

SHIPPING

# 船舶

1972. VOL. 45

# 6

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可  
毎月一回 十一月二十二日発行 昭和四十七年六月七日  
昭和二十四年三月二十八日国鉄特別承認雑誌第四〇六号

印刷  
発行

三光汽船株式会社

## 明光丸

D/W	237,000トン
G/T	120,000トン
速力	15.80ノット
竣工	昭和47年5月17日
建造	三菱重工長崎造船所

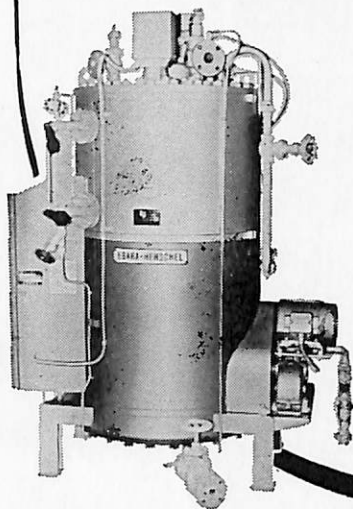


# 三菱重工業株式会社

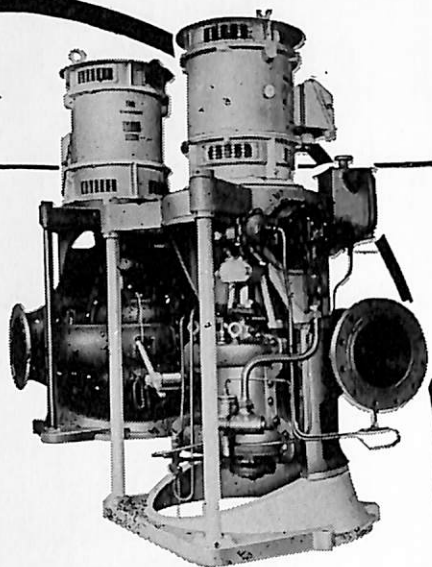
# 天然社

# エハラの船用機器

船舶用  
エハラヘンジェル・ボイラ



各種船用ポンプ  
送排風機  
空調機器  
甲板機械用油圧装置  
サイドスラスト装置  
ヒーリングポンプ装置



エハラ船用ポンプ

**EBARA**

**荏原製作所**

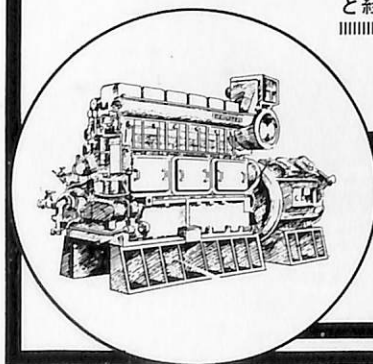
本社:東京都大田区羽田旭町 741-3111  
東京支社:東京都中央区銀座6丁目 朝日ビル 572-5611  
大阪支社:大阪市北区中之島2丁目 新朝日ビル 203-5441  
営業所:名古屋221-1101・福岡77-8131・札幌24-9236  
出張所:仙台25-7811・広島48-1571・新潟28-2521・高松33-6611

DAIHATSU

船舶の自動化・省力化に貢献する

## ダイハツキヤードエンジン

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



6DS-22型 850馬力

**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) 2-3737  
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

DAIHATSU





# Full ahead

大型船舶は大資本を意味し、その出力を最大に利用することによって最高の平均速力と収益が得られます。

負荷制御装置付きの **KAMEWA** 可変ピッチプロペラは外部状況の変化に対する補正をプロペラピッチの自動調整で行うことによりエンジン負荷を最適の条件に保ちます。この結果エンジンに不当な負荷を与えることなしに船の平均速度を増し、又必要な維持費を最低にすることが可能となります。この **KAMEWA** 可変ピッチプロペラと自動負荷制御装置はエンジン一台又は数台の何れの場合にも装備することができます。

ライセンス



**KAMEWA**

AB KARLSTADS MEKANISKA WERKSTAD  
Kristinehamn · Sweden



ライセンス

**三菱重工業株式会社**

本社 原動機事業本部 船用機械課  
東京都千代田区丸の内2-5-1  
〒100 TEL (03) 212-3111



ライセンス

**チェルベルグ株式会社**

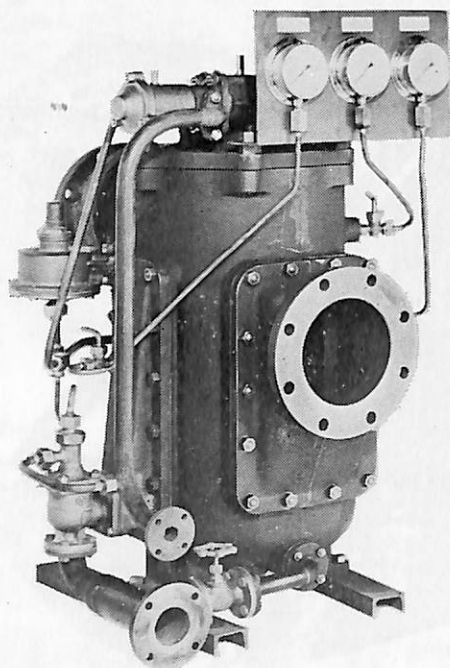
KAMEWA部  
東京都港区赤坂3-2-6 赤坂中央ビル  
〒107 TEL (03) 582-7171

油汙過作業の省力化…

機関室を広くする

# マックス・フィルターシリーズ

日本船用機器開発協会助成品



## MAX-FILTER LS型

完全自動逆洗式油漉器

LS型の特長

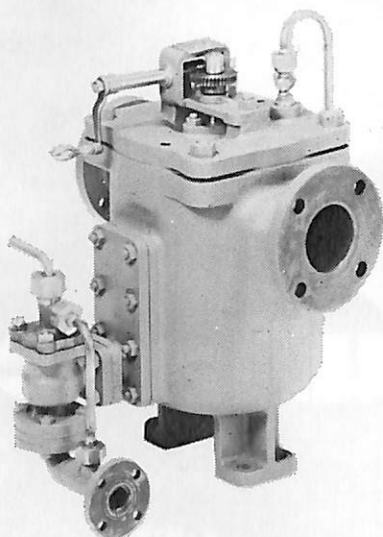
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロシプロケーターを採用

## MAX-FILTER LSM型

手動逆洗式油漉器

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



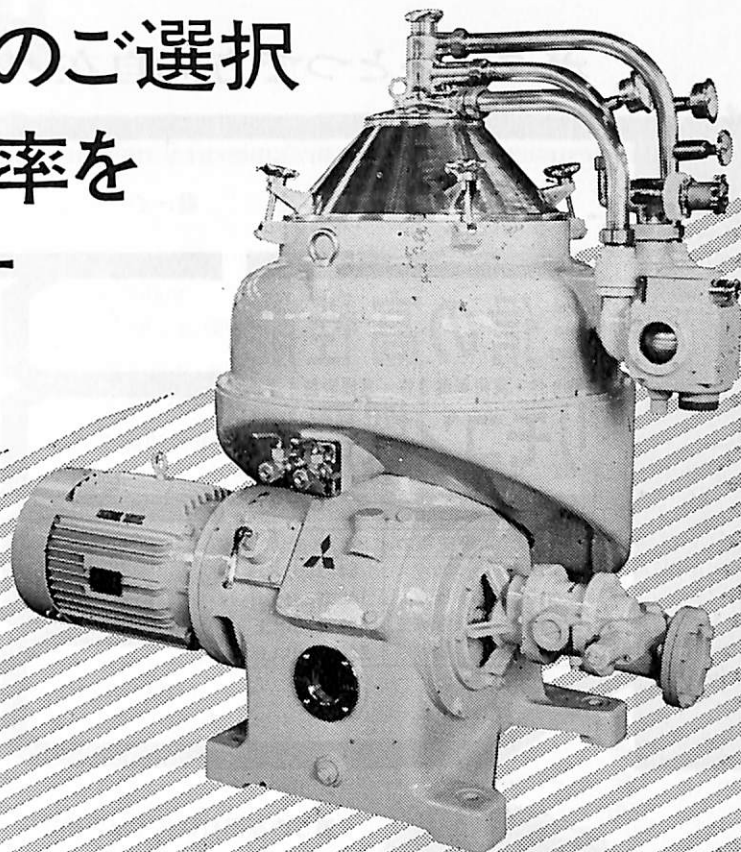
単筒型式であるが重聯装備の必要なし コンパクトで据付けにスペースをとらない

**N** 新倉工業株式会社

本 部 横浜市戸塚区小菅ヶ谷町1703  
☎0467 (46) 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)



油清浄機のご選択  
が運転効率を  
決定します



船舶機関部の合理化に

# 三菱セルフジェクター

自動排出遠心分離機

三菱セルフジェクターはその独特の機構により 運転を停めることなく  
スラッジの排出を連続自動的に行うことができますから 稼働率が非常  
に高く その優秀な分離機能と併せて 清浄度を最高に維持できます。  
本機は生産台数すでに10,000台を超え好評をばくしております。

7機種(700~12,000 l/h)

遠心分離機の  
総合メーカー



三菱化工機株式会社

(機器営業部)

本社/東京都千代田区丸の内2-6-2 電話(212)0611(代表)  
営業所/大阪・四日市 工場/川崎・四日市

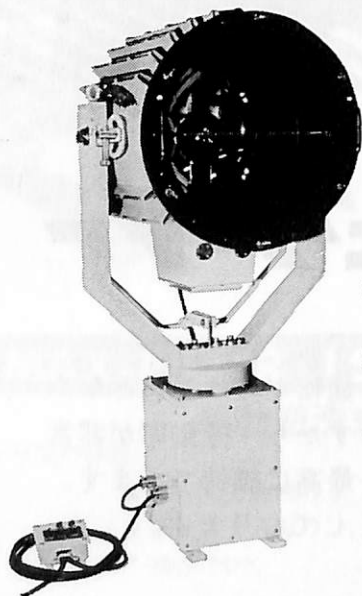
ボタンひとつで方向自在!!

## 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、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

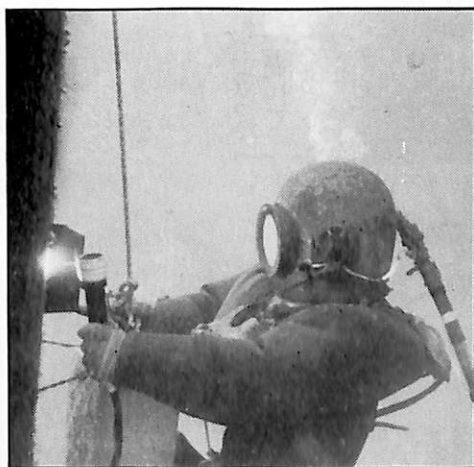
第 45 卷 第 6 号

昭和 47 年 6 月 12 日 発行

天 然 社

## ◇ 目 次 ◇

大型鉸石運搬船 千曲山丸について .....	川崎重工業・神戸工場造船設計部…(35)
大型鉸石運搬船に働く波浪外力と船体強度 — 「かりふおるにあ丸」の沈没事故に関連して — .....	安藤文隆・花岡達郎…(40)
LNG 船 (その 1 LNG 船の概要) (4) .....	恵美洋彦・曾根 紘…(59)
超高速タービンの試作 .....	加藤 淳…(67)
海水潤滑軸受を装備した船尾管の船首側の封水装置の実船実験 .....	日本ビラー工業株式会社 技術開発部…(74)
高速艇の寸法に関連する考察 .....	岩井次郎…(82)
日本海事協会の昭和46年版鋼船規則改正解説 (機関 2) .....	日本海事協会…(87)
〔水槽試験資料 258〕長さ 234m のはしけ運搬船の水槽試験例 .....	「船舶」編集室…(99)
NK コーナー .....	(102)
業界ニュース .....	(103)
昭和47年3月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課) .....	(104)
〔特許解説〕 ☆ 廃船を浮遊貯蔵装置に変換する方法 ☆ フェリーボート用可動橋調整装置 .....	(105)
大型高速力フェリー あるかす進水 .....	(39)
建設を開始した日立造船 有明工場 .....	(58)
日・欧 造船会議 .....	(104)
竣 工 船 ☆ 第三菱和丸 ☆ 親和丸 ☆ 成和丸 ☆ しれとこ丸 ☆ フェリーなにわ ☆ ジャパン アイリス ☆ まるく丸 ☆ 協南丸 ☆ 千曲山丸 ☆ 維光丸 ☆ 森 丸 ☆ 長恵丸 ☆ 昭泰丸 ☆ たちばな丸 ☆ 日育丸 ☆ 東敬丸 ☆ 成光丸 ☆ 東晴丸 ☆ PRINCEFIELD ☆ WORLD DUCHESS ☆ LOSINA ☆ TRITON ☆ MARITIME CHALLENGE ☆ EDEN BRIDGE ☆ PINKSKY ☆ FAIRFIELD ☆ PEACE VENTURE ☆ VERGO ☆ KONKAR INDOMITABLE ☆ LEIDENSCHAFT ☆ ORESTA ☆ BUNGA MELATA	



## WHY?

なぜ中川防蝕は水中作業部門に進出したか

## BECAUSE

海洋開発にとって次のような

水中作業は防蝕とともに絶対要件だからです。

- 鋼矢板、鋼管杭の水中溶接、水中切断
- 水中調査、水中撮影
- 水中における型枠用支保工の取付、枠組み、その取外し、切断
- 水中・水底への構造物設置およびその状況調査
- 小型船舶の船体外板清掃

潜水作業、水中工事については多くの実績と優秀な潜水技術士グループを擁する中川防蝕へ御下命下さい

電気防蝕と防錆塗装のスペシャリスト



中川防蝕工業株式会社

本社・東京都千代田区神田鍛冶町2-1 ☎(252) 3171  
支店・大阪府北区堂島北町31 堂島ビル ☎(344) 1831  
営業所・名古屋☎(962)7866・広島☎(48)0524・福岡☎(77)4664  
出張所・札幌・仙台・新潟・千葉・水島・高松・大分・沖縄



は変わっても

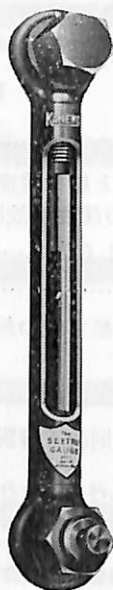
# 液面計なら— マリンゲージ シートルゲージ

マリンゲージ、シートルゲージは共に使用中でもゲージガラスの交換が容易です。液面は赤色ラインが拡大されて見易く、また安全弁を内蔵しガラス破損による液体の流出を防止します。

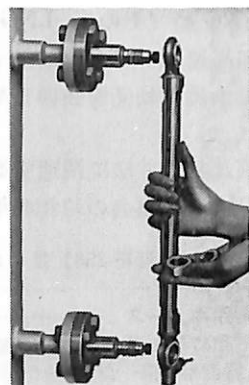
## ■マリンゲージ (プッシュ式)

NK, LR, BV, DFSS, DNV, AB等各国  
検定機関の認証済み。

材質: BsBM 熔接専用ボス付3/4PFねじ  
価格: ¥6,900 (1m未満) 1m以上は中間  
接手が付きます。耐圧: 10kg/cm<sup>2</sup> 流体  
温度: 80°C



マリンゲージ(プッシュ式)



SUS-27製シートルゲージ

## ■シートルゲージ

材質: BsBM 3/4PTねじ ¥6,900(1m未満)  
耐圧: 20kg/cm<sup>2</sup> · 流体温度: 80°C

材質: SUS-27 20A F付 ¥13,520(1m未満)  
耐圧: 30kg/cm<sup>2</sup> 流体温度: 150°C



シートル社東洋総製造販売元



# 金子産業株式会社

本社 東京都港区芝5-10-6  
〒108 ☎(03)455-1411  
出張所 広島県福山市寺町7-5  
〒720 ☎(0849)23-5877



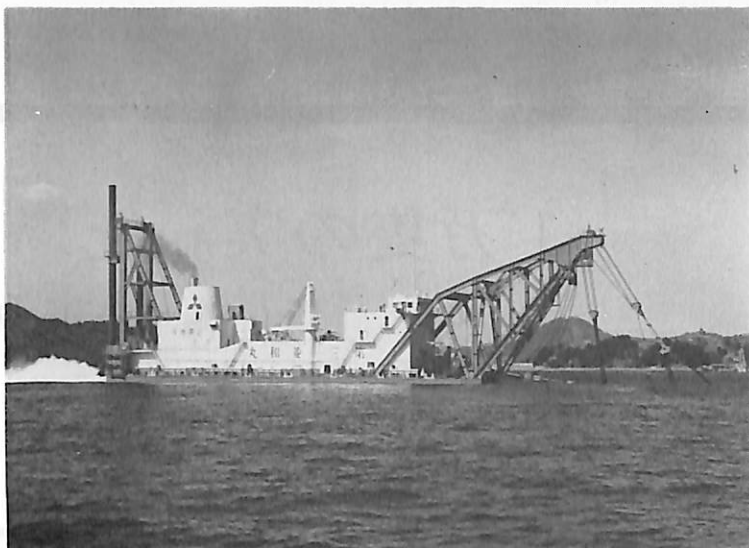
## 才三菱和丸

(浚渫船)

船主 三菱地所株式会社

造船所 三菱重工・広島造船所

全長 123.10 m 長(垂) 78.40 m 幅(型) 18.50 m 深(型) 5.70 m 満載吃水 約 3.70 m 浚渫深度 最大 35 m 最小 5 m 排送距離 最大 8,000 m 標準 4,000 m ジェットポンプ容量 140 m<sup>3</sup>/h×170 m 吸泥管 960 mmφ 排泥管 760 mmφ カッター エンクローズド1基 主タービン単動2段減速機付衝動式蒸気タービン1基 出力(最大) 9,200 PS×360 RPM (常用) 8,000 PS×300~360 RPM 汽缶2胴水管強圧送風重油専焼式 燃料油槽 883 m<sup>3</sup> 清水倉 250 m<sup>3</sup> 乗員 30名 工期 46-7-11, 46-11-15, 47-3-27



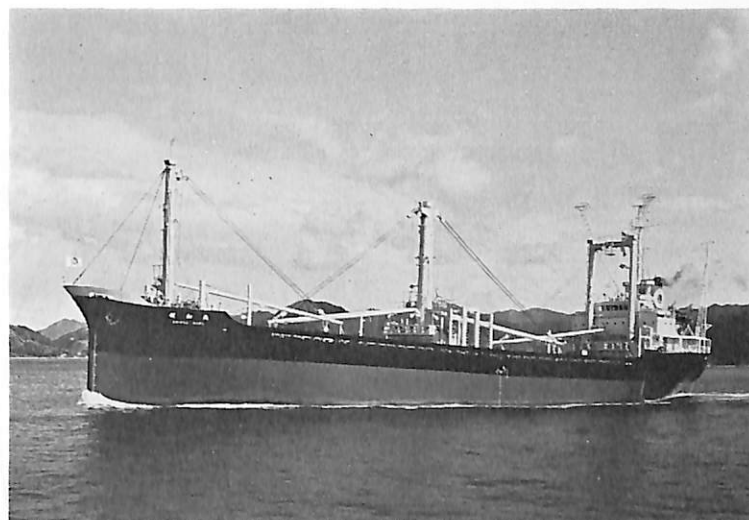
## 親和丸

貨物船(木材, 雑貨)

主船 親和汽船株式会社

造船所 波止浜造船株式会社

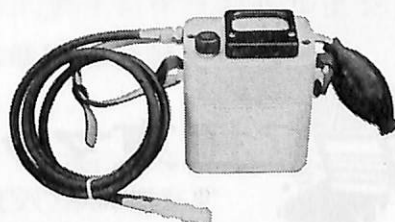
総噸数 2,999.82 噸 純噸数 1,983.96 噸 近海 船級 NK 載貨重量 5,915.04 噸 全長 101.576 m 長(垂) 95.00 m 幅(型) 16.20 m 深(型) 8.20 m 吃水 6.587 m 満載排水量 7,815.00 噸 ウェル甲板型 主機 神戸発動機 6 UET 45/75 C型 ディーゼル機関1基 出力 3,230 PS×218 RPM 燃料消費量 12.4 t/d 航続距離 10,430 海里 速力 13.60 ノット 貨物倉(ベール) 6,931.85 m<sup>3</sup> (グレーン) 7,454.66 m<sup>3</sup> 燃料油倉 615.60 m<sup>3</sup> 清水倉 312.76 m<sup>3</sup> 乗員 25名 工期 46-11-8, 47-1-17, 47-3-15



# 光明可燃性ガス警報装置

(日本海事協会検定品)

LPGタンカー  
ケミカルタンカー  
オイルタンカー

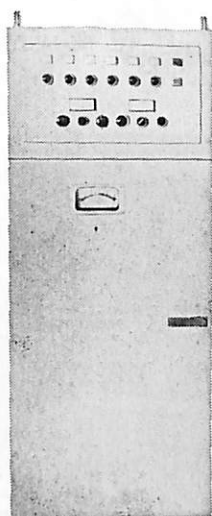


の  
爆発防止に活躍する

光明可燃性ガス測定器  
FM型

光明理化学工業株式会社

東京都目黒区中央町1-8-24 TEL711-2176(代)

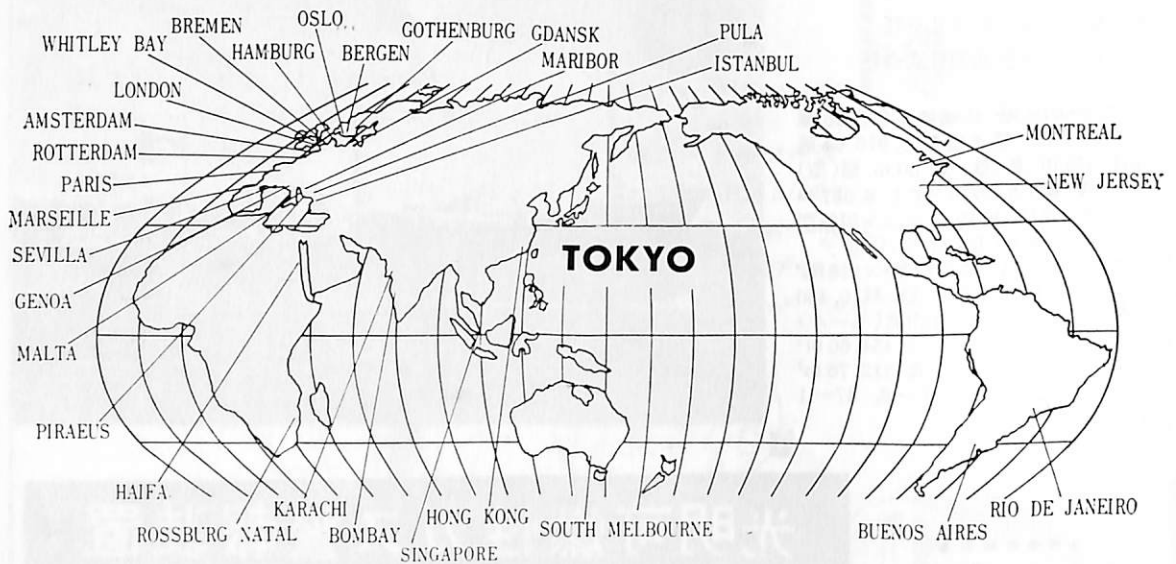


FMA-26型

(カタログ文献謹呈)

1 万隻の実績と  
25 カ国60 カ所の  
サービス網を誇る

**MacGREGOR HATCH COVER**



**極東マック・グレゴリー株式会社**

東京都中央区八丁堀2丁目7番1号 TEL (552) 5101 (代)

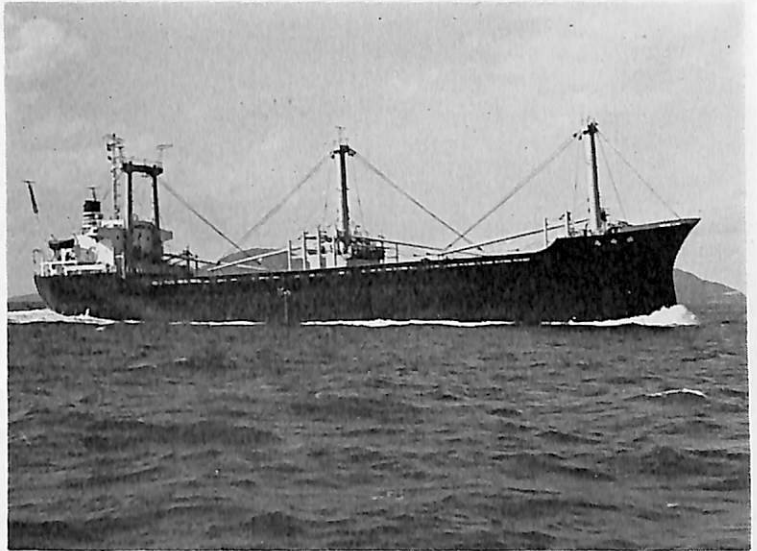


## 成 和 丸

(貨物船)

船主 三井物産株式会社(信託船)  
協成汽船株式会社  
栄和海運株式会社  
造船所 今治造船株式会社

総噸数 4,995.30 噸 純噸数 3,547.83 噸  
遠洋 載貨重量 9,857.17 噸 全長 119.88  
m 長(垂) 112.00 m 幅(型) 20.50 m 深  
(型) 9.55 m 吃水 7.534 m 満載排水量  
12,920.00 噸 ウェル甲板船 主機 神戸  
発動機 6 UEC 52/105 D ディーゼル機関  
1 基 出力 5,580 PS×169 RPM 燃料消  
費量 20.9 t/d 航続距離 11,870 海里  
速力 13.75 ノット 貨物倉(ベール)  
12,011.01 m<sup>3</sup> (グリーン) 12,829.92 m<sup>3</sup>  
燃料油倉 986.84 m<sup>3</sup> 清水倉 960.28 m<sup>3</sup>  
乗員 28 名 工期 46-10-27, 47-1  
-17, 47-2-26

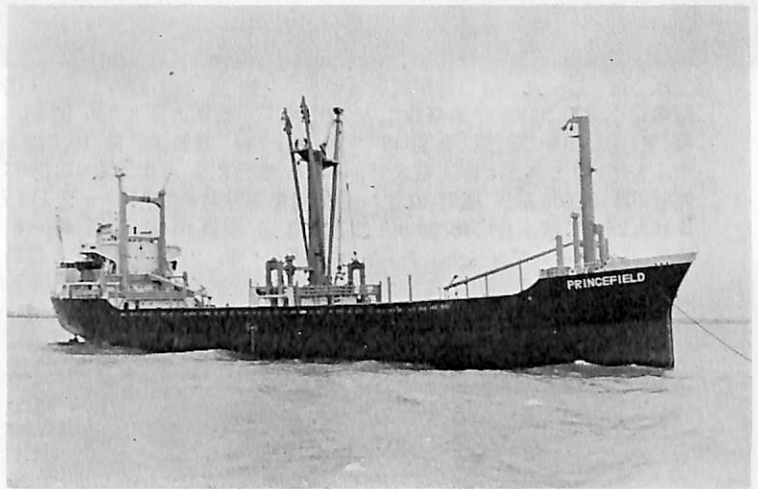


## PRINCEFIELD

(貨物船)

船主 Princefield Shipping Ltd.  
造船所 福岡造船株式会社

総噸数 3,807.79 噸 純噸数 2,487.93 噸  
遠洋 船級 NK 載貨重量 6,077.38 噸  
全長 103.520 m 長(垂) 97.100 m 幅(型)  
16.300 m 深(型) 8.20 m 吃水 6.570 m  
満載排水量 8,125.00 噸 凹甲板船尾機  
関型 主機 神戸発動機 6 UET<sup>45</sup>/<sub>75</sub> C 型  
ディーゼル機関 1 基 出力 3,230 PS×  
217 RPM 燃料消費量 155 g/bhp/h 航続  
距離 10,000 海里 速力 約 12.50 ノット  
貨物倉(ベール) 7,477.17 m<sup>3</sup> (グリーン)  
7,945.36 m<sup>3</sup> 清水倉 369.69 m<sup>3</sup> 燃料油  
倉 714.88 m<sup>3</sup> 乗員 36 名 工期 46-9  
-16, 46-12-1, 47-1-21  
設備 レーダー, ジャイロコンパス, 音  
響測深器, ロラン, 方探, 50 t Derrick  
Boom



## 船舶外板・タンク の

電気防蝕に関する調査・設計は

専門のエンジニアリングコンサルタント

中川防蝕工業株式会社に

御相談下さい。

当社は技術士(金属部門) 15名を擁する  
ユニークな防蝕専門会社です。

## 中川防蝕工業株式会社

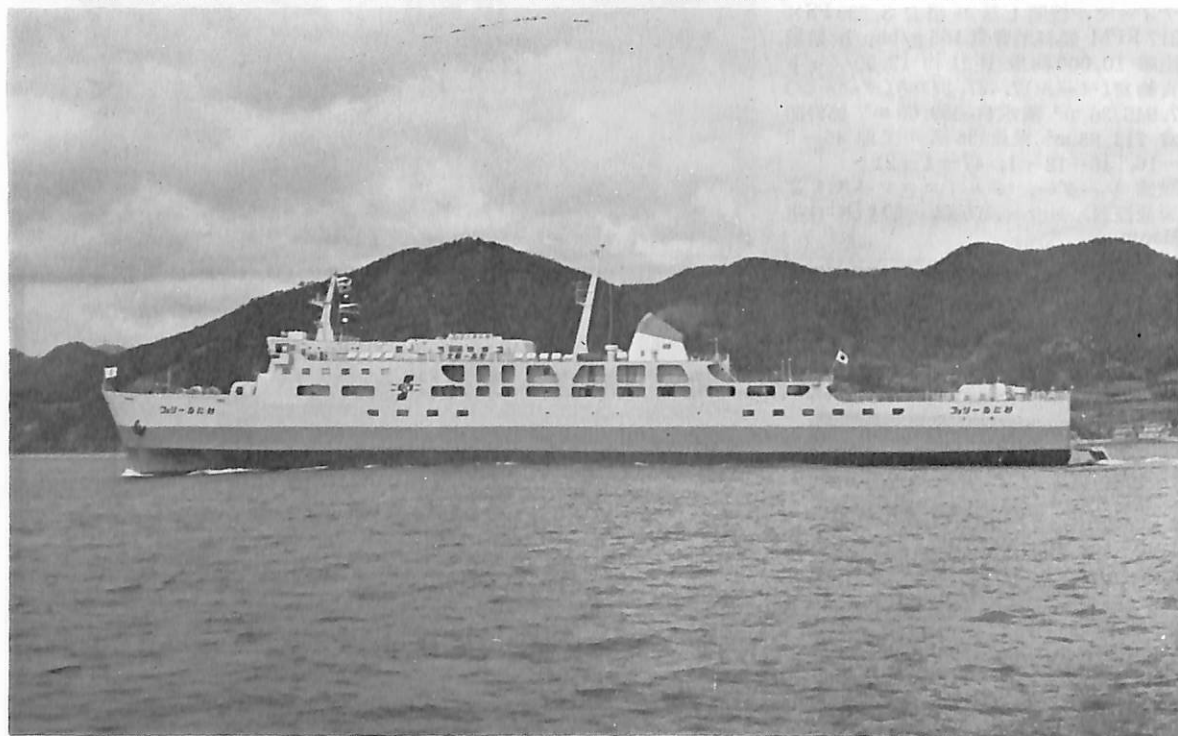
本社 東京都千代田区神田鍛冶町 2-1 電話(252) 3171(代)  
テレックス・ナカガワボウショク TOK 222-2826  
大阪(344)1831・名古屋(962)7866・福岡(77)4664・広島(48)0524  
札幌(251)3479・仙台(23)7084・新潟(66)5584・高松(51)0265



アルミ陽極取付 バラストタンク



しれとこ丸 (自動車航送客船) 船主 日本沿海フェリー株式会社 造船所 株式会社 金指造船所  
 総噸数 7,875.33 噸 純噸数 3,750.92 噸 載貨重量 3,750.92 噸 全長 153.55 m 長(垂) 142.00 m  
 幅(型) 22.80 m 深(型) 8.00 m 吃水 6.02 m 満載排水量 10,349 噸 全通船楼型 主機 川崎 MAN V9 V  
<sup>40/54</sup> トランクピストン非逆転式ディーゼル機関 2 基 出力 2×8,500 PS×407 RPM 燃料消費量 152 g/ps.h  
 航続距離 2,800 海里 速力 20.3 ノット 自動車積載台数 トラック 114 台 乗用車 110 台 燃料油倉 A 138.01 m<sup>3</sup>  
 B 488.25 m<sup>3</sup> 清水倉 546.30 m<sup>3</sup> 旅客 761 名 乗員 61 名 工期 46-6-23, 47-12-20, 47-4-20  
 設備 可変ピッチプロペラ, フィンスタビライザ, ハウスラスタ, 自動車荷役用ランプウェイ装備



フェリー なにわ (自動車航送客船) 船主 大阪高知フェリー株式会社 造船所 幸陽船渠株式会社  
 総噸数 4,770.00 噸 純噸数 2,701.00 噸 載貨重量 1,498.16 噸 全長 120.81 m 長(垂) 112.00 m 幅(型)  
 20.40 m 深(型) 6.80 m 吃水 4.90 m 満載排水量 5,078.00 噸 全通船楼型 主機 新潟鉄工所製 MMG 31 EZ  
 型ディーゼル機関 4 基 出力 4×1,700 PS 燃料消費量 166.2 g/ps/h 航続距離 3,400 海里 速力 17.30 ノット  
 燃料油倉 278.69 m<sup>3</sup> 清水倉 203.02 m<sup>3</sup> 旅客 818 名 乗員 45 名 工期 46-6-17, 46-8-11, 46-12-1  
 設備 ハウスラスタ, フィンスタビライザ



WORLD DUCHESS (油槽船) 船主 Libelian Flame Transports, Inc. (リベリア) 造船所 佐世保重工業  
 ・佐世保造船所 総噸数 98,896.68 噸 純噸数 80,112.45 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 221,121 噸 全長  
 326.00 m 長(垂) 313.00 m 幅(型) 48.20 m 深(型) 25.50 m 吃水 19,984 m 凹甲板船型 主機 川崎タービン  
 UA-350 型 1 基 出力 33,000 PS×95 RPM 燃料消費量 214.7 g'ps/h 航続距離 17,100 海里 速力 1 6.13  
 ノット 燃料油倉 263,305 m<sup>3</sup> 清水倉 921.9 m<sup>3</sup> 乗員 60 名 工期 46-9-22, 46-12-12, 47-4-12  
 同型船 WORLD GENERAL

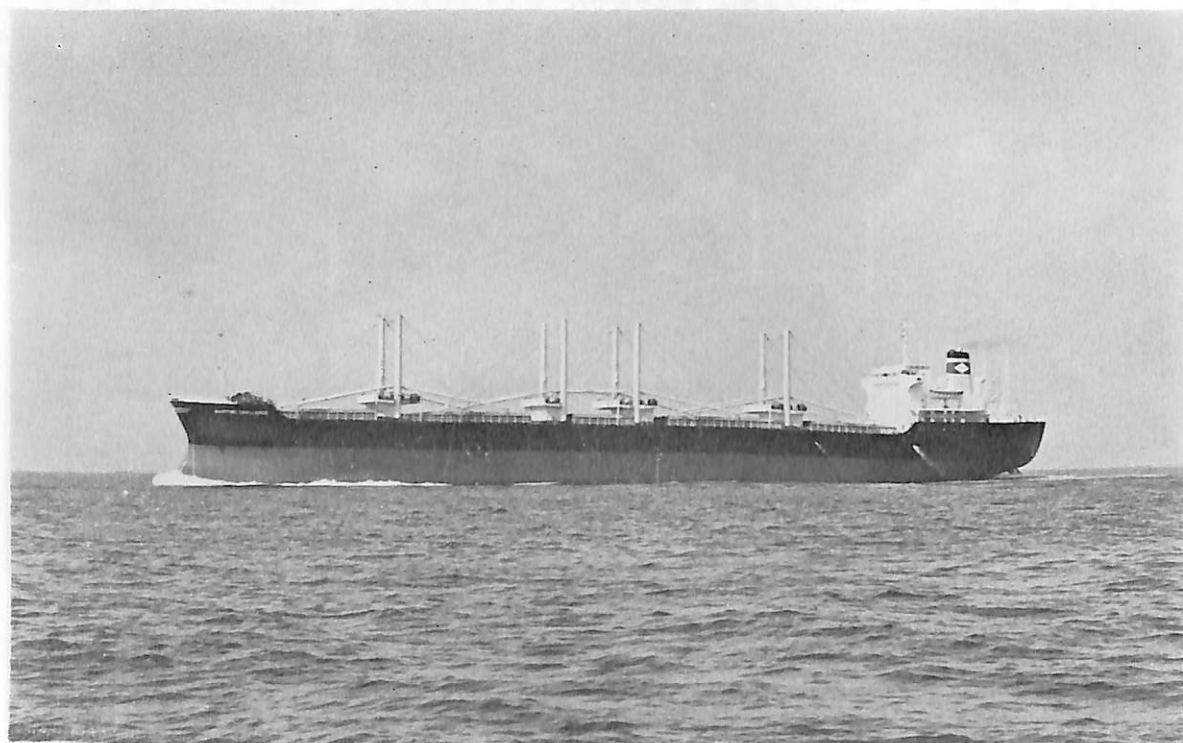


LOSINA (油槽船) 船主 Lcsina Shipping Ine. (リベリア) 造船所 日立造船・因島工場  
 総噸数 58,184.88 噸 純噸数 45,835.40 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 126,505 噸 全長 278.00 m 長(垂)  
 265.00 m 幅(型) 44.20 m 深(型) 21.50 m 吃水 15.60 m 満載排水量 149,088 噸 一層甲板船 主機 日立  
 B&W 10 K 84 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 22,700 PS×110 RPM 燃料消費量 85.5 t/d 航続距離  
 17,600 海里 速力 15.60 ノット 貨油倉 152,866.85 m<sup>3</sup> 燃料油倉 4,209.52 m<sup>3</sup> 清水倉 16,504 m<sup>3</sup> 乗員 46 名  
 工期(起工) 46-9-3, (進水) 船首側 46-10-4, 船尾側 46-11-30, (竣工) 47-3-14





TRITON (ばら積貨物船) 船主 Tritonas Compania Naviera S.A.(ギリシア) 造船所 函館ドック・函館造船所 総噸数 16,605.93 噸 純噸数 11,884 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 28,857 噸 全長 180.80 m 長(垂) 170.00 m 幅(型) 23.10 m 深(型) 14.50 m 吃水 35'-0" 満載排水量 35,217 噸 船首尾機付一層甲板船 主機 IHI-スルザー 6 RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 7,650 PS×130 RPM 燃料消費量 28.6t/d 航続距離 約 21,500 海里 速力 約 14.1 ノット 貨物倉(ベール) 1,178,828 ft<sup>3</sup> (グリーン) 1,338,108 ft<sup>3</sup> 燃料油倉 C 72,093 ft<sup>3</sup> A 6,352 ft<sup>3</sup> 清水倉 22,903 ft<sup>3</sup> 乗員 40 名 工期 46-11-15, 47-2-10, 47-3-30



MARITIME CHALLENGE (ばら積貨物船) 船主 Summit Shipping Co., Inc.(パナマ) 造船所 株式会社大阪造船所 総噸数 19,712.52 噸 純噸数 13,867 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 33,656 噸 全長 185.50 m 長(垂) 175.00 m 幅(型) 26.00 m 深(型) 15.50 m 吃水 11.151 m 満載排水量 41,748 噸 凹甲板船 主機三菱スルザー 7 RD 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,395 PS×144.8 RPM 燃料消費量 約 41.9t/d 航続距離 約 16,460 海里 速力 14.6 ノット 貨物倉(ベール) 41,242 m<sup>3</sup> (グリーン) 44,735 m<sup>3</sup> 貨油倉 2,164.9 m<sup>3</sup> 清水倉 432.4 m<sup>3</sup> 乗員 46 名 工期 46-11-13, 47-2-8, 47-4-11



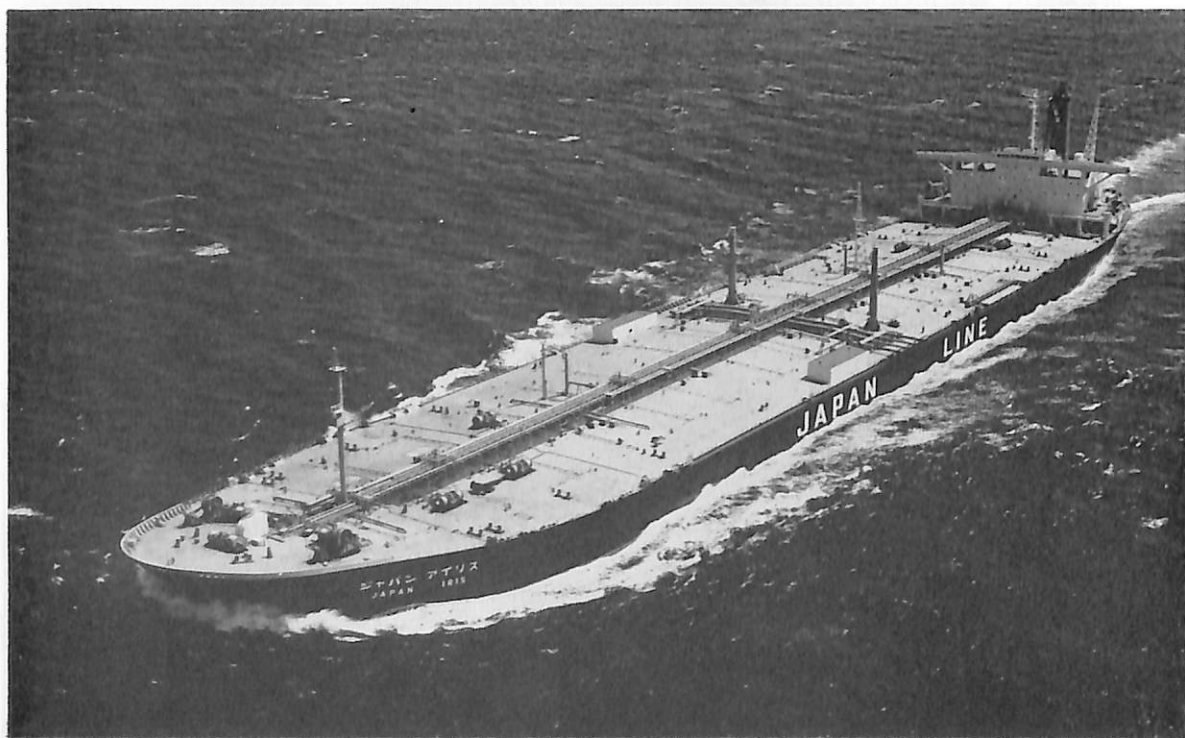
EDEN BRIDGE (鉾石, ばら積兼油槽船) 船主 H. Clarkson and Company Ltd. (英) 造船所 住友重機械工業・浦賀造船所 長(垂) 258.00 m 幅(型) 44.00 m 深(型) 24.5 m 吃水 18.097 m 総噸数 79,316.57 噸 載貨重量 142,762 噸 速力 15.5 ノット 主機 住友スルザー10RND 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 29,000 PS×122 RPM 船級 LR 工期 46-8-18, 46-11-19, 47-3-14 設備: 1. カーゴコントロールルームにリモートレベルゲージ装備 2. イナートガスシステム 3. ロイドの UMS 規格取得 (機関室無人化) 4. 二重船底を傾斜し, 浅油の排出を容易にした。



PINKSKY (ばら積貨物船) 船主 Oceanic Freighter Corporation (リベリア) 造船所 住友重機械工業・浦賀造船所 長(垂) 170.00 m 幅(型) 28.40 m 深(型) 15.00 m 吃水 10.83 m 総噸数 18,723.97 噸 載貨重量 33,789 噸 速力 14.8 ノット 主機 住友スルザー7RD 96 型ディーゼル機関 1 基 出力 11,200 PS×122 RPM 船級 BV 工期 46-10-7, 46-12-27, 47-3-28 同型船 DLUESKY 設備: トップサイドタンクの一部はグリーン専用, 鋼材およびメイズ積込用設備, カーゴウィンチのワンマンコントロール

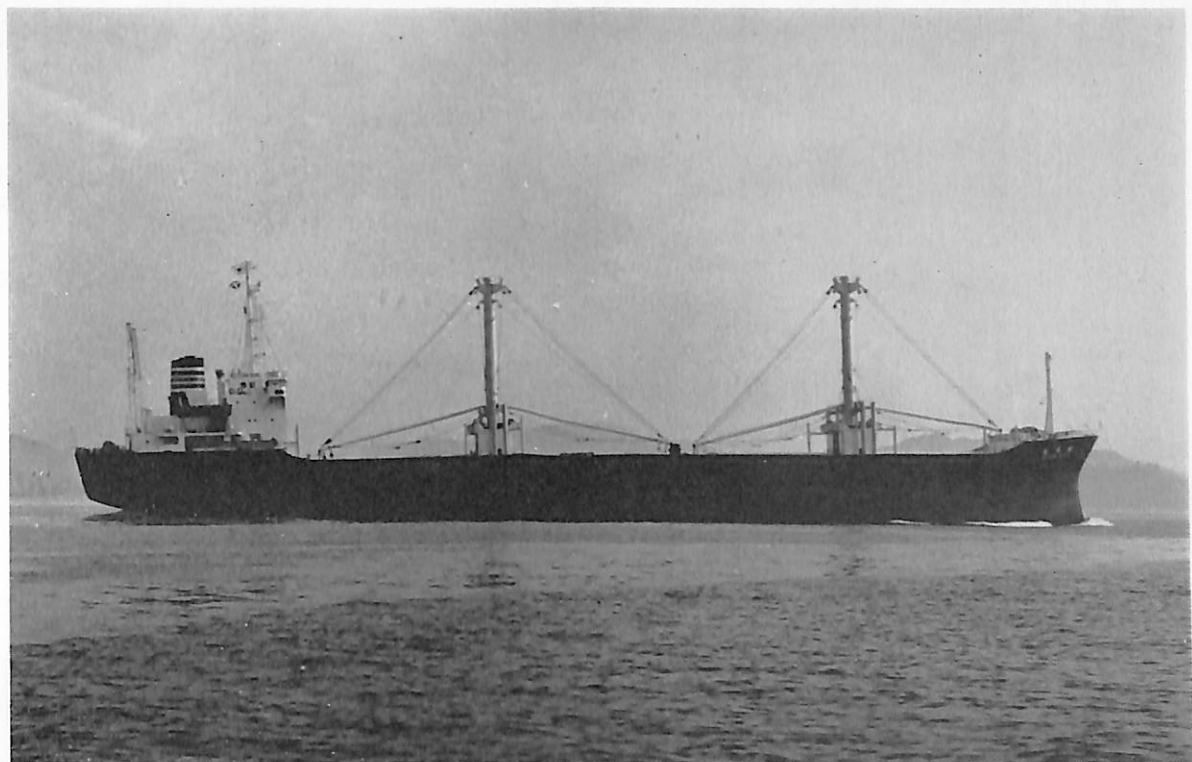


**ジャパン アイリス (油槽船)** 船主 ジャパンライン株式会社 造船所 石川島播磨重工・呉工場  
 総噸数 130,419.11 噸 純噸数 97,247.14 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 252,059 噸 全長 336.34 m 長(垂)  
 320.00 m 幅(型) 54.50 m 深(型) 26.00 m 吃水 19.588 m 平甲板船 主機 IHI コンベンショナルスチーム  
 タービン 1 基 出力 36,000 PS×18.6 RPM 燃料消費量 174 t/d 航続距離 15,820 海里 速力 16.48 ノット 汽缶  
 IHI-MDM 901×2 貨油倉 316,269.09 m<sup>3</sup> 燃料油倉 7,731.59 m<sup>3</sup> 清水倉 1,025.00 m<sup>3</sup> 乗員 36 名 工期 46-  
 9-21, 46-12-22, 47-4-14

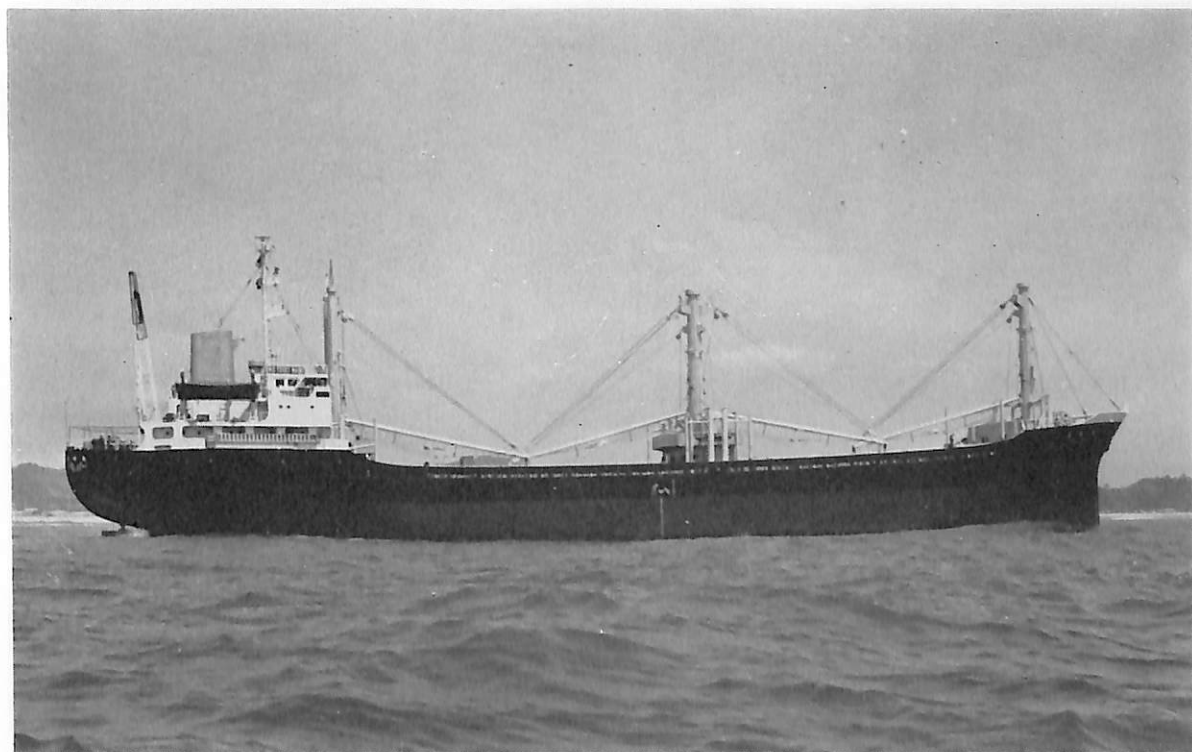


**FAIRFIELD (油槽船)** 船主 Champions Tankers Ltd.(リベリア) 造船所 石川島播磨重工・呉工場  
 総噸数 65,597.50 噸 純噸数 49,212.34 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 140,450 噸 全長 274.919 m 長(垂)  
 260.00 m 幅(型) 43.30 m 深(型) 23.30 m 吃水 17.378 m 平甲板船 主機 IHI-スルザー10 RND 90 型ディ  
 ーゼル機関 1 基 出力 26,100 PS×117.8 RFM 燃料消費量 93.77 t/d 航続距離 18,400 海里 速力 16.05 ノッ  
 ト 汽缶(補) IHI-ADM 801×1 貨油倉 168,392.25 m<sup>3</sup> 燃料油倉 5,019.99 m<sup>3</sup> 清水倉 600.97 m<sup>3</sup> 乗員 37 名  
 工期 46-8-19, 46-11-15, 47-3-30

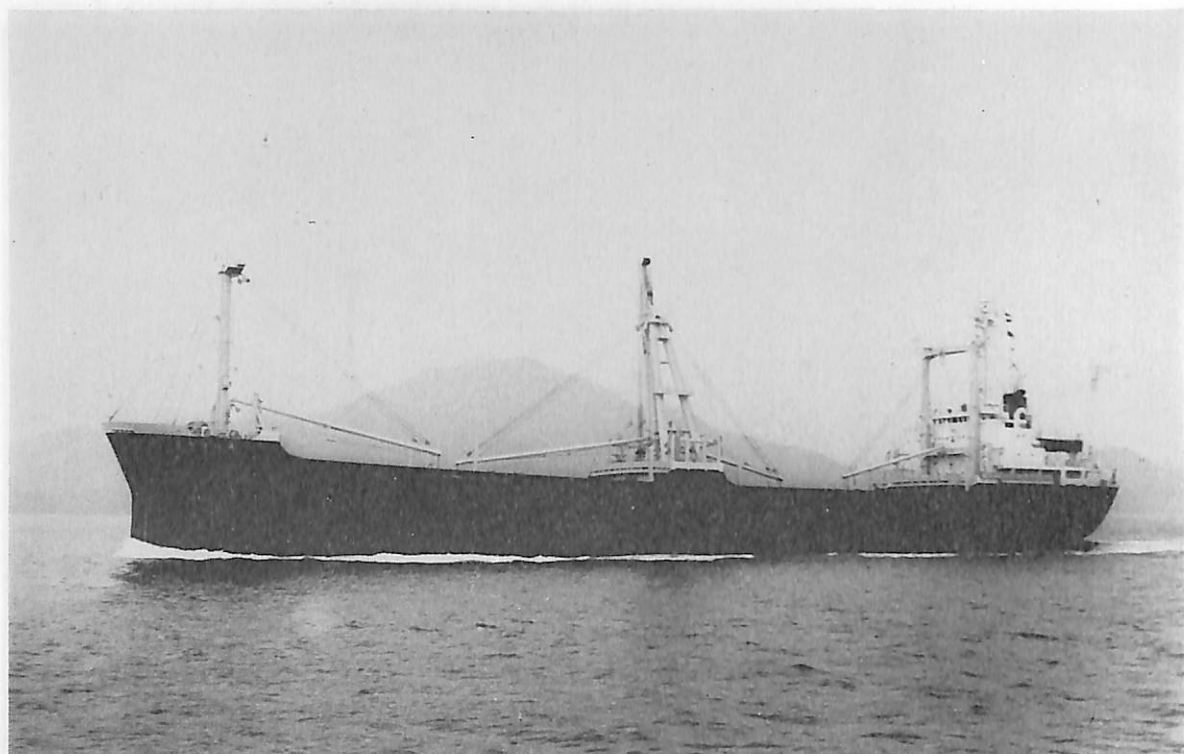




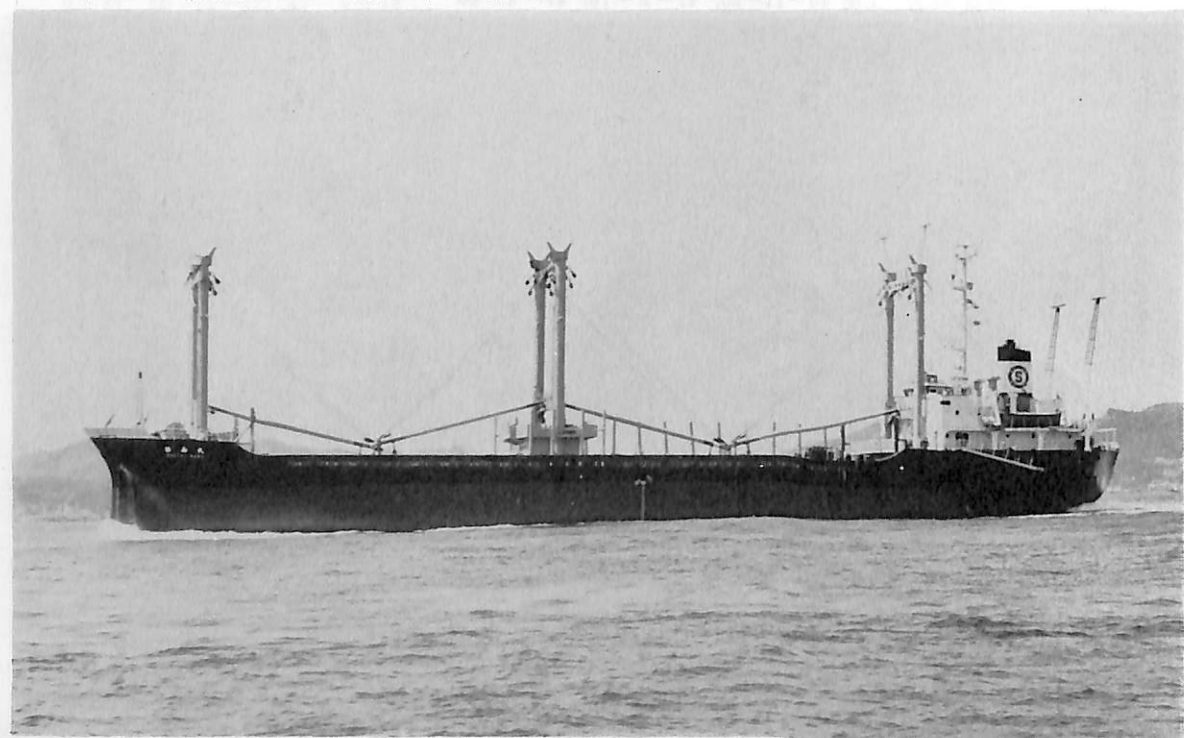
成 光 丸 (貨物船) 船主 協成汽船株式会社 造船所 株式会社 新山本造船所高知造船所  
 総噸数 10,251.55 噸 純噸数 6,581.51 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 17,101.62 噸 全長 146.40 m 長(垂)  
 136.00 m 幅(型) 22.60 m 深(型) 12.10 m 吃水 8.947 m 滿載排水量 21,635.00 噸 凹甲板船 主機 神戸発動  
 機 8 UEC<sup>52/105</sup>D 型ディーゼル機関 1 基 出力 6,800 PS×166 RPM 燃料消費量 28.4 t/d 航続距離 15,000 海里  
 速力 14.30 ノット 貨物倉(ベール) 20,359.65 m<sup>3</sup> (グレーン) 21,417.99 m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,751.15 m<sup>3</sup> 清水倉  
 896.01 m<sup>3</sup> 乗員 32 名 工期 46-11-25, 47-2-16, 47-4-20



