでなく、図 7.1 に示すようにそのバラッキが小となり、基部応力が極端に高い値を示すスチフナの割合が減少していること等から、カラーの取付位置、スチフナ基部形状等においても、損傷防止について配慮が払われていると推定される。

表 7.1 に示すように倒れ止めブラケットの間隔も、縦フレーム心距の 3 倍以下のパネルが増加しており (表では縦フレーム心距の 3 倍以下のパネルにあるスロット数と、4 倍以上のパネルにあるスロット数の比で示している)、倒れ止めブラケットも相当増設されており、横桁の振動についても注意が払われていることがわかる。

損傷発生率の低下原因として、他に再調査対

表 7.1 横桁構造の建造年代による変化

建造年代	昭和43年以前	昭和44年以降
カラー装着率(船底横桁) (%)	23.6	72.9
倒れ止めブラケット心距 (l_1 … 縦フレーム心距)	$3l_1$ 以下 (%)	45.8
	$4l_1$ 以上 (%)	54.2
		32.6

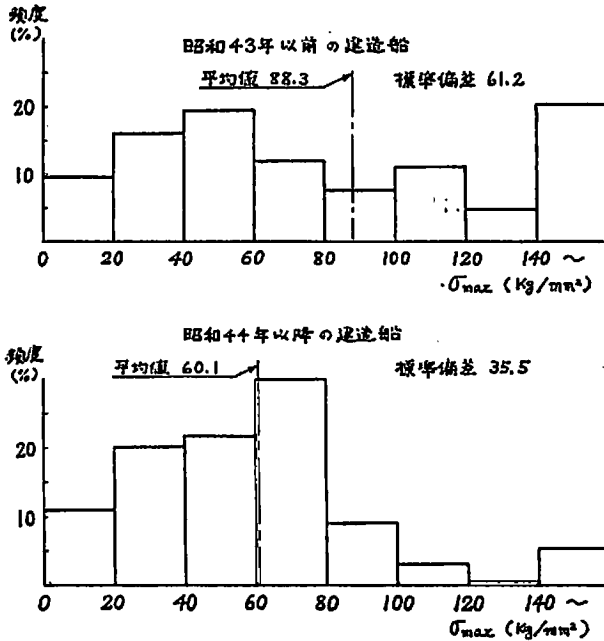


図 7.1 損傷調査対象船の船底横桁スチフナにおける σ_{max} のバラッキ

象船の船令が4年未満であることも考えられる。しかし、前回の調査船で船令2年未満のタンカーの損傷発生率が約3.7%であったことを考えると、船令が若いことが原因とはいえない。また今後これらの船の損傷発生率が多少増しても、前回の船と同程度になるとは考えられない。

スロット部の損傷について研究がはじめられた年代等からみて、これらの船が建造された頃では、損傷の原因についての知識は十分であったとはいえないから、損傷対策も現時点から考えると不十分な点もあつたと考えられる。そのような対策でも相当の効果をあげていることから見ると、現時点でも不明の点は多いとはいえ、細心の注意を払ってスロット部の構造が設計されるなら、この種の損傷はさらに減少すると期待される。

7.2 今後の損傷防止対策

これまでのスロット周辺の損傷防止の研究の経過をふ

りかえてみると、最初はスロット部の構造は従来のままとして、損傷が発生しないように補強、改良を加える方法が検討され、その基礎となる損傷発生の原因についての研究が進められてきた。その間新しい構造も考えられたが、工作上的制約に対する考え方が固定的であつたためか、飛躍的な発展は見られなかつた。最近になりスロットが存在しなければ、すくなくとも静水中の荷重や波浪荷重による損傷は防止できるという考え方から、スロットを廃止した新構造としてさし込み構造が考え出された。

この新構造の開発は大きな進歩であるが、現在のところ全スロットをこの構造にするのは難しいようである。また、従来のスロットを有する構造でも、若干の補強あるいは改良によつて、この種の損傷を防止することも可能と思われる。

この問題の解決策の今後の進展を考える際に非常に重要なのは、工作技術者の努力と判断である。元来スロットは工作上的の必要から設けられたものであり、工作上的の要求がなければスロットというものは最初から存在しなかつたともいえる。また、工作上的の制約がなければ、現在研究されている構造以外にも数多くの補強方法や構造が考えられる。

前述のさし込み構造は、工作技術者の努力によつてはじめて実用化が可能となつたというのがその好例であつて、今後の進歩のかぎをにぎるものは設計と工作技術者の緊密な協力であるといえる。

8. あとがき

スロット周辺の損傷は、多くの要因が複合して発生するとみられる。しかし、その主なものは静荷重、波浪荷重および振動による疲労破壊と思われる。現在広範な研究が進められており、未だ解明されていない問題も残されているが、この種損傷が発生しなくなる日が来るのも遠くないと思われるようになった。

損傷の多いウェブスチフナ基部の疲労強度、あるいは各部のスロットに働く応力等は、いずれも非常にバラッキの多いものであり、スロット部の構造設計は、信頼性工学的理念による新しい解析法が確立されるとともに更に進歩するものと期待される。

参考文献

- 1) 第83研究部会、船体横強度に関する研究報告書、

日本造船研究協会研究資料 No. 54 (昭和42年) その他

- 2) 第120研究部会, 大型船の横部材におけるスロット周辺のクラック防止に関する研究報告書, 日本造船研究協会研究資料 No. 136 (昭和46年), No. 153 (昭和47年)
- 3) 船体構造委員会関東地区部会スロット対策懇談会, 大型船の横桁材におけるスロット周辺の損傷防止に関する検討, 日本造船学会誌第505号, 第506号 (昭和46年)
- 4) 第133研究部会, 船体構造強度に関する研究報告書, 日本造船研究協会研究資料 No.165 (昭和47年)
- 5) 越智義夫他, 縦通材貫通スロットまわりの強度, 石川島播磨技報第11巻第6号 (昭和46年)
- 6) 安東直美他, スロット部スチフナ基部応力におよぼす横桁面外変位の影響について, 日本造船学会誌第519号 (昭和47年)
- 7) 船体構造委員会関東地区部会, 船尾部タンク内構造の損傷とその対策案, 日本造船学会誌第489号 (昭和45年)

- 永元隆一他, タンク構造部材の振動について (その1), 西部造船会々報第40号 (昭和45年)
 大沼寛, Deep Girder の水中における横倒れ振動, 日本造船学会論文集第130号 (昭和46年)
 藤井克哉他, タンク内ウェブフレームの振動, 石川島播磨技報第12巻第4号 (昭和47年)
 関内実他, ディブガーダに関する研究 (第2報), 三井造船技報第75号 (昭和47年) その他
- 8) NV 船級協会規則第15章, Tentative Rules and Recommendation.

(追加)

船体構造委員会西部地区部会 (西部造船会 技術研究会 構造部会) スロットワーキンググループ, 船体の損傷に関する調査研究 (2) (タンク内構造スロット周辺の損傷, 西部造船会技術研究会研究報告第13号 (昭和47年))

(訂正) 表 2.7 (その1参照) は調査船の各応力レベルのスロット数の比をあらわしたもので, 説明は誤りでしたので訂正させていただきます。(以上)

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	¥ 400
	船の保存整備		
東京商船大学助教授	鞠谷 宏士	A5 160頁	¥ 550
	船舶の構造及び設備器具		
東京商船大学助教授	上坂 太郎	A5 160頁	¥ 280
	沿岸航法		
東京商船大学教授	横田 利雄	A5 140頁	¥ 230
	航海法規		
東京商船大学名誉教授	田中 岩吉		
	海上運送と貨物の船積		
	(前篇) 海上運送概説	A5 140頁	¥ 480
	(後篇) 貨物の船積	A5 160頁	¥ 520
東京商船大学教授	豊田 清治	A5 160頁	¥ 400
	推測および天文航法		
東京商船大学教授	野原 威男	A5 110頁	¥ 400
	船用プロペラ		
東京商船大学助教授	中島 保可	A5 170頁	¥ 300
	運航要務		
東京商船大学教授	米田 隼次郎	A5 130頁	470円
	操船と応急		
東京商船大学教授	横田 利雄	A5 155頁	320円
	海事法規		
東京商船大学助教授	小方 愛朔	A5 170頁	¥ 300
	船用内燃機関 (上巻)		
		A5 200頁	¥ 320
	船用内燃機関 (下巻)		
東京商船大学助教授	庄司 和民	A5 140頁	¥ 450
	航海計器学入門		

東京商船大学助教授	清宮 貞	A5 90頁	¥ 230
	蒸気機関		
東京商船大学助教授	伊丹 潔	A5 180頁	¥ 500
	船用電気の基礎		
東京商船大学助教授	宮嶋 時三	A5 200頁	¥ 800
	燃料・潤滑		
東京商船大学教授	飯島 直人	A5 200頁	¥ 800
	電波航法入門		
東京商船大学教授	野原 威男	A5 155頁	¥ 500
	船の強度と安定		
東京商船大学学長	浅井 栄資		
東京商船大学助教授	巻島 勉	A5 170頁	¥ 480
	気象と海象		
	<以下続刊>		
東京商船大学教授	賀田 秀夫		
	ボイラ用水		
東京商船大学助教授	西田 寛		
	指図		
東京商船大学教授	賀田 秀夫		
	船用金属材料		
東京商船大学助教授	小川正一・真田 茂		
	機械の運動と力学		
東京商船大学助教授	小川正一		
	機械工作・材料力学		
東京商船大学教授	真壁 忠吉		
	船用汽機		
東京商船大学助教授	小川 武		
	船用捕機		

(その3 貨物格納) (6)

8.2 タンク一般

8.2.1 タンク構造形式による特徴

LNG の貯蔵方式は、前にも述べたように、理論的には低温加圧式も可能であるが、實際上、低温常圧式（低温重力式ともいい、大気圧に近い圧力のもとで、ほぼメタンの沸点で貯蔵される方式）と考えて差しつかえない。

これに対し、タンクの構造形式は、大きく分類して独立方形型式タンク、独立圧力容器型式タンクおよびメンブレン型式タンクの3つに分けられる。（インテグラル型式あるいは一体型タンクと呼ばれるタンク構造形式は、規則上の制限もさることながら、LNG 船としては実現の可能性がないと考えてよい。）

以下、この3つの構造形式の特徴を比較しながら述べることとする。

(1) 概念的な特徴

〔独立方形型式タンク〕

独立方形型式タンクは、常圧式（重力式）タンクのうち、最も一般的なフラットな補強板構造によりタンク囲壁を構成する角型タンクである。したがって船体構造と一体あるいは独立の差はあつても、補強板構造は、船舶として最もなじみの深い構造形式である。また、タンカーの貨物油タンク、一般船舶のディーブタンク等、大きさも手ごろな例があり、造船所あるいは造船技術者等にとっては、とつき易い構造方式であろう。とつき易さという点では、船の保船・運航にあたる船会社にとつても同じことがいえよう。

〔独立圧力容器型式タンク〕

独立圧力容器型式タンクは、球形、シリンダ形等のいわゆる回転対称形の荷重・内圧を主としてタンクの膜力で支持する構造形式のタンクである。この方式は、船舶の貨物用タンクとしては、加圧LPG船等の圧力式貯蔵方式のタンクとして多くの使用実績がある。

これらは、何れも小型（せいぜい千立方メートル）であり、船舶用として大型タンクの実績がないので、一般の造船所にとつて、余り手慣れた構造形式とはいえない。しかし、陸上の貯蔵タンクは、殆んどこの構造形式なので、その技術・経験を生かすことができれば、比較

的容易にとり組んでいける構造形式であろう。

〔メンブレン型式タンク〕

メンブレン型式タンクは、一般に液密およびガス密の性能を有するメンブレンシート、すなわちメンブレンタンクに掛かる荷重・圧力を防熱材を介して船体構造で支持する構造形式のタンクである。広い意味でのメンブレン型式タンクは、メンブレンタンク自身では、タンクに掛かる荷重・圧力を支持する性能を有せず、隣接構造部材が、間にはさんだ防熱材兼タンク支持材を介して、荷重・圧力を支持することおよび液密であることの2点が、設計原理として共通な点である。その他の設計原理は、表8-3に例を示すように個々の設計により異なる。

このようにメンブレン型式タンクの構造形式は、個々の例により、かなり異なっており、また、実績も数少ない。もちろん、類似構造例もないので、開発は、設計原理の確認から始まることになり、多くの開発費用と時間が必要となる。

(2) タンク容積効率

タンク自重に対する容積効率は、メンブレン型式タンク、独立圧力容器型式タンク、独立方形型式タンクの順である。

タンク表面積に対する容積効率は、独立圧力容器型式タンクが良いのは当然で、以下メンブレン型式タンク、独立方形型式タンクの順である。ただし、メンブレン型式タンクと独立方形型式タンクの差は、タンク板厚および内部補強材（防撓材および桁）の差で、形状的な差は、ないのが当然である。

船の大きさ（ $L \times B \times D$ ）に対する容積効率は、メンブレン型式タンク、独立方形型式タンク、独立圧力容器型式タンクの順となる。LNG 船のタンク容積効率では、これが重要なファクターとなる。図8-19に船の大きさに対するタンク容積効率の傾向を示す。

(3) 建造工作

タンクの建造工作法は、タンク構造方式のみならず、タンク使用材料、防熱材および二次防壁にも関連するので、簡単にその特徴を述べる訳にはいかないが、独立方形型式タンクおよび独立圧力容器型式タンクは、いずれもタンクを別に製作して陸上で水圧テストを行なつた後

*、** 日本海事協会船体部

表 8-3 各種メンブレン型式タンクの設計原理

設計型式	タンク構造	
	一次タンク	主要原理
ガストランスポート・メンブレン方式	液密、ガス密の薄いメンブレンシート (36% Ni 鋼, 0.5 m/m)	36% Ni 鋼の熱膨張率の小さいことにより、熱伸縮による熱応力を実用上差支えない程度におさめる。
テクニガス・メンブレン方式 (ガスオーシャンまたはコンチオーシャン方式ともいう)	液密、ガス密の薄いメンブレンシート (18-10 オーステナイトステンレス鋼, 1.2 m/m)	四角いメンブレンシートの各辺に並行なコルゲートを設け、コルゲートの交叉部は、特殊形状のノットとなる。このコルゲートにより、熱伸縮および船体歪等によるタンクに生ずる歪を吸収させる。
B.S. フラット・セミメンブレン方式 (LNG 船用)	液密、ガス密の薄いメンブレンシート (9% Ni 鋼またはオーステナイトステンレス鋼)	タンク収納部(タンク倉およびタンク支持材兼用防熱材)より、大きくタンクを作り、かつコーナー部は適当な R を設け、常温状態では、タンクに予歪を与える状態としておく。熱による収縮は、この予歪およびコーナー部の R により吸収する。
IHI フラットウォールタンク方式	液密、ガス密のメンブレンタンク (アルミ合金 5083-0)	タンクコーナー部は適当な R を設ける。熱収縮は、コーナー部 R の変形により、吸収させ、この熱応力に耐えるような適当な板厚を選定する。
シェルポリウレタンフォーム内部防熱方式 (低温 LPG 船用)	液密兼防熱材のポリウレタンフォーム	内部防熱材(ポリウレタンフォーム、補強材)にタンク荷重・圧力による圧縮強度、液密、熱収縮による引張強度をもたせるとともに、防熱材中に浸透する貨物によるセルの崩壊強度をもたせる。

