

船舶

4

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
毎月一回 十一月一日発行
昭和四十九年四月十七日 印刷
昭和四十九年四月十六日 発行
昭和二十四年三月二十八日運輸省特別取扱承認雑誌第四〇六号

リベリア向け大型LPG船
アムプロシウス
"AMVROSIOUS"

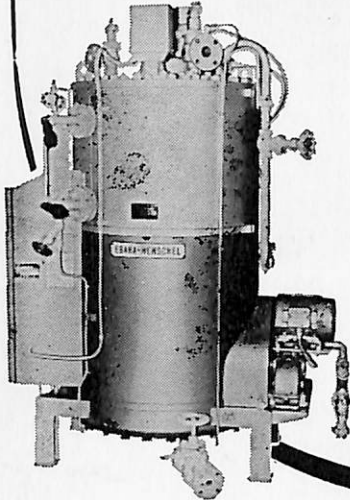
載貨重量	トン	約50,000
主機最大出力		17,400 P S / 122 rpm
速力(試運最大)		18.62ノット
引建	渡造	昭和49年2月28日 三菱重工横浜造船所



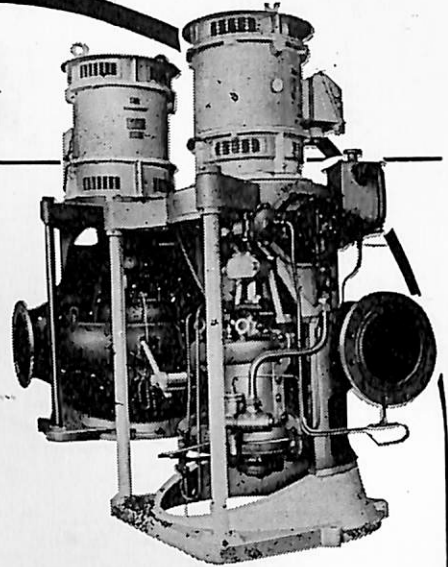
 三菱重工業株式会社

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



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：大阪府北区中之島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

デジタル気圧計 4-461型



これまで、気圧測定に使用されていた水銀柱やダイヤルゲージ・バロメータは、操作に高度な技術と熟練を要しますが、本装置の操作はきわめて簡単になっております。

装置はコンパクト化され、軽量であるとともに、高度補正の必要もなく、6ヵ月に一度の較正で、安定した、信頼性の高い測定ができます。較正は後面にあるゼロアジャストスイッチで簡単にできます。

大気圧は直接に精度 0.025% で連続表示ができ、同時にその信号を中央コンピュータやデータ集録装置に接続することもできます。

用途としては、気象観測所をはじめ調査船、風洞実験、管制塔やエンジンテスト施設などに使用でき、用途に応じて、ラックマウント型とポータブル型を使い分けすることができます。

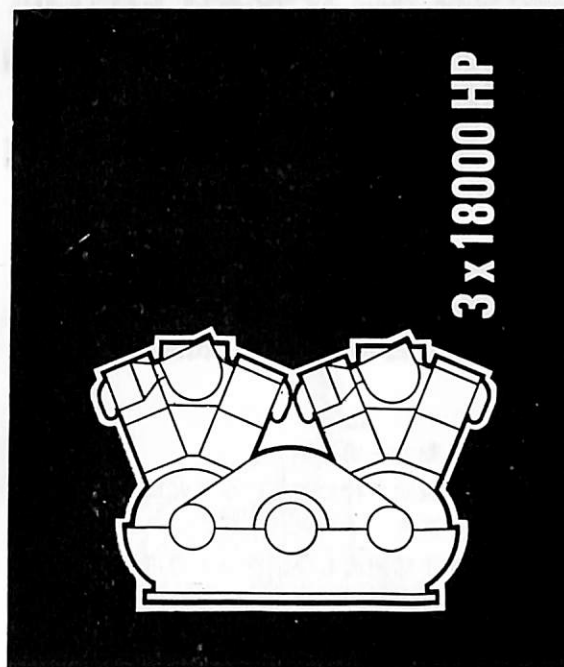
製作会社 Bell & Howell

輸入元 コロンビヤ貿易株式会社

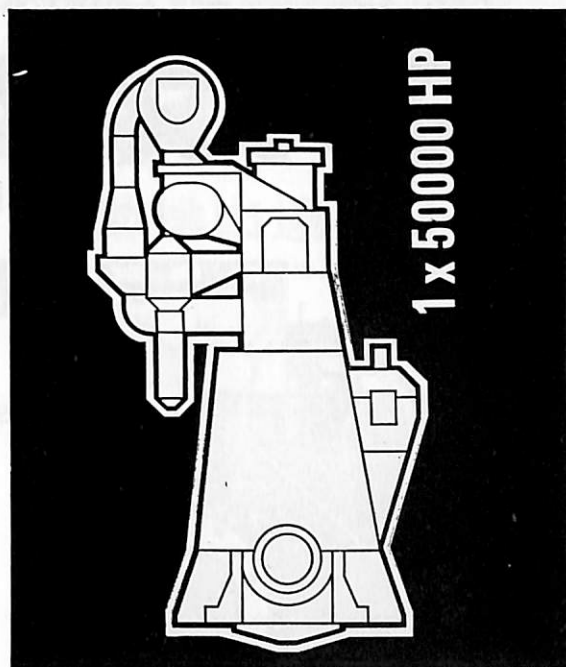
販売代理店 **株式会社 玉屋商店**

本社 東京都中央区銀座4-4-4 電・(561) 8 7 1 1 (代表)
(和光裏通り)
支店 大阪市南区順慶町4-2 電・(251) 9 8 2 1 (代表)
工場 東京都大田区池上2-14-7 電・(752) 3 4 8 1 (代表)

ご計画中の新造船にはどちらの粗悪油運転 ディーゼル機関を採用なさいますか？



MAN中速4サイクル機関減速機付き



MAN低速2サイクルクロスヘッド機関

今日の海運業界で成功するには関係者皆さまの推進機関についての十分な研究が不可欠です。機関速度の選択は一つの重要な問題です。70余年前に世界最初のディーゼル機関を世に出したMAN社は、皆さまが適切な決定をされるのにご協力できます。MAN社は粗悪油運転可能な中速および低速の両ディーゼル機関を船用主機として製造し、数年にわたる運航実績をもっています。

M·A·N (ジャパン) リミッテド

本社	東京C.P.O. Box68	Tel. (03) 214-5931
神戸サービスベース	神戸C.P.O. Box1170	Tel. (078) 671-0765
横浜サービスエンジニア		Tel. (045) 201-2931

ライセンサー

川崎重工業株式会社
三菱重工業株式会社

東京/神戸
東京/横浜

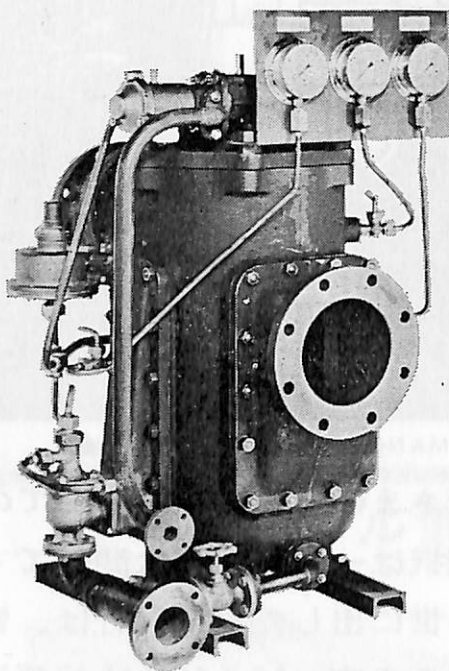
MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AKTIENGESELLSCHAFT/WEST GERMANY

油汙過作業の省力化…

特許 機関室を広くする

マックス・フィルター シリーズ

日本船用機器開発協会助成品



MAX-FILTER LS型

完全自動逆洗式油濾器

LS型の特長

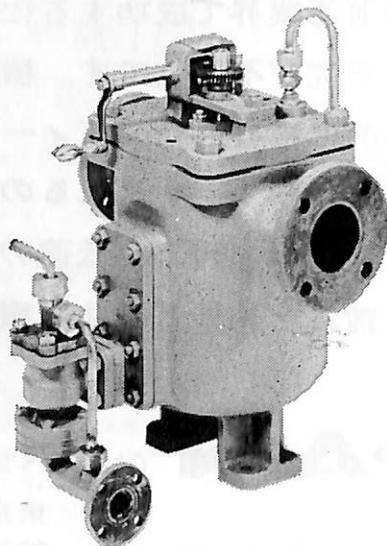
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロシプロケーターを採用

MAX-FILTER LSM型

手動逆洗式油濾器

LSM型の特長

- 一分間で逆洗終了
- 手をよごさぬワン、ツー、スリー操作でOK



単筒型式であるが重聯装備の必要なし コンパクトで据付けにスペースをとらない

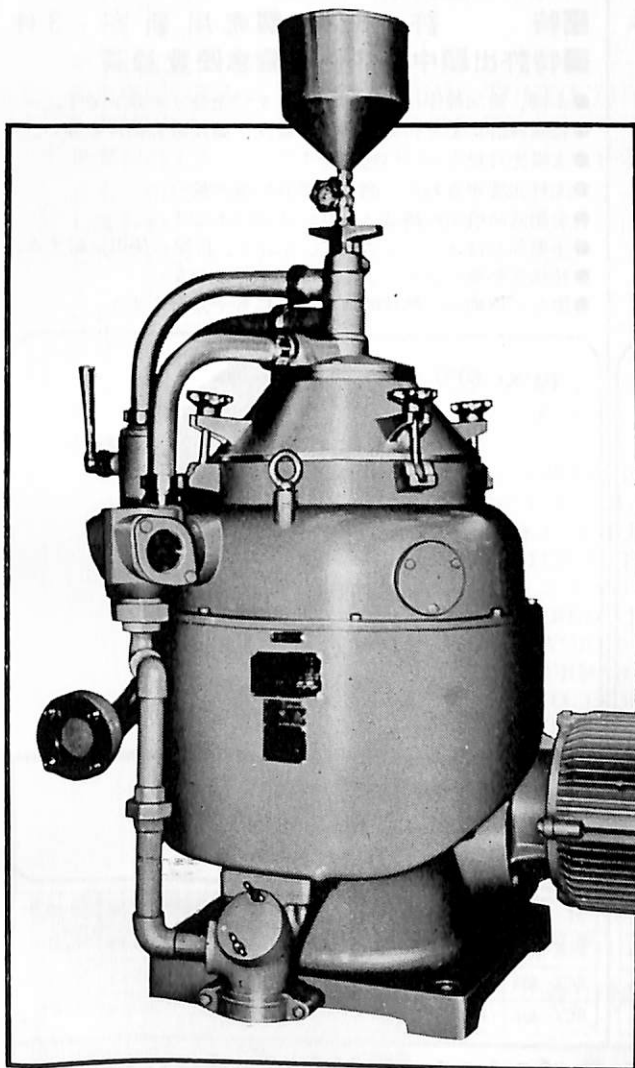
 **新倉工業株式会社**

本 部 横浜市戸塚区小菅ヶ谷町1703
☎ 045 (892) 6 2 7 1 (代)
東京営業所 東京都品川区東五反田2-14-18
☎ 03 (443) 6 5 7 1 (代)
大阪営業所 大阪市北区梅田町34千代田ビル西館
☎ 06 (345) 7 7 3 1 (代)

船舶機関部の合理化に 三菱セルフジェクタ

自動排出遠心分離機

7機種(700~12,000ℓ/h)



三菱セルフジェクタ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な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。



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

東京都港区新橋6-1-11(秀和御成門ビル) 電話03-433-2171(代)

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!

●光の王様、光学技術の総結集!!

三信の高性能

キセノン探照燈

■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

- 特殊設計により、寿命が長く、電圧、周波数変動にも強い。
- 太陽光に最も近い白色光です。
- 光柱光度がきわめて高く、照射距離が長い。
- 全閉式防噴流形構造により、完全防水です。
- 主要部分はステンレス製で、さびず、長期の使用に耐える。
- 特殊放熱板の採用により温度上昇が少ない。
- 激しい振動や、風速60mの風圧にも十分耐えます

●光の王様、ボタンで自在!!

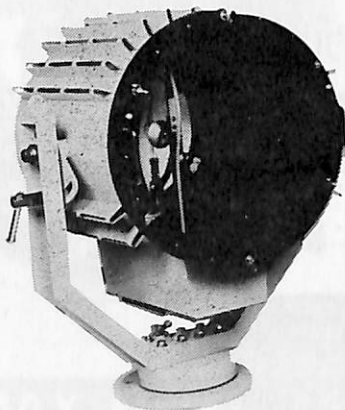
三信の高性能リモコン式

キセノン探照燈

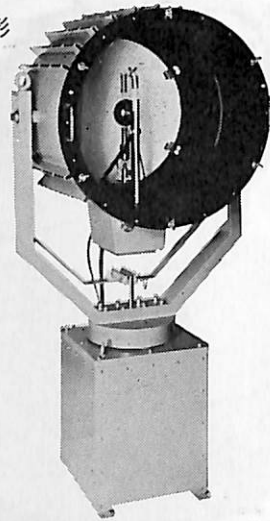
■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

- ふ仰、旋回操作は操作盤スイッチで完全リモコンです。
- 特殊設計により、寿命が長く電圧、周波数変動にも強い。
- 太陽光に最も近い白色光です。
- 光柱光度がきわめて高く、照射距離が長い。
- 全閉式防噴流形構造により、完全防水です。
- 主要部分はステンレス製で、さびず、長期の使用に耐える。
- 特殊放熱板の採用により、温度上昇が少ない。
- 激しい振動や、風速60mの風圧にも十分耐えます。

X-40形



RCX-60形



形 式	ランプ容量	最大光柱光度	照射距離	定格電圧	周波数
X-40	(呼称) 1KW	3000万cd	10km	A.C220V1φ	50/60Hz
X-60A	(呼称) 1KW	6500万cd	12km	A.C220V1φ	50/60Hz
X-60B	(呼称) 2KW	8000万cd	13.5km	A.C220V3φ	50/60Hz

形 式	ランプ容量	最大光柱光度	照射距離	定格電圧	周波数
RCX-40	(呼称) 1KW	3000万cd	10km	A.C220V1φ	50/60Hz
RCX-60A	(呼称) 1KW	6500万cd	12km	A.C220V1φ	50/60Hz
RCX-60B	(呼称) 2KW	8000万cd	13.5km	A.C220V3φ	50/60Hz

●長年の経験と技術で安心をおとどけする……………



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 ☎東京(03)295-1831(大代)
- 発送センター / ☎東京(03)840-2631代
- 北九州センター / ☎函館(0138)43-1411代
- 福岡営業所 / ☎福岡(092)77-1237代
- 室蘭営業所 / ☎室蘭(0143)2-1618
- 函館営業所 / ☎函館(0138)43-1411代
- 高松営業所 / ☎高松(0878)21-4969
- 石巻営業所 / ☎石巻(02252)3-1304
- 工 場 / ☎東京(03)887-9525代

船舶

昭和 49 年 4 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

載貨重量14,300トン型輸出貨物船“大城”DACHENGについて……………日立造船株式会社…(35)
 新型式高速船について(1) 半潜水船……………田中 拓…(44)
 新型式高速船について(2) エアクッション船……………村尾 麟一…(53)
 超高速船の機関について……………植田 靖夫…(60)
 船用機関の国際シンポジウム(ISME TOKYO '73)を終えて……………小泉 盤夫…(68)
 9,200馬力タービン駆動ポンプ浚渫船菱洋丸……………三菱重工業株式会社船舶事業本部…(70)
 世界初のイナートガス発生専用船イナートガス1号について……………三菱重工業株式会社船舶事業本部…(73)
 日本造船研究協会の昭和47年度研究業務について……………日本造船研究協会研究部…(77)
 LNG船(その3 荷物格納)16……………恵美洋玄・曾根 紘…(87)
 LNG船規準の解説(2)……………日本海事協会…(92)
 4 サイクル過給機付ディーゼル機関に適切なバルブタイミングの改善考案について…土尾 清…(101)
 NKコーナー……………(103)
 業界ニュース……………(104)
 【特許解説】 ☆造船ドック ☆船体の洋上増深増長方法 ☆船体の洋上増深増長方法……………(105)

竣 工 ☆魚雷艇14号 ☆高千穂丸 ☆第五日軽丸
船舶写真 ☆第二英洋丸 ☆秋津島丸 ☆秋隆丸 ☆赤間丸
 ☆ PERENNIAL ACE ☆ AMVROSIOS ☆ OCEAN ENTERPRISE
 ☆ CHRYSANTHEMUM ☆ D.C.COLEMAN ☆ GOLDEN EXPLORER
 ☆ CRITI SKY ☆ VIVEKANANDA ☆ GOLDEN DAISY
 ☆ GAS ENERGY ☆ MARITIME TRADER
 ☆ KAPETAN STAMATIS ☆ VANGUARD
 ☆ OSLO VENTURE ☆ WORLD CROWN
 ☆ ESSO KAGOSHIMA ☆ WORLD RADIANCE
 ☆ GREAT SUCCESS ☆ BURMAH PERIDOT
 ☆ WORLD COMET ☆ ESSO INDONESIA
 ☆ JONGKONG ☆ PINE VELLE

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。

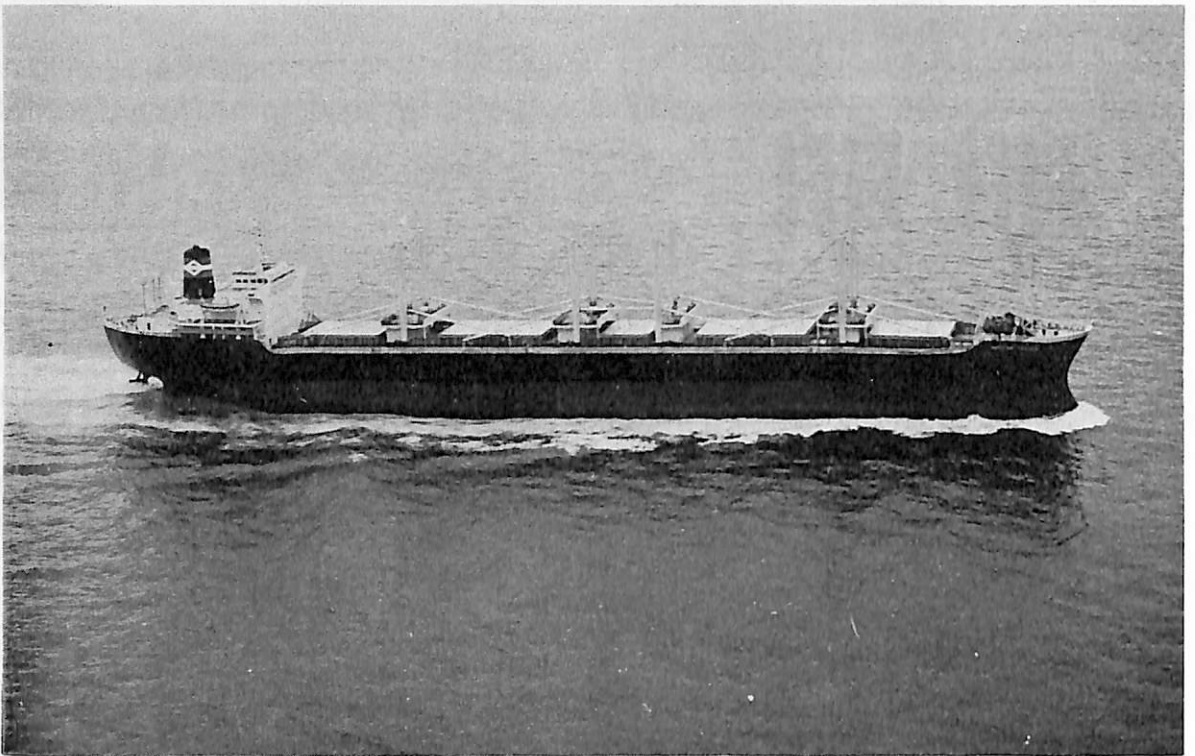
当社は技術士(金属部門)20名を擁する
ユニークな防蝕専門会社です。

中川防蝕工業株式会社

本 社・東京都千代田区鍛冶町2-2-2 ☎(252)3171
 支 店・大阪市東淀川区西中島5-1-01 ☎(303)2831
 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



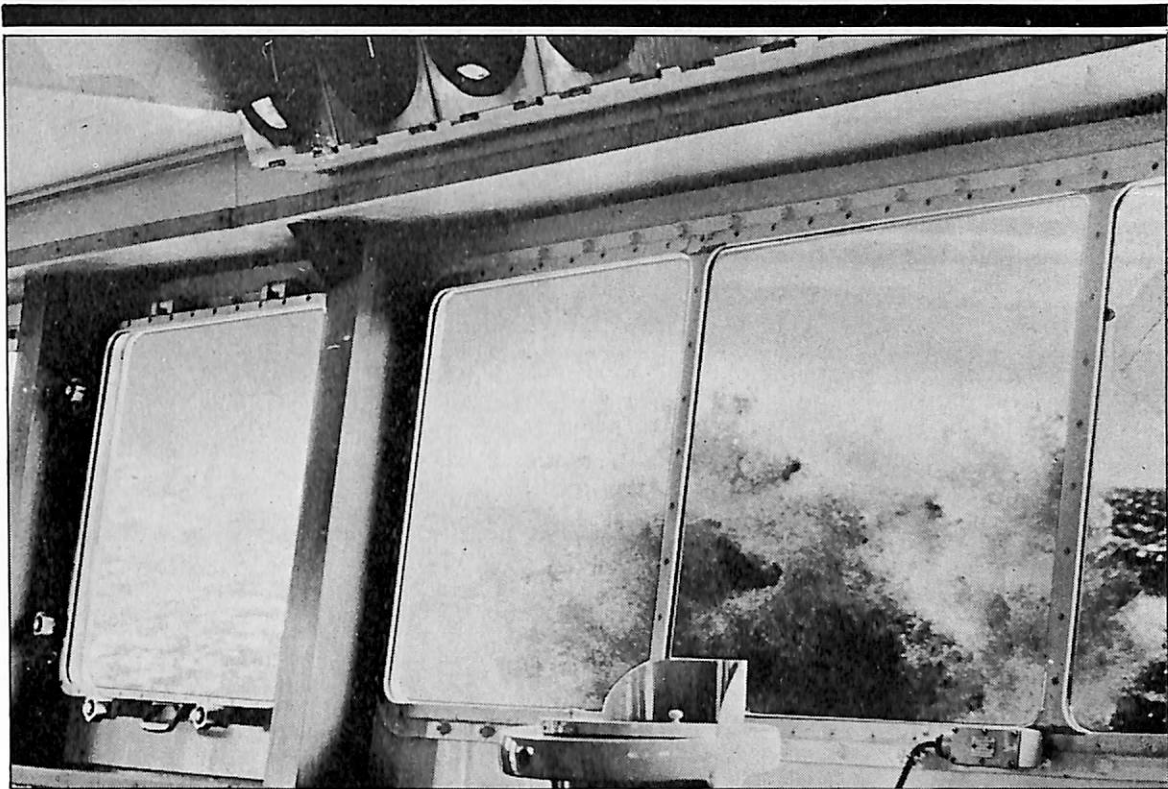
アルミ陽極取付 バラストタンク



MARITIME TRADER (ばら積貨物船) 船主 Florecer Compania Naviera S. A. (パナマ) 造船所 株式会社大阪造船所 総噸数 19,723.64噸 純噸数 13,862噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 34,194噸 全長 185.50m 長(垂) 175.00m 幅(型) 26.00m 深(型) 15.50m 吃水 11.15m 満載排水量 41,748噸 凹甲板船 主機 三菱スルザー 7 RND68型ディーゼル機関1基 出力 10,395PS×144.8RPM 燃料消費量 41.9t/d 航続距離 16,460海里 速力 14.6ノット 汽罐 コ克蘭型コンボジットボイラー 7 kg/cm² 1台 発電機 AC450V,415KVA 3台 貨物倉(ベール) 41,242m³ (グレーン) 42,595m³ 清水倉 432.4m³ 燃料油倉 2,164.9m³ 乗員 45名 工期 48-9-18, 48-11-28, 49-2-19



KAPETAN STAMATIS (ばら積貨物船) 船主 Eagle Steam Ship Co. S. A. (ギリシャ) 造船所 株式会社名村造船所 総噸数 15,976.11噸 純噸数 10,952噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 26,935噸 全長 177.03m 長(垂) 167.00m 幅(型) 22.90m 深(型) 14.50m 吃水 10.404m 満載排水量 33,493噸 凹甲板型 主機 住友スルザー 7 RND68型ディーゼル機関1基 出力 9,820PS×142RPM 燃料消費量 C 37.6, A 2.0t/d 航続距離 16,500海里 速力 15ノット 汽罐 コ克蘭ボイラー 7 kg/cm²×169.6°C, 1,200kg/h 発電機 AC60Hz, 475KVA 貨物倉(ベール) 32,890m³ (グレーン) 34,247m³ 清水倉 201.4m³ 燃料油倉 1,988.3m³ 乗員 39名 工期 48-7-23, 48-10-30, 49-1-31

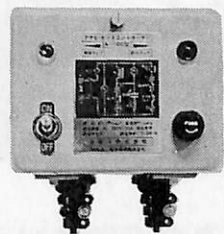


どんな天候の日でも 操舵室の窓には 快適な視野をお約束!

結露・氷結防止作用、融雪作用のある安全ガラス—

ヒートライト® C

逆巻く荒波、飛び散るしぶき、吹きつける氷雪、ブリッジや操舵室の窓はどうしても、くもりがちです。でもヒートライトCの窓なら、いつでも快適な視野で航行できます。ガラス表面に、薄い金属膜をコーティングして、通电発熱させることで、くもりだけでなく、氷結を防ぎ、融雪もします。もちろん金属膜は透視のさまたげにはなりませんし、被膜の保護や感電防止は万全です。また合せガラスですから、まんにち割れても破片の飛び散りがありません。合せガラスの安全性に、結露、氷結防止作用、融雪作用をプラスしたヒートライトCは、ブリッジや操舵室には欠かせない窓ガラスです。



ヒートコントローラー

あわせて、ヒートライト製品の姉妹品、ヒートコントローラーのご使用をおすすめします。ヒートコントローラーは、自動的に使用適正温度を保ちますので、ON・OFFの手間がありません。

旭硝子

本社 100 東京都千代田区丸の内2-1-2(千代田ビル)
電話 (03)218-5339 (車輻機材営業部)
支店 東京・大阪・福岡・名古屋・札幌・仙台・広島

カタログ請求券
船舶4

新鋭修繕船工場和歌山県由良に完成!!

能力 **330,000** 重量トン



大きな役割をはたす、大きなドック。

新しく完成した、三井造船由良工場は、本州太平洋岸のほぼ中央、紀伊水道に面した由良港湾内に建設されました。ここは、阪神工業地帯をまちかにひかえ、さらに、東京、大阪、名古屋など、わが国主要貿易港をむすぶ航路上にあり、とくにコンテナ船などスピードを生命とするライナーにとって回航時間が短くてすむ有利な立地条件をそなえています。入出港テレビ誘導装置・入出渠レーザー誘導装置など、由良工場には新しいアイデアが随所に採用されています。タンカー、コンテナ船とも、大型化著しい今日、330,000重量トンドックを有する由良工場の完成は、修繕期間の短縮、船主に対するアフターサービスの強化など、大きな役割を果たす新鋭修繕専門工場として、各方面から期待されています。



人間と技術の調和に挑む

三井造船

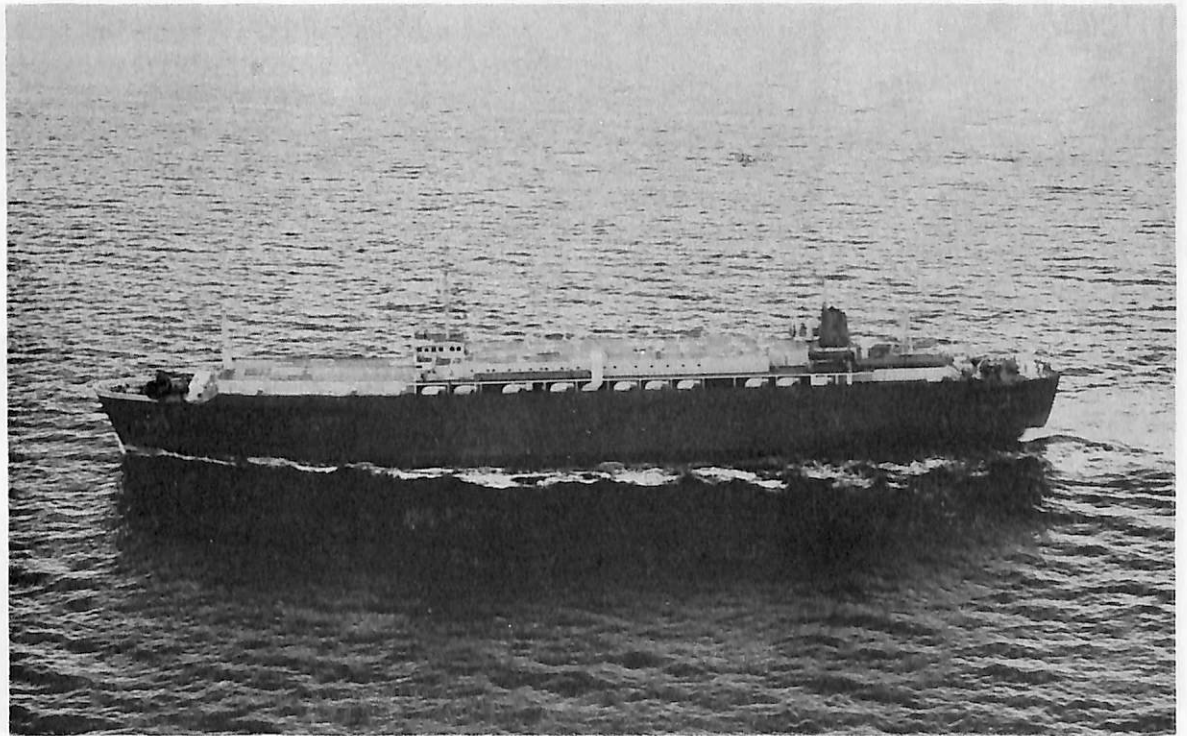
本社 東京都中央区築地5丁目6番4号 〒104

由良工場

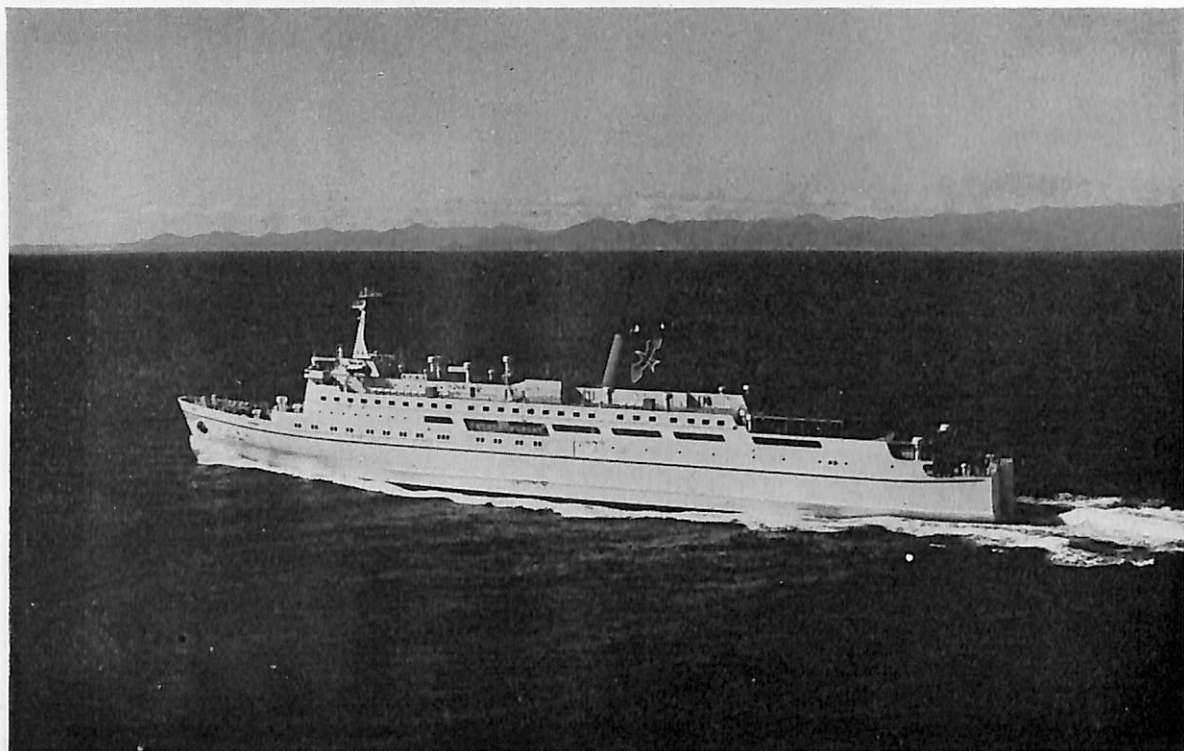
和歌山県日高郡由良町 〒649-11
電話 (07386) 5-1111 (大代表)
Telex 554-7610 MSEYUR



魚雷艇 14号 船主 防衛庁 造船所 三菱重工業・下関造船所
 基準排水量 100噸 全長 35.10m 幅(型) 9.20m 深(型) 3.75m 吃水 1.20m 主機 24WZ-31MC型ディーゼル
 機関2基2軸 IM300型ガスタービン機関2基1軸 計3軸 出力 合計 11,000PS 速力 40km 乗員 26名
 工期 48-3-23, 48-7-10, 49-2-15 兵装 40mm単装機関砲 2, 53cm魚雷発射管 4, 軽合金製魚雷艇
 11号の4番艇



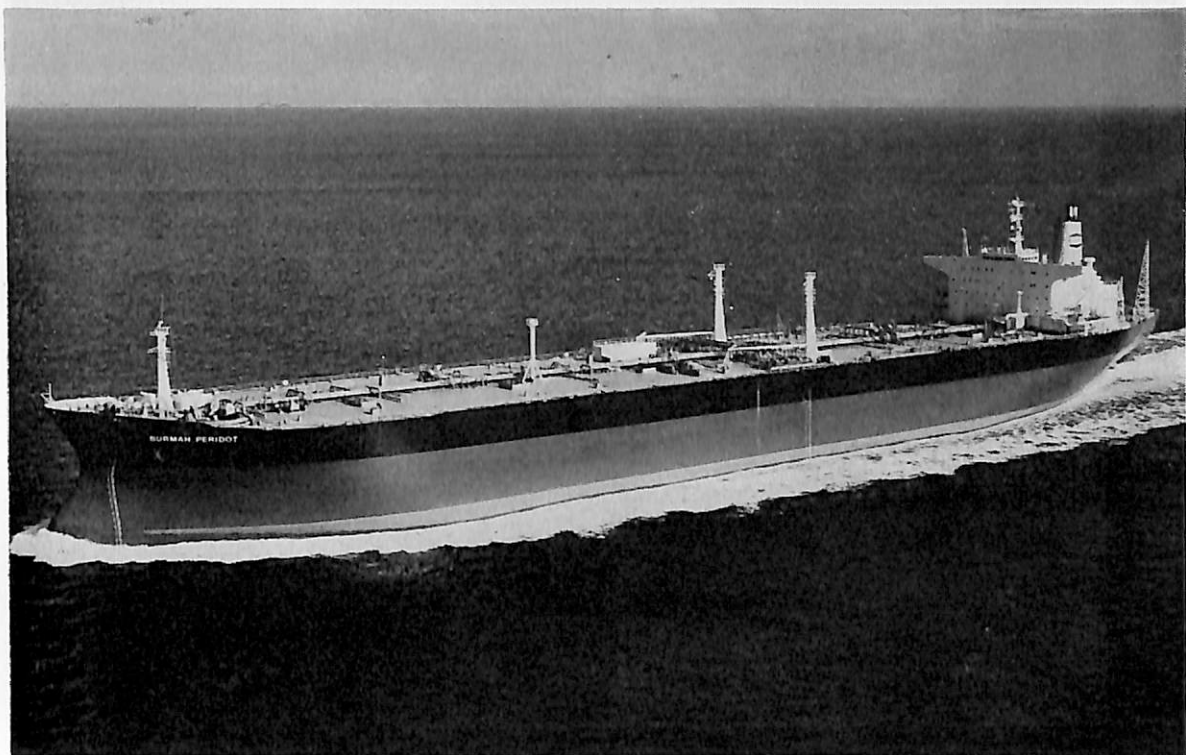
PERENNIAL ACE (自動車運搬船) 船主 三井物産株式会社 造船所 三井造船・藤永田造船所
 総噸数 10,858.49噸 船級 NK 載貨重量 6,952噸 全長 161.65m 長(垂) 152.00m 幅(型) 23.10m 深(型)
 16.10m 吃水 6.721m 主機 三井B&W8K62EF型ディーゼル機関1基 出力 9,100PS×136.3RPM 速力
 18.6ノット 甲板数 9層 工期 48-7, 48-10, 49-2-14 設備 自動車積載数トヨベッコロナ全甲板
 満載 2,170台



高千穂丸 (自動車航走客船) 船主 日本カーフェリー株式会社 造船所 日本鋼管・清水造船所
 総噸数 9,536.23噸 純噸数 4,227.82噸 近海 載貨重量 2,597.7噸 全長 159.50m 長(垂) 148.00m 幅(型)
 21.50m 深(型) 13.60m 吃水 6.22m 満載排水量 9,933.9噸 全通船楼船 主機 三菱MAN V9V52/55型
 ディーゼル機関2基 出力 $2 \times 15,300\text{PS} \times 410/199\text{RPM}$ 燃料消費量 118t/d 航続距離 2,210海里 速力 25.6ノット
 清水倉 485.00m³ 燃料油倉 536.3m³ 乗員 82名 工期 48-5-18, 48-10-27, 49-2-13 旅客-貴賓室4,
 特等 84, 1等 188, 2等 740 計 1,016名 車両-乗用車 120台, 20tトラック 62台, 8tトラック 22台



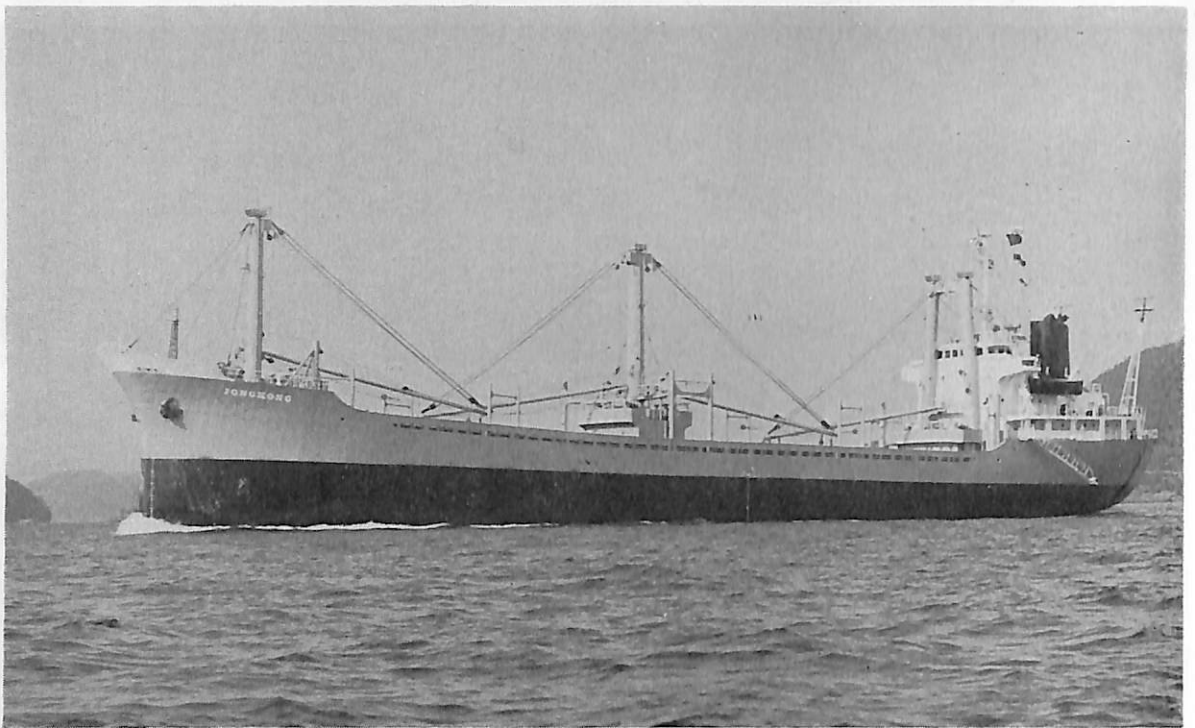
AMVROSIOS (LPG運搬船) 船主 Ivory Steamship Corporation (リベリア) 造船所 三菱重工業・横浜造
 船所 総噸数 36,911.28噸 純噸数 24,954.53噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 49,806噸 全長 223.96m 長(垂)
 213.00m 幅(型) 34.60m 深(型) 21.40m 吃水 11.928m 平甲板船 主機 三菱スルザー6RND90型ディーゼ
 ル機関1基 出力 $14,790\text{PS} \times 116\text{RPM}$ 燃料消費量 54.3t/d 速力 15.65ノット 汽罐 強風通風, 油質×1, 排
 気ガスエコノマイザー×1 発電機 $450\text{V} \times 60\text{Hz} \times 700\text{KW} \times 3$ 貨油倉 70,131.8m³ 清水倉 574m³ 燃料油倉
 3,255m³ 乗員 35名 工期 47-12-22, 48-8-17, 49-2-28