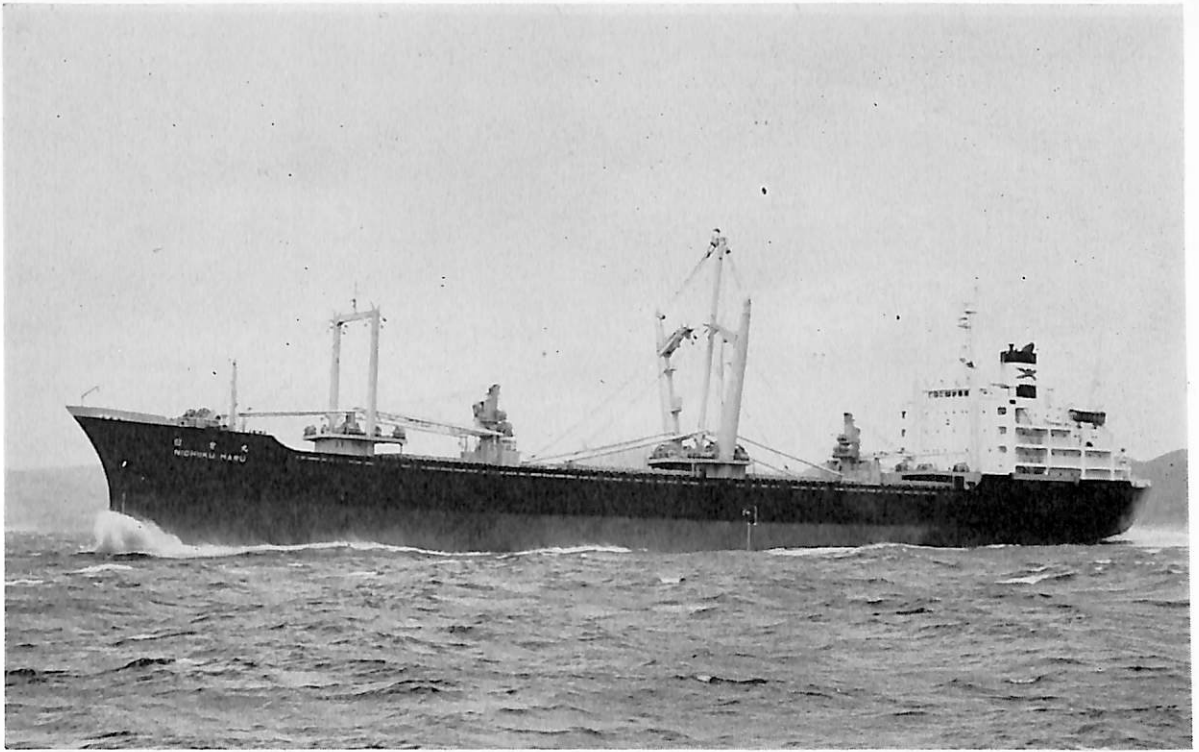
東 晴 丸 (貨物船) 船主 三井物産株式会社(天晴汽船株式会社) 造船所 株式会社 山本造船所  
 高知造船所 総噸数 4,145.31 噸 純噸数 2,573.03 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 7,122.40 噸 全長 107.50 m  
 長(垂) 99.00 m 幅(型) 16.50 m 深(型) 8.60 m 吃水 7.066 m 滿載排水量 9,260.00 噸 凹甲板船 主機 日立  
 B&W 6 K 42 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,720 PS×220 RPM 燃料消費量 14.3 t/d 航続距離 12,600 海里  
 速力 13.00 ノット 貨物倉(ベール) 8,534 m<sup>3</sup> (グレーン) 9,031 m<sup>3</sup> 燃料油倉 711.16 m<sup>3</sup> 清水倉 504.41 m<sup>3</sup>  
 乗員 27 名 工期 46-12-28, 47-3-2, 47-4-28



**たちばな丸** (ばら積貨物船) 船主 北日本汽船株式会社 造船所 株式会社 来島どっく波止浜工場  
 総噸数 7,006.46 噸 純噸数 4,697.28 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 11,582.00 噸 全長 131.81 m 長(垂)  
 122.80 m 幅(型) 19.00 m 深(型) 10.80 m 吃水 8.309 m 満載排水量 15,051.00 噸 船首尾楼付凹型船尾機  
 関型 主機 赤坂鉄工 6 UEC<sup>52/105</sup> D型ディーゼル機関 1 基 出力 5,580 PS×169 RPM 燃料消費料 20.4 t/d  
 航続距離 16,700 海里 速力 14.00 ノット 貨物倉(ベール) 15,159.11 m<sup>3</sup> (グレーン) 15,699.05 m<sup>3</sup> 燃料油倉  
 1,098.7 t 清水倉 443.5 t 乗員 33 名 工期 46-12-16, 47-1-27, 47-3-22



**昭泰丸** (貨物船) 船主 あかし汽船株式会社 造船所 西造船株式会社  
 総噸数 2,994.38 噸 純噸数 2,062.40 噸 近海 船級 NK 載貨重量 6,051.47 噸 全長 102.80 m 長(垂) 96.00 m  
 幅(型) 16.20 m 深(型) 8.20 m 吃水 6.61 m 満載排水量 8,075.00 噸 船首尾楼付凹甲板型 主機 神戸発動  
 機 UE<sup>45/75</sup> C型ディーゼル機関 1 基 出力 3,230 PS×118 RPM 燃料消費量 12.21 t/d 航続距離 14,600 海里  
 速力 13.20 ノット 貨物倉(ベール) 6,583.36 m<sup>3</sup> (グレーン) 7,456.58 m<sup>3</sup> 燃料油倉 662 m<sup>3</sup> 清水倉 307 m<sup>3</sup>  
 乗員 23 名 工期 46-12-7, 47-3-18, 47-4-24 設備 木材甲板積用スタンは鋼製起倒式



日 育 丸 (貨物船) 船主 大日海運株式会社 造船所 林兼造船株式会社 長崎造船所  
 総噸数 9,516.92 噸 純噸数 6,423.86 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 13,618.10 噸 全長 155.55 m 長(垂)  
 145.00 m 幅(型) 21.20 m 深(型) 12.20 m 吃水 9.381 m 満載排水量 19,000.00 噸 凹甲板型 主機 三菱  
 スルザー 6 RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 8,910 PS×145 RPM 航続距離 14,000 海里 速力 16.80 ノット  
 貨物倉(ペール) 19,893.95 m<sup>3</sup> (グレーン) 21,700.73 m<sup>3</sup> 燃料油倉 A 190.59 m<sup>3</sup> C 1,349.36 m<sup>3</sup> 清水倉  
 718.81 m<sup>3</sup> 乗員 38 名 工期 46-11-14, 47-2-15, 47-4-16



東 敬 丸 (穀類, 自動車運搬船) 船主 東興海運株式会社 造船所 株式会社 来島どっく大西工場  
 総噸数 16,176.91 噸 純噸数 10,462.81 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 26,260 噸 全長 178.50 m 長(垂)  
 168.00 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 14.40 m 吃水 10.322 m 満載排水量 33,740 噸 主機 川崎 MAN K 8 Z  
 70/120 E 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,080 PS×135 RPM 燃料消費量 154 g/ps/h 航続距離 11,500 海里  
 速力 17.548 ノット 貨物倉(ペール) 29,330.80 m<sup>3</sup> (グレーン) 30,161.20 m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,609.61 m<sup>3</sup> 清水倉  
 526.56 m<sup>3</sup> 乗組 29 名, 外 2 名 工期 46-6-27, 47-1-9, 47-3-15





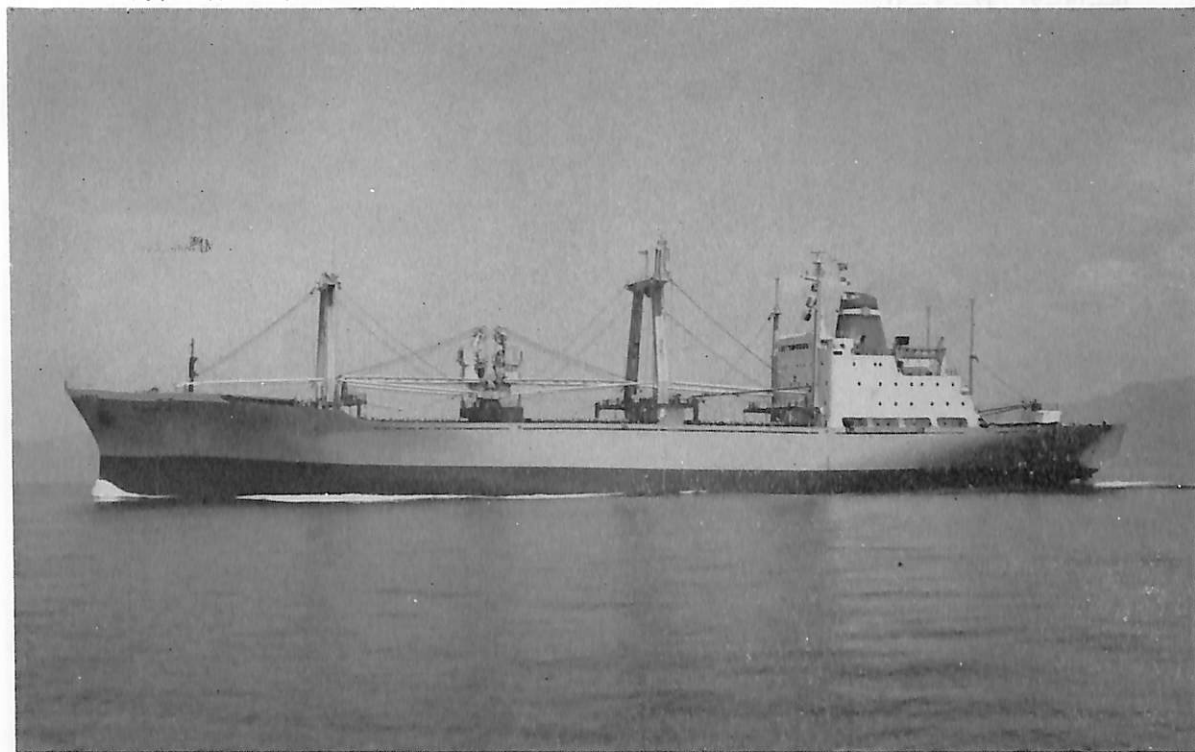
森丸 (チップ運搬船) 船主 明治海運株式会社 造船所 三井造船・藤永田造船所  
 全長 182.60 m 長(垂) 172.00 m 幅(型) 27.80 m 深(型) 18.50 m 吃水 10.024 m 総噸数 25,795.48 噸  
 載貨重量 31,144 噸 貨物倉(ベール) 56,296 m<sup>3</sup> (グリーン) 59,871 m<sup>3</sup> 速力(試) 16.5 ノット (満載航海)  
 14.6 ノット 主機 三井 B&W 6 K 74 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 11,600 PS×124 RPM (常用)  
 9,900 PS×117.5 RPM 乗員 34 名 船級 NK 工期 46-10, 46-12, 47-4-11 荷役設備: 250 t/h 三井  
 パセコ型ガントリークレーン (10.5 t シブクレーン 2 基付), 500 t/h ベルトコンベヤー 1 組。M0 取得船



長恵丸 (貨物船) 船主 瀬野汽船株式会社 造船所 今治造船株式会社  
 総噸数 4,997.68 噸 純噸数 3,635.61 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 9,867.50 噸 全長 124.30 m 長(垂) 117.00 m  
 幅(型) 19.50 m 深(型) 9.75 m 吃水 7.500 m 満載排水量 12,900 噸 ウェル甲板船 主機 神戸発動機 6 UI C  
 52/105 D 型ディーゼル機関 1 基 出力 5,580 PS×169 RPM 燃料消費量 23.151 t/d 航続距離 13,420 海里 速力  
 13.84 ノット 貨物倉(ベール) 12,490.95 m<sup>3</sup> (グリーン) 13,241.96 m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,086.60 m<sup>3</sup> 清水倉 529.39  
 m<sup>3</sup> 乗員 28 名 工期 46-8-25, 47-1-14, 47-2-19



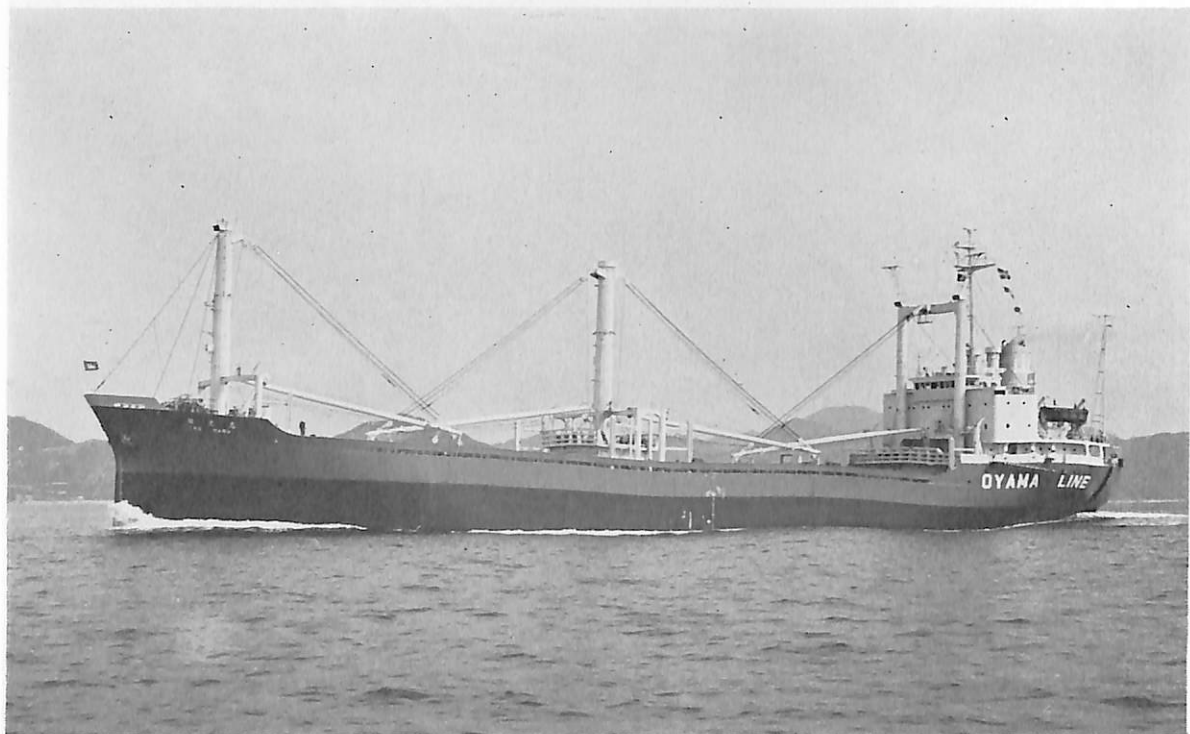
ORESTIA (ばら積貨物船) 船主 Incaica Compania Armadora S.A. (パナマ) 造船所 日立造船・向島工場  
 総噸数 12,110.59 噸 純噸数 8,037 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 19,198 噸 全長 156.16 m 長(垂) 146.00 m  
 幅(型) 22.60 m 深(型) 12.90 m 吃水 31'-3<sup>3</sup>/<sub>4</sub>" 満載排水量 24,197 噸 一層甲板船 主機 日立 B&W 6 K  
 62 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 7,600 PS×140 RPM 燃料消費量 約 30 t/d 航続距離 約 15,150 海里 速力  
 14.85 ノット 貨物倉(ベール) 23,610.24m<sup>3</sup> (グリーン) 24,303.57m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,508.76 m<sup>3</sup> 清水倉 260.79  
 m<sup>3</sup> 乗員 43 名 工期 46-11-17, 47-2-3, 47-4-17



BUNGA MELATI (貨物船) 船主 Malaysian International Shipping Corporation 造船所 三菱重工  
 業・下関造船所 総噸数 10,702.32 噸 純噸数 5,822.81 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 12,300 噸 全長 152.95  
 m 長(垂) 142.50 m 幅(型) 22.00 m 深(型) 13.40 m 吃水 9.67 m 満載排水量 18,183 噸 平甲板型 主機  
 三菱スルザー 6 RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×118 RPM 燃料消費量 31.2 t/d 航続距離  
 15,500 海里 速力(試) 23.01 ノット (航) 19.0 ノット 燃料油倉 1,647 m<sup>3</sup> 清水倉 300 m<sup>3</sup> 乗員 51 名 工期  
 46-10-27, 47-1-18, 47-4-25 同型船 BUNGA ORKID, BUNGA TANJONG, BUNGA SEROJA



**LEIDENSCHAFT** (貨物船) 船主 Cygnus Navigatin Corporation. (リベリア) 造船所 日立造船・向島工場 総噸数 9,963.98 噸 純噸数 6,411.46 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 14,678 噸 全長 143.013 m 長(垂) 136.02 m 幅(型) 21.00 m 深(型) 12.20 m 吃水 39'-9<sup>5</sup>/<sub>16</sub>" 満載排水量 19,841 噸 二層甲板型 主機 日立 B&W 662-VT 2 BF-140 型ディーゼル機関 1 基 出力 6,550 PS×135 RPM 燃料消費量 26.3 t/d 航続距離 約 12,200 海里 速力 14.55 ノット 貨物倉(ベール) 679,019 ft<sup>3</sup> (グリーン) 739,165 ft<sup>3</sup> 穀物の場合 787.276 ft<sup>3</sup> 自動車搭載数 ブルーバード 815 台 燃料油倉 33,885 ft<sup>3</sup> 清水倉 2,355 ft<sup>3</sup> 乗員 40 名 工期 46-10-14, 46-12-23, 47-3-31



**維 光 丸** (貨物船)(木材, 雜貨) 船主 船舶整備公団・小山海運株式会社 造船所 波止浜造船株式会社 総噸数 4,499.98 噸 純噸数 2,811.04 噸 近海 船級 NK 載貨重量 7,839.20 噸 全長 114.56 m 長(垂) 107.00 m 幅(型) 18.00 m 深(型) 9.00 m 吃水 7.065 m 満載排水量 10,482.78 噸 ウェル甲板型 主機 IHI-ビール スチック 12 PC 2 V 型ディーゼル機関 1 基 出力 5,110 PS×473.6 RPM 燃料消費量 19.6 t/d 航続距離 11,500 海里 速力 14.60 ノット 貨物倉(ベール) 9,536.30 m<sup>3</sup> (グリーン) 10,063.00 m<sup>3</sup> 燃料油倉 A 118.66 m<sup>3</sup> C 794.78 m<sup>3</sup> 清水倉 493.94 m<sup>3</sup> 乗員 26 名 工期 46-8-25, 46-11-25, 47-3-21

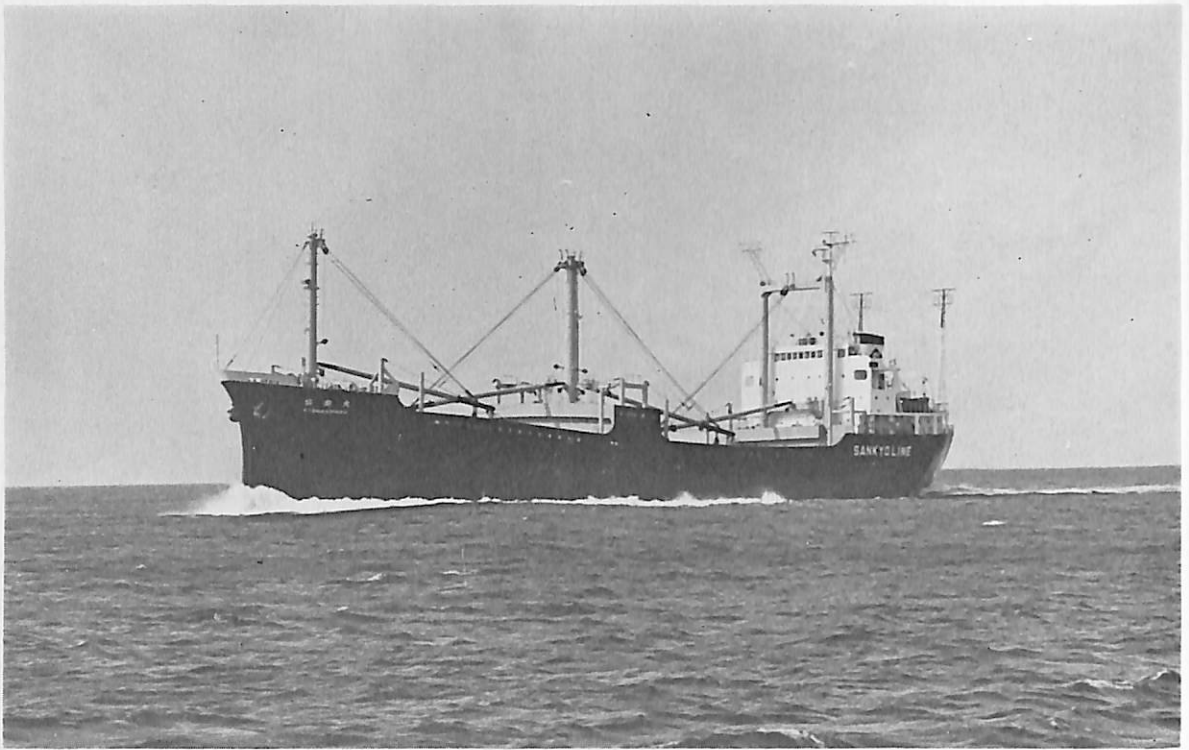




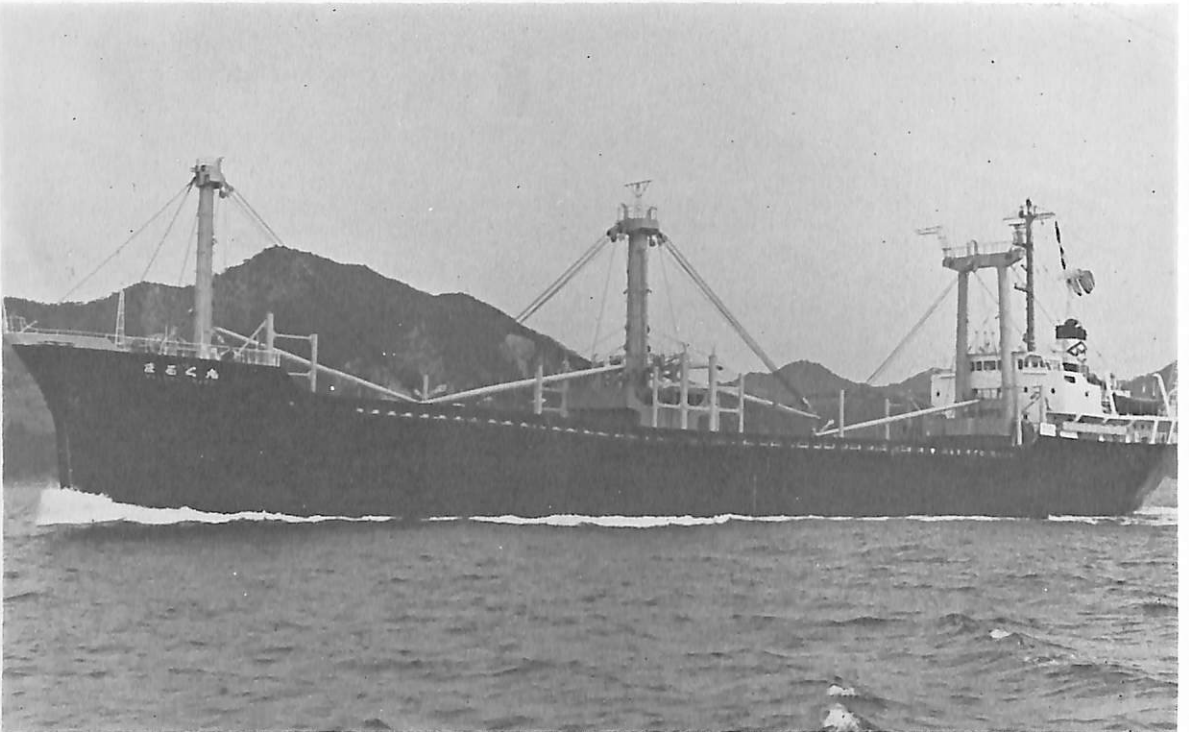
PEACE VENTURE (ばら積貨物船) 船主 Solar Carrier Inc. (リベリア) 造船所 日立造船・舞鶴工場  
 総噸数 30,568.94 噸 純噸数 23,696.95 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 60,506 噸 全長 225.00 m 長(垂) 215.00 m 幅(型) 32.20 m 深(型) 17.80 m 吃水 11.580 m 満載排水量 71,815 噸 一層甲板型 主機 日立スルザー 7 RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 12,600 PS×118 RPM 燃料消費量 47.40 t/d 航続距離 23,960 海里 速力 14.80 ノット 貨物倉 74,211.00 m<sup>3</sup> 燃料油倉 3,597.64 m<sup>3</sup> 清水倉 440.38 m<sup>3</sup> 乗員 46 名 工期 46-10-4 46-12-25, 47-3-31



KONKAR INDOMITABLE (ばら積貨物船) 船主 Konkter Indomitable Corp. (リベリア) 造船所 三井造船・玉野造船所 全長 259.528 m 長(垂) 249.00 m 幅(型) 32.156 m 深(型) 18.593 m 吃水 13.640 m 総噸数 39,453.41 噸 載貨重量 77,992 噸 貨物倉 91,470 m<sup>3</sup> 速力 16.73 ノット 主機 三井 B&W 7 K 84 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 17,500 PS×114 RPM 乗員 42 名 船級 AB 工期 46-11, 47-1, 47-4-26



協南丸 (貨物船) 船主 山下運輸株式会社 造船所 株式会社 栗之浦ドック  
 総噸数 3,926.49 噸 純噸数 2,346.00 噸 近海 船級 NK 載貨重量 7,251.295 噸 全長 108.95 m 長(垂)  
 101.80 m 幅(型) 17.00 m 深(型) 8.50 m 吃水 6.996 m 満載排水量 9,585.00 噸 全通一層甲板船尾機関一  
 軸船 主機 阪神内燃機工業 6 LV 54 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,825 PS×218 RPM 燃料消費量 14.468 t/d  
 航続距離 10,000 海里 速力 12.6 ノット 貨物倉(ベール) 7,748.788 m<sup>3</sup> (グレーン) 9,008.159 m<sup>3</sup> 燃料油倉  
 693.54 m<sup>3</sup> 清水倉 513.00 m<sup>3</sup> 乗員 最大 25 名 工期 46-11-20, 47-3, 47-4



まるく丸 (貨物船) 船主 東京船舶株式会社, 宮崎産業海運株式会社 造船所 今治造船株式会社  
 総噸数 3,654.69 噸 純噸数 2,434.69 噸 近海 船級 NK 載貨重量 6,541.68 噸 全長 105.31 m 長(垂)  
 98.60 m 幅(型) 16.33 m 深(型) 8.40 m 吃水 6.837 m 満載排水量 8,566.00 噸 ウェル甲板船 主機 日立  
 B&W 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,000 PS×210 RPM 燃料消費量 13.355 t/d 航続距離 10,902 海里  
 速力 12.53 ノット 貨物倉(ベール) 8,018.912 m<sup>3</sup> (グレーン) 8,421.483 m<sup>3</sup> 燃料油倉 586.62 m<sup>3</sup> 清水  
 倉 541.73 m<sup>3</sup> 乗員 25 名 工期 46-10-30, 47-2-2, 47-3-3

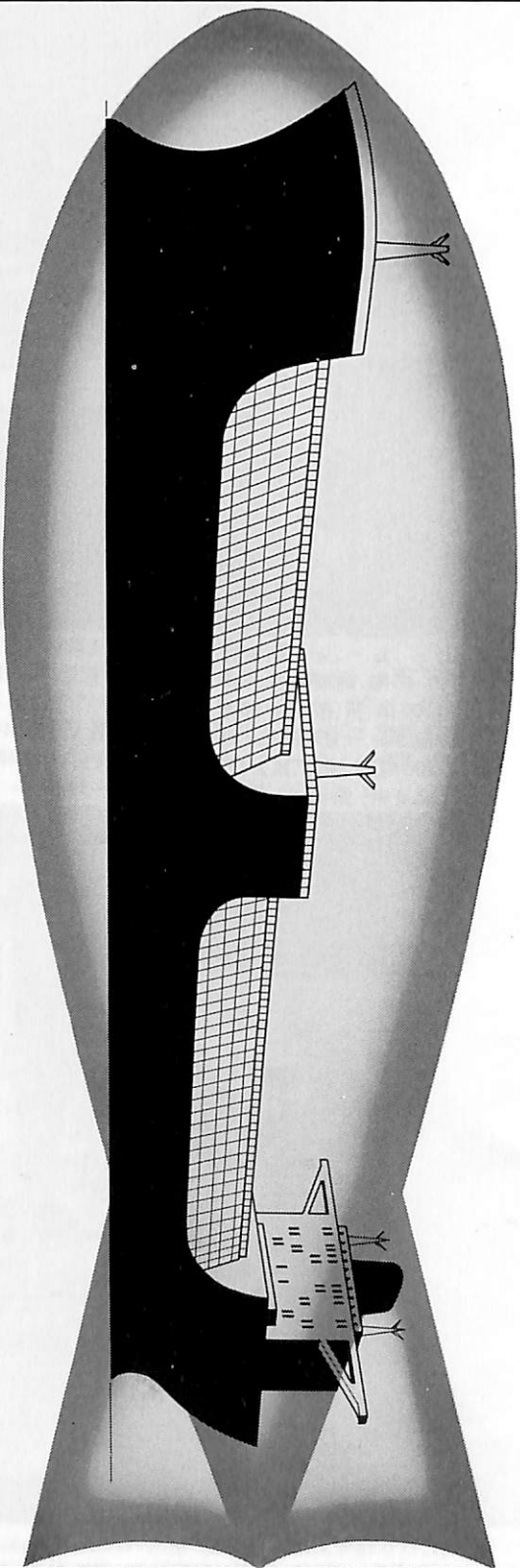


千 曲 山 丸 (鉾石運搬船) 船主 大阪商船三井船舶株式会社 造船所 川崎重工業・神戸工場  
 総噸数 86,460.46 噸 純噸数 32,040.85 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 160,533 噸 全長 289.00 m 長(垂) 275.00 m  
 幅(型) 44.00 m 深(型) 24.20 m 吃水(キール下面より) 17.942 m 満載排水量 186,958 噸 主機 川崎 MAN  
 K 8 SZ 105/180 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 30,400 PS×106 RPM (常用) 25,800 PS×約 100 RPM  
 航続距離 41,100 海里 速力(試) 17.938 ノット(航) 15.48 ノット 鉾石倉 92,455.3 m<sup>3</sup> 燃料油倉 12,239.00 m<sup>3</sup>  
 清水倉 592.6 m<sup>3</sup> 乗員 28 名 工期 46-8-30, 46-12-18, 47-3-23



VERGO (鉾石、ばら積兼油槽船) 船主 Peonia Compania Naviera S. A. (パナマ) 造船所 日本鋼管・鶴見造船所  
 総噸数 57,526.67 噸 純噸数 46,269.09 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 112,015 噸 全長 264.32 m 長(垂) 252.00 m  
 幅(型) 38.00 m 深(型) 22.4 m 吃水 54'-1 1/8" 満載排水量 132,433 噸 主機 住友スルザー 8 RND 90 型ディーゼル機関 1 基  
 出力 20,000 PS×116 RPM 燃料消費量 72.4 t/d 航続距離 20,000 海里 速力 15.45 ノット 貨物倉(グリーン) 126,684 m<sup>3</sup>  
 燃料油倉 4,293 m<sup>3</sup> 清水倉 464.0 m<sup>3</sup> 乗員 48 名 工期(起工) 46-10-1, (進水) 船尾 46-12-28 船首 47-1-9, (竣工) 47-4-27

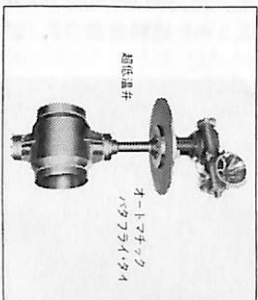




## 平田の超低温バルブ 氷点下162度のエネルギーを制御

天然ガスは-162℃で液化し体積600分の1となり海上輸送されます。LNGタンカーは大型爆弾のようなエネルギーを蓄えているので、わずかな火花が起爆剤となり、大惨事も起りかねません。特に、直接LNGを制御する《超低温バルブ》はあらゆる面で安全性を強く要求されており、強度、耐食性、耐低温性は勿論のこと、バルブの寿命と

もういへば液密性とガス密性は絶対信頼されるものでなければなりません。原子力用バルブを完成した平田の技術は《超低温バルブ》にも活かされて、《漏れ》の断絶は厳しく守られております。少数乗組員での運転を助けるオートマチック・バックライオン・タイアをはじめ手動弁シリーズなど平田の《超低温バルブ》は安心してご使用になれます。



① API 表示認可工場 (600、6A、6D)  
★ 高圧ガス設備試験製造認定事業所 (認定No.217)



東京都港区新橋4丁目9番11号 ☎105-91 (03)431-5176(代表)  
川崎市高津区久本15番13号 ☎(044)83-2311(代表)  
大阪府北区曾根崎中1丁目64番地 ☎(06)313-2367(代表)



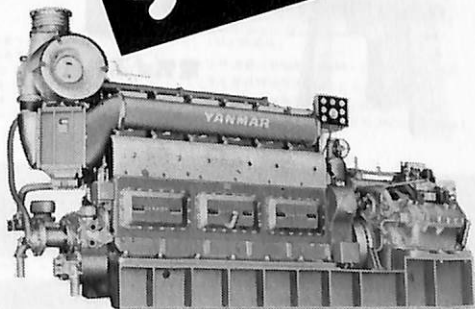
港から港へ

ヤンマーで

安全航海

航海にとって、いかにすばやく目的地につくか、  
ということは大変なことです。でも、それより  
もっと大切なことは、快適に安全に航海できる、  
ということです。ヤンマーはつねに、エンジンに  
携わる人々はもちろん、船内・船上で働くすべ  
ての人々の身になって、エンジンの開発をすすめて  
います。たとえば、あわゆる自動化機器が装備  
できるエンジンを開発したのも、その一例です。  
港から港へ…安全・快適航海。  
ヤンマーの〈力〉は、船舶の安全・合理化に大きく  
働いています。

ヤンマー  
ディーゼル



船舶主機

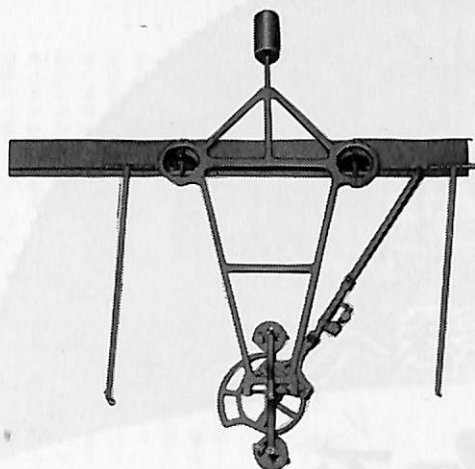
6G形シリーズ〈800～1200馬力〉



ヤンマーディーゼル株式会社

本社 大阪市北区茶屋町62 郵便番号530  
支店 札幌・仙台・東京・金沢・名古屋・高松・広島・福岡

# 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  
(和光裏通り)

電・(561) 8 7 1 1 (代表)

支店 大阪市南区順慶町4-2

電・(251) 9 8 2 1 (代表)

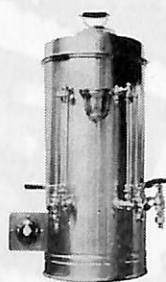
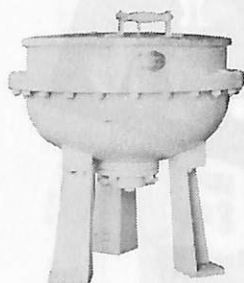
工場 東京都大田区池上2-14-7

電・(752) 3 4 8 1 (代表)

## YKK型船舶厨房調理機器

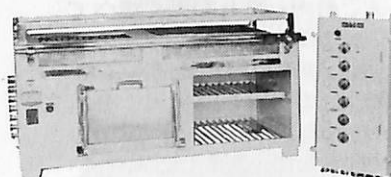
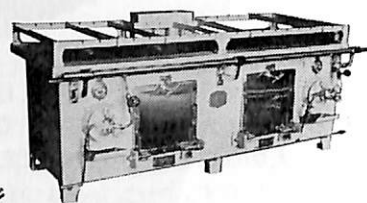
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

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・水澆器・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・パン酸酵器  
電気式魚焼器・スープボイラー・ティスボーザー  
食器洗浄機・縦型蒸気炊飯器・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)

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。



# 認められた高速エンジン

水産庁漁業調査船

## 「たか丸」にもCAT船用エンジン搭載



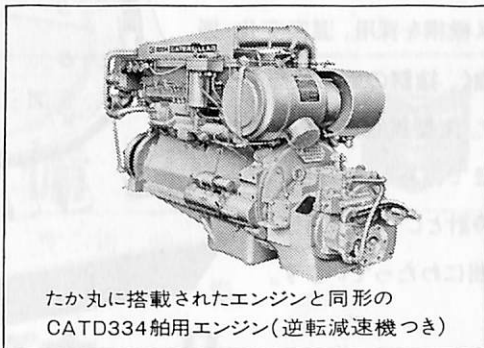
### CAT船用エンジンの特長

- 長期操業に不可欠の、高い信頼性と耐久性。
- 魚倉や船室のスペースを広くとれるコンパクト設計の高速エンジン。
- 日常点検・整備が簡単。リモコン操作が可能で大幅な省力化を実現。
- 世界中、どこでも安心して操業できる万全のサービス網。

水産庁が、漁業調査のため建造した“たか丸”にも、CATERPILLARエンジンが選ばれました。この船は、これからの沿岸漁業のモデル船ともいべき船で、従来の木造船のコスト高、腐蝕性などの難点を解消した強化プラスチック（FRP）製。また、今日の漁業がかかえる人手不足という問題に対しては、各種最新設備の採用により、大幅な省力化をはかっています。

こうした設備の心臓部ともいべき機関部に小形・軽量で高出力を発揮、しかも中・低速エンジンに比べて手間がかからないCAT高速エンジンが採用されました。

※なおこのたび“たか丸”と同形の姉妹船“こたか丸”にも同じくCATD334船用エンジンが搭載されました。



たか丸に搭載されたエンジンと同形のCATD334船用エンジン(逆転減速機つき)

CAT船用ディーゼルエンジンはD330NA(86ps/2,000rpm)からD399TA(1,445ps/1,300rpm)まで16機種。主機・補機用として最適な機種がお選びいただけます。

**CATERPILLAR**

Caterpillar Co. Inc. 日本法人 Caterpillar Tractor Co. 代理店  
【特約販売店】

- |                          |                               |
|--------------------------|-------------------------------|
| ● 関東 ● 茨城 (0471)31-1151  | 北海道建設機械販売所 (札幌) 011-881-2521  |
| ● 西関東 ● 茨城 (0471)31-1151 | ● 北陸建設機械販売所 (石川) 022312-3111  |
| ● 北陸 ● 石川 (0252)66-9171  | ● 西国建設機械販売所 (松山) 0899-72-1481 |
| ● 海 ● 茨城 (05667)7-8411   | 九州建設機械販売所 (福岡) 092922-6661    |
| ● 近畿 ● 茨城 (0726)43-1121  |                               |
| ● 中国 ● 茨城 (08289)2-2151  |                               |

# キャタピラー 三菱株式会社

本社・工場 神奈川県相模原市田名3700-229 ☎(0427)52-1121

直納輸出部 産業エンジン課 ☎東京(03)581-6351

# 高速船時代の高精度時計

## SEIKO マリンクロメーター



片手で持てるほどのスマートなハンディタイプ。オールトランジスタ方式の高精度水晶時計——SEIKO マリンクロメーター。ケースからネジ類にいたるまで防水機構を採用。温度変化・振動に強く、抜群の耐久性をもっています。大型貨物船から小さな漁船まで、あらゆる船舶の標準時計として、その用途は広範囲にわたっています。



- 乾電池2個で、約12カ月間作動
- 精度保証範囲 0℃～40℃
- 平均日差 ±0.1秒

### QC-95I-II

200×160×70(%) 重量 2.6kg  
(標準型).....125,000円

航海の安全を守る——

# SEIKO

マリンクロメーター

世界の時計 SEIKO 株式会社 服部時計店 本社・東京

カタログ請求は

特約店 株式会社宇津木計器製作所 (〒231) 神奈川県横浜市中区弁天通6-83 ☎(045)201-0596

ノーマンで油の清浄!!

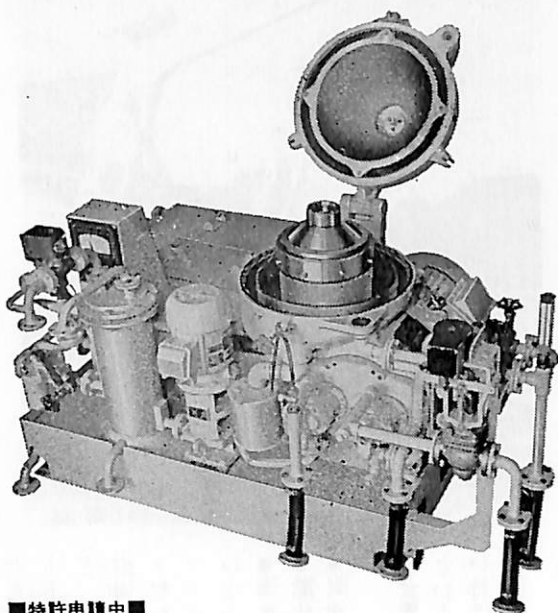
完全連続スラッジ排出形  
舶用油清浄機

**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)



■特許申請中■



日本図書館協会選定図書



# 1 隻 1 冊 必 備 の 書

監修 東京商船大学名誉教授 浅井 栄 資  
東京商船大学学長 横田 利 雄

## 航海辞典

A 5 判 850 頁 布クロス装函入 定価 6,500 円 千 120 円

- 解説項目1,112項, 参照項目5,308項, 挿入図400余個, 挿入表95個。
- 口絵・付録: 天測暦, 基本雲形, 海図図式, 世界主要航路地図(色刷), 航海技術年表, 文字旗, 世界煙突マーク(アート紙色刷) 他
- 地文航法, 天文航法, 電波航法の理論はもちろん, 船のぎ装, 整備, 操船, 載貨を具体的に取上げる等運転上のあらゆる場合に対処し得る項目が採録されている。
- 執筆は東京商船大学, 神戸商船大学, 航海訓練所, 海技大学の教官(41名)がこれにあたり, まさに最高の権威者を揃えた執筆陣といえよう。

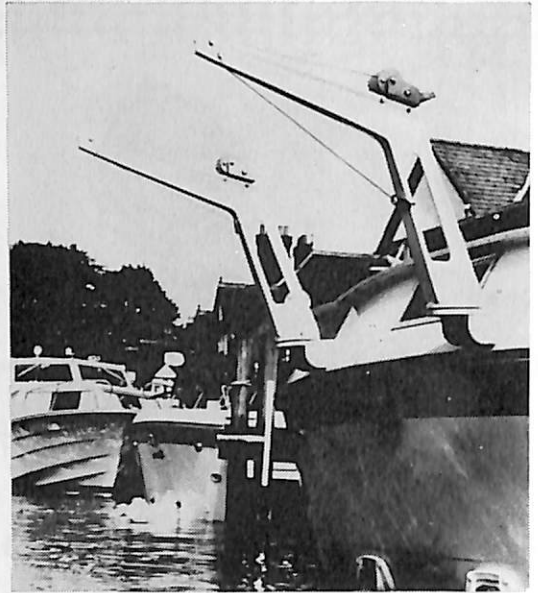
東京都新宿区赤城下町50 天 然 社 振替東京79562番





●エン・プラの決定版——ダイアミド

ダイアミドの粉体塗装したデリック…耐食性・耐衝撃性・耐候性を利用し、海水・日光・風雨からの保護とペンキ塗装の手間の省略に役立っています。



## 船舶のためのダイアミド

たとえば、ワイヤロープのコーティング、ボートのデリックや甲板用具のコーティングなど、耐食性、耐摩耗性、耐海水性、耐候性、耐衝撃性が要求される船舶用具のコーティング材料として、ダイアミドは着々と、他のエン・プラに見られない数かずの実績をあげています。

- 海水に強い Ⅱ船舶用に最適
- 脆化温度が約70℃ Ⅱ低温特性バツグン
- 耐油・耐薬品性が優秀 Ⅱ強酸以外はほとんどOK
- 金属との密着性がよい Ⅱ粉体塗装ができるというように、他のエン・プラには求められない特性が、船舶用具の保護とトータルコスト節減の要望に、みごとにおこたえしています。

## 粉体塗装で

## トータルコストの節減を!

粉体塗装できるエン・プラは、ほかにもありますが、海水に強く、低温に強く、しかも摩擦にも強いのは、ダイアミドだけです。いいかえれば、船舶に利用できるエン・プラはダイアミドだけ。ぜひご検討ください。

## 資料をどうぞ:

当社では、広範な基礎データをはじめ、応用データ、さらには世界的な用途例を整備し、これらの資料をもとに、安心してご検討・採用いただけるよう、徹底したサービスをご提供し、貴社の技術コンサルタントとなることを願っています。ぜひご相談ください。

# 海水にも強いエン・プラを ごぞんじですか?!

## ダイアミド

# ダイアミド

ナイロン-12



**ダイセル・ヒュルス株式会社**

東京 千代田区有楽町1-3(東宝有楽ビル)

DAIGEL

**ダイセル株式会社**

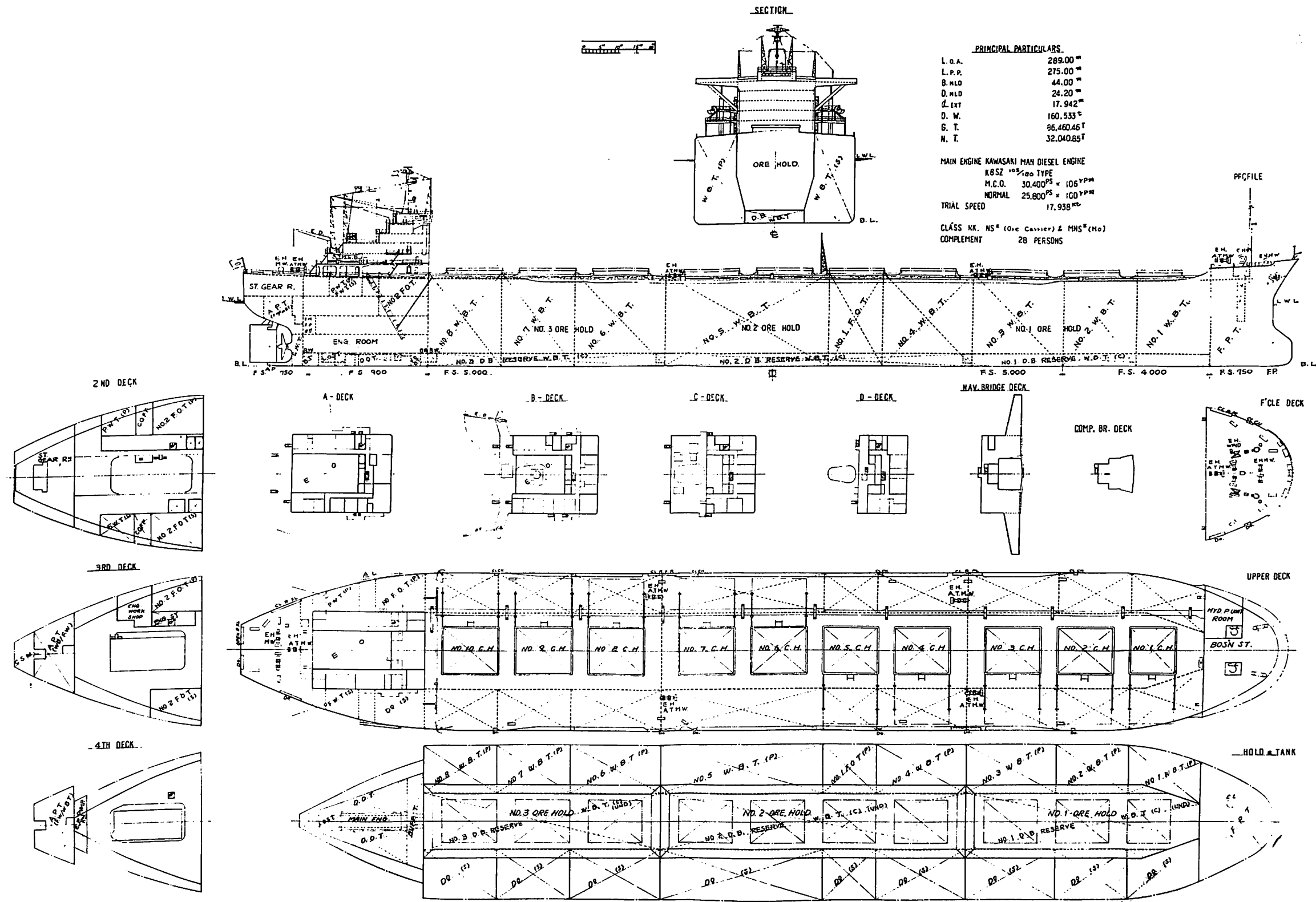
ダイアミド事業部

東京 千代田区有楽町1-3(東宝有楽ビル)03(216)3971~3973

大阪 東区瓦町3丁目8 06(202)1181

名古屋 中村区堀内町2丁目(堀内ビル) 052(582)8511

★「ダイアミドニュース」を発行しています。ハガキ(会社名記入のこと)でお申しこみください。



PRINCIPAL PARTICULARS.