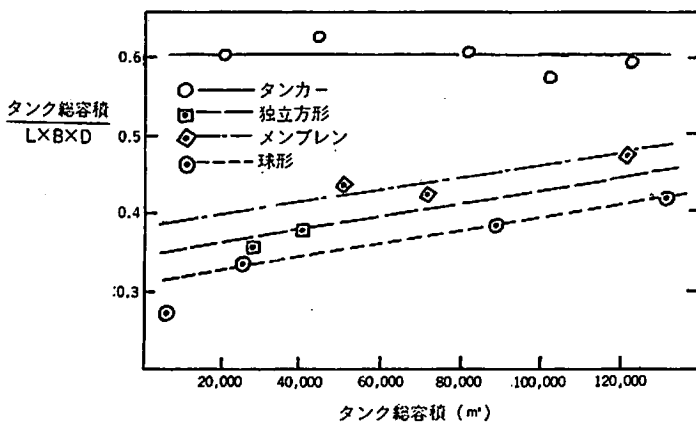


図 8-19 タンク容積効率

船に搭載しすえ付ける方法および船台で船と一緒に組立てていく方法のいずれも可能である。

メンブレンタンクは、程度の差があるにせよ、船上での組立てが必要である、ただし、セミメンブレンタンクは、無負荷状態で自立性能を有するといわれているので、別にタンクを組立て本船に積みこみが可能と思われるが、陸上での水圧テストは、むつかしくなる

工場施設は、タンク構造型式および使用材料に関連してくる。例えば 9% Ni 鋼製の独立方形型式、あるいは圧力容器形式タンクで本船上の組立てを考慮すれば、従来の造船設備に加える新規設備は、比較的少なくすますことができる。また、アルミ合金製の独立方形型式あるいは圧力容器型式タンクを陸上で完成させ、本船につまこむ建造方法を採用するためには、かなり大規模の新規設備を必要とするであろう。

メンブレンタンクの場合、タイプにより異なってくるが、本船上での組立てを考慮すると、造船所での新規設備は比較的少なくすますことができる。しかし、タンク詳細構造、防熱、二次防壁等に特殊な部分が多く、外注品の増加、したがって関連工場の養成が、比較的大きなファクターになつてくる。

このように、建造方法についても各構造型式に一長一短があり、さらに今後の大型化 (16 万 m³, 20 万 m³ 等) を考えたとき、どの構造型式が有利かは、簡単に結論がでない。

(4) 船の性能

独立方形型式タンクは、1つのタンクを容易に隔壁で区分けでき、制水隔壁も容易に設けることができる。したがって、復原性、タンク容積制限（現在、タンク容積の規制はないが、もしあつたとした場合）、貨物の積付け等に関連して、計画の自由度は、比較的大きいといえる。

独立圧力容器型式タンクは、1つのタンクを仕切つたり、制水隔壁を設けたりするのがむづかしく、かつ重心位置も高くなるので、前記の要件に対する計画の自由度は、ある程度拘束されることがある。

メンブレン型式タンクの場合、前記要件の自由度は、かなり拘束されると考えてよい。しかし、実際上は、船にトランク甲板を設け、タンク上部を狭くして満載タンクでないときの液の自由表面を小さくする等の配慮が払われており、適当な積付け計画がたてられれば、かなり大きいタンクでも何等支障はないように設計できる。

また、独立圧力容器型式タンクは、タンク容積効率を良くするため、上甲板上に突出させるので、操縦性（見通し）を十分考慮して船の一般配置を決める必要がある。

(5) 防熱材および二次防壁

メンブレン型式タンクは、防熱材がタンク支持材を兼用し、さらには二次防壁も兼用する例が多いが、このようにメンブレンタンクの構造形式によつて、防熱材に制約をうけるケースが多い。少なくとも、タンク支持材兼用の防熱材はメンブレンタンクに掛かる荷重・圧力を船体構造に有効に伝える性能、すなわち適当な圧縮強度が必要となる。また、メンブレンタンクの平滑度を維持するために、防熱内表面仕上げの平滑度が要求される。

独立方形型式または独立圧力容器型式タンクの場合、タンクの支持方式、二次防壁の設置条件等により異なるが、メンブレン型式タンクに比べると、防熱材、二次防壁の選定の自由度は多いと考えられる。

(6) タンクの保守、点検、修理

タンクの保守、点検は、独立方形型式あるいは独立圧力容器型式タンクが、いずれも人間が保守、点検および修理のためタンク周囲スペースに入れる余裕をとるか、あるいはタンクを持ち上げることができるようにするかのできる設計ができるので、メンブレン型式タンクに比べて有利である。ただし、独立方形型式タンクでは、容積効率を良くするために、タンク周囲スペースを極力小さくすると、大型タンクでは、タンクを持ち上げは、そう簡単に

いかない。この場合、保守、点検、修理の容易さの点については、メンブレン型式タンクと独立方形型式タンクでの差が、少なくなつてくる。

また、メンブレン型式タンクは、外圧に対して弱いことから、独立方形型式または独立圧力容器型式タンクに比べて、タンク外部に大きな圧力を掛けられない。このような点から考えると、メンブレン型式タンクは、タンクに漏えいがあつた場合、漏えい個所の発見が、独立方形型式または独立圧力容器型式タンクに比べてむづかしくなる。

タンク、タンク周囲船体構造等の修理の際の附帯工事は、タンク、防熱材、二次防壁等にも関連するが、メンブレン型式タンクが、最も多くなると考えて差しつかえない。

(7) 船体構造配置

7-1-2 に LNG 船特有の船体構造配置の要件を述べたが、これで分るように LNG 船特有の二重船殻、二重横隔壁構造は、タンクの構造形式に余り左右されない。

独立圧力容器型式タンクは、タンク容積効率を良くするため、上甲板に開口を設け上甲板上にタンクを突出させるので、他のタンク構造形式と異なる特徴がある。この開口は、かなり大きなものとなるので、開口に対する船体補強が必要になつてくる。また、タンク突出部は、水密・気密の大きなカバーを設け、防熱材を保護する必要がある。この大きなタンクカバーも独立圧力容器型式タンク独特のものと考えられる。

その他の船体構造配置上の大きな特徴は、タンク支持方式、防熱方式、二次防壁の形式、タンクの大きさ等に主として関連し、タンク構造型式には余り関係しない。

(8) タンクの冷却またはウォームアップ

メンブレン型式タンクは、一般に薄いメンブレンタンクにより構造されている。したがって熱容量が小さく、徐冷、予冷に使用する LNG を少なくすることができ、荷役前の作業時間を短縮できる。タンクの熱容量は、タンクの質量に比例するので、メンブレンタンク、独立圧力容器型式タンク、独立方形型式タンクの順に、タンク徐冷、予冷の作業時間、設備が増えることになる。

メンブレン型式タンクのうち、ある種のもの（セミメンブレンタンク）、独立方形型式タンクおよび独立圧力容器型式タンクは、不注意に LNG の積付けを行なうと過大な熱応力を生ずることがあるので、積荷作業は、事前に十分検討しておかなければならない。

メンクのウォームアップもタンク冷却と同じことといえる。

(9) 各種船装設備

タンクに付属している各種設備あるいはその他の設備は、タンクの構造形式により、異なる設備あるいは異なる設計条件を考えなければならないものがある。

メンブレン型式タンクは、独立方形型式タンクまたは独立圧力容器型式タンクに比べて、外圧に対する強度が劣る。したがって、メンブレン型式タンクのタンク内外の圧力のコントロールは、より確実、より精密に行なう必要がある。タンク内外の圧力コントロールに関係する設備は、ポンプ、ポンプの制御装置、液面指示警報装置、タンク内外の圧力検出装置、タンク周囲スペースのイナートガス供給装置等である。

タンク内の各種配管、電線等の取付もメンブレン型式タンクの場合、タンク板が薄く、防撓材、桁も設けられないので、取付方法に特別の工夫が必要となる。

タンク構造型式には、直接関係しないが、メンブレン型式タンクの場合、タンク周囲スペースに空間が少ないので、イナートガスの供給能力が、比較的少なくてすむ。また、タンク周囲スペースに殆んど空間がないとき、ガス検出端の配置にも十分注意を払う必要がある。

非常用揚荷設備として独立圧力容器型式タンクは、タンク頂部の設計圧力をあげて圧力式揚荷を行なうことが可能であり、独立方形型式タンクは、仕切壁（通常中心線隔壁で仕切られている）に隔壁交通弁を設け、他区画のポンプを利用することができる。メンブレン型式タンクのときは、これらの方法がとれないので、ポンプを2台設けるか、または別の非常用揚荷設備（リフトベーパーシステム等）が必要となる。

(10) 衝突・座礁

衝突・座礁に対する安全性は、近似的にはタンクと外板との距離に比例して増加する。他船との衝突に関しては独立方形型式タンクあるいは独立圧力容器型式タンクの場合、主として甲板の変形によつて衝突時のエネルギーを吸収し、他に船側外板、二重船殻の内殻およびタンク自体の膜力効果によりエネルギーを吸収することになる。さらに二重船殻の内殻とタンクとの間にある程度の距離があるためタンク破壊に必要な衝突船の突入量が増加するので吸収エネルギーは増大する。

一方、メンブレン型式タンクの場合、タンク自身が吸収するエネルギーが無視されることから、内殻の破壊がタンクの破壊につながる可能性がより大きいと云える。し

たが、メンブレン型式タンクにおいては独立方形型式タンクあるいは独立圧力容器型式と同等の耐衝突防禦構造とするために、二重船殻内を水平防撓板構造（立て方向膜板は余り効果がない）とする等の配慮が必要である。

座礁に関しては、座礁時の外力を船底外板部の部材を圧壊させることにより分散させ、その時に二重底の挽みをタンクの破壊にまで到らない許容値以下に抑え、また曲げ崩壊も起こさないという条件の下で、二重底構造を設計することは可能であるが、実際には二重底の高さを大きくすることのみにより耐座礁防禦構造とすることが出来ると考えられる。

(11) 構造強度

〔独立方形型式タンク〕

独立方形型式タンクは、補強板による角型構造物である。この種の構造物は、一般船舶のディーブタンク、タンカーの貨物油タンク等、多くの経験実績がある。したがって、構造強度解析も、これらの類似構造物の設計に使われ、開発されてきた方法が応用できる。

すなわち、防撓材および桁は、適当な有効幅を考慮した梁理論を適用、タンク板は、周辺を防撓材または桁で固定された長方形板として設計する方法が、古くから採用されてきた。この方法は、現在でもなお、有効かつ簡便な設計方法として最も多く採用されている。

さらに、より精密な強度解析法として、格子構造解析法、立体骨組構造解析法、三次元有限要素法等が、開発され、実際の構造物設計に採用されている。

これらの実績、経験、研究結果等を応用できるため、独立方形型式タンクは、設計も容易であり、試験検査も完全に行なえるので、高度の信頼性を期待することができる。

しかし、独立圧力容器型式タンクと比較した場合、形状が複雑、応力集中部が多いこと、同一容積タンクのとき材料の加工・溶接箇所も多くなること等の理由で、タンクの信頼性の評価がむづかしく、二次防壁の設計条件は、独立圧力容器型式タンクに比べてシビアなものが要求されている。

〔独立圧力容器型式タンク〕

独立圧力容器型式タンクは、構造が最も簡単で、かつ精密な強度解析も比較的簡単な方法で行なえ、同一容積では材料の加工・溶接も最も少なく、試験検査も完全に行なうことができる。さらに同種構造物の実績も多く、先に説明した予測—修正の方法により、タンクの信頼性は、高精度で推定できる等の理由により、この構造型式

のタンクの二次防壁設計条件は、最も緩和されている。

すなわち、タンクの大半は、シェル理論により膜応力としての応力分布が求められ、曲げ応力等が作用する箇所は、ごく限られてくる。この限られた箇所について、有限要素法、実験的応力解析法等による応力解析を追加すれば、タンク全体について精密な応力分布が求められる。

しかし、LNG タンクは、ほぼ大気圧すなわち重力式タンクであり、タンク内圧のファクターは、压力容器に比べて小さくなること、タンクが大型化し、タンク支持部から加わる船体運動による応力増加が、タンクにかかる最大応力の重要なファクターになること、熱応力の影響も無視できない場合があること等の理由により、構造設計は、一般高圧压力容器のように簡単にならない。

LNG 船のタンクとしては、現在まで主として球形タンクが開発され、実用化されているが、構造強度上の主な問題点は、タンクの大型化による工作精度の管理および検査試験方法、およびタンク支持構造であろう。

[メンブレン型式タンク]

メンブレン型式タンクは、類似構造物の実績がないこと、薄板メンブレンの場合、完全な応力計算および応力計測ができないこと等により、構造強度の信頼性は、モデルテストにより確認するより方法がない。しかも、このような構造物には、予測-修正方法による信頼性の推定が不可能であり、タンクの信頼性を高精度で推定するためには、実際上不可能な数のモデルテストを必要とする。

また、タンクの検査・試験方法も、この構造型式のタンクが最もむづかしく、タンクのガス密性の維持も最もむづかしい。

このような理由で、メンブレン型式タンクは、現在のところ完全二次防壁が各種の規則で要求されており、二次防壁の設計条件は、最もシビアと考えてよい。しかし、ある種のメンブレン型式タンクには、応力計算、計測も可能なものがあり、検査試験も完全に近く行なえる型式のタンクも開発されつつあり、メンブレン型式タンクのすべてについて高精度の信頼性推定がむづかしいとはいえない。