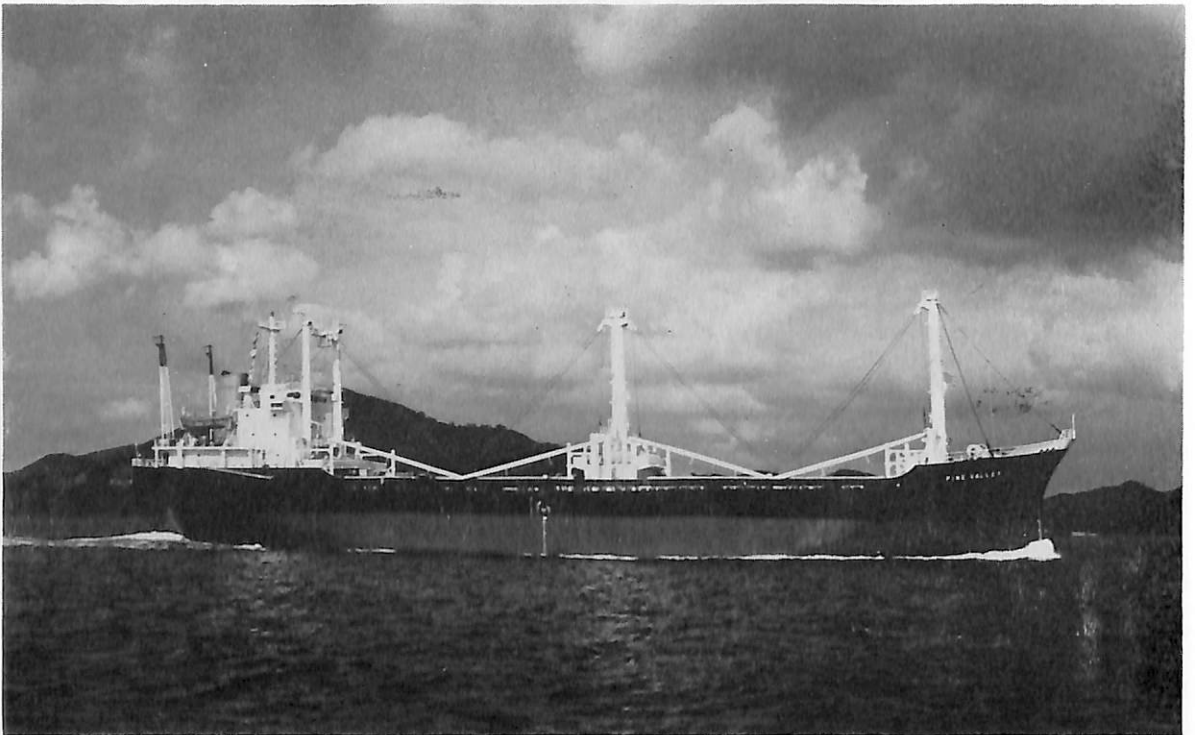
BURMAH PERIDOT (油槽船) 船主 Burmah Oil Tankers Ltd. (英) 造船所 三井造船・玉野造船所
 総噸数 75,048.76噸 船級 LR 載貨重量 138,299噸 全長 270.50m 長(垂) 260.00m 幅(型) 44.00m 深(型) 22.40m 吃水 17.045m 主機 三井B&W10K84E F型ディーゼル機関1基 出力 25,000PS×114RPM 速力 16.6ノット 貨物倉 166,719.3m³ 工期 48-8, 48-11, 49-2-13 設備 LRのI.G.SYS (イナートガスシステム) 資格取得, 海上汚濁防止のための生活污水处理装置



赤間丸 (油槽船) 船主 出光タンカー株式会社 造船所 石川島播磨重工業・呉造船所
 総噸数 136,011.31噸 純噸数 97,948.81噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 257,099噸 全長 337.058m 長(舳) 320.00m 幅(型) 54.50m 深(型) 27.00m 吃水 19.90m 平甲板船 主機 IHIクロスコンパウンドタービン×1 出力 36,000PS×80RPM 燃料消費量 176.7t/d 航続距離 32,300海里 速力 16.30ノット 汽罐 IHI-MDMFWボイラー×2 貨油倉 311,805.95m³ 清水倉 1,050.36m³ 燃料油倉 16,833.25m³ 乗員 45名 工期 48-6-25, 48-10-29, 49-2-22 設備 データブリッジ, 航海衛星受信装置, ドブラーソナー



JONGKONG (貨物船) 船主 Jongkong Shipping Incorporated. (リベリア) 造船所 渡辺造船株式会社
 総噸数 4,804.72噸 純噸数 3,046.96噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 7,894.84噸 全長 115.65m 長(垂) 107.10m
 幅(型) 17.40m 深(型) 8.70m 吃水 7.003m 満載排水量 10,271.01噸 凹甲板船 主機 神戸発動機 6UET
 45/80D型ディーゼル機関1基 出力 3,825PS×218RPM 燃料消費量 15.2t/d 航続距離 10,000海里 速力
 13.85ノット 汽罐 クレイトン wHo-50型 発電機 250KVA×445V×2台 貨物倉(ベール) 10,220.92m³ (グ
 レーン) 10,695.39m³ 清水倉 515.29m³ 燃料油倉 627.27m³ 乗員 34名 工期 48-8-31, 48-12-1, 49-
 1-24



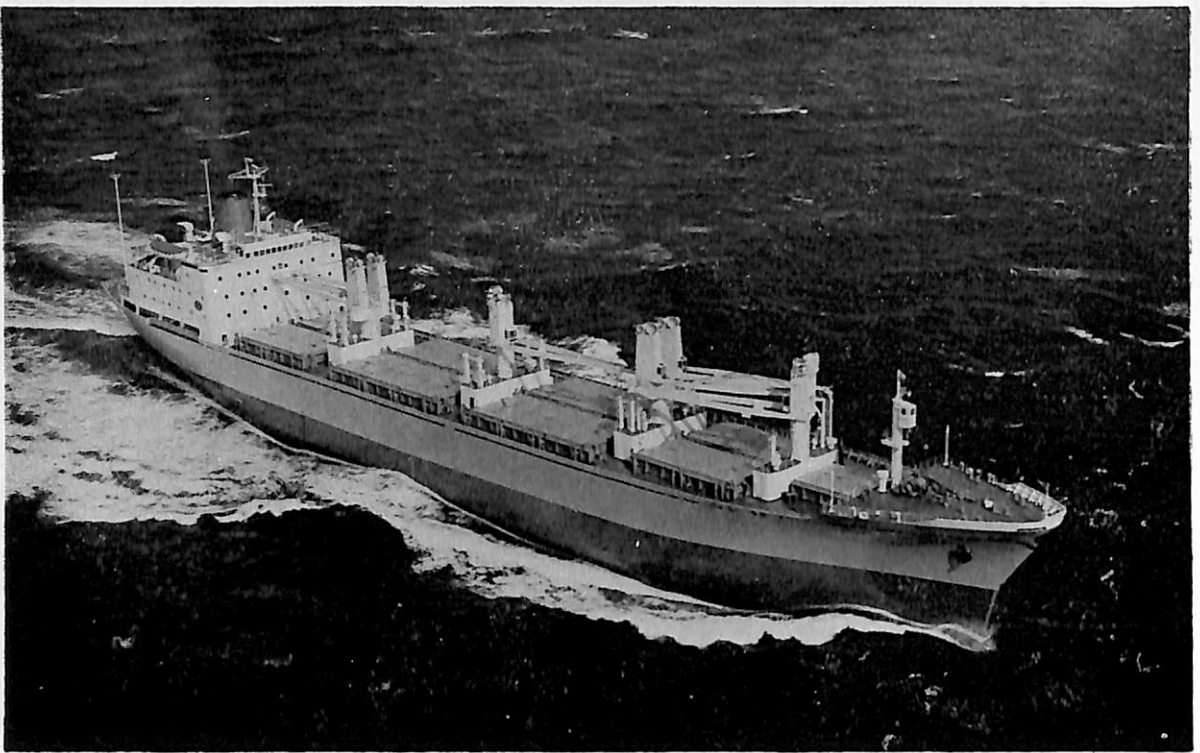
PINE VALLEY (貨物船) 船主 Highborn Shipping S.A. (パナマ) 造船所 波止浜造船株式会社
 総噸数 4,416.22噸 純噸数 2,869.09噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 7,416.70噸 全長 110.00m 長(垂) 101.90m
 幅(型) 17.53m 深(型) 8.60m 吃水 7.032m 満載排水量 9,734.58噸 ウエル甲板型 主機 日立B&W 6 K42
 EF型ディーゼル機関1基 出力 3,720PS×220RPM 燃料消費量 28.0t/d 航続距離 3,350海里 速力 13.1ノ
 ット 汽罐 コクランコンボジットボイラー×1 7 kg/cm²×500kg/h×450kg/h 発電機 180KVA×440V×900 R
 PM×2 貨物倉(ベール) 8,972.76m³ (グリーン) 470.05m³ 清水倉 511.24m³ 燃料油倉 A 101.10m³ C 477.10
 m³ 乗員 30名 工期 48-8-27, 48-10-23, 48-12-24



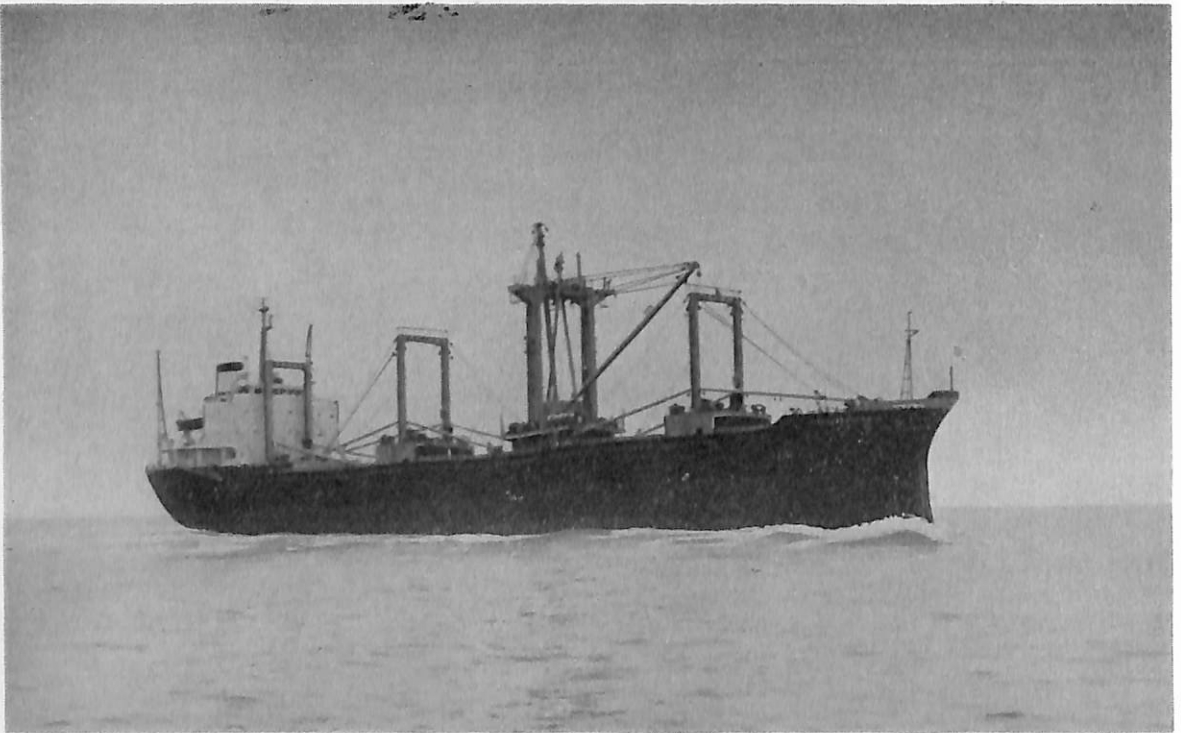
WORLD COMET (世寧) (油槽船) 船主 River Cape Shipping S. A. (パナマ) 造船所 川崎重工・坂出工場
 総噸数 105,053噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 229,480Lt 全長 319.00m 長(垂) 305.00m 幅(型) 53.00m
 深(型) 25.30m 吃水 19.62m 平甲板船 主機 川崎U Aタービン1基 出力 35,000PS×89RPM 燃料消費量
 173.0t/d 航続距離 16,000海里 速力 16.3ノット 汽罐 川崎-UMG型ボイラー×2 発電機 1×1,800KVA
 450V 貨油槽 288,000m³ 燃料油倉 8,050m³ 清水倉 200m³ 乗員 36名 工期 48-7-17, 48-11-16, 48-
 3-5



ESSO INDONESIA (油槽船) 船主 Esso Tankers, Inc. (リベリア) 造船所 日本鋼管・津造船所
 総噸数 114,796.75噸 純噸数 96,699噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 257,105Lt 全長 338.1m 長(垂) 320.0m
 幅(型) 51.8m 深(型) 26.7m 吃水 20.904m 満載排水量 294,587Lt 低船首楼付平甲板船 主機 三菱クロス
 コンパウンド2段減速スチームタービン 出力 31,000PS×85RPM 燃料消費量 150.2t/d 航続距離 22,900海
 里 速力 14.9ノット 汽罐 65t/h×61.5kg/cm²G×2 発電機 1,650KW×450V×2, 340KW×450V×1 貨油倉
 313,020m³ 清水倉 747.4m³ 燃料油倉 10,504.6m³ 乗員 41名 工期 48-6-19, 48-10-15, 49-1-26



OCEAN ENTERPRISE (貨物船) 船主 Ocean Shipping & Enterprises Company S.A. (パナマ) 造船所 三菱重工業・下関造船所 総噸数 13,687.17噸 純噸数 8,026噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 19,896Lt 全長 163.72m 長(垂) 152.00m 幅(型) 22.86m 深(型) 14.40m 吃水 10.738m 満載排水量 27,004Lt 船首楼付 平甲板船 主機 三菱スルザー 6RND76型ディーゼル機関1基 出力 10,800PS×118RPM 燃料消費量 39.2t/d 速力 17.6ノット 汽罐 コ克蘭 1,200kg/h 発電機 500KW×3 貨物倉(ベール) 26,659m³ (グリーン) 28,380m³ 清水倉 350m³ 燃料油倉 A 238, C 1,582m³ 乗員 48名, 外2名 工期 48-7-2, 48-9-14, 49-3-7



CHRYSANTHEMUM (貨物船) 船主 Trout Maritime S.A. (パナマ) 造船所 四国ドック株式会社 総噸数 7,557.28噸 純噸数 5,303.79噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 11,810.2噸 全長 139.68m 長(垂) 130.00m 幅(型) 19.20m 深(型) 11.20m 吃水 8.369m 満載排水量 15,827.80噸 船首尾楼付凹甲板型 主機 神戸 発動機 8UEC 52/105 D型ディーゼル機関1基 出力 7,200PS×169RPM 燃料消費量 28.2t/d 航続距離 12,030海里 速力 14.6ノット 発電機 470PS×900rpm×2 貨物倉(ベール) 15,591m³ (グリーン) 16,880m³ 清水倉 545.5m³ 燃料油倉 1,237.6m³ 乗員 34名 工期 48-9-12, 48-11-24, 49-2-15



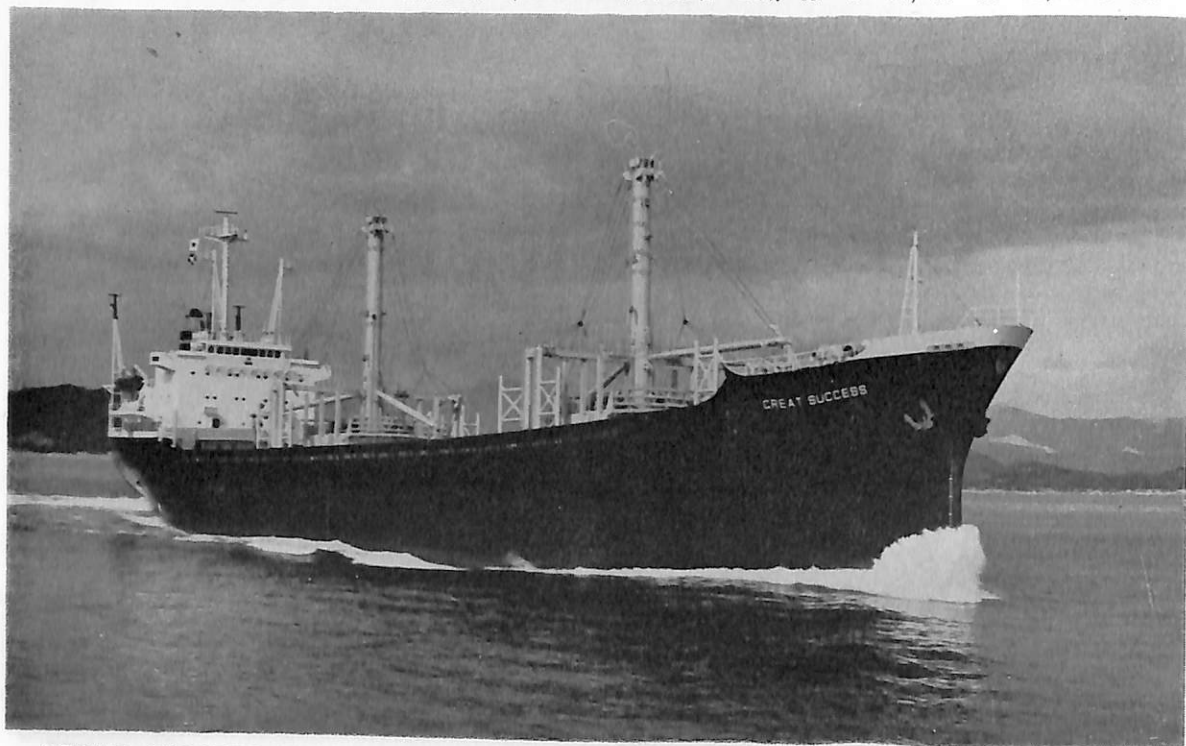
D.C. COLEMAN (ばら積貨物船) 船主 Canadian Pacific(Bermuda)Ltd. 造船所 日本鋼管・鶴見造船所
 総噸数 69,903.89噸 純噸数 44,473.05噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 125,103噸 全長 260.00m 長(垂) 248.00
 m 幅(型) 41.60m 深(型) 23.70m 吃水 16.808m 満載排水量 144,922噸 平甲板 主機 三井B&W 9 K84E
 F型ディーゼル機関1基 出力 20,800PS×110RPM 燃料消費量 76.4t/d 航続距離 23,200海里 速力15.15ノ
 ット 汽罐 AAL BORG AQ3×1 10kg/cm²×saturated 発電機 630KW×450V×2, 640KW×AC450V×1 貨物倉
 (グリーン) 143,647.2m³ 清水倉 314m³ 燃料油倉 5,256m³ 乗員 42名 工期 48-6-25, 48-10-8, 49-
 1-17



GOLDEN EXPLORER (ばら積貨物船) 船主 Liberian Opal Transports, Inc.(リベリア) 造船所 日立造船・
 向島工場 総噸数 11,169.97噸 純噸数 7,081噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 19,361噸 全長 156.155m 長(垂)
 146.065m 幅(型) 22.60m 深(型) 12.90m 吃水 7.50m 満載排水量 24,498噸 一層甲板船 主機 日立B&W
 6 K62E F型ディーゼル機関1基 出力 7,600PS×140RPM 燃料消費量 30t/d 航続距離 19,100海里 速力
 14.7ノット 汽罐 日立フレミングNo.3型 1,350kg/h×1 発電機 380KW, AC450V60Hz×3 貨物倉(ベール)
 24,188m³ (グリーン) 24,668m³ 清水倉 243.23m³ 燃料油倉 1,818.58m³ 乗員 50名 工期 48-8-22, 48-
 11-30, 49-1-29 同型船 GOLDEN PIONEER



秋 隆 丸 (貨物船) 船主 丸紅株式会社・秋田船舶株式会社 造船所 株式会社宇品造船所
 総噸数 6,938.04噸 純噸数 4,375.43噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 12,003噸 全長 128.77m 長(垂) 120.00m
 幅(型) 19.60m 深(型) 10.50m 吃水 8.252m 満載排水量 15,250噸 主機 伊藤鉄工M558HUS型ディーゼル
 機関1基 出力 5,700PS×218RPM 燃料消費量 21.45t/d 航続距離 16,000海里 速力 13.2ノット 汽罐 コク
 ランコンポジット型 800kg/h 1台 発電機 AC 445V×300KVA×2台 貨物倉(ベール) 13,746.5m³ (グレー
 ン) 14,072.3m³ 清水倉 910.4m³ 燃料油倉 1,380.9m³ 乗員 28名 工期 48-9-14, 48-12-23, 49-1-31



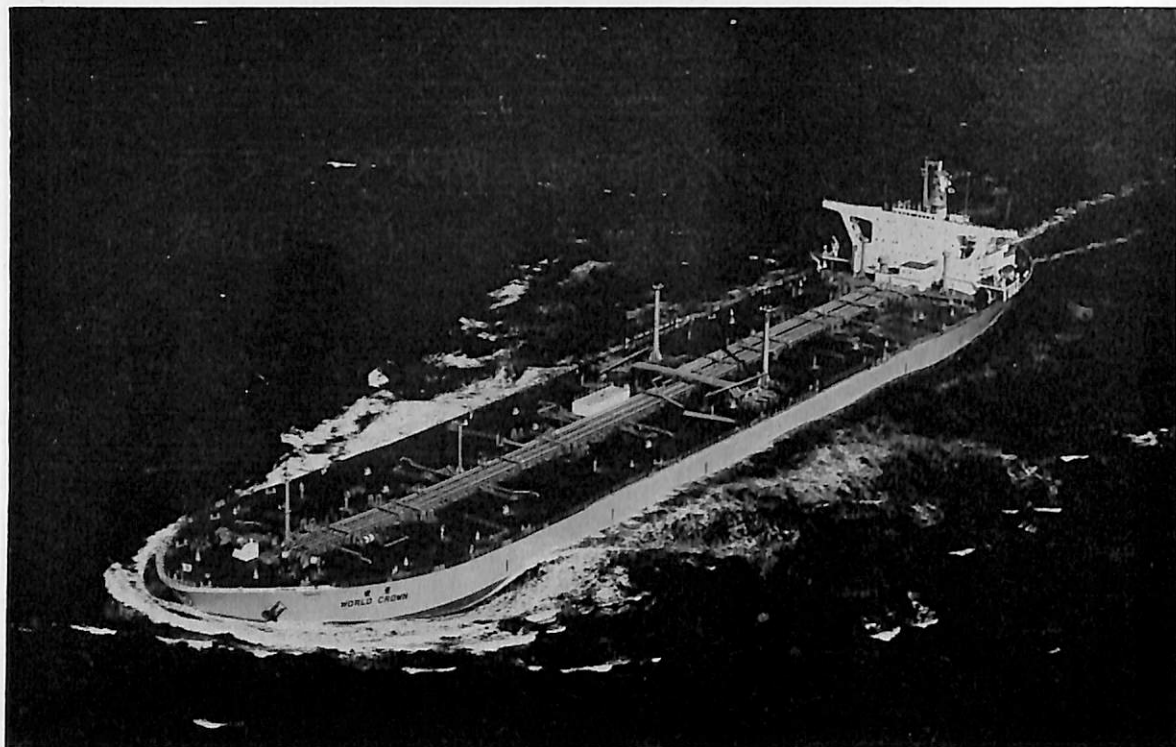
GREAT SUCCESS (貨物船) 船主 Anabel Naviera S.A. (パナマ) 造船所 高知県造船株式会社
 総噸数 6,017.40噸 純噸数 4,174.25噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 10,170.76噸 全長 127.87m 長(垂) 119.00
 m 幅(型) 18.30m 深(型) 9.90m 吃水 7.80m 満載排水量 13,230噸 凹甲板型 主機 神戸発動機6 UET52/
 90D型ディーゼル機関1基 出力 5,100PS×187.5RPM 燃料消費量 19.6t/d 航続距離 12,000海里 速力 13.3
 ノット 汽罐 コクランコンポジット 7.0kg/cm² 発電機 250KVA×2 貨物倉(ベール) 12,750m³ (グリーン)
 13,320m³ 清水倉 750t 燃料油倉 965t 乗員 33名 工期 48-11-2, 48-12-4, 48-1-31



WORLD RADIANCE (油槽船) 船主 Liberian Paplar Transport Inc. (ノルウエー) 造船所 住友重機械工業・浦賀造船所 総噸数 64,820噸 船級 AB 載貨重量 138,899噸 長(垂) 258.00m 幅(型) 44.06m 深(型) 23.07m 吃水 17.00m 主機 住友スルザー9RND90型ディーゼル機関1基 出力 26.100PS×122RPM 速力 15.3ノット 工期 48-7-27, 48-11-19, 49-2-28



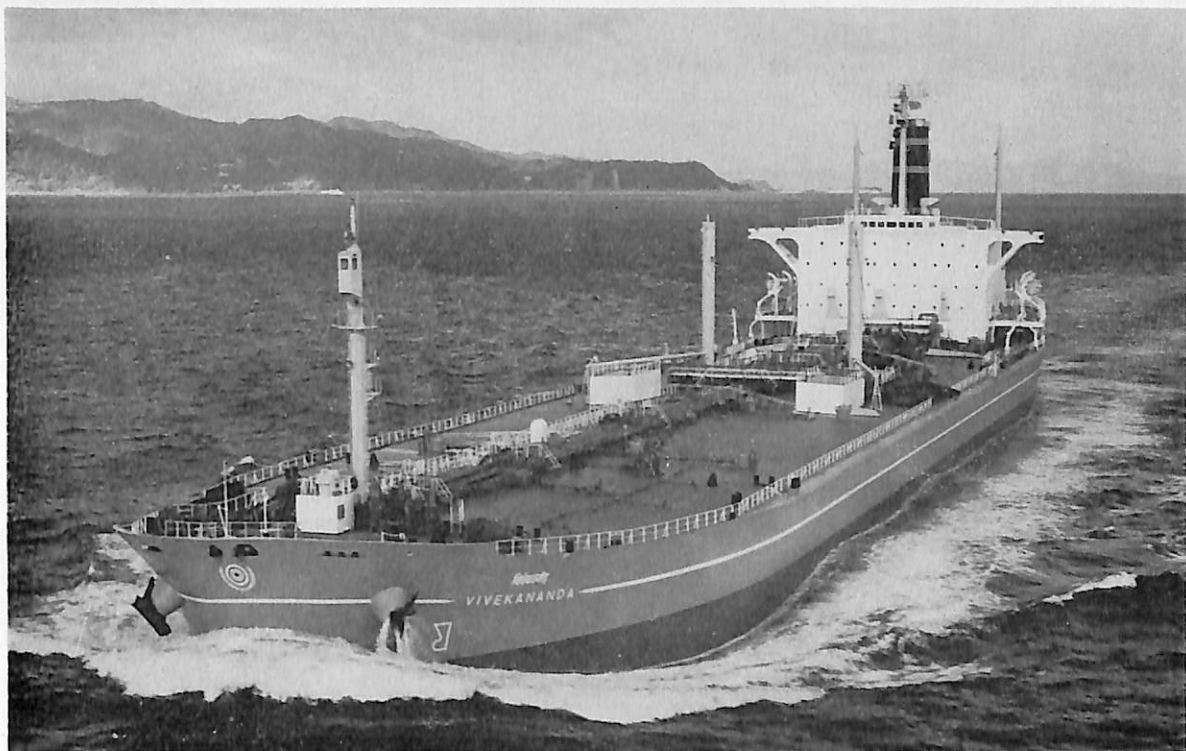
秋津島丸 (油槽船) 船主 丸紅株式会社・秋田船舶株式会社 造船所 株式会社宇品造船所 総噸数 7,983.14噸 純噸数 4,927.61噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 13,095噸 全長 129.70m 長(垂) 120.00m 幅(型) 19.80m 深(型) 11.40m 吃水 9.371m 満載排水量 16,961噸 凹甲板型 主機 赤阪鉄工8UEC52/105 D型ディーゼル機関1基 出力 7,200PS×169RPM 燃料消費量 31.5t/d 航続距離 13,700海里 速力 14.0ノット 汽罐 乾燃室式 13,000kg/h×9kg/cm² 発電機 AC445V×450KVA×2台 貨油倉 16,363.18m³ 清水倉 956.0m³ 燃料油倉 1,514.9m³ 乗員 29名 工期 48-6-19, 48-10-12, 48-11-14



WORLD CROWN (油槽船) 船主 Liberian Wren Transports Inc. (リベリア) 造船所 日立造船・坂出工場
 総噸数 107,955.13噸 純噸数 90,862.26噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 272,149噸 全長 324.00m 長(垂) 310.00m
 幅(型) 53.00m 深(型) 25.00m 吃水 19.458m 平甲板船 主機 日立-U S型タービン 出力 35,000PS×
 89RPM 燃料消費量 173.1t/d 速力 15.70ノット 汽罐 日立UMG72/55,72,000kg/h×2 発電機 15,000KW
 ×AC 450V,18,000rpm×1 貨油倉 289,384.00m³ 清水倉 335.00m³ 燃料油倉 7,853.00m³ 乗員 47名 工期
 48-4-5, 48-9-22, 49-1-31



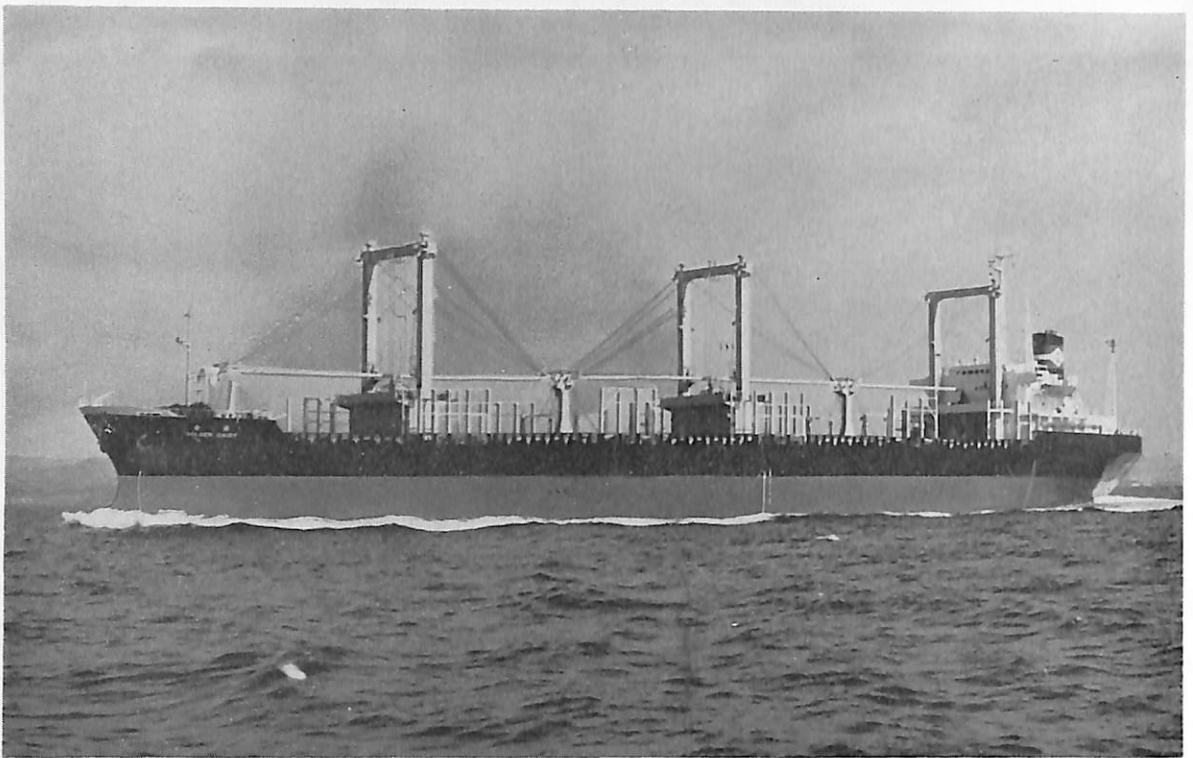
ESSO KAGOSHIMA (油槽船) 船主 Esso Tankers, Inc. (リベリア) 造船所 日本鋼管・津造船所
 総噸数 114,796.75噸 純噸数 96,699噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 257,034Lt 全長 338.1m 長(垂) 320.0m
 幅(型) 51.8m 深(型) 26.7m 吃水 20.904m 満載排水量 294,587Lt 低船首楼付平甲板船 主機 三菱クロス
 コンパランド2段減速スチームタービン×1基出力 31,000PS×85RPM 燃料消費量 149.2t/d 航続距離 23,200
 海里 速力 15.0ノット 汽罐 65t/h×61.5kg/cm²G×2 発電機 1,650KW×450V×2, 340KW×450V×1 貨油倉
 313,020.0m³ 清水倉 747.4m³ 燃料油倉 10,504.6m³ 乗員 41名 工期 48-4-21, 48-8-8, 48-11-22



VIVEKANANDA (油槽船) 船主 The Shipping Corporation of India Lid (インド) 造船所 三菱重工業・神戸造船所 総噸数 51,527.82噸 純噸数 36,707.68噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 87,960噸 全長 237.614m 長(垂) 226.00m 幅(型) 39.40m 深(型) 18.70m 吃水 13.948m 満載排水量 106,245噸 平甲板型 主機 三菱スルザー 7 RND90型ディーゼル機関1基 出力 17,350PS×116RPM 燃料消費量 62.5t/d 航続距離 24,000海里 速力 15.3ノット 発電機 1,000KVA(800KW)×450V×3台 汽罐 三菱エバポレーション型32t/h×2 清水倉 312.9m³ 燃料油倉 4,999.1m³ 乗員 69名 工期 48-5-11, 48-9-29, 49-1-31



KRITI SKY (油槽船) 船主 Kamellia Compania Naviera S.A (ギリシヤ) 造船所 三菱重工業・横浜造船所 総噸数 46,274噸 純噸数 46,274噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 123,382噸 全長 260.63m 長(垂) 247.00m 幅(型) 40.60m 深(型) 22.30m 吃水 16.813m 満載排水量 143,565噸 船首楼付平甲板船 主機 三菱スルザー 9 RND90型ディーゼル機関1基 出力 23,490PS×118RPM 燃料消費量 85t/d 航続距離 24,000海里 速力 15.8ノット 汽罐 三菱-CE Water tube ボイラ×1 発電機 AC450V×770KW×3 貨油倉 147,541m³ 清水倉 304m³ 燃料油倉 6,323m³ 乗員 44名 工期 48-5-31, 48-10-25, 49-1-18



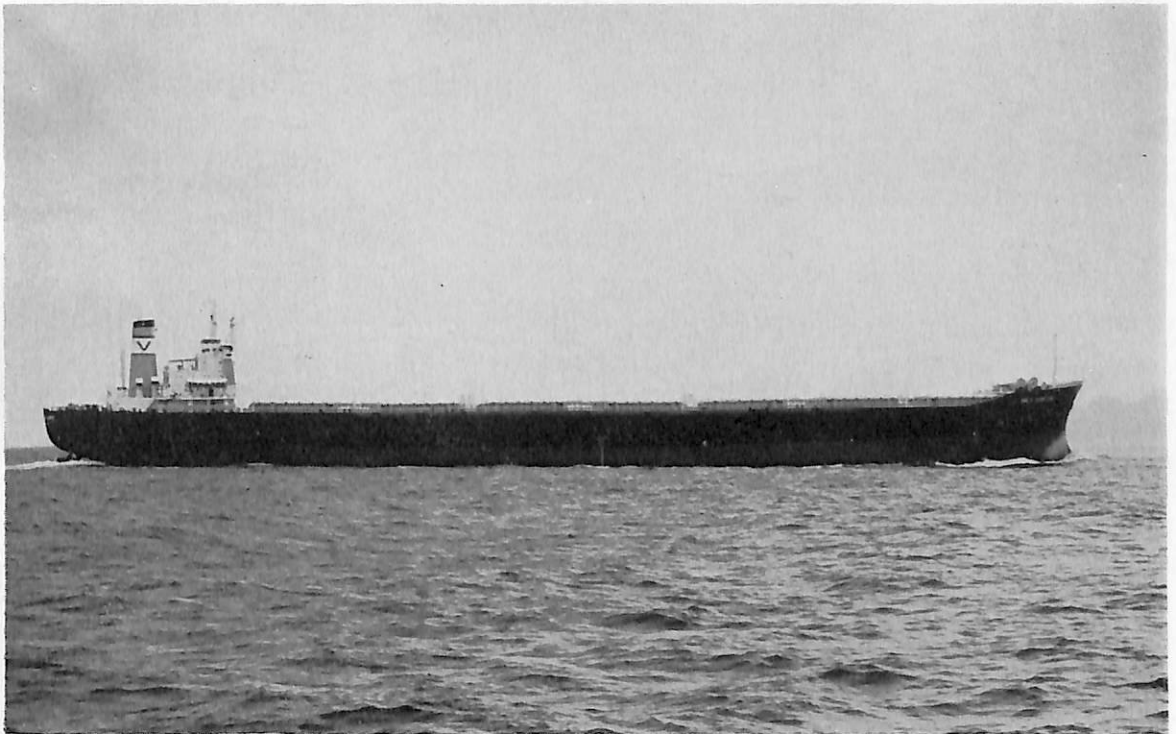
GOLDEN DAISY (木材兼ばら積貨物船) 船主 Liberian Crystal Transports, Inc. (リベリア) 造船所 笠戸船渠株式会社・笠戸造船所 総噸数 17,715.58噸 純噸数 12,033噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 34,183噸 全長 185.50m 長(垂) 175.00m 幅(型) 27.00m 深(型) 15.30m 吃水 11.012m 満載排水量 42,170噸 凹甲板船主機 住友スルザー7RND68型ディーゼル機関1基 出力 9,818PS×142RPM 燃料消費量 37.8t/d 航続距離 14,300海里 速力 14.5ノット 汽罐 コクラン型 7kg/cm² 1台 発電機 AC 445V, 500KVA 3台 貨物倉(ベール) 40,866.99m³ (グレーン) 41,962.44m³ 清水倉 440.2m³ 燃料油倉 1,883.7m³ 乗員 48名 工期 48-4-11, 48-11-26, 49-2-26



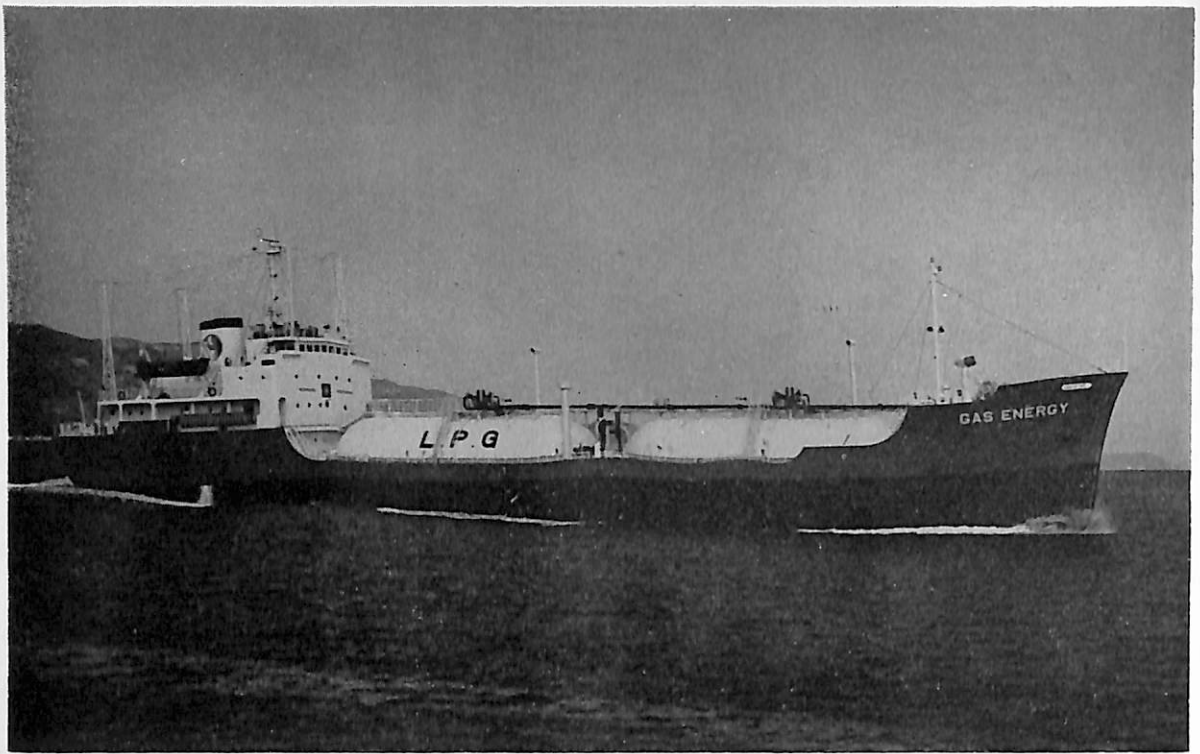
第五日輕丸 (ホーキサイト及び赤泥運搬船) 船主 山下新日本汽船株式会社・玉井商船株式会社 造船所 今治造船・丸亀工場 総噸数 20,378.73噸 純噸数 10,205.96噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 34,419.62噸 全長 185.23m 長(垂) 172.00m 幅(型) 26.00m 深(型) 15.70m 吃水 11.224m 満載排水量 42,712.00噸 ウエル甲板型 主機 三菱スルザー7RND68型ディーゼル機関1基 出力 9,817PS×142RPM 燃料消費量 36.77t/d 航続距離 14,340海里 速力 14.2ノット 発電機 625KVA×3 貨物倉(グレーン) 37,116m³ 清水倉 543.03m³ 燃料油倉 2,183.84m³ 乗員 30名 工期 48-6-1, 48-11-14, 49-1-27 設備 赤泥の海面下排出用として専用ポンプ(1600m³/h)ベルマウス付のゴムホース及び油圧駆動ホース各2組を有する。



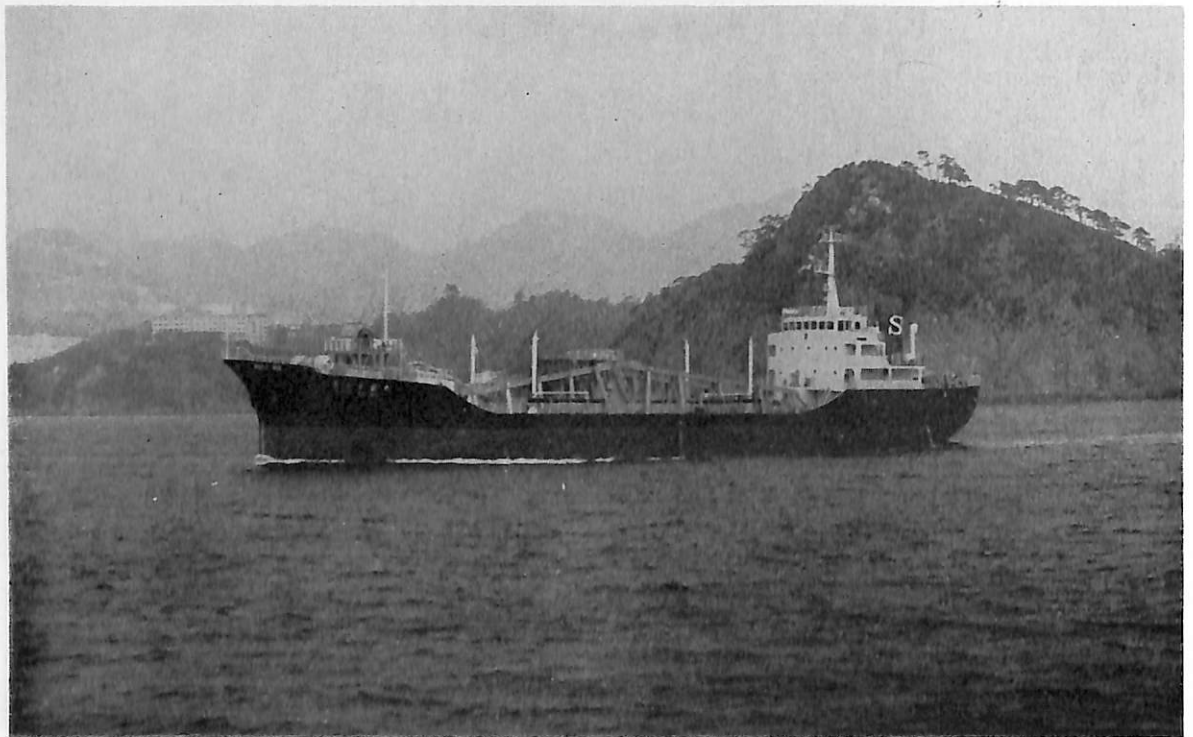
VANGUARD (鉱油兼用船) 船主 Maxitanks Shipping Inc. (パナマ) 造船所 川崎重工・神戸工場
 総噸数 77,000噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 157,182噸 全長 289.00m 長(垂) 275.00m 幅(型) 44.00m 深
 (型) 24.20m 吃水 17.900m 船首楼付平甲板 主機 川崎M. A. N. K 7 SZ 105/180型ディーゼル機関1基 出
 力 25,200PS×102RPM 航続距離 19,200海里 速力 15.5ノット 汽罐 1×Oil Fired boiler, 1×Exhaust
 Gas boiler 発電機 2×1,287.5KVA 450V貨物倉 Ore 87,000m³ Cargo Oil 196,100m³ 燃料油倉 5,400m³ 乗員
 37名 工期 48-9-12, 48-12-7, 49-2-27