L. O. A.	289.00 <sup>m</sup>
L. P. P.	275.00 <sup>m</sup>
B. MLD	44.00 <sup>m</sup>
D. MLD	24.20 <sup>m</sup>
Δ EXT	17.942 <sup>m</sup>
D. W.	160.533 <sup>t</sup>
G. T.	96,460.46 <sup>t</sup>
N. T.	32,040.85 <sup>t</sup>

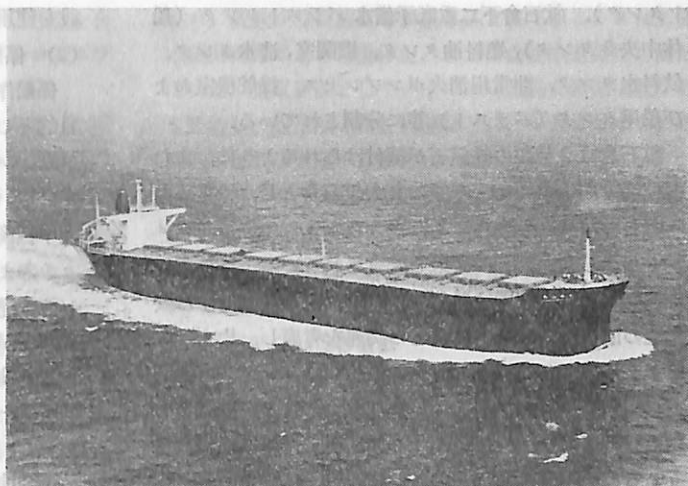
MAIN ENGINE KAWASAKI MAN DIESEL ENGINE  
 K.B.SZ 105/180 TYPE  
 M.C.D. 30,400<sup>PS</sup> × 106<sup>YPM</sup>  
 NORMAL 25,800<sup>PS</sup> × 100<sup>YPM</sup>  
 TRIAL SPEED 17.938<sup>kt</sup>  
 CLASS MK. HS\* (Ore Carrier) & MNS\* (Mo)  
 COMPLEMENT 28 PERSONS

千曲丸一般配置図

# 大型鉱石運搬船

## “千曲山丸”について

川崎重工業株式会社  
神戸工場造船設計部



### 1. ま え が き

本船は大阪商船三井船舶株式会社ならびに、新栄船舶株式会社御注文により、第27次計画造船として当社神戸造船所において建造された鉱石船である。本船は神戸工場で建造する最大の標準経済船型として開発された15万トン型の船型で第3番船に当る。

昭和46年8月30日起工、同年12月18日進水、昭和47年3月23日に竣工し、すでに日本～オーストラリア間の処女航海を予定通り終了し、引き続き第2次航に就航している。なお当社では数隻の同型船建造を予定している。

以下本船の概要を述べる、

### 2. 船 体 部

#### A. 主要々目

船 級	日本海事協会	NS* (Ore carrier) & MNS* (M0)
全 長		289.00 m
長 さ (垂線間)		275.00 m
幅 (型)		44.00 m
深 さ (型)		24.20 m
満載喫水 (キール下面より)		17.942 m
満載排水量		186,958 t
載貨重量		160,533 t
総トン数		86,460.46 T
純トン数		32,040.85 T
鉱石倉		92,455.3 m <sup>3</sup>
燃料油タンク (含ディーゼルオイル)		12,239.0 m <sup>3</sup>
潤滑油タンク		75.1 m <sup>3</sup>

清水タンク (除水バラスト・清水兼用タンク)

592.6 m<sup>3</sup>

バラストタンク (含水バラスト・清水兼用タンク、予備水バラストタンク)

135,221.4 m<sup>3</sup>

主機関 川崎 MAN 2サイクル, 単動クロスヘッド, 排気ターボ 過給機付 ディーゼル 機関 K 8 SZ 105/180型

1 基

連続最大出力×回転数

30,400 PS×106 rpm

常用出力×回転数

25,800 PS×約100 rpm

速 力 試運転連続最大速力 17.938 kt  
満載航海速力 (常用出力15%シーマージン)

15.48 kt

航続距離 41,100 海里

乗 組 員 28 名

甲板部士官	4	甲板部部員	6
機関部士官	4	機関部部員	6
事務部士官	2	事務部部員	4
見習士官	1	その他	1

#### B. 船体一般

本船の主要要目は、鉱石運搬船として予定されている航路、積地および揚地の諸条件に適合する優れた運航性能を目標として決定された。

本船の配置は一般配置に示すように全通甲板一層、船首楼付平甲板型船で船尾に機関室および居住区を配置している。本船の上甲板下の船体は縦通隔壁、部分甲板等により船首タンク (バラスト)、鉱石倉 (3区画)、ウィングタンク (バラスト、各舷8タンクおよび燃料油各舷



1タンク)、鉄石倉下二重底予備水 バラストタンク (船体中央3タンク)、燃料油タンク、機関室、清水タンク、飲料水タンク、非常用消火ポンプレセス、操舵機室および船尾タンク (バラスト) 等に分割されている。

鉄石倉は2種類の鉄鉄石が積付けられるように、また荷役能率向上のため、3箇の長大鉄石倉とし、一方にのみ鉄石を積付けた場合にも、過大なトリムや曲げモーメントが生じないように考慮し配置されている。側部水バラストタンクの配置は船体強度と1区画浸水に対する安全性の面から鉄石倉部構造との関連を考慮し、片舷1ロングタンクと7ショートタンクとした。ロングタンクは1区画浸水において過大なヒールを避けるために両舷を連結管にて結合されている。また鉄石倉は3区画になっているが、一番倉と二番倉との間の隔壁は密水構造とし船の安全性を高めている。

燃料油タンクは積地および揚地における喫水制限および積地がオーストラリアと南米東岸および西岸という距離的に非常に異なる航路のため、満載出、入港時共にオープンキールになるよう船体中央部附近と後部に配置されている。また上甲板中央部の約 0.6L 間には 50 kg/mm<sup>2</sup> 高張力鋼を採用している。

### C. 船体機装

#### (1) ハッチカバーおよび荷役設備

ハッチは荷役能率向上および積付を有効に行えるよう長大化し、一般配置図に示す如く 10 箇配置した。ハッチカバーは 1 枚パネル構造のサイドローリング型で、開閉には専用の開閉用油圧モーターを各ハッチに設け、ラックアンドピニオン方式により、ワンマンコントロールで開閉が出来るよう設備されている。

ハッチカバーの水密機構は従来のクリート締付方式に代つてパッキンレセスとカバー本体の間にスプリングおよび油圧シリンダーを入れ、油圧を抜くことによりスプリングによつてパッキンレセスを下方に、ハッチカバー本体を上方に押し上げるようになっている。ハッチカバーはストッパーで上昇を押えられるのでパッキンがコーミング付のバーに密着し水密が保たれるようになっている。ハッチカバーを開ける場合にはスプリングの押えを解くために油圧シリンダーに油圧をかける。押し上げた状態のパッキンレセスはカバー本体にぶら下つた状態になる。

以上の様にハッチカバーの開閉は各ハッチ間に設けられたコントロールスタンドから遠隔ワンマンコントロールが可能となり、甲板員の労力が非常に軽減されている。

また本船は特定港間に就航し、荷役はすべて陸上施

設を使用するため荷役設備は有していない。

#### (2) 係船装置

係船作業に要する作業員の減少、作業労力の軽減を目的として電動油圧甲板補機の採用、オートテンションウィンチおよびホーサ直巻式ドラムの採用等を行っている。ウィンドラスのジブシーホールのクラッチ、上甲板後部の 1 台のオートテンションウィンチのクラッチおよびブレーキ、鉄石倉部 4 台のムアリングウィンチの発停、正逆転および速度制御等は機側または遠隔操作が出来るようになっている。

電動油圧式揚錨機 47 t × 9 m/min 2 台  
(ホーサーウィンチとして)

(15 t × 15 m/min)

電動油圧式係船機 15 t × 15 m/min 1 台

ク (オートテンション機構付)

15 t × 15 m/min 6 台

電動油圧式係船機 15 t × 20 m/min 2 台

甲板補機用油圧ポンプ

90 KW × 150 kg/cm<sup>2</sup> 2 台

75 KW × 150 kg/cm<sup>2</sup> 1 台

75 KW × 130 kg/cm<sup>2</sup> 4 台

30 KW × 180 kg/cm<sup>2</sup> 2 台

#### (3) バラストおよび燃料油装置

各バラストタンク内および機関室内の弁は全て油圧操作式とし、上甲板居住区左舷に設けられたバラスト制御室から遠隔操作によりバラストの注排水が行えると共に液面の遠隔監視も可能なように電動フロート式液面計を装備している。また燃料タンクについてもバラスト同様に制御室から液面の遠隔監視が可能なように装備されている。

バラストポンプ 2,500 m<sup>3</sup>/h × 35 mTH 1 台

バラストポンプ兼予備海水冷却水ポンプ

2,500 m<sup>3</sup>/h × 35/20 mTH 1 台

消火ビルジバラストポンプ

400/200 m<sup>3</sup>/h × 42.5/85 mTH

1 台

消火雑用ポンプ 400/200 m<sup>3</sup>/h × 42.5/85 mTH

1 台

#### (4) 居住装置

居住区画は船尾部機関室上方に設けられ、特に防振対策に留意して計画し居住性の向上をはかっている。

居室は全て個室とし、総合事務所を設けて船内事務と私生活を分離すると共に、公室として職員および部員のそれぞれに食堂および喫煙室があり、さらに倶楽室 (和室) およびスポーツ室等を設け船内生活の充実

を配慮している。また航海関係諸室および調理室を含め、公室・居室の全室に対してエアコンディショニングを施している。

司厨部関係についてはセルフサービスシステムの採用、厨房機器の電化、配置の合理化により司厨部員の労力軽減をはかっている。

### (5) その他

B 甲板後部両舷に旋回式電動ダビットを設け粗食および機関部品の積込を著しく容易にした。舷梯操作は電動ウィンチにより1人の作業員で容易に引揚げ、引起しが出来る様式とした。

居住区用および機関室用の外気取入口にはそれぞれエアワッシャーを取付け、荷役時における塵埃の侵入を防ぐような装備がなされている。

## 3. 機 関 部

### A. 機関部一般

本船は主機関として川崎 MAN K 8 SZ 105/180 型ディーゼル機関1基を搭載しており、また日本海事協会の M0 規格取得のための諸装置を備え、通常航海中は24時間の機関の無人化運転が出来るようになっている。

主機は操舵室コンソール、機関制御室コンソールおよび機側の3場所より操縦することが出来る。操舵室のコンソールにはエンジンテレグラフ兼主機操縦レバー、主軸回転計を初めとして主機関および機関室内機器の異常警報のうち重要なものの警報窓等が設けられており、操縦レバーのワンタッチ操作で主機の発停、逆進、危急停止などを行うことが出来る。機関の無人化時には機関部の異常を居住区の必要な部屋にも警報することが出来る。機関制御室は上甲板左舷側に設けており、主機は操舵室と同様に電気一空気式で遠隔操縦ができるが、エンジンテレグラフとは別の機構を有している。機関制御室には機関部の遠隔監視または遠隔操作作用として、主機および補機遠隔操作卓、グラフィックパネル、発電機計器盤、データロガーキュービクル、主機操縦装置用キュービクルがある。遠隔操作卓には、エンジンテレグラフ、主機操縦レバー、主軸回転計、主機および発電機関係、温度計、圧力計、主機関の異常表示灯、補機類遠隔操作ボタンおよびデータロガー操作盤等があり、またグラフィックパネルには機関部補機類の運転表示灯および警報表示灯等があり、機関部の状況がグラフィック表示により一目でわかるようにしている。

データロガーは機関部の重要機器の圧力、温度、回転、流量積算値等の記録、表示および警報監視をしている。機側操縦台には主機関係の圧力計、エンジンテレグ

ラフ、機械式操縦装置等が組み込まれている。また主機は機関異常による自動停止、および自動減速装置を備えている。発電装置としてディーゼル駆動交流発電機3台を装備し、通常は2台並列運転とし、1台または2台の異常により予備機が自動起動する。

補助ボイラーは船用乾燃室式円ボイラー1基を備え、機関部および船体部雑用に必要な蒸気を供給する。また排ガスエコノマイザー1基を装備し、航海中に必要な加熱用蒸気を供給する。

### B. 機関部自動化の概要

#### (1) 主機ディーゼル

主機の起動、停止、逆転、自動停止、自動減速、燃料調節等の遠隔操作

#### (2) ディーゼル発電機

遠隔停並びにガバナーマーターを遠隔操作して回転数の調整

#### (3) 補助ボイラー

自動燃焼装置、自動給水加減器の各種指示および警報装置

#### (4) その他

主要系統における温度または圧力の自動制御、主要補機の遠隔操作、自動発停および自動切換、燃料油の連続清浄

### C 重油タンクへの自動補給

#### A 重油タンクへの自動補給

#### (5) 遠隔操作および監視装置

##### ① 操舵室主機操縦台

エンジンテレグラフ兼主機操縦レバー

主機関の遠隔操縦に必要な主軸回転計、起動空気圧力計および警報装置

機関部無人化時の警報装置

##### ② 機関制御室

###### ◎遠隔操作卓

エンジンテレグラフおよび主機操縦レバー

主補機運転に必要な圧力計、温度計、回転計、表示灯および警報装置

補機遠隔操作作用ボタンおよびスイッチ

データロガー操作パネル

###### ◎グラフィックパネル

主補機運転に必要な警報装置

補機運転表示

主要タンクの液面警報

###### ◎発電機計器盤

発電機運転に必要な計器および警報装置

###### ◎データロガーおよびアラームプリンター

主要機器の圧力、温度の記録、表示および警報監視

主機の回転数、燃料ポンプ、ラックスケールおよび燃料消費量積算値の記録および表示

③ 機側主機操縦台

主機運転に必要な圧力計、回転計、および表示灯

機械式主機操縦装置

C. 機関部主要要目

(1) 主機関

川崎 MAN K 8 SZ 105/180 型 2 サイクル、単動ク  
ロスヘッド排気ターボ過給機付ディーゼル機関

1 基

川崎重工製

連続最大出力×回転数 30,400 PS×106 rpm

常用出力×回転数 25,800 PS×約 100 rpm

(2) プロペラ

5 翼 1 体式 Ni-Al-BC 1 基

直径×ピッチ 7,300 mm×5,343 mm

(3) ディーゼル発電機

原動機 4 サイクル単動堅型トランクピスト  
ン 8 PS HTC-26 D ディーゼル機関

3 基

ダイハツ製

出力×回転数 1,120 PS×720 rpm

発電機 交流自励式自己通風防滴機型

大洋電機製

出力×電圧 960 KVA×450 V

(4) 補助ボイラー

乾燃室式円ボイラー 1 基 大阪ボイラ製  
OE-9 型

蒸発量×蒸気圧力 最大 2,000 kg/h×8 kg/cm<sup>2</sup>

(5) 排気エコノマイザー

ラモント型 強制循環式 1 基 川崎重工製

蒸発量×蒸気圧力 2,000 kg/h×7 kg/cm<sup>2</sup>G

(6) 主空気圧縮機 30 kg/cm<sup>2</sup>G×360 m<sup>3</sup>/h(FA)

2 台

(7) ポンプ

海水冷却水ポンプ 1,600 m<sup>3</sup>/h×20 mTH 1 台

ジャケット清水冷却水ポンプ

710 m<sup>3</sup>/h×30 mTH 2 台

ピストン清水冷却水ポンプ

280 m<sup>3</sup>/h×50 mTH 2 台

潤滑油ポンプ 160 m<sup>3</sup>/h×5 kg/cm<sup>2</sup>G 2 台

過給機潤滑油ポンプ

7.5 m<sup>3</sup>/h×3.5 kg/cm<sup>2</sup>G 2 台

燃料油移動ポンプ 65 m<sup>3</sup>/h×3 kg/cm<sup>2</sup>G 1 台

燃料油昇圧ポンプ 10 m<sup>3</sup>/h×5 kg/cm<sup>2</sup>G 2 台

給水ポンプ 4 m<sup>3</sup>/h×100 mTH 2 台

ボイラー水循環ポンプ

20 m<sup>3</sup>/h×40 mTH 2 台

ビルジポンプ 10 m<sup>3</sup>/h×25 mTH 1 台

スラッジポンプ 5 m<sup>3</sup>/h×60 mTH 1 台

飲料水ポンプ 5 m<sup>3</sup>/h×50 mTH 1 台

清水ポンプ 7 m<sup>3</sup>/h×50 mTH 2 台

予備冷却兼バラストポンプ

1,600/2,500 m<sup>3</sup>/h×20/35 mTH

潤滑油移動ポンプ 5 m<sup>3</sup>/h×3 kg/cm<sup>2</sup>G 1 台

噴燃ポンプ 480 kg/h×23 kg/cm<sup>2</sup>G 2 台

海水サービスポンプ

200 m<sup>3</sup>/h×30 mTH 2 台

A 重油サービスポンプ

5 m<sup>3</sup>/h×3 kg/cm<sup>2</sup>G 1 台

C 重油サービスポンプ

7 m<sup>3</sup>/h×3 kg/cm<sup>2</sup>G 1 台

冷凍機用冷却水ポンプ

60 m<sup>3</sup>/h×30 mTH 1 台

バラストポンプ 2,500 m<sup>3</sup>/h×35 mTH 1 台

(8) 清浄機

ディーゼル油清浄機 2,500 l/h 1 台

燃料油清浄機 3,700 l/h 3 台

潤滑油清浄機 2,500 l/h 2 台

潤滑油清浄機 2,500 l/h 1 台

(9) ボイラー送風機 11.3 Nm<sup>3</sup>/min×230 mmAq

1 台

〃 48 Nm<sup>3</sup>/min×100 mmAq

1 台

(10) 廃油脱却炉 25 l/h 1 台

(11) 空気タンク

主空気タンク 20 m<sup>3</sup> 2 台

発電機始動用空気タンク 100 l 1 台

(12) 主機解放クレーン 8,000 kg 1 台

(13) 飲料水殺菌装置(紫外線式) 1 m<sup>3</sup>/h 2 台

(14) 冷暖房機(パッケージ型) 28,200 kcal/h

2 台

4. 電 気 部

A. 電気部一般

本船の電気設備はその使用電圧が AC 440 V, 60 Hz, 3φ または 1φ, AC 100 V, 60 Hz, 3φ または 1φ, お



よび DC 24 V の 3 種類よりなっている。

主発電機は自動式とし、ディーゼル発電機 3 台を機関室に設備している。通常航海、出入港および荷役時（バラストポンプ運転せず）には、発電機 2 台にて電力を供給する。また主配電盤は機関室に装備しているが、発電機は上甲板の機関制御室から遠隔制御できるようにしている。

電動機は一般に箱形全電圧起動式、ケーブルは一般にビニールシールのものを使用し、ともに重量および価格の低減をはかっている。

また、従来の交流 110 V の代りに交流 100 V を採用し、船舶用として使用可能な汎用電機器の導入による価格の低減と供給を容易にした。

主送信機は SSB 兼用中・短波 1 台とし、主送信機、管制装置、補助送信機、受信機 3 台、自動電鍵装置をコンソール形受信卓に組込んで通信士の操作の便をはかった。

### B. 電気部主要目

- (1) ディーゼル発電機 自動式 自己通風 防滴横形, 960 KVA, AC 450 V, 1232 A, 3 φ, 60 Hz, 720 rpm 3 台
- (2) 変圧器 乾式据置形 30 KVA×3, 10 KVA×1 440/100 V, 1 φ
- (3) 蓄電池 鉛蓄電池 DC 24 V 300 Ah 通信の予備灯用および無線用 各 1 組
- (4) 充電装置 半導体整流器浮動充電方式 1 台
- (5) 配電盤 自立デッドフロント形
- (6) 送信機
  - (a) SSB 兼用中・短波主送信機

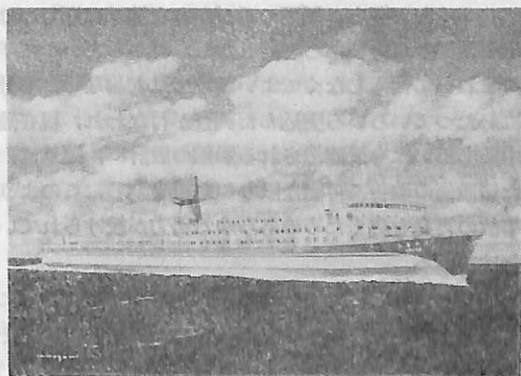
- 協立 T-12 G-SSB 1 台
  - (b) 中・中短・短波補助送信機
    - 協立 T-U07 1 台
  - (7) 受信機
    - (a) SSB 用全波受信機 協立 SS-68 X/R 1 台
    - (b) 全波受信機 協立 SS-66 XA/R 2 台
    - (c) 管制盤, 自動電鍵装置, 自動警急受信装置, 救命艇用携帯無線機, 模写電送受信装置 各 1 式
  - (8) VHF 無線電話, 国際港湾用および国内港湾用 各 1 台
  - (9) ブリッジコンソール 1 台
  - (10) 電話装置
    - (a) 共電式電話機 3 組
    - (b) 自動交換電話機, 交換機 1 台, 電話機 46 台
  - (11) 船内指令装置 指令装置本体 1, 遠隔管制盤 2, マイクロフォン 13, 拡声器 42
  - (12) 船室用ラジオ 1, ステレオ 2, テレビジョン 白黒およびカラー各 1, カラービデオテープレコーダー 1
  - (13) 電気式プロペラ軸回転計, 舵角指示器, エンジンテレグラフ (主機関遠隔操縦装置兼用), エンジンテレグラフロガー 各 1 式
  - (14) 航海機器
    - 磁気コンパス, レーダー, 旋回窓 各 2
    - ジャイロコンパス, ジャイロパイロット, コースレコーダー, 測深儀, 風向風速計, 無線方位測定機, ロラン電磁式測程儀 各 1
  - (15) 電気式水晶制御方式時計 親 1, 標準 1, 子 42
- (完)

### 大型高速カーフェリー“あるかす”

瀬戸田造船で建造中の大型高速カーフェリー“あるかす”(9,800 総トン)は、4 月 13 日進水した。本船は、日立造船が受注し瀬戸田造船で建造をすすめているもので、引渡し後は、名古屋一大分間(712 km)を片道 20 時間で往復する予定である。なお本船の他姉妹船“あるびれお”も 48 年 1 月完成を目標に建造をすすめている。

#### 主要目

長さ(垂線間)	155.00 m	
幅(最大)	24.00 m	
幅(計画満載吃水線にて)	22.00 m	
深さ	9.70 m	
総トン数	9,800 トン	
搭載車両台数	8 T 積トラック	95 台
	乗用車	74 台
旅客定員	貴賓室	2 名
	特等	60 名
	1 等	108 名
	2 等	528 名
	ドライバー	70 名
計	854 名	



完成予想図

主機関	日立 B&W 45 HU 型ディーゼル機関	2 基
最大出力	9,400 PS×2	
最大速度	24 ノット	
乗務員	クルー	22 名
	サービス関係	38 名

# 大型鉱石運搬船に働らく波浪外力と船体強度

安藤文隆\*  
花岡達郎\*

—「かりふおるにあ丸」の沈没事故に関連して—

## 1. 序 論

大型鉱石運搬船「かりふおるにあ丸」が東太平洋で激しい荒天に遭遇して沈没したのが昭和45年2月だから、すでに2年以上も前のことになる。しかしこの沈没事故によつて造船界、海運界、あるいは学界の受けた大きなショックは今後何年経つてもそう簡単には消えないことだろう。それ程この事件は各方面に大きな波紋を投げかけて多くの反省の材料となり、また船の設計、運航等について多少誇張していえばものの考え方の根本まで廻つて多くの議論を呼んだものである。そしてこれを契機として各方面であるいは直接的な原因究明とその対策が、あるいはこの事故を他山の石としたさらに前向きな研究や諸施策が行なわれ、また現在も極めて大きな規模で進行中である。

沈没の原因についてはいろいろ議論されているが、現在までのところ運輸省の調査委員会(注)の報告書で出されたように確定的なものは掴めていない。常識的にもこのような荒天中の海難事故は当時の気象・海象、運航、船体の三者が互いに極めて多くの要因に複雑に支配された結果として生じたものと考えられ、しかも船体そのものは6,000mの海底深く沈んでしまつてそれを調べるすべが全くない現在、原因の手がかりを適確に掴むのは極めて困難なことであろう。しかし、だからといって手をこまねいて何もしなくてよいわけでは勿論なく、各分野にわたつていろいろ突込んだ調査が行なわれ、現在運航中、あるいは今後建造される船舶の設計に、運航に、また諸設備の改善に可能な限りの対策を講じ、このような事故の再発を防ぐためのあらゆる努力が続けられているわけである。

ここでは以下船体に対していろいろ考えられることについて述べ、それに関連して行なわれた実験の概要とその考え方について紹介したいと思う。

一般に船に限らず、陸上の建造物にしても航空機にしてもその設計の基本的な考え方は使用中の荷重(外力)

\* 船舶技術研究所

(注) 「かりふおるにあ丸」の海難の直後、運輸省に「大型専用船海難特別調査委員会」が設けられ昭和45年8月に中間報告が、また昭和46年6月に最終報告書が出された。

に十分耐え、しかもなるべくむだのない経済的なものにするということである。つまり安全性と経済性という互に相反する要求をどのように満足させつつ構造物としてまとめるかというのが設計者の苦心するところであり、また安全性、経済性という抽象的な概念を自然の原理に従つて具体的には把らえ、設計に使えるような形に持つてくのが研究者の仕事であるといえる。

このことを船の安全の見地からもう少し具体的に言うと、船の使用中の外力としてはいろいろ考えねばならないが、荒天航行中の波の力が最も本質的なものであり、これに十分に耐えるように材料の選定や構造法、寸法が決められなければならない。これには現在の最新の造船学の知識をもとにして電子計算機を縦横に駆使して合理的で安全な船が設計されているのである。従つて、もし船に働らく外力が初めに考えていた通りのものであり、また船の材料や構造寸法などからきまる強度が予想通りのものであるならば、船は壊れる道理はないし、沈没事故など起り得ない。それが現実に壊れ、沈んだからには結果的に単純に考えれば、その瞬間には外力が構造物の耐えられる力を上廻つていたことは事実である。ただここで一寸注釈を加えねばならないのは、このことは船が弱かつたのだとか設計に誤りがあつたということに、直接には結びつかないことである。耐熱ガラス製のコップに熱湯を入れて割れたらコップが悪いけれど、床の上に落したり、地震で棚から落ちて割れたのなら、この場合はコップには直接の責任はない。なぜならコップはそのような力に耐えるようには作られていないからであり、それを防ぐには落ちないようにするほかはないし、それでも落ちるような大地震が来たのならこれは止むを得ないことである。あとはそれによつて惹き起されるそれ以上の損害、災害を防ぐことを考えるべきである。例があまり適切でなかつたかも知れないが、要するに物が壊れるか壊れないかは、外力とその物の破壊強度とのかね合ひできまることである。

話はこのように単純明快であるが、船の場合は極めて難かしい問題がつきまとう。まず外力である。前に言つたようにこの外力は主として荒天中の波浪によるものを考えるわけであるが、この波浪そのものが非常に複雑で掴まえどころがない。さらにその波浪によつて船体に加

わる外力となると、船の運動との関連で生ずるものなのでますます複雑さを増してくる。外力の性質にしても比較的ゆつくり変動する力と衝撃的な力が考えられるが、これらがどのような条件下でどんな大きさのものが生ずるかもはつきりしない。一般にこのような新しい未知の問題を解明するには模型実験と実物実験の両方から突込んで行き、基本的性質と実際上の現象とを関連づけてそのものの本質を研究するのが普通の行き方である。ところが外力の問題に関しては模型実験（この場合は水槽による実験）を行う場合に困ることは荒海で実際に生ずる波の基本的な性質がまだ完全には分っていないこと、またたとえある程度明らかになつていても人工的にこれを再現することが極めて難しいことである。一方、実際の海に出かけて行って荒天時の波の状況とか、その波によつて船がどのような力を受けるかを直接とつてくることはちよつと考えると一番よい方法のように思われるが、これまた大変なことである。膨大な経費と時間をかけ、多くの計測器を駆使した最新の計測技術によつてもあの複雑な波そのものを船の上から正確に捕えることはまだまだ極めて難しいことであるし、外力の計測も幾多の困難がある。しかも一度や二度、海に乗り出して行つたとしても期待通りの（たとえば「かりふおるにあ丸」が沈んだときのような）荒天に会うという保証はないし、船はなるべくこのような荒天を避けて通ることを考え合せればそのチャンスは非常に少いと思われる。従来からも模型実験や実船実験も行われ、外力に対してある程度の資料は得られてはいたが、設計のきめ手になるほどはつきりしたものが揃えていなかったのはここに述べたような困難さのためであり、そのため外力に関しては今まで造船学の中では一つの大きな未開拓の分野として残されて来たものである。

さらに船体の強度そのものについても、この複雑な外力に対応してその絶対的な強さ（たとえば大きな力がかかつたときどのようにして構造物は壊れて行くのか、繰返し荷重や衝撃的な荷重に対してはどうなのか）に対してはまだまだ不明のことが多い。船が沈んだからにはどこかの外板が破れて海水が浸入したに違いないが、その破壊した過程、機構がどうもよく分らない。大型船の外板は小型船に比べればそれなりに厚くなつてはいるが、他の寸法との相対的な関係から言えば比較的薄いことは確かだろう。外板が破れた原因を単純にその板厚が薄いためだと考える人もいるかも知れないが、板というものは横から加わる力に対しては想像以上に強いものである。板はたとえ大きな変形はしてもなかなか破れないことはいろいろな模型実験で経験することであるし、実際の船

でも船首付近の船底や外板が波にたたかれて変形することは時々あるが、そのような場合にも外板そのものが切れたり破れたりすることはほとんど例がない。このことから考えると外板がもし本当に破れたのなら、それは板単独ではなくて骨つき板全体の破壊の問題として考えるべきだろうし、あるいは未だ完全には分っていない衝撃や疲労の問題などが関連しているのかも知れない。とにかく構造物の破壊という問題に対しては、現在得られている知識はまだ不十分であることは認めざるを得ない。

以上で船に対する外力および破壊強度に関係あることを述べたが、話を未解決の問題点ということにしぼつたため、分らないことが多いということを少々強調し過ぎたかも知れない。しかし古い歴史を持つ造船工学の基礎の上に立つた現在の最新の造船技術は、たとえば安全性の問題一つをとつても、実際の損傷例の解析等で現在の考え方の正しさを確認しながら一歩一歩進んで来たもので、決して分らないままに、あるいは安全性を無視して船が造られているなどあり得ないことである。ただ以上に述べたような学問的に未知の分野があることも事実であり、そのため大型鉱石運搬船等の専用船や、超巨大タンカーなど経験に乏しい新しい型の船に対して合理的設計に、ある限界（たとえば場所によつては安全率を増すなど）が存在することも事実であろう。これを克服するには広い意味での強度計算法の精密化が必要であり、それには前記の未解決の諸問題を真正面から取り組んで解決する以外に方法がない。そしてこれが同時に「かりふおるにあ丸」の苦い経験を生かす道でもあろう。

以下に述べる鉱石運搬船に対する波浪外力および破壊強度の実験は「かりふおるにあ丸」を直接対象にしているが、これから始まつたこの極めて困難な大研究の前座を勤めたもので、内容もさることながら、その考え方や方法論的な意義が評価されるべきであろう。

## 2. 模型試験より推定される波浪荷重の実際

波浪中の船体運動は横揺運動の一部を除き、ほとんどが線型運動の枠内で考えても大差ないことが経験的に知られていた。線型の仮説は船体運動の研究に多くの貢献をして来たが、一方では船体運動の実際を見極める障害になつたところもある。

線型の仮定によれば、運動は波高に比例するので、模型試験に際し、波高は実験計測精度上、最良と考えるものを選び、波高がもたらす実際の効果に対しては特に関心が持たれなかつた。したがつて、荒海面における船体運動に対する一般的認識は無限小波高の波浪中の船体運



動そのままの所が多分にあつた。例えば、「平水中 15 ノットで走る船は波高 10 m 以上の海域でもそれに近い速度で走れる」と考えてしまうようなことである。これが真実ならば、荒海中、船体は屢々その半分を水面下に没し、大きな波浪荷重を受けることが珍しくないことになる。しかし、現実には大型専用船は荒海面であり激しい縦動揺はしていない。

このような船体運動の論理的推測と現実との食違いを正し、荒海面における船体運動と波浪荷重の実際を模型試験資料をもとに説述しようとするのが本章の目的である。

以下の解説で波浪衝撃水圧 (2.2 参照) の実際にはほとんど触れていない。現在、これの実験的研究が準備段階にあつて、現実の現象がほとんど不明のためである。

実際の荒海面は不規則で混然としたものであるが、大型専用船の場合、船体運動を起させる波は波長のかかなり長いうねりで、これは規則波に近い。すなわち規則波の場合が船体運動は最も激しく、波浪変動水圧としても激しい状態になる。

本文で規則波中の現象だけを取上げたのは規則波の積み重ねで不規則のものが得られるということのためではなく、後述の如く、規則波中における波浪変動水圧は種々の荒海面におけるそのうちでも、苛酷な上限に属すると考えたからである。

### 2.1 波浪荷重とは何か

船が平水中に浮ぶときは、船体の各断面内で見ると、図 2.1 の点線で示すような静水圧を受ける。

これが波浪中になると、船は縦揺れによつて、船首を波に突込み、横揺れによつて、甲板が洗われるようなことになり、船体周囲の水圧はあるところでは増加し、また他の部分では減少する。船体強度の分野ではこれを一般に波浪荷重と呼んでいる。この水圧の長さ方向の変化は船

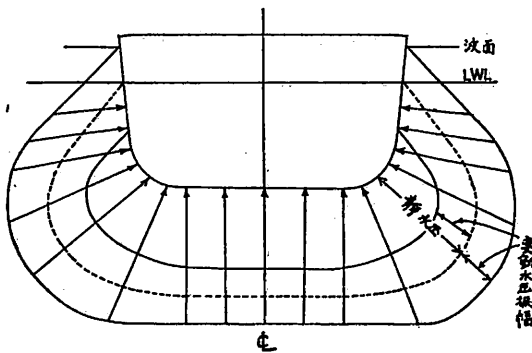


図 2.1

体の縦曲げの原因となり、また横方向の水圧の分布形は船体の横強度に密接に関係する。

波浪荷重の縦方向の分布に関してはこれまでかなり研究されているが、横方向のものは少く、特に大型専用は船に関する資料は皆無に等しい。本文に述べる波浪荷重は横方向に関するものである。

### 2.2 波浪荷重は波浪変動水圧と波浪衝撃水圧に分けて考える

波浪荷重は現象的にもまた力学的にも、変動水圧と衝撃水圧に分けて考えるのがよく、またこうすると実験および解析を精度よく行うことができる。

波浪変動水圧とは、波浪中にある船体を受ける水圧で、船の動揺周期とはほぼ同じ周期と持続時間で変動するものをいう。これは船体全体と波浪との相対運動による流体力に基づいている(図 2.1 参照)。変動水圧は時間的変動が緩慢であるから、これの模型試験による計測は比較的容易であるし、またこれを外力として船体構造解析を行う場合はほぼ静力学の取扱いをして差支えない。

一方、波浪衝撃水圧とは波浪中にある船体外板の一部が波面と衝突する際生じる瞬間的圧力のことで、実船経験、模型試験等から、その持続時間は百分の数秒、その大きさは一平方米当り数十屯に達すると云われる。

水面衝撃現象 そのものおよび slamming に関連する水面衝撃はかなり以前から多くの研究結果が公表されているが、船側における衝撃水圧現象はその大きさおよび発生条件等があまり知られていない。

船側波浪衝撃水圧の発生条件等の調査には、自航模型船による水槽試験が適当と思われるが、模型試験が Froude の相似則に準拠して行われるため、水との相対速度が小さく、したがって衝撃水圧の絶対値が小さい。微小衝撃水圧の計測技術を開発するため、かなりの予備試験が必要であろう。更に、表面張力に関する相似則、すなわち Weber 数をどう取扱うかも重要な課題である。

### 2.3 船研で行われた「かりふおるにあ丸」模型の水槽試験は新しい表現形態のものである

「かりふおるにあ丸」海難調査の一環として、船舶技術研究所では昭和 45 年に「かりふおるにあ丸」模型の水槽試験を 400 m 長水槽および 80 m 角水槽において行つた。その要目は表 2.1 の通りである。

400 m 長水槽は船の抵抗試験専用の試験水槽であるから、そこでの波浪中試験は縦波中のものに限定されるが、実験精度が高いという利点がある。ここにおける試験は基礎的な問題の追求に重点をおいたもので、船体運

表 2.1 「かりふおるにあ丸」模型水槽試験要目一覧

		長 水 槽	角 水 槽
模 型 船	材 料 長 さ 喫 水	木製および一部金属の構造模型 5.4 m (1/38.9 scale) 冬期乾舷状態	木製 4.0 m (1/52.5 scale) 同左
実 験 状 態	$\lambda/L$ 波 高 ( $H_w$ ) 波の方向 ( $\alpha$ ) 不 規 則 波 船 速	0.25, 0.5, 0.75, 1.00, 1.25, 1.50 $H_w/\lambda=1/50, 1/40, 1/30, 1/20$ $\alpha=180^\circ$ , 停止時のみ方向を変える。 参考実験 $F_n=0.05, 0.10, 0.15$ 実船の 4.4 ノット, 8.8 ノット, 13.2 ノットに相当する。	0.5, 0.75, 1.00, 1.25, 1.50 $H_w=20$ cm (実船で 10.5 m) $\alpha=180^\circ, 165^\circ, 150^\circ, 135^\circ, 120^\circ, 90^\circ$ 参考実験 プロペラ回転数を一定 (静水中で実船の 15.8 ノットに相当) にした。 したがって, 船速は波の状態で変る。
計 測 項 目	船 体 運 動 船 速 加 速 度 水 圧 相 対 水 位 応 力	縦揺角, 上下動, 前後動の変位 台車速度による。 船首, 中央, 船尾の各位置の上下加速度, 重心の前後加速度。 SS 9 $\frac{1}{4}$ , SS 8 $\frac{1}{2}$ , SS 5 でガースに沿う 7 点 におけるもの。 SS 9 $\frac{1}{4}$ , SS 9 $\frac{1}{4}$ , SS 8 $\frac{1}{2}$ , SS 7, SS 5 の 5 点におけるもの。 トランスリングの応力	縦揺, 横揺, 偏揺の各角速度 模型船位置指示機による。 重心における上下動, 前後動の加速度。 SS 9 $\frac{1}{4}$ , SS 8 $\frac{1}{2}$ でガースに沿う 7 点に おけるもの。 SS 9 $\frac{1}{4}$ および SS 8 $\frac{1}{2}$ より少し後方に おけるもの。

動, 波浪荷重等に及ぼす船速, 波高の影響を調べたものがその主要な部分となっている。波浪中試験の方法は, 波高をかなり高いところまでとつた以外はこの型的水槽で一般に行われているものとほとんど変りなく, 船速, 波長, 波傾斜をパラメータにし, またその結果も従来と同じに, それ等の量を変数として表現してある。

角水槽における模型試験の技術的部分は, これまでに公表された文献に書かれている通りであるが, 実験における思考と表現の形態は在来一般の波浪中試験においてとられたものとなり異なっている。

船体運動と波浪荷重を船の安全性の面から考察しようとするとき, 長水槽におけるような基礎的試験の積重ねによつて, 精密科学的に目的に到達するにはかなりの道程を必要とするし, また時には目標を誤る恐れもある。

荒天航海を行なう操船者の立場に立つと, 海洋環境として取上げるものはまず波高と波の方向であり, これに対処して操船上念頭にあるものは船の進路および機関トルクと回転数で, 船速および船体運動はその結果としてみとめる現象である。「かりふおるにあ丸」模型の角水槽における実験の計画と結果の表現はこのような現実を勘案したもので, 即物的要素を多分にもっている。波高一定 (実船の 10.5 米に相当する), プロペラ回転数を一定 (静水中の実船の 15.8 ノットに相当する) に保つて

試験を行つたのはこのためである。この結果から, 直ちに波浪の波長および船の進路が船速低下, 船体運動, 波浪変動水圧等に及ぼす影響を知ることができる。

実験結果は図 2.2~図 2.7 のように, 実船換算の次元をもつた数量で示してある。変動水圧のガースに沿つての分布形は波長および船の進路によつて変るものであるが, 記述を明快にするため, 多くの場合, 実船で満載吃水線の下方 2.8 m の位置における変動水圧を代表にとつて, それと船体運動との関連をたどり解説を進めている。

上述のように, 角水槽の実験は結果の表現を明快にすることをねらいとしたものであるが, それだけで目的が達せられるわけではない。長水槽で行つた在来の形式の水槽試験結果と総合することによつて, 現実の問題解明に役立つわけである。

2つの水槽試験結果のうちで, 船速が同じところで, 運動および波浪変動水圧を比較したものが図 2.8~図 2.10 に示してあるが, 両実験結果はよく一致している。

以上の実験で技術的に新しいところは変動水圧の測定であるが, それには豊田技研製水圧計 PMS-5 M-0.5 H (容量 500 gr/cm<sup>2</sup>) を用いた。この水圧計は高い感度をもっているが, 半導体ストレンゲージを使用しているので, 温度依存性が大きい欠点がある。この欠点を補い,

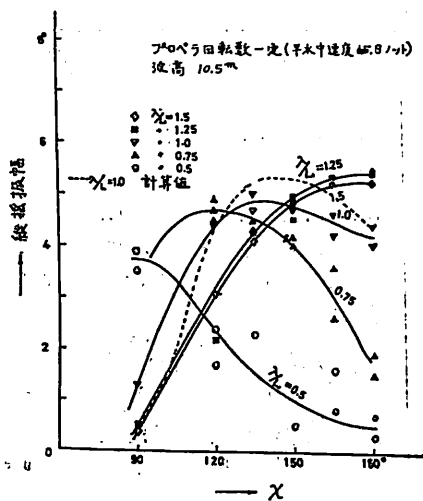


図 2.2

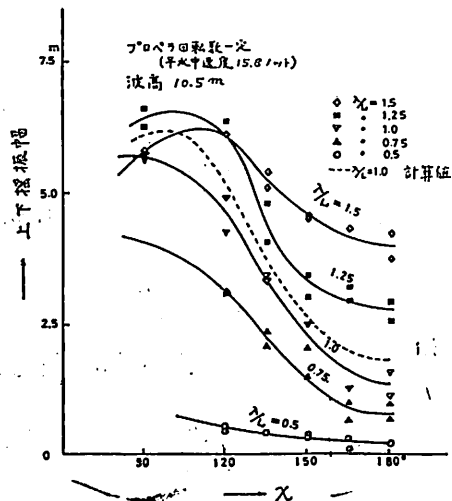


図 2.3

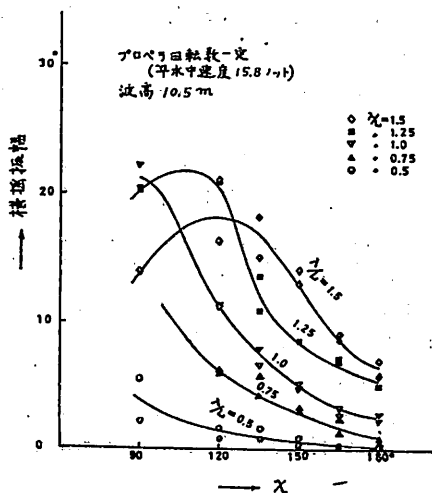


図 2.4

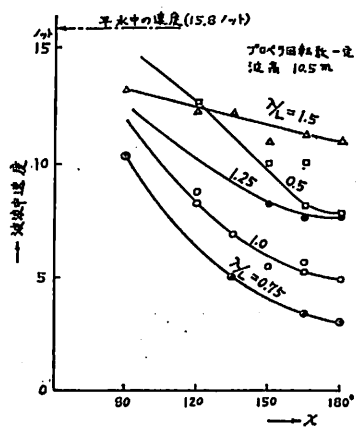


図 2.5

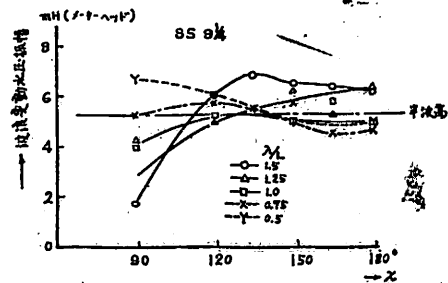


図 2.6 SS 9% 水線下 2.8 m の変動水圧

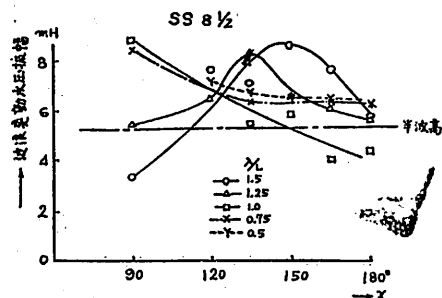


図 2.7 SS 8 1/2% 水線下 2.8 m の変動水圧 (波高 10.5 m)



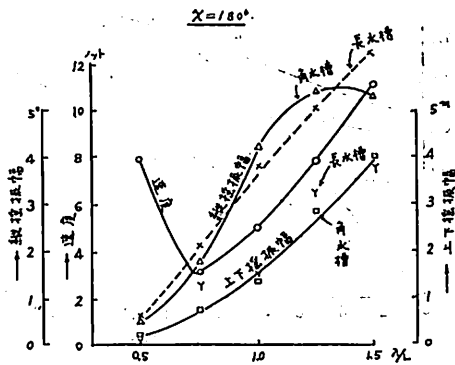


図 2.8  $\alpha=180^\circ$  における船体運動

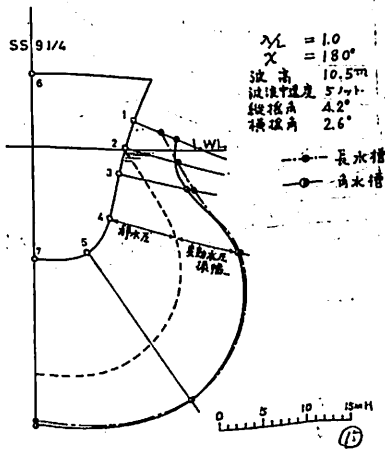


図 2.9

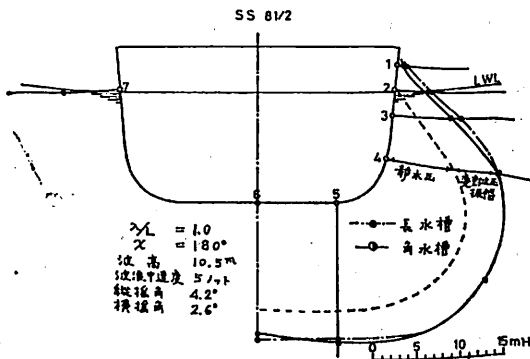


図 2.10

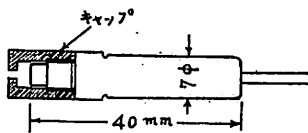


図 2.11 水圧計断面図

かつ受圧膜を保護する目的で、キャップをつけて使用している。それは図 2.11 に示す形状のもので、キャップの内部にシリコンオイルが満ちている。この圧力計の特性を調べるため、簡単な検定試験を行った。それはキャップの形状、材質、中に封じ込めたシリコンオイルの粘度を変え、圧力計の温度依存性を調べたものである。

その結果、孔の径を 2mm にすれば、温度応答、シリコンオイルの表面張力の影響等が実際の計測精度を阻害しない程度に押えられることが判明した。圧力計の出力のドリフトは数秒以内では計測精度に影響はないと見てよい。

また圧力計感度の温度依存性は  $1^\circ\text{C}$  に対して 1% 以下であることも判然とした。

以上の特性試験により PSM 型圧力計は変動水圧計測に充分信頼し得るものであることが明らかになった。

ただこの型の圧力計は温度に敏感な半導体ストレージにキャップとシリコンオイルを組合せた微妙な構成のものであるから、衝撃水圧の計測には適していないようである。「かりふおるにあ丸」模型の水槽試験では圧力計測に、すべてこの圧力計を用いたので、計測結果の整理に当って、衝撃水圧を取出すような解析は行っていない。

「かりふおるにあ丸」自航模型の角水槽における試験は高い波高の中で行つたものであるから、波による船の漂流が大きく、波との出合い角を一定に保つことに難渋した。この経験により、「かりふおるにあ丸」以後の角水槽における模型試験では自動方位設定装置を使用することにした。

この装置は実船の自動操縦装置とほぼ同じ原理のもので、船が所定の方位より  $\theta$  だけそれると、その角度および角速度に比例する舵角、すなわち

$$\delta = -a\theta - b\dot{\theta}$$

を自動的に操舵して、船の方位を所定のところに維持しようとするものである。a, b の適当な値は実験的に求める。

最近の模型試験では、この装置を使用しているので、船の方位はほぼ所定のところに保つことができるようになっている。ただこの装置は船の偏揺を押えることも考えられるので、舵固定の場合との比較試験を行う必要がある。

#### 2.4 波浪は船速を低下させる

波浪中の船は波によって、ほぼその伝播方向に流れ、かつ波に立つかあるいは波頂線と平行の方向に回頭させられる。船が前進速度をもつとき、回頭運動は舵によつて押えることができるので、ここでは特に問題とし

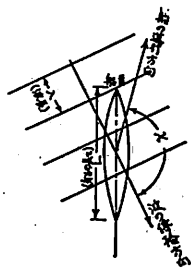


図 2.12

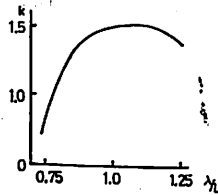


図 2.13

て取上げないことにする。

波の伝播方向に船が流される現象を漂流と云い、船の漂流を止めようとしたときの反力を漂流力と呼んでいる。船が前後非対称であつたり、前進速度をもつていたりすると、船に働く力が非対称となり、そのため漂流方向が波の伝播方向より幾分それるが、これは大した問題ではない。

漂流の船体前後軸方向成分によつて、船の対地速度は平水中よりも減少することになるが、これを波浪中の速度低下と云う。また漂流の船体横軸方向成分を普通、横漂流と呼んでいるが、ここでは説明を明確にするため、横漂流と呼ぶことにする。この横漂流のため、船体の前進方向は推進軸の方向と異なることになる(図 2.12 参照)。

漂流は現実の現象であるが、波浪中で大きな船を拘束して、流されないようにすることはほとんど不可能なことであるから、漂流力は多くの場合、仮想的なものである。ただ、模型試験の技術として、漂流力を測定し、その値を用いて漂流を推定するという方法のとられることは屢々ある。

漂流力の推進軸方向成分を波浪中抵抗増加と云い、これは

$$\Delta R = \frac{\pi}{\lambda} (\theta_0 B_\theta \sin \epsilon_\theta + h_0 B_h \sin \epsilon_h) + \Delta R_1 \quad (1)$$

の式で表わすことができる。ただし

$\theta_0, h_0$  : 縦揺, 上下揺の振幅

$B_\theta, B_h$  : 波による縦揺, 上下揺の Froude Krilloff の強制力

$\epsilon_\theta, \epsilon_h$  :  $B_\theta, B_h$  に対する縦揺, 上下揺の位相遅れである。 $\Delta R_1$  は船体による自由表面攪乱に基づく抵抗増加で、非定常造波抵抗と云う。

(1) の右辺の 2 つの項をまとめて

$$\Delta R = \frac{k\pi}{\lambda} (\theta_0 B_\theta \sin \epsilon_\theta + h_0 B_h \sin \epsilon_h) \quad (2)$$

と書くと、一例では、 $k$  は図 2.13 のような値になる、水線面形状が  $y = y_0(x)$  で与えられ、これが前後対

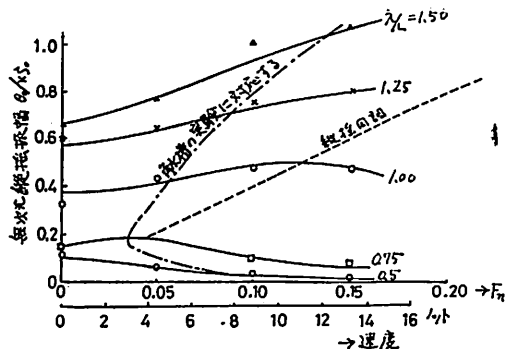


図 2.14 無次元縦揺振幅 ( $\lambda/c_w = 30$ )

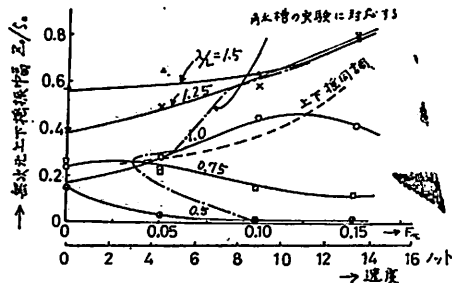


図 2.15 無次元上下揺振幅 ( $\lambda/c_w = 30$ )

称のときは

$$\left. \begin{aligned} B_\theta &= 2 \rho g c_w \int_{x_F}^{x_A} x \sin \frac{2\pi x}{\lambda} \cdot y_0 dx \\ B_h &= 2 \rho g c_w \int_{x_F}^{x_A} \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \cdot y_0 dx \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

であるから、(2) は船型が与えられたとき、波長によつて抵抗増加がどう変るかを概略推定するのに役立つ式である。

$\Delta R$  の算定が正確であれば、与えられたプロペラ回転数に対応する波浪中の速度低下を求めることができる。

$\theta_0, h_0$  および  $B_\theta, B_h$  は波高  $c_w$  に比例するので、 $\Delta R$  は  $c_w^2$  に比例する。また  $\sin \epsilon_\theta, \sin \epsilon_h$  は同調で最大になるので、 $\Delta R$  は同調に近づく程大きくなる。これ等の性質は模型試験で確認されている。

図 2.14 は長水槽における波傾斜 1/30 の試験結果で、横軸が船速、縦軸が波傾斜に対する縦揺振幅の比である。この図の中に角水槽における実験状態(実船波高 10.5 m の波中に相当する)が記入してある。 $\lambda/L = 0.75$  の縦揺同調の近傍で速度は最小になる。同様の図を上下揺について描いたものが図 2.15 である。この 2 つの図の角水槽実験点を結んだ線を比較すると、図 2.14 の方に自然さがあり、船速低下は主として縦揺に左右されるように判断される。

2.5 船には縦運動に対して要注意の波長が唯一存在する

図 2.16 は縦揺同調となる船速と波長の関係を示したものである。また図 2.17, 図 2.18 は波長と船速低下

の関係を描いたもので、同調点附近に速度低下の著しいところが現われる。

速度保持率 100% の線上にある 10, 12, 14, 16 ノットの○印は無限小波高のときのそれらの速度に対応する同調波長を示したものである。プロペラ回転数を平水中 10, 12, 14, 16 ノットに対応する状態に保つたとき、波高が増すと、船速低下により、同調波長は小さい方(図 2.17, 図 2.18 で左方)に移動する。

(2) 式の  $kB_0/\lambda$  は波長が長くなると大きくなるので、波長の長いところでは抵抗増加の割合は大きく、したがって、波高増加による同調波長の低下は著しい。このため、波高が高くなるに従って、各々の回転数における同調波長は小さい方(図 2.17, 図 2.18 で左方)に移り、かつ、その分布幅は次第に狭くなるはずである。この様子が図 2.17, 図 2.18 によく現われている。図 2.18 を見ると、角水槽の結果では、速度保持率の最低点が縦揺同調に対応するのに対し、長水槽の結果はかなり異なる傾向を示している。これは長水槽の実験が波傾斜一定としたため、波長が長い程、波高が大きくなることによるものであろう。

速度低下が最大になる附近(縦揺同調近傍)の  $\lambda/L$  に対応する速度を平水中の速度(これはプロペラ回転数にはほぼ比例する)に対して置点すると、それ以外の  $\lambda/L$  に対する同様の線に比べて、傾斜が最小になる(図 2.19 参照)。したがって、波高の高いところで船が縦揺同調に近いときは、プロペラ回転数を少々変えても、船速はあまり変化しない。

大型専用船では  $B_0, B_h$  の値が大きいため、抵抗増加  $\Delta R$  は一般に大きくなり、大波高のとき、漂流に抵抗して船に前進速度をもたせようとするとき、プロペラ回転数の変え得る範囲はかなり狭くなる。したがって、荒海面を想定して、船体運動を波高 10 m 附近の波浪中におけるものに限って考えると、大型専用船では、速度低下が著しく、プロペラ回転数を変えても速度はあまり上昇せず、縦揺同調近傍に停留してしまうような特定波長のあることがわかる。この波長は船それぞれに固有のものであるから、実船において予じめ調査しておけば、荒天航海に際して、操船上の一つの目安として役立つであろう。この模型船の場合、その特定波長は  $\lambda/L=0.75$  であった。

2.6 現実の波浪荷重を推測するには、船速の速し得る限界領域を知る必要がある

もし船が波高のいかにかわからず、波浪中でも平水中と同じ速度で走れるものとするならば、荒天中、船体の縦動揺は極めて激しいものとなり、波浪荷重は経験的

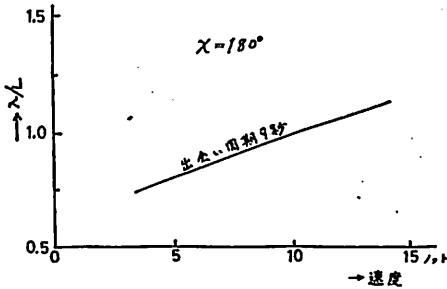


図 2.16

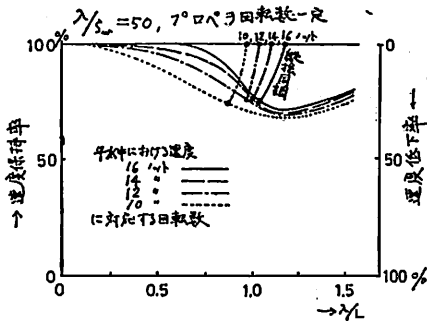


図 2.17

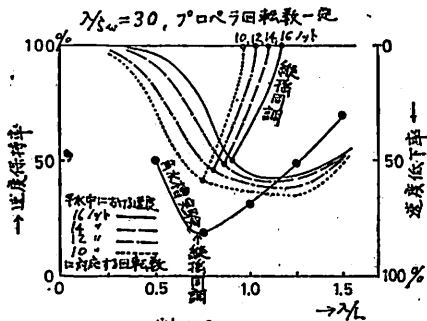


図 2.18

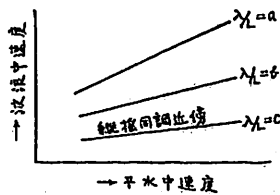


図 2.19



に知られているものの数倍に達することは珍しくないであろう。船の安全性を現実に即した所で議論するためには、まず次の2点を明確にする必要がある。

- (1) 船体運動、波浪荷重の実際を推定するのに、荒海面として波高、何 m 以上を対象とするか。
- (2) 船体運動、波浪荷重は船速に左右されるところが大きいので、上記(1)で定めた波高の中で船速の達し得る限界はどうなるか。