以上、LNG 船のタンク構造型式を3つの型式に分けて、ごく一般的特徴を比較してみた。個々の設計方式について検討してみると、さらに特徴が、はつきりする。

8.2.2 タンクの設置、周囲環境条件、その他

タンクの設置場所、タンクの周囲環境等の条件は、タンク設計上忘れてはならない主要なファクターである。

タンクの設置場所

タンクは、構造型式の如何にかかわらず、船倉（タンク倉）またはカーゴタンクエリア内の暴露甲板上に設ける必要がある。このタンク倉またはタンク設置甲板は、防爆、火災、外部との接触事故（衝突、座礁等）等からタンクを保護するため、機関室、居住区および船の外部から隔離されている。すなわち、機関室・居住区の前、船首隔壁後方、船底および船側外板（一般に二重殻）から一定の距離の位置のタンク倉または暴露甲板上にタンクが設置される。

さらに防熱材の保護（耐候、耐水、耐火）のため、タンクドーム頂部を除き、タンクはタンク倉内に設けられる。例えば、2-2-6 また 2-2-7 に紹介したような球形タンクの場合でも、甲板上的突出部は、水密・ガス密のタンクカバーにより保護され、タンクは、タンク倉内に設けられていると考えてよい。

したがって、タンクの外圧（挫屈）には、波浪の打込みは考慮しなくてよい。

タンク周囲スペースの環境

タンクが設置されるタンク倉は、水密・ガス密の囲壁あるいはカバーで囲まれ、タンク周囲スペースは、外気としや断され、その雰囲気は、湿度がコントロールされ、かつイナート化されているのが普通である。

規則上もタンク周囲スペースの雰囲気は、防燥上からイナート化が要求され、防熱効果から湿度のコントロールが要求されることが多い。

LNG 船のタンク周囲スペースの温度は貨物温度にほぼ等しいため、窒素ガスが充填されるのが普通である。

タンク周囲スペースは、常時、周囲船体構造等の温度、圧力およびガス濃度が検知され、万一異常が発生したら、ただちに発見できる。

タンク内の環境

タンク内は、常時、貨物または貨物ガスが充填され、大気がタンク内に導入されるのは、就航後の定期的検査、臨時検査、点検または修理工事のときだけである。

LNG には、天然ガスを液化する過程において精製され、タンク材料を冒す物質は入っていない。したがって、前に述べたタンク外の雰囲気コントロールと合わせて考えると、タンクのコロージョンは考えなくてよい。LNG 以外の液化ガスを運ぶ計画がある場合は、その

貨物の物性、成分を十分調査しておく必要がある。

使用温度（サービス温度）

LNG 船は、大気圧のもとでのメタンの沸点、 -161.5°C が設計上の貨物最低使用温度として採用される。タンク等の低温材料は、この最低使用温度に応じて選択される。

理論上は、LNG 船の場合、低温加圧（低温中圧ともいわれる）の貯蔵方式もあり得る。このような場合、温度と圧力のコントロールが重要となる。低温材料選択の目安となる最低使用温度は余裕をもたす意味で、計画積荷貨物温度より低く見積ることを要求している規則もある。例えば、USCG 規則（文献 31）では、次式で与えられる温度を設計上の最低使用温度とするよう規定している。

$$t_s = t_w - 0.25 (t_w - t_b) \dots \dots \dots (8-46)$$

ただし t_s : 最低使用温度

t_w : 通常使用圧力での貨物の沸点、ただし 0°C 未満としてはならない。

t_b : 大気圧での貨物の沸点

タンク貫通部

タンク内配管（荷役用、予冷用等の液またはガス管、計測装置用管等）、タンク内電線の配線のため、タンクに管貫通部を設ける必要が生じる。

この貫通部は、タンクの不連続構造部となること、タンク自身の移動（タンク伸縮、船体運動、振動等）と管装置等の移動とは、量、方向、振動数が異なり、該部に高応力あるいは過度の繰返し応力を発生するおそれがあること、過大な残留応力が生じるおそれがあること等の理由で、タンク頂部に設けるのが原則となつている。実船例では、タンクドーム上暴露部に設けるタンクハッチに貫通部が設けられているようである。

これらの貫通部は、液密・ガス密構造とし、かつ該部から多くの熱が侵入しないように、防熱材で保護する必要がある。

低温常圧式のタンクでは、頂部の圧力は多くてもせいぜい 0.3 kg/cm^2 （ゲージ圧）程度である。したがって、貫通部構造の基準は、次のように考えて差しつかえない。

すなわち、タンクドーム上のタンクハッチ（ドームとはバックンをはさんでボルト締め）に貫通部を設ける場合、貫通部の構造は、一般船舶の管装置の暴露甲板貫通部、あるいはディープタンク貫通部の例にならつてよい。

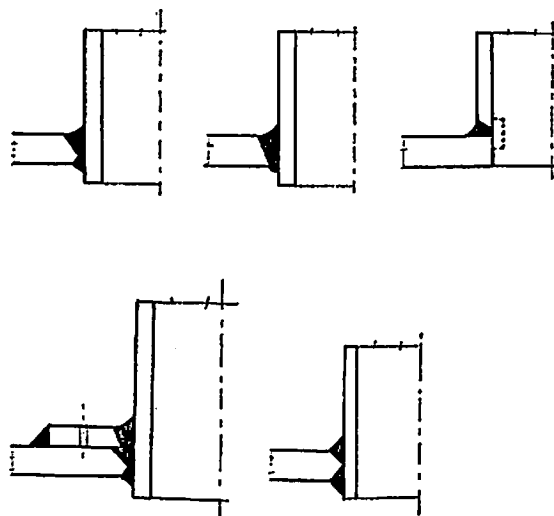


図 8-20 Welding details for Domes and Branches (文献-32)

また、タンクドームあるいはタンク頂部上（タンク本体）にこれらの貫通部を設ける場合、貫通部は完全溶込み溶接とし、溶接部全線の非破壊検査（超音波探傷等）を行なう必要がある。例えば、図 8-20 に示す圧力容器のノズル取付部の構造にならばよい。

また、貫通ピース取付け後、応力除去を行なうのを原則とする。

タンクドーム等

タンクドームは、貫通部、マンホール等を暴露甲板上に設けるために設けられる。独立タンクの場合、タンク本体への取付け部は、突合わせ溶接を原則とする。ただし、船級協会等の承認により、隅肉溶接とすることができ、この場合、構造は図 8-20 の例にならぬ、完全溶込み溶接とし、かつ溶接部全線の非破壊検査（超音波探傷等）を行なう必要がある。

また、タンク底部にストリッピング用のリセスを設けることがあるが、これもタンクドームと同じ構造としなければならない。

マンホール

マンホールは、タンクドーム上等、暴露甲板上に設ける必要がある。タンクハッチカバー上に設けるときは、交通の便からできるだけ大きい方が好ましい。通常、 $800 \text{ mm}\phi$ といどとする。最少寸法は、規則で与えられており、NK 規則では、 $275 \text{ mm} \times 375 \text{ mm}$ または $375 \text{ mm}\phi$ となつている。

接 地

金属性のタンク（二次防壁が金属性の場合、二次防壁も）は、船体構造に有効に接地する必要がある。規則によつては、1つのタンクに対し2個以上の接地を要求しているところもある。少なくともタンク周囲スペースに人が入れない構造方式、配置のタンクは、安全性確保のためにも、複数の接地を設けるべきであろう。

接地方法は、接地線をタンクと船体の間に設けるのが通常であり、タンクの伸縮、船体とタンクの相対移動を考慮して堅牢かつフレキシブルなものとする必要がある。

タンクの保守、点検、修理

タンクの構造型式によつて程度の差はあるが、タンクは、就航後の保守、点検および修理が簡単に行なえるように設計しておかなければならない。

この保守、点検および修理方法は、タンクの構造形式によつて難易の程度があるのは、8-2-1 で述べたとおりである。

タンクは、少なくとも内面が完全に検査できるようにしておく必要がある。LNG タンクの場合、タンクに水を張り、ゴムボートを浮かべて検査するといった大型タ

ンカーの貨物油タンクに採用されている方法をとることができない。

したがつて、大型タンクは、あらかじめ点検用の足場を備えておくか、または点検用足場タンク内に容易に組立てられるようにしておく必要がある。特に、メンブレン型式のタンクでは、固定足場を設けておくのがむづかしいため点検用足場が入る大きさのタンクハッチを設ける等の配慮が必要であろう。独立方形型式タンクでは、タンク内の桁の配置を考慮することにより、比較的簡単に点検設備として構造部材を利用できる。

これらの点検設備は、タンクの設計方針、経験等により異なってくるが、タンカーの基準すなわち「タンク構造部材の片側を約 3 m 以内の距離から容易かつ安全に点検できるものとする」を標準と考えて差しつかえない。

点検設備を固定設備とするときは、検査する人間の安全に十分配慮を払った構造のものとする必要がある。例えば、一般船舶の大型タンクの点検用固定設備は、次のように規定されている。

〔タンクの点検用固定設備（NK 細則 0305-6, 7 引用）〕

固定設備のはしごまたはステップは次に示す構造のものとしなければならない。

- (1) 足場または通路の幅は点検者が安全に通行するに十分な幅のものとする。ただし、600 mm 未満としてはならない。
- (2) 幅が 2 m 未満の足場または通路には次の規準でハンドレールを設けなければならない。
 - (a) 幅が 1 m 未満のものは図 8-21(a) による。
 - (b) 幅が 1 m 以上 2 m 未満のものは図 8-21 (b) による。
- (3) 水平桁等を足場等に利用する場合、直径が約 100 mm を越える窪目孔には固定されたグレーティングを設けなければならない。

タンク内の点検設備は、タンクの異常をいち早く発見するとともに、タンク構造に異常がないことを確認するためのものである。設計当初、経済性に重点を置くために建造時僅かのコストダウン（LNG 船全体の船価に比べるとタンク内の点検設備はコンマ以下のパーセンテージである）をねらつての固定点検設備の簡略化あるいは省略は検査に要する時間、費用、労力、検査に従事する人間の安全

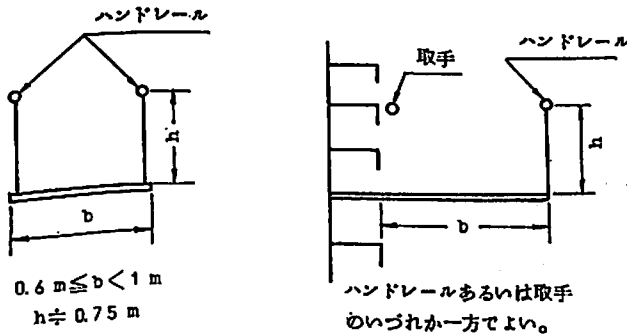


図 8-21 (a) 点検用固定設備；幅 1 m 未満（文献 33）

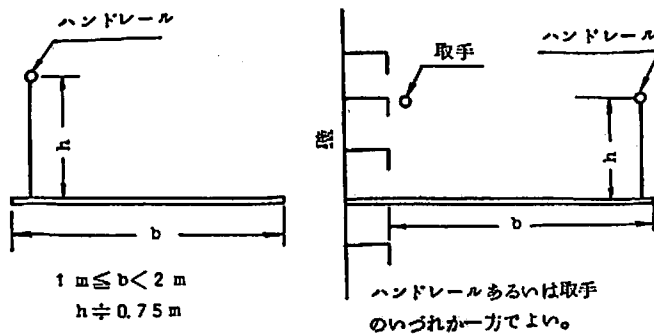


図 8-21 (b) 点検用固定設備；幅 1 m 以上（文献 33）

等を考えると、必ずしもコストダウンに結びつくとは限らない。

タンク配置

タンク配置および貨物の積付けは、タンクの大きさ、形状を決定する1つの大きなファクターとなる。

引火爆発性貨物の貯蔵格納のためのタンクの保護、隔離については、第6章に述べてあるので参照されたい。

タンク配置の最大の条件はタンクの大きさである。タンクの大きさは、船の大きさ、建造工作、船の性能(復原性)、荷役性能、タンク強度等の要件によつて決まるものと考えて差しつかえない。また、規則等でタンクの容量制限が規制されれば、その制限にしたがわなければならないが、現在のところ容量制限を規制した規定はない。

タンクの大きさと強度との関連については8-3で述べる。

一般にタンクの大きさの限度は、船の大きさに比例すると考えて差しつかえない。強度および船の性能(復原性等)を考慮して、大型LNG船では、0.2L(L:船の長さ)がタンク長さの限度と考えて、まず間違いない。したがつて、タンクの構造形式、形状等により多少異なるが、小型船を除きタンク数は、1船あたり4ないし5個が最少限度となる。

建造工作上のタンクの大きさの限度は、タンク構造形式、建造方法および造船所の施設に関連する。しかし、前記の強度および船の性能から定まるタンクの大きさまでは十分製作可能と考えてよい。

復原性では、船の通常状態での復原性と損傷時復原性の2つの問題がある。

復原性は、貨物の積荷状態に関連する。特にメンブレン型式タンクでは、中心線隔壁を設けることができないので、全タンクに自由表面を残す積付け状態では、自由液体による見掛けのGMの減少に十分注意する必要がある。

あるタンクに自由表面を残すような積付けをした場合、そのための見掛けのGM減少量 δ はよく知られているように次式で表わされる。

$$S = \frac{i}{V} = \frac{1}{12} \frac{l b^3}{V} \cdot \frac{\rho}{1.025} \text{ (長方形自由表面)} \dots\dots (8.47)$$

ただし、V: 船の排水容積

l: タンク長さ

b: タンク幅

ρ : 貨物比重

上式から明らかなように幅の影響が最も著しい。したがつて、実船例のメンブレン型式タンクのようにタンク

上部をナックルさせ、タンク幅を減少させるのは復原性の面からも有利であるといえる。

タンク積付け

液化ガスの積付けは、通常状態においてベント管または圧力逃し弁から液を噴出しないように定める。すなわち、タンク積付け比は周囲温度の上昇に伴う液膨脹を考慮してタンクに空間を残して積むように規則で定められている。通常、この積付け比が問題となるのは温度制御をせず、かつ圧力逃し弁が作動するまで貨物の蒸発を抑制する常温加圧貯蔵方式の場合で、一般に規則で定める最高周囲温度(45°C)での貨物容量が、タンクの容積の98%をこえないように定められている。

LNG船のように低温常圧式の場合、防熱および貨物の蒸発(あるいはさらに再液化)により温度を制御しており、一般に積荷容量をタンク容量の98%と規制されていると考えてはば間違いない。