OSLO VENTURE (ばら積貨物船) 船主 Celebrity Carriers Inc. (リベリア) 造船所 日立造船・舞鶴工場
 総噸数 30,559.50噸 純噸数 23,568.41噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 60,593Lt 全長 225.055m 長(垂) 215.00
 m 幅(型) 32.20m 深(型) 17.80m 吃水 12.40m 満載排水量 71,815噸 一層甲板船 主機 日立スルザー7R
 ND76型ディーゼル機関1基 出力 12,600PS×118RPM 燃料消費量 48.07t/d 航続距離 24,050海里 速力
 14.8ノット 汽罐 日立フレミングNo.3型 1,350kg/h×1 発電機 370KW, AC 450V, 60Hz×2 貨物倉(グリーン)
 74,191.3m³ 清水倉 440.38m³ 燃料油倉 3,853.64m³ 乗員 46名 工期 48-2-20, 48-8-24, 49-1-31



GAS ENERGY (LPGタンカー) 船主 Gas Energy Co.,Ltd 造船所 株式会社白杵鉄工所・白杵造船所
 総噸数 2,153.52噸 純噸数 1,186.00噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 2,749.93噸 全長 89.60m 長(垂) 84.00m
 幅(型) 13.50m 深(型) 6.30m 吃水 5.25m 満載排水量 4,395.00噸 船首尾楼付一層甲板型 主機 神戸発動
 機 6 UET 45/75 C型ディーゼル機関 1基 出力 3,230PS×218RPM 燃料消費量 650kg/h 航続距離 5,400海
 里 速力 13.5ノット 汽罐 WHO-50型 600kg/h 発電機 320KVA×445V 2台 LPGタンク 1,250m³×2 清水
 倉 134.87kl 燃料油倉 309.31kl 乗員 23名, 予備 1名 工期 48-8-6, 48-10-12, 49-2-15



第二芙蓉丸 (セメント運搬船) 船主 日和産業海運株式会社 造船所 下田船渠株式会社
 総噸数 2,102.59噸 純噸数 992.41噸 沿海 船級 NK 載貨重量 3,548.64噸 全長 87.14m 長(垂) 80.80m
 幅(型) 13.50m 深(型) 6.80m 吃水 6.036m 満載排水量 4,960噸 凹甲板型 主機 タイハツディーゼル 6DS
 M-26F型×2基 1軸 出力 1,300PS×750RPM 燃料消費量 9.475t/d 航続距離 1,700海里 速力 13.2ノッ
 ト 汽罐 温水ボイラー 発電機 170KVA×2 貨物倉(ベール) 2,999.62m³ 清水倉 78.12m³ 燃料油倉 99.48m³
 乗員 17名 工期 48-7-17, 48-11-2, 49-2-28 設備 クローズドエアースライド積込空気圧送式荷
 揚

オランダ水槽試験所 (NSMB) への諸試験委託について、ご便宜を計ります。

“NSMB”は優れた設備と研究員による、迅速なサービスで定評があり、下記施設を備えております。

- (1) Deep Water Basin
- (2) Cavitation Tunnel
- (3) Seakeeping Basin
- (4) Shallow Water Basin
- (5) Wave and Current Basin
- (6) High Speed Basin
- (7) Computer Center
- (8) Manoeuvring Simulator
- (9) Depressurized Towing Tank

ご用命は下記へご連絡下さい。

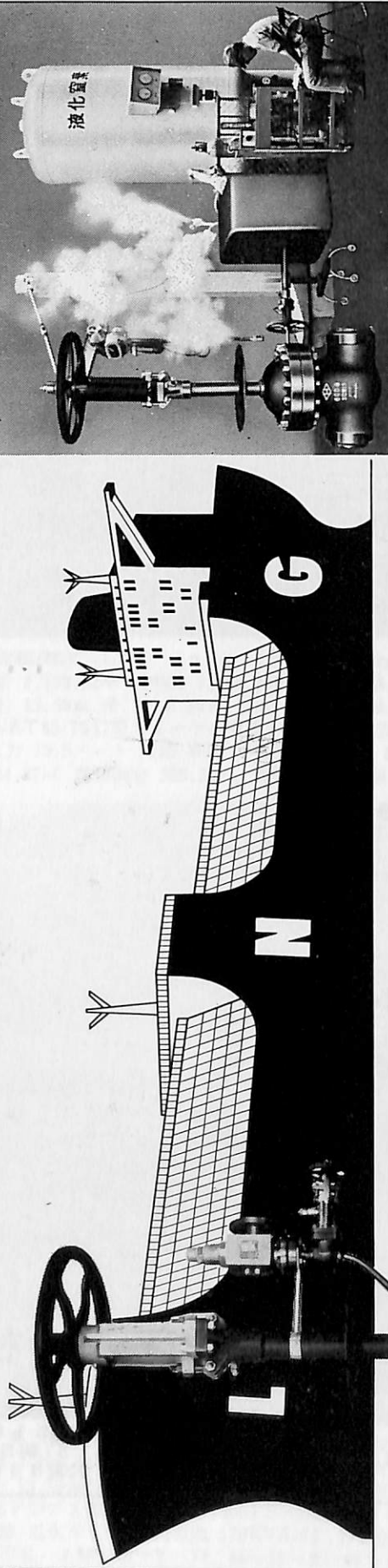


オランダ水槽試験所日本総代理店

極東マック・グレゴリー株式会社

本 社 東京都中央区八丁堀 2 丁目 7 番 1 号(大石ビル)
電話 東京 (03) 552 代表5101番
神戸営業所 神戸市生田区海岸通 2 丁目 3 3(朝日ビル)
電話 神戸 (078) 391 代表8864番

あしたの産業を開く **Hinata** の原子力・LNG・酸堿バルブ



平田のLNG超低温バルブ 氷点下162度のエネルギー……… すべてのプロセスを安全に制御。

天然ガスは-162℃で液化し体積600分の1となり、LNG専用タンカーで輸送され、貯蔵→低温利用→再ガス化のプロセスを経て熱源として利用されます。これらのプロセスにおいて、直接LNGを制御する〈超低温バルブ〉はあらゆる面で特に安全性を強く要求されております。強度、耐食性、耐低温性は勿論のこと、バルブの生命

ともいべき液密性とガス密性は絶対に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、あらゆる〈漏れ〉の断絶は徹して守られております。小教乗組員でのタンカー運航を助ける自動制御バルブ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。

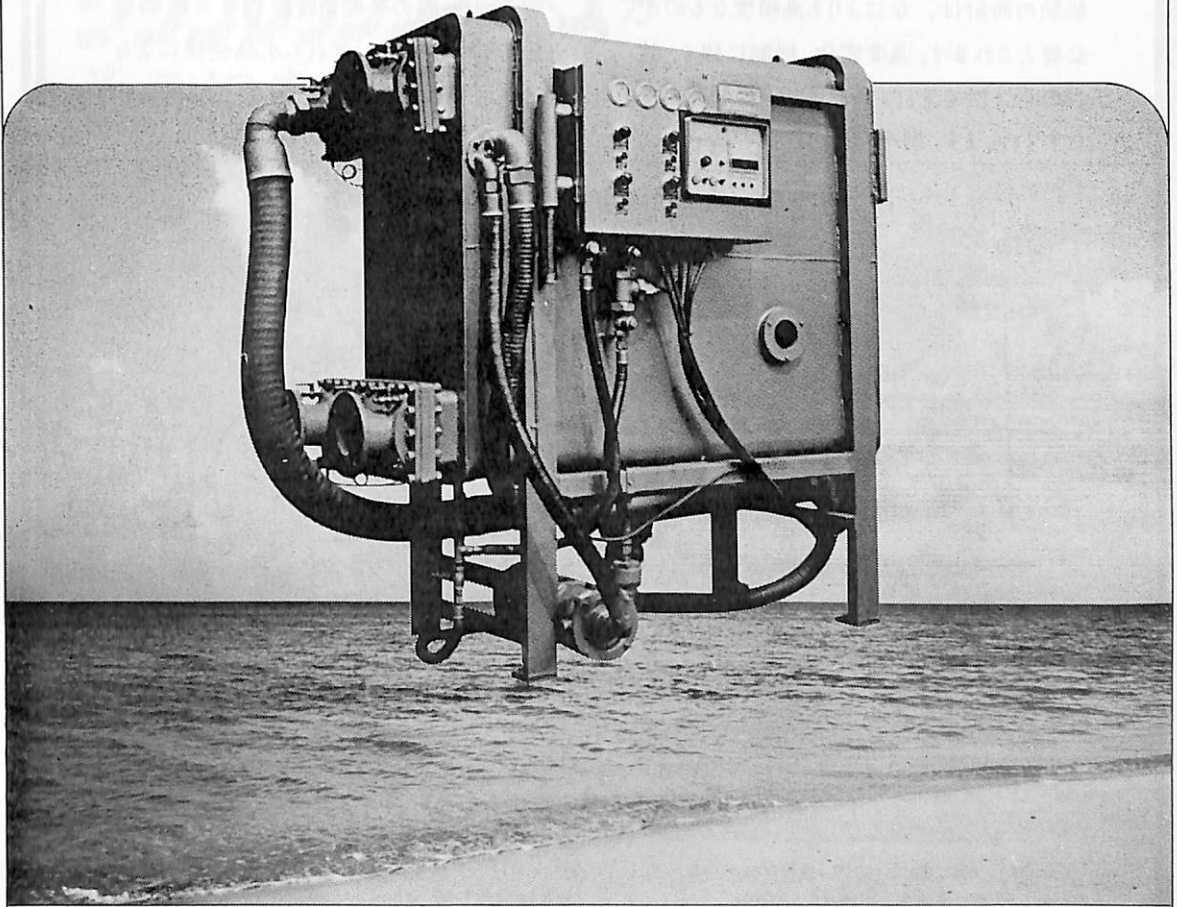
異常昇圧防止付超低温バルブ

④ API 表示認可工場 (600, 6A, 6D)
☆ 高压ガス設備試験製造認定事業所(認定No.217)



平田バルブ工業株式会社・東京都港区新橋4-9-11 平1055(03)431-5176・山崎市高取区久保115 平213(04)83-2311・大阪北区豊田町中1-64 梅田第1ビル 平530(06)310-2267

バブコック日立 小型造水装置



高純度の淡水が手軽るに造れます!!

バブコック日立小型造水装置は、軽量、高性能、かつコンパクトな造水装置で、ディーゼルエンジン冷却水などの各種廃熱を利用し、効率よく高純度の淡水を造る装置です。

淡水は飲料水をはじめ、ボイラ補給水、などのプロセス補給水として、船舶、離れ島や僻地のホテル、海洋開発基地などをはじめ、研究機関、化学工業など各方面にご利用いただけます。



バブコック日立株式會社

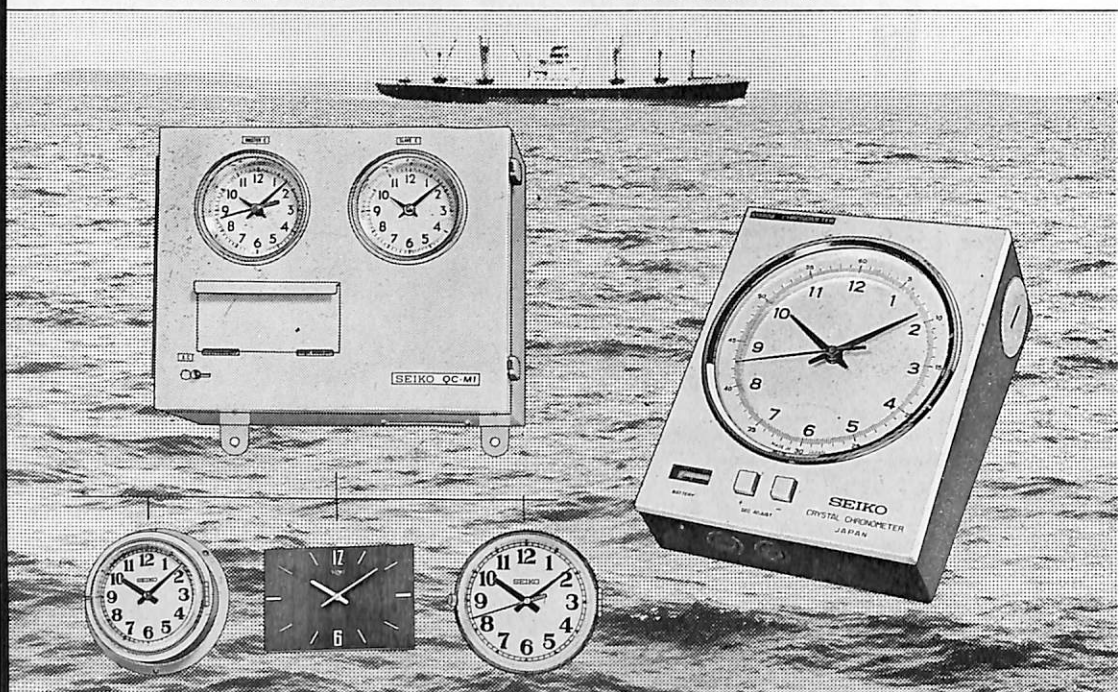
本社 東京都千代田区大手町2-6-2(日本ビル)東京(03)270-7351
出張所 北海道(011)261-3131 大阪(06)231-5721
広島(0823)21-1161 九州(093)521-6963
工場 呉(0823)21-1161 横浜(045)751-1201

セイコー船舶時計 QC

QCは水晶発振による、高性能設備時計です。

船舶の時計は、なによりも高精度なものが必要とされます。温度変化、振動に強く、抜群の耐久性で定評あるセイコー船舶時計をおすすめします。標準時計としてマリンクロノ

メーター、船内の子時計を駆動する親時計として QC-M1、いずれも水晶発振による極めて正確な時計です。目的、規模に応じてお選びください。



QC-M1 260×320×160(%)重量8.5kg

- パルス駆動で長寿命。正確な0.5秒運針
- 現地時間に簡単に合わせられる、正転・逆転可能
- 前面ワンタッチ操作の自動早送り装置・秒針規正装置
- MOS・IC採用のユニット化による安定性・保守性の向上
- 無休止制の交・直電源自動切換つき

豊富にそろった船舶用子時計、お好みのデザインをお選びください。

マリンクロノメーター

QC-951-II 200×160×70(%)重量2.6kg

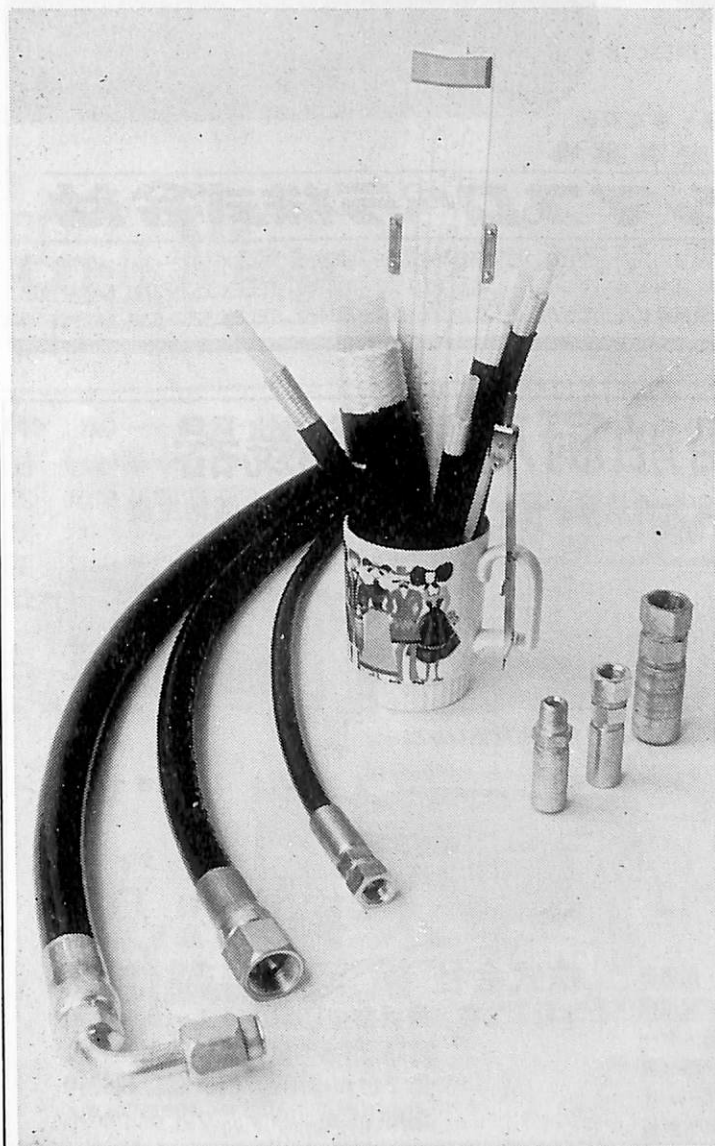
- 乾電池2個で、約12ヶ月間作動
- 精度保証範囲0°C~40°C
- 平均日差 ±0.1秒

小型、軽量ですから、自由に持ち運びできます。

SEIKO

セイコー・株式会社 服部時計店

優秀な造船技術者が
油圧回路の設計を考える時
いつでも
シンプレックスホースが
そこにある



■ 特 長

- 各種ホースに比し超高压で且つ柔軟性に富んでいる。
- 各種作動油に対する老化性、疲労性が少ない。
- 各種作動油を汚さない。
- 耐候性に優れている。
- 耐油圧衝撃性に優れている。
- 軽量である。
- 各種配管が美しく仕上る。

■ 用 途

甲板機械用、および油圧制御装置回路

■ 営業品目

油圧用……………シンプレックスホース
空圧用……………シンプレックス N2チューブ
空気計装用… テコポン
 テカポン“1300”



ニッタ・ムード・カンパニー

本 社 大阪市東区博労町4丁目30
TEL (06) 251-5631(大代)
工 場 奈良県大和郡山池沢町17-2
TEL (07435) 6-1261(代)



新田ベルト株式会社

本 社 大阪市東区博労町4丁目30
TEL (06) 251-5631(大代)
東京支店 東京都中央区銀座8丁目2番1号
TEL (03) 572-2301(代)
名古屋支店 名古屋市中村区広小路西通2丁目18
TEL (052) 586-2121(代)
札幌営業所 札幌市中央区北一条西7丁目1
TEL (011) 241-0858(代)
福岡営業所 福岡市中央区天神5丁目5番4号
TEL (092) 74-4546(代)
北陸出張所 金沢市昭和町14番28号
TEL (0762) 65-6235(代)
広島出張所 広島市上東雲町15-19
TEL (0822) 81-7330
富士サービス 静岡県富士市横割1丁目1-22
センター TEL (0545) 61-7752

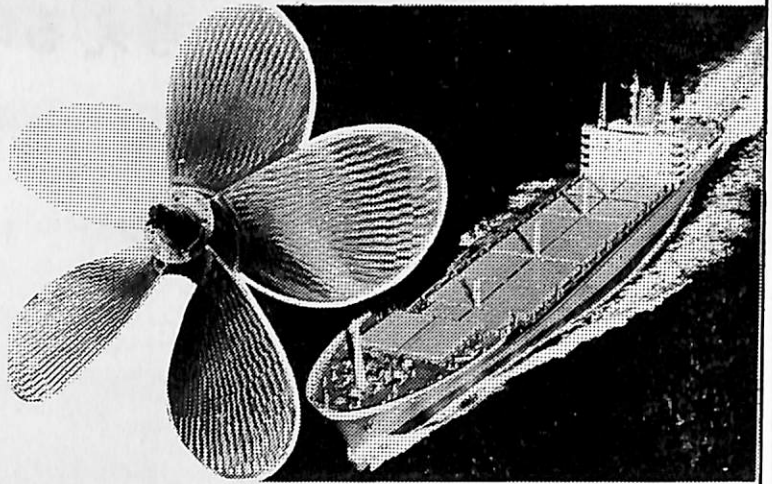
世界の海に活躍する **ナカシマプロペラ**

■製造品目

大型貨物船・タンカー・撒積船
各種専用船プロペラの設計及び
製作、各種銅合金鋳造品・船尾
装置一式

■新開発システム

- キーレスプロペラ
ギヤなしのシャフトにプロペラを油圧にて装着する新方式
取付・取外し簡便
- NAUタイププロペラ
当社と造船技術センターの共同開発、中小型プロペラの効率大巾アップ
- 可変ピッチプロペラ
英国ストーン社との技術提携による高性能CPPシステム一式
(XS・XK・XX三種)



運輸省認定事業場



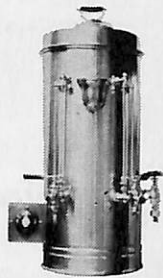
ナカシマプロペラ株式会社

本 社 工 場 岡山市上道北方688-1(岡山中央郵便局私書函167) 〒709-08 電話(0862)79-2205(代) TELEX 5922-320 NKPROP J
東京営業所 東京都中央区八丁堀1丁目6番1号 協栄ビル 〒104 電話(03)553-3461(代) TELEX 252-2791 NAKAPROP
大阪営業所 大阪市西区鞠本町2丁目107 新興産ビル 〒550 電話(06)541-7514(代) TELEX 525-6246 NKPROPOS

YKK型船舶厨房調理機器

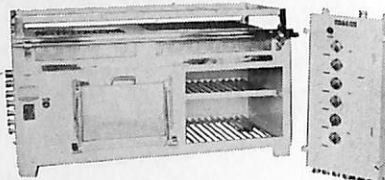
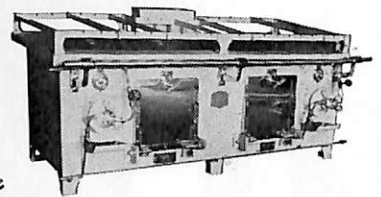
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

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

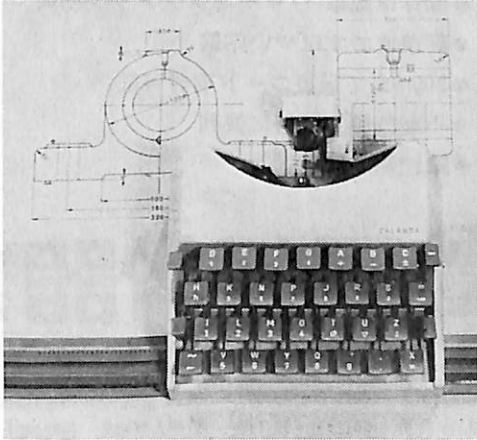
電気レンジ・オイルレンジ・ライスボイラー・湯沸器
調理機・水漉器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機
ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー
キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン醗酵器
電気式魚焼器・スープボイラー・ディスプレイ
食器洗浄機・堅型蒸気炊飯器・電気コンロ・電気熱板
ガス魚焼器・その他特殊製品全般

株式会社 横浜機器製作所

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

希望条件を指示下さい。即時見積、設計、納品致します。

製図用タイプライター



文字

- 設計図面の数字の書き込みに！
記号

- 図面作成の能率アップに！
- 均一なレタリング文字の作成に！
すぐれた威力を発揮します！！

用途：機械製図・電気製図・建築製図・測量製図・土木製図・その他

文字の種類：数字・アルファベット・カナ文字・漢字・記号

特殊文字・記号等の製作も致します。

お問合せは下記へ



発売元
株式会社

日本グラフィックシステム
(旧 株式会社日本カレンダー)

〒160 東京都新宿区西新宿3-7-32
電話 東京 (03) 346-2961(代)

〈特長〉

- ① 煙が少なく、臭いがソフトです。
- ② 画像が鮮明です。
- ③ カールしません。
- ④ 針の摩耗が少なく、経済的です。
- ⑤ 粉末の飛散が少なく、機械の保守が簡単です。

コージン放電記録紙は、航海の安全に役立っています。

規格寸法 257mm×60mm

320mm×60mm

364mm×60mm

364mm×80mm

480mm×60mm

明るく、限りなく、未来を開く



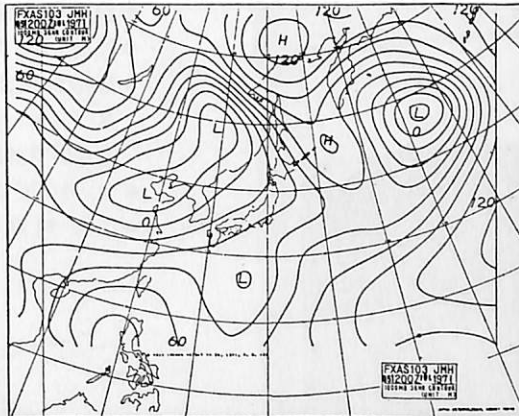
化学紙事業部営業部

東京第1課 東京都港区新橋1-1-1
TEL. 03-504-3111(代)

大阪販売課 大阪市北区宗是町1大阪ビル
TEL. 06-441-7131(代)

名古屋販売課 名古屋市中区錦3-2-4相互ビル
TEL. 052-971-7671(代)

コージン放電記録紙



コージン放電記録紙に記録された気象図

臭いがソフトな気象ファックス！

酸素事故をゼロにしよう。

理研酸素モニターは空気中の酸素濃度が低下し、人命が危険にさらされたり、逆に酸素濃度が高くなり化学反応、火災・爆発の起りやすい場所など広い範囲にわたって測定できます。

●長寿命で堅牢なセンサを採用

1)電解液、メンブランの交換なしで一年以上連続使用できます。

2)湿度100%まで使用できるうえにCO₂やスモークにも影響されません。

3)0~40℃まで自動温度補償されているので、一度校正すれば長期間再校正なしで連続使用できます。

- 操作は簡単(ウォーミングアップ不要)
- 高精度ですばやい応答
- 300mまで延長コード取付可能
- 小型軽量で携帯に便利
- 連続測定可能

理研計器株式会社

営業本部 東京都板橋区板橋 2-46-8 (03)963-7381代
横浜営業所 (045)322-5181~2 札幌営業所 (011)231-1644
名古屋営業所 (052)262-1686代 大阪営業所 (06)312-5521~3
広島営業所 (0822)21-8671代 理研九州販売 (092)431-2558

ユニークなセンサを採用した

理研酸素モニター

〈3機種〉
新発売

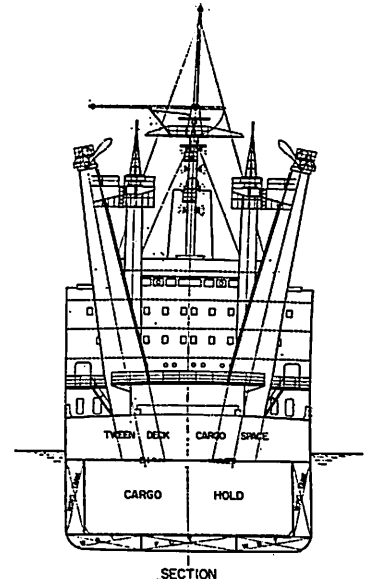
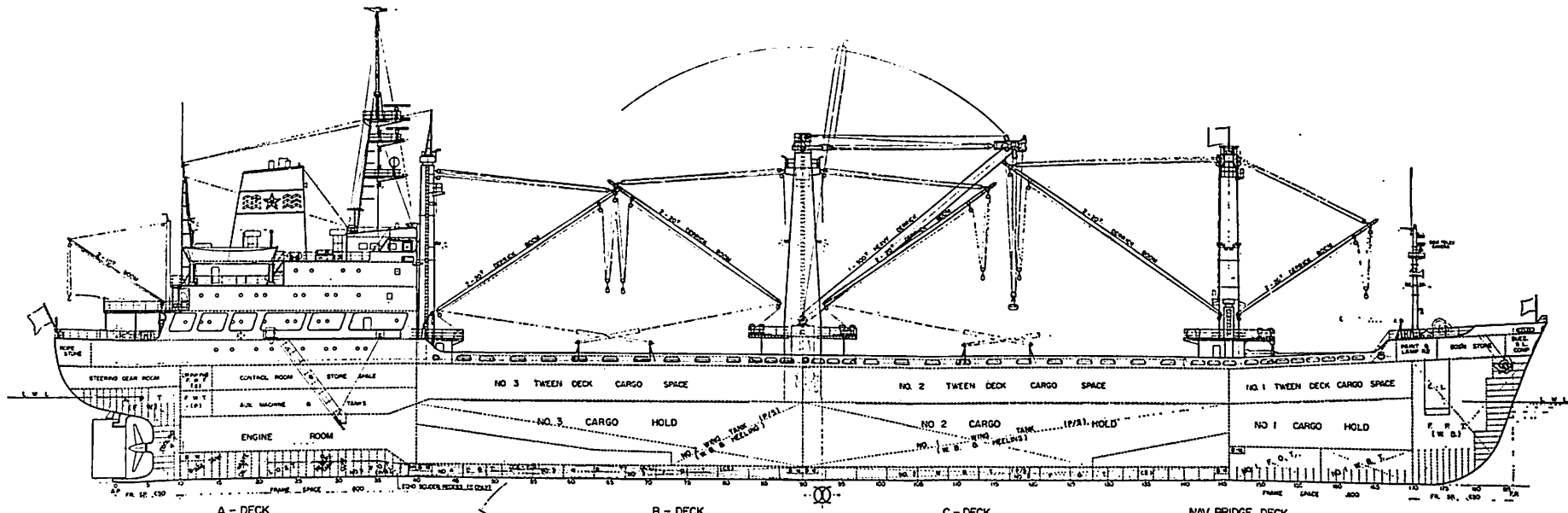
- 定置式OM-300型(警報付)(0~10%, 0~25%)又は(0~50%, 0~100%)
又は(0~25%, 10~50%)
- 携帯式OA-222R型(本質安全防爆型)0~40%
- 携帯式OA-225R型(本質安全防爆型)0~25%
- 携帯式OM-322R型(警報付)0~40%



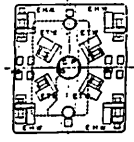
携帯式 OA-222R型

本質安全防爆型 (労働省産業安全研究所検定合格品)

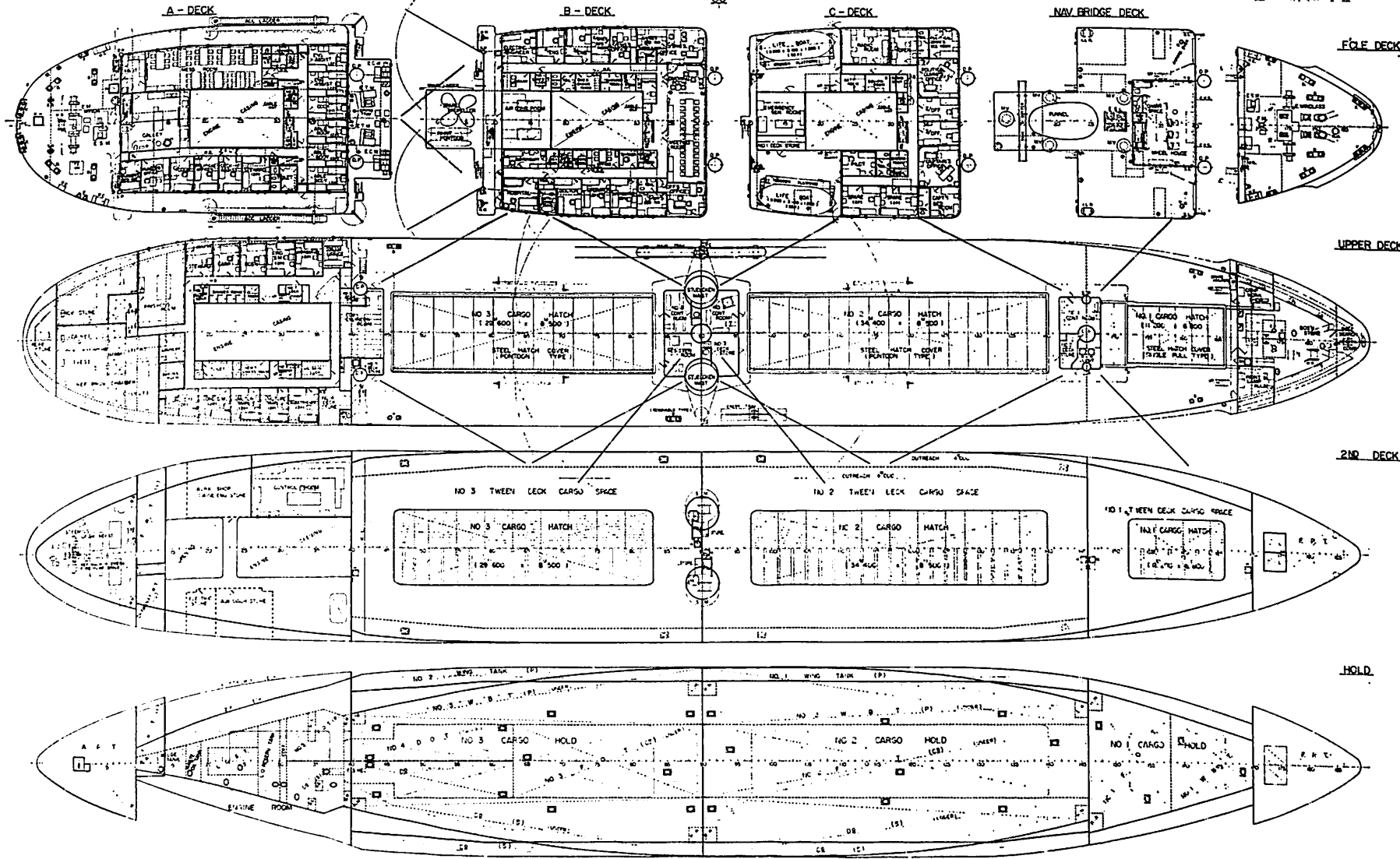
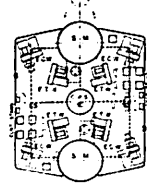
- 船艙・タンク等爆発危険場所で使用するのに最適です。
- 指示計目盛上で、既知酸素濃度(普通は空気)によるスパンチェックで使用でき、その上外部電源を必要としませんので、乾電池の交換や充電の必要が全くありません。
- センサは安定、長寿命で、1ヶ年間の連続使用ができます。
- 小型・軽量で携帯に非常に便利です。



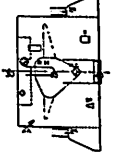
NO. 1 WINCH PLATFORM



NO. 2 WINCH PLATFORM



COMP. FLAT



大城 DACHENG 一般配置図

載貨重量 14,300トン型輸出貨物船 “大城” DACHENG について

日立造船株式会社

1. ま え が き

本船は、わが国で初めて建造された中国むけ本格的貨物船である。

当社は、昭和39年11月、中国機械進出口総会社との間に12,420重量トン型貨物船1隻の建造契約を行なった。しかし、その後、輸銀資金をめぐる吉田書簡が障害となり、結局は、契約が廃棄されたいきさつがある。

このとき、中国側は、当社との友好関係を考慮し、吉田書簡の障害が排除されたとき、あらためて商談に入ることを約束していた。

その後、日中友好の機運は高まり、昭和46年9月当社永田社長が関西財界訪中団の一員として訪中した。さらに、昭和47年6月には、中国造船工業視察団が日立造船の招きで訪日するなど、日中の友好関係は一段と改善された。

本船は、こうした日立造船と中国の友好関係を背景として、昭和47年春から商談に入り、同年9月4日、北京にて当社と中国機械進出口総会社との間で建造契約が締結されるに至った。

本船商談を契機にして中国との交流が隆盛をきわめ、中国からは船舶の他に大型プラント発注も続々となされるようになったのは、すでに読者諸兄が御承知のとおりである。

このような歴史的に意義深い本船の建造に当って、早くから船主監督団を迎え、熱心な討議を数多く重ね、船主と造船所の意思疎通を十分に計る等万全の体制で臨んだ。

一方、船主殿におかれても長期間にわたり、日夜精力的な活動をなされ、よりよい船の建造に積極的に尽力された結果、当社向島工場において、昭和48年6月25日起工、同年9月19日進水、同年12月21日に竣工し、船主殿に充分御満足頂ける状態で本船を引渡すことができた。

今後、本船が期待どおり、長期にわたって、その性能を縦横に発揮し、活躍することを心から祈る次第である。

なお、第2番船“大田” DATIAN も引き続き建造中で、本年5月中頃完工予定である。

以下に本船の技術的概要を示す。

2. 船 体 部

2.1 一般計画

まず、本船の特長を簡単に述べる。

(1) 大型重量物を搭載する。

化学プラント、機関車、小舟艇等の大型重量物搭載を考慮し、世界でも最大級の300tスタルケン式ヘビーデリック1基を搭載し、また、長大倉口(第2;34.4m×8.5m, 第3;29.6m×8.5m)を配置している。また、重量物の荷役を安全に行なえるようにヒーリングタンクを設け、遠隔操作によるヒーリング制御装置を装備している。

(2) 一般定期船としての機能を持つ。

中速定期貨物船並みの船速15.6kn, 航続距離14,000浬以上を考慮し、前記ヘビーデリックの他に各船倉用に20tのデリックブーム5対を設けている。

また3船倉すべてに第2甲板を設け、フォークリフトの使用も可能ならしめている。

(3) その他

(a) 本船は中国の財産として、長期使用に耐える優秀船とする大方針のもとで設計されている。

一例として、主要部の外板および甲板がLR規則よりも増厚したり、予備品も規程以上のものを装備する等の配慮がなされている。

(b) 機関室は遠隔操作、自動制御および監視装置を装備し、24時間無人運転ができるようLRの“UMS”を取得している。

(c) 中国の冬季の寒冷な海象条件を考慮してLRの“ICE CLASS 3”の耐氷構造を採用している。

(d) 荷役中降雨に遭遇した場合に、貨物の保護のために、迅速に倉口上に展開し得る取外し式レイジカバーを装備している。

(e) 出入港時の安全をはかり、船首マストにテレビカメラを、操舵室内にテレビモニターを設けている。

(f) 海洋汚染防止のため、船内で廃油処理ができる日立造船式廃油焼却炉HIMUT 30 1基を装備している。

2.2 主要要目等

全長	154.90 m
長さ(垂線間)	145.00 m
幅(型)	22.00 m

深さ(型)	12.00 m
計画満載喫水(型)	9.00 m
載貨重量	14,522 kt
総トン数	10,715.31トン
純トン数	5,782.30トン
船級	LR \star 100 A1 "STRENGTHENING FOR NAVIGATION IN ICE CLASS 3", \star LMC & \star UMS

試運転最大速力	18.567 kn
満載航海速力(常用出力, 15% シーマージン含む)	15.6 kn
航海日数	39日
航続距離	14,600 浬
貨物倉容積 グレーン	20,574.9 m ³
バール	19,402.0 m ³
燃料油タンク容積	1,419.0 m ³
清水タンク容積	366.2 m ³
バラスト・タンク容積	3,108.5 m ³

乗組員

職員	16名
部員	31名
予備(職員)	4名
見習(部員)	4名
合計	55名

甲板機械

揚錨機 電動式	21/8 t×9/20 m/min	1台
係船機 電動式	8 t×20 m/min	1台
スプリング・ウィンチ		
電動式	5 t×20 m/min	2台
ホイスタング・ウィンチ		
電動式	5 t×30 m/min	10台
トッピング・ウィンチ		
電動式	5 t×30 m/min	10台
揚貨機(ヘビー用)	31 t×9 m/min	4台
舵取機 電動油圧式	11 KW×2	1台

2.3 船体構造

本船の主船体の構造様式は、船首尾部および倉口間を除く上甲板、第2甲板ならびに貨物倉下二重底構造は縦肋骨式、そのほかは横肋骨式構造とし、舷縁山形鋼による外板と上甲板および中央部ブルワークと舷側外板との接合部を銲接構造とするほかは、すべて溶接構造としている。第2および第3貨物倉内の甲板梁は原則として4肋骨心距毎にカンティレバーの特設梁および特設肋骨をもつて支持し、梁柱は設けていない。

また、第2および第3貨物倉の上甲板上には所定の重量物の搭載が可能で、荷重は特設梁、ブルワークおよび

倉口縁材にて支持する。

なお、中国の冬季の寒冷な海象条件を考慮してロイド船級協会“ICE CLASS-3”の軽耐氷構造が採用されている。

2.4 船体機装

1) 荷役装置

(イ) 300t ヘビーデリック

第2および第3倉口の中間に300t 荷役用として、ダブルベンジュラム型スタルケン マストが装備されている。スタルケン マストは2本のポストおよび船体中心線上の1本のブームから成り、トップピングおよびガイは2本のスパンテークルで兼用し、カーゴ フォールはブーム頭部の両側にベンジュラムを取付けこれにカーゴ フォールが掛っており、下端の各下部カーゴ滑車各々単独あるいは両側の下部カーゴ滑車をコネクティング・トラバースで結んで使用することができる。また、テークルを掛替えることなく1本のブームで前後のハッチに容易に切換え使用できる機構になっている。

本船の場合片側のカーゴ フォールで吊つて150t、両側のカーゴ フォールで吊つて300tの揚貨能力がある。

カーゴ フォール両端はそれぞれ1台のヘビーウィンチのドラムに捲取り、2組のスパンテークルもそれぞれ1台のヘビーウィンチのドラムに捲取られる。ヘビーウィンチはポスト内に2台ずつ計4台設置されている。

ブーム有効長さ29.0m、アウトリーチ6.0m、ブーム仰角25°~70°間の安全使用荷重は300t、70°~75°間の安全使用荷重は180tである。ヘビーウィンチは31t×9m/min 電動ウィンチとなっている。

なお、このデリック装置の船体傾斜角ヒール12°、トリム2°を強度上の設計条件とし、常用使用時の船体傾斜角はヒール10°、トリム2°として計画している。この船体傾斜角を維持するため上甲板下左右舷々側に後述のヒーリング・タンク装置を設け、ウィンチ・プラットフォーム上の固定制御盤で遠隔制御を可能としている。ウィンチ・プラットフォーム上にヘビーウィンチのコントローラおよびヒーリング・タンク制御盤を設けているため、300tの荷役操作はすべてウィンチ・プラットフォーム上で集中遠隔制御することができる。