経験的には波高 10 m 以下の海域では船の安全性は確保し得るものと考えられている。そこで(1)の問いに対し、一応波高 10 m 以上の海面を対象として船体運動、波浪荷重等を考察するものと定める。このような考えから、角水槽における模型試験では波高を 10.5 m (船の長さの 1/20) と定めた。波高が定まれば、船速の達し得る限界領域は自づから定まるはずである。

角水槽の試験ではプロペラ回転数を常に平水中 15.8 ノットに相当する値に一定に保って模型船を走らせた。その結果は図 2.14 の鎖線で示すものである。波高が 10.5 m 以上のとき、鎖線の右側の領域における運動状態は存在しない。これは規則波迎え液中、プロペラ回転数一定という、模型の状態におけるものであるが、船速の達し得る限界領域の概略の形態を示すものと考えてよい。この限界線の中心部に縦揺同調線(点線で示す)があり、その先端が丁度前節で説明した特定波長になっている。波高 10.5 m 以上のうねりの中で経験される船体運動、波浪荷重を知りたいときは、図 2.14 の鎖線の左側の領域だけについて調査すればよいわけである。

実際問題としては斜め波の中のものを考えねばならないし、またプロペラ回転数にしても機関の耐久性を考慮して、波浪中では落されているわけであるから、その状態における運動は平水中常用回転数で作られた限界線より左側の状態にある。限界線の全般的性質を知るために、斜め波中で波高およびプロペラ回転数を変えた試験の行われることが望まれる。

## 2.7 船首附近の船側変動水圧には波高に関して著しい非線型性がある

波浪中の船体運動および波浪変動水圧は波高に比例するものと仮定して解析されることが多い。しかし波高が高くなつたり、また船体運動が同調に近づいて激しくなると、波高に比例しない2次以上の項が現われてくる。これを非線型性と云っているが、現在それを理論的に求めることはむつかしく、模型試験に頼るより致し方ない。

波浪中の模型試験の精度は平水中のものよりかなり落ちる上に、機能的に優れているはずの長水槽が波浪中試

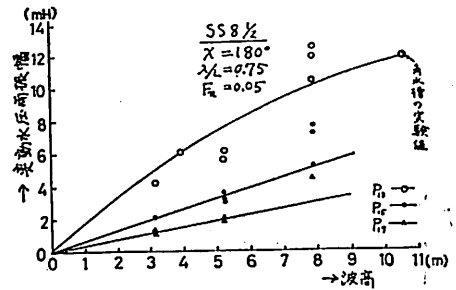


図 2.20

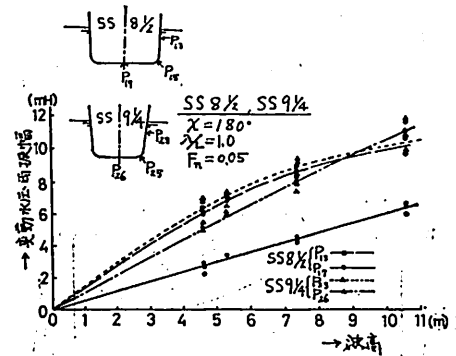


図 2.21

験では側壁影響に阻害されて、精度よく試験できる運動状態の範囲がかなり限定されてしまう。このため、現在のところ、変動水圧の非線型性は明確にされていないけれども、実際の波浪荷重を推定するという現実の問題にとつて、これは究明しなければならない重要課題である。

図 2.20、図 2.21 は「かりふおるにあ丸」模型の 400 m 長水槽における試験資料の中で、船首附近における波浪変動水圧と波高の関係を調べたものである。計測結果はかなり散在しているが、概略の傾向を知ることには役立つ。これによると、SS 9 1/4%、SS 8 1/2% の船首附近の波浪変動水圧において、船底におけるものは実験の最高波高 10.5 m まで波高に比例しているが、船側変動水圧には大きな非線型性が現われ、特に波長が長い方が著しいようである。この結果は極めて重要なもので、船首附近の船側変動水圧は波高が 15 m 以上になると、微小波高の理論で推定されるものの約 1/2 になる場合もあることを示している。

このような資料が多数得られることが望ましく、特に側壁影響を受けない角水槽における精密な試験が望まれるところである。

## 2.8 船体中央部変動水圧は波高に比例する

図 2.22 は midship における波浪変動水圧と波高の

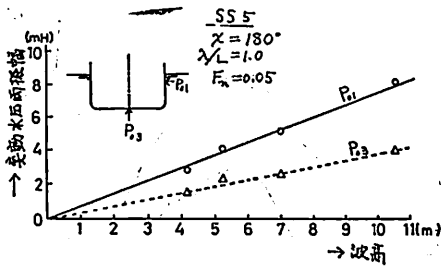


図 2.22

関係を示したものである。この資料によると、実験の最大波高 10.5 m まで変動水圧は波高によく比例している。実験点の配列は整然としたもので、その様子には図 2.20, 図 2.21 の船底変動水圧の結果と一脈通じるところがありそうに見える。多分、船首附近の船底とか、船体中央部における変動水圧には船自身が造つた波の影響が苛酷でないためであろう。このように波高に比例する変動水圧は半波高静水圧より低い部分に現われるようである。

### 2.9 船体運動は波高に比例することが多い

図 2.23, 図 2.24 は波高と縦揺の関係を示したものである。船体運動の非線型性は動揺を小さくする方向に現われ、波高が高くなるほど、また動揺が同調点に近づいて大きくなる程著しいことが知られているが、それはこれらの図にもよく現われている。

しかし、波高 10.5 m で定まる限界速度より以下のところでは、動揺はほぼ波高に比例するとみてよい。図 2.21 のように船首附近の船側水圧に著しい非線型性のあるところでも、これに対応する動揺はほぼ波高に比例している。これは船体運動が大部分、船底の圧力に支配され、船側のように切立つた部分の圧力はそれに関与す

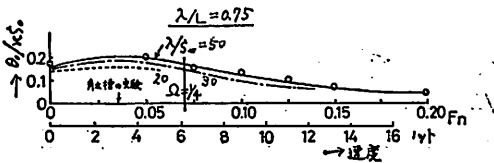


図 2.23

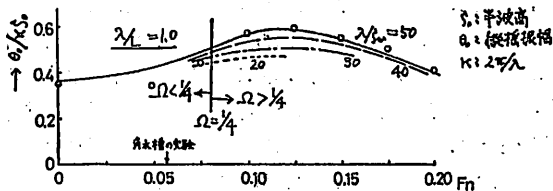


図 2.24

るところが少いためであろう。

したがって、船体運動が線型であるからといって、船側の変動水圧が波高に比例するものと判断してはならない。

### 2.10 波浪変動水圧の推定には、限界領域の設定と非線型の補正的確に行う必要がある

前節で説明したように船体運動はかなり高い波高まで線型性が保たれているので、速度と波が与えられれば、荒海面における船体運動を流体力学理論の応用によつて理論的に推定することは可能のようである。

これに対し、波浪変動水圧には 2.7 節に示したような非線型性があるので、これを計算で求めることは、現在の理論ではむづかしい。しかし、図 2.20, 図 2.21 のような実験値が集積されれば、線型理論の計算値に適正な補正を加えることで、実際の変動水圧が得られるはずである。

したがって、現実の変動水圧を推定するに当つて、問題となるところは表題に掲げた通り

- (1) 限界領域の設定法
  - (2) 変動水圧の非線型性に基づく補正法
- を見出すことの 2 点に帰着する。

(1) の問題に対する対策はすでに 2.6 節の終りに述べておいた。(2) の解決には、まず精密な系統試験を行うことである。多くの資料が得られるほど、非線型影響の補正は一層的確に行い得るはずである。

### 2.11 横揺同調のとき変動水圧の増加は著しい

これまでは長水槽における試験結果をもとに、基本的な事項について考察を行つて来たが、本節以降で述べるころは、運航における現実と密接に関連する問題で、主として角水槽の試験結果を参考にしていく。

角水槽の試験は速度の限界線上で行つたものである。波高およびプロペラ回転数の選び方を変えると、他の限界線上の試験結果が得られ、ここに示すものと様子に多少の違いの生じることもあり得る。

図 2.6, 図 2.7 は水線下 2.8 m の位置の波浪変動水圧振幅の全般を示すものであるが、これだけでは混沌として特質が掴み難い。しかし、適正な整理を行えば、運動との関係が明らかになるはずである。横揺との関係を見るために  $\alpha = 90^\circ$  における変動水圧を置点し、それを横揺振幅と比較すると図 2.25, 図 2.26 のようになる。SS 8 1/2 の変動水圧が横揺とはほぼ同じ傾向で増減し、横揺同調で最大になるのに対し、SS 9 1/4 の変動水圧は横揺との関係が幾分薄いように見える。これは SS 9 1/4 附近まで、船首で造られた波の影響がかなり残されているためであろう。

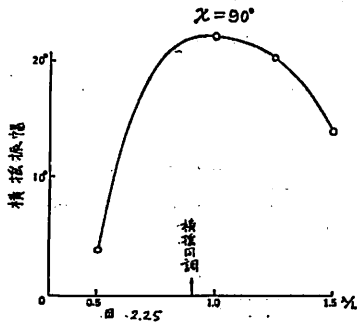


図 2.25  $\chi=90^\circ$  における横揺振幅

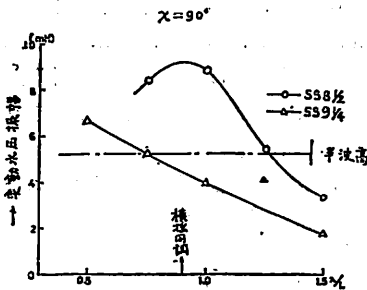


図 2.26  $\chi=90^\circ$  における水線下 2.8 m の変動水圧振幅

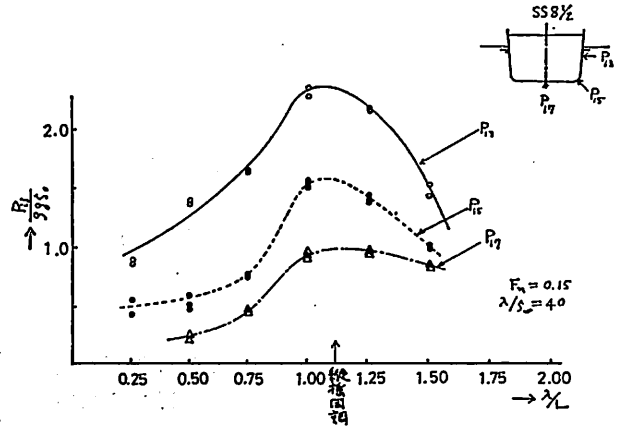


図 2.27 SS 8 1/2 の変動水圧振幅

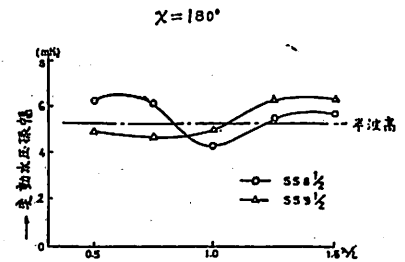


図 2.28

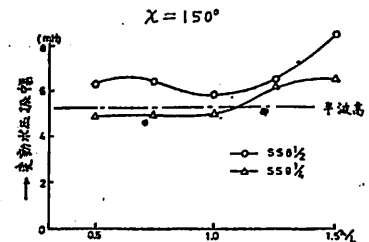


図 2.29

横揺同調のとき SS 8 1/2 の変動水圧振幅は半波高水頭の 2 倍近くに達している。

### 2.12 船首附近の波浪変動水圧は縦揺同調のとき大きくなる

図 2.27 は長水槽で計測された SS 8 1/2 の変動水圧振幅で、図 2.14、図 2.15 の  $F_n=0.15$  における縦動揺に対応するものである。

図 2.14 と図 2.27 とを比較すると、波傾斜一定ならば、縦揺振幅は  $\lambda/L$  とともに増加するのに対し、変動水圧の波高に対する比率は同調のところで最大になっている。すなわち変動水圧の大きくなるのは縦揺同調に近いかどうかというのが第一の原因で、見掛上の縦揺振幅の大小は直接関係しない。

同じことを角水槽の試験資料で調べるため、 $\chi=180^\circ$ 、 $\chi=150^\circ$  における変動水圧を図 2.6、図 2.7 から取出したのが図 2.28、図 2.29 である。縦揺のはげしさ(図 2.2 参照)に比べて、変動水圧の変化は単調で、縦揺振幅の影響が比較的小さいことを示している。

長水槽の試験結果図 2.14 を参照すると、縦揺固有周期は実船に換算して 8.8 秒であるから、角水槽の試験で縦揺が波に同調するのは  $\chi=180^\circ$ 、 $\lambda/L=0.75$  の場合である。ここで速度低下は最も著しいが、縦揺振幅が大

きくなるという同調特有の現象は見られない。

$\lambda/L=0.75$  の近傍では  $\lambda/L$  の増加に従って、強制力が著しく増大するため、同調による縦揺振幅の増大は、強制力の増加によるその蔭に隠れてしまう。

図 2.28 によると縦揺振幅に特に顕著な隆起がなくても、変動水圧は同調点で大きくなる性質は保たれているように見える。しかし別の見方も成立つ。すなわち、図 2.28 は波長が短かく、 $\lambda/L < 0.75$  になると、船は縦動揺をほとんどせず、変動水圧と半波高静水圧の比は概略  $P/pg\zeta_0=1.2$  になることを示しているのかも知れない。これは今後の試験で確認する必要がある。

同じ縦揺同調の状態でも、変動水圧は波長によつてか

なり変る。例えば図 2.27, 図 2.28 を参照すると,  $\lambda/L=0.75$  のとき  $P/\rho g \zeta_0=1.2$  に対し,  $\lambda/L=1.0$  のとき  $P/\rho g \zeta_0=2.4$  であるように, これは波長とともに急激に増大するものであるから, 図 2.14 の限界線の描き方によって, 予想される波浪変動水圧の大きさは著しく変るものと考えねばならない。

図 2.28, 図 2.29 の  $\lambda/L > 0.75$  の SS 8 $\frac{1}{2}$  における変動水圧で  $\alpha=150^\circ$  のものが  $\alpha=180^\circ$  のものよりかなり大きくなっているのは横揺の影響である。これを見ると, 大型専用船では縦揺よりも横揺に注意して運航しなければならぬことがわかる。

**2.13 船体中央部変動水圧は縦揺同調のとき減少する**  
midship の波浪変動水圧の一般的傾向は図 2.30 にその概略が見られるように,  $\lambda/L$  が大きくなるに従って次第に減少する。この性質は statical な計算で確認することができる。図 2.30 でこの傾向が乱れているのは主として船体運動による碎波が原因となっている。

この船体運動は前進運動と船体動揺の 2 つに大別することができる。図 2.30, 図 2.31 で縦揺同調附近で変動水圧曲線に大きなくぼみが見られるのは, 動揺による碎波の影響で, 船首附近においてくずされた波がそのまま midship に移動したためである。

斜め波のときは船首でくずされた波が midship を通過する割合が減るので, 傾向は多少変り, 変動水圧は大きくなると思われるが, いずれにしても midship の変

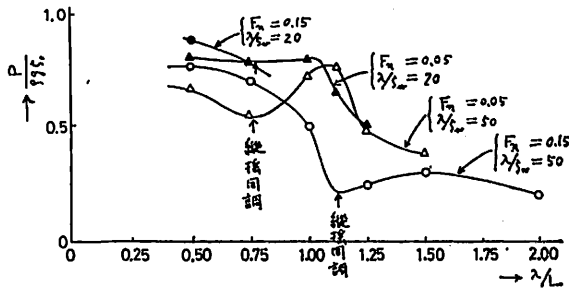


図 2.30 Midship の変動水圧

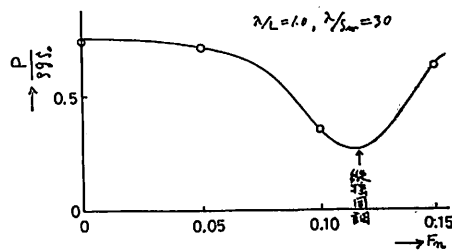


図 2.31 Midship の変動水圧

動水圧は高々半波高静水圧の程度と見てよい。

**2.14 運航状態では縦揺そのものは変動水圧を大きくする原因とはならない**

元来自然は波浪変動水圧が特定のところで異常値をとることを防ぐ働きをしているかの如く見える。

すなわち, 大型専用船のように水線面積の大きい船型にあつては, 波浪中抵抗増加によつて著しい速度低下をきたすので, 縦揺が波と同調するのは  $\lambda/L$  が小さく, 縦揺振幅が大きくなるからである。このため船首の相対水位は比較的小さく, 縦揺に基づく波浪変動水圧が大きくなることは少い。更に船体中央部のように波浪変動水圧の小さいところでは, それは波高に比例して増加するが, 船首附近の船側変動水圧のように縦揺振幅とともに増大するものでは, その非線形性のために, 波高の高いところで, 増加の割合が鈍る。

以上は船が縦波の中を走る場合 ( $\alpha=180^\circ$ ) に見出された現象であるが, 次に斜め波の中を走る場合について考えてみる。

船が斜め波の中を進むときは, 横漂流があるため, 船の進行方向と船の推進軸の方向は異なるが, 一応これは等しいと仮定する。  $\alpha$  が  $90^\circ$  にあまり近くなければ, 以下の解説について, 上記の仮定から不都合の生じることは少い (図 2.12 参照)。斜め波の中の船に対して, 船の長さ方向に見掛けの波長  $\lambda'$  を考え, これを

$$\lambda' = \lambda / \cos(180^\circ - \alpha)$$

で表わす。この  $\lambda'$  を横軸にとり, これに対して各進行方向における縦揺振幅を置点すると図 2.32 のようになる。単に現象として斜め波の中を運航する船の縦揺を見たとき, その振幅は,  $\lambda/L=0.5$  の場合を除けば, ほぼ一つの線上にあるということが出来る。力学的に考えると縦揺には固有周期があり, その同調近傍で振幅が大きくなるわけであるが, 運航の現実では, 斜め波中の縦揺は図 2.32 のように単純なものである。

船が斜め波の中を進むときの波との出会い周期を  $T_e$  とすると

$$\frac{1}{T_e} = \sqrt{\frac{g}{2\pi\lambda}} + \frac{V \cos(180^\circ - \alpha)}{\lambda}$$

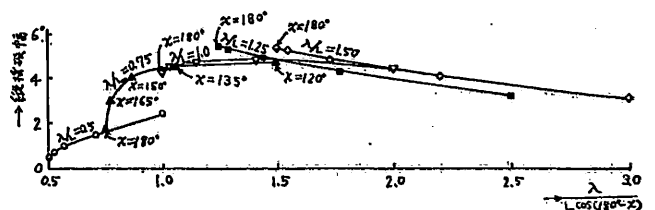


図 2.32



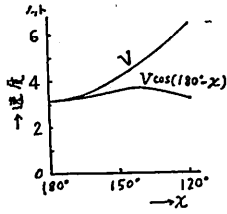


図 2.33

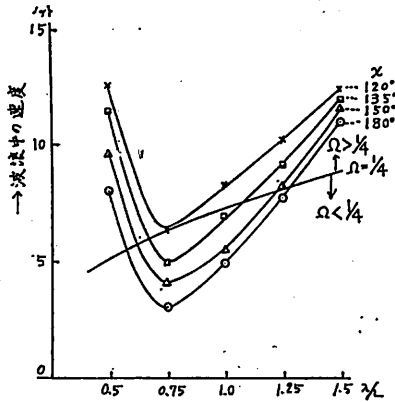


図 2.34

のように表わされる。この式の  $V\cos(180^\circ - \alpha)$  は船の速度の波方向分速度である。  $\lambda/L = 0.75$  の場合の  $V$  を図 2.5 より読み取つて、  $V\cos(180^\circ - \alpha)$  を計算し、置点すると図 2.33 のように、  $\alpha$  が変わつても波方向分速度はあまり変化していない。  $\alpha = 180^\circ$ 、  $\lambda/L = 0.75$  のとき縦揺同調であるから、  $\lambda/L = 0.75$  のときは船の方向を変えても船は縦揺同調に近いところで走つてことになる。これは図 2.34 に示すように  $\lambda/L = 0.75$  の付近で速度低下が最も著しいことから明らかである。それにもかかわらず、縦揺振幅は図 2.32 に見るように特に大きくなることもなく、またこのときの変動水圧も  $\lambda/L = 1.0$  の縦揺同調のときのような大きな値にはならない(図 2.7, 図 2.27 参照)。その理由は今後説明する必要があるが、いずれにしても幸いなことで、実際の運航に当つて、縦揺そのものは変動水圧を特に大きくするようには作用していないように見える。

しかし、実際の荒海面は多くの場合、伝播方向、波長、波高の異なる波の複合したものであるから、大きな縦揺で船首が波面下に没入した状態のところにも別の大波が重なるようなことがあれば、船体は異常な波浪荷重を受けることになる。したがつて、縦揺が大きいとき、特に特定波長(ここでは  $\lambda/L = 0.75$ )で斜めに走る場合は同調に近く、かつ振幅が大きいので、上記異常現象の

起きる可能性を心にとどめておく必要がある。

一発大波という現象があると云われる。船が一発大波に遭遇したとしても、それによつて船が直ちに大きく変位することはなく、したがつて、このとき船体を受ける波浪変動水圧は半波高静水圧と同程度と考えてよい。このことは  $\lambda/L$  が小さいときの変動水圧が半波高静水圧と同程度であることから推定のつくことである。

## 2.15 長水槽における波浪中試験では側壁影響に注意する必要がある

台車のある試験水槽では一般に、与えられた波長、波高の中で模型船の速度を所定のものにするには容易である。このため、変動水圧に及ぼす波高の影響とか、船速の影響を調査する場合のような高精度を要する実験に適している。しかし一方では水槽幅が制限されるため、側壁影響を受けて、実験精度が低下するという欠点がある。

側壁影響は船の造つた波が水槽壁で反射されて、再び船に帰つて来る場合に生じる。したがつて、それは船の造る波の形に左右されるわけである。船が造る波紋は図 2.35 のようにパラメーター  $\Omega = 2\pi V / (gTe)$  で定まる。

この図で示すように、  $\Omega < 1/4$  では船は常に自からが造つた波紋の中にある。したがつて、この領域では船は側壁で反射された波の影響を免れない。しかし水路の幅がかなり広ければ、実験開始のとき船が造つた波が水槽壁で反射されて再び船にもどる以前に実験を終了することができる。この条件を充たすのは幅の広い角水槽における実験である。

$\Omega = 1/4$  の境界線が図 2.23, 図 2.24 に示してある。これより左側は長水槽の実験では側壁影響を受けるわけで、  $\lambda/L = 1.0$  で実験点が散在しているのはこのためである。図 2.34 に  $\Omega = 1/4$  の境界線が示してある。この図を見ると、大型専用船では荒海面の運航に相当する領域がほとんど  $\Omega < 1/4$  の領域に含まれてしまう。長水槽における実験はこの点に特に注意する必要がある。400 m 水槽の試験結果にも側壁影響がかなり含まれて

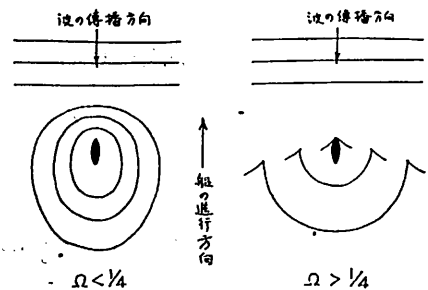


図 2.35

いるらしく、その資料整理にはこの点に苦心があつたように見受けられる。

### 3. 大型模型実験によつて求めた鉱石運搬船の船首部の強度

前章で述べたように、波浪による外力については多くの問題点や技術的な困難さはあるにせよ、目下これに勇敢に真正面から取り組んでおり、着々とその全貌が明らかにされつつある。このように波浪外力そのものが出てくれば、船体の強さに関しても従来の比較強度という概念から脱皮して構造の本当の強さ、つまり外力がどのようなになったら船体はどのように壊れるかということをはつきり掴んでおかなければならない。

勿論破壊強度ということになると外力の性質（ゆつく

りかかる力、あるいは衝撃的な力とか反復してかかる力とか）や構造のこまかい差によつて大きく左右されるし、また材料や工作法も大きく関係しよう。従つて破壊強度に関してはどのような構造、材料にも適用できる汎用な一般式や理論を導き出すことはほとんど不可能なことである。しかしたとえば鉱石運搬船のウィングタンクというように、具体的な船体構造を対象にしてその破壊機構や最終強度を調べれば、構造方式が大体類型的なので一応その構造に対しては強さの概念が得られるし、細部の構造の影響に対してはいくらでも詳細に検討が可能である。

この意味からまず具体的に鉱石運搬船「かりふおるにえ丸」の船首付近のウィングタンクの破壊機構、最終強

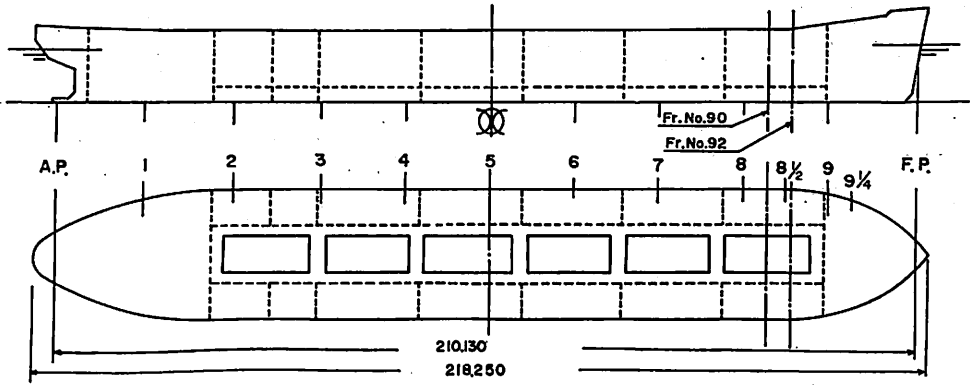


図 3.1 実験を行つた断面の位置

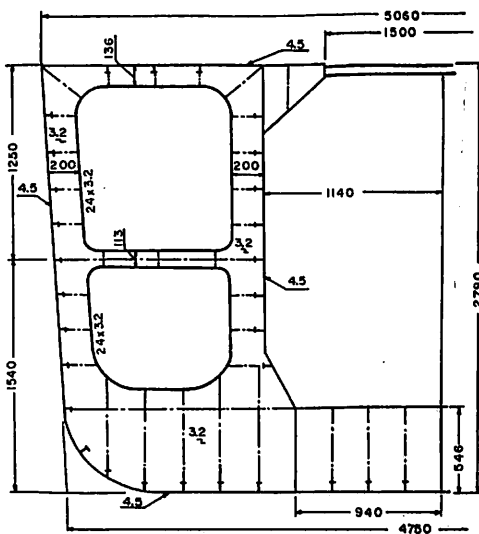


図 3.2 B 型模型寸法図

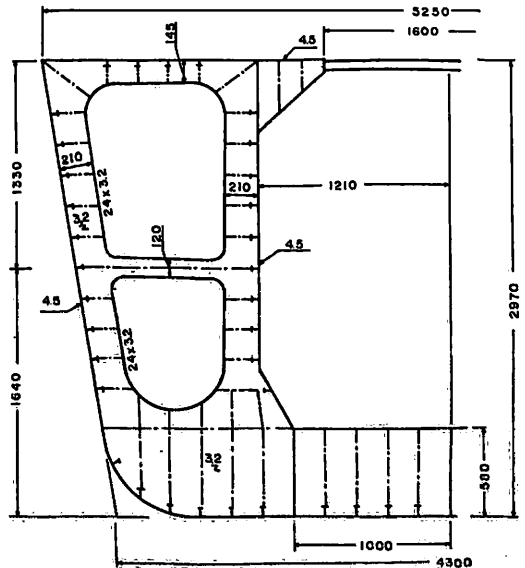


図 3.3 A 型模型寸法図

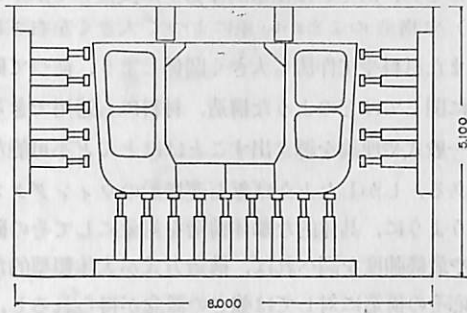


図 3.4 弾性実験状況図

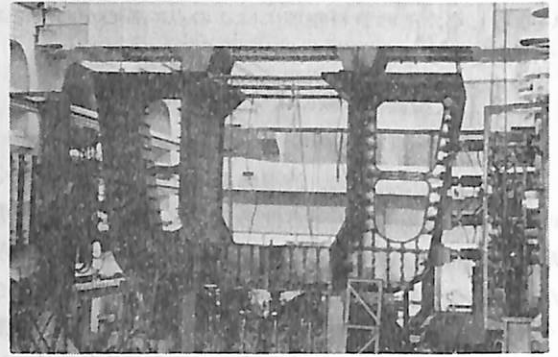


写真 3.1 弾性実験状況

度を調べるため図 3.1 に示す 2 箇所の特ランスリング (Fr. No. 90 および 92) について大型構造模型を使つて実験を行なつたものである。またこの際従来の強度の概念との関連をつけるため破壊強度のみでなく、弾性試験も行なつて応力、撓み等を検討した。以下その概要を説明する。

### 3.1 荒海の波浪荷重によつて船首部のウィングタンクにどの程度の応力が生ずるか

図 3.1 に示す Fr. No. 92 および 90 の特ランスリン

グの全断面模型をそれぞれ A 型 (縮尺 1/6) および B 型 (縮尺 1/6.37) として図 3.2 と図 3.3 に示す。これ等の模型に油圧ジャッキによつて荷重を加えたが、その状況を図 3.4 および写真 3.1 に示す。

各種の荷重を加えて実験を行なつたが、ここでは海が荒れた状態での波浪荷重すなわち前章の図 2.9 に示す波高  $L/20$  で向い波の場合の水圧分布を加えたときの結果を図 3.5 および図 3.6 に示す。これ等の図はウィングタンクの特ランスリングのフランジ部の応力分布で

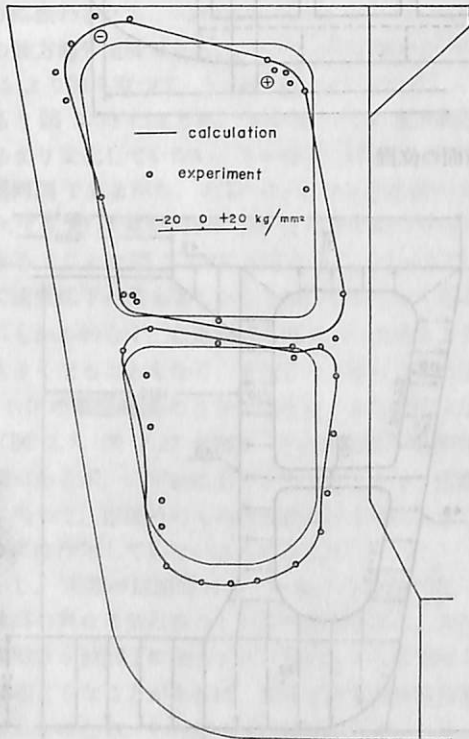


図 3.5 波高  $L/20$  の波浪荷重に対する応力分布 (A 型模型)

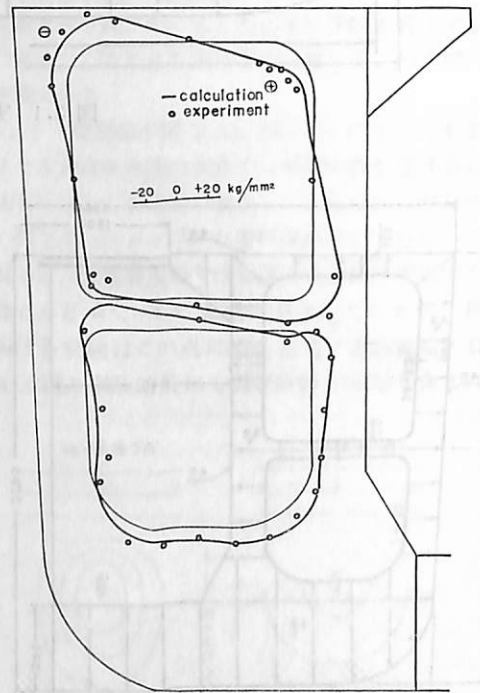


図 3.6 波高  $L/20$  の波浪荷重に対する応力分布 (B 型模型)

あり、この部分が横強度上最も大きな応力を生ずる可能性のある箇所である。図には実験値とともに有限要素法による計算値を記してある。図からわかるようにこの程度の大きさの波浪荷重を受けた場合には、コーナー部のフランジに約  $20\text{ kg/mm}^2$  の大きな応力が生じている。また実験値と計算値は比較的良好に合っていると認められる。

### 3.2 船首部のウィングタンクはどの程度の水圧まで耐えられるか

ウィングタンクの破壊強度については序論でも述べたように外板だけが破れることは普通では考えられないので、(ただし、このことに関しては衝撃、疲労などに関連させて目下別途に検討中である) トランスリングの崩壊強度が本質的なものと考えられる。この意味からここではトランスリングを取り出した模型によつて破壊実験を行なつた。前節の A 型および B 型の模型と同じ断面におけるウィングタンク模型をそれぞれ WA 型 (縮尺 1/4) および WB 型 (縮尺 1/4.25) として図 3.7 と図

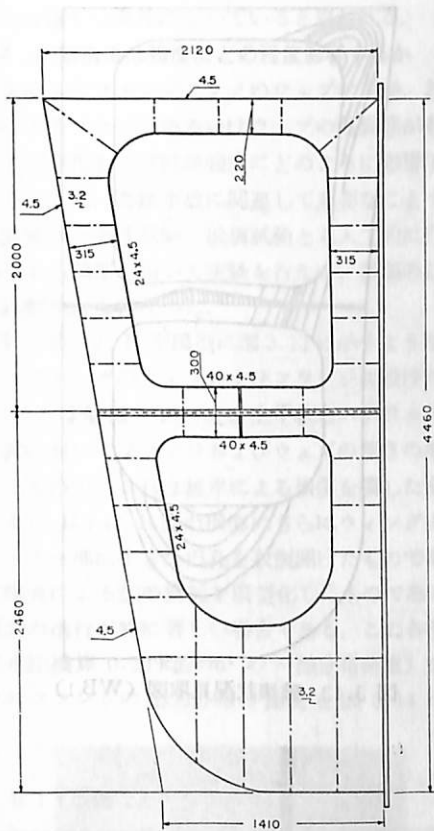


図 3.7 WA1 型模型寸法図

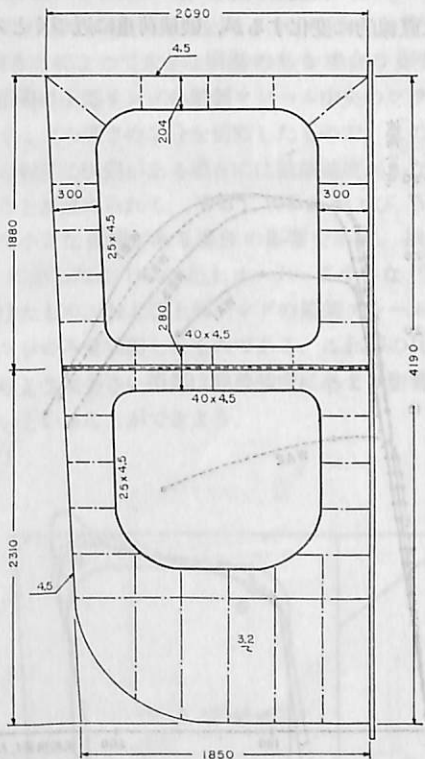


図 3.8 WB1 型模型寸法図

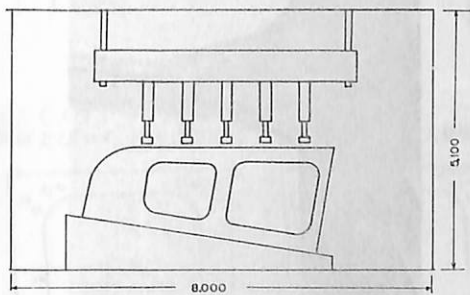


図 3.9 破壊実験状況



図写真 3.2 破壊実験状況



3.8 に示す。これ等の模型によつて図 3.9 および写真 3.2 に示す状態で破壊実験を行なつた。5本の油圧ジャッキにそれぞれ等しい荷重を加え、それ等を漸増させて破壊に到らしめた。

実験結果を図 3.10 に示すが、横軸はストラットの軸方向の変位を実船に換算したものであり、また縦軸は模型に加わるジャッキ荷重を水頭に換算したもので、および実船の吃水から波高に換算したものである。この図の WA1 および WB1 がそれぞれ Fr. No. 92 および Fr. No. 90 の損傷のないウィングタンクの破壊過程を表わしている。荷重を次第に増加させると荷重と変位の関係は直線的に変化するが、破壊荷重に近づくとストラ

ットの船側端部分にねじれが生じ始める。この後荷重はほとんど増加せず変位が急速に増大し最高荷重に到るが、その直後にストラットの全体としての座屈、続いて上部リングの左上コーナーと下部リングの底部に局部座屈が生じ、ウィングタンク全体としての破壊に到る。この破壊状態の見取り図の例を図 3.12 に、またストラットの船側部分のねじれ状態を写真 3.3 に示す。

図 3.10 でウィングタンクが耐え得る水圧を WA1

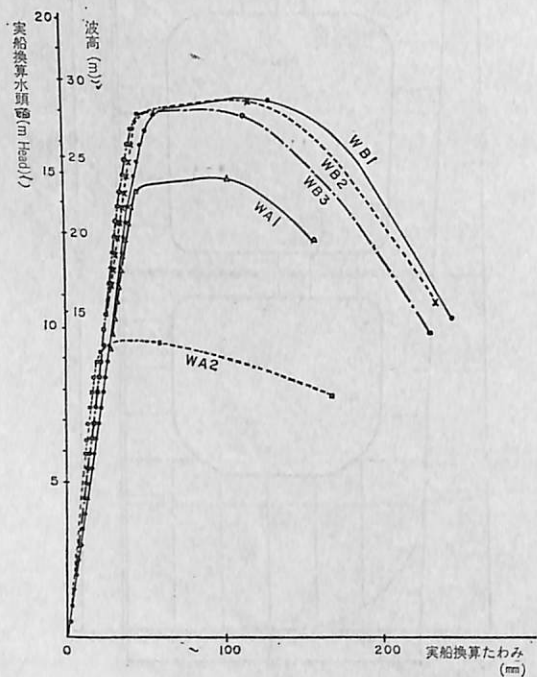


図 3.10 ウィングタンク破壊実験  
荷重-たわみ関係

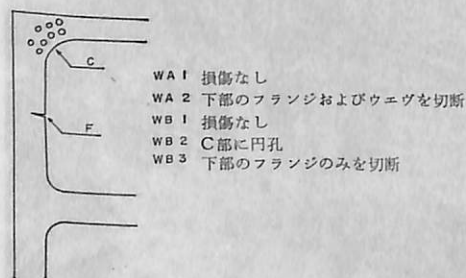


図 3.11 WA 型, WB 型模型番号図

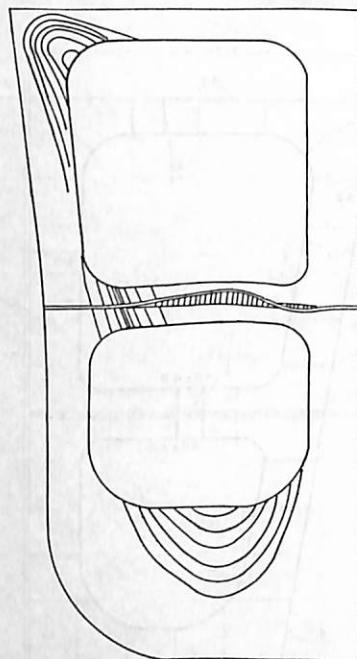


図 3.12 破壊状況見取り図 (WB1)

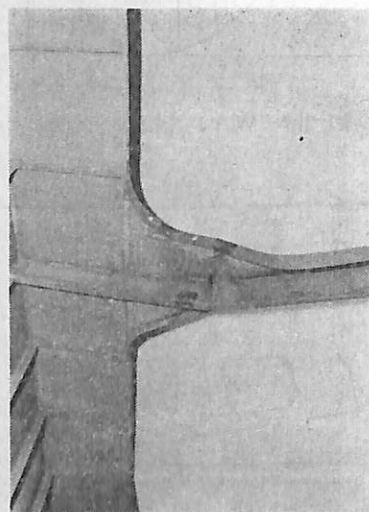


写真 3.3 ストラット船側端部破壊状況

と WB1 に関して比較してみると、WA1 では 15 m Head (波高 24 m)、WB1 では 17.5 m Head (波高 29 m) となっており、船首に近い断面の方が弱いことが認められる。これは荷重が船側に垂直に加わっているため、船側傾斜の大きい船首に近い断面では荷重方向とストラットの軸方向との角度差が大きく、従つてストラットの船側端部が座屈し易くなるためと考えられる。なおこの破壊実験では縦通隔壁の部分で固定しているため、この部分が変化し得る実船に比べて、ストラットに関しては厳しい条件になっていると思われる。

### 3.3 初期損傷は強度にどの程度影響するか

腐食によるウィングタンクのウェブの衰耗、あるいは接岸によるフランジあるいはウェブの亀裂等があつた場合、応力分布および破壊強度にどのように影響するかを調べることは、海難事故に関連して重要なことである。この意味から弾性試験、破壊試験とも人工的に作られた損傷のある模型を用いて実験を行ない、損傷のないものとの比較検討を行なつた。

3.1 で述べた B 型模型に図 3.13 に示すような損傷をウィングタンクのウェブおよびフランジに設けた。この図で B2 は船側 フレームを上甲板とストラットとの中間位置においてフランジおよびウェブの深さの半分を切断したもので、これは接岸による損傷を模したものである。また B3 は B2 の損傷にさらにウィングタンク上部コーナー部に小さな円孔を数個開けたものであり、これは腐食による板の衰耗を模型化したものである。B4 は腐食の進行が特に著しい場合である。この各模型に荷重 (水圧換算  $0.23 \text{ kg/cm}^2$  の一様分布荷重) を加えたときのフランジの応力分布の比較を図 3.14 に示す。

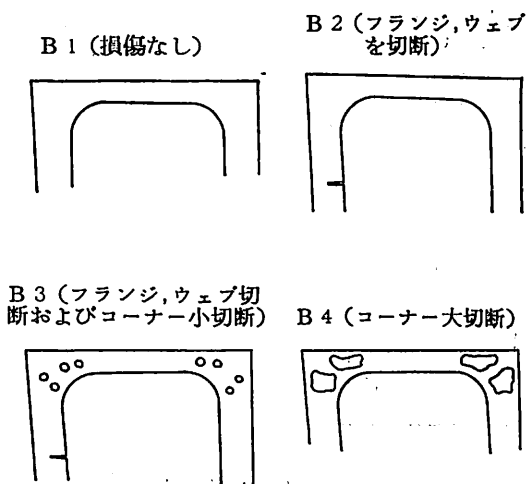


図 3.13 B 型模型欠陥図

B2 の場合は図には示していないが、船側の応力が若干減少しているほかは B1 に対してあまり変化が見られない。B3 では B2 に対して上部リング左上コーナーに多少の応力増加が認められる程度である。B4 の開口付近の引張りを受ける部分では大きな変化は生じていないが、圧縮を受ける部分では局部的に大きな応力が生じている。その他の部分では若干の応力増加が認められる程度である。

次に 3.2 で述べた WA 型および WB 型の模型に図 3.11 に示すような損傷を設けて破壊実験を行なつた。これ等の人工的損傷の意味は前述のものと同様である。この破壊実験の結果を図 3.10 に示す。WA1 と WA2 によつて大きな損傷のある場合の影響を示す。損傷は上部リングの船側フレーム中央のフランジおよびウェブの深さの半分を切断したもので、この比較からこの程度の損傷がある場合には破壊強度がかなり低下することが認められる。WB1, WB2 および WB3 によつて小さな損傷がある場合の影響を示す。損傷は図 3.11 に示したように、左上コーナーに小さな円孔を数個開けたもの、および上部リングの船側フレーム中央のフランジのみを切断したものである。これ等の比較から上述のような小さい損傷は破壊強度にあまり影響を及ぼさないということができよう。

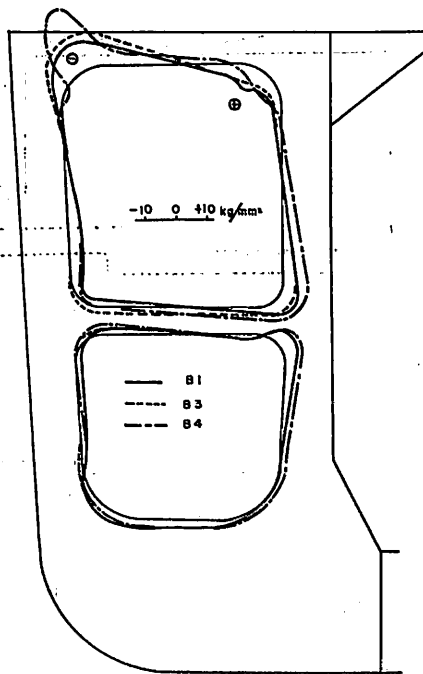


図 3.14 損傷がある場合の応力分布比較図

## あとがき

ここで述べたのは鉱石運搬船「かりふおるにあ丸」の海難事故に関連して、船体強度上考えられることを波浪外力と船体の破壊強度の面から触れ、この方面の研究の手始めに行なわれた水槽実験、構造模型実験の概要を紹介したものである。ただこの実験は大掴みの全般的な傾向の把握と問題点の抽出、または実験技術上の難点の克服に主眼点を置いたものであり、これ単独で問題が解明され、結論を出しうるものばかりではないことは勿論である。むしろここで得られた経験とかその考え方なりを今後の研究の一つの道しるべとして役立たせるべきものであろう。

船体構造設計の基本的考え方であつた実績や経験を主体にした比較強度の概念から、絶対的な外力、強度をもとにした設計の考え方への転換は長い造船工学の歴史の上から見て革命的な大変革である。そしてこのためにわが国のこの方面の研究能力のほとんどすべてを結集して大研究プロジェクトが進行している。ここに述べた実験や考え方が少しでも今後の研究遂行に役立ち、船の安全確保の面からも立派な成果を得て、造船技術が一大飛躍を遂げることを心から期待しているものである。

(付記) 本記事に述べられた意見等は筆者の個人的見解であることを付記します。

## 建設をはじめた日立造船有明工場

日立造船では、新しく有明工場(熊本県長洲町)の建設を開始した。完成は49年12月、同時に第1船の引渡しを行う予定である。

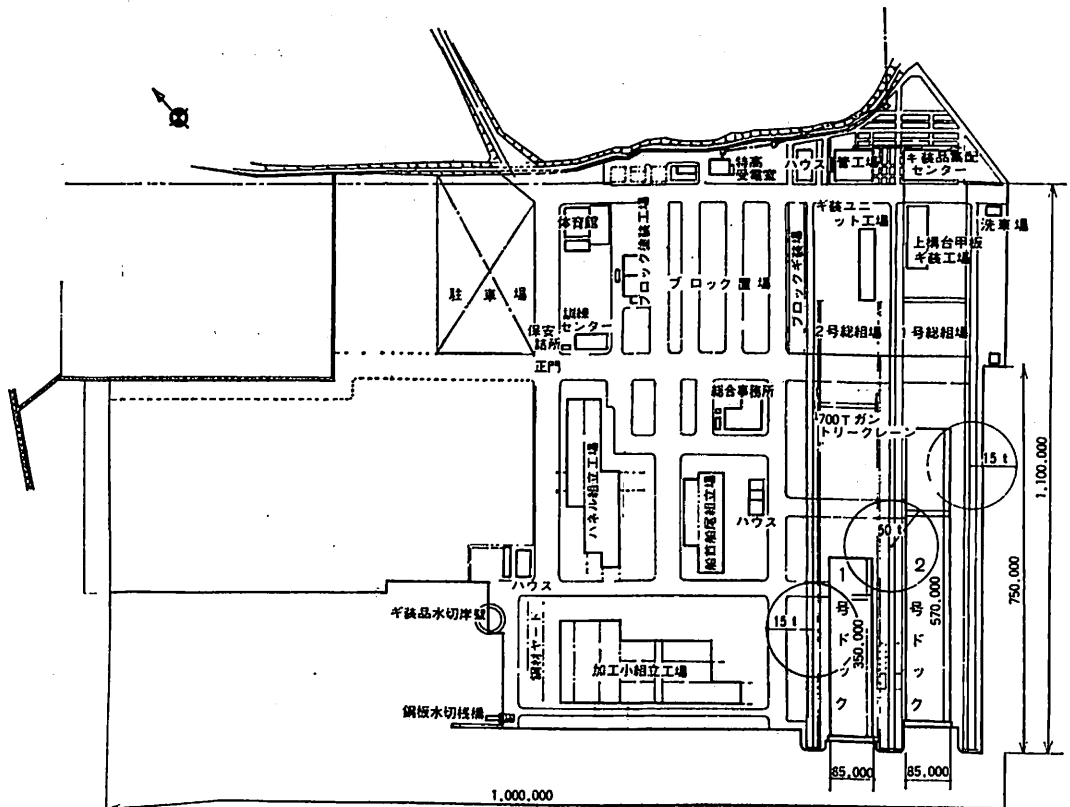
### 新工場の概要

敷地面積 1,510,000 m<sup>2</sup> (約45万7千坪)

ドック 1号 (平行部, 船首部建造)  
350 m × 85 m × 10 m

ドック 2号 (船尾部および船体接合・ぎ装)  
570 m × 85 m × 14 m

主要設備	700トン門型クレーン	2基
	船体移動装置	2式
建設工程	1号ドック完成	49年11月
	2号ドック	49年8月
	第1船加工開始	48年8月
	第1船引渡	49年12月
従業員	53年3月	2,100名
年間建造隻数	超大型タンカー	4隻



# LNG 船

## (その1 LNG 船の概要) (4)

恵 美 洋 彦\*  
會 根 紘\*\*

### 2.2.4 コンチ・エッソ独立アルミニウム二重殻タンク方式

(参考文献)

- i LNG from Libya; Second International Conference on LNG, Session 4.
- ii W.B. Thomes, A.H. Schwendtner 「LNG Carriers; The Current State of Art」 S & SR LNG/LPG Cosnference March, 1972

このタイプの LNG 船は、同型船で計4隻建造され、リビヤからイタリー向けに3隻、スペイン向けに1隻就航している。

船名、建造造船所は、次のとおり。

- Esso Brega, Italcatrieri Genova 建造(イタリー)
- Porto Venere, Italcatrieri Genova 建造(イタリー)
- Liguria, Italcatrieri Genova 建造(イタリー)
- Laieta, Noroeste el Ferrol 建造(スペイン)

### 主要目

- 主要寸法:  $L_{pp}$ ; 643'0" (195.97 m)
- $B$ ; 96'0" (29.26 m)
- $D$ ; 60'7" (18.47 m)
- $d$ ; 28'4" (8.63 m)
- 積載貨物重量: 21,000 tons
- LNG 容量 (98.5%); 250,000 bbls (40,000 m<sup>3</sup>)
- 主 機: 蒸気タービン 15,000 SHP

### 設計上の特長

- (1) 船体から拘束されないで独立した二重殻の特殊防熱のカーゴタンクを有する。
- (2) 貨物およびバラストの自動積分け装置
- (3) 貨物のボイルオフガスを船用ボイラのおもな燃料源とする。通常航海時、燃料の85%をボイルオフガスでまかなう。
- (4) 窒素貯蔵タンクおよびガスベーパーライザーを有し、空所のイナーート化およびカーゴタンク、荷役装置の負圧を防止している。
- (5) 広範囲のカーゴ、バラストおよび安全装置の監視装置
- (6) 1,000 HP のバウスラスタ
- (7) Marsa el Brega 港に繁茂する海草により、

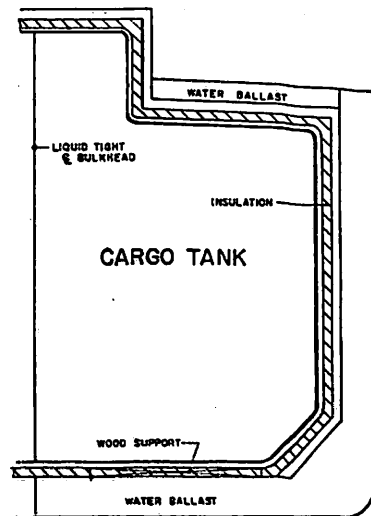
機関冷却装置が詰まることを避けるため、冷却水にバラストを使用できる。

### 船体構造

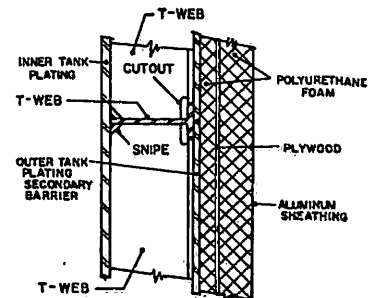
船の大きさは、37,000 重量トンタンカーに匹敵する。カーゴタンク部の側部、甲板および船底は、二重殻構造である。タンク格納スペースは、4ホールドに分かれており、各ホールド間にはコッフアダムが設けられている。ホールド周囲の二重殻スペースおよびコッフアダムはバラストタンクとなつている。

### カーゴタンクおよび防熱

タンクの大きさは、長さ; 95' (29 m) × 高さ; 61' (18.6



Esso Brega—Typical section



Esso Brega—Insulation detail

図 2-35-2 コンチエッソアルミニウム二重殻タンク LNG 船 (文献 ii)

\*, \*\* 日本海事協会船体部



m)×幅(最大); 80'(24.4 m)である。

タンクは、4.45%マンガン・アルミ合金製の独立自己支持型二重殻方式である。

タンクは、船底構造上のニッケル合金製サポートの上に設けられた防熱材として働くかたい横壁パルサ材により支持される。他の場所では、ポリウレタンまたはP.V.C.を合板ではさんだブロックをタンク外側にアルミスタッドで取り付け、防熱されている。

タンクは、両舷および両端、計4個の特殊な垂直キーにより固定される。このキーは、タンク囲壁と船体構造の間に硬質木材のブロックが設けられたものであり、船体運動による荷重を船体構造に伝え、タンクを安定させるものである。

タンクは、主甲板の位置より上方にトランクを設け、船の復原性を良くしている。タンクの中央、トランク上にドームを設け、タンクの管装置等の装備品および交通装置は、ドームトップから導かれている。

タンクは、中心線縦隔壁により、分離されている。

#### 荷役管等管装置

荷役管等管装置は、甲板上次の6つのサブシステムから構成される。

- (1) カーゴメイン: 14"φ 積荷および通常の LNG 揚荷用
- (2) 再循環ライン: 3"φ 必要な場合の途中でのスプレー冷却用あるいはタンクの危急揚荷のエダクター駆動 LNG を供給するため
- (3) ベントライン: 12"φ、陸上タンクと船のタンクの圧力平衡用およびボイラ燃料としてコンプレッサ・ヒーターにボイルオフガスを送るため
- (4) リリーフライン: 12"φ、タンク 過圧防止用
- (5) イナートライン: 4"φ、タンク 負圧防止またはタンクのイナートインクの窒素ガス供給用
- (6) 窒素供給ライン: 2"φ、液体窒素補給用

これらの管は、甲板上では、ステンレス鋼、タンク内には、アルミが使用されている。ステンレス鋼管の継手には、+200°F〜260°Fの温度変化に対応できるように、ペローズ式膨張継手が設けられている。

積荷は、陸上のポンプで、毎時 30,000 bbl (4,800 m<sup>3</sup>) の能力、揚荷は、8個のサブマージポンプで毎時 25,000 bbl (4,000 m<sup>3</sup>) の能力がある。タンク内の1個