なお、USCG(文献31)は低温液化ガスの積付けを次式で与えている。

$$V_1 = \frac{0.98 dr V}{d_1} \dots\dots\dots (8.48)$$

ただし、 V_1 : タンクの許容積付け容量

V: タンク容量

dr: 圧力逃し弁のセット圧と等しい蒸気圧に対応する臨界温度での貨物の密度

d_1 : 積荷温度の貨物密度

タンク容積の計画はこの積付け制限を考慮にいれて設計する必要がある。また、独立タンクは貨物積荷時にタンクの収縮によりタンク容量が減少するので注意を要する。

その他

強度以外の要件でタンクの設計上考慮しなければならない周囲条件は、以上のほか建造工作、船体構造配置との関連、防熱および二次防壁との関連等、数多いが、それぞれ第5章、第6章、第7章等を参照されたい。

「船舶」のファイル



左の写真でごらんのよう
な「船舶」用ファイル
を用意してあります。

御希望の方には下記の価
格でおわかりいたしま
す。

頒価 400円(〒150)

NKコーナー



昭和48年度の規則、細則等制定 および改正計画

去る2月開催された本年度第1回技術委員会で報告された、NKの本年度における規則、細則等の制定および改正計画のおもなものは、次のとおりである。

1. 二重底規則（第7編）および同細則

二重底の高さ、内底板および肋板の厚さ等について、全面的に検討し、必要な改正を行なう。

2. 船側構造関係規則（第8編および第9編）および同細則

肋骨の応力については、再検討する必要がある、また船側縦通桁および特設肋骨の規定は、最近の構造には適用し難い点があるので、肋骨、船側縦通桁等を含め、船側構造全体を検討し、必要な改正を行なう。

3. 外板関係規則（第15編）および同細則

現行規定の外力について再検討する必要がある、最近の理論を用いて、外板に作用する波浪変動荷重を考慮し、外板寸法および防撓構造寸法の合理的な規定に改める。また、船首船底補強部に対しても、補強範囲、船首喫水との関係を検討する。

4. 超大型船の桁のウェブの厚さ（第28編）関係規則

暫定措置として、長さ300m以上の船に対する桁のウェブの厚さを1mm増すこととしたが、これに対する根本的な検討を加え、合理的な規定に改める。

5. 合成繊維索規則（第30編）

鋼船規則第30編には詳細が明示されていないので、IACS統一規則案に基づき、これを改正する。

6. ディーゼル機関規則（第34編）および同細則

ディーゼル機関の安全装置および部品の材料試験、非破壊検査等の規定をIACS統一規則に合わせて改正する。また、V型機関のクランク軸算定式に用いる係数を整備し、種類の型式の機関にも適用できるように改正するとともに、詳細計算を要する場合の扱いについて、細則を改正する。また、試運転関係の細則を新設する。

7. 機関材料規則（第39編）

鋳鋼品および鍛鋼品の全面見直しを行ない、製品の用途別に近い規格に改める。なお、LNG船関係を含む低温材の規則を制定する。

8. 液化ガスタンク船規則（第41編およびLNG船規準）

現在、LPG船については第41編に規定があり、また、LNG船についてはLNG船規準が設けられているが、この種の船に対するIMCOの基準案およびIACSの統一規則案などを勘案するとともに、NKの調査、経験を加味して改正を行なう。

9. 危険化学品ばら積み船規則

IMCOが、危険化学品をばら積みして運搬する船の構造およびぎ装に関するコードを採択しており、また、この種の船が今後引き続きNKに入級することが見込まれるので、これらの船に対する技術規則を新たに制定する。

10. 海底資源掘削船規則

今後、海底資源掘削船の建造が相継ぐ機運にあるので、この種の船に関する技術規則を新たに制定することとなり、規則案は海洋構造物専門委員会で審議中である。

11. 海洋作業台船規則

海洋開発の進展に伴い、海洋作業台の需要が増加することが見込まれるので、これらの検査依頼に対処できるよう、海洋作業台船規則を制定する。

12. 材料試験機規則および細則

最近製造されるようになった自動式試験機の検査方法を検討の上、規則を改正する。また、かたき基準片の基準値決定のための試験方法（細則）を制定する。

13. 上記以外の細則

(1) 倉口、機関室口（第18編）などに関する細則

倉口の閉鎖装置などを含めた細則を作成する。

(2) 機関関係部品に対する非破壊検査に関する細則

主要部品に対する超音波探傷検査、使用中のプロペラ軸に対する超音波探傷、主要部品に対する表面検査等の細則を制定する。

(3) 揚貨装置規則に関する細則

現在デリック装置は、各種1本ブームが主体となっており、この取扱いを含めた細則を作成する。

静水中縦曲げモーメントの算定について

昭和47年版鋼船規則の一部改正（昭和48年1月1日以降入級申込みの船舶に適用）の実施に伴い、船体横断面の断面係数の算定に用いる静水中縦曲げモーメントの値については、改正規則の第14編第2条の規定により、NKが適当と認めた計算法により計算された値を用いることになっている。今回この計算法として下記の算式によつてもよいこととなり、関係方面に通知された。

ホギング状態の静水中縦曲げモーメント

$$M_{SH} = (C_1 + 2) \frac{WL}{1000}$$

サギング状態の静水中縦曲げモーメント

$$M_{SH} = -(C_2 - 2) \frac{WL}{1000}$$

ただし、 C_1 、 C_2 、 W および L は、一部改正前の昭和47年版鋼船規則第14編第2条に定める値とする。

【製品紹介】

電熱ガラス用温度コントローラー
旭硝子・ヒートコントローラー

旭硝子株式会社

旭硝子・ヒートコントローラーは「視界を守る安全ガラス—ヒートライト」の姉妹品である。ヒートコントローラーにより、ヒートライト製品をさらに有効に利用することができる。

ヒートライトの投入電力は、ふつう気温や風速など使用環境の最もきびしい条件にあわせて設計するので、これより使用条件のゆるいときにはオーバーヒートして、ガラスが破損したり、ガラスを接着している接着剤の軟化をひき起したりするので、適正な使用温度におさえるため、温度コントロールが必要である。また、逆にオーバーヒートしないような低い電力では、いざというときに性能を発揮しないことになる。

当社では、この温度コントロールのために、簡便で信頼性の高い専用温度コントローラー、旭硝子・ヒートコントローラーを開発した。ガラス面に取付けられたセンサーが自動的にガラス表面温度を検出し、パワーを ON-OFF してオーバーヒートを防ぐので、使用環境条件の変化の大きなところにも安心して使える。また、わざわざガラスにあわせて別途に温度コントローラーを手配するわずらわしさがなくなった。

旭硝子・ヒートコントローラーの種類

旭硝子・ヒートコントローラーは、用途に応じて次の二つの種類を用意してある。

定 格			
品 名	センサーユニット	A100型	B200型
電 圧	100VAC (50/60HZ)	100VAC (50/60HZ)	200VAC (または100VAC) (50/60HZ)
容 量	10A	10A	10A
外形寸法	40×40×13mm	122×97×69mm	295×270×130
備 考	付属電線長さ 4本×500mm A100に共用 B200に共用	一般用 部品名 本ネジ S4.8×20 4ヶ ①ナベ小ネジ SM5×20 4ヶ ②六角ナット SM5 4ヶ スプリング SM5用 4ヶ ワッシャー	船舶用 耐熱耐油型 (JIS F8001第3種) ヒートライト4枚まで 制御可能。この場合容量 合計20Aまで。

(この表の内容につき予告なしに変更することがある)

制御系統

制御系統は

S: センサー

T: サーマルリレー

C: ヒートコントローラー本体

H: ヒートライト

より成り立っている。

結露や氷結から視野を守る安全ガラス
ヒートライトとは

(本誌3月号【製品紹介】参照)

建物や乗物の窓に使われているガラス—これらの窓は視野の確保という大切な機能を持っている。ことに乗物の運転席の窓にとつては安全上最も重要な機能の一つであろう。ところが、露、氷、雪などのために、この大切な機能が失われることがある。ヒートライトはガラス表面に金属の薄い膜をコーティングすることにより、透明のままに導電性を持たせ通電発熱させることでガラスの曇りや氷結を防止する視野確保の安全ガラスである。

ヒートライトは、被膜の保護、感電防止、および窓ガラスの破損に対する安全を考えて合せガラスにしてあるから、万一割れても、ひびが入るだけで破片の飛び散りはない。

ヒートライトの用途

ヒートライトの用途は

- ・船舶、車輛、航空機などの運転席前面ガラス
- ・冷凍庫、低温室、工事用 TV カメラなどの覗き窓ガラス
- ・融電レンズ、触雪道路標識など各種の窓ガラス
- ・寒冷地屋外施設などの表示用ガラスおよび窓ガラス

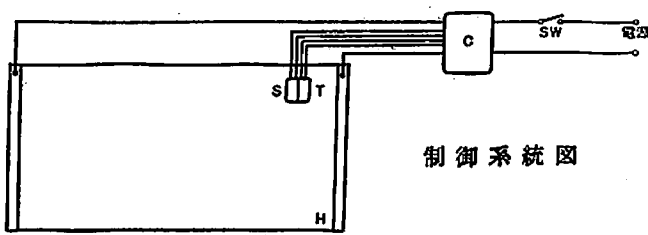
の結露防止、氷結防止、融雪用、このほか特殊な用途として静電気除去、ふく射熱遮蔽などにも用いられる。

センサーおよびサーマルリレーは、一体となつて熱電ガラスヒートライトの表面に接着されている。電源スイッチが入れられると、電面熱ガラスヒートライトへの通電が開始し、ヒートライトは温度上昇し始める。

温度が約 40°C 以上になると、センサー内部のスイッチが動作し、ヒートコントローラー本体へ電気信号が伝えられ、電熱ガラスヒートライトへの通電が OFF となる。ヒートライトの温度が約 40°C 以下に低下すると、再びセ

ンサーの内部スイッチが動作し、同様にヒートコントローラー本体へ電気信号が伝えられ、ヒートライトへの通電が ON となる。

このようにヒートライトへの通電 ON, OFF をくり返して温度をコントロールする。サーマルリレーは、万一ヒートライトへの通電が入り放しになつたときに、約 60°C で電源を直接カットする安全回路である。修理に



制御系統図

度より低いときには、ヒートライトに通電しガラスは昇温する。この間コントロールパイロットランプ（緑色）は点灯している。

またガラス面が温度センサーの設定温度より高くなると、リレーが作動してヒートライトの通電を遮断する。このときコントロールパイロットランプは消灯する。このように旭硝子・ヒートコントローラーにより、ヒートライトの温度コントロールが自動的に行われる。

度コントロールが自動的に行われる。

(B) ヒートライトの作動が不要のとき

電源スイッチを OFF にすると、パワーパイロットランプが消灯し、温度コントロールは停止する。

取扱い上の注意

センサーおよびサーマルリレーは、衝撃や熱、水ぬれに強いポリカーボネートでモールドし、シリコン系の接着剤で接着してあるが、ガラスとの密着が悪いと温度検出誤差が出る。正しい温度コントロールのため、つぎの点に注意すること。

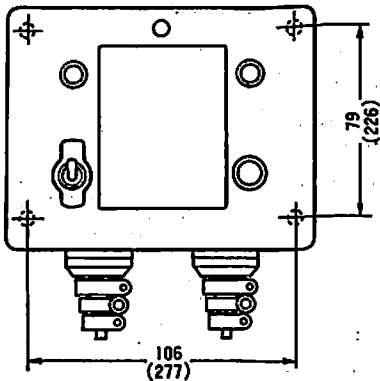
- (1) 無理に接着部分をはずすような力を加えないこと。
 - (2) センサーの定格電圧 100 V を守ること。
 - (3) リレーボックスに水が入らないよう取付けること。
 - (4) ガラスの温度がオーバーヒートしたときには必ず電源を切ること。
 - (5) 万一無理な力を与えて、センサーまたはサーマルリレーをはがしてしまったときには、「信越シリコン KE 42 RTV」等、シリコン系の接着剤でセンサーまたはサーマルリレーをガラスに密着するようセットして修理すること。
 - (6) センサーユニットのリード線は無理に引張らぬこと。
- (旭硝子株式会社：東京都千代田区丸の内 2-1-2 千代田ビル)

備えて約 20° C で回復する。

取付け

ボックスのふた止めネジを外すと、正面に 4 カ所の取付穴がある。

ボックスを室内の適当な位置にしつかりと取りつける。位置は湿分、熱、振動の影響を受けにくい場所を選ぶこと。

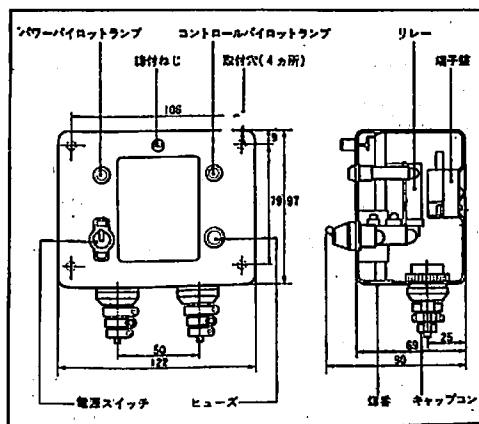


() 内は B 200 型の寸法

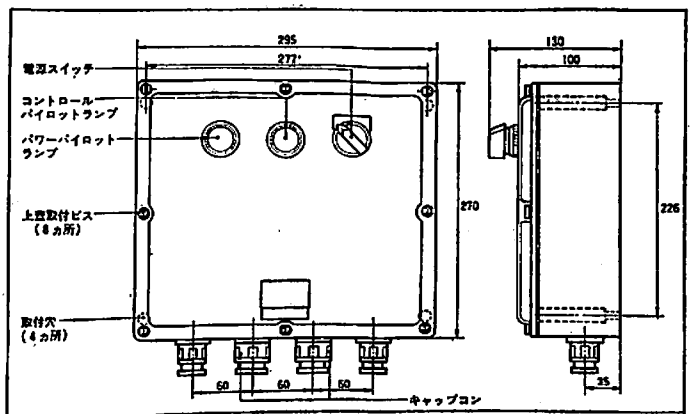
使用方法

(A) ヒートライトを作動させるとき

電源スイッチを ON に入れると、パワーパイロットランプ（白色）が点灯し、自動的にヒートライトの温度コントロールを始める。ガラス面がセンサーの設定温



A 100 型



B 200 型

製品紹介

富士電機、計測機器のロイド規格 の認定取得

このたび富士電機製造株式会社（東京都千代田区有楽町1-11 新有楽町ビル）では、電子式計装機器および汎用計測機器の主要製品について、わが国では初めてロイド規格の認定を取得した。