デリック装置が左右対称でかつ両側のポスト間隔が下部で狭くなった型式であり、またヘビーウィン

チをポスト内に装備しているため、ポスト基部ウィンチ・プラットフォーム周辺はコンパクトになり、かつクリアなデッキスペースが確保でき、甲板上貨物、特に長尺物の積載に有利な配置になっている。

ポストおよびブームは60キロ高張力鋼板を使用するとともに、付属金物の鍛鉄鋼品も50キロ高張力鋼相当品を使用し重量軽減を計っている。また滑車、グースネック、スパン・スイベル等主要な回転部にはローラあるいはオールベアリングを使用しており、とくに滑車用ベアリングはNILOS RINGにより密封され、4年間無給油型とし保守の手間を省くよう考慮が払われている。

(ロ) ライトデリック

20t容量の2本ブーム式デリックを第1倉口に1ギャング、第2および第3倉口に各2ギャング装備し、各ギャングにおのおのサイドドラム付カーゴウィンチ2台とトッピングウィンチ2台を装備している。ウィンチはすべて電動式でガイは鋼索とし、20t振廻しおよび4t喧嘩捲荷役にはトッピングおよびガイは各々のそのギャング内のウィンチドラムで捲取ることができるようになっている。このため各ギャング同時に振廻し荷役が可能であるとともに、喧嘩捲荷役の時もブーム位置変えが容易に行えるなど合理化が計られている。

2) ヒーリング装置

第1および第2船側タンクは300tヘビーデリックによる重量物荷役の際、ヒーリングタンクとして用いられる。左右舷のタンクは機関室内に設けた600m³/hの消防兼ビルジ・バラストポンプを介してヒーリングパイプで連結し、船体傾斜を自由に調整できるように計画されている。

ヒーリング調整はウィンチ・プラットフォーム上に設けた遠隔操作盤で、ヒーリングポンプの発停、バルブ開閉、バルブ開度調節およびタンク液面計測等一連の操作で行なわれる。

3) 冷暖房、機械通風装置

公室、事務室、各士官および部員室、ジャイロ室、病室、診察室、無線室および散髪室は高圧高速セントラルヒーティングおよびクーリング、シングルダクトシステムにより冷暖房を行っている。室内の吹出しキャビネットにはローカル再ヒーティングのため電熱ヒーターが装備されている。また操舵室、調理室、配膳室には冷風スポット・クーリングを行ない、乗組員の居住性向上を計っている。機関制御室には別途にパッケージ形エアコンディショナを設けている。

第1および第2貨物倉に対しては可逆式電動軸流通風機を、また第3貨物倉には排気用電動軸流通風機を各倉1台ずつ設けている。

3. 機 関 部

3.1 機関部概要

本船の主機関は日立 B&W 6K 62 EF 型単動2サイクル無気噴油クロスヘッド型過給機付自己逆転ディーゼル機関1台を装備し、1個の推進軸系に直結している。主発電装置として、日立 B&W 5T 23 HH 型立単動4サイクル・ディーゼル機関直結3相交流発電機3台、および非常用発電機として、ダイハツ 4PK 14 AEF 型単動4サイクル・ディーゼル機関直結3相交流発電機1台を装備しており、発電機の容量は航海中主発電機1台、荷役時2台使用するものとして計画している。

蒸気発生装置として、航海中低質燃料油の加熱、暖房用加熱蒸気、その他必要蒸気供給のため排気ガス・エコノマイザ1台および停泊中の必要蒸気供給のため補助ボイラ1台を装備している。なお補助ボイラは航海中排気ガス・エコノマイザの汽水分離のため使用するようになっている。

機関室補機はすべて電動式としている。

機関室上段に機関制御室を設け主機関の操縦および主要機器の監視に必要な計器類を集中化している。また、船橋に主機操縦台を装備し、主機の船橋操縦が行なわれる。

また船内での廃油処理ができるよう廃油焼却炉、日立造船 HIMUT-30を1台装備している。

3.2 機関部主要目

(1) 主 機 関

型式	日立 B&W 6K 62 EF 型立単動2サイクル無気噴油クロスヘッド型過給機付自己逆転ディーゼル機関	1台
出力	連続最大	8,300 PS×144 rpm
	常用	7,600 PS×140 rpm

(2) 軸系およびプロペラ

中間軸	500 mmφ×8,960 mm	1本
プロペラ軸	500 mmφ×6,345 mm	1本
プロペラ	エロフォイル断面4翼一体式	1
	直径 4,950 mmφ	

(3) 発電装置

主発電機	3相交流横防滴型 420 KW	3台
	AC 400 V 3φ 50 Hz	
同上用原動機	日立 B&W 5T 23 HH 型立単動4サイクルディーゼル機関	3台

625 PS×750 rpm
 非常用発電機 3 相交流横防滴型 60 KW 1 台
 AC 400 V, 3φ 50 Hz
 同上用原動機 ダイハツ 4 PK 14 AEF 型立単動 4 サ
 イクルディーゼル機関 1 台
 90 PS×1,500 rpm

(4) 蒸気発生装置

補助ボイラ 日立造船フレミングボイラ
 No. 4 S 1 台
 1,900 kg/h×7 kg/cm² 飽和蒸気噴燃装
 置ボルガノ ABC ターボジェットバーナ
 排気ガスエコノマイザ 強制循環コイル型 1 台
 1,200 kg/h×7 kg/cm² 飽和蒸気 (主機
 常用出力にて)

3.3 機関部自動化の概要

本船の機関部は大幅な自動化および監視装置を採用し、LR-船級 +UMS 符号を取得しており、機関室の無人化運転ができるよう計画されている。

機関室上段左舷側に防音、防熱およびエア・コンディショニングを施した制御室を設け、主機関の遠隔操縦、推進補機の遠隔発停および主要機器の集中監視が行なえる設備としている。

船橋には主機操縦台を装備し、テレグラフ発信器と兼用した 1 本ハンドルによる主機関の遠隔操縦が行なわれる。

また、船橋、機関士の居室および食堂に機関室の延長警報盤を装備し、異常を監視できる。

制御室内にはグラフィック化された主制御盤、主配電盤、推進補機の起動器、データロガーおよびタイプライタデスク、その他自動化関係の盤類、パッケージクーラなどを機能的に配置している。

(1) 主機遠隔操縦装置

遠隔操縦装置は、船橋より電気空気式、制御室より空気式により前後進切換、発停および増減速のすべての操作が行なえる。

(2) 自動制御

(a) 主機

危急時停止装置
 危急時減速装置
 排気弁レバー自動注油器および自動補給
 シリンダ自動注油器および自動補給
 増速時ロードプログラム (船橋操縦時)
 危険回転数範囲自動回避装置 (船橋操縦時)
 燃料油自動粘度調整装置

(b) 発電機関

制御室よりの遠隔発停

自動起動装置

危急時停止装置

(c) 空気圧縮機

自動発停およびドレン自動排出装置

制御空気用除湿装置

(d) 補助ボイラ

自動燃焼装置 (ON-OFF および比例制御)

バーナ危急時遮断装置

自動給水制御装置

エコノマイザ発生蒸気自動圧力調整

(e) その他

主要系統の圧力、温度制御

ポンプの遠隔発停および自動切替

主要タンクの液面制御

ピュリファイアの自動スラッジ排出および危急時遮断装置

燃料油コンターの自動洗浄

ブラックアウト時の推進補機の順次起動

4. 電気部

4.1 一般

船内電源装置としてディーゼル駆動の主発電機 525 KVA を 3 台と非常用発電機 75 KVA を 1 台装備している。

航海中と停泊中は主発電機 1 台を運転し、出入港時と荷役中は 2 台並列運転で切換時に 3 台並列運転が可能である。本船の甲板機はすべて電動式でカーゴウィンチ、ムアリングウィンチおよびスプリングウィンチは電動機の極数変換をダイレクトコントロールする方式を採用している。

また、ヘビーウィンチ用電動機のスピード制御は極数変換と 2 次巻線抵抗方式を併用して、重量物荷役時はヒーリングポンプでヒール調整を行ない、その操作はウィンチプラットフォームと機関室の両方で行なうようになっている。

4.2 電源装置

主発電機 ディーゼルエンジン駆動自動式 525 KVA (420 KW), AC 400 V, 3φ, 50 Hz 3 台

非常用発電機 ディーゼルエンジン駆動自動式 75 KVA (60 KW) AC 400 V, 3φ, 50 Hz 1 台

主配電盤 デッドフロント自立形で発電機盤 3 面, 400 V 給電盤 3 面, 220 V 給電盤 1 面よりなっている。

変圧器 舶用変圧器, 一般用変圧器

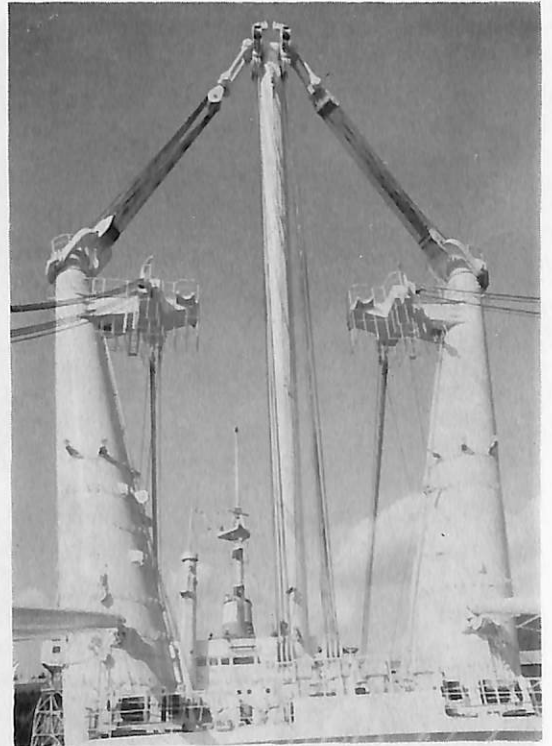
50 KVA, 400, 390, 380 V/220 V, 单相



航走中の大城



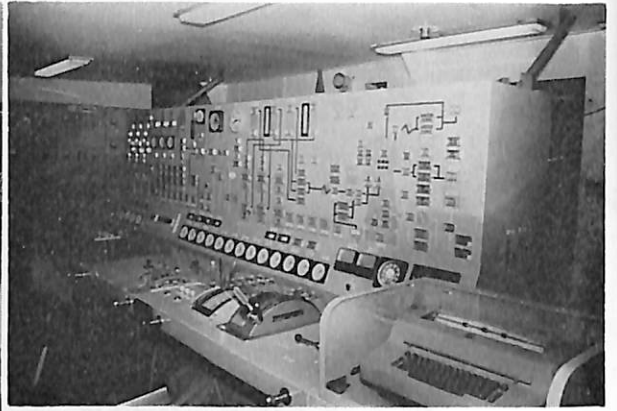
進水



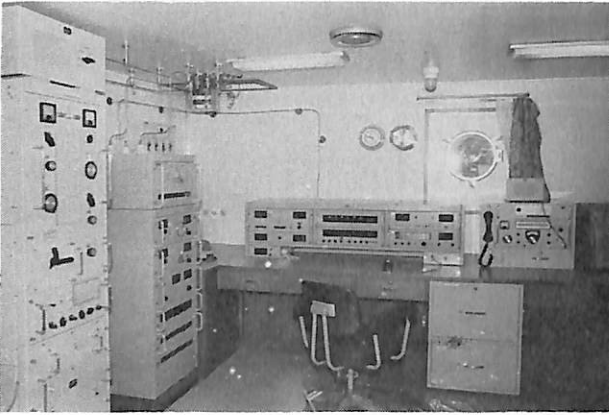
300トンデリック



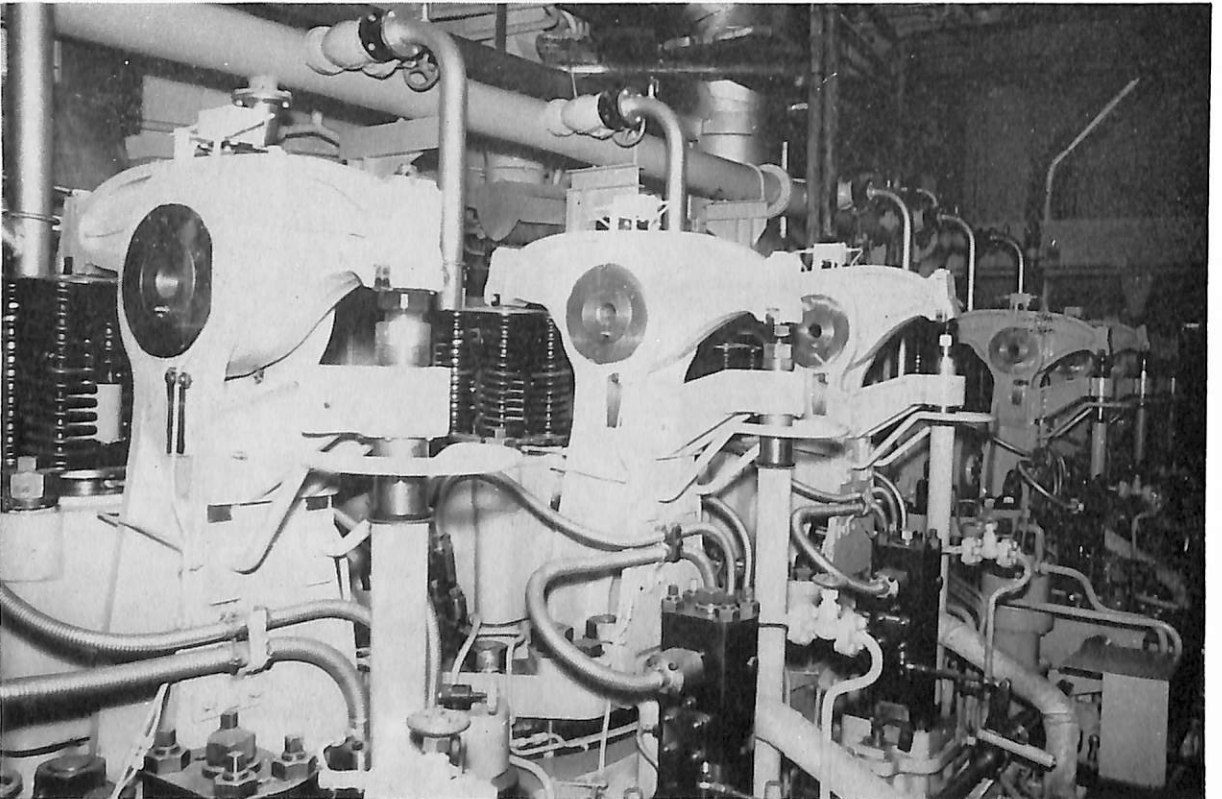
ブリッジ



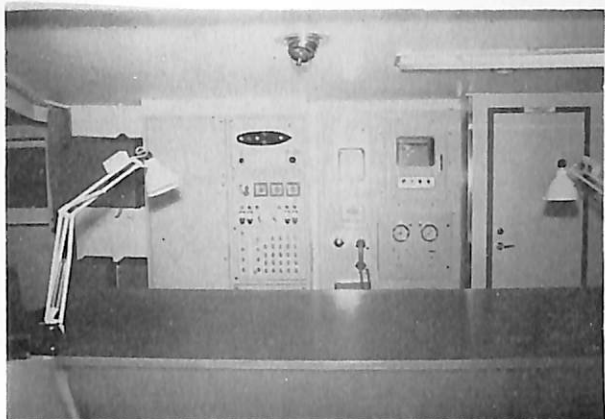
機関制御室



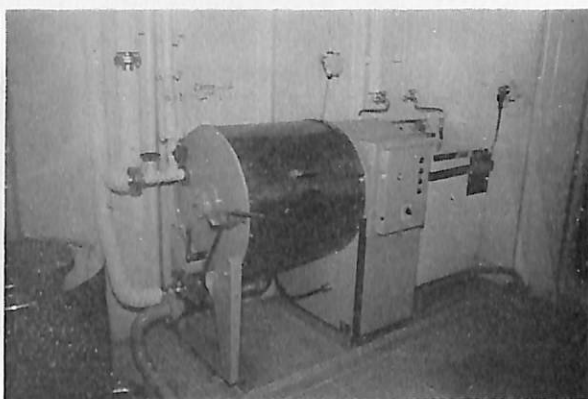
無線室



機関



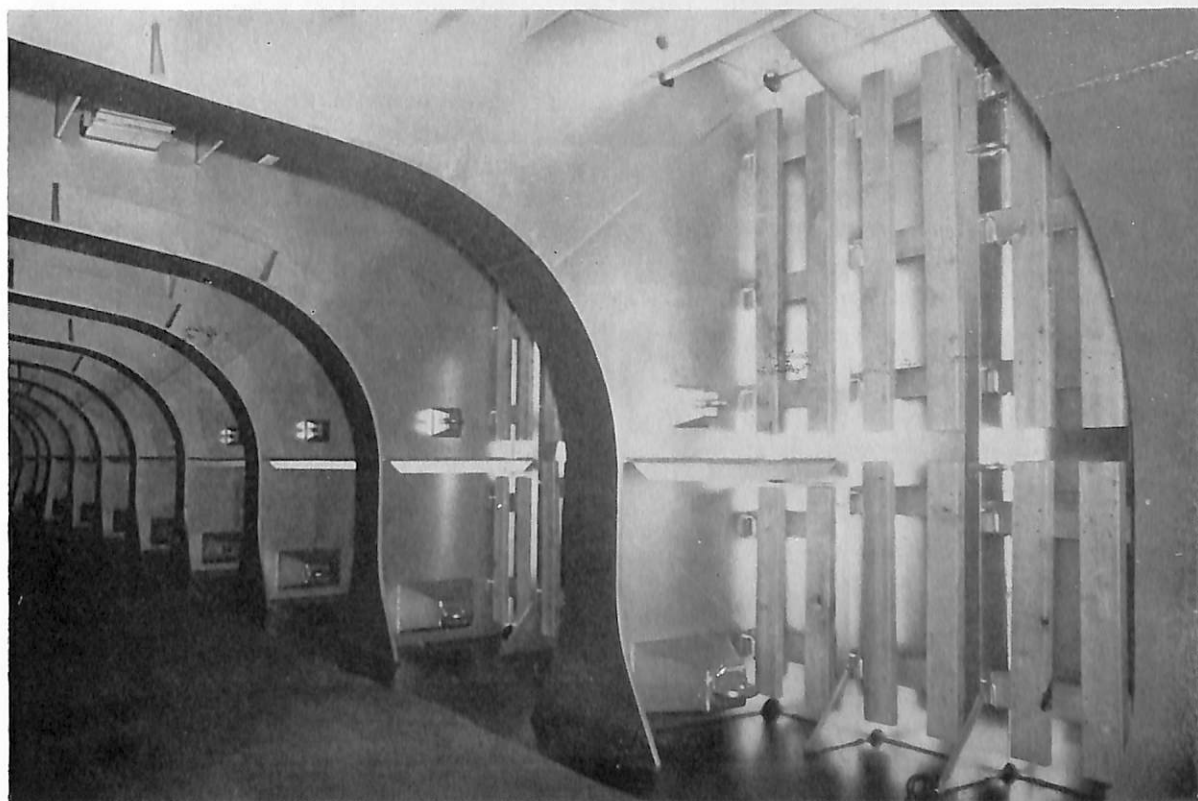
チロートルーム



ランドリー



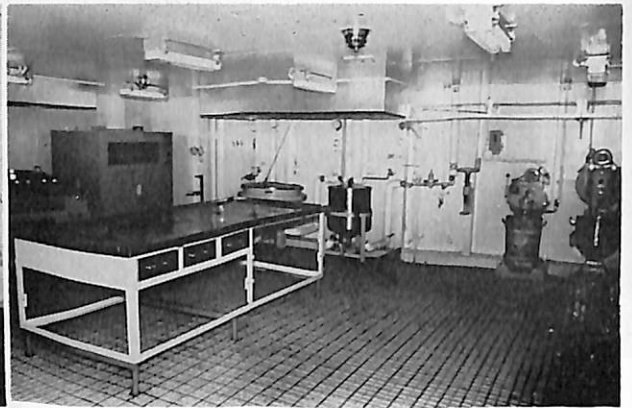
パントリー



船倉



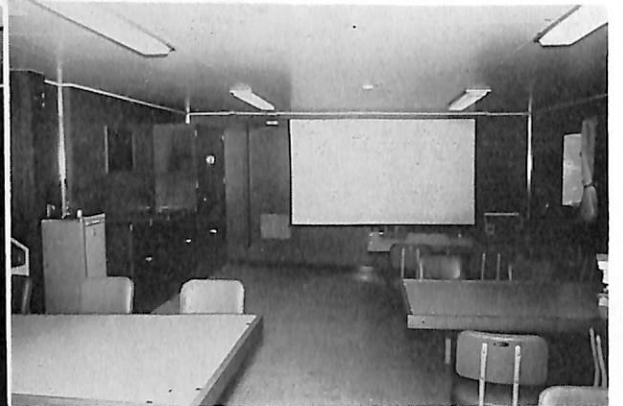
サロン



ギャレー



船員食堂



娯楽室



C/E Day Room



船員居室

4 台 (内 1 台は予備)	
非常用変圧器	
15 KVA, 400, 390, 380 V/220 V, 単相	
4 台 (内 1 台は予備)	
船首部用変圧器	
7 KVA, 400, 390, 380 V/220 V, 単相	
1 台	
蓄電池 (アルカリ式)	
自動化装置, 船内通信警報および蓄電池灯用	
DC 25.2 V, 200 AH	2 組
無線装置非常電源用	
DC 24 V, 95 AH	1 組
非常用発電機始動用	
DC 24 V, 190 AH	1 組
充放電盤 各用途別に 3 面充放電を装備し, 無線装置用は無線装置コンソールに組込んでいる。	
自動化装置関係用の充放電盤は浮動充電が可能である。	
船外給電箱 B 甲板に停泊中の陸上電源受電用として AC 400 V, 3φ, 50 Hz, 200 A	1 面

4.3 動力装置

原則として 5.5 KW 未満の電動機はかご形誘導電動機を, 5.5 KW 以上のものに対しては特殊かご形誘導電動機で, S 絶縁は E 種絶縁を使用している。

始動器は電動機の装備位置ごとにいくつかの集合始動器盤にまとめている。特に, 推進関係補機用始動器盤は 2 面にし, 主配電盤の両側に列盤として機関制御室に装備した。

4.4 照明装置

照明系統は一般照明回路, 非常照明回路および蓄電池回路の 3 系統からなっている。照明器具は蛍光灯の使用が不適当な場所を除いてすべて蛍光灯を採用している。また, 上甲板照明は水銀灯と白熱灯を併用して演色効果をあげている。荷役時の倉内照明用として 300 W 白熱防滴移動式灯具を各倉に装備している。

4.5 通信航海計測装置

自動交換電話装置 (ページング装置付)	
30 回線	1 式
共電式電話装置	
1:11 通話用	1 組
1:3 通話用	1 組
1:1 通話用	1 組
信号電鐘	
機関部員呼出し信号	1 組
機関室パトロール呼出し信号	1 組
エンジン・テレグラフおよびロガー	1 式
拡声装置 (船内, 船外および操船指令用)	1 式
ポータブルトランシーバ	3 台
空気気笛および蒸気気笛制御装置	1 式

操舵室内に装備の集合盤	
コマンドコンソール	1 面
コントロールスイッチパネル	1 面
ノウティカルインストールメントパネル	1 面
メジャリングインストールメントパネル	1 面

警報装置	
非常警報装置	1 式
糧食冷凍室信号用	1 式
CO ₂ 警報装置	1 式
火災警報装置 (機関室用)	1 式
火災警報装置 (居住区画用)	1 式
火災警報装置 (船内用)	1 式

計測装置	
主機回転計	1 式
舵角指示器	1 式
水晶時計	1 式

娯楽装置	
空中線共用装置	1 式
ビデオテープレコーダ装置	1 式
ラジオ受信機	2 台
テレビ受像機	4 台

航海計測装置	
転輪羅針儀	1 式
自動操舵装置	1 式
音響測深儀	1 式
圧力測程儀	1 式
レーダ装置	2 式
方位測定機	1 式
気象観写受信装置	1 式
オメガ受信機	1 台
電気式風信儀	1 式
デッカナビゲータ	1 台
パウテレビ装置	1 式

4.6 無線装置

第 1 送信機 (1.2 KW)	1 台
(中波, 中短波, 短波)	
第 2 送信機 (1.2 KW)	1 台
(中波, 中短波, 短波)	
つぎの機器はコンソール方式として一体にまとめた。	
75 W 補助送信機	1 台
全波受信機	2 台
自動電鍵装置	1 台
管制盤	1 式
自動緊急受信装置	1 式
無線用配電盤	1 式
第 2 受信機	1 台
VHF 国際無線電話装置	1 式
救命艇用携帯無線機	1 式

(完)

〔船舶編集室〕 本誌 Vol. 47, No. 1 に船舶技術研究所創立10周年記念「超高速船講演会」の講演論文2篇を掲載したが、引続き本号に3編の論文を掲載する。

新型式高速船舶について(1)

田 中 拓*

半 潜 水 船

1. はじめに

新型式船舶について明確な定義はできていないと思われるが、ここで用いている言葉としては通常の船である排水型水上船以外の船で、主に高速の海上輸送を目的としている船のすべてを含んでいると考えてよい。このような研究の底流にあるものは、将来、海上輸送の飛躍的な高速化を予測して、高速化の難しい在来船型に代つてより効率の高い大量な海上輸送の方法を考えようということで、広い意味で船型研究の一部となつている。

しかしながら、新型式船舶の研究に要望されているのは、推進性能等、部分的な最適化のみではなく、経済性の最良化である。船型を実用化するという見地からは、在来船型の研究でも新型式船でも基本は同じであるけれども、在来船の場合設計仕様に適合する船の形は経験上からは比較的狭い範囲内に限定されて、その中で推進性能を最良化することで設計の基本ができてくる。このような設計のプロセスは、造船、海運、港湾等の長年の変遷によつて培われ、流体力学上の知識によつて育てられたものであるが、そこでは積上げた技術の伝統が重要な役割をしている。新型式船舶の研究には、経済性の最良化と性能の改善を結びつける新たな道が必要になるが、この考え方が整っていないことが研究を困難なものとしている。

海上輸送の高速化を目的とした新型式船舶は、排水型の新型式船舶(潜水船、半潜水船等)と非排水型の新型式船舶(エアクッション船、水中翼船等)に分類して検討すれば、それぞれがもっている設計、研究の問題には共通性があるので全体を理解するのに都合がよい。船舶技術研究所では、将来の海運および造船技術の方向に見通しをもつ必要から、将来性のある代表的な新型式船舶として排水型のものから半潜水船を、非排水型の船からエアクッション船について研究を手掛けている。以下はこれらの概要を述べる前に、新型式の高速度船舶の理解に役立つことについて説明をしておきたいと思う。

*推進性能部特殊船型研究室長

2. 新型式船舶の研究

2-1 沿 革

在来船舶の高速化については、一般に知られているように二つの立場がある。その一つは、大西洋客船や大型軍艦の発達に見られるように速く航海することを重要な目的として造られている船については、船型の改良とともに主機出力の増加にのみ専念すればよい。他の一つは、海運事情や造船技術の兼ね合いから、経済性を高めるために高速化が要望される場合であるが、その歴史をたどつて見ると、ともに最良化された船舶でありながら、目的が異なることによつて図-1のように結果が違つている。説明するまでもなく、新型式船舶が目ざしているのは後者の立場である。

米国の Boericke⁴⁾ は、排水型水上船舶以外の船型の船を組織的に調べて、排水型水上船舶が本質的にもつている欠点を克服するためにはどのような船型がよいかという問題について研究した。もつとも Boericke 以来米国内で比較的熱心なのは、3,000トンで30ノット位の速力の船が多く、いわゆる大型貨物船の高速化とはいくぶん異なつているが、とにかく1959年に発表されたこの研究には、半潜水船等、今の新型式船舶研究のいくつかに端緒を見ることができる。

この研究の中で排水型水上船の欠点として考えたものは、高速化に伴う造波抵抗の壁と波浪中の船体運動の増

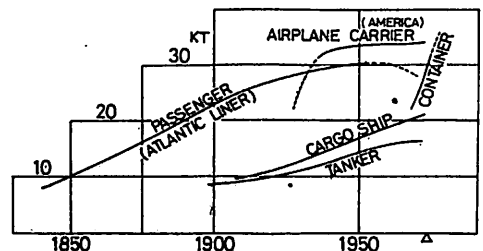


図-1 海上輸送の高速化の推移
(資料: 貨物船¹⁾, タンカー²⁾, 客船³⁾, 航空母艦⁵⁾)

加による耐航性能の劣化であった。ところがこれらの欠点、特に造波抵抗については、在来型の水陸船研究の中で著しい進歩が見られたので、新形式船舶研究の目標も時代とともに変わって来ている。たとえば1958年頃から約10年間、原子力全没型の潜水商船が盛んに研究された時があつた。船舶技術研究所でも潜水タンカーについて広範囲な性能および経済性の検討をおこなつたが、その中で当時多くの研究が推進性能の比較だけで、23ノット以上の高速なら造波抵抗のない潜水船が有利と考えていたのに対して、むしろ経済性改善の難しさから潜水タンカーは高速にむかないことを指摘したことがある。特に断るまでもなく、30ノット以上の大型コンテナ船が就航している今日でも、高速化のために潜水商船が計画された例を知らない、新形式船舶に期待された性能が在来船で達成されるようになったためと考えられる。

2-2 新形式船舶に要求される性能

一般的にいつて、排水型水上船（在来船）が使える速度および大きさで新形式船舶を実用化することは不可能と考えてよい。良く設計された在来型の高速船の造波抵抗は計画速度で全抵抗の20%前後で主要な抵抗成分となっていない。抵抗の主成分である粘性抵抗は有効な軽減法が考えられていないので、浸水表面積の少ない在来船は潜水船等にくらべて明らかに有利である。それだけでなく、排水型水上船の最大の特徴は、載荷重量に応じて喫水が変化するところにある。貨物が少なれば喫水が軽く無駄な馬力を消費しない在来船に対し、他の新形式船舶は、すべてこの喫水の自己調整機能とも呼ばれるものを犠牲にして、代りの機能を加えることによつて立場を得ようとしているわけであるが、満載状態でもバラスト状態でも同じ馬力で航海しなければならないことは経済性の劣化には大きな影響を与えるに違いない。

これらのことから、現在の排水型水上船と同じ航路を競合できる新形式船舶は原理的な意味で不可能だと思われる。したがつて、新形式船舶に要求される性能とは、排水型水上船が到達できないような場所および速さのことを考えなければならないであろう。場所としてはエアクッション船のもっている水陸両用を航走できる能力はこの実例であるが、もし、北極海の下を航行できる潜水商船ができるなら、日本と北極の距離は1/3位になつて、北極はパナマ、スエズに次ぐ海運の要衝になるに違いない。

高速化を目的とした新形式船舶を考えるならば、以下は、排水型水上船の高速化の限界を探ることが当面の問題となる。図-1にも見られるように、最近のコンテナ

船の高速化は目ざましいものがあり、平均して1年に1.3ノット位の割合で速くなつてはいるけれども、このままの勢いで高速化がすすむとは考えられないので、この限界について検討しなければならない。

海上輸送だけでなく陸運、航空を含めて、交通機関の速さと経済性の関係を比較するために、有効抗揚比 = $\frac{HP}{V \cdot d}$ (V: 速力, d: 排水重量) を用いる場合がある。速度ベースに各種の輸送機関の有効抗揚比を比較した図表を発表者の名をとつて Kármán-Gabrielli の線図の等と呼ばれており、種々の図表が発表されているが、最近では図-2に参考に掲げた赤木⁷⁾のものが詳しい。上記の係数を有効抗揚比と呼ぶのは、次の関係があるからで

$$K = \frac{HP}{V \cdot d} = \frac{1}{75 \eta_P} \cdot \frac{C_R}{C_L} \dots\dots\dots (1)$$

$$\eta_P = \frac{EHP}{SHP} \text{ (推進効率), } \frac{C_R}{C_L} \text{ (抗揚比)}$$

$$C_R = \frac{R}{\frac{1}{2} \rho V^2 S} \text{ (全抵抗係数)}$$

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho V^2 S} \text{ (揚力係数)}$$

ρ : 排水容積

排水型水上船の場合には書き換えて、

$$K = \frac{1}{75 \eta_P} F_n^2 \left(\frac{LPP}{\rho^{1/3}} \right) C_R \dots\dots\dots (2)$$

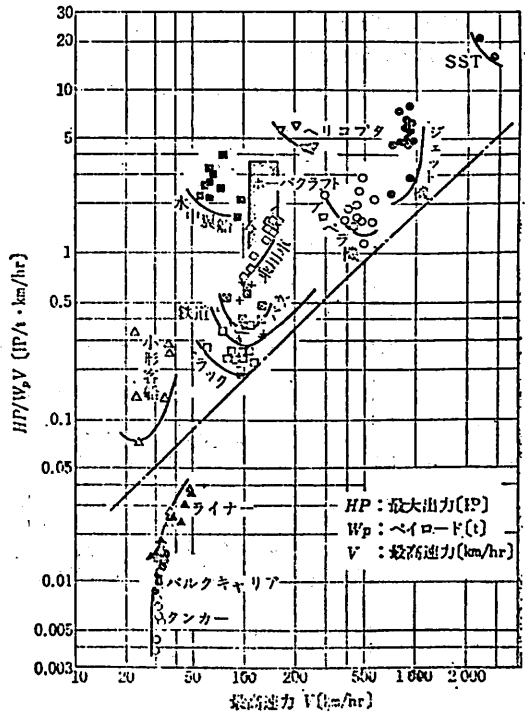


図-2 有効抗揚比の比較 (文献7) より転載

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{LPPg}} \quad (\text{Froude 数})$$

と書く方がわかりやすい。このような考え方のもとに船型に関して先駆的な仕事をしたのは、旋回の研究で有名な Davidson⁸⁾ で、新形式船舶については MIT の Mandel⁹⁾ の報告がある。図-2によると、排水型水上船は他の輸送機関とくらべて低速では桁違いに有効抗揚比が小さく、高い経済性が予測されるが、高速の水中翼船では10倍の速力をもつ航空機ほどの経済性を保つのが難しいことを示している。

このような有効抗揚比の考え方も排水型船に限れば、支配的な要素は排水量当りの抵抗が小さい船は経済性がよいことを示しているだけで、特別に新しい考え方を含んでいるわけではない。特に最近の大型船の精細に研ぎ上げた船型を評価する方法としては粗雑すぎるけれども、他に経済性と性能を結びつける方法がないので一応試みて見ることにする。なお、参考までに述べると、経済性研究の指標の一つである資本回収率(CRP)との対応は次のように見ることもできる。

$$CRF = a \frac{C.B. - H.B.}{\text{建造船価}} \\ = a \frac{\text{運賃収入} \left\{ 1 - \frac{(\text{航海経費} + \text{直・間接費})}{\text{運賃収入} + \text{運賃収入}} \right\}}{\text{建造船価}} \quad \dots\dots\dots(3)$$

C.B.; Charter Base

H.B.; Hire Base

a = 12 · DW (C.B., H.B. が単位 DW および月当りに換算されている場合の係数)

諸経費が0の理想的な場合を考えると { } 内は1に

なつて、運賃収入はすべて資本の回収に利用されることになり、{ } 内は資本回収の効率を示している。諸経費の内直・間接費の項を工学的性能から除外し、航海経費の内主役である燃費(残りは主に貨物費)に着目すると燃費/運賃収入は SHP/V·DW と比例の関係にあり、CRF 中の船舶の性能に関係ある主要な部分を有効抗揚比は表現していると考えてよいであろう。

図-3は1952年以来約20年間にわが国で竣工した貨物船、コンテナ船約250隻と日本原子力産業会議の作成した高速のコンテナ船¹⁰⁾の資料による有効抗揚比を示したものである。ただし、評価基準として有効抗揚比を見る場合できる限り定数化の方が比較しやすいので(2)式を換えて次の形を用いた。

$$J = \frac{K}{Fn^2} = \frac{1}{75 \cdot \eta_P} \cdot \left(\frac{LPP}{P^{1/3}} \right) \cdot CR \quad \dots\dots\dots(4)$$

図-3の全体的な傾向としては、低速では Froude 数に関係なく一定で高速では増加する方向にある。また、この図からわかることは小型船(LPP < 100 m)はJが大きく、原子力産業会議のデータも試設計資料であるため船型開発が十分でなく、ともに経済性が悪い。図-4をさらに低速側に伸してタンカーについて調べると J = 0.6 位ではほぼ一定値となる。これらの詳細については文献11)によつて頂きたい。

この有効抗揚比(J)は(1)式に由来し、排水量が基準になつているが、経済性の検討で意味のある重量は載貨重量, dead weight であるから(1)式を書き換えて

$$M = \frac{HP}{V \cdot DW} = \frac{1}{75 \cdot \eta_P \cdot \eta_{DW}} \cdot \frac{CR}{CL} \quad \dots\dots\dots(5)$$

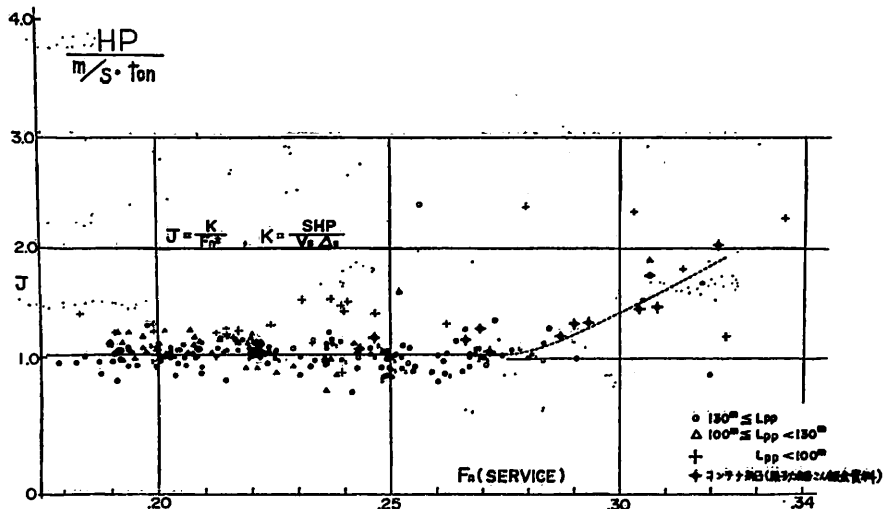


図-3 排水型水上船の高速化に伴う有効抗揚比(J値)の変化(貨物、コンテナ船)

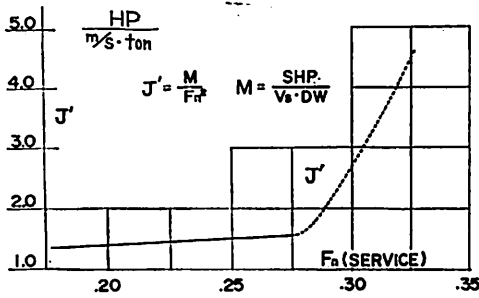


図-4 排水型水上船の高速化に伴う有効抗揚比 (J' 値) の変化 (貨物, コンテナ船)

$$\eta_{DW} = \frac{DW}{A}$$

とし, (4) 式にならつて,

$$J' = \frac{M}{Fn^2} = \frac{1}{75 \cdot \eta_P \cdot \eta_{DW}} \cdot \left(\frac{L_{PP}}{P^{1/3}} \right) \cdot C_R \dots (6)$$

を定義して, 同様な図表を書くと図-4 のようになる。この図は, 図-3 の平均線および $Fn - \eta_{DW}$ 図¹¹⁾ の平均線から作つたもので, 高速側 $Fn=0.27$ からの急激な立上り (経済性の劣化) は比較的少ないデータから引かれたため点線にしてあるが, 最近のコンテナ船の実績によると, 立上りはやや高速寄りになる傾向にある。

以上に述べたことは, 高速側では十分な資料に基づいてはいえないが, 排水型水上船の高速化がすすむといずれかの Froude 数以上では経済性の劣化が避けられないことを示している。もつとも在来船型の高速度の限度を定めるものとして, 1.9-1 でも説明されているように, 主機出力の上限が重要な意味をもってくるかも

知れない。主機出力の上限を定めて高速化するには船体を小型化することになるから, この場合も J' は大きくなってくる。

したがつて, 新形式船舶の性能としては, 計画 Froude 数において J' が在来型船と同等以下にしなければならないことになる。そのためには, やはり在来型船の J' がかなり大きくなるような高速以上で使える新形式船舶を目標とすることになるだろう。

2-3 新形式船舶の種類

最初に述べたように, 新形式船舶は排水型のものと同形式のものに分けて考えるのが便利であるが, 広義の船型を分類して表-1 に示す。

先に説明したことに関連して述べれば, 排水型のものには在来船と同様な意味で高速化に限度があるので, 半潜水船等は排水型水上船に可能な速度の上限以上をカバーするものとなる。このことには別の意味もあつて, 海運では荷役の方法, 港湾のシステムに関して急激な変化を伴うものは多額の資本を必要とするので適当でない。したがつて, 可能な限り従来の慣習, 施設と同様なものを使えるものがよく, このような意味での連続性は極めて重要なファクタであるが, このためには, 排水型の新形式船舶を在来船速度の上限で計画することには意味がある。

エアクション船のような非排水型の新形式船舶の立場は異なっている。これらは Froude 数が 1 以上の高速が容易に得られる半面, 抗揚比が悪いために在来船に比べて小型になる傾向がある。したがつて, 上に述べた在来海運方式との連続性は考慮することは不可能なの

表-1 船型の分類

揚力 (浮力) の調整				σ_c と feasibility の関係	船型
方	式	機 構			
Static	$A = LF$ ($W = A$) 排水型船舶	自然に備わっている (浮力)		σ_c と無関係	排水型水上船
		浮力の調整 機構を付加する必要がある (ballast tank)			σ_c は重い方がよい (DW の不足を ballast で補う)
Dynamic	$W = LF$ ($W \neq A$) 非排水型船舶	機械的な Lift 発生機構をもつ 必要がある	Ground effect	σ_c は軽い方がよい	エアクション船
			Hydro-foil		水中翼船

A ; displacement weight
 DW ; dead weight

LF ; lifting force
 σ_c ; cargo density

W ; total weight

で、むしろ在来船との関連を無視して新しい海上輸送のシステムを考え、陸運および航空を含めて全交通の一環として、それ自身の mission を開発しなければならない難しさがある。