のポンプが故障したときは、タンク内の LNG の排出は中心線隔壁の仕切り弁を開くか、または他のタンクからの駆動 LNG の供給を受けてエダクターで行なうことができる。

タンクには、一定の割合いでタンクを冷却するスプレーリング装置が設けられ、急激な温度変化を防いでいる。さらに、定期的検査のため、ウォームアップ装置が設けられているが、このウォームアップは、暖めたメタンを循環させ、大気温度まで温度を上昇させる。次いでイナートインクを行なうものである。

すべてのカーゴパイピング装置は、中央のカーゴコントロールルームで行なわれ、バラストについても同様である。これらは、いずれもローカルにも操作できる。

#### 液面指示装置

カーゴタンクの液面は、次の4つの方法で計測できる。

- (1) タンクドームに設けられた二重ガラスののぞき窓からタンク内のスケールを読み取る方法 (ローカル)
- (2) 窒素をタンク内に放出し、その圧力をカーゴコントロールルーム内で計測する方法 (エアバージ式液面計)
- (3) 各タンクドームに設けられたフロートゲージによる方法 (ローカル)
- (4) タンク底部に設けられた超音波発信器により液面を計測する方法 (カーゴコントロールルーム)

#### 各種計測および安全装置

タンク圧力、タンク温度、ガス漏えい、船体温度、コールドスポット等の監視計測は、すべてカーゴコントロールルームで行なえる。また、航海中は警報器がブリッジで作動する。

タンクの圧力は、通常のボイルオフまたは窒素ガスを自動的に供給することによって維持され、ベーパー装置は船の前面に設けられている。

タンク外壁と船体の間の空所およびタンクの内壁と外壁の間は、就航中窒素ガスが封入される。また、これらのスペースには、炭化水素ガスを検知し異常な圧力を監視できる装置が設けられている。

また、万一の場合に備えて、8"φのジェットソライオンが船尾に導かれ、LNGを船外に放出できるようにしている。

船首に計 11,600 U.S. ガロンの2個の液体窒素タンクおよび2個のベーパーライザーが設けられ、自動的に窒素ガスを供給する。船に積まれている窒素は、14日の

通常航海および最大のタンクのイナーティングに必要な量が確保されている。

船には、国際規格に合格する消火装置が設けられ、さらにタンクのウォームアップまたはイナーティング中、可燃性ガスを検知できるようにタンクに固定サンプリング管が管けられている。

#### 就航前のテスト

最初のタイプの LNG 船なので、就航前に造船所で広範囲のテストが行なわれた。例を次に示す。

- (1) 船体構造は、X 線および水圧試験を含み、すべての重要構造に関し、完全に検査された。
- (2) カーゴタンクは、建造中および完成後、設計圧力でエアテストを行なった。
- (3) すべてのタンクは、水圧テストを行なったが、その前後にエアテストを行なった。このテストにより、構造の強度が確認された。
- (4) 1つのタンクについて、液体窒素を使用し実際の就航状態をシミュレートした温度でクールダウンテストを行ない、次いでウォームアップテストが行なわれた。
- (5) 荷役管等の管装置は、完全に X 線試験が行なわれ、次いで液体窒素を使用して冷却した状態で圧力テストが行なわれた。

海上公試は、通常どおり行なわれた。

次いで、試用試験が LNG を使用して海上で行なわれた。このテストは、カーゴタンクの強度を確認する目的で、荒れた海上で行なわれるよう計画された。試用試験は、約3ヶ月で終了した。このテストでは、小さな問題点を生じたが、設計、構造および操作に関する根本的な欠陥は生じなかつた。

#### 結 論

コンチエッソ独立アルミニウム二重殻タンク方式の LNG 船は、就航したばかりで詳細な記録はない。初めの LNG 運送の予定よりかなり遅れているが、これは、陸上の施設の関係もあるものと思われ、本船の関係者は、「Esso Berga」は、予定積荷（リビアからイタリア）以前に、アルゼリアからテキサスまで LNG を運び、何ら問題は生じなかつた。しかし、これらの船はいずれも就航したばかりで、LNG 船としての問題点は、これから経験することになる。注意深く監視を続け、早期に問題点を発見し、解決したい。」と述べている。

#### 2.2.5 コンチオーシャンメン・ブレンタンク（ステンレス鋼）方式

〔参考文献〕

- i 「CONCH OCEAN TECHNIQUE FOR INTEGRATED TANKS (Technigaz 社発行のパンフレット)」
- ii 「TESTING AND TECHNOLOGY OF MODELS OF INTEGRATED TANKS FOR LNG CARRIERS」—First International L.N.G. Congress, Session 6 “Transportation of L.N.G.”
- iii 溶接技術 1970, 8月号「テクニガス式低温液化ガスの貯槽」

#### 序 言

フランスのコンチ・メタン・サービス社とテクニガス社（ガスオーシャン社の子会社）は、LNG 船のコストダウンを図る方法として独自に「メンブレンタンク」方式の研究開発を行なっていたが、1967年に至りその両社は共同出資して新たにコンチ・オーシャン社を設立しメンブレンタンク式 LNG タンカーの共同開発に乗り出した。

両社の技術・研究を比較検討して直ちに次の3つの結論を得た。

- 船体に対する海象の分析およびそのシミュレーションについて両者の考えはかなりよく一致していた。
- メンブレンタンクにおける応力集中および疲労破壊を避けるには、完全に均質な防熱システムが必要である。
- 設計はコンチの防熱システムとテクニガスのメンブレンとを組み合わせる。

コンチ方式は“メタン・パイオニア”“メタン・プリンセス”“メタン・プログレス”においてすでに十分な実績を有し、一方テクニガスのメンブレンは“ピタゴール”において成功を収めている。これら2つの技術がいかに組み合わせられていかなる実験が行なわれたか以下に紹介する。

#### 構 造

##### 1) 一 般

この LNG 貯蔵システムはいわゆる一次防壁として液密を保つステンレス鋼製メンブレンといわゆる二次防壁としての働きを合わせ持つたバルサ材を基礎とする防熱システムとから構成される。

##### 2) メンブレン

カーゴタンクは厚さ 1.2 mm 極低炭素系の 18-10 ステンレス鋼（18% クローム、10% ニッケル）製のコルゲートシートをラップ溶接して組み立てられる。340 mm

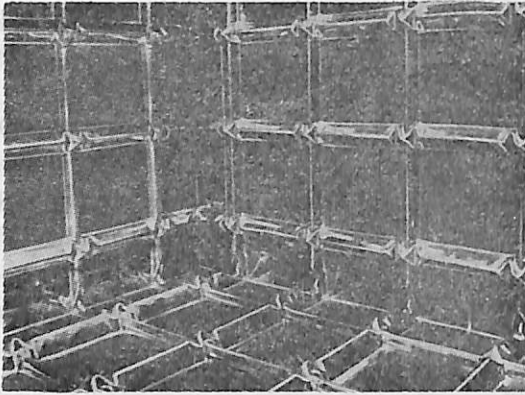


図 2.36 (文献 i)

のピッチで互いに直交して縦横に通る大小2種類のコルゲートは“ノット”と呼ばれる特殊な形状のもとに互いに交差する。(図 2.36, 37 参照)

タンクコーナー部は、アングルピースと呼ばれる特殊な形状の折り曲げられたコルゲートシートで構成される。

コルゲートシートは防熱材中に組み込まれたアンカーピースに溶接されることによつて、タンク支持構造としての防熱材に固着される。このアンカーピースの果たす役割りは3つある。すなわち、不均一な温度分布等によつて一時的に生じる不齊な力の吸収、側壁および天井のメンブレンシートの支持あるいはタンク内負圧に対する抵抗である。コルゲートシートは2平面がぶつかる2面角部および3平面がぶつかる3面角部では、ハードウッドキーと呼ばれる防熱材のコーナー部補強部に組み込まれたステンレス鋼厚板に取り付けられる。

その際の溶接は溶接棒なしのアルゴンふん 囲気 TIG 溶接かプラズマ溶接による。

### 3) 防熱材および二次防壁

二次防壁兼用防熱材は、内殻からメンブレンの方向に

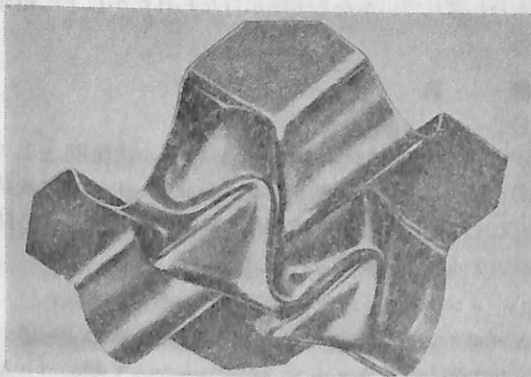


図 2.37 メンブレンの形状 (文献 iii)

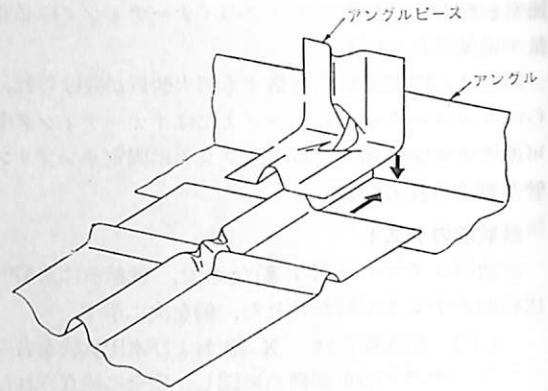


図 2.38 メンブレンの形状 (文献 iii)

以下のような諸要素でもつて構成される。

- 根太: 内殻にスタッドボルトで固着されていて、それに接着される防熱材パネルを支持する。根太間にはグラスウールを充てんしている。
- 防熱材サンドウィッチパネル: 何層にも分かれており、内殻からメンブレンに向かつて以下の要素から成る。
  - かたい木材の合板層
  - バルサ材を何層も互いに接着したバルサ層。防熱材のコアになる。
  - かえてあるいはかば合板層。二次防壁としての働きをする。
  - 防壁間バルサパッド層。メンブレン(一次防壁)と二次防壁として働くかえて合板との間に設けられるもので、メンブレン取付け用の各種の部材が装着される。

各層間の接着はフェノール樹脂系接着剤で行なわれる。防熱材パネルは PVC (発泡塩化ビニール樹脂) 圧縮物を防熱材パネル相互の間げきに圧入して接着することによつて相互に連絡される。

タンクコーナー部での防熱材パネルは平面部と同じく PVC で連結されるが、防壁間バルサパッドの所は、同

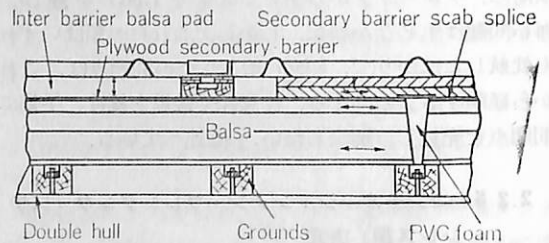


図 2.39 Wall Structure (文献 i)

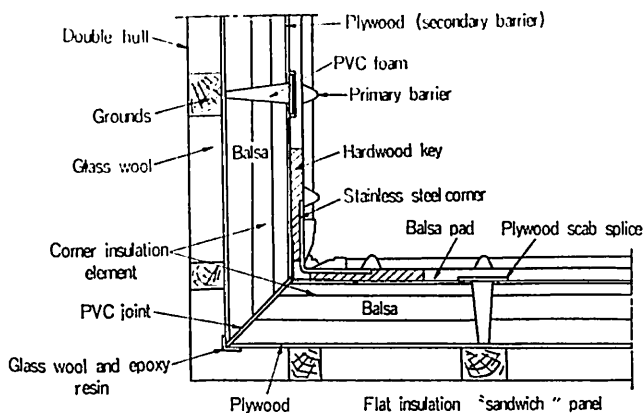


図 2.40 Corner Structure (文献 i)

じ厚さのハードウッドキーに置き換えられ、厚板のステンレス鋼コーナーが取り付けられる。

かえであるいはかば合板製の二次防壁の液密性・連続性は、同じ材質でできた“scab-splice”（かさぶた状継手）で保たれるようになっていいる。

防熱材の各寸法（特に厚さ）は以下の点を考慮して決定される。

- LNG の蒸発率が前もつて決められた値以上にならないようにタンクへの入熱を制限する。
- 内殻を過度に冷却することなく、その材質に見合った温度に保つ。
- 荷重により変形するメンブレンのひずみ量を適当なものとする。

すなわち、二次防壁兼防熱材は、メンブレンタンクの保持およびメンブレンタンクからの漏えい LNG による内殻の過冷却防止および内殻を通しての海水の浸透防止の 3 つの働きをすることがわかる。

#### 実船への装着

実船への装着手順は、まず天井と側壁を行ない、その後、後に床に移る。二次防壁兼防熱システムの実船装着後でメンブレン装着の前には気密試験を行ない、二次防壁の tightness を確認する。

最終的には船級協会の規則に従って上甲板上 2.45 m の水頭に対応する圧力をタンクに加えて試験する。

#### メンブレンの損傷修理

メンブレンの損傷修理対象としては、き裂、破孔、ひずみ等の局部損傷に限られる。爆発とか衝突による大損傷は除く。実際の修理法は以下のとおりである。

- 溶接による補修溶接部に多いと思われるクラックは溶接棒の使用不使用にかかわらず溶接補修する。

— 損傷部に新たなメンブレンシートをかぶせてラップ溶接する。

— メンブレンシートを取り換える方法：損傷をこおむつたシートについてその溶接部を削り取るかあるいは切り取った後、やや大き目の別のシートを持ってきて四辺をラップ溶接する。

#### 研究および実験基準の想定

##### 1) 一般事項

システムの各要素について各単独の疲労特性を調べるのは、比較的容易である。ところが、各要素が組み合わさったものについてとなると問題はむずかしくなる。すなわち、実験器具は複雑高価になるし、また実験条件の設定が困難

になるからである。以下の諸実験の環境・条件は、海上において船が置かれる状態（海象条件）になるべく近いものとしなければならない。種々の研究の結果として、海象条件と船に加わる加速度および変形との間の相関関係を確立している。その研究の中には船の大きさの影響も含まれており以下のような結論を得ている。すなわち、タンクを最適アレンジした種々の大きさの船について最も過酷な状態に置かれるのは、容積約 40,000 m<sup>3</sup> の船である。この大きさを対象として以下の諸要因に基づくひずみおよび応力を考慮して実験基準を確立した。

- a) 熱影響によるもの
- b) 船体のたわみに基づく繰返し伸縮によるもの
- c) 船体動揺に基づく繰返し圧力変動によるもの
- d) 不斉構造（防熱材平面の平坦度欠如等）に基づくメンブレンの繰返し曲げによるもの

図 2.41 および 2.42 は、そのうちのタンク内の圧力変動 ( $\Delta p$ ) およびタンクの伸縮 ( $\Delta \epsilon$ ) とその船の一生 (20 年間でそのうちの 2/3 について海上にあるとしている) における繰返し数の相関を示すものである。この荷重曲線により、「最大期待値荷重」および種々の応力あるいは

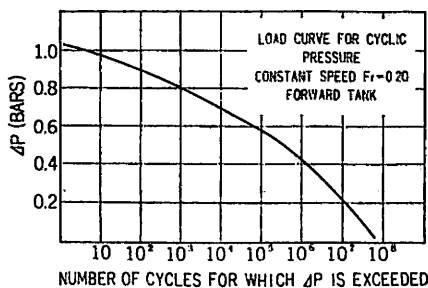


図 2.41 (文献 ii)



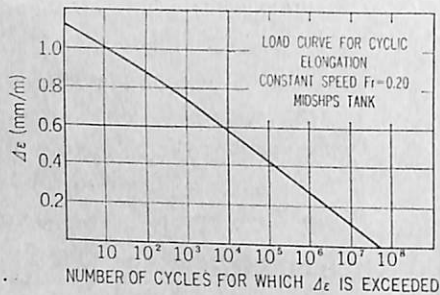


図 2.42 (文献 ii)

はひずみに対するひん度を知ることができ、したがってタンクの平均圧力、静水中曲げモーメント、熱応力といった静的荷重の許容値が決定できる。

これらすべての荷重を同時に考慮してひずみおよび応力を求めることは、非常に困難な計算を伴う。

このように、該構造が完全なものであるかどうか評価するためには、実際の状態になるべく近い条件およびひずみ・応力を与えた実験を行なう必要があるわけである。

以下この目的に沿って行なわれた種々の実験について紹介する。実験は最初メンブレン、次に防熱材、3番目にその両者を組み立てた完全なタンクについて行なわれた。

#### 2) メンブレン (一次防壁)

材料は 18-10 ステンレス鋼でその性質はよく知られているので、海上における耐腐食性についてのみ調べられた。

静的試験については以下の諸試験が行なわれた。

##### — 折曲げ試験

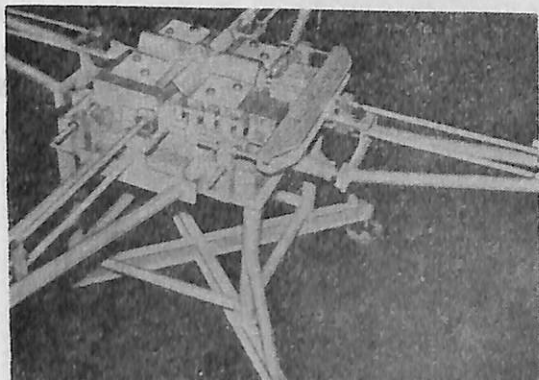


図 2.43 STATIC TEST MACHINE  
Permits tensile and compression tests, loads being applied in one direction or in two directions perpendicular to each other. (文献 i, iii)

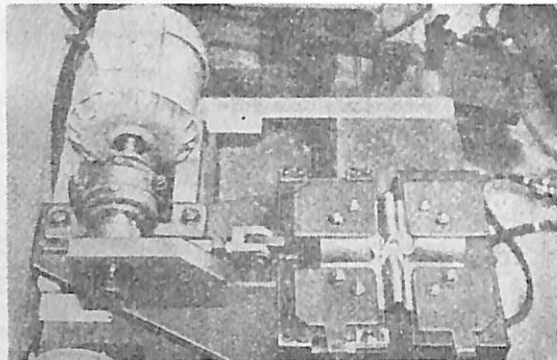


図 2.44 MACHINE FOR CYCLIC ELONGATION  
Testing at ambient temperature. (文献 i, iii)

— コルゲートシートの機械的特性・エッジフォースの測定

— 曲げ、圧力および伸びによりコルゲーションおよびノットに生じる応力を知るためのひずみ測定

疲労試験は一方向コルゲーション (Single corrugation)、溶接された一方向コルゲーションおよび実際のメンブレンタンクを構成する交差コルゲーション (corrugation crossing)、アングルピースの計 4 つのタイプの試験材について以下の諸実験が行なわれている。

— (熱応力繰返し伸び) 試験; 常温 および低温において生じる熱応力に相当する応力を与えた上で繰返し伸びを加えて、S-N 曲線を作成し、

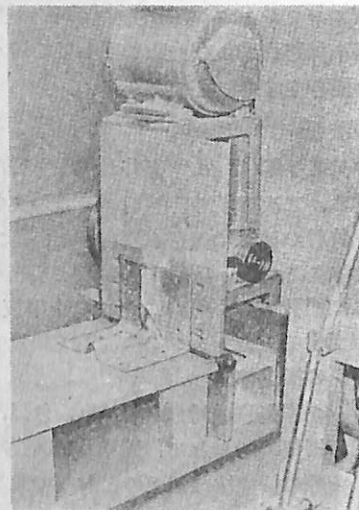


図 2.45 MACHINE FOR CYCLIC BENDING TESTING OF CORNER ANGLE  
(文献 i, iii)

疲労限を求める。この疲労限が前に述べた「実験基準」による荷重よりもはるかに高いことが示されている。

- (熱応力+繰返し曲げ)試験: 熱応力に相当する一定の応力を与えた試験材に繰返し曲げを加える試験で、内殻や防熱材の不齊によつてメンブレンに生じる曲げ応力の影響を調べ、どの程度の工作誤差が許されるか調べる。
- (熱収縮+繰返し曲げ+繰返し伸び)試験: 繰返し曲げ試験機を使用して2種類の異なった繰返し荷重を同時に加えたことによる影響を調べるもので、その疲労限は「実験基準」による荷重よりもはるかに安全側にあることが確認された。
- (熱応力+繰返し圧力)試験: 完全に剛な支持材の上に置かれたものと防熱材に取り付けられたものとの2種類について繰返し試験が行なわれ、変動圧力下におけるメンブレンの挙動について重要なデータを得ている。
- (熱応力+繰返し曲げ+繰返し伸び+繰返し圧力)試験: 関連するすべての応力を重畳してその影響を調べるもので、後に述べるモデルタンク試験では行なえない繰返し伸びの影響が特に調査対象となつている。

### 3) 防熱材

防熱材兼二次防壁組立て物については、すでに3隻の実船において充分長い間(たとえばメタンバイオニア号で10年間)その効力が試験されていることになるので、この実験においては、タンク方式の差(メンブレン式と自立式)による影響を見ることを主眼としている。



図 2.46 COMBINED CYCLIC STRESS TESTING MACHINE VIEW of diaphragm transmitting cyclic pressure. (文献 i, iii)

### (静的試験)

- 材料の機械的性質; 種々の材料について機械的性質が調査された。特に合板の引張り強度バルサ材の圧縮強度は十分に確認されている。
- 防熱材各要素の機械的性質; 圧力下における防熱パネルのたわみ、コーナーピースのたわみについて研究されている。
- 防熱性および液密性確認; 合板単独およびバルサ材と合板を接着したものについての液の浸透性試験が行なわれた。また、防熱パネルについては熱流および熱こう配が測定された。バルサ材のみによる防熱システム(メンブレン、二次防壁なし)で作られた 400 m<sup>3</sup> のタンクに LNG を貯蔵したところ5ヶ月間は異常がなかつた。また、防熱材に二次防壁を加えた防熱システム(メンブレンなし)のタンクに 1.7 kg/cm<sup>2</sup> の圧力を加えて1ヶ月間冷却・保持する試験を幾つかのタンクについて行なつた。

### (疲労試験)

以下の諸実験は二次防壁兼防熱材システムの疲労抵抗特性を決定するために行なつたものである。

- 二次防壁用合板の疲労試験: 液化メタンガスに長時間接触させてもその性質に変化のないことを調べた。
- (熱応力+繰返し伸び)試験: PVC で結合された防熱パネルおよびコーナー部の防熱パネルについて繰返し試験を行なつた。
- 繰返し圧力試験: メンブレンおよび防熱システムの両方を含んだ壁についてメンブレンの圧力試験の際に使用した機械で同じような試験を行なつた。

### 4) モデルタンクによる実験

この実験は実際の LNG タンク構成要素である防熱材および一次防壁で構成されたタンクを常温下に置きメンブレンに一定の引張り応力を与えた上で、繰返し圧力を加えて行なうものである。低温による収縮および静水中曲げモーメントによりメンブレンには引張り応力が存在するので常温下に置かれたモデルタンクでは、あらかじめメンブレンに相当引張り応力を加えておく必要がある。

モデルタンクの容積はメンブレンの張付け後で 5 m<sup>3</sup> である。

実験は2つの圧力レベル:  $1.1 \pm 0.6 \text{ kg/cm}^2$ ,  $1.1 \pm 0.8 \text{ kg/cm}^2$  で行なわれた。実験後二次防壁の液密性を液体窒素でチェックした。同時に外部タンクと防熱材との間に水を入れて防熱材の耐浸水性をチェックした。こ

表 2.7 Summary of Test Results (文献 i)

Applied Cyclic Loads	Primary Barrier Tested Elements				
	Strain Levels and Fatigue Characteristics	Single Corrugation	Single Corrugation (welded)	Membrane Basic Modules	
				Corrugation Crossing	Angle Piece
Elongation $\epsilon = \epsilon m \pm \Delta \epsilon$ $\epsilon m = \epsilon th = 2.5 \text{ mm/m}$	$\Delta \epsilon 1/3 = .416 \text{ mm/m}$ $\Delta \epsilon 1/100 = .692 \text{ mm/m}$ Fatigue limit $\Delta \epsilon_{\infty}$ Miner's sum M	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 3 \times 10^6$ 4.4 mm/m 0	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 3 \times 10^6$ 1.7 mm/m 0	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 3 \times 10^6$ .7 mm/m 0	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 3 \times 10^6$ .4 mm/m <.05
Bending $\alpha = \alpha m \pm \Delta \alpha$ $\alpha m = .3^\circ$	$\Delta \alpha 1/3 = .1^\circ$ $\Delta \alpha 1/100 = .12^\circ$ Fatigue limit $\Delta \alpha_{\infty}$ Miner's sum M	$N 1/3 \gg 3 \times 10^6$ $N 1/100 \gg 3 \times 10^6$ not determined 0	$N 1/3 \gg 3 \times 10^6$ $N 1/100 \gg 3 \times 10^6$ not determined 0	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 3 \times 10^6$ .25° 0	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 3 \times 10^6$ .15° 0
Pressure $\pi = \pi m \pm \Delta \pi$ $\pi m = 1.1 \text{ bar}$	$\Delta \pi 1/3 = .6 \text{ bar}$ $\Delta \pi 1/100 = .8 \text{ bar}$ Fatigue limit $\Delta \pi_{\infty}$ Miner's sum M	$N 1/3 \gg 3 \times 10^6$ $N 1/100 \gg 1 \times 10^6$ >.8 bar 0	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 1 \times 10^6$ >.8 bar 0	$N 1/3 > 2.4 \times 10^6$ * $N 1/100 > .4 \times 10^6$ * >.53 bar* <.12*	$N 1/3 > 3 \times 10^6$ $N 1/100 > 1 \times 10^6$ >.6 bar 0
Combined Tests $\epsilon, \alpha$ and $\pi$ simultaneously $\epsilon m = \epsilon th = 2.5 \text{ mm/m}$ $\alpha m = .3^\circ$ $\pi m = 1.1 \text{ bar}$	$\Delta \epsilon 1/3 = .416 \text{ mm/m}$ $\Delta \alpha 1/3 = .1^\circ$ $\Delta \pi 1/3 = .6 \text{ bar}$			$N 1/3 > 3 \times 10^6$	
	$\Delta \epsilon 1/100 = .692 \text{ mm/m}$ $\Delta \alpha 1/100 = .12^\circ$ $\Delta \pi 1/100 = .8 \text{ bar}$			$N 100 > 3 \times 10^6$	

\* Results calculated from tests on the complete tank structure.  
All fatigue lives N in cycles.

のモデルタンク試験では「繰返し伸び試験」は行なえないが、前に述べたようにメムレン要素にすべての繰返し荷重を加えた実験で、その影響を確認している。

5) 実験結果

2) 項で述べたようにメムレンの各要素 (single corrugation, welded single corrugation, corrugation crossing, angle piece) について単純荷重繰返し試験あるいは組合せ荷重繰返し試験を行ない、その S-N 曲線を作成している。すなわち、与えられた「生存確率」と「信頼水準」に対して疲労寿命ののぼらつきおよびその特殊な形をした確率分布曲線を解析することにより S-N 曲線を決定した。各ケースにおける「累計損傷度」の推定はマイナー法則に従って行なわれた。その「累計回数比」は、荷重曲線および S-N 曲線により求めた。

上表に示される2つの荷重(ひずみ)レベルは、最も過酷な海象において生じる応力・ひずみの「最大1/3平均」および「最大1/100平均」に相当するものである。実船を想定して作成した「荷重曲線」は「S-N 曲線」よりも充分左方に離れており、各メムレン要素の疲労

強度は充分であることがわかる。圧力、曲げおよび伸びの繰返しに關しての「累計回数比」はほとんど零である。また、組合せ荷重の疲労寿命に及ぼす影響はほとんどなく、異種の繰返し応力の非加算性を証明している。

3) で述べた二次防壁兼防熱材に關しては、繰返し伸びの「累計回数比」は0.1以下であつた。

4) 項で述べたモデルタンクテストに關しては、 $1.1 \pm 0.8 \text{ kg/cm}^2$  の変動圧力下で  $0.9 \times 10^6$  回、 $1.1 \pm 0.6 \text{ kg/cm}^2$  の変動圧力下で  $4 \times 10^6$  回繰り返した結果異状はなかつた。

以上の各疲労試験は常温下で行なわれたものであり、低温により疲労強度が向上することを考慮に入れていない点に注意せねばならない。

結 語

コンチ・オーシャンのメムレタンクについての技術は以上に述べたような徹底的な研究および実験に基づいて充分な安全性を持つたものとなつている。事実防熱シ (73頁へつづく)



# 超高速タービンの試作

加藤 淳  
川崎重工業株式会社  
タービン設計部

## 1. ま え が き

船舶の巨大化、高速化、省力化にとまない主機は言うに及ばず、各種補助機も高出力化、高効率、高信頼性、自動化が強く要求され、各分野においてそれぞれ努力が払われている。その中でも、蒸気タービンは大形主機をはじめ、発電機駆動用としても広く使用され、近年その発展はめざましいものがある。しかし、最近に到つて、タービン本体の構成、製作法、設計限度値においてようやくゆきづまりが感ぜられる。特に船用発電機駆動用小形蒸気タービンではごく一部を除いては、相当時代遅れの感さえある。例えばわが国各社の船用発電タービンについて見ると、そのほとんどが 10,000 r.p.m 前後の回転数を採用し、普通の一段減速装置により減速、4極の凸極式発電機を駆動している。

我々はこのような状態を打開するため、数年前より努力を重ねて来たが、新構成、新工作法等の採用による超高速タービンの開発に着手し、日本船用機器開発協会の御援助を得て、同機の試作を行なった。

従来より、蒸気タービンの開発は非常に保守的な面があり、実績が非常に重視されごく部分的な改良の積み重ねにより行なわれて来た。これは、高速回転機のもつ危険性と、船用原動機としての重要性から言つて当然のことであり、今回の如く、飛躍的な開発のためには、理論や、机上の計画案のみにて、使用者を充分説得することは不可能であり、試作機によつてその成果を示す必要がある。本試作研究は、昭和 45 年度において設計、製作が行なわれ、昭和 46 年度で運転試験が行われ、そのすべてが成功裡に完了したので、その概要をとりまとめ

報告する。

## 2. 試作機の概要

試作機を計画するに当り“まえがき”で述べた如く現状打開の方針として

- ① 超高速化によるタービンの小形化
- ② つぼ形車室による構造の簡単化および運転性の向上
- ③ 新工作法、特に電解加工、電子ビーム溶接法の採用
- ④ 新材料翼使用によるタービンの高速化
- ⑤ 遊星減速装置の採用による小形コンパクト化

以上の諸点をその目標とした。

### 2-1 試作機の主要目

蒸気タービンを高速化すれば同一出力の下で小形化することは一般に知られている所である。しかし高速化によつておこる諸問題、例えば、回転体の強度、小形化に伴う構成の困難さ、発電機を駆動する場合減速機の困難等のため現在では前に述べた如く 10,000 r.p.m 前後が各社で用いられて来た。

今回は、以降に説明する諸方式の採用により高速化を可能とし一段減速として最大の 20,000 r.p.m の回転数を用いた。また出力としては現用、船用発電機として、最も多い 1,000 KW を採用、形式としては使用例としても多くかつ試運転も容易な復水式とした。これらをまとめて第 1 表に示す。

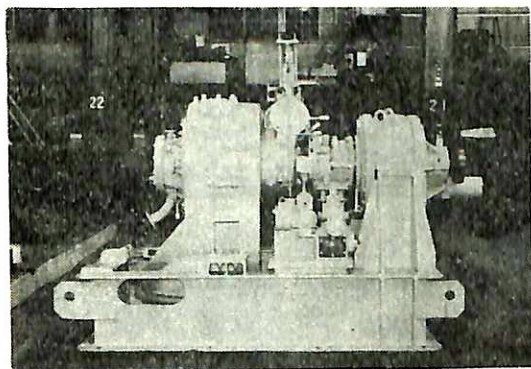
第 1 表 試作機要目表

### 蒸気タービン要目

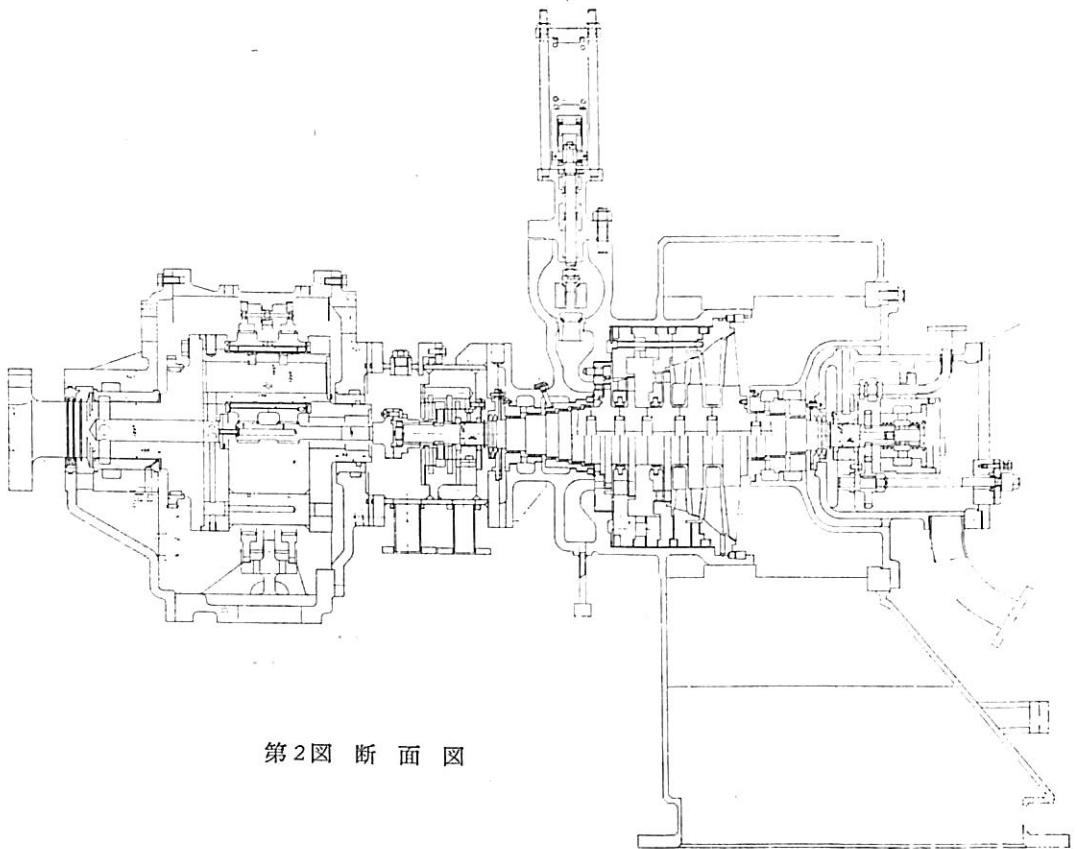
タービン形式	衝動復水式
段数	5 段
定格出力	1,000 KW
タービン回転数	20,400 r.p.m
発電機回転数	1,800 r.p.m
タービン入口蒸気圧力	30 atg
タービン入口蒸気温度	430°C
タービン出口真空	722 mmHg

### 減速装置要目

減速装置形式	1 段プラネタリー形遊星歯車
歯の形式	スグバ
モジュール×圧力角	2.5×20°
減速比	11.3
遊星個数	3 箇



第 1 図 タービン外形図



第2図 断面図

上記要目の試作タービンは従来製作されていた同種タービンに比してタービン重量では60~80%に減少し、特にローター、翼の回転部重量では95kgと従来の400kgの1/4以下に減少している。

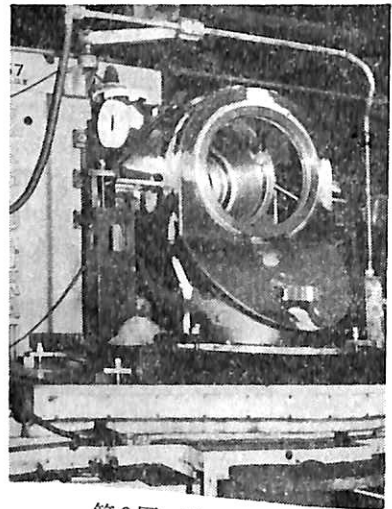
減速機は減速比が従来機の5~6から11.3に増加したのかかわらず、遊星方式の採用によつて重量はほとんど増加せず寸法的にはかなり小さくなつている。

## 2-2 タービンの構成

第2図にタービン、減速装置の組立断面図を示す。

本図により明らかな如く、タービンと減速機は一体に組立てられ、このような状態のまま台板への取付け、取り外しが可能なようになっている。この他、図では明らかでないが、次の如き特徴を備えている。

- ① タービン車室は従来の水平継手二つ割れ構造を、いわゆる“つぼ形車室”に改め、生産性の向上、および水平フランジ部がなくなつたための熱応力の軽減、蒸気洩れ部の減少等に役立ち、急速起動や、急激な負荷変動を可能にしている。
- ② “つぼ形”車室の採用に伴い仕切（第1段を除く）を除くすべての主要部分、すなわち軸受、ラピリン

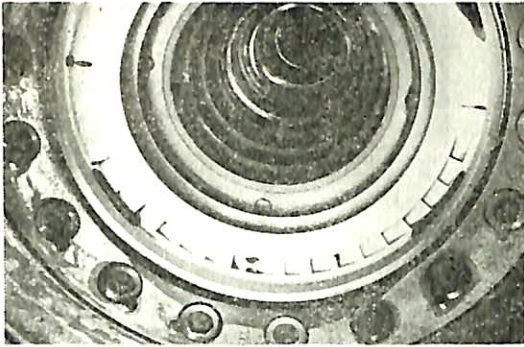


第3図 車室

ス等はすべて従来の二つ割れを円形に改め生産性の向上につとめた。

- ③ タービン車室と減速機車室は前記の如く1体に強固に組立てられているのでタービン軸と太陽歯車軸





第4図 軸受, ラビリンス, 1段ノズル

との偏心もなく, これ等の軸間には, フレキシブル  
接手は用いず, リジッド接手にて固定してある。

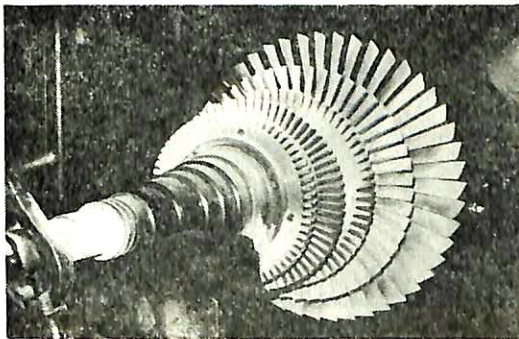
### 2-3 新工作法の採用

タービン構成部品の中で最も重要なものは, ロータ  
ー, 翼の回転部分およびノズル, 仕切であり, これらの  
製作費は全体の過半を占め, 工程的にも全体を支配して  
いる。また, この部分の良否によりタービンの性能が左  
右されることは言うまでもない。

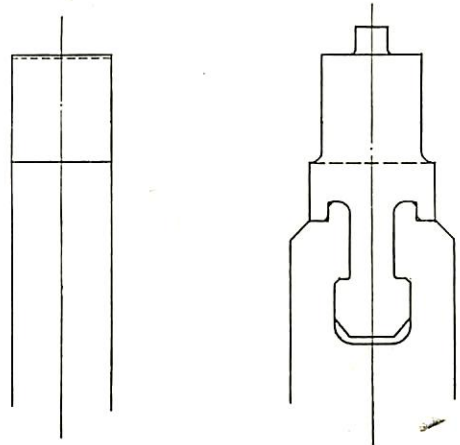
従来の製作法は, 一般には, 一体形(または組立形)  
ローターに翼植込み溝を加工しこれに1本ずつ別に作ら  
れた翼を入念に植込んで行く方法がとられて来た。この  
方法では多くの高精度な加工時間を必要とし, また強度  
的な面からも, この点がタービン高速化の一つの neck  
point となっていた。これらを一挙に解決するため電解  
加工, 電子ビーム溶接の新工作法を採用した。

#### ① 電解加工

試作タービンは5段落よりなっているが, 1~3段は  
ストレート翼, 4, 5段はねじれ翼が用いられている。こ  
の1~3段翼を13Cr鋼製の円板と1体に電解加工によ  
り削り出す方法を用いた。これによつて6図に示す如く  
従来形の応力最大の翼根部が除かれ強度的に改良され高  
速回転が可能となるばかりでなく加工工数面でも非常な



第5図 ローター



超高速型

従来型

第6図 従来翼根と今回のものの比較

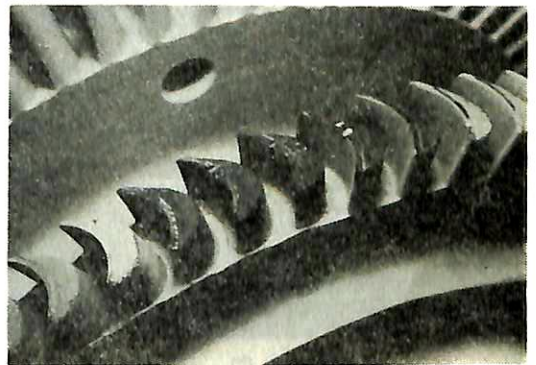
進歩が認められた。第7図に円板より削り出した翼の写  
真を示す。

#### ② 電子ビーム溶接法

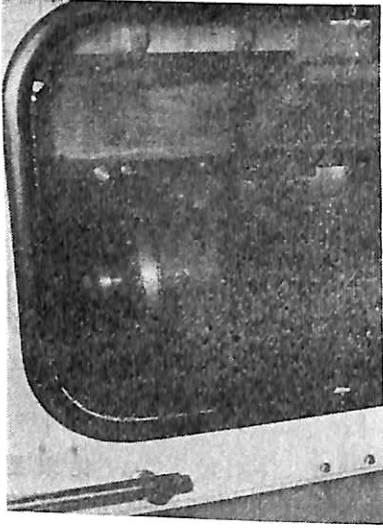
電解加工法によつてローターより翼を削り出す方法は  
最近ヨーロッパにて行なわれはじめているが, この場合,  
一般には13Cr鋼等の1体ローターより翼を削り出し  
ているが, 万一1枚の翼が加工不良になつた場合ロータ  
ー1体が廃却になるおそれがある。

また電解加工機の寸法的制約からも1体ローターよ  
りの電解加工による翼削り出しはむずかしい。従つて本試  
作機の場合, 各段落円板および軸受ジャーナル部を別に  
製作し, 各段ごとに円板より翼を削り出し, その後これ  
等を電子ビーム溶接により結合する方法をとつた。この  
場合問題になる次の点には事前に十分なテストを行い,  
その成果によつてふみきつた。

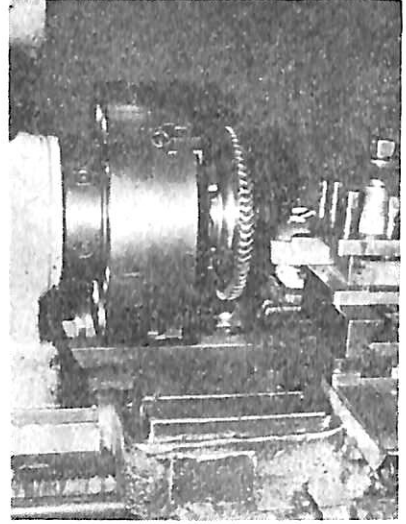
- 電子ビーム溶接による歪
- 溶接部の耐力の変化
- 溶接部の材料組織の変化
- 溶接部の欠陥の検査法



第7図 電解加工翼



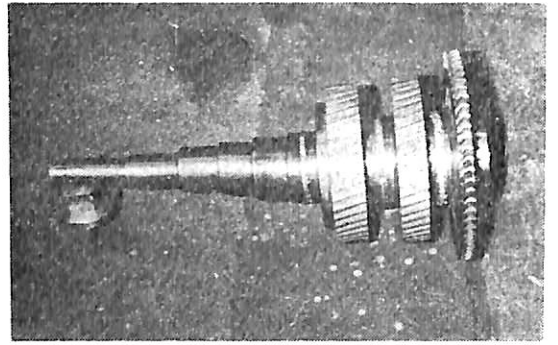
第 8 图



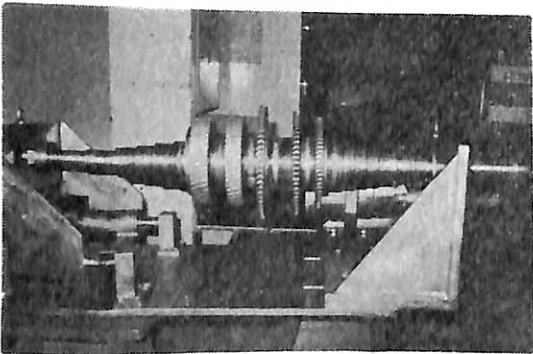
第 9 图



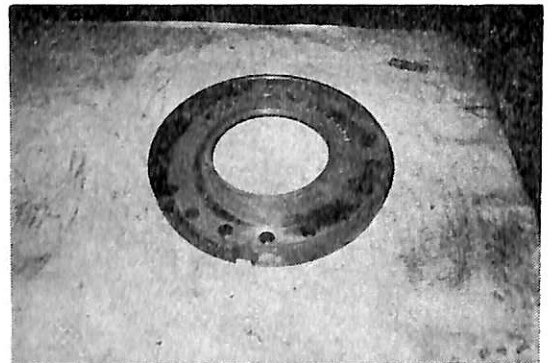
第 10 图



第 11 图

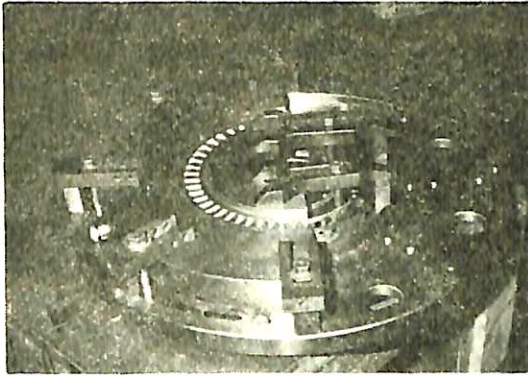


第 12 图



第 13 图





第 14 図

本試作機ではローターの他仕切り、ノズルの溶接にも電子ビーム法を採用して加工性の向上につとめた。第8図～第14図にローターおよび仕切りの組立過程を示してある。

### 2-4 新翼材の採用

4.5 段落の翼はねじれ翼であるため、前記の電解加工翼はむずかしく本試作機では個々に製作された翼をクリスマスツリー形翼根にて円板にとりつける方法をとった。これで第4段は問題なかつたが第5段は翼先端周速度が 500 m/s を越し普通の翼材では強度的に耐えられなく第2表に示すようなチタン合金を使用した。

これにより比強度は 13Cr 鋼に比して約2倍に高められた。勿論実用機では単に回転強度のみでなく、振動減衰率、疲労強度、耐ドレンカット特性等重要な point であり、これらは別途確認テストを続けている。

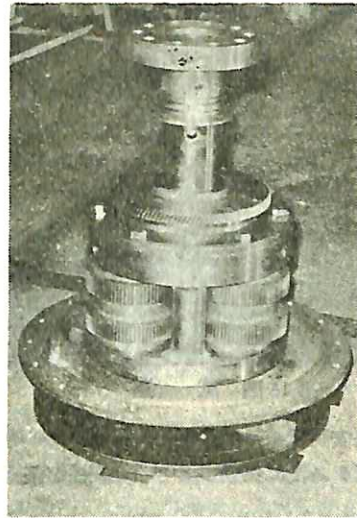
しかし、高回転タービン翼としてチタン合金を用いるという新方法を具体化したことにより、今後に対する一つの確信を得ることが出来た。

### 2.5 遊星減速装置

本機は、小形、コンパクトをねらつたものであること

第2表 チタン合金 (6 Al 4 V) 材料性質

機 械 的 性 質							
チ タ ン 合 金	耐 力 0.2% オフ セット	引 張 強 さ $\sigma_T$	伸 び %	絞 り %	リ カ タ サ RC	比 重 $r$	比 強 度 $\sigma_T/r$
	kg/mm <sup>2</sup> 以上	kg/mm <sup>2</sup> 以上	% 以上	% 以上	RC		kg/mm <sup>2</sup>
	94.7	101.8	9	20	30~40	4.43	23.0
化 学 成 分 (%)							
	Fe	N	O	H	Al	V	C
	以下	以下	以下	以下			
	0.21	0.011	0.16	0.0073	6.44	4.15	0.021



第15図 遊星歯車

は、前にも述べたが、そのためには遊星減速機が最適であると考え、その採用にふみきつた。本遊星減速機としての特徴は次の諸点である。

- ① 太陽軸回転数は 20,400 r.p.m の高速であり、タービンとはリジッドカップリングで直結されている。
- ② 複列スグバ形で両側の歯車は半ピッチずらせて取付けられ、トルク伝達の脈動的变化を減少せしめている。
- ③ 遊星間の負荷等配機構として遊星歯車軸受部にフローティングブッシュを採用し(東洋精密工業特許)複列間の負荷等配にはバランスピン方式を用いている。
- ④ 太陽遊星歯車は研磨仕上げを行い、内歯歯車はバニッシング仕上げを行なっている。
- ⑤ その他、直結の LO ポンプをもつ等全体として小形コンパクトを重点に設計されている。

### 2-6 そ の 他

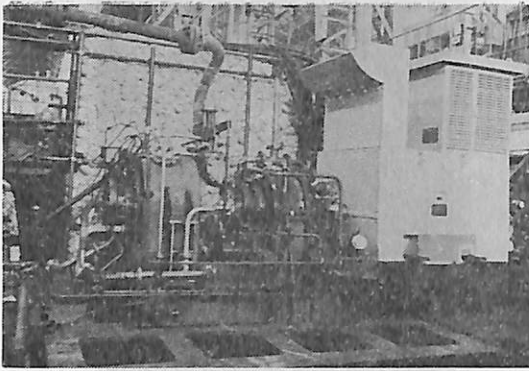
今回の試作には直接関係のない、その他の部品例えば調速機、調速弁、LO 装置関係等は従来機のままを採用し、試運転を行なつた。

## 3. 試 運 転

試作機は 45 年度末にて組立調整完了し 46 年度試運転を川崎重工・神戸工場にて次の諸項目について実施した。

### 3-1 試験項目

- ① タービンおよび減速装置を結合しての単独ならし運転  
これは、回転部分の確認テストで各部振動、軸受の様



第16図 試 運 転

子、各種保安装置テスト、ガバナーのテスト等が主なもので、負荷テストに先立つてその安定性を確認するものである。

② 性能試験①

これは水動力計に結合しての負荷性能試験であつて、出力、回転数、入口蒸気圧力、入口蒸気温度、出口真空を変化せしめた広範囲の性能を把握するためのテストである。

③ 性能試験②

実際の発電機に結合してのテストであり、各負荷での効率測定のためのテストである。

④ ガバナー作動の試験

本試作機は発電用として使用される関係上重要な一つの要素となる制御特性を把握する必要がある、特に小形

高速タービンとしての負荷遮断試験が必要である。

⑤ タービンおよび減速装置の機械損失測定テスト  
特に遊星減速機の機械損失を確実にとらえる必要があつた。

⑥ 焼入歯車の耐久テスト

⑦ タフトライド歯車の耐久テスト

⑥、⑦は遊星減速機の歯車の耐久テストでそれぞれのテストにつき噛合数が $10^7$ 回以上になるような時間について行い調査検討する。

3-2 試験結果

試験に際しては安全性を第1に考慮し、ラスト回転数を 14,000 r.p.m, 16,000 r.p.m, 17,200 r.p.m, 18,500 r.p.m, 20,400 r.p.m の5通りに分け各回転数ごとにローターの単独スピントストを行い安全を確認し、毎回転数のテスト終了ごとに分解し、異常なきことを確認した。

その結果、定格出力、回転数までのテストを無事故にて完了し、所期の成果を得た。

① 単独運転結果

すべての回転において振動、軸受温度等、異常は認められず、振動は最大 $6\mu$ 以下で非常に良好な状態であつた。

③ 性能試験

次の諸試験を行い結果はやや計画値を下廻つたが、これは電解加工機の使用不慣れによる加工翼形の不揃いによるもので、熟練により容易に改善可能なものである。

r.p.m	回転数変化テスト				入口蒸気圧力変化テスト			入口蒸気温度変化テスト			真空変化テスト	
	15,000	17,200	18,200	20,400	20,400	20,400	20,400	20,400	20,400	20,400	20,400	20,400
出力 KW	700	700	900	1,000	350	330	320	1,000	1,000	1,000	1,000	750
蒸気圧力 kg/cm <sup>2</sup> G	23.8	26.0	28.0	30.0	27.8	23.5	13.5	30.0	28.9	28.9	29.9	29.9
温度 °C	385	390	406	425	405	386	375	425	353	300	424	423
真 空 mmHg	690	690	690	680	700	685	705	680	708	707	650	678

③ ガバナー作動テスト

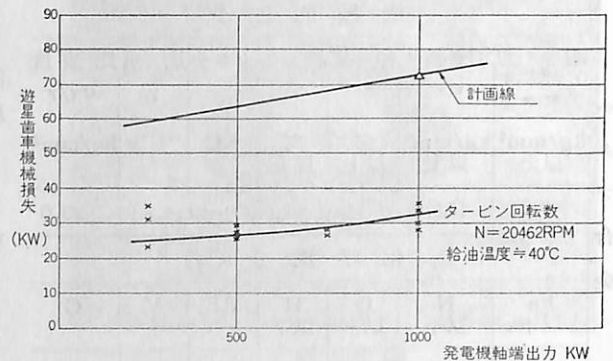
発電機と結合の上遮断テストを行つたが、最大飛上り6%以内と非常に良好な結果を得た。

④ 機械損失

機械損失の計測は油量および油塗の計測により行つたが第17図の如く遊星減速機の損失は計画値よりも少いことが判明した。

⑤ 歯車の耐久テスト

焼入れ歯車およびタフトライド歯車ともに耐久運転後の開放によつて全く異常が認められず、特にタフトライド歯車の成功は、今後実用機製作時の大きな特徴となるであろう。



第17図 各負荷に対する遊星歯車機械損失

⑥ その他

全負荷試験を通じての振動、騒音値はそれぞれ6μ、90ホンと実用機に比してかなり小さい値を示しており、本構成の運転性がすぐれていることを示している。また、軸受部にも異常は認められず、特に推力軸受は周速90m/sと非常に高速であるが、テーパランド形を採用して成功した。

4. む す び

本試作機の成功によって我々はタービン高速化に対する種々の問題解決に対する自信をもつことが出来た。復水タービンで20,000 r.p.m.の回転数は世界でも最高ク

ラスであろうし、小形タービンとしては、尖端周速500w/s以上の翼も初めてであると思う。

また、本タービンに用いた新工作法は従来の方法を一新しており、これによってタービン製作の簡素化、工数低減等が期待できる。

今後、これらの技術は単に船用発電タービンのみならず、陸船用、中小形タービンに広く採用していきたいと考えている。

最後に本開発研究にあたって、御援助賜った日本船用機器開発協会ならびに種々の審議と御指導を賜った石谷委員長(大阪大学)他各委員の方々に深く感謝の意を表する。

(66頁よりつづく)

ステムについては1964年就航の“メタンプリンセス号”および“メタンプログレス号”就航10余年の“メタンバイオニア号”により、メンブレンタンクについて就航4年の“ピタゴール号”により実船において充分確認されているところである。