今回認定された機器は同社のプロセス制御用全電子式計装システムである“テレパーム IS システム”の各種プラント用発信器ディストリビュータ変換器および温度調節計として定評のある“Z シリーズ調節計”，汎用小型発信器として各方面に使われている“ST シリーズ発信器”の一連の計測器群となっており、これによつて同社電子式計装システム、汎用計測器の技術水準が高く評価されたものとして注目される。

中でも同社の発信器は、流体の圧力・流量・液面の変動を直接高出力の半導体ストレンゲージで電氣量に変換する独自の方式で、従来の力平衡式、変位平衡式等の機械的な変換方式に比して振動・傾斜・防水等の耐性において抜群の特性を有しており、また機構部の簡略化により大幅に小型、軽量化されている。

なお半導体ストレンゲージはシリコン単結晶の細片で歪により抵抗値が変化する原理を応用して測定値を電氣信号に変換するもので、安定した特性と信頼性を具えている。

しかも認定機器はいずれも一般陸上用として製作したもので、船舶用としての特設計を行わずに、厳格な認定試験に合格している。これらの機器はすでに各産業用としてはもとより、多くの船舶に搭載されて良好に運転中であるが、今般のロイド規格の認定取得を機に一段と引合が活発化しているという。

ロイド規格認定機種

認定番号 M-21308-298 (S 47-12-6)

- ST シリーズ圧力発信器 (形式 FCT)
- テレパーム圧力発信器 (形式 FAC)
- テレパーム絶体圧力発信器 (形式 FAA)
- テレパーム差圧発信器 (形式 FEC)
- テレパーム空電変換器 (形式 FAE)
- テレパームディストリビュータ (形式 PWH)

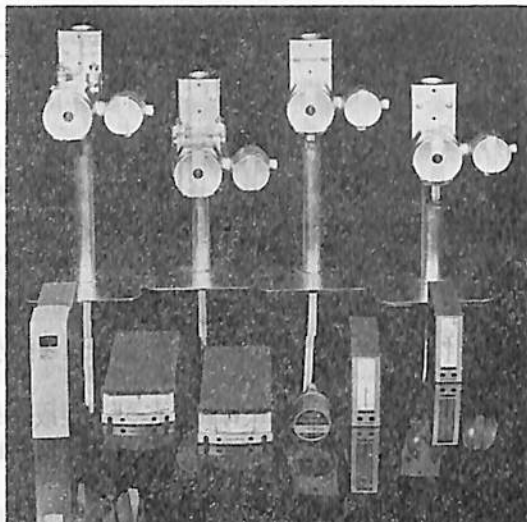
認定番号 M-21309-231 (S 47-7-19)

- Z シリーズ電子式無指示調節器 (形式 BZ)
- Z シリーズ自動平衡指示調節計 (形式 SZ)

試験項目

認定番号 M-21309-298

- 外観検査 性能検査 電源変動試験 振動試験
- 乾燥高温試験 傾斜試験 湿度試験 低温試験



防水試験

認定番号 M-21039-231

低温試験 防水試験を除く上記の試験

試験内容

全テストを通じ良好な結果が得られた。今回のテストで船舶用として特に重要な振動試験、傾斜試験、防水試験について一例を紹介する。

試供品 テレパーム圧力発信器 (形式 FAC 15)

振動試験：特定の周波数（複振幅 0.25 mm）の振動を上下・左右・前後の3軸方向に各2時間加え、その影響を測定する。

テスト結果では最大誤差が0.2%、一般に0.1%程度

傾斜試験：前・後・左・右それぞれ22.5°傾斜している状態での影響を測定する。

テスト結果では最大誤差が0.08%、一般に0.05%程度

防水試験：機器の通りの全ての方向より内径 12.5 mm のノズルで水頭 10 m の圧力の水をかけ、水が浸透してはならない。

テスト結果では問題なかった。

次に ST シリーズ圧力発信器のみについて簡単に仕様を紹介するが、他の機種については同社に請求されれば、仕様書その他必要な文献が送られるはずである。

ST シリーズ圧力発信器 (形式 FCT) の仕様

ST シリーズ圧力発信器は、測定素子（ペローまたはブルドン管）と半導体ストレンゲージを接着した片持梁の組合せにより、圧力を直接ゲージの抵抗変化として取出し、専用の受信計器に伝送する発信器である。リンク

モーションや増幅器を使用していないため、耐振動・耐衝撃性が大きく信頼性の高い発信器である。現場指示計はユーザの希望により、1.5級または0.75級の圧力指示計を取付けられる。

仕様

- 測定範囲: FCT 1 0~2, 6, 10, 20 kg/cm²
(測定素子: ベロー)
FCT 2 0~50, 100, 300, 500 kg/cm²
(測定素子: ブルドン管)
ただしサブプレッション不可
 - 許容差: ±1.0%
(隔膜付の場合 FCT 1, 21: ±1.5%
FCT 22, 23, 24: ±1.0%)
 - 再現性: ±0.1% 以下 (隔膜付の場合 ±0.5% 以下)
 - 感度: 0.05% 以下 (隔膜付の場合 0.3% 以下)
 - 内部抵抗: 620 Ω
 - 配線抵抗
による誤差: 可動コイル形計器
0.07%/Ω (RL 1+RL 2)
自動平衡形計器
0.02%/Ω (RL 1+RL 2)
- The diagram shows a Wheatstone bridge circuit. It consists of four nodes forming a square. The top-left node is connected to a terminal with a circle and a diagonal slash. The top-right node is connected to a terminal with an upward-pointing arrow. The bottom-left node is connected to a terminal with a circle and a diagonal slash. The bottom-right node is connected to a terminal with an upward-pointing arrow. A resistor labeled 'RL 1' is connected between the top-left and top-right nodes. A resistor labeled 'RL 2' is connected between the bottom-left and bottom-right nodes.
- 接続計器: 可動コイル形指示計 (形式 PAJ)
本質安全防爆も可能
可動コイル形指示警報計 (形式 PAK)
本質安全防爆も可能
ケルス (形式 PGP, PGQ)
本質安全防爆も可能
トランゼット (形式 PZT)
サーボゼット (形式 PZS)
ミニゼット (形式 PZB)
テレパーム IS システム受信計器
(形式 PAE, PEA, PLA, PLC)
本質安全防爆も可能
 - 周囲温度: -20~+60°C
 - 温度補償方式: 同一特性のストレンゲージ 2 枚による誤差の相殺
 - 周囲湿度: 90% RH 以下
 - 液体温度: -20~60°C
FCT 1, 21 隔膜付の場合 (-20~+150°C)
FCT 22, 23, 24 隔膜付の場合 (-20~+330°C)
(ただし、液体は凍結せぬこと)
 - 接液部材質: FCT 1: ベローは SUS 32



- 導圧管接続口: FCT 1 PF $\frac{1}{2}$ おねじ
FCT 2 現場指示計なし PF $\frac{1}{4}$ おねじ (PF $\frac{1}{2}$ アダプタもあり)
現場指示計付 PF $\frac{1}{2}$ おねじ
- 隔膜付き FCT の場合
導圧管接続口: FCT 1, 21 の場合はフランジ接続
圧力 10 kg/cm² 以下 JIS 10K 40 A
圧力 20 kg/cm² 以下 JIS 20K 40 A
圧力 50 kg/cm² 以下 JIS 63K 40 A
FCT 22, 23, 24 の場合は PF $\frac{1}{2}$ おねじ
- 材質: 接液部はすべて SUS 32
(FCT 1, 21 の場合はフランジも SUS 32)
- 封入液: FCT 1, 21 の場合 シリコンオイル DC 200
FCT 22, 23, 24 の場合 水銀
- ケーブル: 1 m 付
- 外被形式: オールウェーザー形
- 耐振性能: 共振点 500 Hz 以上
- 重量: FCT 1 約 0.6 kg
FCT 2 約 0.8 kg
FCT 22, 23, 24 隔膜付 約 1.8 kg
- 外形寸法: FCT 1 現場指示計なし 107×79 φmm
(H×W×D) 現場指示計付 248×118×190 mm
FCT 2 現場指示計なし 122×79 φmm
現場指示計付 248×118×210 mm
FCT 22, 23, 24 隔膜付 430×79×120 mm
- 取付方式: 現場指示計なし ねじ込取付
現場指示計付 パイプ (2B) 取付
- 付加装置: 現場指示計 (隔膜付の場合は取付不可)
(指示精度 1.5 級 要求により 0.75 級)
- 塗装色: 銀色
- 納入範囲: 発信器本体 (ケーブル 1 m 付)
現場指示計の場合は取付金具を追加する。

長さ 150 m の高速貨物船の水槽試験例 (4)

— C_P および C_M の影響 —

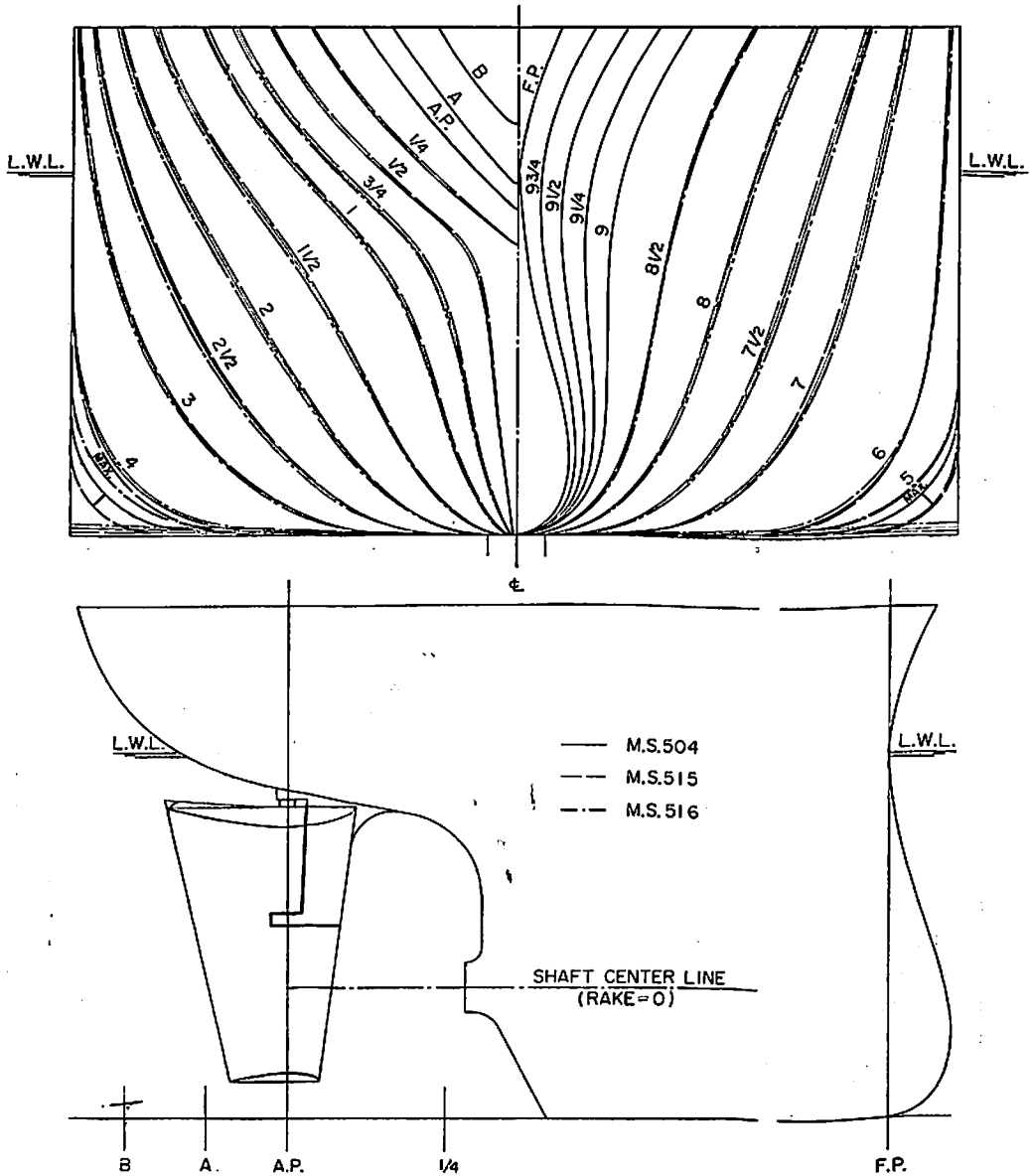
「船舶」編集室

M.S. 504, 515 および 516 は垂線間長さ 150.0 m の高速貨物船に対応する模型船で、模型船の長さおよび縮率は 6.0 m, 1/25,000 である。

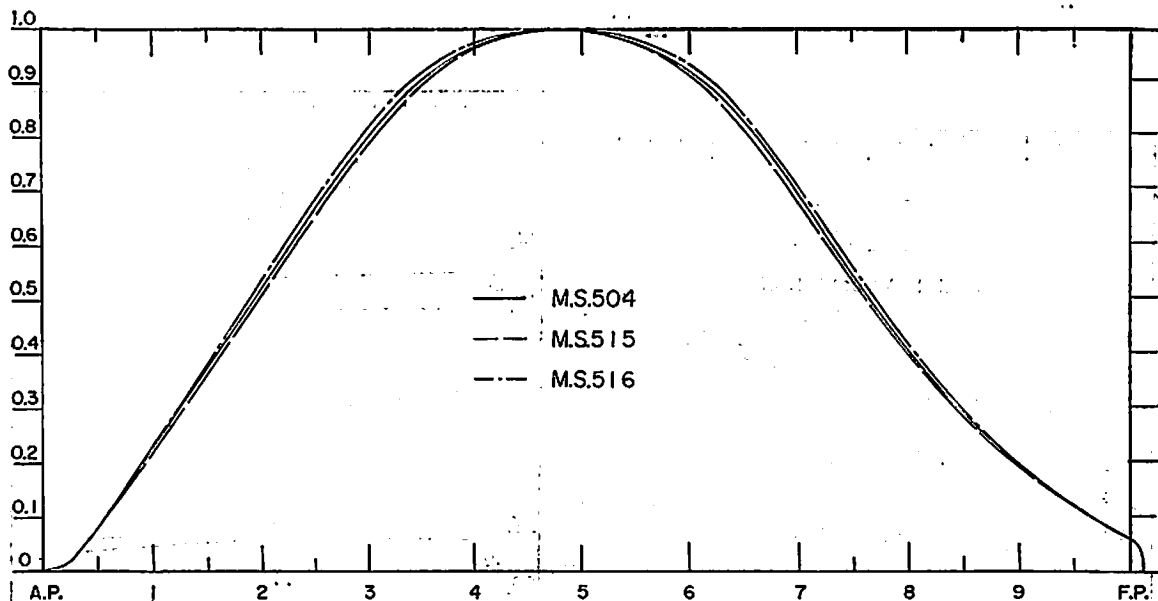
M.S. 504 を原型として C_B を一定にして C_P および

C_M を 2 種類に変化させている。

各船の主要寸法等および試験に使用した模型プロペラの要目を、実船の場合に換算して第 1 表および第 2 表に示し、正面線図および船首尾形状を第 1 図に、プリズマ



第 1 図 正面線図および船首尾形状



第2図 プリズマチック・カーブ

チックカーブを第2図に示す。舵としてはいずれもハンギング舵が採用された。また、L/B は 7.0、B/d は 2.4 である。

なお、主機としては連続最大出力で 16,000 BHP×119 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