3. 半潜水船

3-1 半潜水船の計画

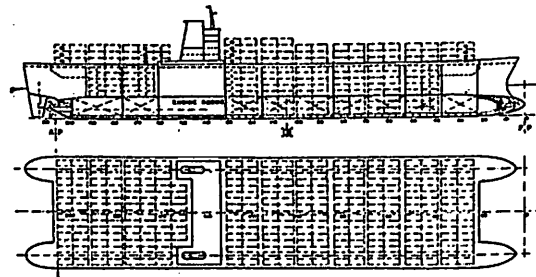
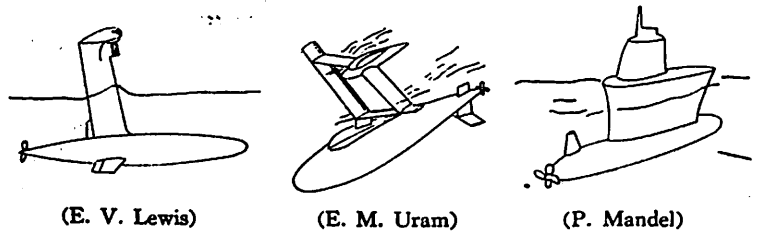
半潜水船は図-5にいくつかの計画例が見られるように、水面下に主船体、水面上に貨物甲板または居住室等をもち、その間を水線面積の小さな船体（ストラット）でつないだ形のものが多いが、最良の船型として定評のあるものはない。いずれにしても、半潜水船は、排水型水上船と潜水船のハイブリッドな船型であるから、両者の長所を生かし欠点を補い合うような設計がよい。

全没の潜水船は、造波抵抗がなく、海洋波の影響を受けず、水圧によつてプロペラキャビテーションの発生が防げる等の特徴がある。欠点としては積載量や海水比重に応じた重量調整を要し、潜航深度調整、荷役、航海法等に在来船と異なることが多い。半潜水船の一般的な性質としては、同様に造波抵抗が少なく、耐航性がよく、キャビテーションが起きにくく、さらにストラットがあるため、若干の浮力調整が期待できて安定性の問題も考えやすくなる。新形式船舶の中で半潜水船は荷役等に関し現在の海運システムに準拠するところが多く、総合して実用性が高い。一方、欠点としては、排水型水上船に比べて浸水表面積が大きく、ストラット、水平舵等在来船にない副部があるので粘性抵抗が増加し、また重量調整タンクのために主船体が大きくなる傾向があり、これによる抵抗の増加も考えなければならない。

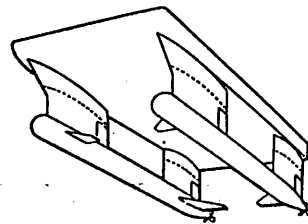
以上のことを検討しながら、これまでに各種の半潜水船船型が提案されたが、いずれも研究の域をでていない。現在でも高速の半潜水船を目標とし、具体的な船型を掲げて長期の研究を続けているグループに、米国の NSRD その他でおこなわれている研究^{12)~17)}と船舶技術研究所等で1970年以來実施中のもの^{11) 18)}とがある。

船舶技術研究所で研究中の船型は、主船体に扁平没水体（flat submerged body）を使用していることを特色にしている。これによつて、喫水が深くなりやすい半潜水船の欠点が解けるだけでなく、没水部が薄いことによつて次の利点を得ることができる。

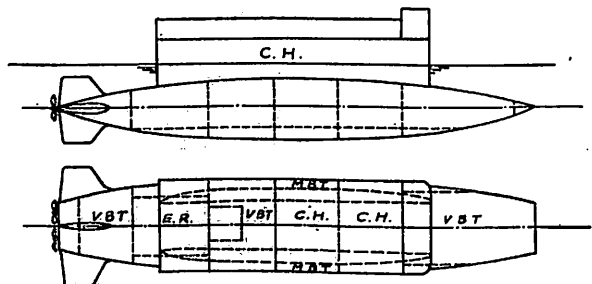
厚みの薄い扁平没水体（図-6参照）では、幅を広く



a) Semi-Submerged Platform Containership (E.K. HACISKY)¹⁶⁾



b) S³ Semi-Submerged Ship (T.G. Lang)¹⁴⁾



c) 扁平没水体による半潜水コンテナ船 (田中, 黒川)

図-5 半潜水船計画例

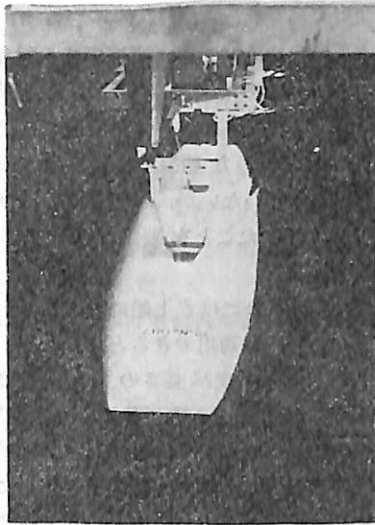
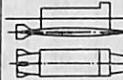
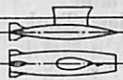



図-6 扁平没水体 (曳航試験)

とることが直接には造波抵抗係数を増加させる原因とならない利点がある。正確な表現ではないが、幅の増加は、幅のせまい排水型水上船で喫水の増加に対応しているといえる。したがって、実用の船型の設計に当つて船内配置上必要な船幅をもたせることができ、多軸のプロペラ配置にも困難がない。また、在来型の高速船型が造波抵抗減少のために船首前部を細くし、船尾はプロペラ軸配置のため複雑な形状となるのに比べて、この船の主船体は単純な船型が使用できる。さらに没水体は浸水表面積の少ない回転体型のものが抵抗が少ないと考えられているが、没水深度が浅い場合には、後に述べるように船体周りの流れの上下非対称性に基づく渦抵抗が大きく、これの発生を防ぐためには扁平体の方がすぐれている。このことは、また別の見方をすると、扁平体の方が浅い深度で使用できて、ストラットの抵抗減少に役立てることができる。

扁平没水体を主船体として、ストラット、貨物甲板居住室等の最適な構成を考えるために、表-2に示すような原子力を用いた半潜水コンテナ船3種を検討した。それらは、(1) 主船体1個で、コンテナ甲板を支えるストラットが1対ある船型 (Monohull Twin Struts), (2) 主船体の中にコンテナをすべて収納する船型 (Monohull), (3) 主船体を2個としたカタマラン型のもの (Catamaran) であるが、結果的には、(1) のものが排水量、馬力ともに少なく、これらを(1)の船型に対する比で示した。ただし、この計算は、D.W. 20,300トン、速力25ノット、深度0.088 LPP (1)型の船長は211m) が基準になつている。さらに大型、高速のもの

表-2 船体構成の違いによる排水量等の比較 (Monohull Twin Struts に対する比で示す)

TYPE	MONOHULL TWIN STRUTS	MONOHULL	CATAMARAN
			
L	1.0	1.24	1.20
L/B	1.0	1.00	2.00 (FOR DEMIHULL)
FULL DISP	1.0	1.73	1.04
HULL WEIGHT	1.0	1.02	1.54
SHP	1.0	1.37	1.42

についても検討しているが、船型相互の優劣を変えることはなかつたので、主たる研究対象を(1)の船型に限定しており、この例を図-5に示す。

半潜水船は、浸水表面積が大きいから、推進性能の改善には、船体を小さく設計することが重要であるけれども、載貨重量に係わらず一定の喫水で航走するために必要な調整タンクはかなりの量となり、設計上重要な問題となる。喫水の調整には2種類あつて、(1) 浅い港に入港する場合や繁急の場合等に主船体上面まで浮上できるように考える、(2) 積載量の変化、海水温度・比重の変化に対して定喫水を保つように考える等、である。潜水艦設計の経験を用いると、(1)は Main Ballast Tank (MBT), (2)は Variable Ballast Tank (VBT) によるのがよいと思われる。しかし沖荷役が可能な場合、港湾の水深が十分深く、岸壁クレーン等が大きな喫水変化に耐えられる場合等、MBT, VBTは設備しなくてもよい場合もあるので、Monohull Twin Strutsの船型に対してこれらの影響を調べた結果を表-3に示した。

表-3は、MBT, VBTの両方を設備した場合(A船)を基準に、MBT, VBTを省略した効果をA船の比で示してある。A船は、表-2のものと同じで喫水は、航走時32.7m、接岸時24.3mとなつているが、結果的にはMBT, VBTの効果は予測したほど大きなものではなかつた。

米国の半潜水船研究は歴史が古く、質量ともかなりのものとなつており、提案された船型の数も多い。しかしこれらは、著者等が目的としている大量な海上輸送の高速化というより、排水量3,000トン位の中型船の高速運航時における耐航性および推進性能の改善、船内スペースを増加できる高速船等に主眼をおいたものが多い

表-3 喫水調整タンクの違いによる排水量等の比較 (A の船型に対する比で示す)

		A	B	C	D
設計条件	Main Ballast Tank	有	有	無	無
	Variable Ballast Tank	有	無	有	無
船体機能	Full Load で主船体上面まで浮上すること	可	可	不可	不可
	積載量による喫水変化	不変	変化	不変	変化
主要目比較	L	1.0	0.97	0.99	0.93
	d _{Full} (航走)	1.0	0.97	0.99	0.93
	d _{Full} (接岸)	1.0	0.97	1.34	1.25
	Full Displacement	1.0	0.88	0.96	0.78
	SHP	1.0	0.94	0.98	0.87

が、将来は大型船の研究も計画されている。米国での研究は、1967年頃から盛んになり、各種の研究グループが輩出して、それぞれが Semi-Submerged Platform (SSP), Semi-Submerged Ship (S^s), Modified Catamaran (MODCAT), Sea-Sulky あるいは TRISEC 等と名付けて特長を競っている。しかし Leopold 等¹⁷⁾が述べているように、水線面積の小さな半潜水型の多胴船型 (LWP multi-hull ship) を用いている点で原理的に大差はない。最近では排水量 200 トン、長さ 80 フィートの SSP の建造計画が進んでおり、効果が期待される。

3-2 半潜水船の性能

半潜水船の性能については、未解決な分野が多過ぎてこの船型の将来の見通しを得るための報告としては、現状で性急な結果を説明するのは適当でないと思われる。研究の方向としては、米国でおこなわれているように、半潜水船を水上船と考慮して、Low-Waterplane-Area Ship の性質を研究する方法と、著者等が考えているように、これを没水体の一種と考慮して、shallow-running submerged body の性質から調べる方法がある。特に主船体に扁平没水体を用いる場合、水面近くを航走する扁平没水体の性質は支配的

な要素になるであろう。

扁平没水体の研究に関して、当面研究の対象としている船型は、深さ/長さ比が10%前後、没水深度が長さの10%前後で幅は深さの2~3倍程度のものである(図-6参照)。このような船型の性質については、理論的な考え方が整っていないが、水槽試験、風洞試験を通して窺うことができたことを整理すると次のようになる。

没水深度が深い場合には水上船における薄い船の考え方 (INUID 分布) が適用できると思われる。大まかな見当としては、没水深度が長さの15% (深さの1.5倍位) より深ければ Froude 数 (F_n) > 0.35 で、造波抵抗、揚力、縦揺れモーメント等の性質は比較的単純と考えてよい。したがって、上下対称船型の場合には、幾何学的な対称面に適当な吹出し分布を考えればよく、このような船型からは例えば波は船首尾からだけでなく、両舷側からも理論上は発生するといった性質を見ることができる。

しかし、浅い深度では、船体周りの流れは上下非対称となつて幾何学的対称面は流力的対称面でなくなるので、簡単には問題を片付けることができなくなる。一例として図-7に、長さ 3.5 m、幅/長さ比 0.196、深さ/長さ比 0.123、 $C_p = 0.67$ の扁平没水体の抵抗試験および抵抗成分の分離計測の結果を示した。この図には3種の没水深度について試験結果が示してあるが、このうち

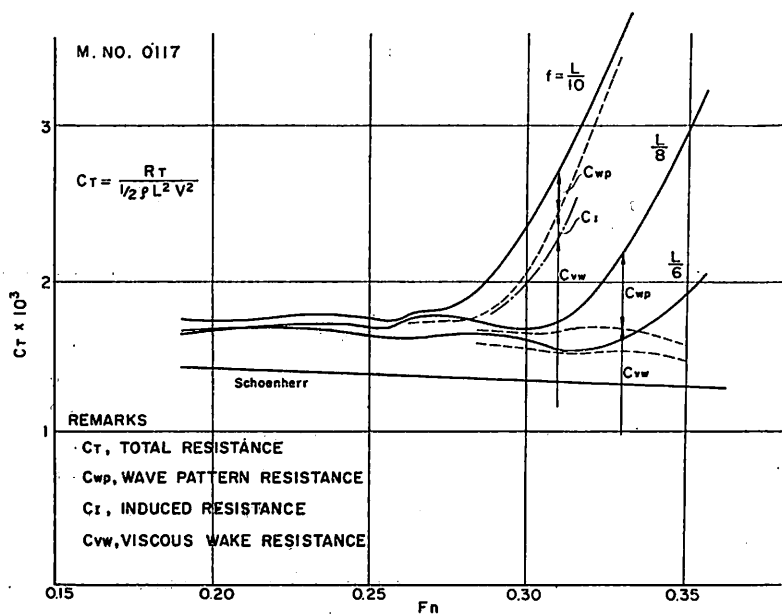


図-7 扁平没水体の抵抗成分

最も浅い深度の $f' = \frac{L}{10}$ のものについて考えると、抵抗成分の内造波抵抗に係るものは意外に少なく、高速 ($Fr > 0.28$) における抵抗の立上りは主に粘性抵抗に由来しており、一部誘導抵抗を含んでいることがわかる。この粘性抵抗が急増する原因は、流れが上下非対称であるために生じる船尾渦によるものであり、船尾渦を計測した実例の渦度分布を図-8に、この渦度分布によつて生ずる流れを図-9に示した。

このような浅深度における抵抗増加を防ぐには、船体

周りの流れを均一化し、船尾渦の発生を防ぐことが重要である。このために水面を固定壁で近似し、図-7 $f' = \frac{L}{10}$ と同様の条件で流線追跡して求めた非対称船型¹⁸⁾の抵抗試験をおこない、造波抵抗係数 (Schoenherr 基準) を比の形で比較したものを図-10に示した。この造波抵抗係数 (C_w) は、図-7の波形解析で得られるもの (C_{wp}) と異なり、渦抵抗を含んでいるが、図-10で非対称模型の C_w が半分以下になっているのは渦抵抗の減少を示している。同様に非対称模型では、揚力等の発

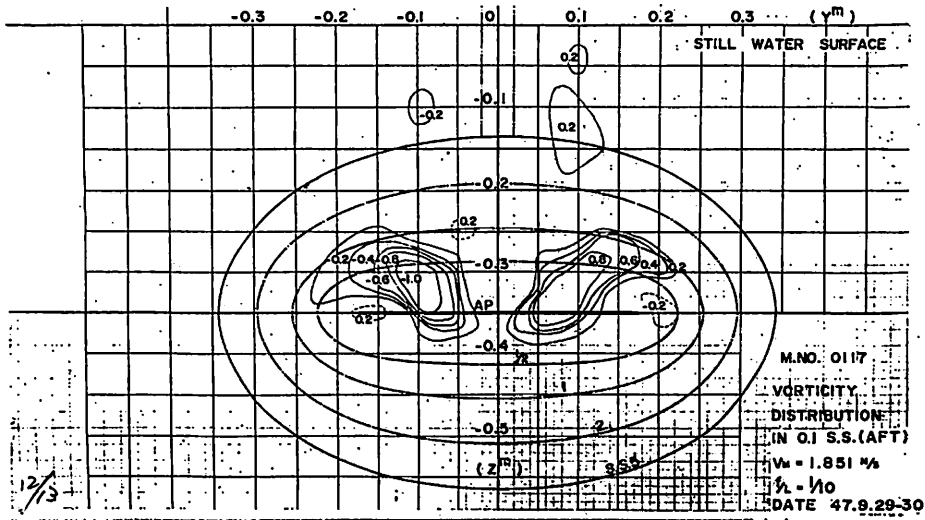


図-8 扁平没水体に生じる船尾渦 (渦度 R.P.S.)

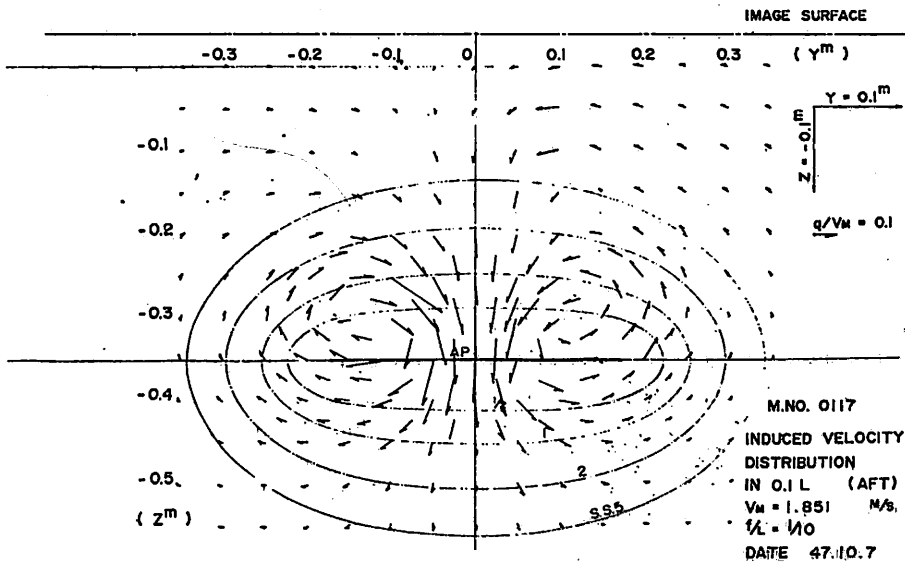


図-9 扁平没水体に生じる船尾渦 (流線)

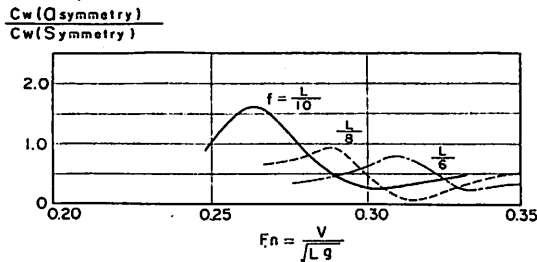


図-10 扁平没水体の非対称化による C_w (抵抗試験による造波抵抗係数) の減少

生も少ない。

このように半潜水船の実用深度における主船体の抵抗の性質は複雑でこの他にストラット等が加われば、また一層の研究を積む必要ができてくる。しかし、多少楽観的な見方を加えれば将来は、波なしおよび渦なし船型を実用レベルで計算することは可能で、高速では排水型水上船より高能率な船型を生む可能性があると考えてよいであろう。

しかし、実用の半潜水船型を生むには当然のことながら推進の問題、耐航性等を考えなければならないが、これらについては米国の研究に多くの成果がある。半没水体の波浪中運動性能がよいことは一般にも知られているが、Lang¹⁸⁾によると Catamaran 型半潜水船の場合追波を除き船体運動は速度の全域で在来船型の半分以下であるが、これに制御フィンを用いると追波中の運動も 1/10 位になることが報告されている。

おわりに

船舶はその関与している社会の広がりが大きく、それぞれ巨大な資本を要しているために、改革に必要な努力も大きい。その意味では、この研究はまだ入口にあつて、半潜水船の将来を占うには余りにも性急に過ぎるであろう。しかし、米国でもいわれているように、もし、大量の海上貨物輸送によりよい道が求められるならば半潜水船が最良の方法と考えてよいと思われる。

本研究は、船舶技術研究所の特定研究「原子力半潜水船の推進性能の研究」として実施されているもので、半潜水船の試設計に関する資料は、川崎重工業(株)との共同研究により作成されたものである。

参考文献

1) Edward V. Lewis: Research Toward More Efficient Transportation by sea, T. SNAME Vol. 69 (1961)

2) 野間 恒: キュナード客船盛衰史, 世界の艦船 No. 178 (1972)

3) 朝日新聞社, 世界の船. '72 特集世界の航空母艦 (1972)

4) Harold Boëricke: Unusual Displacement Hull Forms for Higher Speed, ISP Vol. 1.6 No. 58 (1959)

5) 黒田七郎, 田中 拓, 上田隆康, 隆杉憲行: 潜水タンカーの経済性に関する研究, 船論第 117 号 (1965)

6) T. Von Kármán and G. Gabrielli: What Price Speed? Mech. Eng. 72, 775, (1950)

7) 赤木新介: 交通機関論, コロナ社, 機械工学大系 51 (1971)

8) Kenneth S.M. Davidson: Ships, Schiffstechnik Bd. 4, Heft 24 (1957)

9) Philip Mandel: A Comparative Evaluation of Novel Ship Types, T. SNAME Vol. 70 (1962)

10) 原子力船懇談会: 原子力船の実用化, 海運 4 月号 (1969)

11) 田中 拓, 高橋桂一: 船舶の高速化に伴う船型の推移, 造船学会誌第 521 号 (1972)

12) P.C. Pien and C.M. Lee: Motion and Resistance of a Low-Waterplane-Area Catamaran, 9th Symposium on Naval Hydrodynamics (1972)

13) Thomas G. Lang: Hydrodynamic Design of an S³ Semisubmerged Ship, 9th Symposium on Naval Hydrodynamics (1972)

14) T.G. Lang and D.T. Higdon: S³ Semisubmerged Ship Concept and Dynamic Characteristics, AIAA/SNAME/USN Advanced Marine Vehicles Meeting Annapolis (1972)

15) Nils Salvesen: A Note on Seakeeping Characteristics of Small-Waterplane-Area-Twin-Hull Ships, AIAA/SNAME/USN Advanced Marine Vehicles Meeting Annapolis (1972)

16) E.K. Haciski and R.A. Weibel; Semi-Submerged Platform Stability in Comparison with Conventional and Catamaran Containership Hull Forms, AIAA/SNAME/USN Advanced Marine Vehicles Meeting Annapolis (1972)

17) R. Leopold, R.S. Johnson, J.B. Hadler and P. Genalis: The Low Water Plane Multi-Hull Ship Principles, Status, and Plans for Naval Development, AIAA/SNAME/USN Advanced Marine Vehicles Meeting Annapolis (1972)

18) 田中 拓, 北川弘光, 隆杉憲行他: 半潜水船の船型に関する研究 (その 1), 第 20 回船研研究発表会講演概要 (1972)

新形式高速船舶について (2)

エア ク ッ シ ョ ン 船

村 尾 麟 一*

1. ACV の 現 状

1953年に英国において発明されたホーバークラフトは、いわゆるエアクッションを利用して浮上し、時速50ktで航行する高速海上輸送機関として近年実用化がすすめられている。わが国においても現在50人乗艇が国鉄の宇高航路をはじめ5航路に8隻就航しており、最近では155人乗の中型艇が完成したことはよく知られている。

エアクッションを利用する乗物 (ACV) には、軌道用ホーバートレノ、重量物運搬用プラットフォーム、レジャー用など他の用途も開拓されつつあるが、ここでは船舶用に限定して取扱うものとする。

ここで ACV あるいはエアクッション船という呼称を用いるが、ホーバークラフトと特に厳密に区別しているわけではなく、船舶用 ACV の大型のものをエアクッション船という程度の意味である。

ACV は排水量型船舶と比べて次の点に特徴がある。

1) 滑走によって造波抵抗の減少をはかる構想であ

る。

2) 滑走時に横滑りしやすく、また風の影響を受けやすい。

3) 水と空気力の両方の干渉を受け、抵抗、揚力の要因が複雑である。

現在、船用 ACV として開発途上の型式を図-1に、また代表的なものの主要目を表-1に示す。

図-1において浮揚方式で分けると全周スカートをつけたものと、スカートは前後だけに用い両側を双胴船のように水に接触させた側壁型がある。側壁型は前後のスカートからだけしか空気漏洩がないので、空気消費量が全周スカートに比べて1/3程度に節約される。

推進方式で区別すると空中プロペラ、エアジェット、水中プロペラ、水ジェットがあり水中プロペラにはプロペラを半分水上に出して回転する半没プロペラ (Surface Propeller) が含まれている。空中プロペラは効率が優れているが直径が大きく、大動力の吸収に限界がある。通常的水中プロペラは低速では効率がよいが高速でキャビテーションによる限界があり、かつ支持部の抵抗が大きい。エアジェットはファンを浮上用のものと共用

* 機関開発部長

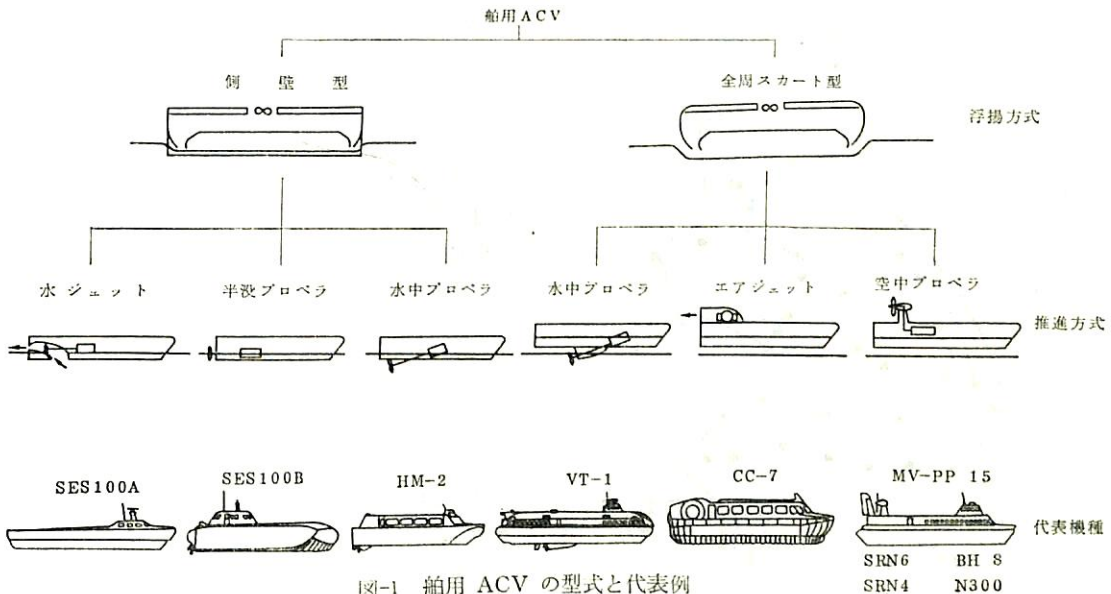


図-1 船用 ACV の型式と代表例

表-1 船用ACV主要目

国名	形式	製造者	要 目				備 考	
			全長 m	全備重量 t	パイロード	最高速 kt		
英	SR-N6	BHC	14.8	9.1	38席	60	(GT)R.R.Gnome 900PS×1	
	SR-N4	"	39.7	177	254席 +30車	70	(GT)R.R.Proteus 3400PS×4	
	BH7	"	23.8	48	15t	65	(GT)R.R.Proteus 3400PS×1	
	VT1	VOSPER	29.1	76	146席 +10車	48	(GT)Lycoring TF20 2000PS×2	
	CC7	C.C.	7.5	3	8席	40	(GT)P&W ST6K-70 510PS×1	
	HM2	HOVER MARINE	15.5	19	60席	35	(D) VTS-370M 320PS×2 Cummins V6-215M185PS×1	
米	SES-100A	AERO-JET GENERAL	24.9	100	10t	80	(GT)Lycoring TF35 2800PS×4	傾壁型実験艇
	SES-100B	BELL	25.6	100	10t	80	(GT)P & W FT12 4000PS×2	傾壁型実験艇
日	MV-PP5	三井造船	16.0	14	52席	55	(GT)IHI IM-100 1050PS×1	
	MV-PP15	"	24.7	50	155席	65	(GT)Lycoring TF25 1950PS×2	
仏	N102	SEDAM	10.2	4.1	1t	60	(GT)Turbomeca Astouette 400PS×1	
	N300	"	24.0	30	90席	60	(GT)Turbomeca Turmo 1500PS×2 111-D3	
カナダ	7380	BELL	19.7	37.7	22.2t	48	(GT)P & W ST6 1300PS×2	荷物運搬用
ソ連	Skate	KRASNOYE SORMOVO	20.6	27	50席	50	(GT)TVDI0 780PS×3	
	Sormovich	KRASNOYE SORMOVO	29.2	30	42席	75	(GT)Ivchenko AI-24 2500PS×1	

(GT)ガスタービン (D)ディーゼル機関

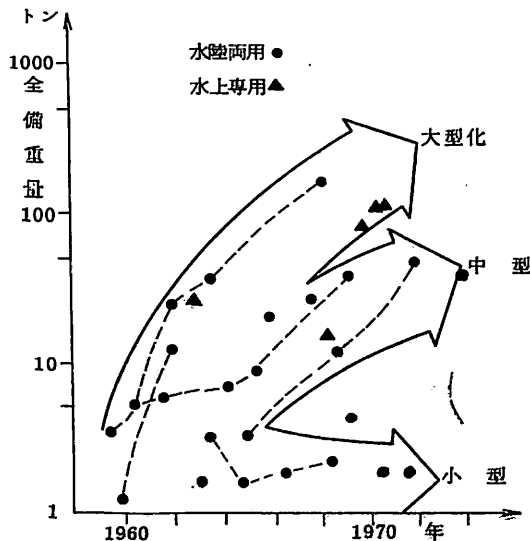


図-2 船用ACVの発達

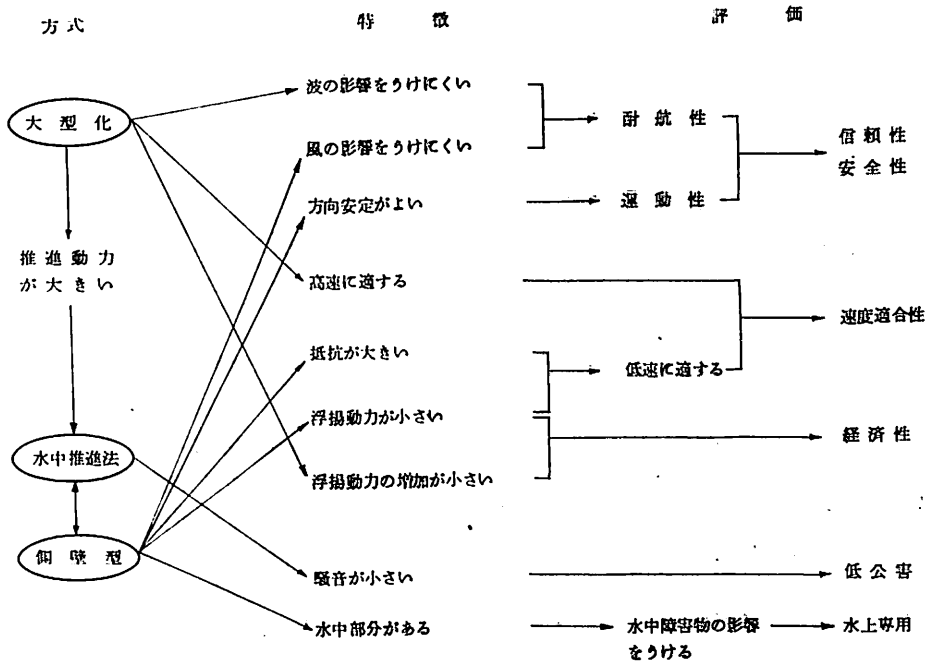
できるため動力・伝達系が単純化されるので比較的小型のものに適しているが推進効率が低い。水ジェットはACVに対する実績が少ないが、大型高速化に対する適性に興味もたれる。

2. ACVの大型化

現在までの船用ACVの発達を図-2に示す。便宜的に小型(10人乗以下)、中型(50~150人乗程度)、大型(それ以上)と大別すると、全体としてこの三つの方向を指向しているように見える。このうちで小型はいわば水上タクシーあるいは自家用車のな用途、中型は海上バスないし小型フェリー、大型は旅客船、カーフェリー、コンテナ船を旨としたものと考えられよう。点線は同一メーカーの開発過程を示しているが、中型もなお大型化の傾向を残しているようである。

船用ACVは大型化によって明らかに耐航性を向上させるるので、就航率の改善をはかることができよう。また、ACVはエアクション全体で船体を支持するため大型化に際して水中翼船にみられるような構造強度的制約が少ないと考えられる。しかしながら大型化に伴つ

表-2 側壁型エアクッション船の特徴



て当然、所要動力が増大するので、従来の空中プロペラ方式には寸法的に限界があると思われる。すなわち、ACV用プロペラは航空用と比べて低速航行に適合させ、かつスプレイに対する耐食性、騒音が考慮されるので低回転数、大直径となる。現在180tのホーバークラフトの推進用空中プロペラとしてすでに世界最大の直径のもの4基が使用されていることを考えると、大型化に際しては水中推進の採用が不可欠となるであろう。

船舶用ACVは大型化によって有効抗揚比(P/WV)の面でも有利となる可能性がある。(P:搭載動力, W:全備重量, V:速力)すなわち海面状態が同一の場合には大型化によって相対的にホバー間隙、あるいは側壁部吃水を小さく設計しうるので、浮揚動力および側壁の

抵抗を相対的に減少させることが期待される。また大型化に際してもフルード数 F_n を一定に保つような相似条件を想定すると対応する速力は増大する。したがって側壁型ACVを水中推進によって大型化すると表-2に示すように耐航性、運動性、経済性を向上し、側壁による抵抗増加にもかかわらず高速に対する不適性を補って有利な速度範囲を高速側に広げることが期待できよう。

3. 側壁型エアクッション船の研究課題

3-1 側壁型ACVの抵抗分離



ACVは図-3のように水と空気による複雑な力をうけるので、模型実験によって実機の性能を推定するためにはその要因の分析と分離を行ない、各要因に対

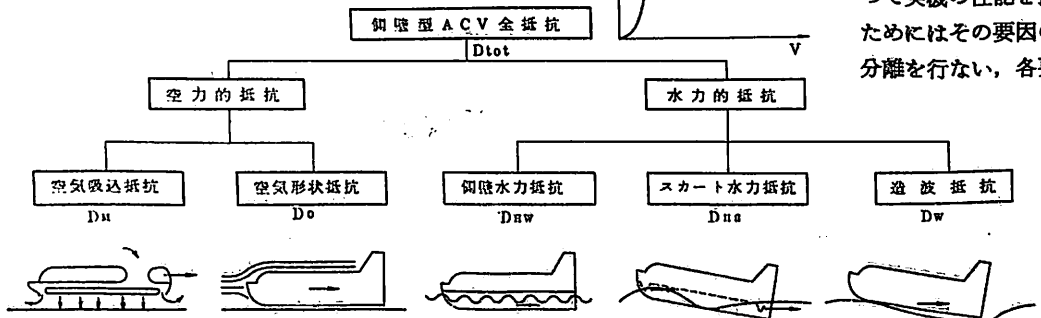


図-3 側壁型ACVの抵抗要因

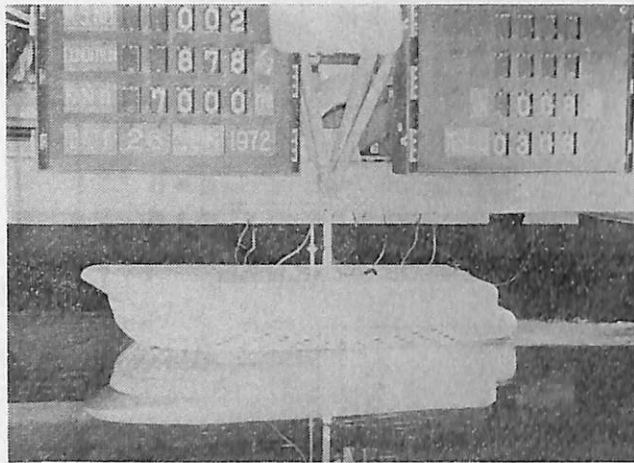


図-4 側壁型 ACV の水槽実験

する寸法効果を明らかにすることが必要である。当所においては側壁部可換の 2.6 m 水槽模型を用いて曳航実験(図-4)を実施中であり、それによつていくつかの興味ある特性が明らかにされた(7~8)。

全周スカート型においては空力的抵抗と水力的抵抗が同程度であるが、側壁型では水力的抵抗が支配的である。

実験結果の一例を図-5 に示した。空力的抵抗は空気形状抵抗 D_0 と空気吸込抵抗 D_M の和として、水力的抵抗は波形解析に基づく造波抵抗 D_W とスカート・側壁の水力抵抗の和 $D_{HS}+D_{HW}$ によつて構成されると仮定した。

造波抵抗は $F_n=0.6$ 附近にハンブがある。Newman⁴⁾、Barratt⁵⁾ らの理論計算によれば最終ハンブの他に第 2、第 3 のハンブ抵抗が求められるが、波形解析からは明確

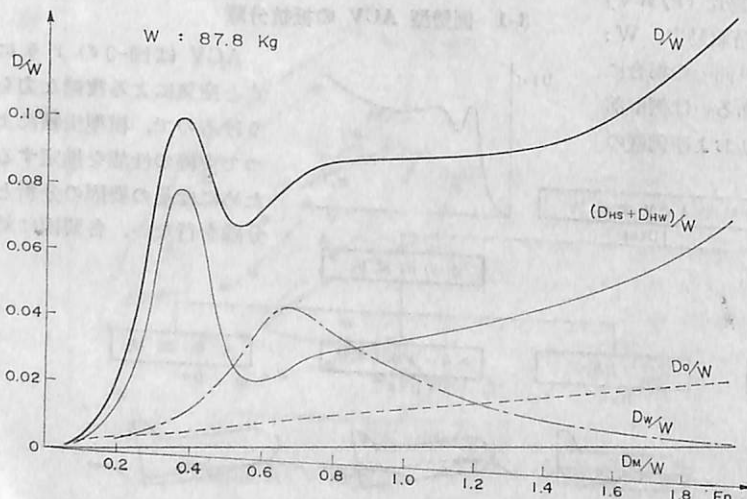


図-5 側壁型 ACV の抵抗分離

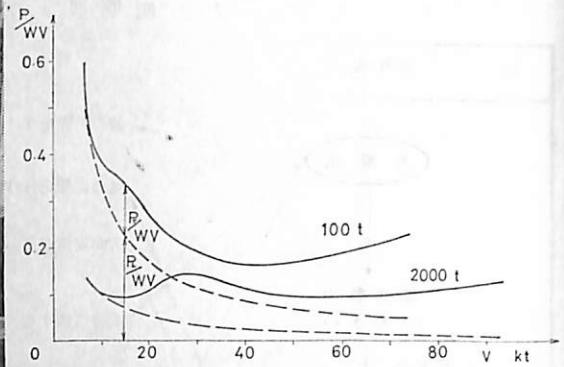


図-6 側壁型 ACV の有効抗揚比

なハンブは認められない。(7)。

側壁は細長形であるので濡れ面積は自由表面の影響を強くうける。スカートの抵抗は ACV 特有の最も複雑な要因であつて、低速では前後部スカートとも水没しているが、ハンブ速度を超えて滑走に入ると前部スカートは水面から離れる。後部スカートの抵抗は滑走状態ではほぼ摩擦によるものと思われるが、 $F_n=0.4$ 附近で波と干渉してスクープ状態となることが多い。

総合的抵抗は造波抵抗とスカートの水力抵抗のために通常 $F_n=0.4\sim 0.6$ に最大値をもち、その値はスカート、側壁の形状のほか機体重量、ファン回転数の影響をうける。比較的小型の ACV ではハンブ速度の 4 倍程度で航行するので、ハンブ抵抗に対して推力に余裕があるが、大型化に伴つて巡航の設計フルード数が低くなる場合にはハンブ抵抗は重要な意味をもつ。

これらの特性を総合して最適な側壁形状を決定することは極めて重要な課題である。

3-2 側壁型エアクション船の性能推定

ACV の大型化に伴つて(ホバー間隙)/(全長)が減少すると仮定した場合、側壁型エアクション船の所要動力を有効抗揚比の形で推定した一例が図-6 である。排水型船と異なり、ある速度で最小値を示す。前述の仮定によつて大型化は浮揚動力の相対的減少をもたらすので総合動力では、高速域だけでなく低速域でも有利となりうる事が示されている。(P_T:推進動力, P_L:浮揚動力)

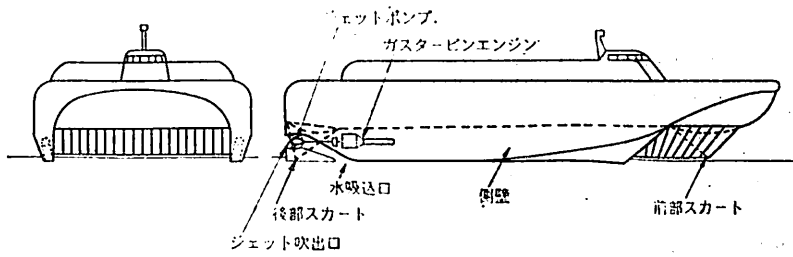


図-7 水ジェット推進法概要

3-3 水ジェット推進法

前記のように ACV の大型化と推進動力の増大に伴って水中推進法の導入が要望されるが、水ジェット推進法の適性が最も興味深い。特に側壁型 ACV の場合は側壁部を利用して水の吸込みと吹出しが可能である。(図-7) 当所では側壁型 ACV の性能推定に

関して水ジェット推進法の検討を行っている。

水ジェット推進は水吸込部、ダクト、ポンプ、吹出ノズル、推力変向部より構成されており、従来は比較的小型のものがモーターボート、漁船、水中翼船の一部に使用されているにすぎない。側壁型 ACV 用水ジェット推進はそれよりさらに高速・大出力でかつ側壁内に収納するために小型軽量化をはかり、特にシステムの断面積を小さくする必要がある点でジェット航空機の要求に似ているといえよう。

水ジェット推進の水吸込流速が船速と等しくなるように作動させたとき推進効率 η_j は下記で表現される。

$$\eta_j = \frac{2(U-1)}{U^2-1+K^*}$$

$U: v_j/V, V: \text{船速}, v_j: \text{ジェット流速}$

$$K^* = K + \frac{gh_j}{V^2}, \quad h_j: \text{ジェット吹出部の}$$

水面からの高さ, $K = \zeta_D + \zeta_I, \zeta_D = \Delta P_{ID} / \frac{\rho}{2} V^2$: ダクト損失係数, ΔP_{ID} : ダクト総

圧損失, $\zeta_I = \Delta P_{II} / \frac{\rho}{2} V^2$: 吸込部損失係数, ΔP_{II} : 吸込総圧損失。

すなわち一定の K^* に対して η_j を最大にするような U がある。(図-8) 図-9 は図-6 の 100 t および 2000 t エアクシション船の抵抗推定値に基づいて算定されたポンプの要求性能推定例である。設計速力が増大するにつれて高圧、低流量型のポンプが必要となることが示されている。推進システムを軽量コンパクトにするためにはポンプの回転数を上げることが有効であるが、キャビテーションによつてその上限が制約される。キャビテーション限界とポンプ回転数の関係においても水吸込口とダクト系の損失の影響が大きく、側壁部の形状と速力に適合したポンプ、吸込口、ダクト系の計画は極めて重要な課題である。