コンチ・オーシャン方式LNGタンクは、二次防壁を防熱パネル内に組み込んでいるところに特徴があり、したがって他のメンブレン方式に比べれば、実船に装着

する作業は工数が少なくて大分簡単になる。問題点は防熱材・二次防壁としてかなり特殊な木材を多量に使用するためその供給に困難さを伴う点あるいは非常に高精度な作業・工作が不可欠な点にある。

なお、本システムを採用した船としてわが国では三菱横浜建造の小型沿岸航路のエチレン船(NK船級船)、フランスでは本格的LNG船があり、いずれも1971年末完成した。図1-1および2参照。

(未完)

天然社編 船舶の写真と要目 第19集(1971年版)

昭和46年12月刊行 B5判上製面入 310頁 定価3,000円(千200)

第18集以後—昭和45年8月~46年7月における2,000トン以上の新造船234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つ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、一般愛好者にとつても貴重な資料であることを疑わない。

国内船

- (旅客船) フェリーせと、せんとぼーりあ、ふえにつくす、第二セントラル、第一セントラル、第三セントラル、フェリールビー、神戸丸、うらら丸、りつりん、生駒丸、神高丸、ふりいじあ丸
- (貨物船) 明高丸、新船丸、あるぶす丸、花光丸、金静丸、緑光丸、鞍安丸、うえるす丸、日和丸、鳴門丸、まつかさる丸、ジャベソプロレ、協屈丸、飛羽丸、健山丸、ちえりぼん丸、栄寿丸、協久丸、天雄丸、めだん丸、風昌丸、東福丸、瑠光丸、江真丸、公海丸、金山丸、光永丸、山王丸、和栄丸、第十九寝宗丸、第十東洋丸、清勝丸、山見丸、正隆丸、若菜山丸、栗船丸、山州丸、日興丸
- (油槽船) 神ノ嶋丸、黒国丸、三峰山丸、瑠光丸、ジャバングランサス、ジャバソオーキッド、栄光丸、十和田丸、明原丸、高四丸、慈洋丸、屋光丸、高水丸、東光丸、登船丸、昭和丸、第七十五日空丸、東豊丸
- (散積貨物船) 新船丸、筑後丸、富久川丸、笠木山丸、三船山丸、鹿島丸、知多丸、健留丸、新船丸、六甲山丸、新田浜丸、千倉丸、段田丸、三井丸、第七全勝丸、第五全勝丸、さんたもにか丸、第六全勝丸、興石丸、海龍丸、九州丸、日登丸、沼田丸、碧津丸、千曲丸、賀津丸、につつう
- (特種貨物船) 第三につぼん丸、播磨丸、金山丸、泉山丸、東北丸、愛媛丸、大造丸、米州丸、穂高丸、第十四とよ丸、栃木丸、平塚丸、寄光丸、東海丸、第十八金力丸、第十二とよ丸、かなだ丸、第十五とよ丸、ない丸、若松丸、いんす丸、神洋丸、まつかざ丸、あかしあ丸
- (特殊船) 天洋丸、おとり丸、大和丸、春日丸

輸出船

- (貨物船) MARITIME BELIANCE, ATTICA, ARISTODIMOS, NEDLLOYD KEMBLA, OCEAN PROSPER, BUNGA RAYA, 海茂、BUNGA ORKID, HEELSUM, GOLDEN VENTURE, LIECHTENSTEIN, SEATIDE, CRESCENT, ACROPOLIS, JAPAN CANELA, 大安、PRESIDENT J. KASAVUBU, OVERSEA FRUIT, CRYSTAL CAMELLIA, MAH KIM, SANTA ISABEL, ASIAN GLORY, DAWN WISDOM, OCEAN NAGA, SAN FAIR
- (油槽船) BERGE KING, T.G. SHAVGHNESSY, JARINGA, PAUL L. FAHRNEY, BRITISH PIONEER, MOBIL PINACLE, GOLAR NICHU, BRITISH NAVIGATOR, ELISABETH KNUDSEN, ANDROS TITAN, ANDOS ORION, SANKO LAKE, WORLD HERO, ANDROS PATRIA, ENERGY PRODUCTION, OLYMPIC AMBITION, OLYMPIC ARCHER, SANKO QUEEN, NORTHERN STAR, SANKO KING, STANENIS, MESSINIAKI ARETI, GOLAR BALI, GOLAR SURABAYA, TABOGA
- (散積貨物船) UNIVERSE KURE, MOSLANE, KONKER INTREPID, GRACE, OGDEN AMAZON, Y.S. VENTURE, SHOWAVEVENTURE, CAPTAIN DIAMANTIS, LUSSIOS, CHERRY, BLUE SKY, GEDRGIOS XYLAS, EVER HONOR, GRACE L, DIMITROS CRITICOS, CHRYSANTHI G.L., RUBY, ATLANTIC CHALLENGE, ISLAND ARCHON, SPRAY STAN, PACIFIC ERA, ASIA HAWK, COSMOS FOMALHAUT, SEAFOX, CORONIA, KYNTHIA, WILSHIRE BOULEVARD, LINDANA, ICAROS, AMSTERDAM
- (特種貨物船) HOEGH HILL, JARLMALMOS, GOLDEN CLOVER, WORLD GUARD, DASITHEA, AVON BRIDGE, EXOTIC, AEGEAN WAVE, HOEGH ROBIN, ROBINA, EASTERN GIANT, WORLD DUALITY, ASIA CULTURE, CABO PILAR, HEXAGRAN, WORLD BRIDGESTONE, NEGO TRIABUNNA, ARAFURA, ARIAKE, CHIBA, THAIYUNG, GOLDEN ORCHID, MARITIME BRILLIANCE, ASIA FIDELITY, NEDLLOYD KYOTO, VAN HAWK, ASIA MORALITY, HOLY
- (特殊船) GAE YANG HO, CHEOG YANG HO



# 海水潤滑軸受を装備した船尾管の 船首側の封水装置の実船実験

日本ビラー工業株式会社  
技 術 開 発 部

## 1. はじめに

現在就航中、および建造中、ないしは建造計画中の海水潤滑軸受を装備した船舶の数は多数に及んでいるが、これらはほとんどすべて船尾管部の封水装置にランドパッキンを使用している。この方式はランドパッキンの材料、編組方法、潤滑剤などに工夫がこらされ、使用方法についても検討が加えられて性能の向上がはかられているが、パッキンと推進軸スリーブとのしゅう動による摩耗、漏洩海水による軸の腐食、スリーブとランドとの間の電食などの問題を包含し、さらに保守の面でも取扱いにある程度の熟練と手数を必要とするといった欠点を持っている。

このような欠点を改善するため、昭和44年(財)日本船舶機器開発協会より助成金をえて、700φおよび300φの端面接触型の船尾管封水装置を試作開発し、陸上試験を実施して好結果をえ、さらに翌45年にはインフラットブルシール方式の非常用シールの実験を中心として封水装置の信頼性を高めるよう努力して来た。しかし陸上試験の条件は実用条件を完全に満足しているとは言いがたく、実船での実験による性能の確認が必要とされた。このため、昨年再び(財)日本船舶機器開発協会より助成金をえて44年の開発に基いて封水装置を製作し、日本郵船株式会社の御協力によつて、同社所属のタンカー丹波丸に装備して実船実験を実施した。本稿ではその概要を以下に報告する。

## 2. 実船実験に使用した封水装置

実船実験に使用した封水装置は端面しゅう動型のいわゆるメカニカルシールである。図1にその斜視図、図2に断面図を示す。図1、図2は何れも図の左方が船首側で、封水装置としてランドパッキンを使用して

いる場合、スタフィングボックス部の構造を変えることなく本シールと換装することができる。

図1、図2において、図の右側のドライブカラは、軸スリーブまたは軸裸身部に固定され、ドライブカラにねじ込まれた直角度調整ボルトにより回転環が駆動される。推進軸と共に回転するのはこのドライブカラと回転環であつて、他は回転しない。回転環の船尾側端面は平滑に仕上げられ、シールリングリテーナにかん入された特殊樹脂結合カーボン製固定環としゅう動接触し、この部分で流体を密封する。スタフィングボックスの船首側端部にランドボルトのねじ穴を利用して取付けられたマウンティングリングと、シールリングリテーナとの間には補強された中空の合成ゴム製パッキンを設け、振動の吸収とマウンティングリングとシールリングリテーナとの間の密封を行なわせている。

固定環およびシールリングリテーナはマウンティングリングに取付けられたブラケットよりのびる調心ボルトで支えられ、かつこのボルトの先端部はシールリングリテーナに設けられた長溝にかん合しているので回止めともなり、中空パッキンにねじりが掛ることを防いでい

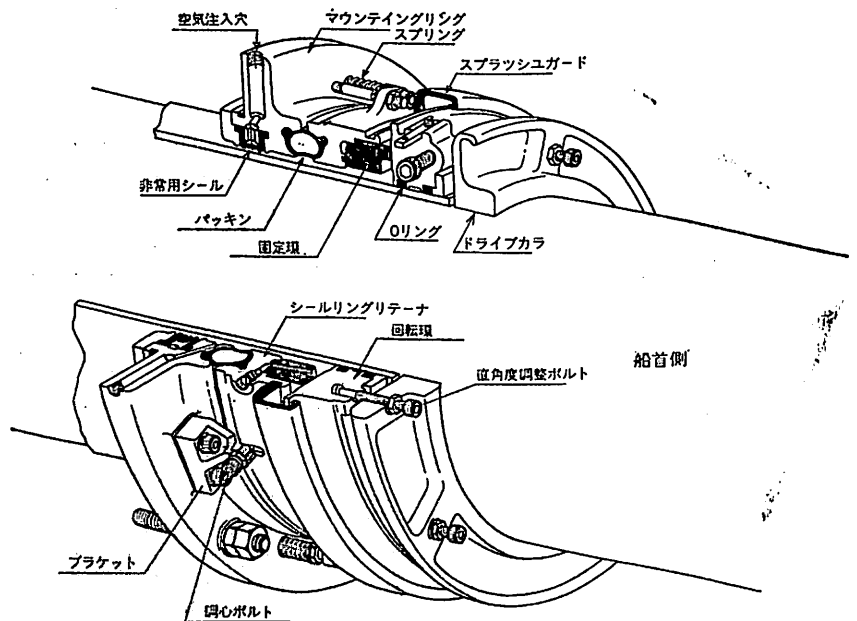
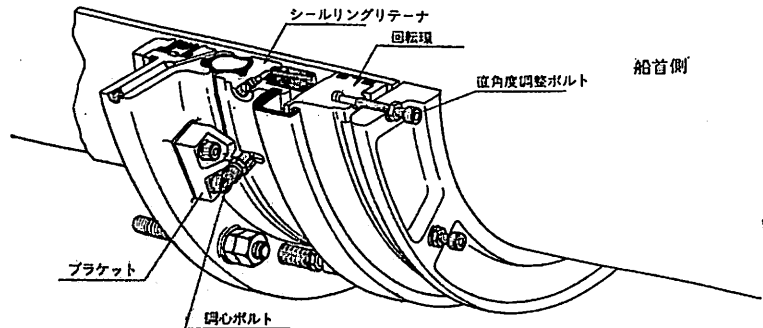


図1. 封水装置斜視図



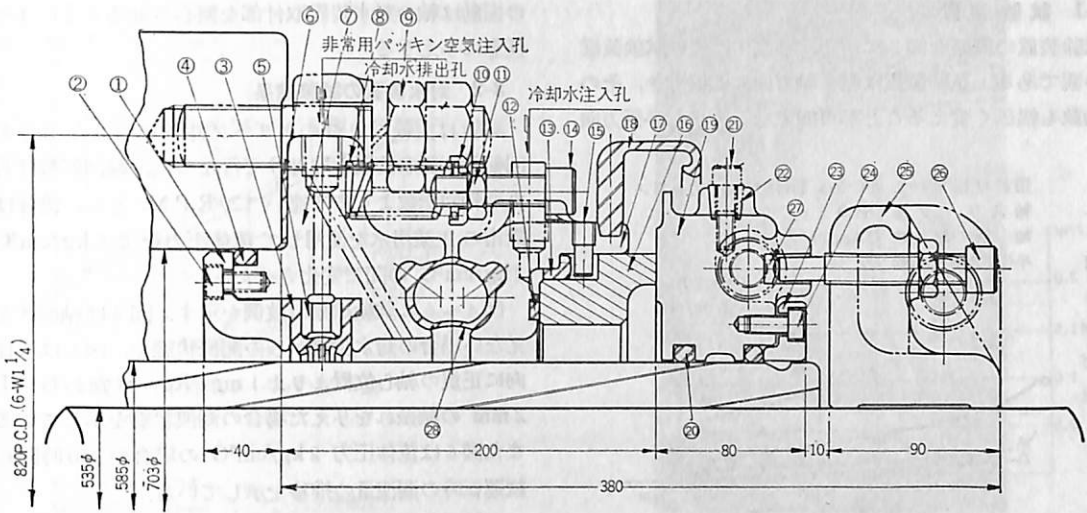


図2 封水装置断面図

- ①非常用パッキン押え (BC-2), ②締付ボルト (NBsB), ③非常用シール (合成ゴム), ④“O”リング (合成ゴム)  
 ⑤アダプターリング(SUS-27), ⑥ガスケット(合成ゴム), ⑦マウンティングリング(BC-2), ⑧スプリング(モネル),  
 ⑨マウンティング・ボルトナット(NBsB), ⑩スプリング座(SUS-27), ⑪調整ナット(SUS-27), ⑫角リング  
 (合成ゴム), ⑬“L”リング (合成ゴム), ⑭スプリング取付ボルト (SUS-27), ⑮止めピン (SUS-27), ⑯固定環  
 (カーボン), ⑰シールリングリテーナ (BC-2), ⑱スプラッシュガード(合成ゴム), ⑲回転環(BC-2), ⑳“O”リング  
 (合成ゴム), ㉑締付ボルト (SUS-27), ㉒テーパキー (SUS-27), ㉓グランド (BC-6), ㉔締付ボルト(SUS-27),  
 ㉕ドライブカラ (BC-6), ㉖直角度調整ボルト(SUS-27), ㉗座 (SUS-53), ㉘パッキン(合成ゴム). ( )内は材質

る。

固定環および回転環の接触面圧は、流体圧力およびマウンティングリングとシールリングリテーナとの間に装置された数個のコイルスプリングによつて与えられる。コイルスプリングのバネ常数は比較的小さくとり、取付長の変化による面圧の変化を少くするよう配慮しているが、この種の用途に対して考えられる振動周波数に対して十分大きい固有振動数を有しており、共振のおそれ

ない。

またマウンティングリング部には合成ゴム製のインフラッパブルシール方式の非常用シールを備え、かつ上記の環状部品はすべて分割型となつているので、万一事故の際にもアフロートのままで故障部品を取り替へうる構造となつている。

### 3. 陸上試験

実船にこの封水装置を取付けるに先だつて社内試験装置に取付け性能を確認した。

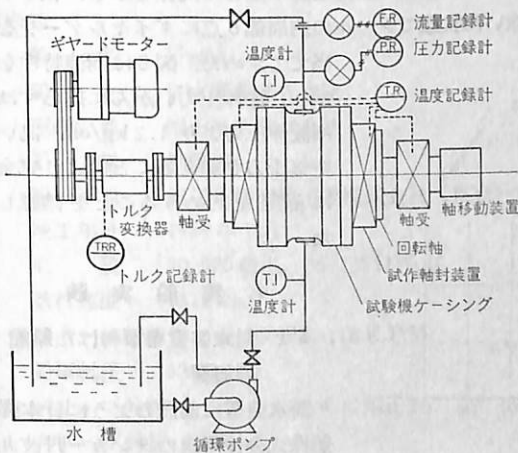


図3 軸封装置試験機概略図

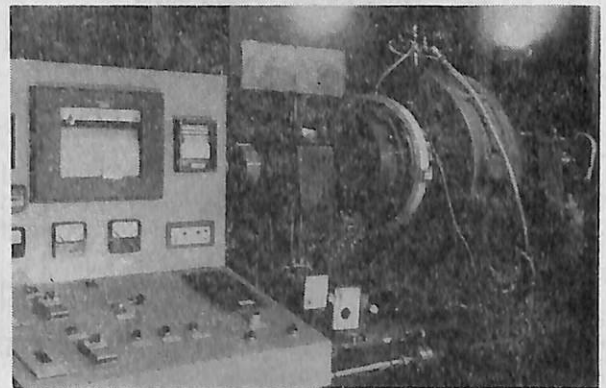


写真1 試験装置外観

### 3-1 試験装置

試験装置の概略を図3に示す。写真1はこの試験装置の外観である。試験装置は軸を軸方向に加振でき、その振動数も幅広く変えることが可能である。また半径方向

の振動は軸の封水装置取付部を偏心させることによって任意に与える。

### 3-2 封水装置の試験結果

試験は実験対象船のスリーブ外径に合せた 585φ の回転軸に封水装置を取付けて行なった。軸回転数は丹波丸の軸回転数よりやや速い 120 R.P.M. とし、流体は大阪市の工業用水を使用して流体圧力を 0.5 kg/cm<sup>2</sup>G ~ 2 kg/cm<sup>2</sup>G の間で変化させた。

図4~6に試験結果の数例を示す。図4は軸振れを与えない場合の封水装置からの漏洩状態を、図5は半径方向に正規の軸心位置より ±1 mm/Rev. すなわち TIR. 2 mm の軸振れを与えた場合の漏洩状態を示している。また図6は流体圧力 2 kg/cm<sup>2</sup>G の場合の 150 時間の連続運転時の漏洩量の推移を示している。

本軸封装置では小型のメカニカルシールのようにしゅう動密封端面をラッピングにより高精度に仕上げず、旋削によって仕上げているので、試験時間の経過と共にしゅう動面がなじみ、端面間の間隙が小さくなるにつれて漏洩量は急激に少なくなるので、図4、図5では必ずしも理論的な漏洩特性と一致しておらず、むしろ実験の順序に大きく影響を受けている。

### 3-3 非常用シールの性能

非常用シールは封水装置に異常を生じたとき、あるいはしゅう動材を取替えるとき、アフロートの状態で作業する場合に必要な2次的な封水機構であり、通常は封水機能を発揮していない。使用に当つては一定の空気圧力を加えることにより、合成ゴム製非常用シールを膨張させて軸を抱き封水効果を発揮する。このためシールそのものの膨み量、ある流体圧力のもとでの無漏洩にするための最低空気圧力が重要な要素になる。

図7は供給空気圧力と膨み量との関係を示し、軸を取り除いた状態でシールの内周部6点にダイヤルゲージを当てて求めた。図8は漏洩特性を示し、流体圧力いかに拘らずほぼ流体圧力より 1.2 kg/cm<sup>2</sup> 高い空気圧力を加えることにより完全に漏洩を止めうることを確認した。

## 4. 実船実験

### 4-1 封水装置を取付けた船舶の概要

封水装置は前記のように日本郵船株式会社所属のタンカー丹波丸に装着し実験した。同船は換装前

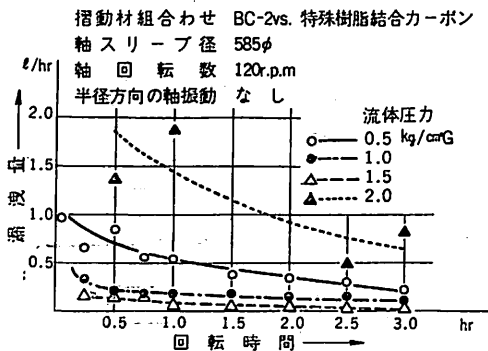


図4 回転性能試験 (反駆動側, 半径方向の軸振動なし)

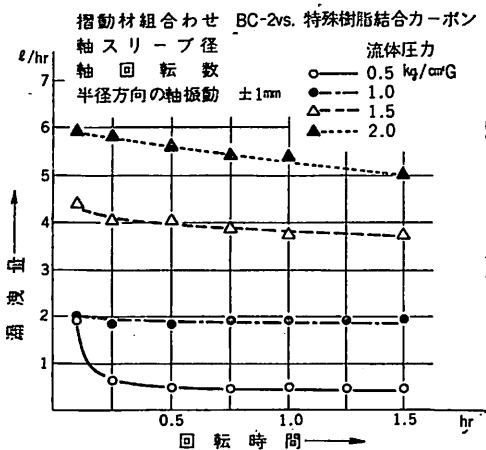


図5 回転性能試験 (反駆動側, 半径方向の軸振動 ±1 mm)

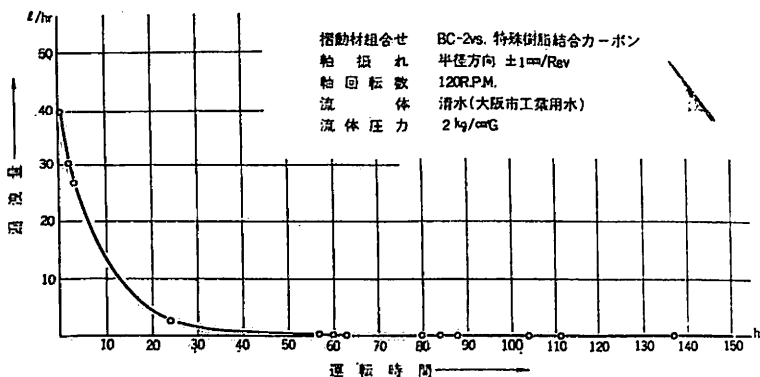


図6 連続運転試験時の漏洩量 (反駆動側)

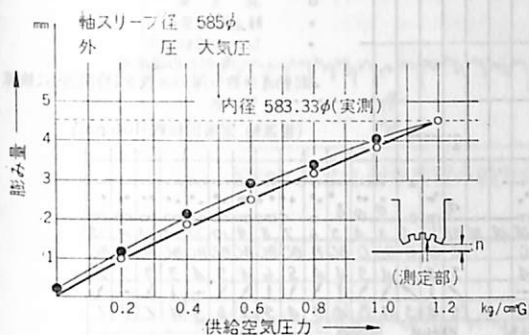


図 7 非常用シールの膨み量



写真 2 換装前の軸封部

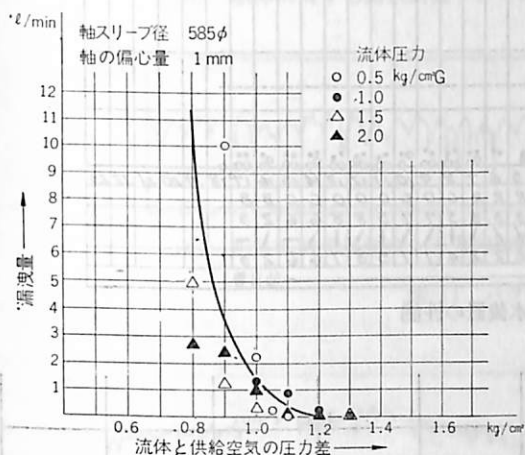


図 8 非常用シールの性能試験

#### 4-2 実船への封水装置の取付

写真2は換装前の軸封部を示し、竣工後12年を経っており、また漏洩量が多かったためか船尾管船首側端面の腐食状況はひどく、スリーブは2年前軸と共に新替えされているにも拘らず、グラウンド下部の間隙の小さかつた部分にかなりひどい電食を生じていた。

封水装置の実船への取付は、昭和46年9月30日～1月1日に三菱重工業株式会社長崎造船所第3ドックにて行なわれたが、取付けに先だつてスリーブ電食部が丁度非常用シールの直下であつたのでスリーブを削正した。封水装置を取付けた状態を写真3に示す。

#### 4-3 実船実験の結果

はグラウンドパッキンを使用しており、この軸封部よりの漏洩量は多い時は1000 l/Hrを越えることが報告されており、軸封部の改良が望まれていた。要目は次の通りである。

船名	丹波丸
船主	日本郵船株式会社
運航者	国土産業株式会社
船種	油槽船
建造地	石川島播磨重工業株式会社(東京)
竣工年月	1959年7月
吨数	20,970総吨, 36,725DW吨
航行速度	15.2kn
馬力, 回転数	12,000PS, 118R.P.M.
船尾軸径	535φ
スリーブ外径	591φ(585φに削正)
スリーブ材質	BC-3
プロペラ径, 翼数	5800, 5翼



写真 3 丹波丸に取付けられた封水装置



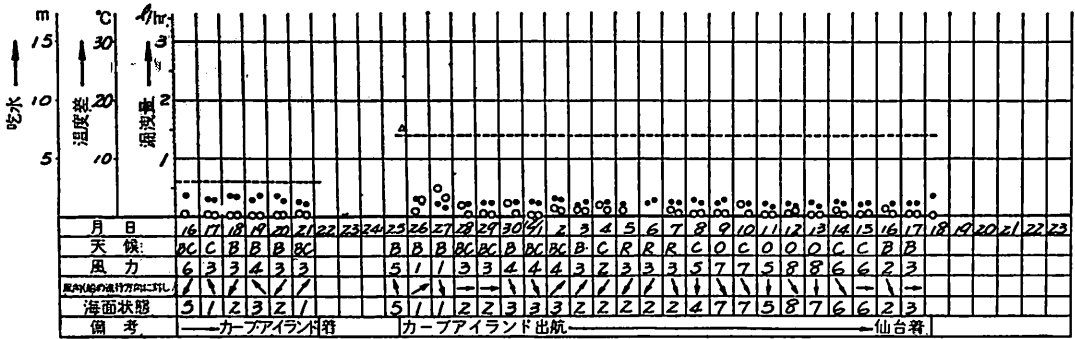
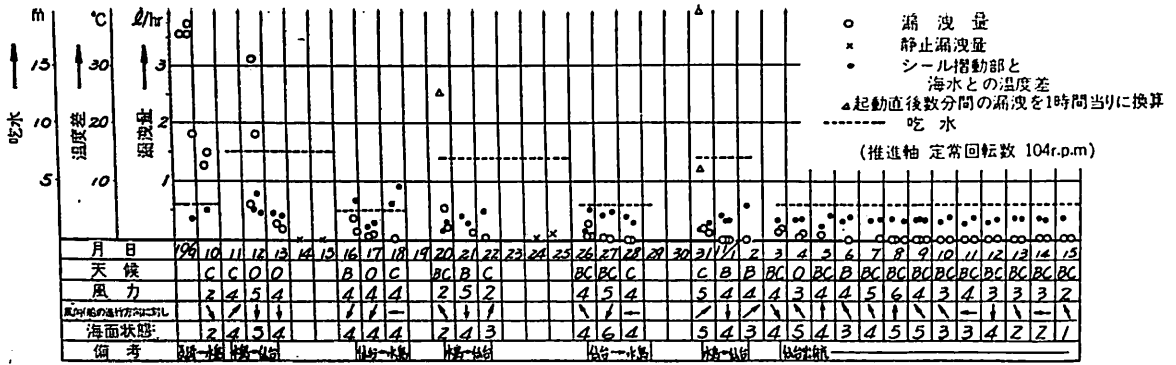


図9 実船における封水装置の性能

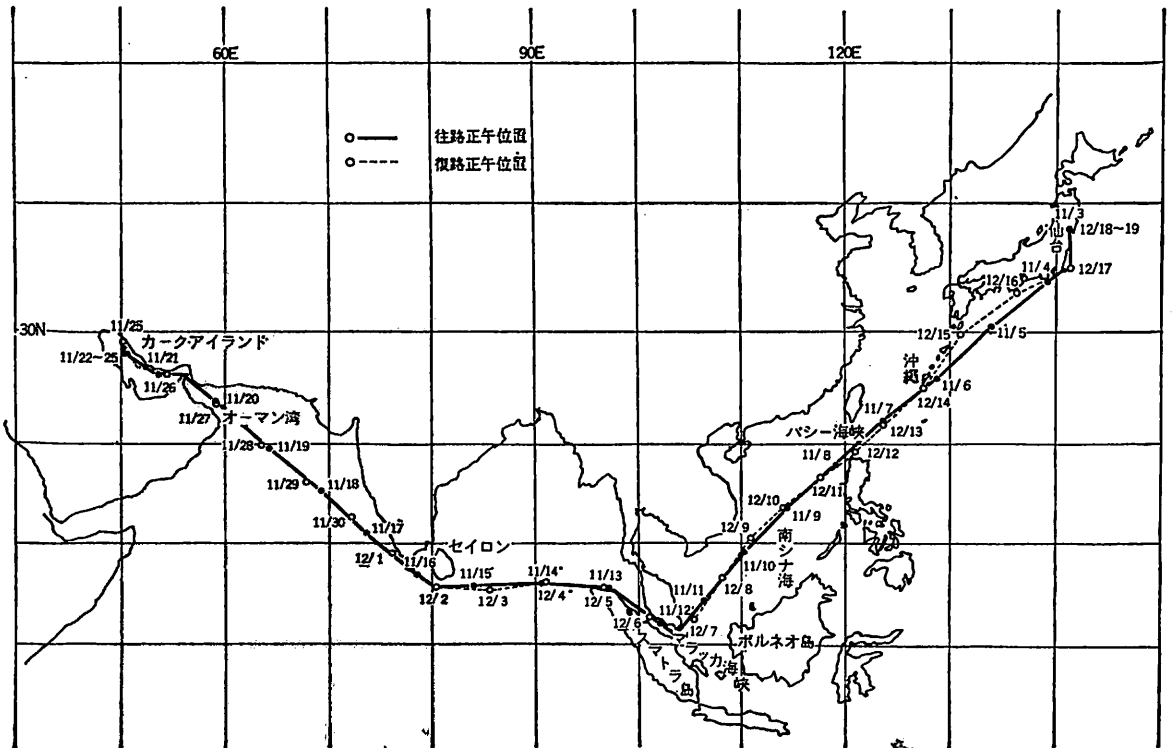
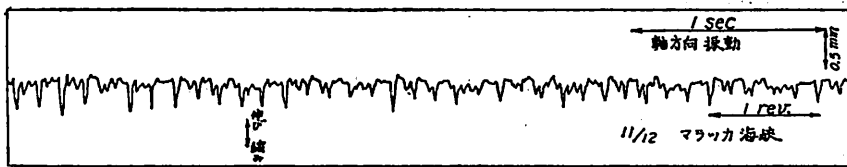
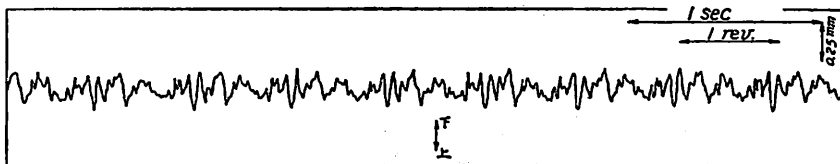


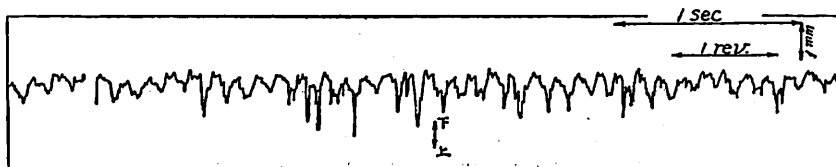
図10 丹波丸の航路



(a) 船体に対する封水装置の軸方向の振動

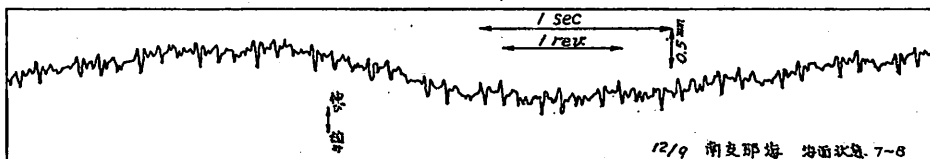


(b) 船体に対する封水装置リテーナ外周の上下方向振動

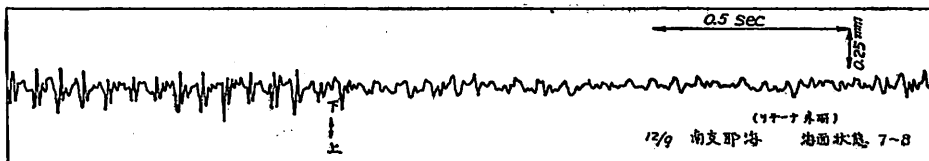


(c) 船体に対する軸の上下方向振動

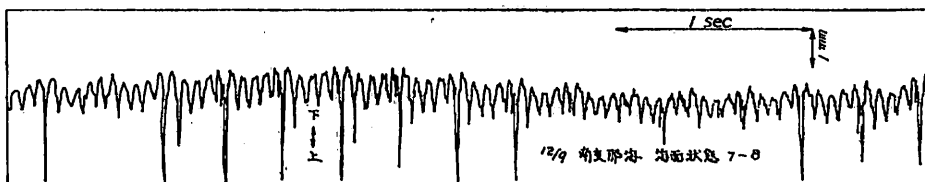
図 11 バラスト状態における振動



(a) 船体に対する封水装置の軸方向の振動



(b) 船体に対する封水装置リテーナ外周の上下方向の振動



(c) 船体に対する軸の上下方向振動

図 12 荒天滞波状態における振動

昭和46年10月9日試運転が行なわれたが封水装置に異常は無く、非常用シールの作動、封水性能も良好であることが確認され、同日夕刻水島に向け出航した。本船はその後、水島—仙台間を内航3航海した後、仙台よりカークアイランドに向け11月3日出航し12月18日仙台に無事帰港した。図9に出航後より内航3航海、外航1航海の間の封水装置の漏洩量の推移、しゅう動面近辺の温度と海水温度との温度差、風向、風力、海面状態を示す。

海水漏洩量は封水装置取付後やや不安定であつたが、しゅう動面がなじんだ状態では約100cc/Hr程度であり、しゅう動面近辺の温度と海水温度との温度差は3~5°Cで後半は安定している。図中△印で表わされた漏洩量は、起動直後数分間の漏洩量を1時間の値に換算したもので、やや多くなっているが、船の積荷の状態がバラストより満載に変化したため船体に歪を生じ、しゅう動面の位置が少しずれたこと、吃水が深くなったため流体圧力が変化したことなどに起因すると考えられる。

しかし、起動後数分経過後には漏洩量は安定した状態に戻つた。

図10は丹波丸の封水装置換装後の外航1航海目の航路と正午位置を示した。図11は往航時のバラスト状態における封水装置および軸の振動の状態を、図12は帰航時の満載状態における振動の状態を示し、図11の海面状態は風であるのに対して、図12の振動測定時は荒天(海面状態7~8)であつた。図11では軸の上下方向の軸振れはTIR. 0.5mmであつたのに対して、荒天時の図12ではTIR. 約1mmであつたが、封水装置からの漏洩量には大きい変化は見られなかつた。

しゅう動材の摩耗量の計測は、しゅう動端面とリテーナの船首側端面との間隙をインターナルキャリパーゲージにて測定した。このため測定値は回転しゅう動環と静止側の樹脂結合カーボン両者の摩耗量の総和であり、また実船に取付けたまま測定しているので多少の測定誤差を含むことはやむをえない。摩耗量は内航終了時、外航1航海終了時に測定し、さらに外航2航海を終つて帰港時にも訪船計測した。図13は測定結果である。運転開

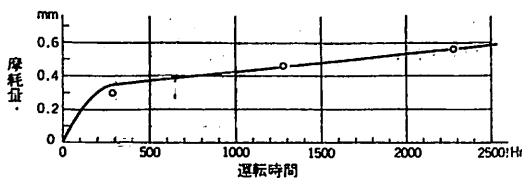


図13 実船におけるしゅう動材の摩耗量

始後約300時間までは初期摩耗の領域にあり、比較的摩耗量は大きい、それ以後は摩耗量は少くなり、ほぼ運転時間と摩耗量との関係は比例している。

## 5. 封水装置の密封性能

### 5-1 漏洩量

陸上試験においては実験スケジュールの都合上、実験項目の各々について密封端面を修正せず連続して実験を行なつたので前記のように理論的な特性と一致しない結果も認められる。漏洩量は理論的には密封端面間のすき間の3乗に比例し、このすき間の影響が最も大きく、なじみによる密封端面間のすき間の減少によつて漏洩量が激減するので、実験の順序が他の因子よりも大きく影響したものと考えられる。

実船実験においては取付直後漏洩量が多いが、なじむに従つて漏洩は減少し、吃水の変化に対しては大きい影響を受けていないのも上記の理由によるものであろう。ただ停泊後の出航時に漏洩量が短時間増加しているが、これは積荷の変化により船体の歪の状態が変り、密封端面の位置にずれを生じることが主たる原因と考えられる。

封水装置の作動環境は種々の自然条件に遭遇し変化したが、封水装置の漏洩箇所は密封端面のみであり、2つ割りの合せ面、パッキン、ガスケットなどの各部位からの漏洩は認められなかつた。また漏洩量は10~100cc/Hrと少なく、船尾側のビルジポンプの作動回数、時間共にグランドパッキン装着時に比して少なくなり、乗組員の手数を省くと共に海水汚濁防止にも役立つ。因みにグランドパッキンを使用していた場合と、本封水装置装着後の船尾側ビルジポンプの平均作動回数および作動時間を比較すると、往航(バラスト)で5.4回/日、5.6 Hr/日、復航5.9回/日、6.3 Hr/日であつたのに対し換装後は往航1.4回/日、1.1 Hr/日; 復航0回/22日となつている。なお往航ではバラスト状態のため船首吃水より船尾吃水の方が深いため船内のビルジがすべて船尾側に集まるので、換装後は往航の方がビルジポンプの作動回数が多いが、グランドパッキン方式では吃水の深い復航の方が流体圧力が高くなるので漏洩量が増すためか、復航の方がむしろ作動回数、時間共に多くなつている。

換装後外航第1航目は復航時荒天に遭遇しているが漏洩量に大きい変化はなく、また第2航目は報告によればエンジントラブルにより軸回転数は一定せず、軸の振動も大きかつたとのことであつたが、漏洩量に変化なく約100cc/Hr程度で発熱も少なく、安定した作動状態を示している。

5-2 封水装置の軸の静的移動, 振動に対する追従性  
 実船実験中, 推進軸と船体間の軸方向の静的移動量としては, 停船中に最高 3.25 mm を観測した. この移動量は封水装置のマウンティングリングとリテーナの間の距離の変化量として求められたが, 航行をはじめると徐々に正規の位置に戻った. これは船体と推進軸間の温度差による熱膨張量の差によるものと考えられる. この他, 正転より逆転に切替るときスラスト軸受のすき間分だけ軸方向に移動するが, 本封水装置はこれらの軸方向の移動によく追従した.

振動に対しても航海中図 11, 図 12 に示したような高次の振動を含む振動によく追従し共振現象は認められなかった.

### 5-3 耐久性

換装後丹波丸は水島—仙台間を内航 3 航海し, 2 月 25 日現在仙台—ペルシャ湾間を 2 航海し, 3 航海目の復航の途についているが, 外航 2 航海を終えた時点では封水装置の主要構成材料に発錆などの欠陥は認められていない. また, 漏洩量も安定状態にあり, しゅう動材の摩耗量は初期摩耗はやや大きい, 定常摩耗は少なく, 前掲

の図 13 から初期摩耗量 300 時間にて約 0.3 mm, 定常摩耗量 1000 時間当たり約 0.14 mm とすると, しゅう動部の出つ張りが樹脂結合カーボン側で約 10 mm であるので, 単純計算では約 70000 時間耐えうるることとなる. 勿論, 実際には他の因子の影響も大きく, このように単純な計算通りとなるとは考えられないが, 長期の使用に十分耐えうる事が予測される.

## 6. む す び

実船において実験室では再現しがたい条件を経験し, 多くの成果をえ, 実船の使用条件に本封水装置が十分耐えうる事が実証された. また, 副次的な効果としては, ビルジ排出回数, 時間共に少なくなり海水汚濁防止にも貢献しうる事が確認された.

これらの点については丹波丸のみならず小型ではあるが本封水装置を装着して頂いた神戸商船大学の練習船深江丸も同様の結果をえている.

最後に実船実験に当って御援助, 御指導を賜わつた(財)日本船用機器開発協会および関係者の方々に深く感謝の意を表したい.

## 天然社・海技入門選書

東京商船大学助教授 鞠谷 宏 士	A 5 130 頁 400
船の保存整備	
東京商船大学助教授 鞠谷 宏 士	A 5 160 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	A 5 160 頁 280
沿岸航法	
東京商船大学教授 横田 利 雄	A 5 140 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	A 5 140 頁 480
(後篇) 貨物の船積	A 5 160 頁 520
東京商船大学教授 豊田 清 治	A 5 160 頁 400
推測および天文航法	
東京商船大学教授 野原 威 男	A 5 110 頁 400
船用プロペラ	
東京商船大学助教授 中島 保 司	A 5 170 頁 300
運航要務	
東京商船大学教授 米田 隼 次郎	A 5 130 頁 470 円
操船と応急	
東京商船大学教授 横田 利 雄	A 5 165 頁 320 円
海事法規	
前東京高等商船教授 小方 愛 湖	A 5 170 頁 300
船用内燃機関 (上巻)	A 5 200 頁 320
船用内燃機関 (下巻)	
東京商船大学助教授 庄 司 和 民	A 5 140 頁 450
航海計器学入門	

東京商船大学助教授 清 宮 貞 貞	A 5 90 頁 230
蒸気機関	
東京商船大学助教授 伊 丹 深 深	A 5 180 頁 500
船用電気の基礎	
東京商船大学助教授 宮 嶋 時 三	A 5 200 頁 800
燃料・潤滑	
東京商船大学教授 飯 島 直 人	A 5 200 頁 800
電波航法入門	
東京商船大学教授 野 原 威 男	A 5 155 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	A 5 170 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	
東京海技試験官 西 田 寛	
指 匠 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	
船用汽罐	
東京商船大学助教授 小 川 武 輔	
船用補機	

# 高速艇の寸法に関連する考察

岩井次郎

“Give me a fast ship, for I intend to go in harm’s way.”

John Paul Jones

高速艇（ここでは動的揚力をかなり利用する底プレーニング型艇を主として念頭におく）の艇体設計の目的は、他の種々の要求をも満足させながら、与えられた排水量に対して最小の抵抗を有する船型の艇体を実現するということであろう。

さて、プレーニング型高速艇々体の性能に影響する主要なパラメーターは、重要度の順序で列挙すると、次のようであることは周知のとおりである。

- (イ) 長さ幅比,  $L_P/B_{PA}$
- (ロ) 面積係数,  $A_P/\nabla^{2/3}$
- (ハ) 重心の縦位置
- (ニ) デッドライズ角
- (ホ) 縦の曲度
- (ヘ) チャインの平面形状
- (ト) 横断面の形状

(記号については本文末尾参照)

以上のパラメーター中、最初の(イ)、(ロ)が適性を欠くと、他のパラメーターに如何に入念に手を加えても抵抗の少ない良い艇体とはならない。すなわち或る速力範囲において、換言すると或る速力係数(例えば  $F_{\eta}$ )の範囲において良い性能の艇体をうるためには、次式において  $\alpha, \beta$  が最適値を取らねばならぬ\*。後述のように  $\alpha, \beta$  は速力(係数)の函数である。抵抗を比抵抗で表わし、(イ)、(ロ)だけのパラメーターを考えると、次のように表現できる。

$$R/\Delta = f(L_P/B_{PA}, A_P/\nabla^{2/3})$$

$$L_P/B_{PA} = \alpha \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$A_P/\nabla^{2/3} = \beta \quad \dots\dots\dots(2)$$

簡単のため  $R/\Delta$  を  $\varepsilon$  で表わすと、最初の式は次のように書ける。

$$\varepsilon = f(\alpha, \beta)$$

定義により

$$A_P = L_P B_{PA} \quad \dots\dots\dots(3)$$

\* 岩井次郎：“或る全アルミ合金製高速艇について” 船船 VOL. 44, 71年

同：“アルミクルーザースーパークラフト DC-20” ポートアンドヨット 昭47年1月号

$$(1) \text{ から } L_P = \alpha B_{PA} \text{ 及び } B_{PA} = L_P/\alpha \quad \dots\dots(4)$$

$$(2) \text{ から } A_P = \beta \nabla^{2/3}$$

(3) に (4) を入れて

$$A_P = \frac{L_P^2}{\alpha} = \beta \nabla^{2/3}$$

$$\text{これより } L_P = (\alpha\beta)^{1/2} \nabla^{1/3} \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$\text{或いは } L_P/\nabla^{1/3} = (\alpha\beta)^{1/2} \quad \dots\dots\dots(5)'$$

$$\text{同様に } B_{PA} = (\beta/\alpha)^{1/2} \nabla^{1/3} \quad \dots\dots\dots(6)$$

また、
$$\left. \begin{aligned} L_{OA} &= k L_P \\ B_{PX} &= m B_{PA} \\ B_D &= n B_{PX} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} k, m, n \text{ は通常 } 1 \text{ より} \\ \text{り大なる常数} \end{array}$$

$k, m, n$  などは標準船型から具体的な値が定められる。

故に、

$$\left. \begin{aligned} L_{OA} &= k(\alpha\beta)^{1/2} \nabla^{1/3} \\ B_{PX} &= m(\beta/\alpha)^{1/2} \nabla^{1/3} \\ B_D &= mn(\beta/\alpha)^{1/2} \nabla^{1/3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

設計のある初期の段階では、艇の全長、排水量、重心の縦位置(L.C.G.)、速力(従つて速力係数  $F_{\eta}$ )は known であるから、系統的模型試験成績や関連する必要データの揃つた性能優秀な実艇を参考にして、 $\alpha, \beta$  を適正に定めると、上の諸式から、似た船型において、適正な滑走底面積、チャイン長、チャイン幅が定められる。この際  $\alpha, \beta$  の不適当な組合せを選ぶと  $L_P$  が  $L_{OA}$  より大となつたり、或いは等しくなつたりして、実際的には採用できない結果となることがある。ここに一つの限界が存在する。



写真1 6米全アルミスポーツクルーザー



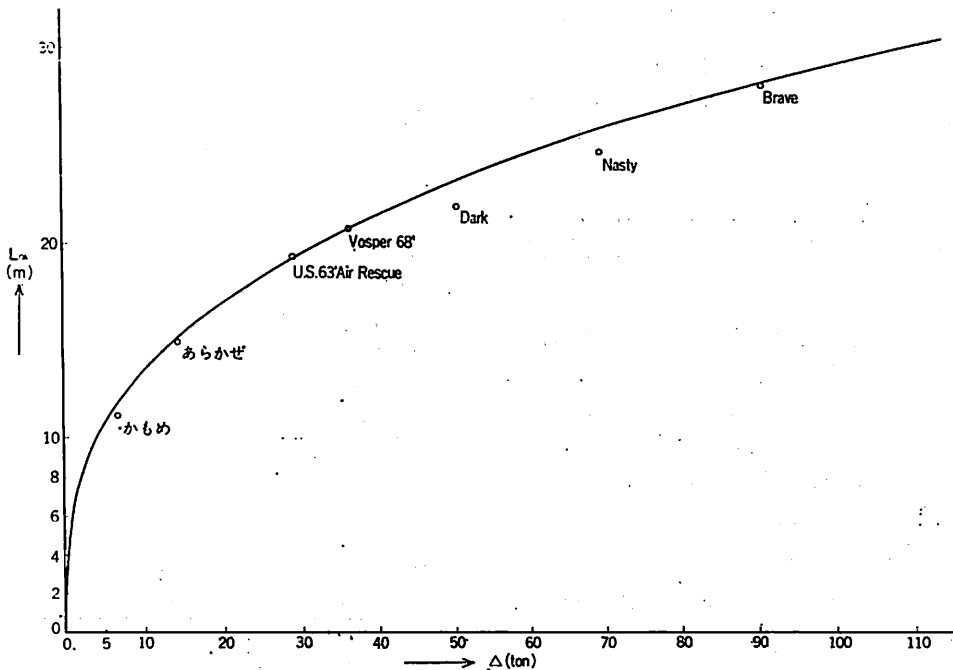


Fig. 1

またチェーン幅は  $\beta/\alpha$  の値で左右されるから、この比がかなり小さいとチェーン幅がかなり小となり、抵抗上はよろしくても復原性や居住性の見地から採用できぬものが出てくる。ここに他の一つの限界が在ることになる。

さらに抵抗に至大な影響のあるパラメーター ( $\alpha$ ) については、一般配置と構造から定まる重心の縦位置と上述のようにしてその大きさの決定された滑走底面積の図心との相対的位置を最適におさめるためにパラメーター ( $\alpha$ ) が関連して来る。この L.C.G. の位置に関するパラメーターは最小抵抗を与える最適走行トリム角と関連することになる。この外に耐波性、運動性能、工作上的の考慮などを併せ行なつて線図が作成される。

(5) から (7) までの式から、長さ、幅等を排水量\*を横軸にしてカーブで表わすと、横軸を対称軸とする三次曲線であることがわかる。また長さ、或いは幅を横軸に排水量を縦軸にとると、縦軸を対称軸とする三次曲線である。これらは排水量は船の長さのディメンションの三乗に比例するという法則がプレーニング型高速艇の性能の考慮からも出て来たことを意味する。後述のおおむね (b) グループに対し、種々の排水量に対し、(7) 式から計算した  $L$  をプロットすると Fig. 1 を得る。チェーン幅、或いはデッキ幅等も同様な計算でカーブを描くこ

とができる。主としてジェーン海軍年鑑などから実艇データをプロットしてチェックした。このカーブはある幅を有するゾーンの平均線位の意味である。周知のように排水量といつても、満載、常備、軽荷の各状態ではかなり大きな差があるので、実艇データによるチェックも決定的なものではない。

最近かなり流行の6米位までのプレジャークルーザーやランナバウトなどでは居住性が非常に優先的であるから、長さに対し幅が著しく大、従つて  $L_P/B_{PA}$  が自ら小となっているので、Fig. 1 において数トン以下の範囲に対しては別個のカーブを調製する必要がある。

Fig. 1 においてこの平均線から上に位置する艇は  $\Delta$  ベースでいえば長さ比較的長であり、或いは長さベースでいえば排水量が割合小であるといえる。

いずれにせよ、適正範囲を著しく逸脱すると性能の良い艇とはならない。

場合によつては、既知量  $LoA$  からチェーン長  $L_P$  がまず決定されることもある。(普通この方が容易に行なわれる) その時は (5) から  $\alpha \times \beta$  の値が求められる。

$$\text{すなわち } \alpha\beta = (L_P/\nabla^{1/3})^2$$

この場合は相乗積が上の一定値になるように  $\alpha, \beta$  の最適の組合せを選ぶという作業になる。これは次のような表で行なうと便利である。

\* $\nabla^{1/3} = \Delta^{1/3}/(1.025)^{1/3} = \Delta^{1/3}$ , 1.025 は海水の比重

$\alpha$	$\beta$	$\beta/\alpha$	$(\beta/\alpha)^{1/2}$	$B_{PA} = (\beta/\alpha)^{1/2} \nabla^{1/3}$	$B_{PX} = m B_{PA}$
$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta_1/\alpha_1$	$(\beta_1/\alpha_1)^{1/2}$	$(\beta_1/\alpha_1)^{1/2} \nabla^{1/3}$	$m(\beta_1/\alpha_1)^{1/2} \nabla^{1/3}$
$\alpha_2$	$\beta_2$	$\beta_2/\alpha_2$	$(\beta_2/\alpha_2)^{1/2}$	$(\beta_2/\alpha_2)^{1/2} \nabla^{1/3}$	$m(\beta_2/\alpha_2)^{1/2} \nabla^{1/3}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

これを  $\beta$  を横軸とする座標系で表わすと便利である。  
 $\alpha$ - $\beta$  のカーブは直角双曲線、 $B_{PA}$ 、 $B_{PX}$  などは傾斜直線となる。

既述のように最適の  $\alpha$ 、 $\beta$  の値の決定に当っては、色々の組合せの中で復原性や居住性などの他の要求を満足させるものの中で最小の抵抗を与える組合せを選定するのであるが、その際次の全微分の概念が役に立つ。

前出のように  $R/\Delta = f(L_P/B_{PA}, A_P/\nabla^{2/3})$

或いは  $e = f(\alpha, \beta)$

故に total increment は\*

$$de = \frac{\partial e}{\partial \alpha} d\alpha + \frac{\partial e}{\partial \beta} d\beta \quad \dots\dots(7)$$

所で(5)から  $\alpha\beta = (L_P/\nabla^{1/3})^2$

$$\beta = \frac{1}{\alpha} (L_P/\nabla^{1/3})^2$$

$$\therefore d\beta = -\frac{1}{\alpha^2} (L_P/\nabla^{1/3})^2 d\alpha$$

故に(7)はまた次のようにもなる。

$$de = \frac{\partial e}{\partial \alpha} d\alpha - \frac{\partial e}{\partial \beta} \frac{1}{\alpha^2} (L_P/\nabla^{1/3})^2 d\alpha \quad \dots\dots(8)$$

問題とする速力(係数)において(7)または(8)式による二つの偏微分係数、すなわち長さ幅比だけの变化による抵抗の変化  $\frac{\partial e}{\partial \alpha}$  と面積係数単独の変化による比抵抗の変化  $\frac{\partial e}{\partial \beta}$  の二つが、 $\alpha$  と  $\beta$  がともに或る基準から僅かに変化した場合の比抵抗の変化を求めるためには必要である。やや具体的に述べると、 $\alpha_1$ 、 $\beta_1$  と、それから僅か変化した  $\alpha_2$ 、 $\beta_2$  の何れを採用すべきかという場合に対しては  $\alpha_1$ 、 $\beta_1$  を基準として

$$de = \frac{\partial e}{\partial \alpha} (\alpha_2 - \alpha_1) + \frac{\partial e}{\partial \beta} (\beta_2 - \beta_1)$$

を計算して、 $de$  が負の値をとれば  $\alpha_2$ 、 $\beta_2$  の組合せを採用すべきであつて、その時の比抵抗の値、従つて有効馬力が求められる。

(7)を更に拡張して L.C.G. の位置なるパラメーターまで入れると(これを  $r$  とする)、

\*ある速力において  $\frac{\partial e}{\partial \alpha}$ 、 $\frac{\partial e}{\partial \beta}$  は明らかに連続であるから(7)が成り立つ。

$$de = \frac{\partial e}{\partial \alpha} d\alpha + \frac{\partial e}{\partial \beta} d\beta + \frac{\partial e}{\partial r} dr^*$$

となり、さらに  $\frac{\partial e}{\partial r}$  なる偏微分係数のデータが必要となる。さらに冒頭に述べた全パラメーターを考慮すると一般的には次のように書ける。

$$de = \frac{\partial e}{\partial \alpha} d\alpha + \frac{\partial e}{\partial \beta} d\beta + \frac{\partial e}{\partial r} dr + \dots\dots\dots$$

以上の偏微分係数は系統的模型試験成績を参照し、またこれらから cross curve を作成するなどして求める。

また  $\alpha$ 、 $\beta$  の選定に当つては次の三速力係数範囲に対して、全般的な抵抗特性を吟味しながら適正值を考慮すべきである。

- (a) 低中速艇 最高速力がプレーニング前の範囲に在るもの。税関艇、水上警察艇、交通艇、監視艇、中速パトロールボートなどはこの速力範囲である。
- (b) 高速艇 プレーニングして、動的揚力を多分に利用する高速魚雷艇、救難艇、小型大馬力のプレジャーボート等。
- (c) 超高速艇 排水量数トンで60節前後の高速を出す最近のオフショアレーシングボートで  $F_v \geq 6$ 。

プレーニング型高速艇は、一般の排水量型船に比してその歴史が浅く(プレーニング型船型のアイデアは、1852年に Joseph Apsey が始めて特許を取つた、またそれから暫くして Ramus が同様のアイデアに基づく高速艇を提案したのに対し、英海軍が W. フールドに Torquay 水槽で実験を行わしめたことは周知のとおり)、また本質的にかなりデリケートでありむずかしいので、経験と勘に依存して設計されていた従来の高速艇では当り外れが多かつたのが実情であつた。それ故、“現存の良好なボートよりはるかに良いボートを設計することは非常に困難だが、最も経験ある設計者でも10%悪いものをたやすく設計することがある”と云われていた。