試験はいずれも満載のほか2状態で実施された。試験により得られた剰余抵抗係数を第3図に、自航要素を第4図～第6図に示す。これらの結果に基づき実船の有効馬力を算定したものを第7図に、伝達馬力等を算定したものを第8図～第10図に示す。

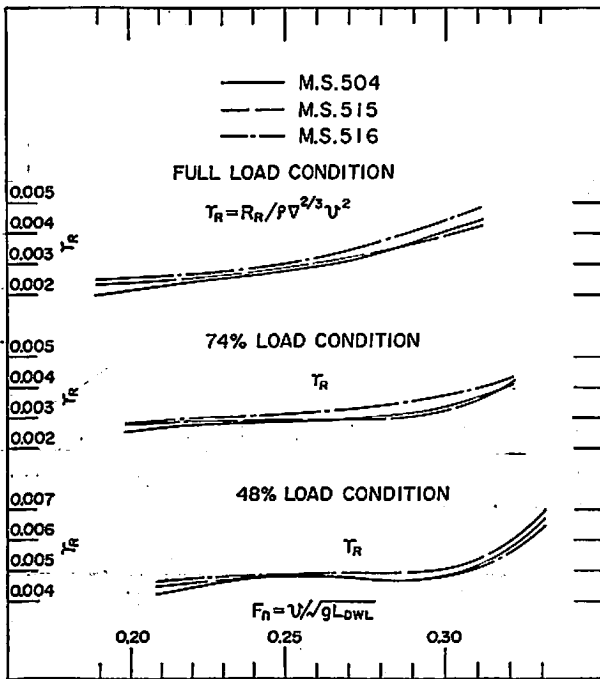
ただし、試験の解析に使用した摩擦抵抗係数はいずれもシェーンヘルのもので、実船に対する粗度修正量 ΔC_F は 0 とした。また、実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。

第2表 プロペラ要目表

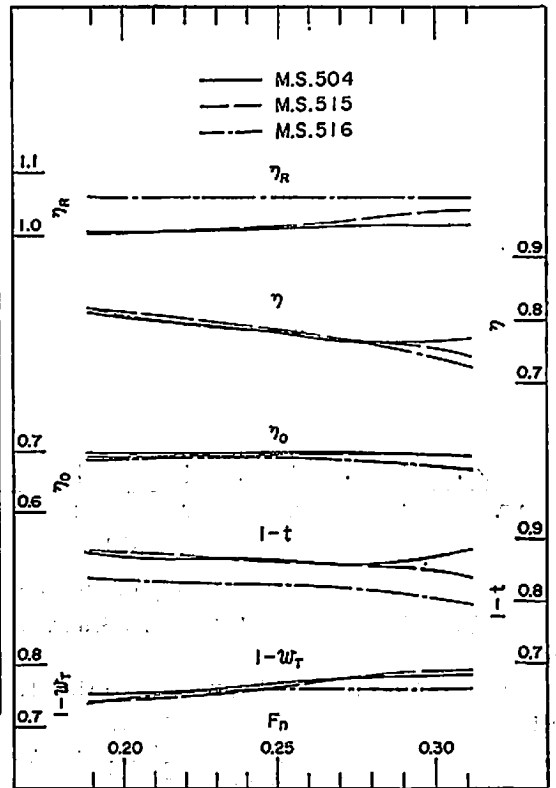
M. P. No.	418
直 径 (m)	6.000
ポ ス 比	0.200
ピ ッ チ (一定) (m)	6.400
ピ ッ チ 比 (一定)	1.067
展 開 面 積 比	0.650
翼 厚 比	0.050
傾 斜 角	10°~0'
翼 数	5
回 転 方 向	右廻り
翼 断 面 形 状	MAU 型

第1表 船 体 要 目 表

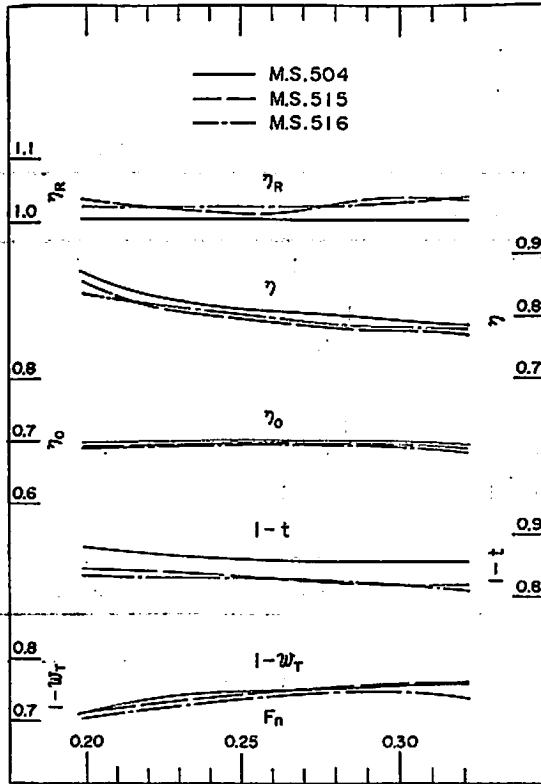
M.S. No.	504	515	516
長 さ	150.000		
幅 (外板厚を含む)	21.428		
喫 水	8.928		
喫水線の長さ	152.638		
排 水 量	16,089	16,094	16,052
C_B	0.561	0.561	0.559
C_P	0.578	0.570	0.585
C_M	0.970	0.985	0.956
i_{CB} (L_{PP} の%にて 頭より)	+1.05	+0.96	+0.98
平均外板厚 (mm)	0		
船 首 形 状	突出バルブ		
バルブ	大 い さ (船体中央断面積の%)	6.0	
	突 出 量 (L_{PP} の%)	1.0	
	没 水 深 度 (満載喫水の%)	77.6	
摩 擦 抵 抗 係 数	シェーンヘル ($\Delta C_F=0$)		



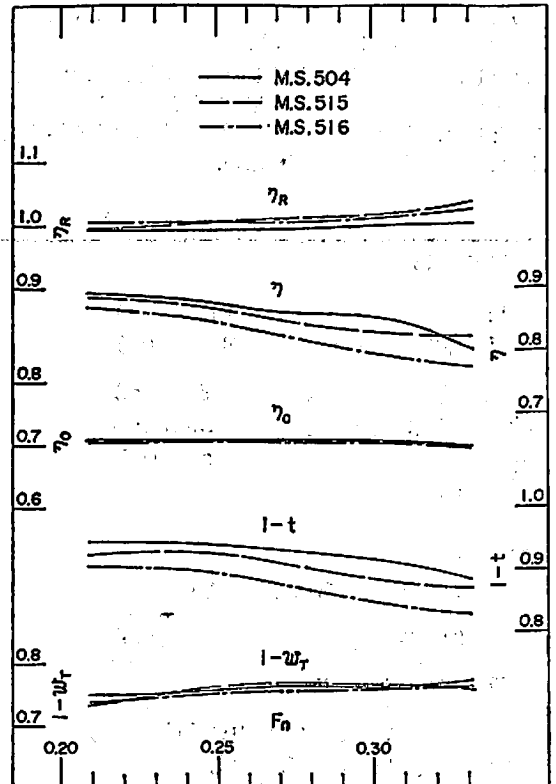
第3图 剩余抵抗系数



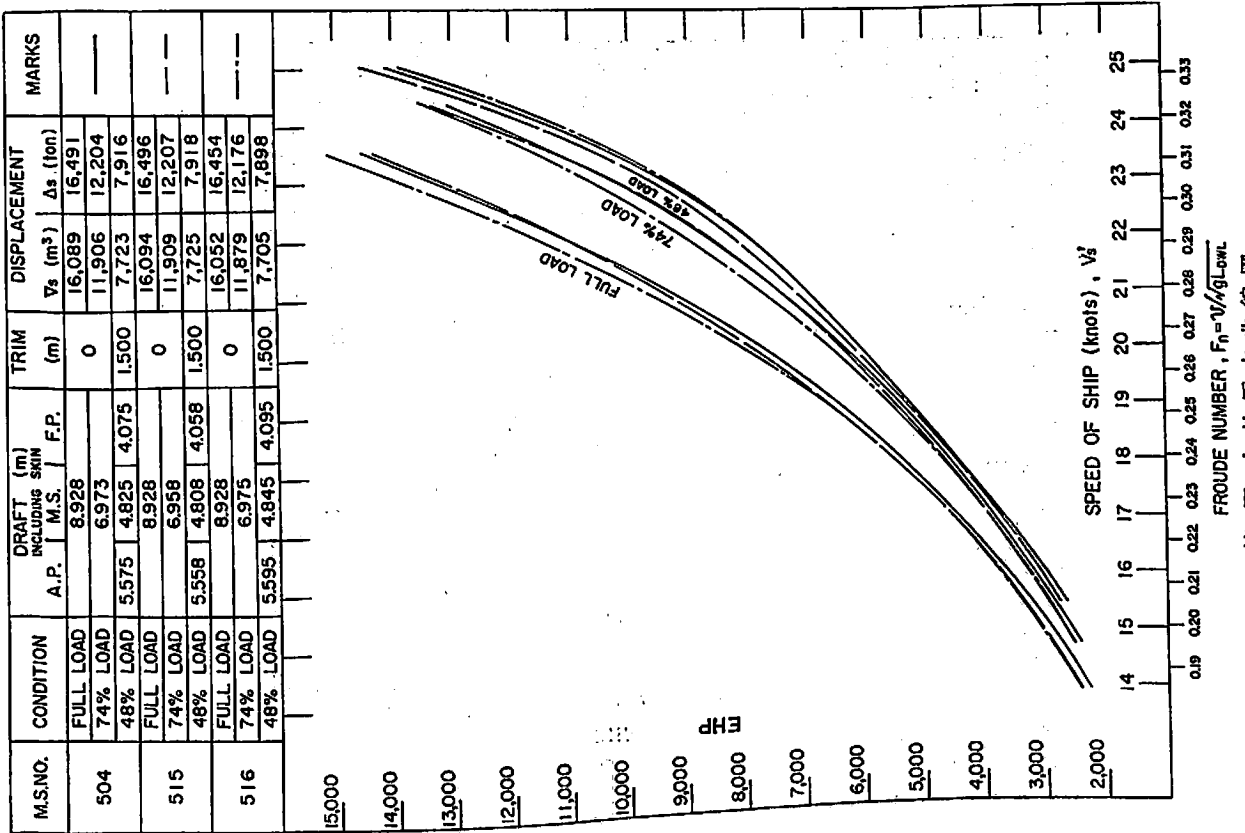
第4图 自航要素 (满载状态)



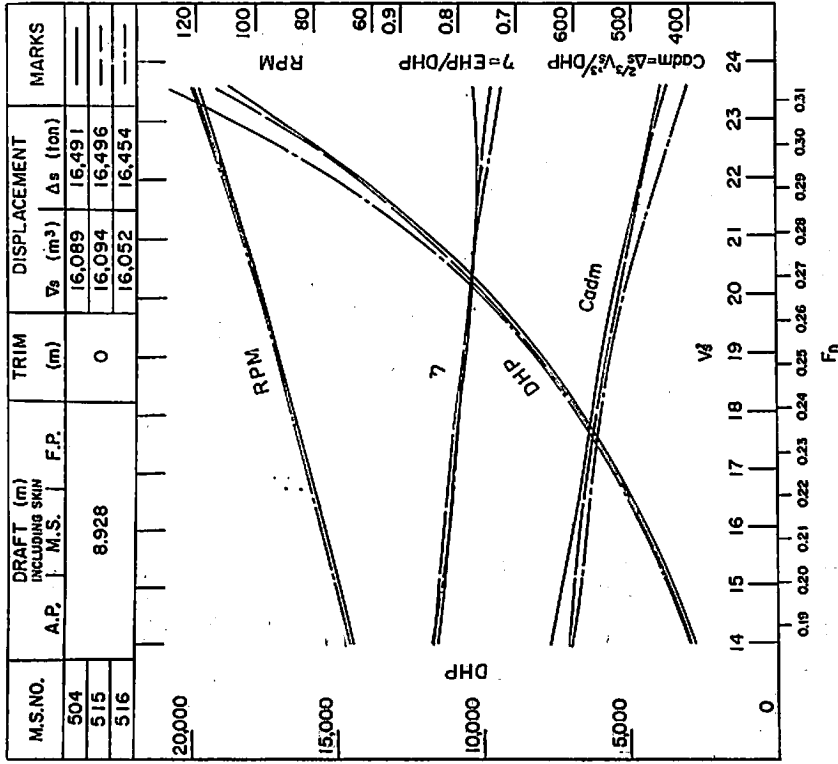
第5图 自航要素 (74% Δ_F 状态)