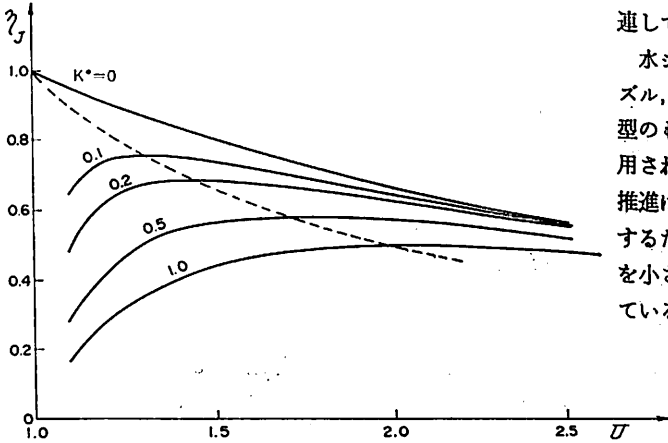


図-8 水ジェットの推進性能

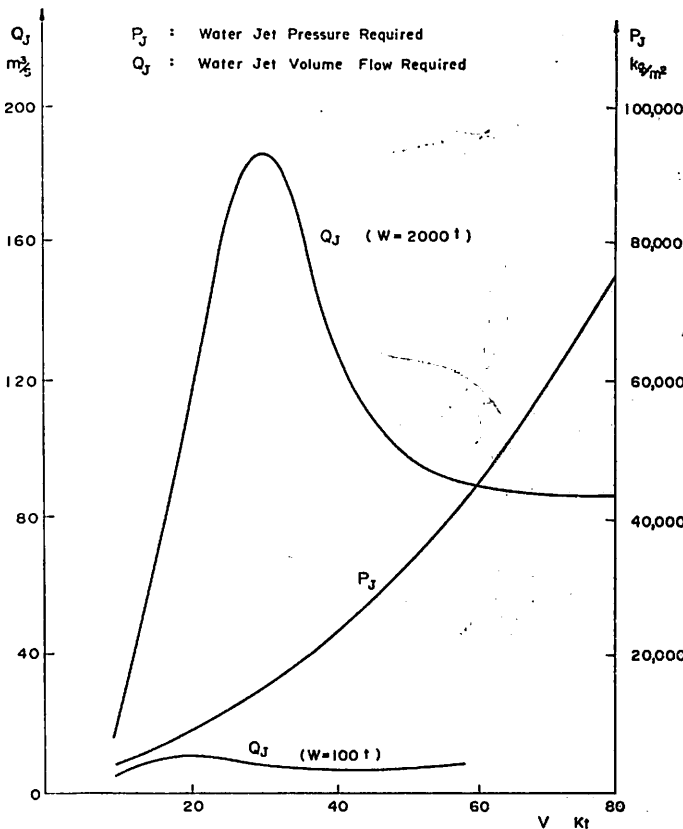


図-9 水ジェット推進用ポンプ要求性能

3-4 運動性, 耐航性

ACV は浮上して滑走する乗物であるため横風中の航行あるいは旋回時に横滑りを生じ易い。そのために全周スカート ACV ではフィン・ラダー, 双発 VP プロペラ, 首振りプロペラなどを備える必要がある。側壁型 ACV では保針性は相当改善されるものと思われるが, なお側壁は細長であるため, 空気力と水力的な力との適切な評価を行つて必要な操舵力を求めなければならない。このような観点から当所においては風洞実験を実施してきた⁹⁾¹⁰⁾が, 今後さらに送風装置をもつ水槽による曳航実験を計画している。

ACV が高速で滑走中に前部スカートが水と接触すると, 摩擦による頭下げモーメントが働らくが, これが不安定力になると頭部を水中に突込むいわゆるブラウイン現象を生ずる¹¹⁾。ブラウイン現象を究明するためには定常および減速時にスカートに働らく水の力と, 頭下げの誘因となるクッション系の空気力を知る必要がある¹²⁾。

また ACV の凌波性, 乗心地, 波浪衝撃と構造強度はフレキシブルスカートの構造と関連が深く, これが問題を複雑にしている。これら動的な諸問題は今後ますます解明を必要とする課題であろう。

4. エアクッション船の将来性について

田中は本誌記事の中で新形式船舶を排水型と非排水型に分類し, それぞれのねらいとミッションが全く異なることを指摘している。これは陸上, 航空を含む交通機関全体の速力と重量を位置づけることによつてさらに明確に示される。(図-10) 図中 $V/W^{1/6}$ (Froud ratio) は乗物の高速化の度合を示すパラメータであるが, 船舶, 陸上機関, 航空機はそれぞれ 10 倍の相異がある。これによると非排水型船舶は排水型船舶と全く別のカテゴリーを形成しており, 陸上機関のそれに属しているといえる位である。輸送力の程度は輸送運動量 WV で示されているが, 1000 トン級のエアクッション船は新幹線, あるいはジャンボジェットに対応している。

所要動力の指標は $W^{2/3}V^3$ 一定の線で示されている。高速化と輸送力, 燃料経済性の物理的パラメータ——それぞれ別方向ではあるが正反対ではない 3 つのベクトル——に基づいて社会需要に対する発展の方向を想定することができよう。

以上から ACV はむしろ陸上機関と競合, 補足して新しい輸送システムを形成するミッションをもつものと思われる。エアクッション船に限らず今後新形式の新しい

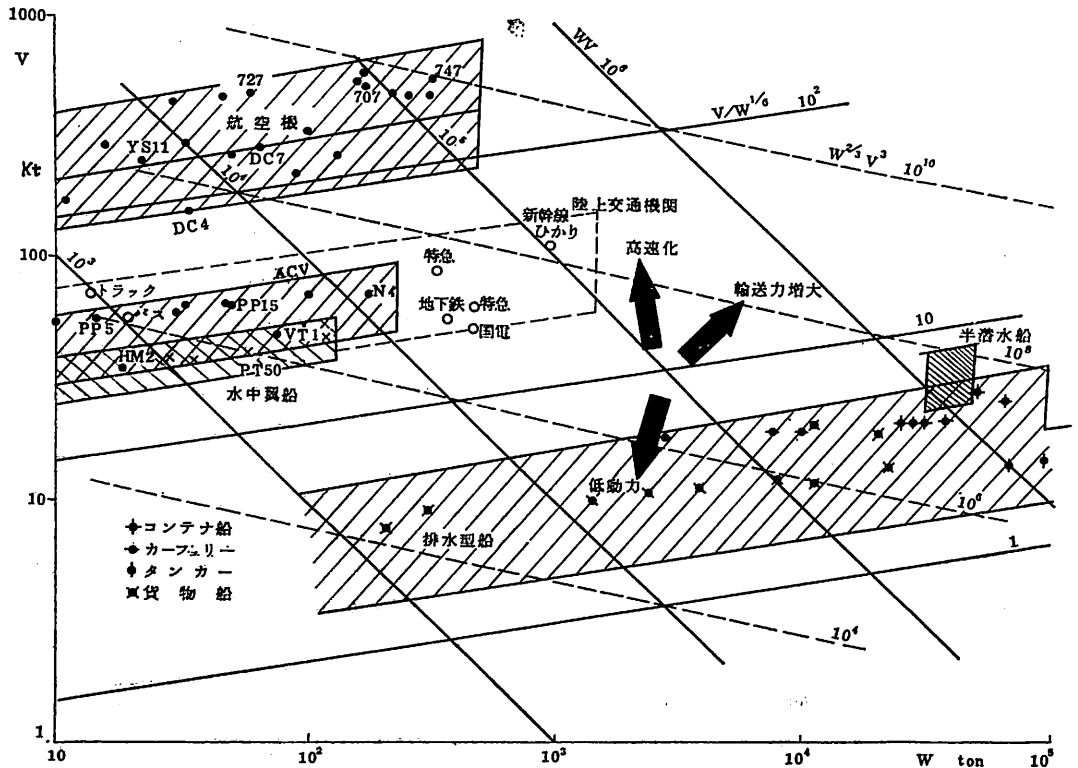


図-10 交通機関の特性

い輸送機関をシステムとして検討する場合には、経済性のほかに乗物の安全信頼性、乗心地、環境安全性、資源問題、公共福祉性などさらに多面的で定量化が困難な評価の問題に直面する。エアクション船の将来性に関しても、輸送システムに要望される特性を検討し、採算ベースの評価に先立って、技術的到達可能性の研究に基づいた事前評価が要望される。

参考文献

- 1) 村尾麟一, 佐藤義, 青木修一: 側壁型 ACV の水上推進特性 (第1報), 日本航空宇宙学会 GEM シンポジウム講演集 (46年2月)
- 2) 村尾麟一, 佐藤義, 青木修一, 木原洗: 側壁型 ACV の水上推進特性 (第2報), 日本航空宇宙学会講演集 (47年4月)
- 3) 村尾麟一, 佐藤義, 木原洗, 青木修一, 大屋修司: 側壁型 ACV の水上推進特性 (第3報) 日本航空宇宙学会講演集 (48年4月)
- 4) J.N. Newmann & F.A.P. Poole: Schiffstechnik. 9-45 (1962)
- 5) M.J. Barratt: J. Fluid Mech. 22-1 (1965)
- 6) 村尾麟一, 佐藤義, 青木修一: ACV の造波抵抗について (第1報), 船研研究発表会講演概要 (46年5月)
- 7) 青木修一: ACV の造波抵抗について (第2報), 船研研究発表会講演概要 (46年11月)
- 8) 村尾麟一, 成合英樹: 大型エアクション船用水ジェット推進について, 船研研究発表会講演概要 (47年11月)
- 9) 村尾麟一, 木原洗: ACV の偏角に対する影響, 日本航空宇宙学会講演集 (47年4月)
- 10) 村尾麟一, 木原洗, 大屋修司: 移動地面板を用いた周辺噴流型 ACV の風洞実験, 日本航空宇宙学会, 飛行機シンポジウム (47年11月)
- 11) 村尾麟一, 佐藤義, 木原洗, 青木修一, 大屋修司: 側壁型 ACV の水上推進特性 (第4報) 船研研究発表会講演概要 (48年5月)
- 12) 村尾麟一, 木原洗, 大屋修司: 周辺ジェット ACV の推進性能における遷移特性について, 日本航空宇宙学会講演集 (48年4月)



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: 天測曆, 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 7 9 5 6 2 番

超高速船の機関について

植田 靖 夫*

1. ま え が き

コンテナ船に代表される現在の高速貨物船は、わが国では船長 250 m, 1,800 個積で 27 ノット巡航速度のものがほぼ出揃い、さらに米国で 2,000 個積 30 ノットが実現し始めるにおよんで新たな高速船時代に入った感を強くする。一口に船舶の高速化とはいうものの船とその必要馬力の基本的な関係は、排水量の 2/3 乗と船速の 3 乗に比例するので、機関の大容量化にふりかかってくる圧力は容易なものでない。例えば 8 万馬力 27 ノット船を 30, 33 ノットに上げるにはそれぞれ 11 万馬力, 14.6 万馬力が必要となり、機関自体もさるものの、当然、馬力に比例した燃料消費増を伴うこととなる。複雑な経済検討を待つまでもなく一見して貨物船を高速化することの愚かしさは自明の理のようにみえる。現在タンカーの船速が 14~16 ノットで停滞しているように、高速コンテナ船も 27 ノットを限度として当分止まるものかも知れない。また、それを技術的に裏付けるような徴候がないでもない。

しかし、ここで重要なことは国際間の貨物輸送量を見る時、航空貨物輸送量は船に比べて異常な伸びを見せており、昭和 47 年度には日米間輸送量（重量）において、エアコンテナがコンテナ船輸送量のほぼ 1/10 に達していることである。一部においては比較的短距離ではあるが航空機による石油輸送、エアタンカーの採算が真剣に検討される時勢であつて、大量輸送が必ずしも船舶の専売特許とはなり得ない場面が出現することも十分考えられる。したがつて、高速貨物船はその速力、輸送量、輸送コストを主題として航空機との競合が比較的近い将来に取沙汰されるに到るであろう。しかし、その時期に到る間においても船会社間の競争というかたちで船の高速化と大型化は依然として進行するものと思う。

今後の商船の姿は社会的、経済的な要素と技術的要素によつて決まってくるが、社会的経済的環境は価値観の変化をも伴つて常に流動するものであり、また、技術的懸案は過去にそうであつたように次々と解決されるであろうことを考える時、speed への要望をその一つとするところの人間社会の基本的欲望は今後も新たな高速船を

産み出していくものと思われる。これは余程の社会情勢の變革がない限り何人も制し得ない技術社会の持つ本質ではなからうか。

以上のような事情から船用機関の大出力化は好むと好まないとにかかわらず、着実に前進するものと思われる。運輸技術審議会は大臣諮問に代えて昭和 46 年 5 月に大型超高速船の開発を推進するよう中間答申を行った。開発目標は当面 35 ノット、コンテナ 3,000 個積であり、常用出力 25 万馬力、排水量約 85,000 トンであるが、同時に提示されたパナマ通過型は 32 ノット 2,000 個積で常用出力 12.5 万馬力とされている。この答申に基づいて運輸省は当面の懸案技術の解決を目的として高速船開発に必要な技術行政を進めているのが現状である。

そこで、上述の開発目標船を念頭に置き、現在の船用大出力機関の趨勢を概観するとともに超高速船用機関としての問題点の指摘と若干の将来予測を行つてみる。また、当研究所がこれまでに実施してきた、または実施中の関連研究の一端を紹介したい。

2. 高出力船用機関の現状

(1) 直結型低速ディーゼル機関

プロペラ軸と直結して自己逆転する低速ディーゼル機関は殆んど 2 サイクル機関であるが、その生産動向は図-1 のように船用主機関の主流をなしている。しかし、一方、高速コンテナ船（1 隻当り 6.9 万馬力以上）の世界の受註状況（モーターシップ 72 年 12 月）でみると蒸気タービン船 14 隻に対してディーゼルは 4 隻で、世界的傾向としては高速コンテナ船は蒸気タービンが大勢をしめしている。しかし、わが国の現有高速コンテナ船（6.9 万馬力以上）10 隻についてみるとディーゼル船は 6 隻で、7~8 万馬力級までに関する限り、わが国ではディーゼルが好まれる結果となつている。

現在のクロスヘッド型大口徑 2 サイクル機関は、表-1 のように B & W, Sulzer, MAN を主流として国産機関である UEC と伊太利の FIAT 等がその代表例として挙げられる。シリンダ径の増大と過給度その他の向上による出力増大は図-2 にその例を示すように急速に進み、1968 年頃から各社にシリンダ径 1 m を越えるも

*船舶技術研究所機関性能部長

のが出現して、シリンダ径 1,050 mm 機関は単筒 4,000 PS を公称するに到った。UEC は現在シリンダ径 850 mm でシリンダ当り 3,000 PS を最高実績としているが、1,050 mm に拡大する技術的裏付けはすでに備えているとのことである。

表-1 で明らかなように、各機関とも平均有効圧力 10~11 kg/cm²、最高爆発圧力 75~85 kg/cm²、燃料消費率 152~156 g/BPS/hr、出力率 70~80 kg/cm²・m/sec

の状況にある。現時点で供給可能な機関単体最大出力は 1050 型の 12 シリンダ、48,000 PS であるが、現在は未だ製造実績はなく、川崎 MAN K10 KZ 105/180 機関の 4 万馬力が最大で、2 軸ディーゼルコンテナ船“べらざぶりつじ”に搭載された。

船用主機関はすべてそうであるが、殆んど全力に近い出力で長期間連続運転される宿命にあり、信頼性確保の面から長期運転後に発生する故障に対して事前策が開発段階で十分とられねばならない。その一つは燃焼室まわりの熱応力と機械応力の繰返しが原因となる部材の破壊を未然に防止することである。上記 MAN, KZ 105 機関では、ピストン、シリンダライナー、シリンダカバーに熱応力と機械応力緩和のための新たな設計が試みられている。また、コンテナ船のようにファインな船形の低速航走時には数百馬力程度の極低負荷運転が必要となるので、同機関では燃料噴射弁を並列に 2 台設けること、また、掃気系の一部を分岐して低負荷時の過給機サージング防止に当てる等の配慮が払われている。

最近、特に注目された 3 機 3 軸船“えるべ”は 12 K 84 EF を中央機関とし 9 K 84 EF を両舷機関として合計 84,600 PS の出力を持たせたが、機関の剛性の強化および防振対策に細心の配慮が払われた。B & W 造船所においても同機種種の 3 軸コンテナ船が建造されたが、燃料消費量は 290 ton/day であり、同種の蒸気タービン船の 390 ton/day に比べて大幅な燃費節減が可能である

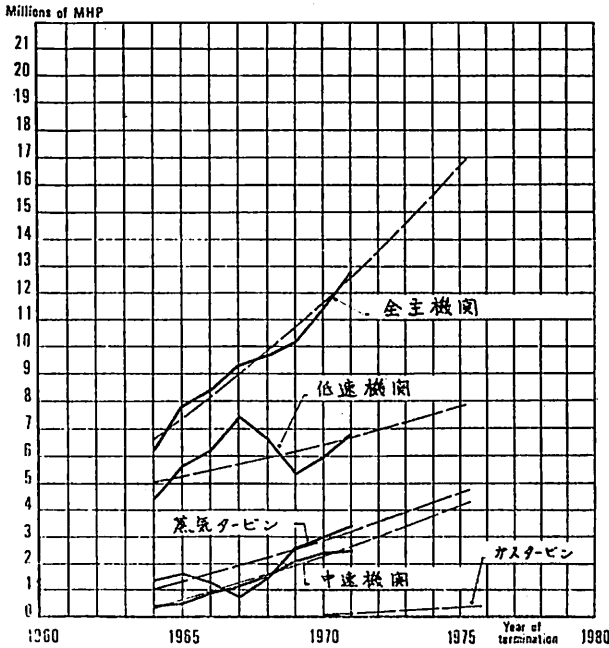


図-1 2,000 トン以上の船舶の主機関 (HANSA)

表-1 低速ディーゼル機関の諸元

機 関 型 式	B & W K 90 GE	B. & W K 98 FF	SULZER RND90	SULZER RND105	MAN KS 93	MAN KZ 105	三 菱 UEC 85
シリンダ径×ストローク (mm)	900×1800	980×2000	900×1550	1,050×1800	930×1700	1,050×1800	850×1800
回 転 数 (rpm)	114	103	122	108	115	106	118
シリンダ当り出力 (PS/CYL)	3,410	3,800	2,900	4,000	2,750	4,000	3,000
平均有効圧力 (kg/cm ²)	11.8	11.0	10.95	10.7	9.32	10.9	11.2
出力率 (kg/cm ² ・m/sec)	80.7	78.3	68.4	75.9	60.8	76.2	74.0
最高爆発圧 (kg/cm ²)	86	80	85	82		75	85
燃料消費率 (g/BHP・hr)	157	154	153	152	158	156	153
最 大 機 種	シリンダ数 12	12	12	12	10	12	12
出 力 (PS)	40,900	45,000	48,000	48,000	48,000	36,000	
重 量 (t)	1,235	1,235 ¹	1,075	1,686	990	1,650	1,070

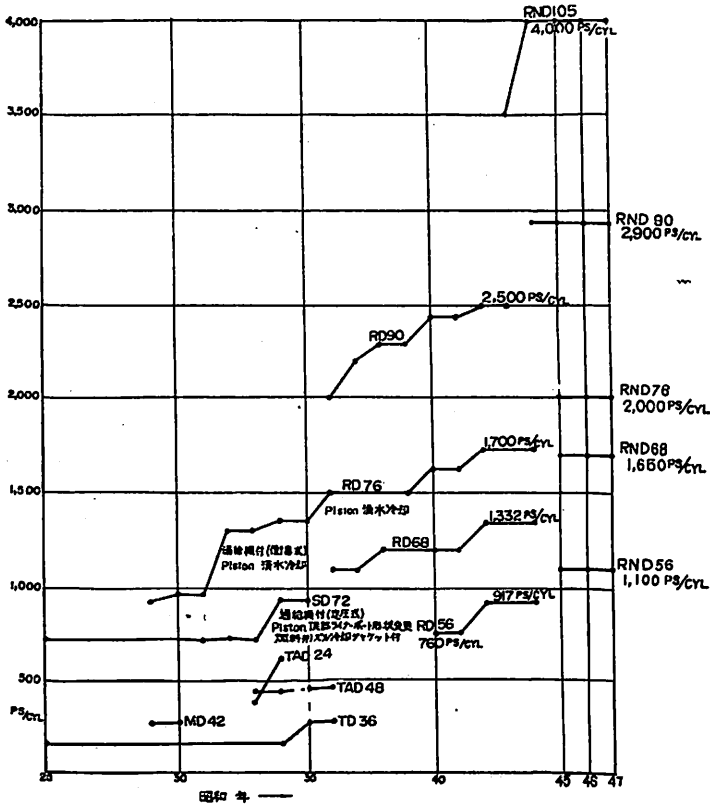


図-2 Sulzer 型機関の出力 (PS/CYL) の推移 (船舶局)

としている。

単筒 4,000 馬力、一機 48,000 馬力が現状の最大であるが、今後さらに出力向上の要求がある場合には過給度の向上とシリンダの大径化によりその可能性はまあ十分にあるが、機関の占める容積の大きさから、将来の超高速船用としてのメリットはあまり出て来ないかも知れない。

(2) 中速ディーゼル機関

ディーゼル機関の大きな強味である低燃費を生かし、機関室占有容積を小さくし、かつ、減速機構を設けることによりプロペラ回転数選定の自由度を持たせる。これが中速ギヤードディーゼル機関のメリットである。

合計出力が 2 万馬力程度までの機関として、シリンダ当り 950~1,000 PS のものが新潟鉄工、赤坂鉄工、UDAB, MAN, SEMT, FIAT, Sulzer などで開発されてきた。それに引続きさらに高出力船にも利用できるものとして、シリンダ当り 1,500 PS 機関の開発が目下進行中である。この種の機関の代表例を表-2 に示す。それぞれシリンダ径は 570~650 mm, 平均有効圧力 20 kg/cm² 前後, 最高爆発圧力は 130 kg/cm² におよぶに

到った。このうち SEMT の PC 4 機関は本年 5 月、12 気筒 17,820 PS の一機が IHI 相生で製作され、耐久試験等が現在行われている。一方、三井造船の V 60 M 機関は運輸省の超高速船開発プロジェクトの一環として昨年 6 気筒の試験機関を完成させて、性能確認試験と耐久試験が続行されている。いずれも耐久試験あるいは実用実績によつて改良が加えられ、信頼性ある機関へ発展するものと思われる。

単筒 1,500 PS のマルチディーゼル機関で 28 万馬力をまかなう時は 180 シリンダを越えることになる。このような多シリンダの燃料弁交換、ピストン抜きピストン掃除は機関メンテナンス上最大の問題点となるが、上記 V 60 M は機関開発時にこのようなメンテナンスシステムを徹底的に配慮した特異な機関といえる。

また、大出力マルチディーゼル機関を採用するとき、動力伝達系に大容量かん脱クラッチと大容量減速歯車が同時に開発される必要があり、上記開発プロジェクトの中でそれぞれ研究開発が進められている。

1,500 PS 4 サイクル機関は今や開発が一段落しようとしている段階であるが、今後の 4 サイクル機関は平均有効圧力 25~30 kg/cm² が指向されるであろう。しかし、この近辺がディーゼル機関の構成上はほぼ限界と思われる。一方、2 サイクル中速機関は熱負荷、構造強度的にまだ余裕ありとも見られるので、超過給による出力向上が今後開発が進められてしかるべき分野と考えられる。

(3) 蒸気タービン機関

高速商船用として製作された蒸気タービン機関で最大容量のものは Sea-Land 社の 30 ノットコンテナ船用主機関に搭載された GE 社製 60,000 PS で、これは現在 20 台を越える受注をかかえている。一方、わが国では 1 軸コンテナ船“ジャパンアンブローズ”に搭載された IHICNH 41/CNL 51 型 50,000 PS および“東光丸”の川重製 UB-450 型 45,000 PS が最大級である。

今後の船用機関の出力増大に対処するため、国内各社は単機 60,000~65,000 PS の機関開発を進めている。蒸気タービンプラントの大容量化は、陸上の発電用とし

表-2 中速ディーゼル機関の諸元

製 作 会 社		三 井 造 船	S.E.M.T. Pielstick	B & W	Stork Werkspoor	M.A.N/ SULZER
機 関 形 式		V 6 0 M	PC 4	U 6 0 P	TM 6 2 0	
サイクル数		4	4	4	4	4
シリンダ径		mm 600	570	600	620	650
行 程		mm 640	620	645	660	650
回 転 数		rpm 370	400	385	428	
シリンダ当り出力		BHP/CYL 1,500	1,500	1,500	2,000	1,500
平均有効圧力 Pe		kg/cm ² 2.02	2.13	1.92	2.10	
平均ピストン速度		cm/sec 7.89	8.27	8.28	9.42	
出力率 Pe × cm		$\frac{kg}{cm^2} \cdot \frac{m}{sec}$ 159	176	159	198	
シリンダ内最高圧力		kg/cm ² 130	130*			
掃 清 圧 力		kg/cm ² 2.0				
燃 料 消 費 率		g/BHP·hr 152	152**			
最 大 機 関	出 力	BHP 18cyl 27,000	12cyl ⊕18,000	12cyl 18,000		
	寸法L×W×H	m×m×m 18.6×4.7×6.5	⊕9.6×4.4×4.9	*9.4×3.9×5.7		
	機 重	Ton 380	⊕ 175	198~234		
	出力当り重量	kg/BHP 14.1	⊕ 9.72	11 ~ 13		

て多くの経験があり、陸上用の数十万 KW に比べ遙かに容量の小さい範囲での高出力化ということであつて、ディーゼルやガスタービン機関の高出力化に比べてその解決すべき技術問題は少ない。したがつて、現在では大出力に最も適した機関といえる。問題は船用としての特殊性、すなわち、ボイラ、コンデンサを含むプラント全体の小型化とともに、大出力化によつて全く新しい領域を経験する減速歯車と復水器においていくつかの問題を解決し、船用機関の特質である高信頼性を高めることが当面の主眼となる。

上記の国産最大級タービンの蒸気条件は、いずれも 60 kg/cm² 510°C で非再熱、4段給水加熱が主になつてゐる。蒸気の圧力温度を上げ、再熱サイクルを採用すればプラントの熱効率は向上して、燃料消費率を下げることができる。しかし、これには材料の変更、再熱器の設置等、資本費の増大を招くのみならず、信頼性の低下、保守整備の増加など運転管理面のデメリットがあり、当面は蒸気条件の急激な変化は予定されていない。この点陸上発電プラントが超臨界圧、再熱サイクルを採

用しているのとは本質的な相違をしめしている。

IHI 50,000 PS タービンは 高压側9段、低压側8段で、この最後4段はねじれ傾斜翼で反動度を持たせてある、この種のタービン自体は効率向上、小型化とも限界に達しており、問題は実機に即した翼振動、熱応力、熱衝撃の解明にある。

船用ボイラの最大規模のものは既述 60,000 PS コンテナ船用の主ボイラで、米国 FW 社製、常用 187 t/h、最大 211 t/h の容量を持つ。ボイラは蒸気タービンプラント中で最大の重量、容積を占める。当所が開発した船研式過給燃焼方式のモノチューブボイラはその重量、容積を在来ボイラの約半分にすることができ、機関室占有容積の軽減の意味からも高出力蒸気タービンプラント用として実用化が望まれる。

また、プラントの一部をなす復水器は今後さらに検討が加えられてしかなるべき機器である。すなわち、所要真空度の設定点と資本費の関係、復水器管材料と防食、有効な汚れ防止策などが挙げられる。

表-3 大出力船用ガスタービン

ガスタービン	常用出力 (PS)	燃料消費率 (g-PS-hr)	タービン回転数 (RPM)	メーカー
LM (IM) 1500	12,200	225	5,800	GE (IHI)
LM 2500	20,700	185	3,400	GE
LM 3500	33,000	180	3,600	GE
FT 4 C-2	32,000	220	3,600	P & W
FT 4 A-12	24,400	230	3,600	P & W
FT 9	28,000	190	3,600	GE
MS 5002	27,300	205 (重)	4,670	GE
MS 7002	53,800	215 (重)	3,020	GE

(4)ガスタービン機関

小型軽量で保守の容易性を直ちに連想させるところのガスタービンの出現は、ディーゼル、蒸気タービンに取って変わるべき次期船用主機関の主役を思わせる案地が十分にあつたため、戦後この方関係者の間ではその実現を予期した真剣な検討が加えられてきた。しかし、その後ついに商船用主機関の主流とはなり得ずに今日に到つたが、昭和42年に米国の Ro/Ro 船 Callaghan に 25,000 PS ガスタービン2基が試験的に搭載されるにおよんで、再び脚光を浴びる事態となつた。また、これに続いて米国 Sea-Train Lines 社の 1,600 個積、26 ノットコンテナ船で P & W, FT4A-12 型の 3 万馬力ガスタービン2基を搭載した同型船4隻が就航を始め関係者の注目を集めているところである。一方、英国海軍は早くから艦艇用主機にガスタービンを採用することを熱心に検討してきており、ついに今後の新造艦艇用主機関は一切ガスタービンとすることを決めている。

大出力の船用ガスタービンはカタログ製品をも含めると表-3のような現状である。

一口に船用ガスタービンといつても本質的には航空転用型の軽構造機関と、産業用を船用化した重構造機関に分かれ、船用機関としての評価はそれぞれで全く別のものとなる。

航空転用型とは航空用機関として開発されたものをそのまま船用に改造転用したもので、GE の LM シリーズ、P & W の FT 型、RR の OLYMPUS、IHI の IM 型 (GE) 等がある。LM 2500 はジャンボジェット DC 10 用機関の転用である。特徴として小型軽量で補機が少なくすみ、機関室スペースを画期的に縮小可能なこと、機関故障の際 10 時間以内に換装可能なこと、コントロールが容易なこと等で、いずれも稼働率の面からの採算性に大きく寄与することが挙げられる。反面蒸溜燃料の使用という致命的欠点を持つとともに、基地に交換用機関、予備品等整備態勢が必要となつて来る。ま

た、航空用で信頼性が実証済みというものの、海上環境での長時間連続使用に対する信頼性に未だ明確な回答が出されていない点が不安として残されている。

産業用型重構造船用ガスタービンは、陸上の発電、車両その他の機械駆動用として開発されたものを船用化したもので、在来のディーゼル、タービン機関より小型軽量になるとともに低質油使用が可能なのが特徴とされている。本来、大気開放型である単純サイクルガスタービンでは熱効率を高くすることが困難、すなわち、燃料消費率が大きいという本質があるので、ディーゼル機関の熱効率 40% に対抗するためには再熱サイクルの使用が余儀なくされる。このため、圧縮機出口空気をタービン排気ガスで再生加熱し、燃焼器へ導くシステムがとられる。このような複雑な機構をとることは保守性、信頼性の面から在来機関と何ら変わることがないとも考えられるので、C 重油を燃料として使用することが可能でない限り、産業用型ガスタービンは船用としてのメリットはあまり多くを期待できないようである。ただし、GE (現在 GE 型しか市場性がない) は受註に際し機関室内の機械本体関係艤装を一切引受ける形態をとっており、造船コストを引下げるメリットが出るとされている。

産業用型の最近の唯一の実船搭載例として MS5212R 19,000 PS 1 基 1 軸船が本年の春に試運転される予定であつたが、実状は大幅な遅れが報じられている。

表-3に示したように、単機6万馬力のもので計画中であるが、実船での実績が未だ不明の現状では、その将来性については適確な見通しはつけ難い。

(5) 原子力機関

高出力機関としての原子力推進機関は脱化石燃料の次期商船用機関として、その重要性の認識と期待感はずでに常識となつている。艦艇用としては大出力機関を含めて数多くの実績を作りつつあるのにもかかわらず、商船用としてはこれまでに表-4に示すところの、政府援

助の実験船4隻が建造されたにすぎない。商船としての原子力船がなり立つためには、在来船と経済的に競合でき、かつ、安全性、信頼性が十分確保されるとともに、航行の自由度が法規的にもまた、国民感情的にも保証されるようにならねばならない。原子力船の安全性、信頼性については表-4の実験船ですでに証明されているので、航行の自由度の問題を除くと、原子力船の実用化の見通しは経済採算のとれる進歩した船用炉の開発にかかっていると見られている。このような状況から、わが国の原子力開発利用長期計画では、当面の方策としてコンテナ船の高速化など内外海運界の動向を見きわめなが

ら、一体型加圧水炉を対象とした船用炉の研究開発を積極的に実施し、技術的経済の見通しを得るよう努力することを明示している。したがって、第2船以降の建造については「むつ」の成果および船用炉の研究開発の成果が得られた段階で、内外海運界の動向を勘案して民間企業が自主的に進めることが期待されている。

原子力船の経済評価は各国で必ずしも一致していない。楽観の見通しとして西独は1970年代の初期で、4~5万馬力以上で在来船と競合できるとしていた。フランスでは1985年でも12万馬力以上と見ている。わが国では1970年代の後半で12万馬力以上の予測を立ててい

表-4 原子力船の建造状況

西 暦 年	1955	1960	1965	1970	1975
運 航 状 況	<p>The diagram shows the construction and operation timelines for four nuclear ships. The x-axis represents years from 1955 to 1975. <ul style="list-style-type: none"> レーニン (Lenin): Construction starts in 1955, reaches operation in 1960, and continues until 1965. A modification is noted in 1965. サバンナ (Sazan): Construction starts in 1960, reaches operation in 1965, and continues until 1970. Fuel exchange and ship scrapping are noted in 1970. オットハーン (Othello): Construction starts in 1965, reaches operation in 1970, and continues until 1975. Modification and fuel exchange are noted in 1975. むつ (Mutsu): Construction starts in 1970 and is completed in 1975. </p>				
船 名	レ ニ ン	サ バ ン ナ	オ ッ ト ハ ー ン	む つ	
建造国、炉メーカー	ソ 連	米 国 B & W	西 独 INTERATOM	日 本 M A P I	
船 種	砕 氷 船	貨 客 船	鉾 石 船	原子動力実験船	
排水量/載荷重量(ton)	16,000/—	21,850/7,721	25,182/15,000	10,400/2,400	
垂 線 間 長 (m)	134	166.1	157.0	116.0	
形 幅 / 形 深 さ / 吃 水 (m)	27.6 / 16.1 / 9.0	23.8 / 15.2 / 9.0	23.4 / 14.5 / 9.2	19.0 / 13.2 / 6.9	
最 大 速 力 (Kt)	18.0	20.25	16.0	16.5	
主 機 出 力 (SHP)	電 気 推 進 44,000	22,000	10,000	10,000	
炉 形 式	加 圧 水 型 炉 (3 基)	加 圧 水 型 炉	一 体 型 加 圧 水 炉	加 圧 水 型 炉	
炉 熱 出 力 (MW)	180	80	38	36	
原子炉部全重量(ton)	3,017	2,595	1,000	2,960	
造 増 費 (億 円) 船 体 等	—	73	18	29	
原 子 炉	—	125	24.7 + α	26.7	
合 計	—	198	49.4	55.7	

る。

原子力産業会議の長期展望では、わが国で1980年代の前半で年2隻の割合の建造が進み、逐次建造数が増大して2000年までに総計200隻の原子力コンテナ船が建造されるものと推定している。

海外の事情はまず米国では MARAD の後押しにより Gulfoil, Mobil, シェブロン, B & W を含む Committee を作り、原子力タンカー2, 3隻の建造が計画されている模様である。西独では8万馬力コンテナ船の計画の検討が終わり、25万馬力コンテナ船の研究が開始されたが、具体的建造計画は未定の模様である。英国は当面積極的な動きはなく、また、フランスは軍事目的を兼ねた船用炉開発を行っており、両国とも軍用炉の技術を必要に応じて商船へ流用する意図のようである。

原子力機関は出力によっても炉自体の大きさがあまり変わらないため、大出力機関とするほど有利となる。しかし、今回の超高速船開発プロジェクトからは一応外されている。

(6) 主機関以外の諸問題

a. プロペラ軸系

今考えられている軸系は1軸6~7万馬力2~4軸で、中央軸を二重反転とすることも考えられる。6~7万馬力120回転という軸は直径1mを越えることはなく、軸自体何ら問題にならない。しかし、多軸の場合推進効率の面からブラケット船尾軸受方式をとることが好ましいが、プロペラからの起振力の方向、船尾振動の状況、ブラケットの剛性等が軸受に与える影響に関して十分な事前検討がなされねばならない。

大出力の軸系には未知の要素が多く Sea-Land の6万馬力2軸船が建造される際、わが国の造船関係者が固唾を呑んで見守つたのは本船の軸系の成否であり、その結果、第一船の就航とともに軸受の損傷が伝えられた。

船内の機関は故障に際しては何らかの対応策を講じる可能性を持っているが、事軸系の船尾管周辺に生じる故障はプロペラ回転を停止させてしまうおそれがあり、また、入渠による外は一切、対応処置が不可能である。この意味から船にとって軸系とは100%の信頼性が要求され、どのような些細な故障の徴候も放置することができない重要部分である。これは軸系に課せられた宿命であり、新型式の軸系に対し慎重にならざるを得ない所以である。

二重反転プロペラは大馬力を1軸で消化するにふさわしい方式ではあるが、駆動のための歯車配置(遊星歯車を利用する案が多い)、内側軸の軸受潤滑、シー

ル機構、プロペラ取付方式等、機構の複雑さを伴うので、信頼性の面から大きな問題があり、その実現は当面悲観的である。

超高速船用のプロペラは、キャビテーションエロージョンを避けることがまず不可能であろう。現に Sea-Land の30ノットコンテナ船は就航後間もなく、プロペラのキャビテーションエロージョンのため27ノット航海を余儀なくされたと伝えられており、超高速船の現実問題としてこれが最大の関門となることを実証した。すでに、わが国ではマルエージング超硬質合金の軽量プロペラ材が開発されており、今後はこの種のプロペラが進出するものと思われる。

b. 減速歯車

プロペラ軸直結機関の低速ディーゼルを除き、その他の諸機関はいずれも減速歯車を必要とする。わが国の蒸気タービン減速歯車は“ジャパンアンブローズ”の5万馬力130RPM用の製造実績が作られたが、6~7万馬力用では歯面荷重を現用のK値130よりさらに高くするか、Bull gearの径を増すか、あるいは最終段ピニオン数を増すことが必要となる。調質歯車の耐ピッチング限界は理想的歯当り状態ではK値250~300psi近辺にあるが、実機では経験に基づく安全率をとり、現在130psiが許容限界とされている。歯車は超精密機械要素であり、不測の損傷を発生する可能性を持つ重要部分であることから出力増大に対して殊に慎重にならざるを得ない。

歯車の小型軽量化には表面硬化歯車を採用することが最短距離であるが、4mを越える歯車研削盤が整備された現在では、大出力機関の減速歯車を飛躍的に小型軽量化する可能性ができたものといえよう。

c. クラッチ

中速マルチディーゼル機関およびガスタービン機関では、後進操作にクラッチが必要となる。すなわち、中速ディーゼルでは機関を逆転する時に一時かん脱を必要とし、ガスタービンは現状では機関の逆転が不可能なため、減速歯車の逆転歯合歯車を切換えるためのクラッチ操作を必要とする。超高速船開発プロジェクトの中ですでに3.6万馬力用可撓クラッチが研究開発されたが、問題は急速後進時の摩擦発熱に対し部材がいかに耐えられるかにある。多板式クラッチにおいても問題は同様である。

3. 超高速船用機関の評価と予測

超高速船開発プロジェクトの機関側の目標値は冒頭に述べたように常用出力25万馬力4軸、あるいは12.5万

馬力2軸である。大出力機関の現状から一応これらの可能性を概観してみる。この場合、主機関を選定するには次のような諸条件が検討されるであろう。

- 1) 技術的に信頼性の高いものが製作可能かどうか。
- 2) 燃料費が安い。
- 3) 建造費が安い。
- 4) ベイロードが高くとれるか。
- 5) 船内保守整備が容易か。
- 6) 振動騒音が少ないか。
- 7) 修理が容易か。

まず、低速ディーゼル機関は単機最大出力を4.8万馬力としても25万馬力に対して6基を必要とし機関室配置からして当然無理である。12.5万馬力に対しては3基ということになり実現不可能ではないが、比較的船体中央に機関室を置くことになり、かつ、機関室容量は大となる。その際、振動騒音は大となるが、燃費の面では最も有利となる。

蒸気タービン機関は7万馬力4基で製作は不可能ではない。ただ機関室容量が大となりベイロードが低下する。12.5万馬力には2基であり、特に大きな問題はなからう。ただ大出力機関となると自動化で困難な面も出て来る。

中速ギヤードディーゼル機関では単筒1,500PSの16V24,000単体機を3機1軸として4組搭載となる。この際の気筒数は192筒となり、保守整備の面で容易なことでない。しかし、技術的に全く不可能ではなからう。これが実現するのであれば燃料消費率は最低となり機関室容量も相当小さいものとならう。同機種大量生産となり建造費の上でもメリットは出る。

ガスタービン機関は航空転用型を中速ディーゼル機関の場合と同様な配列で可能性がないわけではない。故障機関の基地での換装により不稼働損失を皆無にすること、機関室容量を極小にできる等、大きな利点がある。

一方、軽質燃料の燃料費が膨大なものとなる。産業用型では6万馬力4基という例も考えられる。ただ現時点ではわれわれはガスタービン船の実績もなく、何とも現実感に乏しい。

原子力機関がもし実現するならば最も理想的機関となる。しかし、建造コストは当然最高となる。

以上、極めて常識的な評価ではあるが、25万馬力機関の現実性の面からは蒸気タービン、中速ディーゼル、ガスタービン、原子力の順となる。理想的には勿論原子力機関とすることに何人も異論はない。

問題はこの種の超高速船の現実性がどの程度のものであるかという点である。過去のカーブを延長するならば確実にこの種の船が実現することになるが、どのような採算ベースになるのか皆目見当はつかない。

4. 船舶技術研究所での関連研究

これまで5種類の機関を採上げて論じて来たが、当研究所ではそれぞれについて何らかの研究が実施され、また、実施されつつある。いい変えれば機関関係研究者はきわめて広い戦線を分担して受持っているといえよう。それぞれの研究内容に立入る余裕はないが、最近の主要研究題目を機関の種類別に列記すると以下のようになる。

○ディーゼル機関

- 吸排気系統の研究
- 高圧力遠心圧縮機の研究
- ディーゼル機関の動特性の研究
- 燃料噴射系の研究
- 機関用耐熱材料の研究

○蒸気タービン機関

- 過給ボイラの開発および実用化の研究
- 熱交換器の研究(防汚)
- タービンプラントの最適制御方式に関する研究

○ガスタービン機関

- 複合機関用熱交換器の研究
- 高温燃焼器の研究
- 高温タービンの研究
- 高圧力比軸流圧縮機の研究
- 高温用軸封装置の研究
- 二流体噴射弁の研究

○原子力機関

- 船用軽水炉の小型化に関する研究
- 一体型炉の安全性に関する研究
- 内装型蒸気発生器の動特性に関する研究
- 船用炉プラントの安全性に関する基礎研究
- 船体運動時の原子炉熱水力特性に関する研究