しかし、性能の良いプレーニング型高速艇々体をうるための原理、原則は簡単明確であつて、既述のように関連するパラメーターをオプティムに組み合わせることである。その際各パラメーターの比抵抗に及ぼす影響すなわちそれらの偏微分係数に関連する豊富なデータを有することが必須となる。そうすれば当り外れという非科学的なことは起り得ないはずである。

プレーニング型高速艇の真のバイオニヤードで水上艇の

\*ある速力において、L.C.G. の位置の変化による比抵抗の変化も明かに連続であるからこの式が成り立つ。

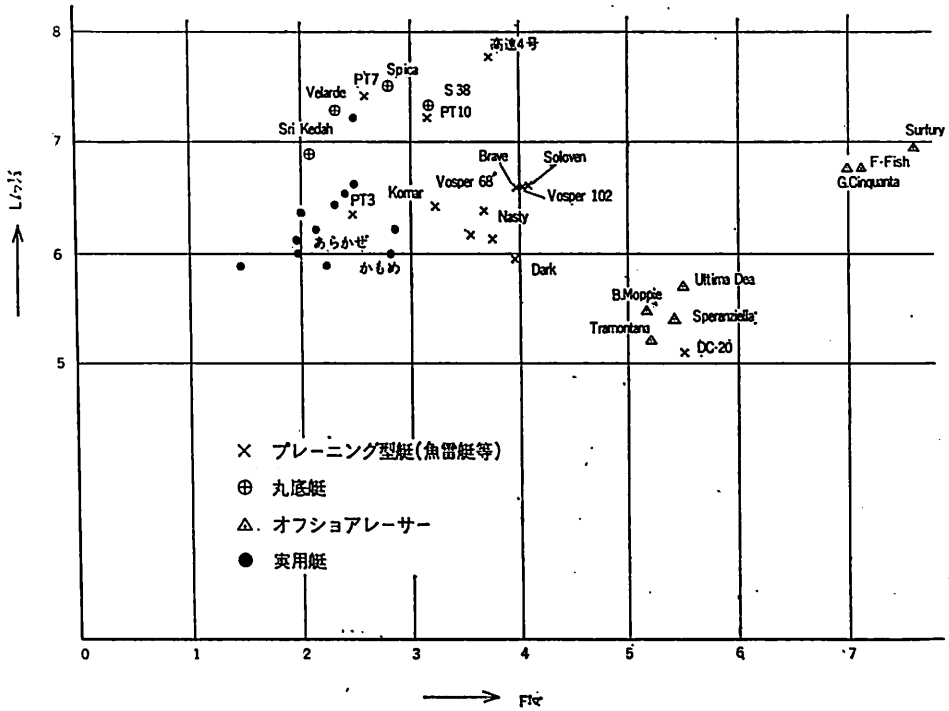


Fig. 2

スピードの鬼ともいべき英国ヴォスパー社の P. デュケーン氏のような天才は経験と勘（それに勿論大変な勉強も加わっているが）からこのような主要パラメーターの組合せを上述のような手順を経ずに結果的にはオプティマムに近く定めていることを、在社中同氏とかなり長い間親しくつき合い、議論をし、同社建造の優秀艇のデータを解析して見て、確認することができる。

次に実艇データを  $L/\nabla^{1/3}-F_v$  の座標系でプロットすると Fig. 2 をうる。もつと沢山プロットすることもできるが、次のまとめに変更は生じないと思う。

- (1) 現在の著名な魚雷艇などの速力範囲は  $F_v=3.5 \sim 4.5$  位であり、 $L/\nabla^{1/3}$  の平均値は 6.3 位である。

すなわち  $L/\nabla^{1/3} \approx 6.3$

$$\therefore L = \boxed{6.3 \nabla^{1/3} = k (\alpha\beta)^{1/2} \nabla^{1/3}}$$

$\beta, k$  に標準値を与えて  $\alpha \approx 5.3$  をうる。この値は抵抗上良好な船型を与える妥当なものといえる。

- (2) 実用艇（既述の (a) グループ）は  $F_v=2 \sim 3$  の範囲が多い。
- (3) 最近のオフショアレーシングボートは  $F_v \geq 7$  で、1960 年前半頃のものに比して著しく高速と

なり、船型は細長くなっている。これは、このような高速では無視できない空気力学的影響上からもまた水抵抗上からも合理的である。しかし筆者の知るかぎりこのような  $F_v$  の高い範囲までの系統的模型試験はまだ行なわれていないと思う。

- (4) わが国の PT ボートなどは一般に細長いといえる。
- (5) 最近かなり流行のプレジャーボートは小型軽量の割合に大馬力のエンジンを積んでいて高速であるから、 $F_v$  はかなり大きい。図中の DC-20 は昨年筆者設計建造の 6 米全アルミスポーツクルーザーであるが（写真 1）、1960 年前半頃の著名なオフショアレーシングボート位の速力係数となっている。

- (4) 式にもどる。

$$L_P/\nabla^{1/3} = (\alpha\beta)^{1/2}$$

しかして  $L_P = \mu L_{WL}$   $\mu$  は 1 より大なる常数

$$\therefore L_{WL}/\nabla^{1/3} = (\alpha\beta)^{1/2}/\mu \dots\dots\dots (8)$$

丸底高速艇の抵抗においては、決定的なパラメーターである  $L_{WL}/\nabla^{1/3}$  が大きいほど比抵抗は小となるが<sup>1)</sup>、

1) H.F. Nordström: "Some Tests with Models of Small Vessels"

V底プレーニング型艇においても上式から、このパラメーターは抵抗に影響する主要なパラメーターであることがわかるが、丸底艇と違い特定の速力範囲に対して特定の適正值があることになる。

また従来排水量型船体<sup>2)</sup>やV底高速艇<sup>3)4)</sup>の抵抗に影響するパラメーターの一つとして使われてきた排水量一長比  $\Delta/(L/100)^3$  は上記(8)、従つて  $L_{wl}/\nabla^{1/3}$  の逆数を表わす。両者の変換は容易にできる。

(追記) 昨年暮の P. デュケーン氏 (英国ポーツマス市のヴォスパー社副会長) からの手紙では、筆者設計の11米全アルミ合金製高速艇(日立造船因島工場の“かもめ”)や6米アルミ合金製スポーツクルーザー等に対する賞讃の言葉とともに“近年 Brave Borderer (英海軍のガスタービン搭載の魚雷艇)は58節を出した。私はしかしその時の正確な馬力と排水量は知らないが、多分排水量は100トン近くと思う”。とあつた。

一昨年頃わが国で完成した Brave 級と大体同じ大きさと馬力で、エンジンもガスタービン搭載の PT 11 は果して何節の速力を出したのか信用できるデータの発表が切望される。

筆者のオフショアレーシングボートについての記事に対しては“あれ以来(筆者がヴォスパー社を去つた昭和41年)レーシングボートはやつていない。他の仕事で多忙で、またレーシングボートに通じていたメースや M. トリンミングなどの若者達が会社を去つたので、メースは Don Shead 社に、トリンミングはナポリに行った。(メース氏は当時計画課にいて、新魚雷艇、MK 5 までのコルベットシリーズ、オフショアレーシングボート等の計画、設計で私と緊密に協力していた。M. トリンミング氏は南ア海軍予備少尉でオフショアレーシングボート操縦のヴェテラン。競走艇で仲良くやつた。)

しかし私は自分用のレーシングボートを設計した。時速 80 哩(約 70 節)以上を出した。貴殿からニュースを待つている。云々”とあつた。昨秋サザンプトン大学で小型艇関係の興味深いシンポジウムが催され、その時、魚雷艇についての論文を発表したこと、また昨年新著を出されたことも書いてあつた。壮健でますます意欲に燃えておられるのは嬉しいことだ。

ポーツマスから便りを受けるたびに、ワイト島を指顧

の間に見る暖く綺麗なカウスシーの海岸通り、最初下宿していたハーバート家、ウ社での勤務の日々のことなどなつかしく思い出される。ネルソンの銅像が立っているオールドポーツマスの公園の芝生には今年も例のようにクロッカスの花が早々と美しく咲いたことであろう。

## 記号

A <sub>P</sub>	滑走底面積
B <sub>PA</sub>	チェーン間の平均幅、スプレーストリップを含まず
B <sub>PX</sub>	チェーン間の最大幅、スプレーストリップを含まず
B <sub>D</sub>	デッキ幅
L <sub>P</sub>	投影チェーン長
L <sub>WL</sub>	静止時水線長
L <sub>OA</sub>	全長
△	排水重量
▽	排水体積
F <sub>v</sub>	体積ベースのフルード数、 $v/(g\nabla^{1/3})^{1/2}$
v	速力、秒速
g	重力の加速度、9.8 m/s <sup>2</sup>
R	抵抗



古き歴史と  
新しい技術を誇る

## 三ツ目印 清罐剤

### 登録 罐水試験器 実用新案

#### 一般用・高圧用・特殊用・各種

最新の技術、50年の経験による特許三ツ目印清罐剤で汽罐の保護と燃料節約を計って下さい。  
罐水処理は何んでも御相談下さい。

営業  
品目

三ツ目印清罐剤 三ツ目印罐水試験器  
罐水試験試薬各種 燐酸根試験器  
BR式PH測定器 試験器用硝子部品  
PTCタンク防蝕剤

## 内外化学製品株式会社

本社 東京都品川区南大井5-12-2 電(162)2441(代)  
大阪支店 大阪市西区南堀江大連2-43 電(54)0331(代)  
札幌営業所 札幌市南九条西2丁目12 電(23)6267(代)  
仙台営業所 仙台市青町1-10小林ビル 電(23)8858  
名古屋営業所 名古屋東区之内本町1-17 電(936)0233  
福岡営業所 福岡市大手門1-9-27 電(72)1631(代)  
広島営業所 広島市国泰寺町2-3-1 電(43)1442

- 2) D.W. Taylor: "The Speed and Power of Ships"
- 3) K. Davidson & A. Squarez: "Tests" of Twenty Related Models of V-Bottom Motor Boats E.M.B. Series 50"
- 4) A. Murray: "The Hydrodynamics of Planing Hulls"

## 改正解説 (機関 2)

## 第3章 ボイラ付着品

## 第1条 適用

ボイラ付着品に関する規定を第3章として独立させた。ボイラ付着品は、近來の自動遠隔制御装置の発達に伴い、従來の規則にあつた人間による操作および監視の原則が、機器を中心とするシステム態勢に移行して、ボイラ装置全体の信頼性または安全性に占める機器の割合が大きくなつてきた。

したがつて、機器の果す役割りを人間側から取り上げ、また、これらの故障率、寿命性を取扱者の技術を前提として数量化し、二重装置または付加装置を要求してきた従來の考え方は、装置の機能を主体として時間および環境要素にさらに保全性をも含めた総合的な品質特性の維持を図る方向に見直されなければならない時期にきている。

この背景のもとに昭和44年度には、本会の船舶の自動化に対する指針(昭和45年度からは細則)が発行され、自動化を行なうボイラに関しても規定された。

こうして機器の機能に比重をおいた新しい規則と、従來の人間を中心とした規則との間に若干の矛盾が生じてきた。

しかし、現在では自動制御の行なわれないボイラも製造されており、画一的な規定の実施には無理があるので、今回の改正では従來規則をあまり変更せず、上記の矛盾点を排除することおよび自動制御方式が適用されやすい形にすることを目標とした。

すなわち、技術進歩を阻害するごとき詳細な規則化はあまり好ましくなく、また、制御装置、計器など人間側に課せられる役割りとの相関、二重装置に対する考え方の鋼船規則を通じての統一など種々の解析が要求せられる現状であるので、今回は規則の改変は小区分にとどめ、今後、他編との関連のもとに検討を進めていくことにしたい。

## 第2節 安全弁

## 第5条 安全弁の数

ボイラの安全弁の数については、LRが伝熱面積 $9.3\text{ m}^2$ 以下のボイラで、 $50\text{ mm}$ 口径以上の安全弁を具備する場合に1個でよいとしているほかは、他のほとんどの規格(ISO, ASME, JIS)または規則(AB, GL,

BV, NV)が伝熱面積 $50\text{ m}^2$ (または $500\text{ ft}^2$ : ASMEなど)以下のボイラに対し緩和規定を設けている。

安全弁の所要面積は、個数に関係なく定められ、ボイラの蒸発量に対して必要な蒸気吹出し能力を有していればよく、安全弁2個の場合は、それぞれの合計面積が計算の対象になる。したがつて、二重装置としての意味は、

(1) 1個の安全弁が故障しても他の1個である程度の過圧は防止できるという並列穴長方式の採用、この場合、安全弁はほぼ等しい大きさでなければならず、また、所要面積計算には相当の安全係数が見込まれていると考える。

(2) 安全弁に警報的役割りを期待した穴長方式、すなわち、いずれかの安全弁が作動すれば、それによつて何らかの対策を講ずるが、その間における急激な過圧防止を回避するという考え方で、従來の人による監視が条件で、この場合、安全弁の個々の吹出し能力はあまり問題でない。

(3) 危険分散的な考え方、すなわち高圧力のボイラでは、安全弁の吹出しによつて生ずる急激な圧力および流量の変動によつて、弁を含む配管系に著しい機械的荷重を与えるので、できるだけ多数の安全弁を使用した方が安全である。

(4) ボイラの連続性を考慮した待機穴長としての考え方、たとえば1個の安全弁が故障した場合、その弁の機能を殺して、他の弁に見合つた出力でボイラの運転を続行する。

などが考えられる。しかし、最近の自動制御を行なうボイラでは、人の監視を条件にした(2)(4)の考え方は適用し難く、また、高性能化した安全弁では吹出し係数を大きくとつているので、次第に裕度は減少してきている点などを考慮するとやはり、ボイラの監視を度外視しての安全は期待できない。さらに最近では、安全弁2個としての考え方に、配分を $1:1/4$ (所要面積を1する)または $1:1/2$ にとつたボイラ(例:自動制御を行なつている陸用ボイラ)も出現しており、安全弁2個以上とする従來の規則については、今後改めて再考の余地があるものと考えられる。

本改正規定では、前述したとおり制御装置、計器などの信頼性ある程度容認する立前をとり、圧力制御を行なうボイラで制御装置のほかには制御圧力以下の圧力で燃



料をしや断する装置をもつ場合には、安全弁を1個でよい規定を追加した。

ただし、制限圧力が 10 kg/cm<sup>2</sup> をこえる比較的大型のボイラにおいては、ほとんど圧力制御が採用されていないこと、および安全性を重視して従来のままの規定とした。

なお、この燃料しや断装置は圧力制御装置とは別個に設置し、作動後リセットしなければボイラの再起動ができないことが必要である。

実際的には、燃料しや断装置の代わりに警報装置があればそれでもさしつかえないと考えられるが、じん速性と安全性を重視して認めないことにする。

#### 第8条 安全弁の大きさ

従来規則では安全弁の種類を通常形と高揚程式とに分類し、さらに高揚程式を弁座口部と弁入口絞り(のど部)

の蒸気通路面積比によつて2種類に分け、それぞれ所要面積計算式を与えている。

現在の各種規格、規則をみると吹出し容量試験によつて、個々の安全弁の吹出し量を決定する方法をとる ASME を除いては、ほとんど弁座口とリフトによつて安全弁形式を定め、また、国内安全弁メーカーもこの形式別に製作、販売している実情にある。したがつて、要目作成、計算、業務処理上、実際に呼称されている分類形式を使用した方が都合もよく、JIS または ISO にならつて弁座口の径とリフトの比による安全弁の区分を定め、それぞれについてボイラの蒸発量に対する所要面積の計算式を規定することにした。

次に各種規格または規則の弁座口の径 ( $D$ ) に対する弁リフト ( $L$ ) による形式分類方法を示す。

形 式	JIS	Type	LR	ISO
低 揚 程 式	$D/40 \leq L < \frac{D}{15}$	Ordinary	$D/24 \leq L < \frac{D}{16}$	$D/24 \leq L < \frac{D}{12}$
高 揚 程 式	$D/15 \leq L < \frac{D}{7}$	High Lift	$D/16 \leq L < \frac{D}{12}$	$D/12 \leq L$
全 揚 程 式	$D/7 \leq L$	Improved H.L.	$D/12 \leq L < \frac{D}{4}$	$1.25F \leq \frac{\pi}{4} D^2$
全 量 式		Full Lift		

注 (1) 単位は cm とする。 (2)  $F$ : のど部面積 (cm<sup>2</sup>)

計算式は今回、計算処理および統計に便利な所要面積算出法に変更した。この場合、各形式に対する弁リフトの弁座径の比の範囲および計算式に使用する係数 ( $K_1 \sim K_4$ ) は、従来規則および他の規格、規則を参考にして定めたが、いま、安全弁吹出し時の基準圧力を同一と考え、 $D=mL$  とおいて  $m$  の値の変化に対する計算式中の係数 ( $K$ ) の比較を示すと次表のとおりで、 $m=7$  までは各種規定とも大差はない。

$m$	JIS	現行 NK	NK (注1)	LR	ISO	ISO (注2)
40	4.45	4.76	—	—	—	—
24	—	—	—	4.8	4.8 (注3)	—
16	—	—	—	7.2	—	—
15	10	7.25	9.8	—	—	—
12	—	9.9	12.7	9.6	10.0	12.0
7	20	20	17.2	19.2	19.2 (注4)	24.0
4	40 (注3)	30 (注3)	40 (注3)	45 (注4) (注5)	(注6)	(注6)

$$\text{基本式} \begin{cases} \text{JIS: } W = \frac{(1.03P'+1) \cdot A}{K} \\ \text{NK: } W = \frac{1.03P'+1 \cdot A}{K} \\ \text{LR: } A = \frac{100E}{C(P+1.05)} \\ \text{ISO: } A = \frac{E}{C(P+1)} \end{cases}$$

$$R \leq 1.05: W = K_1 D L (1.03 P' + 1)$$

$$R > 1.05: W = K_2 F (1.03 P' + 1)$$

$$P' = \text{安全弁の吹出し圧力 (kg/cm}^2\text{)}$$

$$P = \text{ボイラの設計圧力 (制限圧力) (kg/cm}^2\text{)}$$

(注1) 従来規則第2章第69条備考1. による  $K$  を使用の場合

(注2) 安全弁作動圧力 8 kg/cm<sup>2</sup> をこえ、蒸気吹出し量 4.5 T/H 以上のボイラの場合

(注3) のど部の面積で計算する

(注4) 弁座部の蒸気通路面積で計算する

(注5) 実際の安全弁吹出し量試験により決定する

(注6) その他、ASME, ISO, LR, JIS などには、実際の安全弁吹出し量試験によつて吹出し係数を決定する方法が規定されている。

次に第8条 1. (1) 飽和蒸気の場合の安全弁の大きさ計算式の注 1. で吹出し試験を要求したのは、安全弁の吹出し係数が弁座口の径とリフトの関係のみで決定されるのではなく、弁通路各部の寸法による影響が著しく大きく、特にのど部の面積が弁座口の径より大きい設囲では、のど部の面積の減少にしたがって吹出し係数は漸減するが、のど部の面積が弁座口の径より小となるとのど部がオリフィスとなつて、反対に漸増することが知られている。これらの実験結果よりも吹出し係数を一元的に決定するよりは実際の吹出し量試験によつて決定する方が妥当であるということができ、他の規則、規格では吹出し量試験を推奨し、または義務づけているところもある。したがつて、本会としても今後はなるべくこの方針に従つて安全弁の吹出し係数を承認していきたいと考えている。

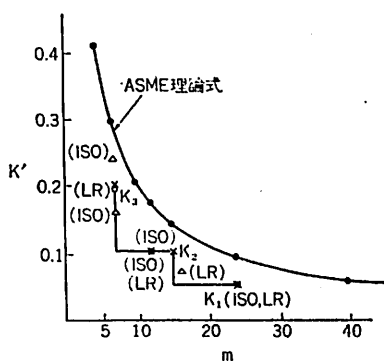
ここで吹出し量試験によつて決定する吹出し係数の上限値は、各種規格などを参考として実測から得られた値の90%以下をとることにするつもりである。

この吹出し試験については、本会としてはほとんど実績を持つていないので今後、データ蓄積→信頼度予測→試験調査→データ蓄積のサイクルによつて、さらに規則を充実していきたいと考えている。

なお、現在すでに実績を有し、かつ、本会が承認した形式またはほぼ同形式の安全弁については改めて吹出し量試験を要求せず現在の計算に使用している係数を承認していく方針である。

また、吹出し量試験の具体的な方法、装置などに関しては、現在 JIS、火力発電技術協会などで研究が促進され、規格化が図られているので、本会としても、これらの線に沿つて検討中であるが、現状では何よりも実績を作つていくことが急務であると考えられ、製造者および関係方面へ設備面の開発を大いに要望したいと思う。

本条の適用によつて安全弁の吹出し量試験を行なう場



第 3・8・1 図  $m-K'$  の関係

合の一般的な取扱いとしては現在のところ次の方法を採用するつもりになっている。

(1) 同一構造、同一寸法の安全弁に対して製作者の計画圧力(計画圧力に範囲のある場合は3種類以上の圧力)について飽和蒸気で実際の吹出し量を測定し、それぞれの係数  $C'$  (下記) を決定する。

(2) 実際の吹出し量の測定は同一条件で3回行ない、その平均値をとる。ただし、個々の吹出し量は、この平均値に対して上下10%以内になければならない。

(3) 安全弁所要吹出し量の計算に使用する公称吹出し係数  $C$  の値は、前各項によつて算出された  $C'$  の値の90%以下とする。

(4) (1) 項による実際の吹出し容量から係数  $C'$  を求める算式は次による。

$$C' = \frac{W_a}{W_i} \dots \dots \dots (3 \cdot 8 \cdot 1)$$

ここで  $W_a$  : 実際の吹出し容量 kg/H  
 $W_i$  : 理論上の吹出し容量 kg/H

で次による。

(弁座口の面積による場合)

$$W_i = 0.5145 \times \pi D L (P_m + 1) \dots \dots \dots (3 \cdot 8 \cdot 2)$$

(のど部面積による場合)

$$W_i = 0.5145 \times F \times (P_m + 1) \dots \dots \dots (3 \cdot 8 \cdot 3)$$

$D$  : 弁座口の径

$F$  : のど部の面積

$P_m$  : 試験時の安全弁入口圧力

(注) 吹出し量は、次式により計算する。

$$G = \alpha \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2g\gamma(P_1 - P_2)}$$

ここで、  $G$  : 吹出し量 (kg/s)

$\alpha$  : 流量係数

$e$  : 流体の膨張係数  $\dots \dots \frac{P_1 - P_2}{P_1}$  と開孔比との函数

$d$  : オリフィス孔径 (m)

$\gamma$  : 流体の比重量 (kg/m)

$P_1 - P_2$  : オリフィス前後の差圧 (kg/m<sup>2</sup>)  
 (DIN 標準オリフィスではオリフィス板両面間の差圧をとる。)

$g$  : 重力の加速度

吹出し量試験から定められる吹出し係数について(3・8・2)式および(3・8・3)式を使用して計算するASMEの値と改正規定または従来規則における係数の値を比較すると次のとおりとなる。

いま、全量式安全弁に対する従来規則の式に  $K=40$  (30)

(従来規則の備考により定められた係数の最大値) を代

入すると、

$$W = 0.4 \cdot F(1.03 P + 1) \dots\dots\dots (3.8.4)$$

$$C' = \frac{W_a}{W_i} = \frac{W_a}{0.5145 F(P_m + 1)} \dots\dots\dots (3.8.5)$$

$$K' \leq 5.9 C' \dots\dots\dots (3.8.6)$$

$P_m = 1.03 P$  とおくと (3.8.4), (3.8.5) 式より

$K' \geq 0.86$  が得られ, (3.8.6) 式との関連 においての値 (0.65)

が決定されることになる。

次に  $m$  と  $K'$  および規則における  $K$  の値を比較すると次表および第 3.8.1 図に示すとおりとなり,  $K'$  の値は  $K$  に対してかなり低くとられていることがわかる。これは, 低揚程式安全弁でリフトが小さい範囲および全量式安全弁において  $K=40$  とした場合を除いて, 吹出し係数に十分な余裕を付加して安全性を考慮していることを示している。

$m$	$K'$	$K$	$K/K'$	$K_1$	$K_1/K'$
5	0.411	0.200	—	0.217	—
7	0.294	0.200	0.68	0.217	0.74
10	0.205	0.100	0.49	0.127	0.62
12	0.171	0.100	0.59	0.127	0.74
15	0.137	0.100	0.73	0.098	0.72
24	0.0856	0.048	0.56	0.048	0.56
40	0.0513	—	—	0.048	0.94

(注) ここで  $K$  : 改正規則における係数  
 $K_1$  : 従来規則備考による係数  
 $K'$  : (3.8.2) 式から求められる係数  
 (常数項を整理した値)

次に第 8 条 1. (2) の注 2 の規定であるが, 従来規則の蒸発率の規定は, 実情に合わないため削除し, 代わりに排ガスエコマイザをもつボイラの蒸発量の加算の規定を追加した。排ガスエコマイザの使用中にボイラを追いだきすることができる計画の場合には, 安全弁の所要面積計算にあたってこの規定が適用される。ただし, この規定は, 実現し得る合計最大蒸発量を基準として安全弁の所要面積を決定するものであるから, 特殊な設計の場合には, そのつど, 各種条件を考慮して検討する必要がある。

### 第 8 条 2. 蒸気通路の面積

安全弁各部の蒸気通路の面積については, 従来規則第 71 条 4. に通常安全弁と一般高揚程安全弁について弁座入口および排気口の面積がそれぞれ規定されている。今回の改正では, これらの規定にさらに現行第 69 条の  $R \leq 1.05$  および  $R > 1.05$  の範囲を導入し, また JIS

陸用蒸気ボイラの安全弁の規格を参考として蒸気通路の寸法を定めた。

安全弁のリフトが弁座口径に比して大きくなると安全弁ののど部および弁座周辺の形状が吹出し係数に大きな影響を与えることはよく知られている。特に吹出し係数を大きくとるためには, のど部の蒸気通路の面積に対して弁座口部の蒸気通路面積を十分大きくとり (ISO の Full Lift 形にはこれを 1.25 倍に等しくすることが規定されている), さらに弁入口および管台ならびに排気口の面積についても, 慎重な設計寸法が考慮されなければならない。

しかし, これらの寸法の決定は種々の要素が重複して作用するので, 個々の弁についての適正な設計が必要でその確認は吹出し量試験による方法が望ましいので, 今回の改正では, 従来規則と同一の線で規定した。また, 安全弁の各部の寸法のほかに注意しなければならないのは, 管台を取付ける場合には, なるべく短いものとし, 安全弁入口側の圧力損失を少なくするとともにそのフランジ部の強度についての十分な検討を行なうこと, ボイラ胴または邪魔箱における蒸気の流れを考慮して圧力降下をなるべく少なくすること, 排気側の抵抗を減少することなどが必要である。

なお, ここで弁座口の径とは弁体と弁座との当たり面の内径を, のど部径とは弁取付口から弁座面に至るノズルの最狭部分の内径をいう。

### 第 9 条 過熱器をもつボイラの安全弁

過熱器をもつボイラの安全弁について従来規則の条文を若干, 変更し, 過熱器安全弁の性格を明確にした。過熱器の安全弁は, 過熱器以後の管系の過圧保護および主軸系に生ずる過負荷の防止と警報的役割, 蒸気の流れがしや断された場合の過熱器の焼損防止ならびにボイラの制御系の遅れおよび故障のバックアップなどの機能をもつ必要がある。過熱器の焼損を防止するための安全弁の大きさは, 過熱器を流れる蒸気量を基準として過熱器内温度を焼損温度以下に保持するのに十分な大きさとしなければならないが, ドラム付安全弁に対して所要合計面積の 75% 以上を要求しているため, 過熱器安全弁の容量増加は装置全体としてコストアップとなる。

また, 過熱器の安全弁の容量増大は, 吹出しによる過熱器内の圧力降下のはかに流量増加による圧力損失が大きくなり, 安全弁入口では, 一時的に圧力降下現象を生じ, チャタリング, ハンチングなどを起こす原因となり, さらに蒸気の反動作用による応力が管台および弁に加わるのでその対策も必要となる。したがって, 今回は主蒸気供給が急速にしや断した場合に過熱器の焼損を防止す

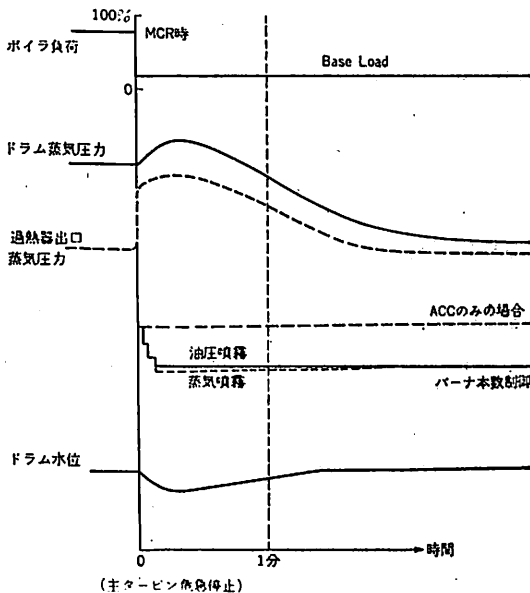
ることができる燃料制限装置またはしや断装置が設けられていれば、安全弁の容量までは言及しないことにした。一般に過熱器をもつようなボイラは安全弁のほかに各種の保護装置および制御装置が設置され、ドラム付安全弁は、結果的には過圧に対する最終的な保護、過熱器の安全弁は前述の警報的な役割と機器のバックアップとしての価値しかもっていない。

すなわち、過熱器の焼損防止のためには、過熱器の安全弁が作動し、さらに圧力が上昇してドラム付安全弁が吹出す以前に燃料をしや断するかまたはコントロールする制御装置または保護装置が設けられていれば、ほぼ同等の安全性があると考えてさしつかえない。(ただし、この場合、キャリオーバなどの副現象は考慮しないものとする)。

過熱器出口の蒸気圧力が常時一定になるようにコントロールされている一般の A.C.C. は十分、この機能を具備しており、装置の遅れと残熱のために過熱器の安全弁の吹出しを避けることは困難であるが、ドラム付安全弁の吹出しを防止することは、十分可能で、実船における試験結果(第3.9.1図参照)でも、この目的を達していることは明らかである。しかし、安全性を考慮して、A.C.C. のほかにドラム安全弁が吹出す以前に燃料をカットする自動燃焼しや断装置を設備するように推奨したい。

### 第10条 独立再熱器の安全弁ならびに独立節炭器の逃し弁

ボイラからしや断できる再熱器、過熱器に対する安全



第3.9.1図 主タービン急停止の場合、ボイラ各変数の時間的経緯

弁の規定は、ISO, LR, ASME, JIS など、ほとんどの規則、規格に明記され、また、節炭器については、ASME に次のように記されている。

Any economizer which may be shutt off from boiler, thereby permitting the economizer to become a fired pressure vessel, shall have one or more safety relief valves with a total discharge capacity, calculated from the maximum expected heat absorption in BTU/Hr, as determined by the manufacturer, divided by 1000.

また、従来規則においても第77条 2. (2) にバイパスを設ける場合に対して逃し弁を要求している、改正規定では、他の規格、規則を参照して本条にこれらの安全弁および逃し弁の設置とその機能を規定した。なお、再熱器、独立過熱器、節炭器および排ガスエコノマイザの安全弁または逃し弁は、原則としてボイラの安全弁の所要面積に加算することはできない。

### 第11条 安全弁の構造その他

5. 安全弁の排気管に関する規定で、一般に排気管については設計者に関する規定で、一般に排気管については設計者の関心も薄く、このために安全弁の性能低下、作動不良などの原因になったこともあり、また、特に高温、高圧ボイラでは排気管の強度は安全性にも直接関係するので、設計基準圧力を安全弁調整圧力の 1/4 以上とすることを規定した。その他、排気管については、熱膨張による安全弁などへの影響を防止するため、弁出口側に適当なエキスパンション継手を設けること、管長はなるべく短いものとし、屈曲を避ける、2個以上の排気を1本の管に連結する場合には、合流角度をなるべく小さくし、それより上部の排気管の断面積は、合計面積以上とする、などの注意が必要である。

### 第12条 安全弁の吹出し量試験など

最近のボイラは、ほとんどが自動制御方式を採用し、監視も従来の人間によるものから計器中心に移行し、それに伴って安全装置に対する信頼性向上への期待も高まってきている。

また、安全弁の吹出し係数を画一的に規定することには問題があり、個々に試験を行ない、その上で決定するのが妥当なことは第8条の解説で述べたとおりである。

これらの諸点を考慮すると従来の安全弁に対する試験検査は必ずしも十分なものでない。しかし、安全弁の性能を確認するための実際の使用条件における試験は、かなり大規模な設備と装置を要し、製造者にとって負担となるため、ただちに実施することは困難である。したが

つて今回は、安全弁の製造者から申し出のあつた弁についてのみ、本会の指定する試験検査を行ない、これに合格した場合に本会の承認した形式である旨の表示ができる取り扱いとし、今後、順次この趣旨を啓蒙し、かつ、拡大していきたいと考えている。なお、本会の指定する試験検査とは、実際の使用状態と同一条件における吹出し量試験、リフトの確認および鋼船規則第2節に規定する事項の確認検査ならびに JIS・B 8210「陸用ボイラのバネ安全弁」に関する規格に準拠した試験検査を予定している。

### 第13条 安全弁および逃し弁の調整

従来規則第73条を改文し、節炭器に対する安全弁または逃し弁の調整圧力の規定を追加した。また、過熱器の安全弁が2個以上設置される場合において従来規則では、すべてボイラの呼び圧力の1.03倍以内に調整されなければならないかつたが、過熱器の安全弁の性格を考えると、この必要もなく、また、過熱器安全弁の数および合計吹出し量を増加して過熱器の焼損防止を図ることは好ましく、かつ、安全弁が吹出した直後の過熱器内の蒸気流量の変動および安全弁入口の圧力変動による各部への影響を考えた場合、吹出し圧力に差が設けられていた方が安全であるなどの理由から、段階的に調整しうる規定とした。ただし、この範囲についてもなるべく小さい方が望ましいので1.05倍以内の制限をつけたが、これらはいずれもボイラドラム側の安全弁より先に吹き出すように調整されなければならない。

次に節炭器の逃し弁であるが、これは通常ボイラとしや断して使用されることはなく、比較的危険性も少ないと考えられるので圧力容器などと同様、計画圧力の110%以下の圧力で調整する規定とした。

本条6項の調整圧力における噴気中の作動不良とは、チャタリング、ハンチング、フラッタなどの現象を意味し、これによつて安全弁各部の構造の適合性、取付け状態の良否をある程度チェックすることを目的とする。

### 第14条 蒸気試験

従来規則第74条の規定について下記のとおり改文、追加した。

(1) 第12条によつて承認された形式の安全弁を使用し、かつ、ボイラの蒸発量についての資料、たとえば蒸発量の詳細計算書または実測記録を提出して承認を得た場合には、(2)における安全装置の作動試験を除いて蒸気試験を省略することができる取扱いとした。

(2) 過熱器をもつボイラで蒸気試験を行なうことが危険な場合には、第9条2.に規定する主蒸気供給がしや断したときにも過熱器の焼損が防止できる燃料の制限

装置の作動試験を行なえばよいことにした。この場合、当該装置たとえば A.C.C. によつて過熱器の焼損が起りえない設定になつていれば、燃料しや断装置が設けられていても、その作動試験までは要求しないことにする。なお、A.C.C. が故障した場合を考えてなるべく危急時の燃料しや断装置を A.C.C. の他に設置することを推奨するつもりになっている。また、前項によつて蒸気試験を省略する取り扱いを行なう場合でも過熱器の焼損防止に対する保証が得られないときは、本項の試験を省略できないことにする。

### 第3節 その他の付着品

#### 第17条 給水弁その他

従来規則第77条1. 註は、第1章第2条の用語に移項し、また第2項節炭器に対する逃し弁の規定も前節と重複を避けるため改正規則では削除した。

#### 第19条 水面指示装置

1. 最近のボイラは、ほとんど自動制御および遠隔監視が行なわれ、従来のように常時、ガラス水面計を見ながら運転することはなくなつた。したがつて、ガラス水面計はボイラの始動時における水位確認と遠隔水面計の較正、さらに制御監視装置が故障した場合に使用される程度になつている。一方、遠隔水面計の信頼性も向上し、ガラス水面計との間に差をつける必要もなくなつてきた。これより改正規定では、1個のガラス水面計は従来どおり水面の最終確認方法として要求し、他の水面計は1個以上設け、これはガラス水面計または遠隔水面計のいずれでもよいこととした。ただし、制限圧力10 kg/cm<sup>2</sup>以下のボイラにあつては、他の水面計の代わりに高低水位のアラームでも認めることにした。また、遠隔水面計または高低水位アラームを設ける場合には低水面になつたときに燃料油供給をしや断する装置を要求したが、これは最近のボイラの事故の傾向として低水位に原因する損傷が大きな割合を占めていることおよび安全対策としては、比較的確実な方法であることなどの理由によるものである。この意味からすると低水位バーナカットはすべてのボイラに必要となるが、ガラス水面計を2個有するボイラの場合には従来規則を上回ることになるので規定から除いた。

なお、自動、遠隔操作の行なわれるボイラについては、本規定の他、第38編の諸規則が適用されることは本章第1条に規定したとおりである。

従来規則に規定されている他の水面計として承認される驗面コックは、前項との関連もあり、実用的でないので削除したが、従来規則の範囲における小形ボイ



ラで、かつ、遠隔、自動制御が採用されない場合には、認めてもさしつかえないと考えている。

2. 強制循環式または貫流式ボイラでは、ガラス水面計などの水面の検出装置を設けることが困難な場合あるいは実用上あまり設置の意味がないこともあるので、この場合には、水面の位置が判別できる適当な装置と給水不足によりボイラに過熱部を生ずることのないように配慮された2個の検出器からなる低水位安全装置を設ければよいことを規定した。この項は、従来規則第79条7および第38編関係細則5.3.7を参照されたい。

3. ボイラが横方向に著しく長いなど構造によつて水面検出が1個所では不十分と考えられる場合には、それぞれの水面を代表する位置に各項に規定する水面計を装備する必要がある。これは、LR、GLなどにdouble ended boiler、LRなどに3.96 m以上の横方向長さをもつドラムについて規定があり、ASMEなど他の規格にも構造によつて水面計の数を追加することが定められている。

4. ガラス水面計の最低可視位置およびボイラの危険低水面については、形式ごとに各種条件を考慮して決定すべきであるが、これらについては当然、製造者において十分検討されるので、本項では基礎事項のみにとどめ、詳細規定は省略した。図面調査および検査の段階では個々のボイラの構造を考慮して安全な可視位置および危険低水面を決定する必要がある。ガラス水面計については従来規則およびISOを、遠隔水面計については第38編の細則をそれぞれ参考としたが前者における最低可視位置は各種条件を考慮して決定されるべきで、50 mmという数値にこだわると危険な場合がある。たとえば、一般の横煙管式ボイラでは煙管、炉筒または火炉頂板の最高位置から75 mm以上上部に水面計の最低可視位置がくるように取付けるのを原則とする。また、ここで危険低水面とは、船が若干の動揺をしても火炎または高温ガスに直接触れる部分（たとえば乾燃式丸ボイラでは背面水管の開口中心線、立煙管式ボイラでは、火室天井板最高部また、一般の水管ボイラでは、最上部降水管開口中心線）が水面から上にでないという条件で決定する必要がある。

5. 水面指示装置の構造については、各種規則、第38編関係細則およびJIS-F 5609～F 5611を参考として、従来規定に整理、割愛、追加などを行なったものである。

#### 第20条 圧力計および温度計

温度計および圧力計の検針のための取付け装置を追加

したが、これらは従来から、当然実施されるべき項目で、今回、特に規定する必要もなかったが、他の付着品に対する規定との関連もあり、また、他の規則（たとえばISO、JISなど）にも規定されているので、ここに明確化したものである。

### 第3章 圧力容器の構造、強度など

#### 第1節 一般

第3条 本章の規定にない圧力容器の構造、強度および付着品

1. 蒸気加熱式蒸気発生装置などで構造または強度について本章に規定のないものとは、たとえば管板の構造、強度など、ステーのある平板の強度、支柱などの構造、強度などをいう。
2. 圧力容器の付着品については、鋼船規則に規定されている場合（たとえば、空気タンクの付着品）には、それらによらなければならないが、その用途に応じて圧力計、温度計、ドレン弁など安全性、保全性を維持するために必要な付着品が要求されることを規定した。

#### 第2節 圧力容器の構造

##### 第9条 管台の厚さ

第2章第1節第11条によりボイラに溶接で取り付ける管台に合わせて改正した。

改正趣旨については、同条の解説のとおりであるが、第二種および第三種圧力容器については、管台の厚さが4.0 mm以上あれば、取付部にかんがりの剛性が期待でき、支持条件が極端に悪くない限り、外部からの荷重によつて破損するおそれはないと考えられ、緩和規定を設けた。また、厚さ4.0 mmに相当する管台では、外径が大となるので一般に第8条による補強が必要となり圧力容器胴取付部に対する強度不足は考慮しなくてもよいことになる。

#### 第5節 許容応力および余厚

##### 第17条 許容応力および余厚

本条の主な改正点は次のとおりとなつている。

(1) 第32.4表許容応力および余厚の中に圧力配管用鋼管に対する値を規定した。許容応力( $f$ )および余厚( $a$ )の値は、ボイラ用圧延鋼板などと同じく規格最低引張強さの1/4、1.5 mmとそれぞれ定めた。ただし、電気抵抗溶接鋼管については、溶接部の均一性および溶接施工試験に関する取り扱いに若干の問題があるので、無条件に使用することができる範囲に制限を設けた。

ここでいう、引火性または有毒性の液体またはガスと

は、少量でも火災の危険または人体へ有害なものを行い、アンモニア、メチルクロライド、塩素、LPGなどで、炭酸ガス、R-22、R-12などは含まないものとする。

しかし、電気溶接鋼管でも、溶接部の構造が本章および第5章の諸規定に適合し、かつ、第5章に規定する溶接施工試験に合格した場合には、本項にかかわらず、その適用範囲を広げても差しつかえない。

## 第6節 所要厚さ計算式

### 第23条 一般

第2章第6節第25条と同一趣旨で規定したものである。

### 第24条 内圧を受ける円筒胴および球形胴の所要厚さ

圧力容器の胴に鋼管が用いられることが多く、外径基準の計算を加えた方が便利であるので今回、追加したものである。

一般に内圧を受ける円筒胴の計算には Lame の修正式と高温強度に対するクリープ一般式とを基礎として ASME が  $y$  のパラメータを使用して一本化した次式が用いられている。

すなわち、

$$\sigma = P \left\{ \frac{1}{2} \left( \frac{D_o}{t} - y \right) \right\}$$

$$\text{あるいは } T = \frac{PD_o}{200\sigma_a + 2yP} \dots\dots\dots(4.24.1)$$

一方、長さが十分大きく、薄肉円筒式に若干の余厚を考慮すると次式が与えられる。

$$T = \frac{PD_i}{200\sigma_a J} + a \dots\dots\dots(4.24.2)$$

ここで胴の肉厚が増加する必要があるから、パラメータ  $\beta$  を用いて  $D_i$  の代わりに  $D_i + \beta t$  とおくと、

$$T = \frac{P(D_i + \beta t)}{200\sigma_a J} \therefore T = \frac{PD_i}{200\sigma_a J - \beta P} \dots\dots\dots(4.24.3)$$

$D_i = D_o - 2t$  であるから

$$T = \frac{PD_o}{200\sigma_a J + (2 - \beta)P} \dots\dots\dots(4.24.4)$$

(4.24.1) 式と比較すると、 $\beta = 2(1 - y)$  となるので、いま、鋼種による温度の函数として定めた  $y$  を ASME より 0.4 (フェライト鋼で 900°F 以下) とおくと

$$T = \frac{PD_o}{200\sigma_a J + 0.8P} \dots\dots\dots(4.24.5)$$

となり、規則における外径基準の式が得られる。

## 第7節 熱交換器の管

### 第29条 熱交換器の管の所要厚さ

表中、鋼管の許容応力値を従来規定の規格最低引張強さ (kg/mm<sup>2</sup>) の 1/5 を本編の各種規定に合わせて 1/4 とした。

許容応力については、各種規則および規格とも積極的にその値を下げてきており、ボイラ、圧力容器などの各材料の許容応力とともに今後十分に検討する必要があると考えている。

## 第5章 溶 接

### 第1節 通 則

#### 第3条 溶接法承認試験

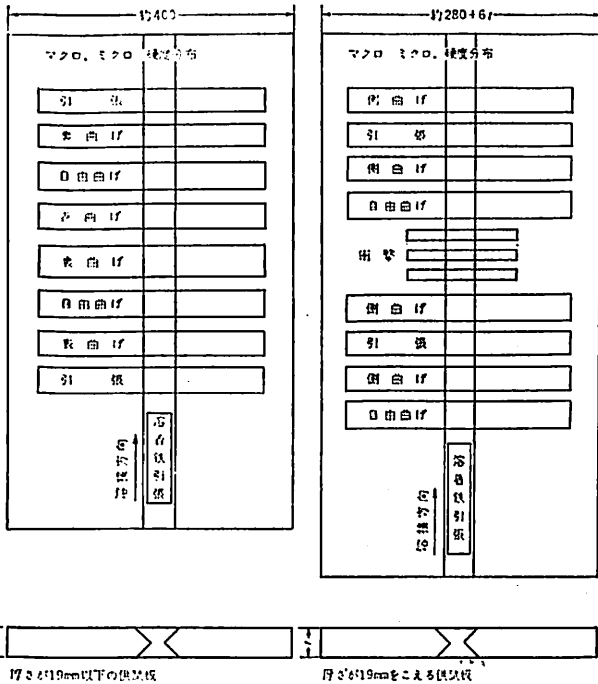
溶接構造のボイラまたは圧力容器を初めて製造する場合には、その製造者に対して工事に関連して詳細な資料を提出して本会の審査を受けるとともに溶接法承認試験を行なうことを追加規定した。その他、新しい溶接法を採用する場合などの溶接法承認試験に関する従来規則に若干の表現の変更などの改正を行なった。

船用のボイラ、圧力容器などは、設計、材料、鋼材加工、溶接、組立など実際の施工面における良否が直接、製品の品質すなわち安全性能確保に関連するが、過去の構造上に起因する事故例をみると強度設計誤りによる板厚不足がその主因として介入することはほとんどなく、施工上、特に溶接工事の欠陥による原因の占める割合が著しく高くなっている。このことは、検査機構のあり方からも十分再考の余地があり、たとえば、通常施行している図面調査、現場検査などのほかに品質管理体制、社内外工のモラルアップ、溶接作業管理 (溶接設備、溶接工、溶接試験設備、材料管理、作業管理、放射線検査管理など) についても、ある程度立入らなければ品質の改善は期待できないと考えられる。

この趣旨からいうと、溶接構造のボイラおよび圧力容器に限る必要はないが、今回は本会の規則における他の機器との関係もあり、また、特に問題の起こりやすい溶接工事にのみ焦点をしばって承認試験の要求をした。

ここで、溶接構造のボイラまたは圧力容器を初めて製造する工場が提出する資料とは一般に次の各項にあげるものを考えている (追って細則として規定する予定)。

1. 会社沿革および事業内容
2. 工場施設概要  
工場設備概要、主要溶接機器種類および数、熱処理設備および試験検査装置の概要
2. 溶接工の資格および人数
4. 溶接構造物の生産実績
5. 溶接管理体制および施工基準に関する資料
6. 本会の検査を受けようとする製品の種類または名称
7. 同上製品の最大板厚および材料の種類 (規格を含む)
8. 同上製品の溶接方法 (溶接棒の心線、フラックの種類)



第1図 突合せ溶接における試験片採取要領

- 注 1. 試験片寸法は、規則第32編第5章の規定による。  
 なお、継手引張試験片の平行部の幅(W)は、供試材の厚さが25mm以下では38mmとし、厚さが25mmをこえるときは25mmとする。
2. 衝撃試験片の切欠きの位置は原則として溶着金属部の中央とする。
3. 供試材および溶接用材料は、本会の合格材または認定材を使用する。
4. 異なる種類の鋼材を溶接接合する場合の引張試験、衝撃試験における規格には、原則として規格最低引張強さの低い鋼材の規格値を適用する。

類、溶接機名、溶接条件などを含む)

9. 下記に規定する溶接法承認試験方案

- (1) ボイラおよび第1種圧力容器の溶接法承認試験  
 製造する構造物に使用される最大板厚の材料について次の試験を行なう。
- (i) 突合せ溶接に対する機械試験(試験片採取要領は第1図参照のこと)
- (a) 継手引張試験  
 (b) 型曲げ試験  
 (c) 溶着鉄引張試験  
 (d) 衝撃試験  
 (e) 硬度分布試験
- (ii) 隅肉溶接に対する機械試験は、第26編第4章第3節の規定による。
- (iii) 放射線透過試験(隅肉溶接の場合は省略でき

る)

- (iv) マクロ試験  
 (v) 厚板、特殊材料および特殊な用途の圧力容器については追加試験を要求することがある。  
 (vi) 特殊な溶接法が採用される場合には、その方法に見合った試験を追加して行なう。
- (2) 第2種圧力容器の溶接承認試験  
 製造する圧力容器に使用する最大板厚(25mmをこえる必要はない)の材料については次の試験を行なう。
- (i) 突合せ溶接に対する機械試験  
 1. (1)・(a), (b) および (e) について行なう。  
 (ii) 隅肉溶接に対する機械試験  
 1. (1)・(ii) に同じ。  
 (iii) 放射線透過試験(隅肉溶接の場合は省略できる)  
 (iv) マクロ試験  
 (v) 1. (1)・(v) 参照  
 (vi) 1. (1)・(vi) 参照
- (3) 第3種圧力容器の溶接承認試験  
 検査員が特に必要と認めた場合以外は省略できる。

なお、本条のただし書きで検査員が差しつかえないと認める程度の溶接法の変更とは、次を標準とする。

- (1) 第32編第2章第3節および第4章第3節ならびに第5章の諸規定内において開先形状を変更する場合。

(2) 溶接棒を第26編第6章に記載された種別内において変更し、かつ、施工上同一条件で既承認のものに比較して、同等以上の継手が得られると認められる場合。

(3) 自動溶接の溶接条件(電流値、電圧、速度など)を若干、変更する場合。

(4) その他、材料、板厚などを若干、変更する場合で、検査員が既承認のものに比較して同等以上の継手が得られると認めた場合。

第4節 応力除去

第15条 応力除去の方法

従来規則の条文を変更し、かつ、炭素鋼と合金鋼に対する応力除去の項を区別し、間違いが起らないように整理した。

第6節 第一種圧力容器の溶接施工試験

第 22 条 供試板の機械試験の種類および数

応力除去を省略した場合および合金鋼を使用した場合に原則として衝撃試験を行なうことにした。このうち前者の適用を受けるのは主として加圧式 LPG タンクである。また、衝撃試験を行なう必要があるものとして低温で使用される圧力容器などの脆性破壊が問題となる場合が挙げられるが、これらは特殊な条件で使用される圧力容器として別途考慮していくつもりである。

第 23 条 試験方法および合格基準

5. 溶着鉄引張試験

伸びの最小値が従来規則ではすべて 22% についてであったので、今回、第 39 編および第 26 編の規定を参考として表示したものである。

5. 衝撃試験

衝撃試験片の採取要領および切欠きの位置について規定したが、これらは第 26 編、ISO などの規格を参考とした。この衝撃試験は、原則として厚さが 19 mm を超える鋼材について行なうのが適当で、試験温度は母材と同じとする。

また、3 個の試験片の吸収エネルギーの平均値については材料の種類、溶接方法、容器の使用条件などを勘案して、そのつど定めることにしたが、一般の鋼材では母材の規格によつて次のとおり定める方針である。

衝撃試験における吸収エネルギー（平均値）の最小値

母材の種類			試験温度	手または半自動溶接の場合の吸収エネルギー	自動溶接の場合の吸収エネルギー
				kg-m	kg-m
圧力容器用鋼材	第 1 種	KPV 24	0°C	4.8	3.5
	第 2 種	KPV 32	0°C	4.8	3.5
	第 3 種	KPV 36	0°C	4.8	3.5
船体用鋼板	E, F 級 鋼		-10°C	6.2	4.5
	B, C, D 級 鋼		0°C	4.8	3.5
	その他の軟鋼材		20°C	4.8	3.5
	第 1 種 E 級高張力鋼		-17°C	6.2	4.5
	第 1 種 D 級高張力鋼		-7°C	4.8	3.5
	その他の第 1 種高張力鋼		10°C	4.8	3.5
	第 2 種 E 級高張力鋼		-27°C	6.2	4.5
	第 2 種 D 級高張力鋼		-17°C	4.8	3.5
その他の第 2 種高張力鋼		0°C	4.8	3.5	

第 34 篇 内 燃 機 関

第 6 条 6.