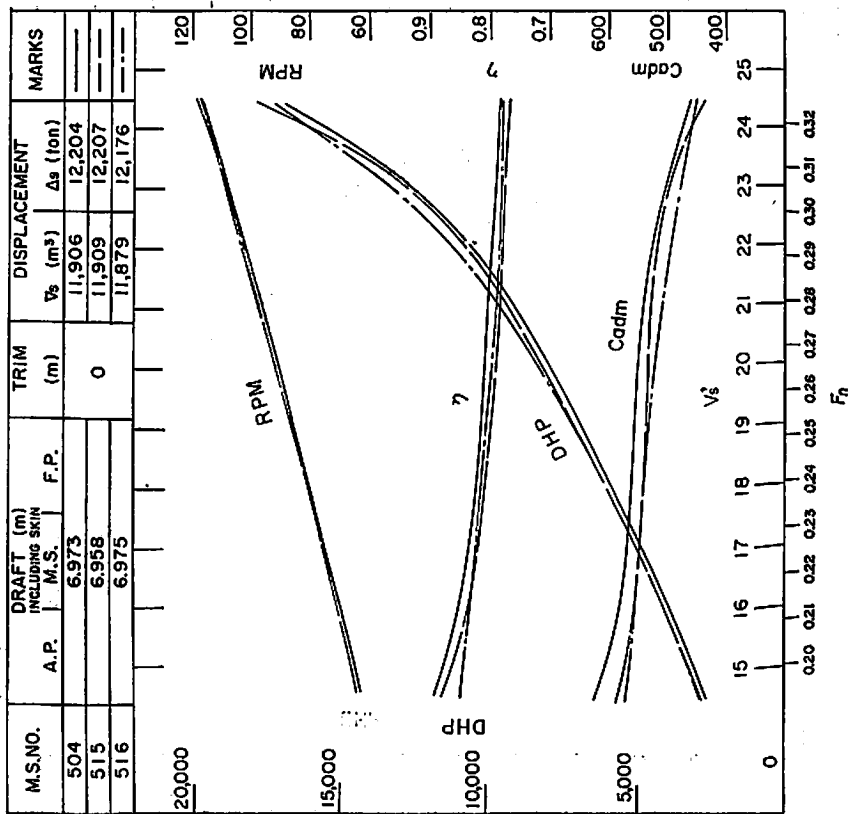
第6图 自航要素 (48% Δ_F 状态)



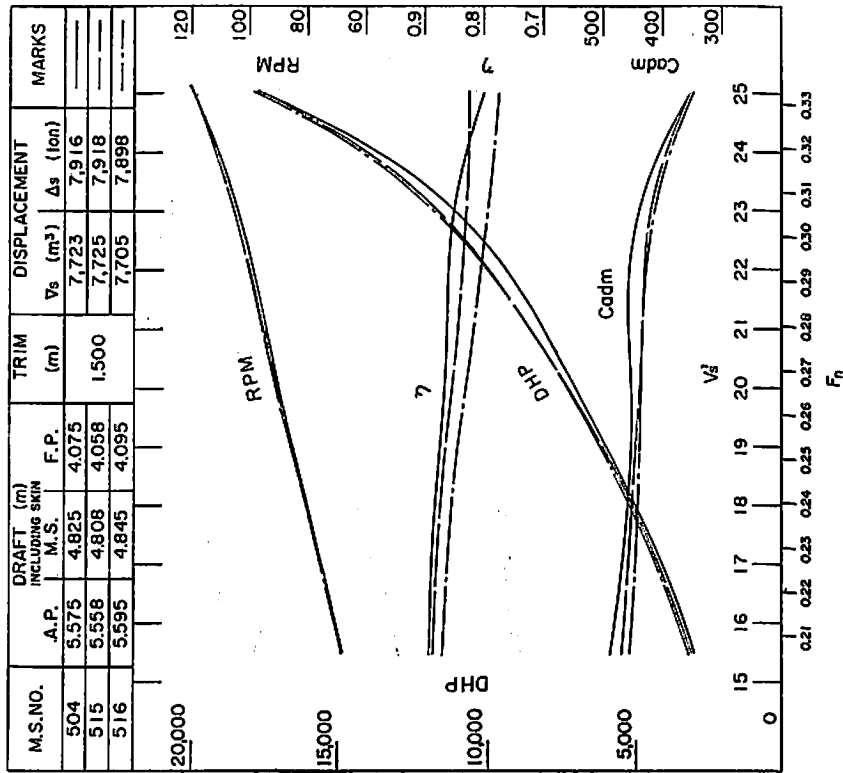
第7圖 有效馬力曲線圖



第8圖 空速馬力等曲線圖 (滿載狀態)



第9図 伝達馬力等曲線圖 (74% ΔF 状態)



第10図 伝達馬力等曲線圖 (48% ΔF 状態)

日本船用機器開発協会 昭和48年度技術開発項目

項 目	担 当 会 社
共同開発事業	
1. 超高速船用ディーゼル機関の開発	
(A) 超高速船用ディーゼル機関の開発(45,46,47,48)	三井造船
(B-1) 特殊減速装置の開発(47,48)	三井造船
(B-2) 遊星減速装置の開発	三井造船
(C) 弾性接手つきクラッチの開発(47,48)	住友重機械工業
(D) 機関保守整備省力化装置の開発(47,48)	三井造船
2. 油圧式動弁機構の開発(47,48)	松井鉄工所
3. 高出力Tドライブの実船実験	ダイハツディーゼル
4. 高出力ガスタービン用クラッチの開発(47,48,49,50)	石川島播磨重工業
5. 電磁歯車式船用駆動装置の開発(47,48,49)	川崎重工業
6. 減速装置の消音器の開発(48,49)	大阪製鎖造機
7. 船舶主機関の高温測定用耐振形測温抵抗体の開発	明陽電機
8. 燃料油境界処理清浄装置の開発	セイカン工業
9. 高耐食性プロペラの開発	ミカドプロペラ
10. 船内より開放できる船尾管軸受装置の開発	神戸製鋼所
11. 溶接式ホワイトメタルライニングによる船用大形船尾管軸受の開発(47,48)	スタンダードメタル工業
12. 大形超高速船用船尾管軸受軸封装置の開発(47,48)	中越ワウケンヤ
13. 大容量荷油ポンプおよび駆動装置の開発(48,49)	三菱重工業
14. 巨大船用非常用消防ポンプの開発	帝國機械製作所
15. LNG船用バタフライバルブの開発	新倉工業
16. LNG船用動力ケーブルおよび付属品の開発(48,49)	日本大洋海底電線 住友電気工業
17. LNG船用計装ケーブルのコンネクタの開発	日本航空電子工業 ブリジストンタイヤ
18. 緊急膨張式ゴムバルジの開発	三菱電機 芝浦工作所
19. 大形膨張式救命いかたの開発	
20. 救命浮袋投下装置の開発	
21. 完全MOタービン船用プラント情報処理システムの開発(48,49)	三菱電機
22. 船舶の操舵性能測定装置の開発	光電製作所

項 目	担 当 会 社
23. 小形船舶の対地速度計の開発	古野電気
24. 隅肉溶接部の非破壊検査機器の開発	日本鋼管
25. 油回収処理システムの開発(48,49,50)	横浜ゴム
26. 大容量油水分離装置の開発(48,49)	(一部自主開発参照)
27. 船舶用ビルジ排水処理装置の開発	
(A) 機械式ビルジ汚水分離装置の開発	中央造機
(B) 化学式ビルジ排水処理装置の開発	みすず工作所
28. 下半部に透明耐圧殻を有する潜水調査艇の開発研究(46,47,48)	日本鋼管
29. 潜水浚渫作業船の開発(47,48)	住友重機械工業
30. 自動昇降式海洋計測システムの開発(47,48)	三井海洋開発船
31. GTFMソナーの開発	沖電気工業
32. 海上浮揚台の昇降装置の開発	宇津木計器製作所
33. 水中アイ・ロボットの開発(48,49)	三井海洋開発 ナック
34. 試験孔内壁観察用超音波映像装置の開発(48,49)	東京芝浦電気
A. 自主開発事業	
1. 大容量油水分離装置の開発(47,48,49)	
2. 海中構造物用鋼材の防食法の開発(47,48,49,50)	
3. 6,000m 深海潜水調査船の開発研究(45,46,47,48,49)	
4. 大型浮遊式海洋構造物の調査研究(47,48,49,50,51)	
5. 深海用潜水機器に関する研究(47,48,49,50,51)	
B. 自主開発事業	
1. 海上航行自動記録装置の開発(46,47,48)	
2. 排出油の油回収装置の開発研究(47,48)	
3. 大形タンカータンク内検査機器の開発	
4. ディーゼル機関の短時間等価耐久試験法の開発(燃焼室壁に関するもの)(45,46,47,48)	
5. 船用機器の開発促進のための調査研究	
6. 2サイクルディーゼル機関の高圧過給の開発	

業界ニュース

平田バルブの OVS シリーズ、超低温バルブ

平田バルブ工業株式会社（東京都港区新橋4-9-11）は、48年新製品シリーズ No. 1 として、OVS シリーズ、超低温バルブを開発し、次のように発表した。

超低温バルブにおいて、バルブが閉止状態のときに、ボデー内部に低温液体が残っていると、この低温液体が外気によつて熱せられ、再蒸発して気化する。その際、体積が著しく膨張し、異状に圧力が上昇する。これに対して適切な処置がなされていないと、時にはボデーが破損するという思わぬ事故を起すこともある。

一般の低温バルブでは、ディスクの高圧配管側にベントホールをあけておき、この異常昇圧を逃すようになっている。しかし、このような構造のバルブでは、低温液体の閉止には出口側（低圧側）のシートのみを使用しているため、一方の流れを止めるには便利であつても、逆方向の流れを止めるには完全といひ難い。流れが交互に方向を変えるようなことでは適切とはいへない。さらに一方の流れのみを停

送する目的で使用するバルブであつても玉形弁のように流れ方向を考えて配管接続しなければならない。このような問題の起るのを解決したのが写真に見られるバルブである。

このバルブは閉止時に両サイドの配管より、異つた圧力が加えられても、それぞれの側の弁座で流体を停止できるように製作されている。さらにバルブボデー内部に残留液体があつた場合には、これの異常昇圧を除くために、レリーフバルブを設け、ボデーの強度に見合う吹出し圧力をセットしておき、昇圧分を外部の安全なところへ逃してやるようにしてある。

またさらに安全な処置として、バルブボデーの中央下部に、ドレーンバルブを接続しておき、残留液体を直ちに安全な外部へ排除する方法もとつてある。

以上を要約すると次のようになる。

(1) ボデー内部の異常昇圧を除くためにレリーフバ

ルブがセットされている。

(2) ベントホールを使つていないので、弁座の両側でそれぞれの配管側（高圧、低圧側）より加えられる圧力を止めることができる。即ち、ブロックバルブとして使用できる。

(3) ドレーンバルブが付属されているので、あらかじめ内部の残留液体を取り除いておけば、異状昇圧の起る危険を防止できる。

標準仕様

口径：4 時から 24 吋

使用圧力：150, 300, 600, 900, 1500 ポンド

流体温度：-162°C ~ 200°C

レリーフバルブ吹出圧力：条件により調整

材質：CF 8（ステンレス鋼）

川重幹部、ロールスロイスを視察

川崎重工の吉田俊夫常務その他幹部グループがこのほどアンステイのロールスロイス（1971）リミテッド産業部船舶部門と、ダービーの RB 211 エンジン施設を視察した。

ロールスロイスと川重は、RB 211 を含むガスタービンの船用化で提携している。RB 211 は全日空も発注しているロッキード・トライスター旅客機のエンジンである。川重は一昨年、産業用および船用オリンパス・ガスタービンの製造に関し、ロールスロイスとライセンス協定を結んでいる。ロールスロイスは現在世界で使われている海軍用ガスタービン出力の 90% を供給している。

阪神内燃機が可変ペラ付推進装置を完成

阪神内燃機工業（神戸市）は推進力をゼロから全力まで連続的に調整できる可変ペラ付 Z 軸型推進装置「ジャイロ可変ペラ」を完成した。

タグボートや海洋開発の作業船用に開発したもので、従来の固定ペラ付 Z 軸型の操船性能に可変ピッチプロペラの推進性を加えた製品。スピードに関係なく遠隔操作でプロペラの角度を変えて、任意にノズルからの流出量を制御することができる。また方向調節の舵が不要で超微速運航が可能のため「その場旋回」などの方向制御がしやすく、安定性にもすぐれていることから曳船や作業船に最適とし、将来は小型タンカーへの積載も計画している。

1,600 馬力、毎分 286.5 回転の「H 3 型」と、1,300 馬力、毎分 340 回転の「H 2 型」の 2 種類があり、すでに 1 号機は東和造船（下関市）への納入が決まっている。48 年度は月間 1 隻分のペースで生産を行うが、49 年度からは倍増を旨とする。

特許解説

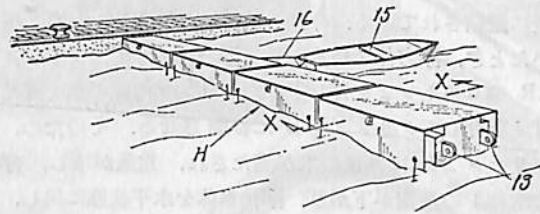
鉱石運搬船（特公昭47-2302号，発明者；高城清，出願人；川崎重工業株式会社）

鉱石運搬船は，一般に船体横断面中央に鉱石艙を設け，両舷側部および底部に相当容量の大きいタンクを配置し，さらにそのタンクは船の前後方向にわたつて，いくつかの横隔壁によつて区切られた構造となつている。このタンクスペースは，鉱石運搬時は空タンクとし，空荷のときには荷油タンクまたは海水をいれてバラスタタンクとして使用する。しかし，鉱石運搬中に船が損傷を受け，タンク内に浸水した場合，船はヒールしたりトリムしたりして浸水沈没の危険を生じる。

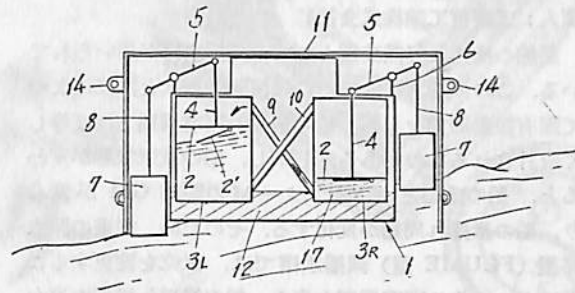
本発明は，上記危険を減少するものに関するものであり，鉱石運搬船の鉱石艙6の左右舷を横隔壁によつて区切られたタンクスペースとし，その前方から後方まで並んでいるタンク1，2，3……において，船の浮心より前方にあるタンクと後方にあるタンクを左右の舷を違えて互いに連結し，浮心に対してほぼ対称のタンク同志を連結することによつて，船が損傷して大量の水がタンクに浸入した場合にも船の安定を極力そこなわないようにしたものである。

図面に示したものは，左右舷に各5区画（1P～5P，1S～5S）のタンクをもつ鉱石船であり，浮心に対してほぼ対称のタンク（2Sと4P，2Pと4S）を連結管（8，9）で連結した構造となつている。