○軸系・歯車その他

- 推進軸の強度の研究
- プロペラ材の疲労強度の研究
- 船尾管軸受の軸受性能の研究
- 軸受メタルの強度の研究
- 軸の海水防食方式の研究
- 水潤滑船尾軸受の研究
- 調質大型歯車の耐久性の研究
- 硬化大型歯車の耐久性の研究
- 機関の信頼性に関する研究

あ と が き

本稿は昭和48年の10月の段階で作られたものであるが、その直後の世界的な石油危機とそれに伴う社会情勢の変化は、在来の価値観の基調を大きくゆさぶっており、この時点で機関の選択、あるいは超高速船自体にもどのような見通しを打つべきか明確ではないことを蛇足ではあるがつけ加えておく。

舶用機関の国際シンポジウム (ISME TOKYO '73) を終えて

小 泉 磐 夫*

このたび東京で開催された『舶用機関に関する国際シンポジウム (ISME TOKYO '73)』は予定通り昨年11月12日より3日間にわたる論文発表や討論会、ならびにこれに続いて行なわれた京葉地区・京阪神地区、更に姫路・岡山・長崎にいたる工場見学会、京都観光などのプログラムを盛会裡に滞りなく終了したことは当事者として誠に喜びにたえない。

本シンポジウムで発表された公募論文は合計91篇、その内容はディーゼル機関、蒸気タービン、ガスタービン、原子動力といった現在及び将来にわたる舶用推進装置に関する新技術の応用や開発、舶用機関の計算機制御、保守運航、試験検査、海洋汚染防止等に関する実証や研究、機器要素や装置についての機械工学的な解析や新しい工学手法の応用等、凡そ舶用機関の全分野にわたる実際と理論の両面に及んでいる。またこれ等の論文の講演セッションと併行して行なわれたパネル討論会では、特に題目を限定して、『電算機の舶用推進システムへの応用』、『舶用機関の保守と運航』、『機関動力装置の振動問題』、『機関艤装工事の革命』、『舶用推進プラントの将来』の5題目について、内外から依頼した講師の間で発表と討論が展開されたが、その論文は72篇に上った。したがって両者を合すると発表論文は総計163篇、発表者およびその討論に参加された人数は延267名に達した。

本シンポジウムへの参加登録者は計588名、その国籍は20カ国にもわたり、海外よりの参加者は同伴夫人23名を含め178名を数えた。これ等の方々はその所期の成果を得て、満足して帰国されたことを願っているが、幸い、筆者の直接耳にした批評の多くは、若干のお世辞を削り引いても、今回のシンポジウムは大成功であったとし、ことに準備の出来栄えや運営の手際についての賞讃を惜しまれなかつた。出席しなかつた海外の友人達からも、出席者から伝え聞いたとして、クリスマスカードにそのお祝いの言葉を寄せてくれた。

この結果に導いて下さった学会々員諸兄の献身的な御協力、学会の団体会員の各社、ことに造船工業会会員の大手造船会社よりの有形、無形の御援助に対しては、日本舶用機関学会とその国際シンポジウム開催主務担当者

一同を代表して、心からの謝意を表する次第である。

われわれがわが国では初めての舶用機関に関する国際会議の開催を思い立つたのは既に5年も前のことであり、最終的に学会としてその開催を決意するまで、2年にわたってその規模や成否の見通しについて討論を重ねたのであつたが、誰一人として今回のような盛況を予想した者はなかつた。いや、3年前に当時の学会長近藤市郎氏の英断によつて、その開催を正式に決定した段階においても、われわれは最悪の場合、2人でも3人でも海外から参加者があれば国際的の会合になるのではないかと自らを慰めて、この決意の程を固めたのであつた。

そのようにしてまで、われわれが国際シンポジウムの開催を願つたのには主に2つの理由がある。1つは、わが日本舶用機関学会は創立後まだ8年に過ぎない若い学会であり、会員数4,000を越えるに到つたとは言え、長い伝統のある世界の海運、造船関係の諸学会や海事産業社会においては、未だ殆んど知られざる新参者であり、何とかこのような企画を通じて、国際的にも認知して貰いたいと考えたのである。今1つの理由は、今日わが国が既に造船世界一の地歩を固めて久しく、わが海運も戦前を上廻る状態に復帰しているにも拘らず、従来海外よりの導入技術に依存するだけで、自らは何等見るべきものなしとされて来たわが国の舶用機関に関する技術について、漸く黙々として蓄積して来た技術ポテンシャルの成果を広く世界の技術社会の眼の前に提示し、厳しい国際的評価と切磋琢磨の場を通じて、国際社会に寄与する第一歩としたいと念願したからである。

この種の企画は欧米においては毎年どこかで行なわれる以上、われわれの企画は何等かの特色を持たなくては、その意義は薄いものに終る。これまでの海外におけるこの種の企画が、経験的、実際の技術を主とする傾向があるのに対して、われわれはわが国技術の特徴とも言うべき理論的基礎付けや解析的立場から寄与したいと考えた。われわれが公募論文の主題を、個々の新技術開発の実証の紹介や報告以外に、普遍性ある工学知識や解析にも求めたのはこうした理由によるものであつた。

このようなわれわれの企画は幸いに各国の関聯技術社会にも共感を得、この線に沿つた多数の論文の発表を得

* ISME TOKYO '73 事務局長 工学博士

たし、海外の著名な技術会社が各分野の専門家よりなる技術デレゲート集団を出席させたことでも明らかである。筆者の親しい北欧の一会社の友人は、「君のところのシンポジウムは技術レベルが高いから、いつもと違って、俺一人でお茶を濁す訳には行かぬ。お蔭で7人も専門家を連れて来たよ」と冗談まじりに話していたが、彼にしてもまた、それに報いるだけの何物かを期待した上で事に違いない。

然し何にも増して、今回のシンポジウムをかく盛大なものにすることが出来た大きな力は、わが国が今やその生産量においてもその技術水準においても、世界造船界の中心であるという事実である。海外よりの参加者は、各自が身をもってこの造船界の実態に直接触れ、結びつくことによつて、それぞれ何等かの形で得るものがあることを期待したからに他ならぬ。この意味において今回のシンポジウムにわが国の造船工業界の各社が、終始会社をあげて御協力御参加いただいたことは全参加者の喜びであつた。そして殊に海外からの参加者のために、歓迎のパーティを催して頂き、また工場を開放し、或は工場見学と観光の企画に協力し便宜を提供していただくなど、われわれは深甚な感謝を申さずにはいられない。

今回のシンポジウムの経験をもとにして若干の反省を加えるならば、今後は主題の範囲をもつと集約し、或は限定して、1セッションの発表論文数を減じ、1論文当りの討論の時間を充分にとること、換言すれば、主題に対する討論密度をもつと高くすることである。時に主題が若干偏り、シンポジウム参加者の規模を減ずることがあつても、こうした企画は時には許されてもよいのではない。

シンポジウムは1つの社会共同体を形成する。誰でも申込み参加出来るので、それは公開性を持つが、一度出来上るとそれは参加登録者の間だけの閉鎖された社会であり、入場料を払えば随時出入り出来る講演会とは違う。この辺の感覚がまだ海外からの参加者とわれわれとは違うようである。いや、誰でも切符を買えば聴きにはいれる音楽会でも、一度演奏がはじまると誰もが演奏者と一体になつて音楽にとけこみ、そして醸し出される喜びと満足を共にするあの雰囲気大切にするように、われわれは3日間のシンポジウムの期間中、いつしか参加者の誰彼との間に、冒わば一つ釜の飯を食つたような連帯感を禁じ得ないようになった。これがシンポジウムの持つ大きな意義であり、お互いが、一時的であるにせよ、共同社会の一員としての共感を持つに到つたことが、技術討論にも個人交友にも、一段の誠意を深める理由でもある。海外よりの参加者がことさらパーティや晩餐会への参加を重視し、予約洩れの登録者が執拗にその参加を

強要してわれわれ主催者側を困らせた理由も、このような行事はたかだか社交にすぎないとするわれわれ日本人の意識とは違つて、彼等はこうした会合の持つ雰囲気の意味をことさら高く評価したからのことかと、新しい驚きを持つて見直したのであつた。

今回のシンポジウムの開催を1973年と決定して準備活動を開始して間もなく、われわれはたまたまその年には同じ性格の国際会議IMASが英国IME(英国船用機関学会)によつて開催されるかも知れぬとの情報に一大衝撃を覚えた。同じ年内に同種の国際会議が重複することは出来るだけ避けたいことであつたけれど、既に募金活動など働きかけた後での変更は周囲に多大の迷惑と混乱を及ぼすことを恐れ、開催時期を年末ぎりぎりの許される時期までおくらせることにして、同年中の開催を強行することにしたのであつた。

思えばこのシンポジウム開催の時期は正に天与の最後の機会であつた。昨年10月の中東戦争以来の国際的な不安と国内のインフレ傾向はわれわれの国際シンポジウムの開催に甚だしく不利な情勢を強めつつあつたし、開催時期の切迫と共に紙、印刷費の高騰や諸経費の増大は開催予算をますます苦しいものにした。また用意された論文のうちで船用機関の経済性やエネルギー論的考察を主題とした多くは、中東戦争にからむ石油戦略の影響で、その結論への計算基礎をゆさぶられるものも出て来て、発表者を当惑させた。しかしともかく、われわれは以上のように盛会裡にシンポジウムを終え得たのであつたが、その終了を待ち兼ねたかのように、アラブ諸国による石油の禁輸と生産制限の嵐が世界と日本を席捲したのである。もう1カ月シンポジウム開催の予定が遅れていたら、果してその開催はどうなつていただろうか、思えばわれわれは儼然とするのである。

わがシンポジウムはこうして誠に思い出深い幕を閉じた。その集つた論文のすべてが将来に輝く珠玉とは言えなくとも、まさに来ろうとする世界の海運と海事産業社会の激動の時期を測る記録として一段の価値を持つ。そしてこのシンポジウムを契機として結ばれるに到つたわが日本船用機関学会と英国IME、米国SNAME、西独STGの三学会の間の国際協力関係、また多くのわが国と海外の技術者間の個人的交友関係は、今後の世界海外社会のシュトルム・ウント・ドラングの時代を極ようとも、むしろこのような時代を通じて、ますます強固な靱帯に生長して行くに相違ない。そうあることを切に望みつつ、筆者は重ねて関係各位の御協力を深謝して本稿を終る。

9,200馬力タービン駆動ポンプ浚渫船

“菱 洋 丸”

三菱重工業株式会社
船舶事業本部

“菱洋丸”は、三菱重工・広島造船所において、三菱地所株式会社殿向けに建造されたわが国で最大の浚渫能力を持つ 9,200 PS 蒸気タービン駆動ポンプ浚渫船で、水面下 35 m まで浚渫可能な最新鋭ポンプ浚渫船である。

本船は昭和 47 年 3 月完成した“第三菱和丸”を母型船とし建造され、昭和 48 年 7 月 25 日に竣工、現在五洋建設株式会社殿の操船により、横浜沖で順調な稼働を続け、所期の性能を充分発揮している。

ここに本船の概要を紹介し、参考に供したいと思う。

概 要

(1) 本船はわが国で最大のポンプ駆動馬力を持ち、また浚渫能力、浚渫深度においても最高の能力を持つ最新鋭ポンプ浚渫船で、深掘時はジェット式吸泥助勢装置を投入することにより、広範囲の土質に対して能率よく浚渫、排泥し得るよう計画されている。

また、これまでの稼働実績より、本船においてはとくに船体主要部の強度増強に意を払っているため、苛酷な使用に十分耐えることができる。

(2) 浚渫ポンプは 9,200 PS 蒸気タービンで直接駆動され、稼働条件に応じて、十分な範囲にわたってポンプ速度の制御が行われる。

また、この蒸気タービン制御装置系統に定トルク制御装置が組込まれているので、随時自動運転が可能であり、しかも自動運転時トルク最大を目標に運転されるので、本船乗組員の省力化と同時に浚渫能力の向上が期待できる。

(3) カッター、ウィンチをはじめ機関部補機類はすべて原則として電動機駆動とし、蒸気タービン駆動発電機により給電される。

(4) ラダーウィンチ、スイングウィンチ、スパット兼クリスマスツリーウィンチなどの浚渫機械類は上甲板上に、浚渫ポンプ、主タービン、発電機などは機関室に、またボイラはボイラ室に配置されている。

(5) 船首部の見通しの良い位置に操縦室を設け、カッター、ウィンチ、浚渫ポンプなどの浚渫機器の遠隔操縦を可能としている。

(6) 機関室上段に集中制御室を設け、機器類の集中制御および監視を行う。

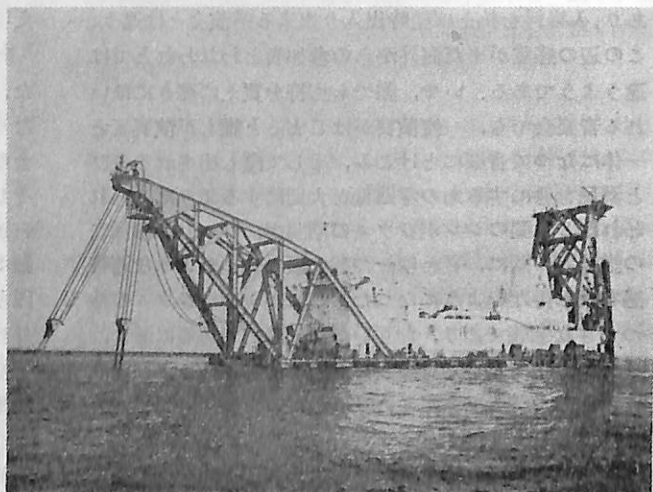
(7) 居住区関係の諸室は上部の甲板室内に配置し、冷暖房装置を完備して居住性の向上を計っている。

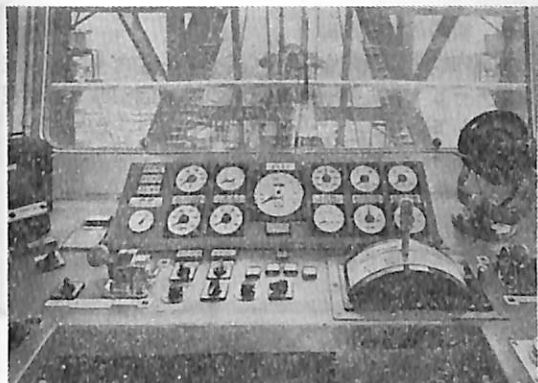
(8) スパットの自力水平格納装置、荒海時浚渫作業可能なるようクリスマスツリー装置などを装備し、作業能率の向上を計っている。

(9) 本船は、国外の工事にも従事できるよう、国際満載吃水線条約および船舶安全法に適合する設計工作を行っている。

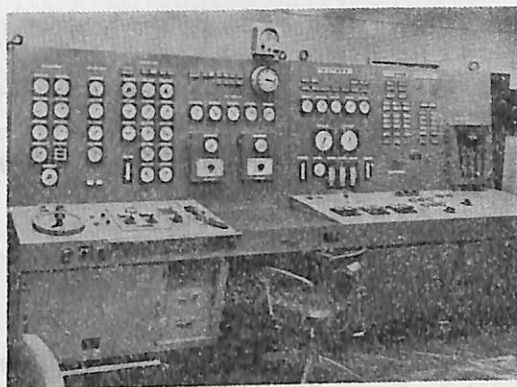
主 要 目

(1) 船 体	
全 長 (ラダーを水平に揚げた場合)	約 123.0 m
長 さ (垂線間)	78.40 m
幅 (型)	18.50 m
深 さ (型)	5.30 m
平均型吃水 (国際満載吃水線条約による吃水)	3.91 m
(2) 浚渫能力	
最大浚渫深度 (ラダー角 45 度にて計画吃水面より)	約 35 m (最小約 5 m)
排送距離	標準約 4,000 m (最大 8,000 m)
揚 土 量 (細砂にて)	標準約 1,500 m ³ /h
浚渫ポンプ容量計画	9,000 m ³ /h × 114 m × 345 rpm
浚渫ポンプ駆動用タービン	連続最大出力 9,200 ps × 360 rpm
管 径	吸泥管 (内径) 960 mm 排泥管 (φ) 760 mm
(3) タンク容積	
燃料油タンク	767.3 m ³
燃料油澄タンク	73.1 m ³
ディーゼル油タンク (澄タンクを含む)	101.7 m ³
給水タンク、生水タンク	169.0 m ³ , 136.5 m ³





操縦室操縦盤



集中制御室操作盤

清水タンク	96.5 m ³
バラストタンク	948.9 m ³
(4) 乗組員	
船長	1名
機関長	1名
電気長	1名
士官	8名
船員	20名
船主	1名
合計	32名

機器要目

- (1) 浚渫ポンプ 1基
 形式 横形単段片吸込渦巻式二重ケーシング
 容量 計画 9,000 m³/h × 114 m (海水)
 特長: ポンプ本体は二重ケーシング方式とし、一体形ケーシングライナ (三菱高級耐摩耗鑄鉄 HIRO-HARD 製) を採用。
- (2) 主タービン 1基
 形式 単筒2段減速装置付衝動式蒸気タービン
 出力、回転数 連続最大 9,200 ps × 360 rpm
 回転数制御範囲 250~360 rpm
 特長: 主タービン定トルク制御装置を装備。
- (3) 主ボイラ 1基
 形式 2胴水管強制送風重油専焼式
 蒸発量 常用 50,000 kg/h
 最大 60,000 kg/h
 蒸気条件 43.5 kg/cm²G × 459 °C
 特長: 自動燃焼装置 (ACC), 自動給水加減器を装備し、更にバーナー本数の遠隔および自動制御、煤吹器の遠隔操作を制御室より行う。
- (4) 発電機用タービン 1基
 形式 1段減速装置付衝動式蒸気タービン
 出力、回転数 約 6,100 ps × 900 rpm
 特長: 主発電機 (2,500 KW) およびカッター用発

電機 (1,650 KW) をタンデム配置とし、本タービンにより発電する。

- (5) 発電機
 主発電機 1基
 形式 3相交流自励同期発電機全閉形空気冷却器付
 出力、回転数 2,500 KW × 900 rpm AC 3,300 V
 カッター用発電機 1基
 形式 直流他励式発電機
 出力、回転数 1,650 KW × 900 rpm DC 600 V
 補助発電機 1基
 形式 3相交流ブラシレス同期発電機
 出力、回転数 300 KW × 720 rpm AC 445 V
 原動機 460 ps × 720 rpm ディーゼル機関
 電灯用発電機 1基
 形式 3相交流自励同期発電機
 出力 30 KW × 1,200 rpm AC 105 V
 原動機 62 ps × 1,200 rpm ディーゼル機関
- (6) カッター装置
 カッター形式 開放形6枚ブレード 1基
 カッター回転数 約 1.5~36 rpm
 1.5~24 rpm はトルク一定
 24~36 rpm は出力一定
 カッター電動機 1,500 KW × 900 rpm DC 600 V 1基
 カッター減速機形式 2段減速、ロックドトレン方式 1基
- (7) ウィンチ
 ラダーウィンチ 1台
 ドラム力量 (25 t × 2) × 25/12.5 m/min
 電動機 280/140 KW × 1,200/600 rpm AC 440 V
 スイングウィンチ 2台
 索巻込力 (2層目) 60/30 t × 0~15/30 m/min
 電動機 220 KW × 500/1,000 rpm (サイリスタ制御) AC 320/600 V

スパッド兼クリスマスツリーウィンチ 1台
 ドラム力量(2層目) 35t×36/18m/min
 電動機 280/140KW×1,200/600rpm
 AC 440V

特長: 各ウィンチは操縦室より遠隔操作可能である
 ほか、船首警戒ドラムおよびスパッド兼クリスマスツリーウィンチはレパールーム両ウィンチおよびスパッドガントリ中段よりの操作も可能である。

(8) 吸泥助勢装置

形式 圧力水噴射式
 ジェットポンプ 容量 1,400 m³/h×170 m
 電動機 950 KW×1,800 rpm
 AC 3,300 V

特長: ラダー内吸泥管の途中に4個のジェットノズルを設けジェットポンプにより圧力水を噴射して、浚渫ポンプ揚泥時水頭約2.8mの吸込真空に対する加圧助勢を行う。

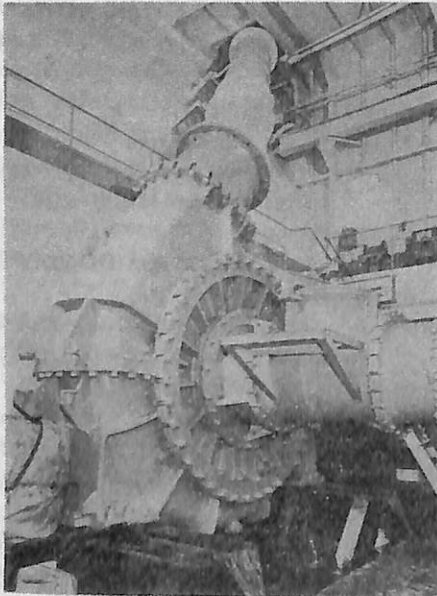
(9) 主タービン定トルク制御装置

排泥管内における土砂の沈澱閉塞を自動的に防止するため、また通常の浚渫条件における浚渫能率を向上する目的のため、主タービン制御装置系統に定トルク制御装置が組込まれている。

浚渫条件にマッチした適正トルクを設定することにより、主タービンはこの設定トルクを維持するよう自動的に運転制御される。

(10) アナログレコーダー

レコーダー1式を装備し、吸入負圧、吐出圧力、流速および集中グリスポンプ運転状態などの連続記録を可能としている。



浚渫ポンプ

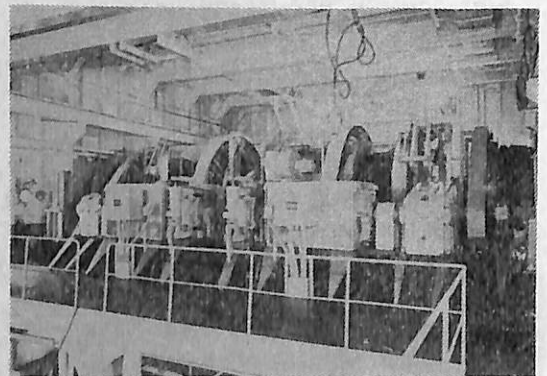
(11) 機関部集中制御室

制御室内に下記設備を設け、ボイラ、主タービン、主発電機タービンおよび一般補機類の遠隔制御および監視を可能にしている。

1. 機関科計器盤
2. ボイラ制御盤
3. 機関科警報盤
4. 低圧配電盤
5. 集合起動器盤

その他

1. スイングモーターにサイリスタ制御方式を採用。
2. スパッド渦巻上防止装置設備。
3. 30t 旋回デッキクレーン1基設備。
4. 吸泥管に真空過昇防止弁設備。
5. 排泥管に電磁流量計設備。
6. ラダーウィンチ、スパッドウィンチモーターは起動トルクの増大および非常時の駆動動力を引下げるため極数変換型巻線形電動機採用。
7. 交流主発電機は高圧の3,300Vを採用し、下記機器に直接3,300Vを給電する。
 - a. ジェットポンプ電動機
 - b. 高圧変圧器
8. 補助発電機は配電盤内母線の無電圧を検出して自動起動可能としている。
9. 廃油処理焼却炉1式設備。
10. 国際航海(回航)時にそなえて無人運転の航海灯用発電機設備。
11. スパッドウィンチおよびスイングウィンチのワイヤ巻取り状態を遠隔監視するため、工業用テレビ1式を装備。
12. スイング時の転動防止自動制動装置設備。
13. 転船警戒索装置設備。
14. ラダー深度計およびクリスマスツリー装置進捗計設備。
15. ラダー過巻上、過巻下防止装置設備。



船首ウィンチ室

世界初のイナー特ガス発生専用船

“イナー特ガス1号”

三菱重工業株式会社
船舶事業本部

“イナー特ガス1号”は、三菱重工業広島造船所が上野運輸商会殿向けに建造したイナー特ガス発生専用船で、このような船の建造は世界で初めての試みである。

本船の主目的は、LNGタンカーの入出渠時にイナーティング作業を行うことであり、当面はブルネイから日本へLNGを運ぶ、シェルのLNGタンカーに使用されることになっている。

本船は広島造船所で完工後、東京湾まで曳航され、昭和48年8月3日に無事船主に引き渡された。

ここにその概要を紹介し、参考に供したいと思う。

概 要

本船は、日本LNG社（三菱商事とシェルの各50%出資会社）が、ブルネイから輸入する天然ガスのためのLNGタンカー船団の入出渠時のイナーティング用として、イナー特ガス発生装置を種々検討した結果、発生ガス量・設備費・安全性等からガスタービンの排気を利用したイナー特ガス発生装置（Turbo-Inert System）を搭載する船の建造が考えられたものである。

本船を使用してLNGタンカーのガスバージを行う場合、東京湾の指定された場所で停泊しているLNGタンカーの船尾に係留し、ホースをLNGタンカーにつないだ後、本船のプラントを運転し、イナー特ガスを発生・供給するもので、75,000 m³のLNGタンク容積に対し、約2倍の容量のイナー特ガスでバージするため、1回の作業時間は約6～10時間程度必要となる。

本船のプラントで作られたイナー特ガスは、LNGタンカー用であるため非常に良質であるが、当面はLNGタンカー専用としては、年間の使用頻度が少ないのでLPGタンカー、あるいはイナー特ガス装置を持たない一般のオイルタンカーのガスフリー用、ならびに600 kWを限度とした電力の供給用にも使うことが考えられている。

イナー特ガスプラントの大半は、船主の支給（神戸製鋼所取りまとめ）によるもので、主要機器のほとんどが

ノルウェー等からの輸入品である。

このプラントはガスタービン、アフターバーナー兼クーリングタワー、冷凍冷却器、フィルター、ドライヤー、ドライヤー再生装置、デッキウォータシール等で構成されているが、運転は多数の計器により、自動的にコントロールされ監視されているので、非常に安全であり、もしプラントのどこかに異常が発生すれば、プラント全体が直ちに停止するようになっている。

主 要 目 等

航行区域

平水区域（東京湾）

主要寸法

全長（フェンダーは除く）	37.00 m
長さ（垂線間）	36.05 m
幅（型）デッキ位置	12.40 m
船底位置	11.60 m
深さ（型）	2.80 m
吃水	1.80 m

トン 数

総トン数	461.52トン
純トン数	378.91トン

容 積

燃料油タンク	48.1 m ³
給水タンク	11.5 m ³
清水タンク	10.8 m ³
バラスタタンク	110.3 m ³

乗 組 員

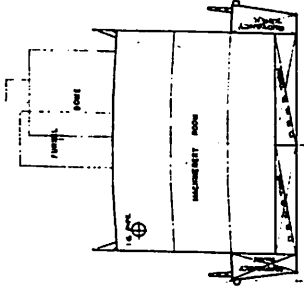
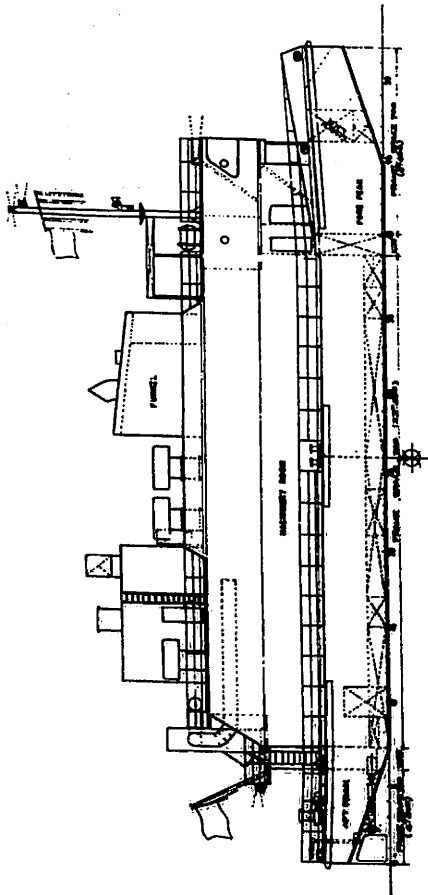
定員4名、その他8名

発電装置

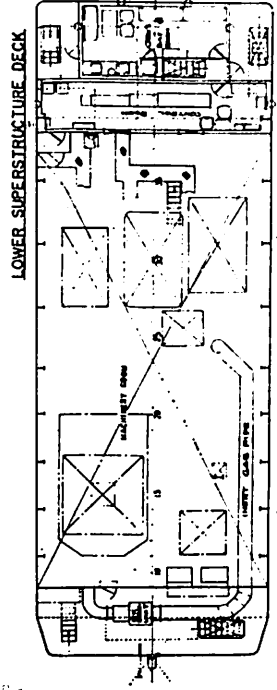
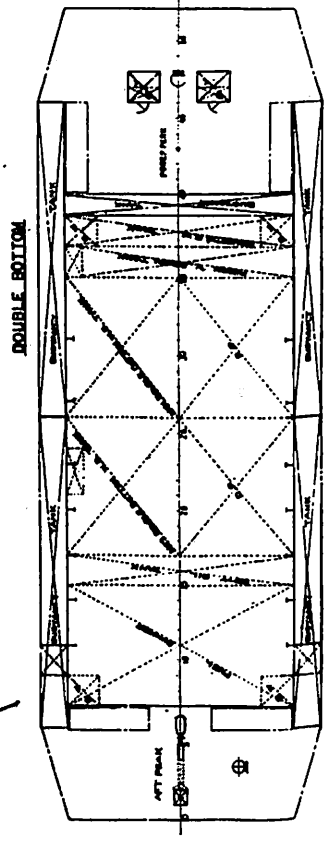
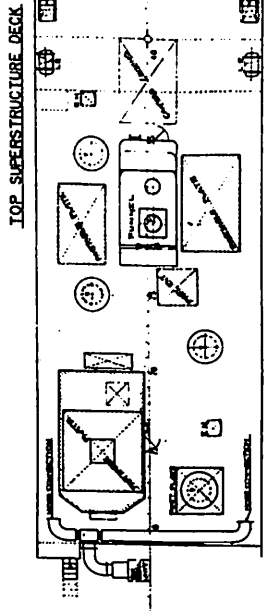
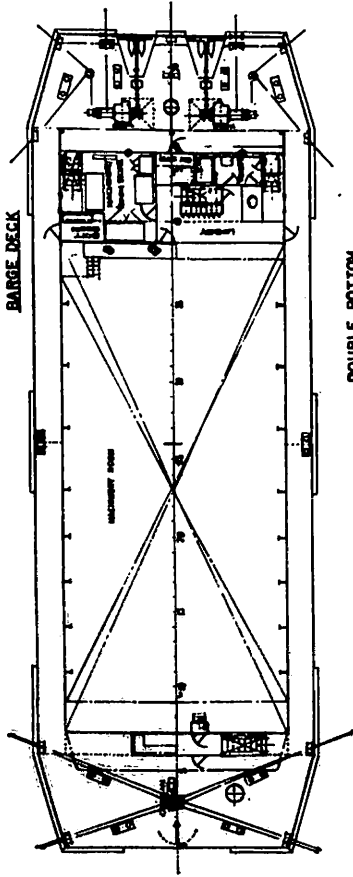
推進および補機用・ディーゼルエンジン駆動	8 kW 1台
イナー特ガスプラント用・ガスタービン駆動	600 kW 1台

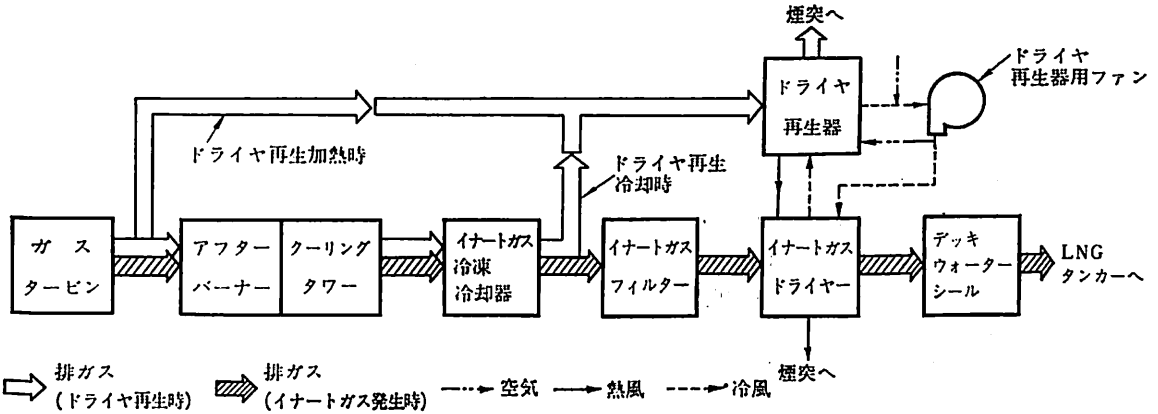


イナー特ガス1号



C
MIDSHIP SECTION





イナートガス装置概略図

イナートガス発生能力

デッキウォーターシール出口の背圧 1,500 mmAq にて 25,000 Nm³/hr のイナートガスを発生することができる。

イナートガス装置の主要目

本装置の基本設計は Kongsberg, Moss 両社が行い、詳細設計は神戸製鋼が行ったものである。

ガスタービン発電機

原動機

型式・台数・一軸型, 全ラジアル式ガスタービン

1台

軸出力 (気温 20°C, 海拔 0m における最大出力)

1,700 shp

回転数……タービン軸 17,100 rpm, 出力軸

1,800 rpm

燃料………灯油

メーカー………Kongsberg (ノルウェー)

発電機

型式・台数・船用三相交流ブラッシュレス防滴保護形

1台

軸出力………600 KW (力率 0.8)

回転数………1,800 rpm

電圧………AC 450 V

周波数………60 Hz

メーカー………Van Kaick (西独)

アフターバーナー兼クーリングタワー (一体形)

台数………1台

燃料………灯油

メーカー………Moss (ノルウェー)

イナートガス冷凍冷却器

型式・台数……横置, プレートフィンチューブ

2台

メーカー………神戸製鋼所/木村工機

冷凍機

型式・台数……電動スクリーコンプレッサー

1台

冷媒………R 22

電動機………290 KW × 3,600 rpm

メーカー………神戸製鋼所

イナートガスフィルター

型式・台数……ストリップメッシュ式 1台

メーカー………神戸製鋼所

イナートガスドライヤー

型式・台数……シリカゲル式 1台

出口のガス露点………-45°C

メーカー………神戸製鋼所/大同製鋼

ドライヤー再生器

型式・台数……立形シェルアンドチューブ型

1台

メーカー………神戸製鋼所/大同製鋼

ドライヤー再生器用ファン

型式・台数……電動横型 1台

風量×風圧………7,000 m³/hr × 450 mmAq

電動機………22 KW × 3,600 rpm

デッキウォーターシール

台数………1台

メーカー………Moss (ノルウェー)

イナートガス装置の概要

ガスタービンの排ガスはアフターバーナー兼クーリングタワーに導かれ、残留酸素がここで燃焼に費され、酸素分の非常に少ないイナートガスとなった後クーリングタワーに入り、海水で冷却される。このガスは、次のステップである冷凍冷却器に入る。ここで、イナートガスが

冷却されるので、ガス中の水分はドレンとなつて排出される。

イナートガスは、さらにフィルターを通り、ドライヤーに導かれて、シリカゲルにより残留水分が吸収され、乾燥状態になるので非常に安定した不活性ガスになる。この安定したガスは、本プラントの最終ステップであるデッキウォーターシールをとり、LNGタンカーに供給される。デッキウォーターシールはプラント停止時、LNGタンカーからのガスの逆流を防止するために設けられている。

本装置にはドライヤー内のシリカゲルを再生使用するための再生器が装備されており、ガスタービンの排ガスをドライヤー再生器に送り、再生器をとる空気を加熱し、この空気によりシリカゲルを乾燥させる。

その後、付属の強制冷却装置により短時間でシリカゲルを冷却し、次の稼動に備える。なお、ガスタービン発電機は、船内補機器および照明等船内で必要とする電力を供給するに十分な能力を持っている。

イナートニング作業について

ブルネイと日本間のLNG輸送船団7隻の中の第1船“ガデア号”が、最初の定期修理を横浜造船所本牧工場で行うため、8月31日第1回のイナートニング作業が東京湾内において実施された。



イナートニング作業

本イナートニング作業は他に先例がないだけに、当日は運輸省ならびに海上保安庁の専門担当官が乗船され、LNGガスの拡散状態や作業の安全性につきチェックが行われたが、安全性に関しては、予想どおり満足すべき結果が得られたものと確信している。また、プラントもきわめて順調に運転され、75,000 m³のLNGタンク内のイナートニングは6時間あまりで完了し、供給されたイナートガスの成分は、当分は、当初の計画どおりきわめて高純度のものが得られた。

業界の注目を浴びた“イナートガス1号”の成果は上記のとおり満足すべきものであり、本船の今後の活躍が大いに期待される。

天然社編 船舶の写真と要目 第21集 (1973年版)

昭和48年12月刊行 B5版上製函入 要目206頁、写真56頁 定価3,500円(千200)

第20集以後—昭和47年8月～48年7月における2,000トン以上の新造船206隻を収録、この1年における主たる新造船の全貌が詳細な要目および全景写真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

- 〔客船〕 あるかす、ましろ、えりも丸、あるぼとろす、ごうるでん おきなわ、フェリー すみよし、おりおん、いせ丸、あるなす、にちなん丸、新さくら丸、おきなわ丸、さるびあ丸
- 〔貨物船〕 せーぬ丸、しわく、ほうらい丸、東興丸、新川丸、金陽丸、ころんびあ丸、秀和丸、妙見丸、新宝丸、正隆丸、エイシャン フェニックス
- 〔油槽船〕 瀬田川丸、高倉山丸、高宮丸、栄珠丸、豊光丸、龍光丸、鳥取丸、清和丸、大光丸、高城山丸、海光丸、帝光丸、流春丸、東栄丸、ぼしふいっくころな、第五権原丸、第八福若丸、ぐらんだあ、泰興丸、神裕丸、第一星宝丸
- 〔散積貨物船〕 御昭丸、新雄丸、龍光丸、響取丸、神洋丸、茨城丸、豊光丸、紀国丸、第二中興丸、菱東丸、渡島丸
- 〔特殊貨物船〕 宇佐丸、熱田丸、あらふら丸、ぼしふいっく丸、万喜川丸、山鶴丸、大津川丸、鋼和丸、コーかさす丸、八戸丸、乾豪丸、べらざのぶりっじ、にゅーよーく丸、黒部丸、にゅーじゃーじ丸、東栄丸、ジャパン アンブローズ、ぼしふいっくあろう、白山丸、かすけーど丸、豊陽丸、金寿丸、ジャパン プラム、さんたかたり丸、第七ぶりんす丸、SUN DIAMOND、相模丸、泰光丸、第三旭光丸、いそかぜ丸、大真丸、第八十七大盛丸、第一日本へ丸、さくら丸、MARIVELES
- 〔特殊船〕 銀河丸、第五天洋丸、第三天洋丸、吉野丸

輸出船

- 〔客船〕 海蘭、CEBU CITY
- 〔貨物船〕 OCEAN HARVEST, ACROPOLIS, ALKYONIS, UNION BRILLIANCY, BUNGA ANGSA, MERRY CAPTAIN, BUNGA SEROJA, SPES, FORTUNE VENTURE, SEA BIRD, PERICLES HALCOUSSIS, EVER PIONEER, OCEAN GADIS, LORD, CERRO GRANDE, LANSING ACE, SOUTH WORLD, UNITY, RESPLENDENT, UNION ADSTRALIA, CRIMSON CONCORD
- 〔油槽船〕 GLOBTIC TOKYO, VENOIL, BERGE PRINCESS, THORSHOLM, SINDE, IOANNIS CHANDRES, VIOLAND N. GOU-LANDRIS, OTTO N. MILLER, EASTERN DALE, UNIVERSE PIONEER, FERNMOUNT, MOBIL PETROLEUH, ATHINA S. NIARCHOS, JAPAN ITOCHU, AFRAN ZODIAC, ENERGY MOBILITY, GEORGE F. GETTY II, JEQUITIBA, TADOTSU, ACCLIVITY PRINCE, ANIA, NAVARCHOS MIAOULIS, MESSINIACHI ORMI, SEABORNE, ESSO KUMAMOTO, SOLEIL
- 〔散積貨物船〕 SEVERN BRIDGE, MOSFIELD, POLYVIKING, GENE TREFETHEN, MOSBROOK, TAKAMINE, VOYWI, KYRIAKI, CHALMETTE, STAMY, FEDERAL BULKER, ARMONIA, EASTERN TREASURE, KOLLE D, VICTORIA I, INVERSHIN, EASTERN LILAC, AVLIS, ANTENOR, DORIC FLAME, WAYFARER, ELLISPONTOS, MERCY, STAR CASTOR, SPRAYNES, WOERMANN SASSANDRA, ANTIOCHIA, PERGAMOS, SETE
- 〔特殊貨物船〕 NAESS AMBASSADOR, DOCECANYON, TANTALUS, TARTAR, ANDRS ANTARES, CYPRES KING, LARINA, GARDEN GREEN, SILVER BRIDGE, WORLD KINGDOM, AUTHENTIC, ROSS ISLE, AEGEAN SEA, ESSO FUJI, TOYAMA, OGDEN BRIDGESTONE, BUNGA TEMBUSU, GOHYO, SANKOMOON, MANDANG, STREAM BOLLARD, CAR CASTLE, ASIA DALE, LEO, CRYSTAL GARDENIA, REGENT CEDAR, GRAND CARRIER, SOUTHERN OCEAN, MANISTEE, INWANG
- 〔特殊船〕 PETROBRAS II, PUNG YANG

日本造船研究協会の昭和47年度研究 業務について(3)

(社)日本造船研究協会
研 究 部

前回到引続き、造船技術に関する基礎的研究のうち、「船殻の腐食と腐食疲れによる損傷の防止対策に関する研究」(SR 128)、「排気ターボ高過給中小型ディーゼル機関の性能シミュレーションの研究」(SR 130)および「船体構造部材の許容応力に関する研究」(SR 134)の3課題の研究概要を掲載する。

船殻の腐食と腐食疲れによる損傷防止対策 に関する研究

研究部会：SR 128 (部会長 南 義夫氏)

実際の船体構造においては、部材の組合せやスロット孔のような切欠きを多数有し、また環境においても、海水は激しい腐食性を有するものであり、さらに、疲労などによる外力と実際に部材に生ずる応力との関係についてもまだ十分に把握されていない現状にあり、これらの問題は早急に解決する必要がある。

このような観点から、実船構造の疲労強度におよぼす波浪などによる外力、応力集中、溶接ならびに腐食雰囲気などの各種因子の効果を明らかにし、また、実際に見られる損傷との対応を行なつて、船殻の腐食と腐食疲れによる損傷の防止対策に資することを目的とし、昭和46年度から3か年計画で研究を行なつており、47年度はその第2年度として次の研究を行なつた。