1. 改正理由

機械部品の強度を論ずる場合にその部品の製造方法を

無視することはできないが、特に、形状複雑で、かつ、すみ肉部の応力レベルの高いクランク軸ではなおさらである。

前回のクランク軸に関する規則の改正においてもこの製造方法を考慮して許容応力を決定したことはいうまでもないが、ただ、その場合には、クランク軸の製造方法は、鋼船規則第 39 編第 9 章第 6 条および第 12 章第 11 条の規定によつて承認された範囲のものを一括対象とし、その範囲内での個々の製造方法の相違がクランク軸の品質に及ぼす影響については、例えば、Continuous Grain Flow のものの方が Free Forging のものよりも優れていることが定性的にはわかつてはいても定量的な関係が把握されていなかったため、特に考慮することはしなかつた。このため、許容応力の決定に際しては、当時の規則の解説にも示されているようにこれら製造方法による疲労強度のばらつきを考慮して、 $18/1.2 = 15 \text{ kg/mm}^2$  を採用している。したがつて、製造方法の疲労強度等に及ぼす影響についての有意差が確認された場合には、前記の許容応力は当然修正されるべき余地が残されていたことはいうまでもない。しかるに、その後、一、二の国内製造者においてある限られた製造方法ではあるが、製造方法のクランク軸品質に及ぼす影響についての比較試験が行なわれた結果によると、かなりの有意差のあることが確認されている。

また、一方、上記の製造方法とは別にクランク軸の耐摩耗性、耐疲労強度の向上を目的とした表面処理方法が漸次採用されつつある。

したがつて、クランク軸の強度について検討する場合には、これら製造方法の相違や表面処理の有無による材料強度の影響も応力面での詳細な検討とともに考慮の対象とする必要がある。また、同時に、このような配慮がひいては、今後のクランク軸製造方法改善の気運をより一層高めることにもなると考える。

以上のように、クランク軸の強度は、特に、その形状の複雑さから製造方法等を無視して論ずることはできず、かつ、その製造方法等がクランク軸の強度にかなりの影響を与えるので、今回、従来の応力面での検討に加えて材料強度面においても同様な取り扱いができるように改正を行なつたものである。

2. 特殊な製造方法として認める前提条件

鍛鋼品は、鋼塊を熱間鍛錬した後、熱処理、機械加工等の各工程を経て造られる。しかるに、鋼塊は、その造鋼過程から考えて、鋼塊外周部は比較的清浄度の高い鋼が得られるが、内部は多分に有害な欠陥を内蔵する可能性を有している。しかもこの傾向は鋼塊が大きくなるほ

ど顕著である。

したがって、このような鋼塊の内部がクランク軸の最重要部である腕すみ肉部に現われるような鍛造方法は、たとえ試作品で良好な品質が得られたとしてもこれが常に維持されるとはいいがたい。また一方、鍛鋼品には、機械的性質や疲労強度に異方性のあることが特徴であるが、この異方性は、欠陥の存在によつて特に影響されるので前記の鋼塊の性状と合わせて腕すみ肉部の鍛造フローが重視される。

したがって、本規定において特殊な製造方法とは、前記のように腕すみ肉部の表面が鋼塊の表面層と一致し、かつ、その部分の鍛造フローが連続しているような鍛造方法が条件となる。

クランク軸の鍛造方法には、付図に示すような種種の方法があるが、一体形の場合の自由鍛造および半組立形の場合のブロック鍛造は前記の条件を満足しないので本則を適用しないことにした。また、半組立クランク軸におけるその他の鍛造方法も現時点では、なお、鍛造フロー、機械加工代等に問題があるので当分の間、本則を適用しないことにする。

鋳鋼クランクスローは、形状複雑な鑄型に高温の溶湯を注入凝固させて造られるため鋼塊の場合よりも欠陥を発生しうる要素を多分に有している。

しかも、鍛鋼品と異なり以後の熱間鍛錬の工程を有しないので鍛鋼品ほど積極的な内部性状の改善も期待しえない。このため製造方法については種種な改良が行なわれており、例えば鑄造方法だけをとりあげても付図に示すような種種の方法が採用されている。しかし、これらの方法は、いずれも一長一短があるので、画期的な製造方法が開発されるまで、鋳鋼スローにも本則を適用しないことにした。

以上、特殊な製造方法として認める条件として鍛造方法を対象に述べたが、もとより鋼塊そのものの改善例えば真空脱ガス鋼塊の使用や特殊な熱処理の採用についても本規定を適用して検討する用意のあることはいうまでもない。

### 3. 製造方法に関する承認試験

製造方法に関する承認試験としては、一体形自由鍛造のクランク軸との比較試験を行なうことにした。これは、2. で述べたように本規則が適用されるのは一体形クランク軸で自由鍛造以外の特殊な鍛造方法であり、かつ、1. でも述べたようにクランク軸の強度算定式制定時に採用した許容応力が自由鍛造に近いものを対象としていることなどから、当該特殊鍛造方法が自由鍛造のものと比較してどの程度品質的に安定し、かつ、疲労強度

的に有意性があるかを確認することが必要であるとの考えによるものである。しかし、このような比較試験にあつては、特に基準となる自由鍛造の品質が重大なポイントとなるので、細則に示しているように実物大の供試材について品質判定に可能な試験項目をできる限り採用することにし、もし、自由鍛造のものが作意的なものとなつていたとしても容易に判断しうるようにした。この意味においても、供試材は、同じ製鋼法、造塊法によつて造られた同じ大きさの鋼塊からそれぞれ製造される必要がある。しかし、小さい鋼塊を使用することが特殊鍛造の特徴の一つである場合には、供試材に用いる鋼塊の大きさは、実際にクランク軸を製造する場合に用いられるそれぞれの鋼塊の大きさの比率に相当する比率のものを用いることは差しつかえない。なお、各種試験項目における試験片採取位置は一般的な標準を示したものであるので、各各については各鍛造方法、大きさ等を考慮し、サルファープリント等によつて、その都度、検討して定めることになる。

### 4. 製造条件の変更

同じ鍛造方法でも使用鋼種、熱処理、供試材の大きさ等が、著しく異なると品質の安定性や疲労強度に影響を及ぼすので、その場合には、改めて、承認試験を行なうことにした。しかし、承認試験項目の全部について行なう必要のない場合もあるので、細則に示すように「準ずる」という表現をした。なお、著しく異なる限度は、使用鋼種の場合、ふつう鋼と低合金鋼の相違、熱処理の場合、調質か非調質の相違を考えている。また、大きさについては、現在の一体形クランク軸の最大径は、400 mm 程度までであるので、250 mm 以上とそれ以下で区別することにする。

### 5. 試験結果の適用

(1) 改正理由でも述べたように現規則に採用している許容応力は、各製造方法の相違等を考慮して基準疲労強度に対して20%のばらつきを見込んで定めてあるので当該特殊鍛造の品質はもとより実体疲労強度も自由鍛造のものに比して十分有意差のあることが必要である。このため、細則では、疲労強度の向上率が20%以上期待されるものでなければならないことにした。

なお、実体疲労試験の要領は次による。

(i) 供試クランク軸が自由鍛造の場合

(a) ふつう鋼の場合

実体疲労試験は行なわず、次式によつて疲労強度を推定する。

$$\sigma_{nj} = 18 \times \frac{45 + \frac{2}{3}(T_s - 45)}{45}$$



$\sigma_{wf}$ : 疲労強度

$T_s$ : 細則 5.2. (2) (ii) (ハ) (e) に規定する引張試験によつて得られたピンまたはジャーナル平行部の平均引張強さ

(b) 低合金鋼の場合

実体疲労試験を行ない  $10^7$  における疲労限度を求める。(  $\sigma_{wf}$  )

(ii) 供試クランク軸が特殊鍛造の場合

全供試クランク軸について (i) の疲労限 ( $\sigma_{wf}$ ) の 1.2 倍の応力疲労試験を行なう。この結果、全供試クランク軸が、 $10^7$  において破断しなければ合格とし、さらに参考として、この供試クランク軸を用いて S-N 曲線を求める疲労試験を行ない疲労限を確認する。

(2) 許容応力の向上率が 15% に限定したのは、たとえ疲労試験の結果、疲労強度の向上率が 20% 以上得られたとしても、これは一試験結果にすぎないこと、規則で採用した基準疲労強度  $18 \text{ kg/mm}^2$  (KSF 45 材に対し) は、疲労試験の結果にかかわらず変えるべきでなく、あくまでも前述のばらつき 20% が、この特殊鍛造方法の採用によつて少なくなつたと解釈すべきであるとの考えに、さらに若干の安全性を考慮して定めたものである。

(3) 本則を腕の寸法の検討にのみ適用したのは、本試験が腕すみ肉部を対象に曲げ疲労強度を規定していることと、ねじり振動の付加応力との関連によるものである。したがつて、ねじり振動について別途考慮される場合には、細則 6 項 (1) の範囲で軸径を軽減することはさしつかえない。

## 6. 表面処理

(1) 表面処理の方法については種々な方法があるが、クランク軸に一般に施されるものとして、高周波焼入れ、窒化、冷間ロール加工の 3 種類を対象にして規定した。しかし、クランク軸全面に表面処理を行なうものについては、クランク軸全体について、詳細に検討する必要があるので、ここでは、一応、腕すみ肉部のみに施されるもののみを対象とすることにした。

(2) 試験項目は、表面処理の性格上、硬度分布、硬化深度、残留応力が特に問題となるので、表面処理材については、この試験を行なうこととした。なお、冷間ロール加工を行なう場合には、ロール加工による変形量が以後のロール加工の良否決定の一つの重要な尺度となるので、変形量の計測を規定した。

(3) 試験結果の処理方法については、前述の製造方法の場合と異なり基準疲労度そのものが向上するとの考

えて律することにした。しかし、表面処理の場合には、個々の処理方法、処理条件によつて一律に疲労強度の向上率を決定することができないので、その都度定めることとした。

(4) 結果の適用については、前述の製造方法の場合と同様、腕すみ肉のみとした。

なお、実体疲労試験は、表面処理材と非処理材との比較試験を行なうのを原則とするが、ふつう鋼製一体形鍛造非表面処理材で、本解説 5.1 (i) (a) の取り扱いが行なえるような試験 (細則 5.2 (2) (ii) (ハ) (e) に準ずる試験) を行なう場合には特に実体疲労試験は行なう必要はない。

なお、鍛鋼製半組立クランク軸および鋳鋼製クランク軸を上記の対象外としたのは、半組立式の場合は、軸の焼ばめが腕すみ肉部に影響を及ぼすため、引張強さと疲労強度の相関が明確でないこと、また、鋳鋼製の場合、軸焼ばめの影響のほかに個々の製造条件によつて疲労強度に相異があることにより、非処理材についても実体疲労試験を行なわなければ、表面処理材の疲労強度との比較が行なえないことによるものである。

## 第 6 条 8.

今回、本項ただし書「 $d$  は  $0.95 dc$  より小としてはならない」を削除した。この規定は、理論的根拠にもとづくものではなかつたが、極端な剛性低下による種々な問題の誘発を恐れて当時の専門委員会では約束ごととして定められたものである。しかるに、その後、設計はさらにきりつめられる傾向にあつたので、理論的根拠に乏しいこの規定は、細則から削除することがよいとの結論に達し、今回削除したものである。しかし、これを無制限にすることは上述の種々な問題があるので、なお、しばらくは、「 $d$  は  $0.90 dc$  より小としない」ことが専門委員会で約束された。

## 「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  
格でおおかけいたします。

頒価 300 円(〒150)

長さ 234 m のはしけ運搬船の水槽試験例

「船舶」編集室

M.S. 489 および 490 は積貨重量約 43,000 英トン、垂線間長さ 234.0 m のはしけ運搬船に対応する模型船で、模型船の長さおよび縮率はそれぞれ 7.5 m, 1/31.200 である。両船型の差は、船体後半部の排水量の縦方向の分布の仕方であり、M.S. 490 の方は排水量が船体中央部に多く、船尾端がやせている。

両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 は約 7.2, B/d は約 2.9 である。

なお、主機としては連続最大出力で 26,000 BHP × 122 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

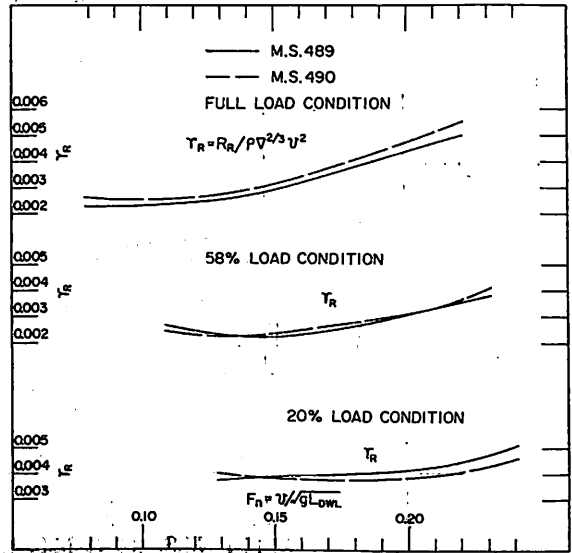
試験はいずれも満載のほか 2 状態で実施された。試験により得られた剰余抵抗係数を第 2 図に、自航要素を第 3 図に示す。これらの結果に基づき実船の有効馬力を算

定したものを第 4 図に、伝達馬力等を算定したものを第 5 図に示す。

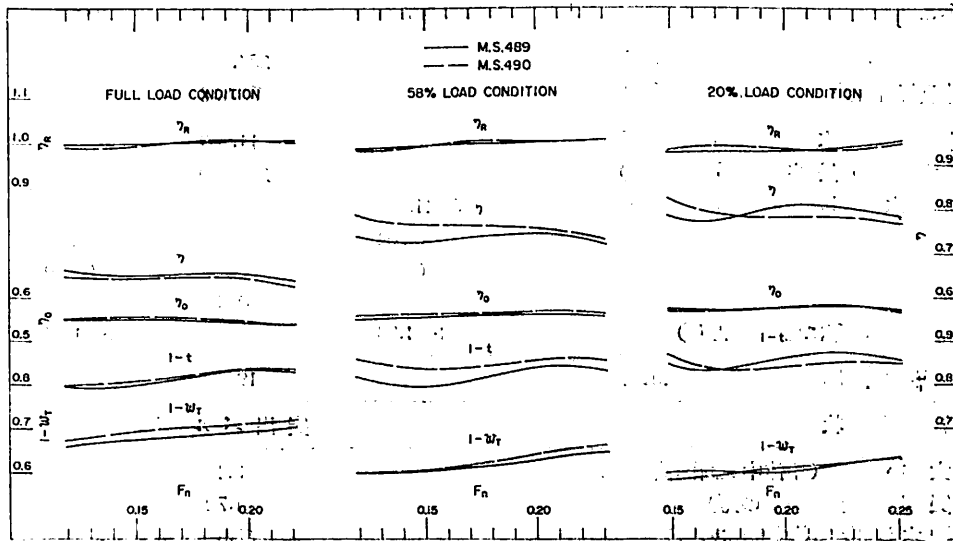
ただし、試験の解析に使用した摩擦抵抗係数はいずれもシェーンヘルのもので、実船に対する粗度修正量  $\Delta C_F$  は 0 とした。また、実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。

第 2 表 プロペラ要目表

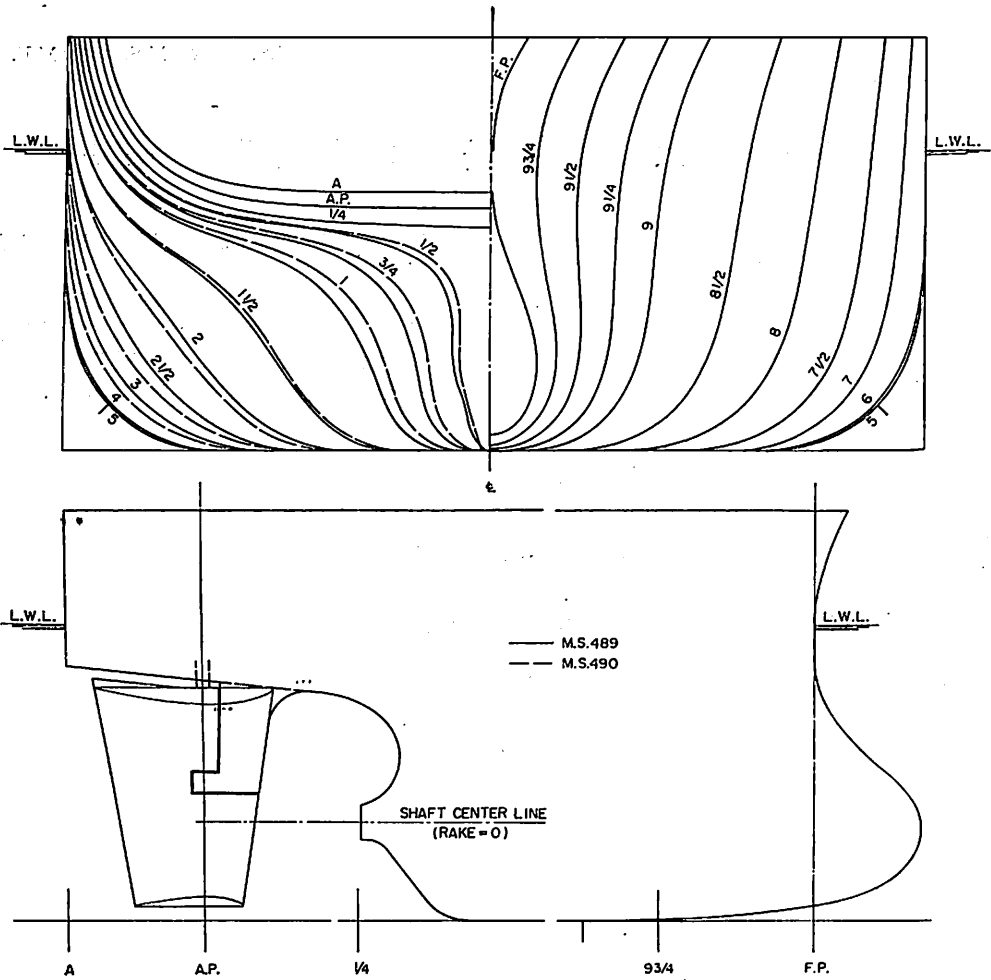
M. P. No.	413
直径 (m)	6.240
ボス比	0.180
ピッチ (一定) (m)	5.429
ピッチ比 (一定)	0.870
展開面積比	0.650
翼厚比	0.050
傾斜角	10° ~ 0°
還数	5
回転方向	右廻り
翼断面形状	MAU 型



第 2 図 M.S. 489 & M.S. 490 剰余抵抗係数



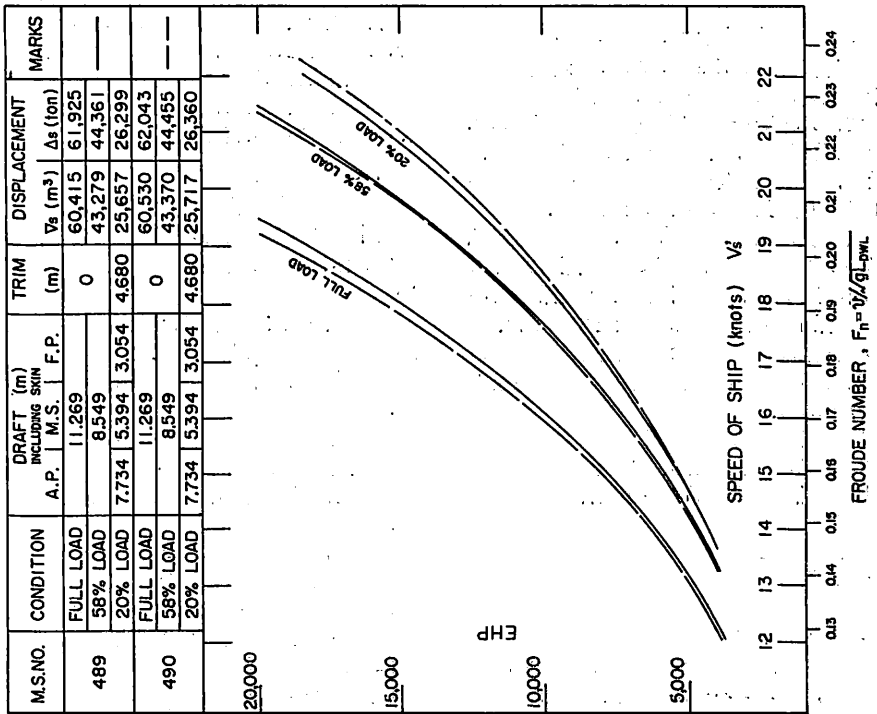
第 3 図 M.S. 489 & M.S. 490 × M.P. 413 自航要素



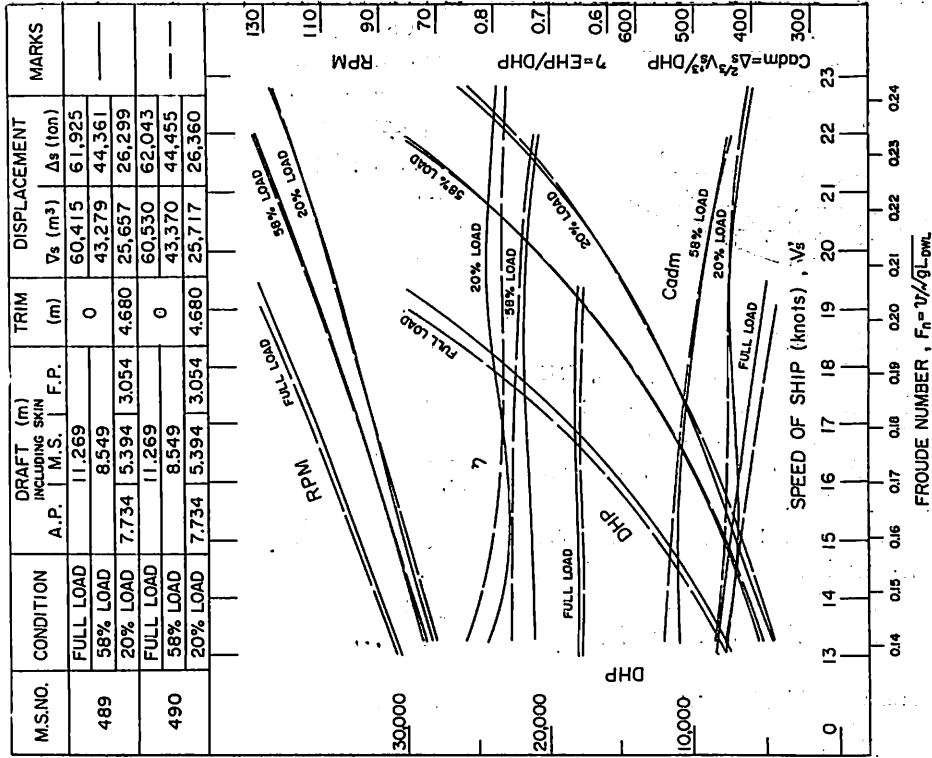
第1図 M.S. 489 & M.S. 490 正面線図および船首尾形状

第1表 船体要目表

M.S. No.		489	490
長さ	$L_{pp}$ (m)	234.000	
幅 (外板厚を含む)	B (m)	32.538	
満 載 状 態	喫水	11.269	
	喫水線の長さ	238.880	
	排水量	60,415	60,530
	$C_B$	0.704	0.705
	$C_P$	0.738	0.739
	$C_M$	0.954	
	$l_{CB}$ ( $L_{PP}$ の%にて 両より)	+ 1.58	+ 1.55
平均外板厚 (mm)		19	
船首形状		突出バルブ	
バルブ	大きさ (船体中央断面積の%)	5.4	
	突出量 ( $L_{pp}$ の%)	1.72	
	没水深度 (満載喫水の%)	68.8	
摩擦抵抗係数		シェーンヘル ( $\Delta C_F=0$ )	



第4圖 M.S. 489 & M.S. 490 有效馬力曲線圖



第5圖 M.S. 489 & M.S. 490 × M.P. 413 伝達馬力等曲線圖

# NKコーナー



## IACS 第5回理事会開催さる

IACS (国際船級協会連合) の第5回理事会が、RINa (伊) を除く加盟8船級協会の出席の下に、4月19日から21日まで、NK本部大会議室で、守屋常務理事を議長として開催され、予定どおり討議を終了、次の press release を採択して散会した。

「IACS の第5回理事会は、1972年4月19日から21日まで、東京都港区赤坂の同連合本部で、日本海事協会の守屋常務理事を議長として開催された。

次のメンバー協会の最高首脳が、それぞれ代表として出席した。

- American Bureau of Shipping (米)
- Bureau Veritas (仏)
- Det Norske Veritas (ノールウェー)
- Germanischer Lloyd (西独)
- Lloyd's Register of Shipping (英)
- 日本海事協会
- Polish Register of Shipping (ポーランド)
- Register of Shipping of the U.S.S.R. (ソ連)

決定事項の中の大きなものの一つは、次回の現事会議長の選挙であつて、Register of Shipping of U.S.S.R. の E. Privalov 常務理事が、満場一致で選出された。E. Privalov 氏は、現議長の守屋常務理事の後を継いで、来年1月1日より議長席につくこととなる。

各メンバー協会の規則統一の問題には、特に注意が払われた。その他の決定事項は、IACS の運営方法の問題、新規加盟申請の検討、他の団体との関係および IMCO の活動に関する技術的な問題などであつた。

IACS の9つの作業部会および2つの通信部会からの報告書が検討されたが、技術的な決議事項の中の主なものは、次のとおりである。

- 船首隔壁の位置と配置に関する規定
- 1966年満載喫水線条約の統一解釈 (18項目)
- 長さ24m以上の漁船の艤装品の最小要件
- 内燃機関の予備品
- 内燃機関部品の試験圧力
- 内燃機関の安全装置
- タンク洗浄機
- 船首部区画のバラスティング

上記の技術的な決議の内容は、要望があれば必要に応じて、関係者に対し、各メンバーから公表される。

作業部会および通信部会の今後の作業について、研究

題目を検討し改正の上、新たに決定された。

IACS の次回定例理事会は、1973年の春、レンングラードで開くことが決定された。

会議は、1972年4月21日午後 成功裡に閉幕した。

## 検査手数料の改正認可さる

かねて、運輸大臣あて約30%の値上げを申請中であつた、NKの「検査等手数料規則」の改正が、3月27日付をもつて、申請のとおり認可された。

これまでの手数料は、昭和41年3月30日に認可されたものであるが、その後6年の歳月を経過する間に、社会情勢、経済事情の変化と本会の事業規模の拡大、特に人件費と一般物価の高騰により、現状にそぐわないものになつてきていた。その上、将来のNK入級船量は、昭和46年度に比較して微増にとどまる見込みから、旧手数料による収入では、過去の若干の剰余金を繰り入れても、今年度末には早くも赤字が生じる見とおしとなつた。

そこで、昨年11月値上げ方針を決定、運輸省と折衝に入る一方、関係業界の了解取り付けに努めていたものである。

## 支部主催機関関係業務懇談会開催さる

NKでは、その業務について関係業者との相互理解を深める目的で、今後船体および機関業務懇談会をそれぞれ年1回程度開催することとなり、手はじめに機関関係業務懇談会が、次の日程で開催された。

- 4月6日 東京支部主催 (北海道、東北、京浜地区)
- 4月11日 大阪支部主催 (阪神地区)
- 4月12日 尾道支部主催 (中国、四国地区)
- 4月14日 北九州支部主催 (九州地区)

今回の懇談会の話題としては、NK側から、業務の紹介、最近制定または改正された規則の説明および支部から関係業者に対する要望がなされ、これに対する業者側の質疑要望などで、各地区とも関係者多数が出席、多くの成果をあげて終了した。

## NK側の要望

(1) 検査の能率化の観点から、社内検査および検査準備を十分に行なつてから受検するよう、協力願いたい。

(2) 休日および時間外検査は、できる限り避けてほしい。

(3) 損傷事故の情報は、秘密にすることなく、できる限り検査員に通報されたい。

(4) 外注先の中小企業の技術指導を十分に行なわれたい。

## 業者側の要望および質疑の主なもの

(1) 週休2日制のすう勢からして、修繕船などで休日および時間外検査の申込みが増加の見込み、協力願いたい。

(2) 二、三の地区に、支部、事務所の新設希望

(3) 合格証明書の発行を早くしてほしい。

(4) M0船の海上公試についての質疑

(5) 海洋汚染防止法との関連において、NK検査の態度についての質疑

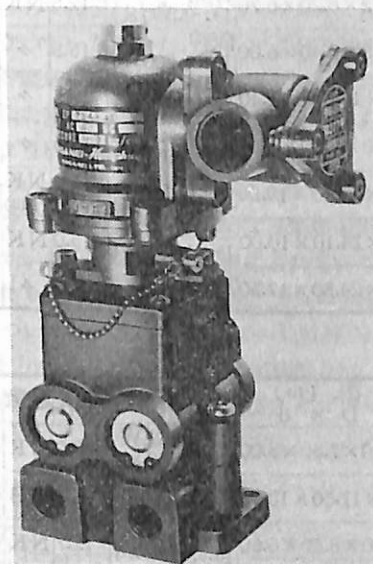
(6) プロペラ軸などの非破壊検査およびプロペラの押込みについての質疑



## 業界ニュース

### 金子産業と小金井製作所の販売提携

防爆電磁弁を長年にわたって研究開発してきた金子産業株式会社（東京都港区芝5-10-6）と、エアバルブで長年の経験をもつ株式会社小金井製作所（東京都千代田区丸の内3-2-3 富士ビル）は、4月5日付で販売提携を結び、次のような共同発表を行なった。



EP 254-4 EI 四方防爆電磁弁

#### I. 提携に至る経過

1) (株) 小金井製作所はエアバルブのトップメーカーを指向している、また金子産業(株)は防爆のトップメーカーであるので、小金井として技術力の分散を避け、信頼度の高い金子産業の防爆パイロット部分を定評のある小金井のメインバルブと組合せすることによってバルブの範囲を拡大する。

2) 金子産業(株)は、(株) 小金井製作所の防爆バルブ開発に積極的に応援するとともに、小金井の販売チャンネルを生かして金子製品の拡販をはかっていく。

3) このことにより、小金井と金子がともに欠けている商品の相互流通をはかり、双方のメリットを高めていく。

4) この提携交渉の進展については、両者の代理店である(株) 鳥羽洋行社長の積極的な助言があつてまとまつた。

#### II. 提携の趣旨

1) 上記の経過に基づき、空気圧に優秀な技術とユニークな商品をもつ小金井と、防爆電磁弁では抜群の性能をもつて市場をリードしている金子産業とが、今回販売面の提携を行なつて両者の販売面のより拡大をはかること

になつた。

2) この提携成立にあつては、小金井製作所と金子産業との相互信頼と相互理解に基づき、それぞれの自主性を尊重して、この提携によって両者の成長発展を期待できるように、協調・協力することを相互に確認した。

#### III. 提携の内容・範囲

##### 1) 品 種

(小金井製作所)

① 金子防爆型パイロットバルブと小金井メインバルブのドッキング製品

② 金子防爆電磁弁およびその他の金子製品  
(金子産業)

① 小金井空気圧補器および小金井商品

② 金子防爆型パイロットバルブと小金井メインバルブのドッキング製品

##### 2) 価 格

両者の同一品種については同一価格とする。

##### 3) 市 場

両者が保有するテリトリーは相互に尊重し、全体としての市場拡大をはかる。

#### 中川防蝕工業、海洋開発部門に進出

昨年創立20周年を迎えた電気防蝕の中川防蝕工業株式会社（東京都千代田区神田鍛冶町2-1 東京建物神田ビル）は、過去の経験・実績を十分に生かして、このたび海洋、工事潜水作業（水中溶接、水中切断、水中撮影、水中調査等）に積極的に取り組み、海洋開発部門の発展に尽力することになった。海洋資源の開発、海洋スペースの利用などいわゆる海洋開発がますます盛んになって来ている折から、同社のこの企ては斯界の注目を集めている。

##### 作業工事の具体例

- 1) 鋼矢板、鋼管杭の水中溶接、水中切断
- 2) 水中撮影、水中調査
- 3) 水中における型枠用支保工の取付、枠組み、それらの取外し、切断
- 4) 水中、水底への物体設置および設置状況の調査
- 5) 小型船舶の外板清掃

#### 常石造船、15万総トンドック建設へ

常石造船（広島県沼隈郡沼隈町大字常石1083）は修繕部門の増強のため、15万総トン修繕ドックを建設する方針である。

計画では第3工場沖合を埋立てて建設することにしており、漁業補償や埋立許可などの問題もあつて建設時期や設備内容については現在検討中の段階だが、一応49年末までに完成を目標としている。

同社は3万重量トン能力の中型造船所だが、船舶の大型化に対処するため、建造部門ではこのほど4万総トンのバナマックスドックを完成、さらに建造期間の短縮や省力化をねらつて49年末を目標に、船舶建造方式を船台方式からドック方式に全面的に切替える方針で検討を進めている。

昭和47年3月分建造許可船舶集計

(47-3-1 船舶局造船課)

国内船(3月分)(合計10隻, 494,719 G.T., 915,600 D.W.)

造船所	船番	注文者	用途	G.T.	D.W.	主要寸法(m) L × B × D × d	主機	航海 速力	船級	竣工 予定
常石造船	272	パシフィック リナー	貨	16,400	24,500	165.00 × 25.00 × 14.00 × 9.80	IHI Sulzer D. 9,900 × 1	14.5	NK	47. 8 下
幸陽船渠	613	日本海商	〃	11,200	18,800	143.00 × 22.70 × 12.75 × 9.15	三井 B&W D. 9,600 × 1	15.3	〃	47. 8 下
日立堺	4351	山下新日本汽船 日正汽船 雄洋海運	油	122,500	234,700	310.00 × 53.00 × 25.00 × 19.35	日立 UA T.36,000 × 1	15.3	NK (MO)	48. 6 末 28 次
今治(今治)	292	トーマン	貨	2,999	6,000	96.00 × 16.32 × 8.20 × 6.70	神発 D. 3,800 × 1	12.5	NK	47. 5 下
〃	293	日之出汽船	油	3,950	6,700	99.00 × 16.33 × 8.40 × 6.00	阪神 D. 4,200 × 1	15.5	〃	47. 7 上
来島どつく	710	日本郵船 大洋海運産業	貨	24,000	35,600	184.00 × 27.60 × 16.60 × 11.40	川崎 MAN D.12,000 × 1	14.6	〃	47. 9 末
来島どつく (波止浜)	733	日商岩井	〃	4,470	7,500	101.90 × 17.60 × 9.00 × 7.20	赤坂 D. 4,500 × 1	12.5	〃	47. 7 末
川崎坂出	1183	昭和海運	油	115,200	239,700	305.00 × 53.00 × 25.30 × 19.50	川崎 T.36,000 × 1	15.65	NK (MO)	48. 6 末 28 次
三井千葉	950	大阪商船三井船 船, 汎山汽船	貨 (鉄)/油	97,000	183,000	300.00 × 47.50 × 24.10 × 18.00	三井 B & W D.30,400 × 1	15.0	NK	47.12 下 〃
住友追浜	1002	第一中央汽船	貨 (撤)/油	97,000	168,100	285.00 × 47.40 × 24.80 × 17.50	住友 T.28,000 × 1	15.4	〃	48. 2 末 〃

輸出船(3月分)(合計7隻 156,098 G.T., 286,450 D.W.)

造船所	船番	注文者 および国籍	用途	G.T.	D.W.	主要寸法(m) L × B × D × d	主機	航海 速力	船級	竣工 予定
新潟鉄工	1085	(1) フィリピン	貨客	2,200	1,200	88.00 × 13.80 × 7.50 × 5.00	日立 B&W D. 5,750 × 1	18.0	LR	47. 7 末
日立舞鶴	4358	(2) パナマ	油	36,600	69,850	228.00 × 33.70 × 17.60 × 13.10	日立 Sulzer D.17,400 × 1	15.2	AB	48. 5 下
高知県造船	421	(3) 〃	貨	2,999	5,900	95.00 × 16.20 × 8.20 × 6.60	神発 D. 3,800 × 1	12.7	NK	47. 6 下
今村造船所	182	鴻川運輸株式 会社 琉球	〃	499	1,300	60.00 × 11.00 × 7.00 × 4.35	阪神 D. 1,800 × 1	12.6	JG	47. 7 中
渡辺造船	145	(4) 英国(香港)	〃	3,300	6,200	97.95 × 16.30 × 8.15 × 6.70	三菱 D. 3,800 × 1	12.5	BV	47. 4 下
三井玉野	972	(5) ノルウェー	油	75,000	136,000	260.00 × 44.00 × 22.40 × 17.00	三井 B&W D.27,300 × 1	15.6	NV	49. 6 下
鋼管鶴見	910	(6) オランダ	貨 (撤)	35,500	66,000	214.00 × 32.20 × 18.70 × 13.57	住友 Sulzer D.15,000 × 1	14.3	AB	48. 2 中

- (1) William Lines, Inc. (2) Luna I Compania Naviera S.A. (3) Rio Comercio Panama S.A.  
(4) Eastern Prime Line Limited (5) Mr. Niels Onstad (6) Drechtships N.V.

(昭和46年度分の建造許可船舶の総計等は、5号 p.116 “昭和46年度造船工事状況”を参照されたい。)

日欧造船会議

将来の造船業界はいかにあるべきか、予想される不況に対処して行くために、国際的の協調を探索して行こうという意味をもって、来期した欧州共同体(EC)の西欧造船業界代表等と、日本造船工業会田口会長らとの会合が4月15日より17日まで行われたが、合意に達した大綱は次のごとくである。両代表とも、世界の大規模タンカー需要は1975年頃大幅に減少するであろうとの意見が一致した。不況をのりきるためには、今後設備拡充、新造船建造について日、欧協力して調整を進める。そのため民間ベースで、同問題を定期的に協議する日・欧連絡

委員の常設を取決めた。

去る3月の来朝の時は、「世界的な設備過剰は日本の設備拡充が原因で、日本は50%のシェアを更に伸ばして市場の完全な独占を計っている」と非難したが、今回の会議では、互譲の立場で話し合おうと、態度をやわらげて話合いに臨んだ。その成果は、両代表とも“国際協調を軸に不況打開に努力するという原則をおたがいに確認しあつたこと、つまり友好的な基盤の上で話し合うことに合意ができたことである。

業界筋によると早ければ第1回連絡委員会が今秋に開かれる見通しである。

# 特許解説

廃船を浮遊貯蔵装置に変換する方法（特許出願公告昭47-7114号，発明者，ジョン・フランシス・グラハム，出願人，コンチネンタル・オイル・コンパニー）

従来より使用されている海上浮遊ブイは，アンカー装置によつて位置決めされた係船ステーションの働きをするもので，それは遠方のオイルの源泉と油送タンカーとの転送点としての役目しかはたしておらず，貯蔵装置としては役立っていない。そこでこの発明では廃船を利用して貯蔵兼係船ステーションとなるような装置を製作する方法を提供して，上記の欠点を改良した装置を製作できるようにしたのである。

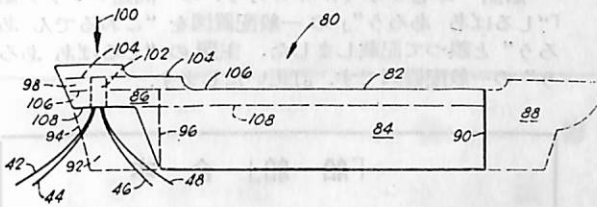
図面について説明すると，廃船となるべき貯蔵船80は元来タンカー等であり，船体82は船体中央部分84，船首部分86，船尾部分88から構成されている。そこでまず，船体82の船尾部分88が横断方向の隔壁90で分割され，ついで船体82の船首86か船首材94から船首隔壁96後方に延びた下方部分92が切断され，上方船首部分98が残される。そしてその部分にピボット点100

が設けられる。ピボット穴102が前橋前上甲板104から主甲板106と第1甲板108を貫通して設けられ，その穴102に回転自在のアンカーチェーン42,44,46および48を延在させるアンカーチェーン固定構造体32が固定される。そのアンカーチェーン固定構造体32は厚い鋼の円板130から構成され，環状のみぞ132があり，そのみぞにボールベアリング134が配置され，回転可能になっている。そして導管34がピボット板130の軸線を通つて切られた穴146に貫通され，上方および下方からカラー148,150で固定される。ついで導管34が回りコネクター40を介して送り出し管38に挿入され，その管38が貯蔵船10の船上のポンプ弁装置に通じるようにされる。なお，符号，158,154などはチェーンパイプを示す。

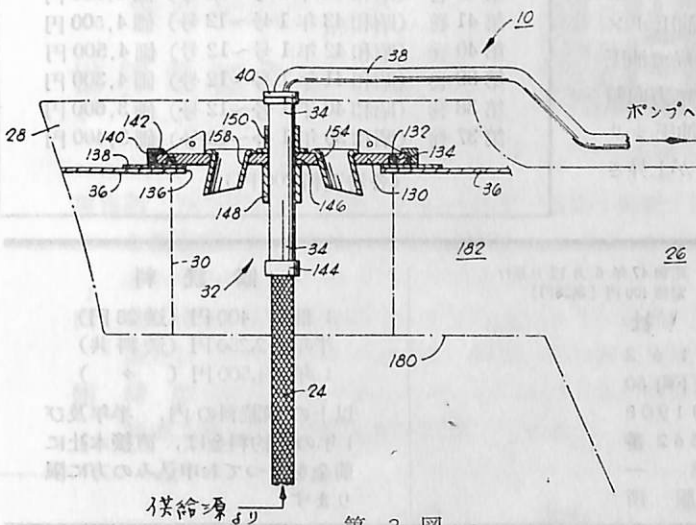
フェリーポート用可動橋調整装置（特許出願公告昭47-6275号，発明者，藤田啓二，出願人，新明和工業株式会社）

従来フェリーポート発着場におけるポートと陸地とに掛け渡される可動橋は，ポートの到着時によつて潮の干満により高さが変化するので，その高さの調整を行なうのが普通であるが，それには大容量のモータ，油圧ポンプはいうまでもなく，そのための作業者が必要であり，設備面，人件費などが高いものとなつていた。そこでこの発明では，小容量のモータ，油圧ポンプ等の設備で予め水面より可動橋までの高さを設定しておけば，水位の変動により自動的にその高さを調整できるフェリーポート用可動橋調整装置を提供することによつて上記の点を改良したのである。

図面について説明すると，可動橋1は一端が陸地に蝶着され，常時回転可能なモータ16が駆動される可逆，可変吐出量油圧ポンプ17で作動される複動形油圧シリンダ2のピストン3の伸縮により昇降するようになっており，シリンダ本体が地上に固定された基準高さ調整用複ロッド式油圧シリンダ12の一方のロッド14'と一体的に水位検出箱5とが連結されている。その水位検出箱5内には，ばね8により，常時，油圧シリンダ12側に押動され，しかもシリンダ12とは反対側には外部に突出した検出棒6が摺動自在に嵌め込まれている。その検出棒6の外端には移動滑車7が設けられこ

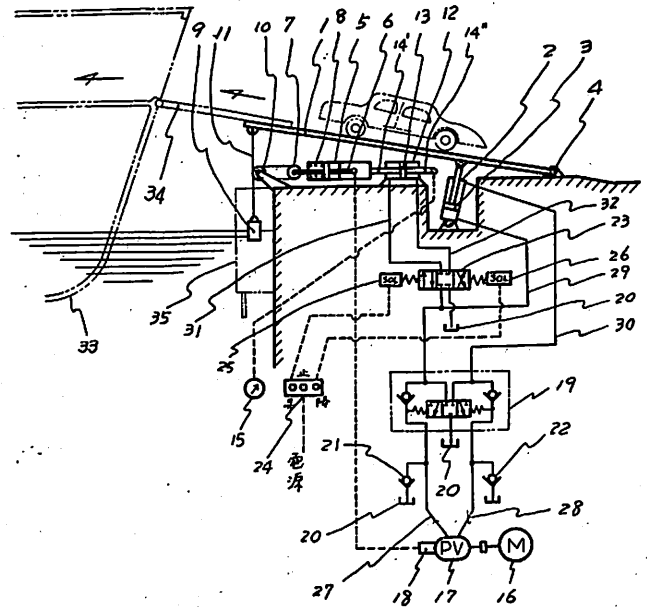


第 1 図



第 2 図

れと対向して地上に固定滑車 10 が配置され、両者を索で無端状に連結している。また、可動橋 1 には先端部に一端が固定され、前記固定滑車 10 および移動滑車 7 を経て他端に浮子 9 を有する索 11 が懸吊されていて、その浮子 9 の適宜浮揚位置においてその浮子 12 の重力と検出箱 5 内ばね力とが平衡して検出棒 6 が中正位置を保持するようになっている。さらにその検出棒 6 内端は油圧ポンプ 17 に関連させた制御装置 18 に連係され、検出棒 6 の変位量を検知されるようになっており、その変位によって油圧ポンプ 17 を制御させ、水位変動に応じて自動的に可動橋 1 の高低が調整されるようになっている。一方可動橋昇降用複動形油圧シリンダ 2 の昇側管路 29 と基準高さ調整用油圧シリンダ 12 との間に操作ボタンによって切換えられる 3 位置 4 方向ソレノイド制御弁 23 が設けられ、その調整用油圧シリンダ 12 のロッド 14 を基準高さ指示計 15 と関連させ、それを案内としてソレノイド制御弁 23 の切換えにより、可動橋自重によって発生する圧力を動力源として基準高さ調整用油圧シリンダ 12 が操作されるようになっている。符号 19 は作動時に自動的に隔油回路を油タンク 20 に導くように切換え、停止時には可動橋 1 の降下を防止する逆止弁付 3 位置 3 方向制御弁、21, 22 は逆止弁、25, 26 はソレノイド、27, 28, 29, 30, 31, 32 は油圧ポンプ 17 と複動形シリンダ 2 を結ぶ油圧管路である。そこで、例えば、水位が上昇し始めた時には、浮子 9 も上昇し、索 11 が緩み、ばね 8 によって検出棒 6 が右方に変位し、この変位方向および量に応じて制御装置 18 が連動して油圧ポンプ 17 が油タンク 20 より逆止弁 22、管路 28 を経て油圧シリンダ 2 の下側より送油され、この際、同時に方向制御弁 19 が切換えられて隔油回路が構成され、油圧シリンダ 2 のピストン 3 は上方に伸長して可動橋 1 が上昇される。(安部 弘教)



第 1 図

訂 正

“船舶” 45 巻 5 号 (47 年 5 月号) の“高速コンテナ船 “しるばあ ありう” の一般配置図を “ごおでん ありう” と誤って記載しました。主題の “しるばあ ありう” の一般配置図です。訂正いたします。

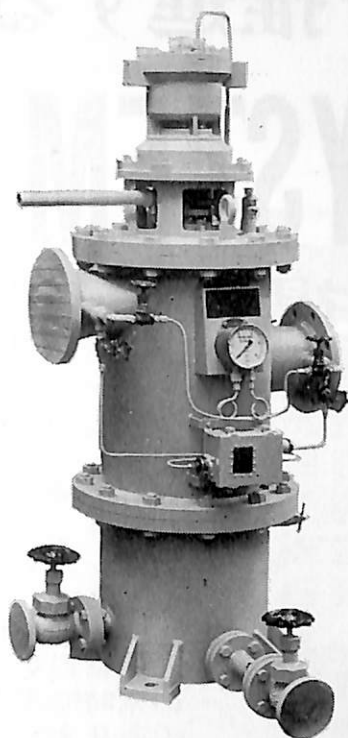
「船舶」合本

- 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 200 円)

船 舶 第 45 巻 第 6 号 昭和 47 年 6 月 12 日発行  
 発行所 天 然 社 定価 400 円 (送 28 円)  
 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 商 橋 活 版 所


購 読 料  
 1 冊 400 円 (送 28 円)  
 半年 2,250 円 (送料共)  
 1 年 4,500 円 ( / )  
 以上の購読料の内、半年及び  
 1 年の予約料金は、直接本社に  
 前金をもつてお申込みの方に限  
 ります



「<sup>ケーワン</sup>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堀1168  
TEL (045) 761-0351(代表)

監 修 者

上野喜一郎 小山永敏 土川義朗 原 三郎

実際家のための  
世界最初の造船辞典

# 船舶辞典

A5判 700頁 布クロス装函入 定価 2,800円 千 120円

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

**内 容** 造船関係の現場の人にすぐ役立つよう、凸版・写真版を多数挿入して、平易に解説されている。執筆者数45名。斯界のオ一線に活躍する権威者を揃えている。

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

東京都新宿区赤城下町50

天 然 社

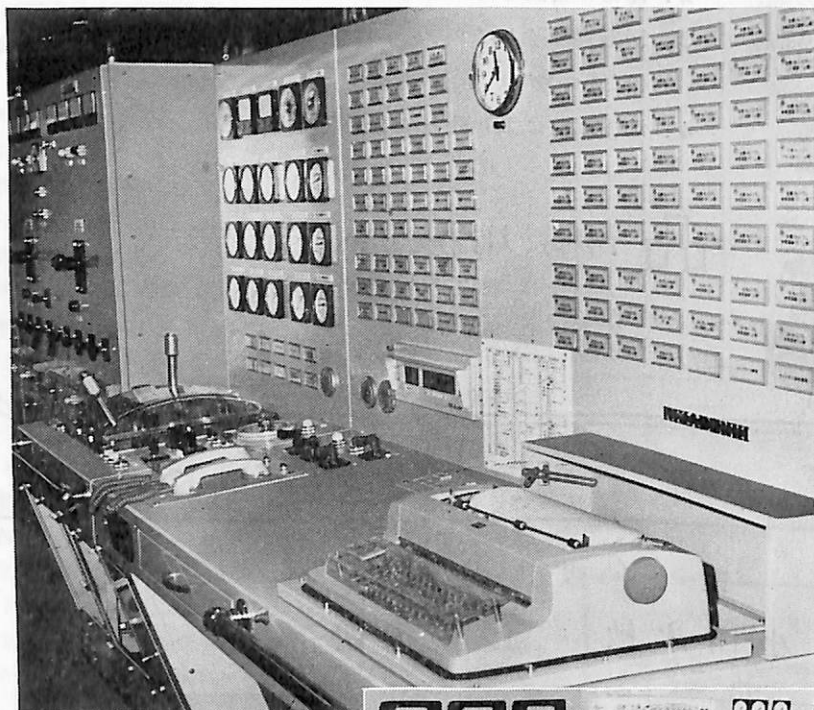
電話東京(269)1908番  
振替東京79562番



# 船舶自動化(MO)を推進する

# ZERO SCAN SYSTEM<sup>®</sup>

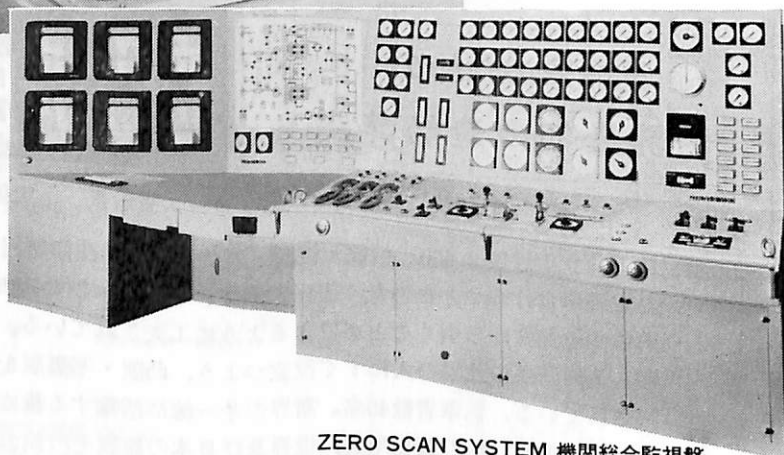
## データロガー・監視盤



ZERO SCAN SYSTEM  
データロガー

- 本システムは当社が船舶自動化用として他に先駆けて開発した全く新しい理想的なシステムであります。
- すべての発信器と受信器が1:1の常時監視方式であります。
- MO適用船の推奨規則に最適のものであります。
- ユーザー各位の経済性を主眼として製作されております。

納入実績 3 万点以上



ZERO SCAN SYSTEM 機関総合監視盤



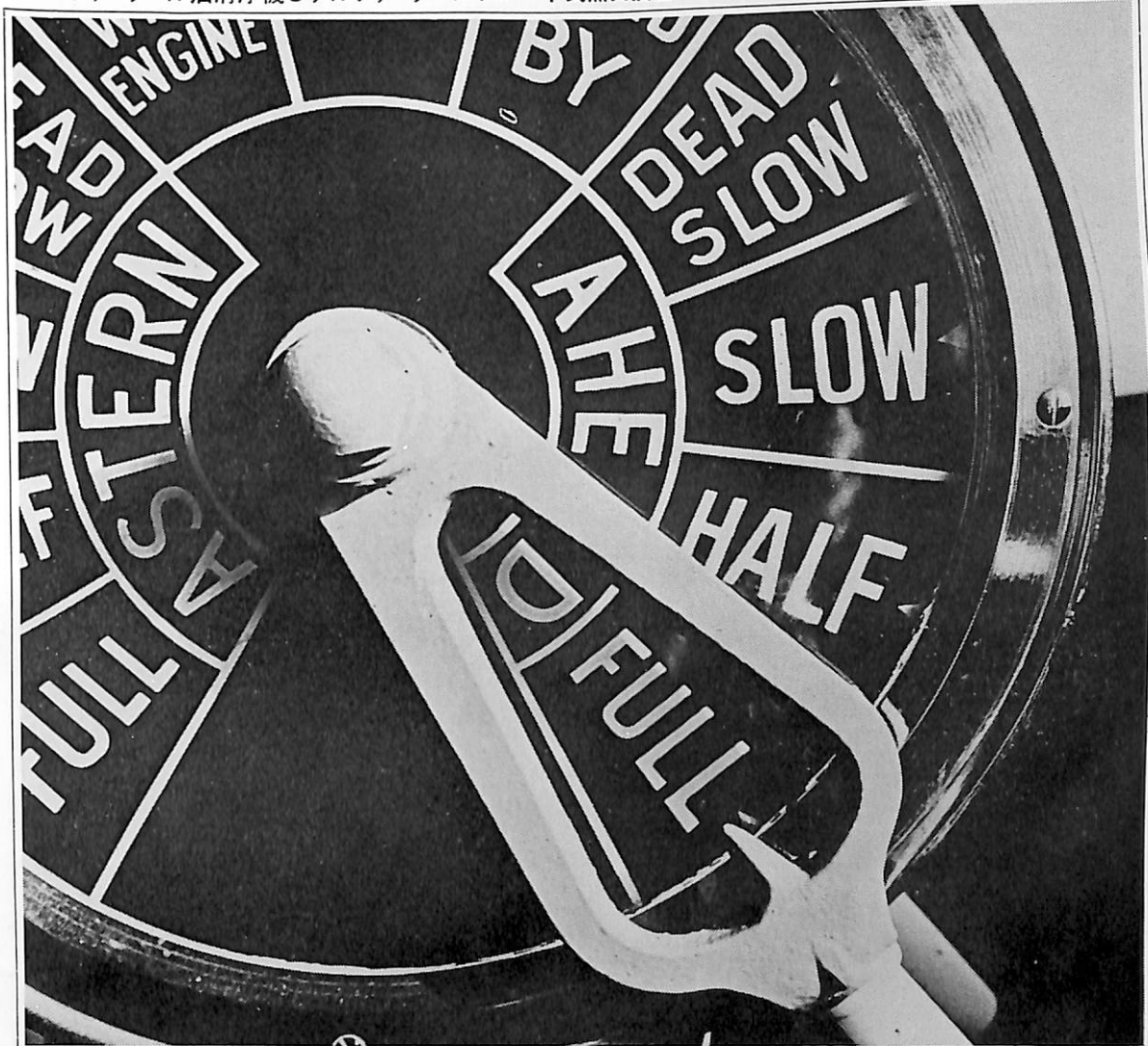
## 理化電機工業株式会社

本社・工場 東京都目黒区中央町1-9-1 TEL 東京(03)712-3171(代)☎152 TELEX246-6184  
横浜工場 神奈川県横浜市緑区青砥町342 TEL (045)932-6841(代)☎226  
本社営業部 東京都目黒区柿ノ木坂1-17-11 東物ビル TEL (03)723-3431(代)☎152  
大阪営業所 大阪市東区本町1-18 山基ビル TEL 大阪(06)261-7161(代)☎541  
小倉営業所 北九州市小倉区京町3-14-17 五十鈴ビル TEL 小倉(093)551-0288 ☎802

ALFA-LAVAL

# 船用機器

●アルファ・ラバル油清浄機 ●アルファ・ラバルプレート式熱交換器 ●ニレックス造水装置 ●スタネックス油加熱器



## アルファ・ラバルでエンジン快調

- アルファ・ラバルは豊富な経験から最も信頼のおける船用機器です。
- アルファ・ラバルは世界中にサービス網を完備しているので安心してご使用願います。
- アルファ・ラバルはたえず新しい技術を取り入れお客様のお役に立つよう努力しております。
- カタログご請求下さい。

# ナガセ



長瀬産業株式会社

機械部 船用機械課

大阪本社 大阪市西区立売堀南通1-19 ☎541-1121 東京支社 東京都中央区日本橋小舟町2-3 ☎662-6211



厚塗型無機亜鉛塗料

# ダイメットコート®

*Dimetecote®*

.....特 長.....

100%無機質—溶接、溶断に最適  
 不燃性、耐熱性(連続316℃)  
 化学的に鋼と密着し剝離しない  
 耐磨耗性、耐衝撃性良好  
 耐候性、耐水性、耐海水性良好  
 原油、ガソリン、石油類に侵されない  
 ビニル、エポキシ系塗料の上塗り可能

ダイメットコート塗料、アマコート塗料製造販売

発売元 株式会社 井上商会

製造工場 株式会社 日本アマコート

取締役社長 井上正一

〒231  
 横浜市中区尾上町5の80  
 TEL 045 (681)1861(代)  
 TELEX 3822-253 INOUYAYOK

横浜市中区かもめ町23  
 TEL 045 (622)7529

保存委番号:

221043

雑誌コード 5541-6

船舶 第四十五卷 第六号

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可  
 昭和四十七年六月七日 印刷  
 昭和四十七年六月十二日 発行 (十二月一回)

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

定価 四〇〇円

発行所

天

東京都新宿区赤城下町五〇番地  
 (郵便番号一六二)  
 振替・東京七九五六三番  
 電話東京(03)一九〇八番

然社