船体の損傷が一区画のみの場合は，設計上船は浸水沈没しないので，タンク間の連結はすべてのタンク間に設ける必要はなく，タンクの境である隔壁部分に損傷を受けた場合にひどいヒールまたはトリムが生じないように考慮して取付けるものである。例えば1Sと2Sの境界で損傷を受け右舷に2タンク浸水した場合，2Sからの海水の流入は，管9により4Pにも至り，トリムおよびヒールを修正し，転覆沈没を免がれることができる。



第1図



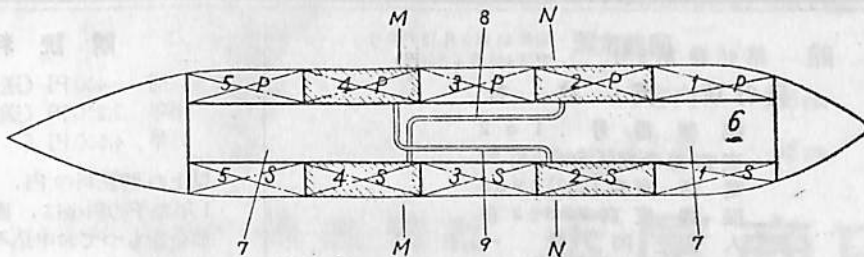
第2図

水面に浮上した浮物の安全装置（特公昭47-30340号，発明者；小池義三，出願人；同）

この発明は，水面に浮上した浮物，たとえばボートやヨットの繫留に使用する繫留体の，水面上における安定性の向上を図るものに関してなされたものである。

第1図は，繫留体Hの実際の使用状態を示す図である。第2図は，そのひとつの繫留体の断面図で，浮物が傾いた状態のときの安定装置の作動状態を示す図である。

この発明の実施例を図面によつて説明すると，中空箱状の浮物本体1の長手方向に沿つて，その内部両側に，ピストン2を装備したシリンダ3L，3Rを配置し，ピストンロッド4は，てこ杆5，支杆6，ロッド8を介して，浮力体7に連結されている。さらにピストン2には，下方にのみ開く弁2'が設けられており，またシリンダ3Lと3Rの相互間を連絡管9，10によつてX



第1図

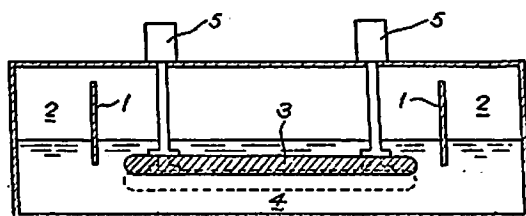
型に連結されている。今たとえば、浮物本体1が右に傾いたとき、浮力体7が水による浮力を受けて、シリンダ3Rのピストン2を押し下げ、シリンダ内部の水を連結管9を介してシリンダ3Lに移動させる。そのため、シリンダ3Lに多量の水が満たされ、重量が増し、浮物本体1の左側が下がり、浮物本体を水平状態に戻し、均衡を保つことができる。

減揺水槽（特公昭47-48957号；発明者；高橋雄，出願人；三菱重工株式会社）

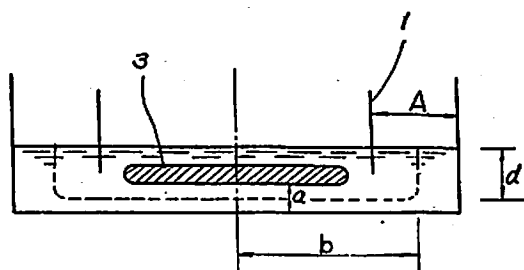
船舶の横揺れ軽減装置として、減揺水槽が用いられている。この減揺水槽は、その幾何学的形状と水位によって固有振動周期をもち、船の横揺れ固有周期とほぼ等しく設計されるものである。しかし、船の載架状態が変わると、船の重心とメタセンターMの距離GMが変異り、船の横揺れ周期が変化する。そのため、従来の開水路型（FLUME型）減揺水槽では、水位を変更することによってその固定周期を変え、船の横揺れ周期に適合させていた。ところが、現実これを設計すれば、船の構造配置上の制約から、水槽の高さに制限のある場合が多く、自ら適正な静水時水位があり、それからあまり変更することはできない。そこで本発明は、開水路型減揺水槽において、適正な水位を保つままその固有周期を変更することのできる減揺水槽、特にGM変化に幅のある貨物船等に適する減揺水槽に関するものである。

図面を参照して説明すると、1は船舶に固着され、内部に自由表面を有する水を入れた水槽の両端部において、水槽端面にはほぼ平行に、そしてその水槽上部から静止時の水面下に達するほぼ鉛直な側槽区画壁を示し、両舷に設けられ、側槽2を形成する。3は水深の20~40%の厚さをもつ板で、水槽中央に没水して水平に置かれている。水平没水板3の下方空間4は流体運動の際水路となる。5は水平没水板3を上下に移動させるための駆動機構である。

一般にこの種の水槽の固有周期Tは近似的に次式で



第1図



第2図

示される。

$$T = 2\pi\sqrt{(d+b\frac{A}{a})/g}$$

ただし、aは流体通路の断面積、Aは側槽の断面積を示す。（第2図参照のこと）

さらに近似的に次式で示される。

$$T = K\sqrt{\frac{1}{a}} \quad K \text{ は常数 } (\because d \ll b\frac{A}{a})$$

したがって、側槽区画壁1が水面下まで没していること、および水平没水板3が厚みをもっていることから、没水板がほとんど着底に近い場合を除いて、流体が没水板の上方を通って移動することは困難であることから、水平没水板3を上下に移動させることにより、流体通路断面積を変更することにより、容易に水槽の固有周期を変更することが可能となる。（特許庁 幸長保次郎）

船 船 第46巻第5号

昭和48年5月12日発行
定価400円（送料別）

発行所 天然社

郵便番号 162

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 高橋活版所

購読料

1冊 400円（送料別）

半年 2,250円（送料共）

1年 4,500円（送料共）

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ってお申込みの方に限ります



THOMAS
MERCER
— ENGLAND —

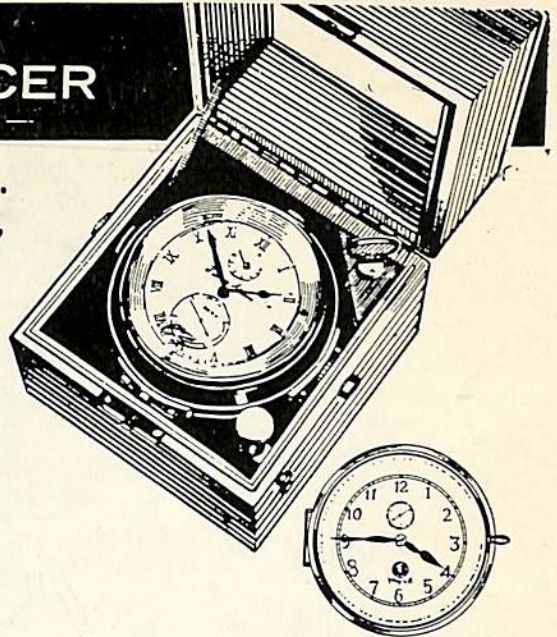
一世紀にわたる…
輝く伝統を誇る!

ESTABLISHED - 1858 -

全世界に大きな信用を博す!
英国・トーマス・マーサー製
マリン・クロノメーター

デテント式正式クロノメーター

二日巻・八日巻・検定保証書付(温度補正書・等時性能書・日差書付)



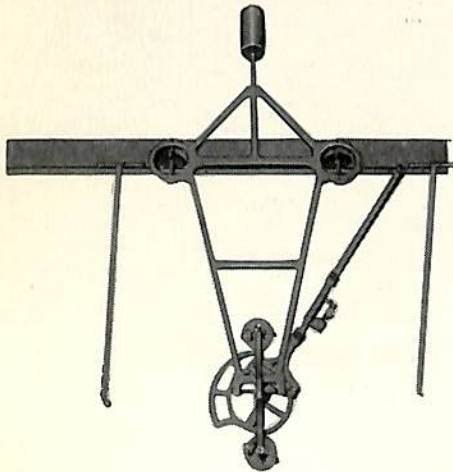
マリン・クロック

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

総代理店 ● 村木時計株式会社

東京都中央区日本橋江戸橋3の2 TEL(272) 2 9 7 1(代表) 〒103
大阪府南区安堂寺橋通2-42 TEL(262) 5 9 2 1(代表) 〒542

世界の水準をいく 玉屋のINTEGRATOR



○精度は定評があります。

○使いやすく能率的です。

下記の三項目を測定し計算できます。

Area $\int y dx = A$

Moment $\frac{1}{2} \int y^2 dx = M$

Moment of Inertia $\frac{1}{3} \int y^3 dx = I$

測定範囲

X方向 155 cm

Y方向 68 cm

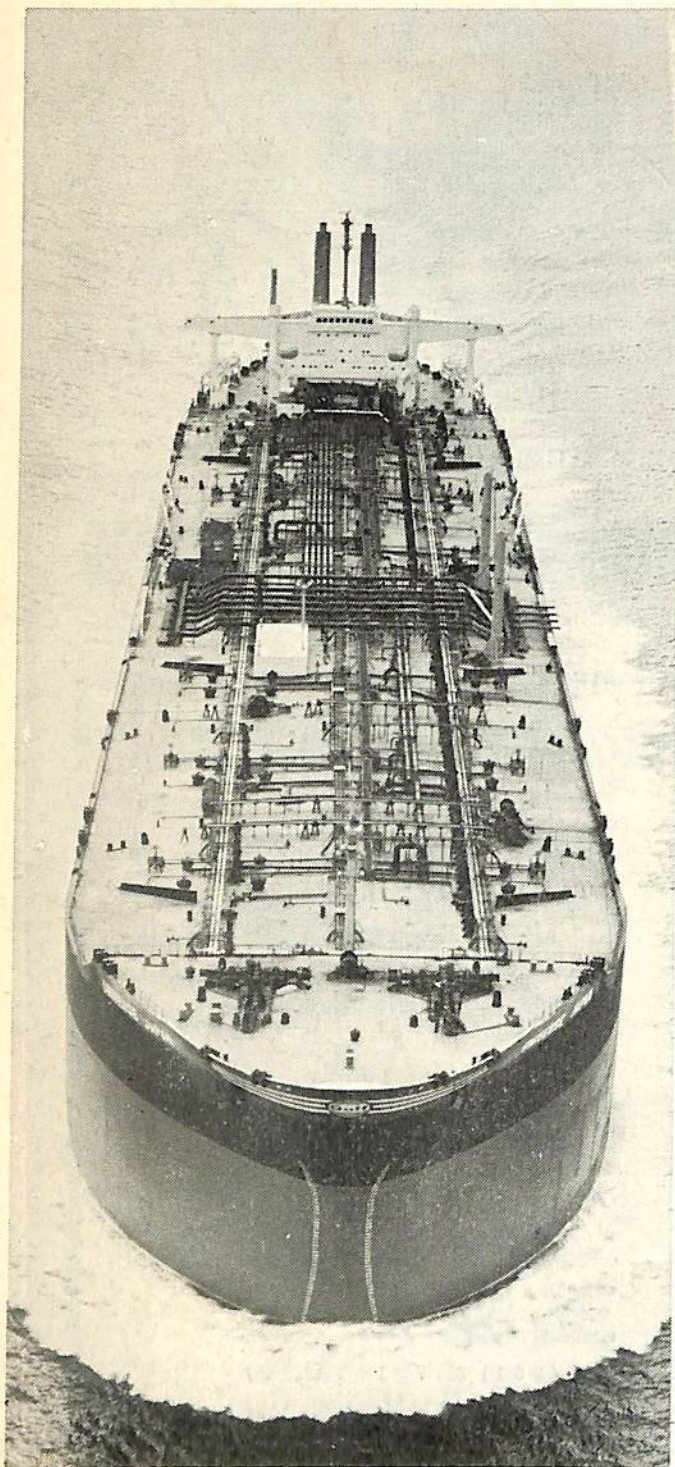
登録 商標 株式会社 玉屋商店

本社 東京都中央区銀座4-4-4 電・(561) 8 7 1 1(代表)
(和光裏通り)

支店 大阪市南区順慶町4-2 電・(251) 9 8 2 1(代表)

工場 東京都大田区池上2-14-7 電・(752) 3 4 8 1(代表)

あの巨大船のわずか28平方メートルを タッチアップしただけ……



世界最大級タンカー〈ユニバース・ジャパン号〉建造にあたり、船底から上甲板までダイメットコートとアマコートで防食塗装された面積は14万平方メートル。3年たったのち、塗装のタッチアップを要した面積はその5,000分の1、わずか28平方メートルでした。この〈ユニバース・ジャパン号〉をはじめ6隻のマンモスタンカーの塗装を施工したのは井上商会です。

ダイメットコートがどのように優れた防食塗装であるか以上の事実が端的に示していますが、より具体的な調査結果をお伝えいたしましょう。まず、ダイメットコートNo.3無機亜鉛塗料を塗った甲板はきわめて良好な状態を保っていました。またダイメットコートNo.3にアマコートを上塗りした上部構造物は最良の状態でした。さらに特筆すべきことは外舷の状態です。わずかな部分に藻が付着していた他、まったくきれいであったことです。したがって、航海中の速力の低下もなく、燃料消費量の増大もありませんでした。そして苛酷な3年の航海のあとタッチアップを要したのは点在する部分をトータルしてわずかに28平方メートル。船主や用船者は莫大な経費の節約ができたわけです。

巨大船から原子炉まで、あらゆる鋼構造物の防食塗装は、豊富な経験と実績を持つ井上商会の専門家にご相談下さい。

ダイメットコート アマコート

販売 株式会社 **井上商会**

製造 株式会社 **日本アマコート**

取締役社長 **井上正一**

本社/〒231 横浜市中区尾上町5-80

☎(045)681-1861(代)

詳しい資料ご希望の方はハガキで

資料請求券 A-1

船舶

第四十六巻 第五号

昭和四十八年五月十七日印刷
昭和四十八年五月十七日発行
（毎月一回）

編集発行 兼印刷人 田岡健一
東京都新宿区赤城下町五〇番地
印刷所 高橋活版所

定価 四〇〇円

発行所

天 然 社
（郵便番号 一六二）
東京都新宿区赤城下町五〇番地
振替・東京七九五六二番
電話東京（翁）一九〇八番

保存委番号：

221044

雑誌コード 5541-5