(1) 腐食と腐食疲れ損傷発生に関する研究

(a) 軟鋼の腐食疲労強度におよぼす影響因子の効果 に関する研究

試験に用いた供試材は、圧延した板厚 50 mm の船体用軟鋼 SS 41 で、試験は3種類のひずみ波形(重畳波)による変位制御低サイクル疲労試験と、小型試験片による疲労試験を行なつた。波形は平均ひずみ $\epsilon_m=0$ の一次波(台形波)の上に二次波(正弦波)を重ね合せた重畳波である。両振り波形あるいは重畳波形の二次波の繰返し速度は 9 cpm である。重畳波による試験では、それぞれ室温の大気中ならびに 20°C の海水中で試験を行なつた。疲労試験では、海水中と空気中においてそれぞれ引張り圧縮両振り試験と回転曲げ試験を行なつた。軸力試験において、海水中に空気または酸素を吹き込んでその効果を比較した。また回転曲げ試験においては海水配管の一部に孔を設け、自動的に海水中に空気が吹き込まれるようにした。

以上の試験結果から次のような結論が得られた。

1) 変位制御低サイクル試験において、海水による腐食の効果は、等価寿命 N_c が約 6×10^3 サイクルよ

りも大きい領域において現われ、 N_c が 10^5 サイクルでは空気中の場合に比べて約 20% 疲労強度が低くなる。

2) 腐食効果は試験方法に大きく依存し、回転曲げ試験の方が軸力試験よりも大きな腐食効果を与える。また軸力試験においては、変位制御試験(空気吹き込み)、酸素吹き込みによる荷重制御試験、空気吹き込みによる荷重制御試験の順に腐食効果は小さくなる。

3) 回転曲げ試験においては、繰返し数 N が 10^5 サイクルまたは時間 t が 3×10^3 min 以上になると腐食効果は N または t の増大にともなつて急激に大きくなる。

4) 変位制御低サイクルにおいて、重畳波による疲労寿命は二次波の繰返し数がほとんどその寿命となつている。

(b) 構造模型による腐食疲労試験

大型構造物での腐食疲労強度を把握するため、一般船体構造用鋼 SS 41 を用いた実船局部(スロット部)構造模型と、疲労亀裂伝ば模型について疲労試験を行なつた。

使用試験機は、三菱重工(株)製の試験機中央部に加振機を備えた大型腐食疲労試験機で、その主な性能は、最大荷重容量は引張り側 50 トン、圧縮側 100 トンで一次波(台形波)の上に二次波(三角波、矩形波、台形波、正弦波)を重ねて波形、あるいはそれぞれの単独の波形により、両振りまたは部分片振りの試験が可能である。また荷重制御の他に最大 50 mm もしくは 150 mm の変位制御が可能である。また、本試験機の中央部に加振機を設け、大型モデルの試験を容易ならしめている。腐食槽の寸法は $h=3.5$ m, $B=1.5$ m, $H=1$ m, 容量 5 Ton で、ポンプにより採取した天然海水を最大流量 60 l/min で循環することができる。

(i) 疲労亀裂伝ば模型による疲労試験

試験は、疲労亀裂伝ば挙動におよぼす海水の影響

を調べるため、平均温度 14°C の天然海水中において、最大 50 Ton、最小 5 Ton (応力比 $R=0.1$)、繰返し速度 10 cpm の部分片振り荷重を負荷した。負荷開始後 $N=1.6 \times 10^4$ サイクル近傍において疲労亀裂の発生が認められ、亀裂長さは 10.5 mm ($dl=0.2$ mm) となつた。その後 N が 4.5×10^4 サイクル程度までは疲労亀裂の伝播速度は非常に遅い。しかし、 N が 5.42×10^4 サイクル程度においては疲労亀裂は 21.5 mm 程度まで大きくなっている。海水中における疲労亀裂伝播の初期段階におけるこのような挙動は後述のスロット模型においてもみられ、スロット部模型の海水中におけるスティフナーやウェブプレートの疲労亀裂長さは、発生前の最終観測時から、その次の観測時の間 (2,000~3,000 サイクル) に数 mm~10 数 mm に進展しており、初期に特異な現象が存在する可能性がある。しかし、この現象が観測されたのは、今回の一例のみであり、今後の確認を要する。初期段階を経た後では疲労亀裂長さ l は繰返し数 N の増大とともに大きくなり、またその速度 dl/dN は N の増大とともに次第に大きくなる傾向を示した。

海水中における疲労亀裂伝播の初期における不連続性が、試験方法によるものか、雰囲気によるものかを明らかにするため、空気中において、初期切欠き長さを 7 mm (海水中のそれは 10.3 mm) とした。荷重は海水中のときと同様に最大 50 Ton、最小 5 Ton の部分片振りとし、繰返し速度を 20 cpm とした。疲労亀裂は N が約 8.45×10^4 サイクル程度において認められ、7.4 mm 程度に成長していた。それ以後荷重の繰返し数とともに疲労亀裂は次第に成長した。空気中における疲労亀裂の伝播挙動において、海水中において見られる不連続性は認められなく、またその伝播速度は海水中におけるよりも遅い。

(ii) 実船局部構造模型による疲労試験

本試験においては、実船比約 1/2 縮尺のスロット部構造模型を供試した。スティフナーの板厚は 16 mm のものが 2 体、9 mm が 3 体とした。用いた試験機は疲労亀裂伝播試験において使用した試験機と同一のもので、負荷方法は、中央ロンジ材のフェースプレートの上側両側を着力点とし、三点曲げ部分片振り荷重とした。

それぞれの供試模型において、ひずみ分布を計測した。降伏領域でのひずみ計測は、通常のゲージを用いて計測した (計測不能) 1 体を除き、塑性ゲ-

ジを用いた。この部分でのひずみ分布はスティフナーの板厚によつて著しく影響を受け、スティフナーの板厚が厚い場合の方が、ひずみの最大値が減少する。しかし、水平方向から下側約 35° の方向にひずみの最大の点があることは両者ともほぼ同様である。また、スティフナーの板厚は、スロット孔回りのひずみ分布にも大きな影響をおよぼし、スティフナーの板厚が厚い場合では、その板厚の小さい場合に比べてスロット孔縁から 150~200 mm 離れた場所においても、ひずみは小さくなる傾向にある。

疲労試験は 3 体について行なつた。疲労亀裂はまずスティフナーのウェブプレート側において発生し、外側に向つて伝ばした。スティフナーの破断後、ウェブプレートとボトムプレートの接合部のスロット孔側とスロット部ウェブプレートに疲労亀裂が発生し、伝ばした。しかし、ボトム部の疲労亀裂は停留して、あまり進展しなかつた。

海水中における疲労試験では、スティフナーにおける疲労亀裂は、隅肉趾端部より少し離れた HAZ 部を進展した。疲労亀裂の伝ば速度は亀裂の長さが大きくなるにつれて次第に遅くなり、亀裂長さが 40 mm 程度となつた時に極小値を示し、その後は次第に早くなっている。これは、スティフナーに疲労亀裂が発生すると、模型全体において応力の再配分が生じ、次第にスティフナーの荷重が少なくなることと疲労亀裂がある程度大きくなると、応力拡大係数の範囲 ΔK が大きくなるためにこのような傾向を示すものと考えられる。ウェブプレートにおける疲労亀裂は、スティフナーにおいて見られたような伝ば速度の極小値はみられなく、亀裂の長さが大きくなるにつれて次第にその伝ば速度が早くなっている。

(2) スロット模型の海水腐食疲労試験

この実験に用いた試験体は 10 万 DWT 程度のタンカーのバラスタングのトランスリングにみられる寸法を参考に、その一部分を取出し縮尺を 1/4 とした模型で、供試材は造船用軟鋼板 SM 41 A 相当である。実験には負荷条件、環境条件により使用試験機は異なり、静的な歪分布測定にはアムスラー型 50 トン万能試験機、大気中疲労試験にはアムスラー社製 パルセータを 250 rpm で用い、海水環境中の疲労試験にはソレノイド式による圧力制御の繰返し荷重負荷装置を用いた。繰返し疲労試験において大気中試験のものは正弦波形、海水環境中試験には上限および下限荷重保持の台形波形を負荷した。

スロットまわりのひずみ分布は、スティフナーのロンジ表面板との接合部の応力集中部にて大きいひずみが計測される。ウェブ上にては、一番スロットの中央よりにて、また中央スロットの一番スロット水平部より下目の部分では各荷重にて一番スロット中央よりの2倍のひずみが計測された。

大気中の疲労試験では、損傷の発生、亀裂の伝ばなどを調べた。スティフナーにおいて亀裂長さの増加にともなう進展速度 dl/dn (mm/cycle) はほぼ一定で応力が分布を持つ。

海水環境下の疲労試験では、2.0トンの荷重条件で行なつた試験のスティフナーおよびスロット切断部の破面をみると、大気中で行なつたのとは異なり、溶着金属で亀裂の発生伝ばがみられるが、これは発生部のまわり溶接が不完全であつたためと思われる。また、破面は発生後数 mm は板に垂直であるが、その後せん断型 (45°に近い面をなす) となり、最後の1/3は準静的な破壊を呈している。スロットからの亀裂まわりの板の腐食による劣化はみられなかつた。

海水浸漬による試験は表面に発生する錆のため発生時が適確に把握できないが、 $P_{max}=10.5$ トンの試験体に関してスティフナー、スロット共に破断寿命は大気中に比べて短い。

(3) 不活性ガスの腐食疲れに対する防食効果に関する研究

供試材は板厚 6 mm の SS 41 材で、試験片は応力集中率約 2.4 の有孔試験片で、試験片中央部付近はグラインダーで黒皮を除去した後、ペーパーで仕上げた。使用試験機は、電気油圧式荷重制御型片振引張疲労試験機と環境制御装置を組合せたものである。負荷の繰返しは毎分 20 cycle とし、片振引張の荷重制御で与えた。環境は温調した試験槽内へそれぞれ温調した食塩水やガスをタイマーで電磁弁を作動させて注排出した。制御順序は、ガスフリー、注水、保持、排水で、各段は3分、2分、1.5分、6.5分 (13分/1 cycle) とした。雰囲気温度は夏季の常温状態に合わせて、常に食塩水、ガス共 30°C に保つようにした。ただし、大気中は室温のままとした。

大気中における破断寿命とその他腐食環境中でのそれとは明らかに差が認められ、腐食環境中での寿命は大気中での約 1/2 になつているが、各腐食環境間では有意差はでていない。しかし、表面の腐食状況は、3% 食塩水では、全面赤錆が生成するのに対し、大気～食塩水では分厚い鱗状の腐食生成物を生じており、窒素～食塩水ではほとんど腐食しないが薄く黒っぽい皮膜を発生する傾

向にあつた。破断時間 T_f のほぼ同一なものを比較すると、腐食の著しいのは、① 大気～食塩水、② 3% 食塩水中、③ 窒素～食塩水の順である。

破断面の疲れき裂部は①②では腐食生成物が付着しているのに対し、③では何も認められない。

(4) 重畳波形下の腐食疲れ試験

供試材は SS 41 材で板厚 6 mm のもので、試験部は板厚 4 mm、板幅 10 mm の平滑試験片である。

試験機は 4 kg-m シェンク式平面曲げ疲労試験機を改良した、複合波平面曲げ疲労試験機である。この試験機の二次波駆動電動機は SCR モーターを用い、60 rpm ~ 1,800 rpm 無段変速となつている。一次波駆動装置は、モーター、無段変速機、減速機、二重偏心機構およびクランク機構よりなり、計測装置の応力棒を揺動させて試験片に低サイクル負荷を与える。この場合一次波の繰返しは 10 回/日 ~ 90 回/日の無段変速となつている。

重畳波の試験は、一次波を 1/15 rpm、二次波を 120 rpm の正弦波の繰返しとした。一定振幅の疲れ試験の繰返しは、120 rpm である。腐食環境および装置は、腐食としては 3% NaCl の人工海水を用い、液は循環して用いた。液温は室温。腐食サイクルは 5 min - 5 min の Wet-Dry の繰返しで、乾燥はブローを用いて約 1 分間風を吹きつけて乾した。液を腐食槽に供給するノズルは、常に空気を巻き込む状態とし、液中の溶存酸素量を飽和状態とした。

一定振幅疲れ試験結果では、Dry での破断寿命と Wet-Dry でのそれとは明らかに差異が認められ、後者での寿命は前者の寿命の約 1/2 となつた。

重畳波疲れ試験の場合、最大応力 σ_{max} を 30 kg/mm² とし、一定振幅での疲れ試験より得られた実験点を最小二乗法にて S-N 線図を求めた結果、Dry の場合は

$$N\sigma^{4.40} = 5.29 \times 10^{11}$$

Wet-Dry の場合は

$$N\sigma^{4.06} = 7.86 \times 10^{10}$$

となつた。 $\sigma_{max}=30$ kg/mm² における破断繰返し数は実験点をもう少し必要とするが、この直線の式より Dry の場合 $N=1.65 \times 10^5$ 、Wet-Dry の場合、 $N=7.85 \times 10^4$ となる。

Wet-Dry での重畳波の実験を主に行なつたが、 $m=0.29$ の場合、約 52 日かかつて破断したため、時間的な制約があるので $m \geq 0.5$ の結果が多い。Dry の場合 $m=0.8, 0.9$ の 2 本行ない、Wet-Dry の場合と比較した。この結果 Wet-Dry の場合の方が腐食の影響のため寿命減少割合が大きい。

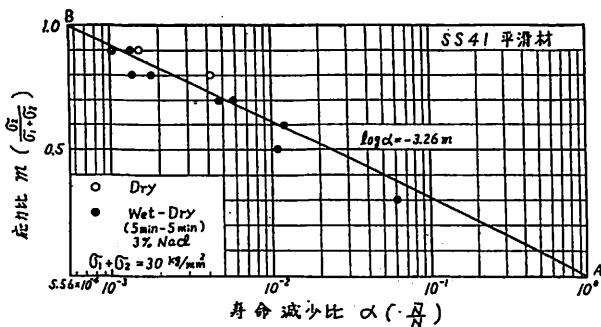


図1 二重重畳波平面曲げ疲れ試験結果

重畳波を受ける場合の寿命計算に関する整理方法は、等価繰返し数法およびレンジペアの変換により整理した。

等価繰返し数法

今回の試験は一次波の繰返し数を 1/15 rpm、二次波の繰返し数 120 rpm として行なっているため、一次波の 1 cycle に乗る二次波の山の数 $n=1,800$ となる。

等価繰返し数法で整理した結果を図1に示す。

この場合、縦軸は応力比 m を真数目盛でとり、横軸に寿命比 α を対数目盛にとつた。ここで寿命減少比 α は、

$$\alpha = \bar{N}/N$$

ただし、 \bar{N} ；一次波で勘定した重畳波形下の繰返し寿命

N ；応力振幅が σ_{\max} のときの一定応力での繰返し寿命

として表わした。

$m=0$ のときは $\sigma_2=0$ となるので、一次波の一定振幅の繰返しであるゆえ、上式より考えれば $\alpha=1$ となる。一方 $m=1.0$ のときは $\sigma_1=0$ であり、二次波だけの繰返し応力となる。このとき一次波の繰返し数で 1 cycle 中に二次波が 1800 山重畳しているため、速度効果を無視して考えると 1,800 倍の疲れ損傷を与えると考え、 $\alpha=1/1800=5.56 \times 10^{-4}$ となる。すなわち、図の A、B の各点がこれらの点にあたり、重畳波の両極端な場合と考えられる。

Wet-Dry の場合は A と B 点を直線で結んだ線のまわりにはばらつくことがわかった。Dry の場合はこの直線より安全側の結果があらわれ、Wet-Dry での重畳波疲れ試験の場合は重畳波による寿命低下以外に腐食の影響も寿命低下の原因となることが分る。

今回の結果から大ざっぱにいつて $\sigma_{\max}=30 \text{ kg/mm}^2$ 、3% NaCl Wet-Dry 5 min-5 min の場合の重畳波による寿命減少は、ほぼ AB 線で推定してよいことが分つ

た。

ここで、AB 線は次式で表わされる。

$$\log \alpha = -3.26 m$$

レンジペアの変換

等価繰返し数法 AB 線からはずれる実験点で、 α の大きい側にはずれる場合は AB 線で寿命推定しておけば安全側であるが、たとえば図1において逆に AB 線より α の小さい側にばらつくものがある場合は危険側となるので問題となる。この点に関する寿命推定法として、重畳波をレンジペア的な変換を行なつて腐食の修正 Miner の S-N 線図を用いて寿命を計算した結果、一応安全側となることが推定された。

(5) 腐食孔を有する鋼板の低サイクル疲れに関する研究

試験材料は、船殻用鋼材として多用されている SM 41 と HT 50 の 2 鋼種で、何れも実船のバラストタンク内で 3 年にわたり腐食試験したもので、表面はショットピーニングしたものに限定した。

疲れ試験は、大気中および海水中（自然海水）で行なつた。海水はポンプでノズルに送り噴射させる方法をとつた。負荷方式は荷重制御完全片振り引張り、繰返し速度は 12 cpm とした。試験片の応力は次の三つが考えられるが、実際には、孔食が断面内一様でなく、平均板厚が実測しにくいので基準にとつた σ_0 と、腐食減量から平均板厚を計算した ② を用いた。

① 元厚による応力算式は、

$$\sigma_0 = \frac{W}{t_0 \cdot b}$$

② 腐食減量を考慮した応力算式は、

$$\sigma_n = \frac{W}{(t_0 - t_c) \cdot b}$$

$$\text{ただし、} t_c = \frac{D \times 2.57 / 7.85}{S} \times 10 = 2.56 D$$

③ 平均板厚から求めた応力算式は、

$$\sigma_m = \frac{W}{t_{\text{mean}} \cdot b}$$

なお、②と③式による応力は ($t_{\text{mean}} \approx t_0 - t_c$) でほぼ近い値である。

t_0 ：腐食前の元厚 SM 41 は 8.5 mm
HT 50 は 25.5 mm

t_c ：腐食減量分の板厚（両面分）

t_{mean} ：3年間腐食酸洗後の平均板厚（ノギスによる測定）

b ：試験片の幅

D ：腐食減量

W ：荷重

σ_0 : 元厚で求めた応力
 σ_n : 腐食減量で考慮した板厚で求めた応力
 σ_m : 平均板厚で求めた応力
 S : 疲れ試験片の片側表面積

以上の試験結果より次のようなことが分つた。

1) $N_r=10^5$ における疲れ強さは次のとおりである。

SM 41	平滑材 (大気中)	$\sigma_a = 33 \text{ kg/mm}^2$
		予腐食材 (海水中) $\sigma_{OSL} = 21 \text{ kg/mm}^2$
HT 50	平滑材 (大気中)	$\sigma_a = 40 \text{ kg/mm}^2$
		予腐食材 (海水中) $\sigma_{OSL} = 24 \text{ kg/mm}^2$

2) $N_r=10^6$ における疲れ強さ減少係数 K は、SM材が 1.58, HT 50 が 1.68 と大差ない。ただし、全面腐食による低下を K_G , ピッチングによる低下を K_P , 腐食疲れによる低下を K_F とすると、 $K=K_G \times K_P \times K_F$ として求められ、個々の値は材質、素材寸法などの影響を受けやすい。

絶縁材による海水噴射の腐食疲れによる効果 (K_F で示す) は、 $N_r=10^4$ 以上の高サイクル側で大きくなり、HT 50 の疲れ強さ低下率は、SM 41 に比べて 2~3 倍大きい。

(6) 溶接継手ならびに溶接構造要素の海水腐食疲れ

試験は回転曲げ試験、軸引張圧縮試験、溶接構造モデルによる片振り引張り試験の 3 つの試験方法で行なつた。供試材料はいずれも SM 41 A 鋼で腐食疲労試験には 3% NaCl を用いた。

回転曲げ試験は、片持ち式回転曲げ疲労試験機によつて行ない、試験片の試験位置より 56.3 mm 離れた位置に荷重をかけて試験した。試験片の回転速度は波浪外力を想定して 10 cpm とした。

試験は 3% NaCl 水溶液を試験片の試験部に滴下する方式を原則として採用したが、腐食環境条件の影響を検討する試験で必要な場合には 3% NaCl 水溶液に浸漬する方式も採用した。

軸引張圧縮試験は、板の圧延方向に採取した砂時計型試験片、切欠試験片および板の溶接線に直交して、開先の垂直壁が試験片の中央にくるように採取した溶接継手試験片を使用して行なつた。

試験は軸方向型引張圧縮疲れ試験機によつて、ひずみ制御試験および荷重制御試験を行なつた。前者は試験片最小断面部における平均的な軸方向ひずみが完全片振りであるように、最小断面の直径変化を制御することにより行ない、後者は試験片に作用する軸荷重が完全両振りであるような場合と一定の平均応力を有するような場合について行なつた。

繰返し速度は 1 分間当り、5~10 回とした。

溶接構造モデルによる試験は、ローゼンハウゼン型疲労試験機を用い、下限応力 1.2 kg/mm^2 の引張り片振り試験をした。荷重繰返し速度は 300 回/分である。

以上の試験結果から、3% NaCl 水溶液による SM 41 A 鋼の低サイクル腐食疲労特性について検討し、次のことが明らかになつた。

1) 荷重繰返し速度が 10 回/分程度であれば、平滑材の腐食環境による寿命減少率は 30~40% 程度で、回転曲げ試験と軸荷重試験とは差はない。

2) 金属組織の見地からみて、母材と溶接ポンドとでは、腐食疲労特性上、特に大きな差異はなかつた。むしろ、わずかながら溶接ポンドの方が強い傾向を示した。

溶接継手の中では熱影響部がもつとも弱い傾向を示した。

3) 腐食環境要因として溶存酸素、温度、乾湿繰返しなどを影響因子としてとりあげ、その腐食疲労寿命におよぼす影響について検討したが、温度がもつとも大きな影響を示し、温度の上昇とともに腐食疲労寿命は短くなつた。溶存酸素は試験片表面の腐食には影響があつたが、寿命を変化させるような効果はなかつた。また、乾湿繰返しを受けても寿命が大幅に短縮されるようなことはなかつた。

4) 溶接構造試験片による試験では、大気中で破断したのも、腐食液中で破断したのも、ともに荷重方向に直交する溶接トウ部から割れが発生した。しかし、大気中試験と 3% NaCl 水中試験とでは寿命に全く差異はなかつた。この試験の荷重繰返し速度が 300 回/分であつたことに起因するのではないかと考えられる。

(7) 構造用鋼の塩水中腐食におよぼす振動の影響に関する研究

実験に用いた材料は板厚 3.2 mm の SM 41 A で、試験片は平板で、片持ち曲げによる静荷重を負荷したとき、静応力がどの位置においても等しくなるようにテーパ型とした。腐食法は試験片の周囲に設けた塩化ビニール製の腐食槽に塩水を循環させる方法を用いた。腐食槽と試験片の接続には、振動を槽に伝えないようにするためゴムを用いた。腐食液としては蒸留水には 3% NaCl を溶かした塩水を用いた。腐食槽の容量は約 200 ml、腐食域表面における流速は 5 mm/sec、液温は 20°C とした。

加振器は最大加振力が 1 kg の小型加振機の振動子の可動部を試験片の自由端にねじで固定し、駆動用の増幅器を介して試験片に振動を加えた。この加振器の出力特

性が一定になる周波数の範囲は 5~300 Hz である。また、試験片の腐食域における振幅の測定にはチャージ振動計を用いた。この振動計の変位測定における周波数特性は 5~70 Hz である。

腐食液中における試験片の振幅は測定が困難なので、あらかじめ空気中で測定した振幅をもとに推定した。

分極曲線の測定は、振動を加えてから試験片が腐食液になじみ、電位がほぼ安定したのち（約 4 時間後）に開始し、それ以後約 4 時間おきに分極曲線の変化を調べた。なお、各電流密度における停滯時間は 0.5 秒とし、電極電位は電磁オシログラフで記録した。

以上、造船用軟鋼を用いて、20°C における塩水中において振動を加えた状態で腐食試験を行ない、塩水腐食におよぼす振動の影響を検討した結果、次のことが明らかになった。

- 1) 無負荷の状態では加振した場合の腐食形態は加振しない場合と相違し、そのカソード分極抵抗は振動によつて減少し、腐食速度は促進される。
- 2) 加振した状態における初期の腐食速度は時間の経過とともにいずれの周波数においても増加するが、約 12 時間後からしだいに減少し、一定な腐食速度に収束する。腐食速度の増加量は共振点で最大となる。
- 3) 静的負荷における腐食形態は無負荷の場合と相違し、その分極特性は酸素の拡散による影響よりも酸素の還元反応が支配的となり、腐食速度は促進される。
- 4) 静的負荷の下で加振するときは腐食速度は促進される。このときの腐食速度は共振点で最大となる。
- (8) 腐食低サイクル疲労強度におよぼす歪波形の影響
試験に使用した供試材料は SM 41 B で、板厚 25 mm、幅 1,524 mm、長さ 3,048 mm の圧延材の板厚中央部から試験片の長軸がロール方向に一致するように母材試験片を加工した。

突合せ溶接継手試験片を得るため、供試鋼板のロール方向と直角方向に開先を加工し、自動溶接を行ない、その後全溶接長にわたつて X 線撮影を行ない、無欠陥であること確めた。

溶接継手材から試験片の長軸がロール方向となるように熱影響部試験片および溶接金属試験片を加工した。

疲労試験は曲げ変位一定の完全両振りの制御条件で実施した。各試験片ともあらかじめ切欠加工面の裏面中央に塑性歪計を貼付して試験中歪記録を行ない、試験部における動的歪挙動を調べた。また試験片に与えられる曲げ荷重の変化も記録した。

以上の試験の結果、次のようなことが分つた。

- 1) 塩水環境が曲げ疲労亀裂の発生におよぼす影響は長寿命領域において見られる。
- 2) 5 分保持の台形波による亀裂発生寿命は、室温空中においては三角波によるものとはほぼ同等であるが、塩水中においては三角波によるものより短寿命となるようである。
- 3) 試験片数が少なかつたため確定的なことは言えないが、母材、熱影響部、溶接金属の疲労強度の差は余り認められなかつた。(大西)

排気ターボ高過給船用中小型ディーゼル機関の性能シミュレーションの研究

研究部会：SR 130 (部会長 東野一郎氏)

本研究は、排気ターボ過給 4 サイクル中小型船用ディーゼル機関用の性能シミュレーションプログラムとして、1) 実用上十分な精度をもち、2) できるだけ簡単な、3) 新しい研究成果を取り入れやすくするために部分的な修正が施しやすいような、4) 排気タービンのタービン性能の扱い方を解析的な方法に近づけた、5) 静圧過給方式と動圧過給方式を採用した場合の機関性能を比較しやすいようなプログラムを開発して、この種機関の技術向上に資することを目的として、昭和 46 年度より 3 か年計画で研究を行なつており、本年度はその第 2 年度として次の研究を実施した。

(1) 計算所要時間の短縮に関する検討

従来のプログラムを、より一般的なオペレーティングシステムに向くよう書き改めた結果、計算所要時間を実用的な範囲に短縮することができた。

(2) シミュレーションモデルのプログラム作成

ルンゲ・クッタ・ギルの積分法を用いたプログラムが、電算機を通るところまで作業を進めた。また、部分流入、動圧過給の場合に現われる排気タービンの圧縮機作用をシミュレートできるプログラムを完成した。さらに、比熱比の式を新たに誘導して、これまで用いている式と比較した。

(3) 実験研究

実験機関として、川崎-MAN R 6 V 22/30 ATL ディーゼル機関を用い、静圧過給・動圧過給の両方式について性能計測を行なつた。実験機関の要目を表 1 に、配管系統および性能計測機器の配置を図 1 に示す。

なお、実験に先立ち、静圧過給化改良工事および計測機器の検定を行なつている。

本年度の実験研究の結果をまとめると次のようである。

- 1) 風量, 給気圧, 過給機回転数についてシミュレーションと実測値がよく合うようにするためのデータ処理技術を主に検討した結果, 排気管効率, 風量補正係数を適当な値に定めて, 上記の諸元を精度よくシミュレートできる見通しを得た.
- 2) 燃料消費率は定性的には比較的良好にシミュレート

表1 実験機関要目

機 関 本 体	機関形式	R 6 V 22/30 ATL
	シリンダ数	6
	シリンダ径×ストローク	220×300
	サイクル	4サイクル
	定格回転数	750 rpm
	定格出力	750 ps
	平均有効圧力	13.2 kg/cm ²
最高圧力	90 kg/cm ²	
過 給 機	製造者	石川島播磨重工業(株)
	形式	VTR200 Z 4a II WP31
	許容回転数	35000 rpm
	ブレード外径	221 mm
	ブレード平均径	190.4 mm

- 3) 動圧過給方式の場合の排気管内圧力変動については, シミュレーションの波形が実測の波形よりやや太目であるが, その理由は明らかでない.
- 4) 静圧過給方式では, 排気圧の変動量の大きさ, 傾向ともにシミュレーションとほとんど同じである. 圧力の絶対値には約 10% の差がある.
- 5) 給気圧力, タービン後の圧力は, 過給方式, 負荷のいずれにも関係なく, 事実上一定であり, 本研究における仮定の妥当性を確認した.
- 6) 供試機関の燃焼はほぼ定圧燃焼に近い.
- 7) 出力増大実験は 130% までを実施したが, 実測結果とシミュレーションは比較的良好に一致した.
- 8) 熱平衡の計測結果は妥当なところを示しており, 供試機関の運転状態, ならびに計測法に大きな誤りはないと考えられる.
- 9) 動力計用のはかりに現われる数字は, 動力計による反力を正しく指示している. (潮田)

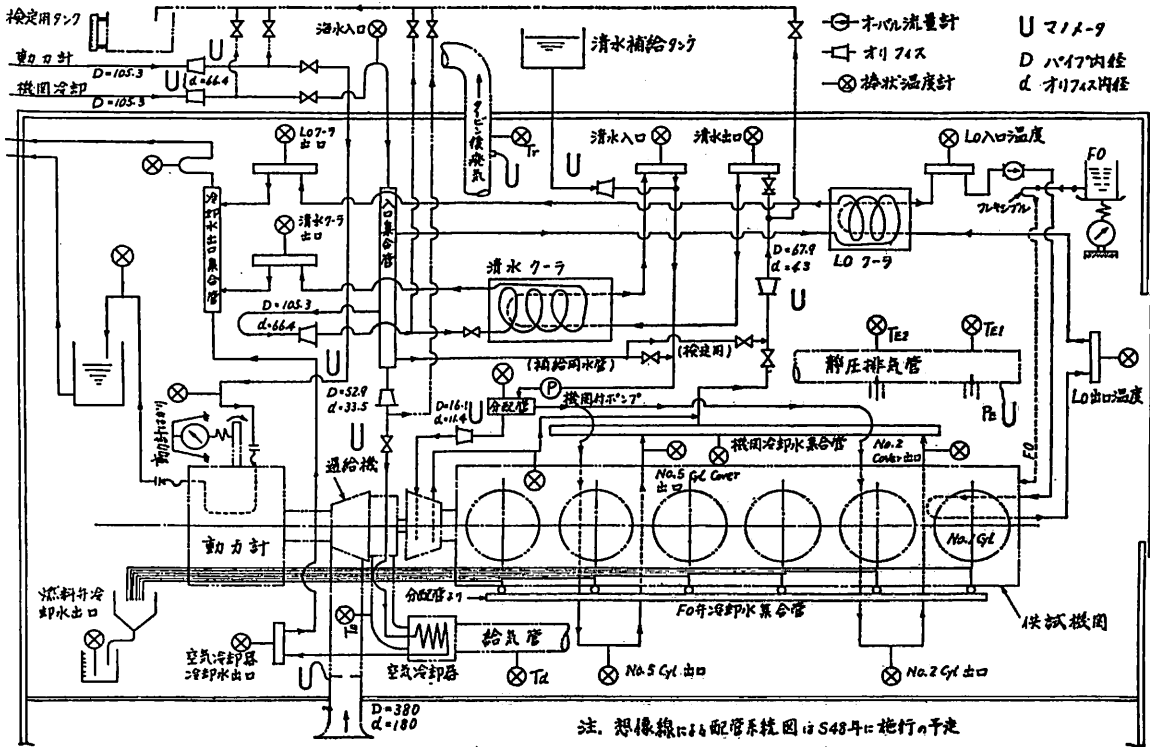


図1 配管系統および性能計測用機器配列図

船体構造部材の許容応力に関する研究

研究部会：SR 134（部会長 秋田好雄氏）

従来、船体構造部材の許容応力は、主として経験的な面から決定されてきた。そのため、部材ごとに許容応力がかなり異なったり、また、その相異について合理性が乏しかった。そこで本研究部会では、船体構造部材を安全にかつ合理的に設計するため、今まで経験のみに頼っていた許容応力に対し、新しい解析法にも適応するような合理的許容応力を設定することを目的として、昭和47年度から5か年計画で研究を行なっており、本年度は第1年度として次の研究を実施した。

(1) 船体構造部材についての調査

イ. 設計理念の調査

現在までに発表された文献のうち、設計理念に関するものを調査し、これを船体構造の設計に適用する場合の問題点を摘出し、また、船体構造部材の許容応力を決定するための諸要因を調査する目的で、各船級協会規則における設計荷重や強度解析法などの考え方について検討した。つぎに、信頼性工学の観点から、安全率に対する統計的手法についても調査を行ない、信頼性工学の手法を船体構造部材の許容応力決定に使用する場合の問題点などについて検討した。また、タンカーの玄側タンク内トランス部材を単純化した平面モデルについて有限要素法による解析を行ない、解析法の精密化に伴う応答計算の信頼度について検討した。

まず、文献調査においては、船体設計理念に関する次の文献を取り上げた。

Report of Committee 10 on "Design Procedure" I.S.S.C., Oslo, 1967.

Report of Committee 10 on "Design Procedure" I.S.S.C., Tokyo, 1970.

E. Abrahamsen: "Structural Design Analysis of Large Ships" Det Norske Veritas, Publication No. 72 Sep. 1970.

J.J.W. Nibbering: "Permissible Stresses and their Limitations" Ship Structure Committee Publication SSC 206 (1070), Washington D.C. U.S. Coast Guard.

つぎに、信頼性工学の適用に関する調査については、信頼性工学ワーキンググループを組織して調査を進めることとし、本年度は信頼性工学の理論的基礎の調査研究、船体構造に似た他の構造物に対する信頼性工学の適用の調査が進められた。本年度の調査から、本研究部会の作業に信頼性工学を適用するのに必要な

調査事項として、次のようなものがあることが明らかになった。

- a. 部材に加わる外力の統計的性質
- b. 使用材料の統計的性質
- c. 初期不整等の工作誤差
- d. 信頼性の適正值

船体構造の合理化に、信頼性工学を応用することについての調査は、中間報告の段階にあり、多くの問題点を残しているが、これが本部会の研究の有力な手段になり得ると考えられる。

また、設計理念を検討するための基礎的研究として行なつたタンカーの玄側タンク内のトランスバース部材を単純化した平面モデルについての有限要素法による2次元解析は、次の目的によるものである。即ち、次の項目に示すような、主に構造配置上の変化に基づく主応力分布の変動の模様を把握するとともに、解析法の精密化による応答計算の信頼性について考察する。

- a. タンクサイズ、タンク寸法比およびストラット配置と主応力分布
- b. トランスバースのコーナー部形状と主応力分布
- c. トランスバースの断面特性と主応力分布
- d. コロージョンマージンと主応力分布

この解析結果についての考察は48年度に実施する予定である。

ロ. 船級協会規則の調査

現状を知るために、現在の代表的設計基準である各船級協会規則における縦強度、貨物船の横強度およびタンカーの横強度に関する規定を調査し、それぞれの規則における考え方や具体的要求値などについて比較検討した。それによると、造船界としてかなり長い経験を有している1万トン級の貨物船の部材寸法についても、ものによつては各規則要求値にかなりの差異があることが認められる。このことは、単に従来の経験のみをベースとして合理的安全性を設定することは難しく、現在の段階で、船体の安全性はどうあるべきかについての考察が必要であることを示している。

a. 縦強度

近年の傾向として、一部の特殊船および小型船舶を除き一般の船舶では、通例縦肋骨方式構造が採用されているので、本項での比較検討は縦肋骨構造方式の場合のみに限定し、横肋骨方式構造に関する規則は除外した。調査結果の主要点をまとめると次のとおりである。

縦強度上の想定外力（波浪）としては、NV, LR

などでは発生確率で約 10^{-6} 、NK では約 10^{-8} 程度のもを対象としている。また BV では一般的には発生確率 10^{-6} 程度の波浪を対象としているが、特別の場合として 10^{-8} レベルの波浪を考慮している。

各船級協会とも船の形状のみで決まる Z_{min} を設定し、載貨状態による縦曲げモーメントの変化に対しては、静水中曲げモーメントにより Z の要求値を調整するようにしている。多少の差はあるが、各規則とも船の種類によつて、 Z の要求値を変えている。なお、RSのみは要求断面係数をTop of Deck Stringer at Sideで規定しており、他規則とは異なつた採り方をしている。

規則算式中に使用されている船体寸法に関する諸元(L, C_B など)も各規則間で若干の差異があり、とくに C_B (Block Coefficient)は、その規定方法にかなりの違いがある。

許容曲げ応力はNV, BV, GL, RSおよびNKでは波浪中の全応力で規定し、AB, LRでは静水中応力で規定している。そして、その値は各規則によつて異なつている。BVでは、さらに詳細には σ_{local} をも考慮した場合の許容値を与えており、またGLでは、振り応力をも考慮に入れる場合があるとされている。NVでは一般的には上述のごとく波浪中の全応力で規制するが、とくに $Z_{act}=Z_{min}$ の船では静水中応力をも規制することになっている。

H.T. 使用に対する考慮方法には大差ないが、材料係数の値は各協会によつて異なつている。しかしいずれの規則でも材料係数の値は σ_y ベースと σ_B ベースとの中間にあると考えてよい。

せん断に対しては、NV, BV, GLおよびNKでは波浪中における全せん断力を対象としており、ピークの発生位置の変化に対しては各ordinateにより修正係数を用いて波浪せん断力を修正する方法をとつているが、AB, LRでは、静水中せん断力のみで、せん断強度を規制しており、場所によるせん断力ピークの変化に対しては許容せん断応力を変化させて調整するようにしている。

許容せん断応力については、NV, GL, LKでは全せん断応力(波浪と静水中との和)で与えており、特にNVでは波浪応力と静水中応力との配分値をも明示している。BVではせん断応力と曲げ応力との組合わせ応力で考慮しており、せん断力のみ許容値は与えられていない。AB, LRでは静水中応力を各ordinateごとに規定している。また

NKおよびLR(ただしタンカーの場合)のみは横断面内ウェブの平均せん断応力で考えている。なお、いずれも応力算定にはコロージョンマージンを控除しないとしているが、NKのみは控除後の部材寸法を用いることにしている。

b. 貨物船の横強度

二重底内のGIRDER, FLOOR, LONGITUDINAL, INNER BOTTOM PLATE, FRAME, BEAM, BULKHEAD PLATEおよびSTIFFENER等の貨物船の横強度関係部材の寸法に関する各船級協会の規則を調査比較した。

ある特定の船について、各協会の規定により具体的に各部材の寸法を求めて比較すると一層各協会の規定の差がはつきりすると考えられる。このために $L_{pp}=156.0$ m, $B=22.6$ m, $D=13.3$ m, $d=9.6$ mの貨物船について各部材寸法の比較を行なつた。これによると先づ各部材の寸法は協会によりかなり異なつていくことがわかる。TWEEN DECK FRAMEでは、もつとも大きいRSは最も小さいBVの約4倍の断面係数を持つている。二重底のLONGITUDINALでも、BVはNVの3倍の値となつている。二重底のINNER BOTTOM PLATEやW.T. B^{III}のPLATEは協会による差は小さく、せいぜい20%である。

各協会の特徴としては、NVは二重底のLONGITUDINALが異常に小さい、BVはTWEEN DECK FRAMEが小さい、GLはB^{III} PLATEが薄い、ABは骨が比較的小さく板が厚い、RSは一般に寸法が大きいと云うことがわかる。

c. タンカーの横強度

近年、船舶の大型化が進み、特にタンカーにおいて著しい。その構造部材の設計においては、従来の主として経験に基いた船級協会規則に則るのみでは、船型の大型化につれ不合理性が目立つようになり、直接に強度計算を行われることが望まれるようになった。現在では各船級協会とも、大型タンカーの横強度部材の寸法は直接強度計算(DIRECT CALCULATION)を行つて決定し得るようになった。ただし、各協会間にはその考え方に多少の相違があるので、各協会によつて定められているDIRECT CALCULATIONの方法に従つて、20~27万トン級の実船3隻について、トランスリングの各部材や、コーナー部に生ずる応力を計算し、これをAB, LR, NVで定められた許容応力と比

較して、現時点における船級協会の許容応力について検討を行ない、BV、GL についても考察を加えた。

今回の調査では、各協会間での有効幅のとり方の相違、腐食代の問題等があり、同一の基盤での比較を困難にしたが、以下のように各協会解析基準の特徴、問題点等を列挙できるであろう。

各協会とも荷重条件と許容応力の間には密接な関係があり、比較的きびしい荷重条件を設定しているABSでも許容応力が高いため必ずしも他協会よりきびしいデザインとはならない。

同じくNVは、腐食代を考慮することを要求し、許容応力もさ程高く設定していないにもかかわらず、許容応力内に入るのはオーバーフローを考慮しないことにより応力レベルを下げているからである。

LRは規定の吃水で計算することができるため、今回設定した条件の応力値より下げられるようデザインの自由度増加に配慮を加えており、もつとも現実的であるといえる。

今回はGLに対する計算を行わなかったが、許容応力値が高く、大体ABと同程度と考えられる。

BVは許容応力値がLRとABの中間程度であり、設定荷重条件が少ないのが特徴である。

ABのコンディションC(センター、ウイング満載、吃水 $d/3$)は他協会ルールに比べてきびしく、また現実的荷重条件とも考えられないので、合理的デザインの面から見れば検討の要があるであろう。

NVの場合の腐食代の考慮は一面合理的だが、骨組計算の精度も分わせ考えると、他協会(AB)のように許容応力に変化をもたせた方がよいであろう。

以上a、b、cの調査のほか、現在の段階で船体構造の設計基準にはどのような要因が考えられているかを知るために、新しいタイプであるLNG船についての各種規則の調査を行なった。この調査結果を見ると、貨物船規則あるいはタンカー規則と異なつて、船の使用条件、波浪中の運動、運動による加速度、疲労強度、脆性破壊強度等が、構造あるいは部材寸法の決定のために導入されており、外力、構造強度計算法、許容応力の相関がある程度明確化されている。もつともこれらの諸要因は、主としてタンク構造決定のためのものであつて、船体構造の決定に関しては必ずしも明確化されていない。今後、船体構造の決定についても、LNG船のタンクに対するものと同様の考え方が

導入される必要があると思われる。

ハ. 社内規定の調査

船級協会規則に規定されていない細部の部材や、新しい構造方式に対しては、各造船所ごとに社内規定を設け、これによつて実船の設計を行なつている。ここでは、各社の社内規定の調査を行ない、その内容について検討した。

ニ. 高応力部と就航実績

船体構造部材の細部においては、かなり高い応力を生ずる部材があるが、ここでは、計算上あるいは実船計測で高い応力が発生する箇所を調査し、その実態について検討した。また損傷箇所についても調査し、今後、許容応力と損傷実績との関連について検討するための基礎資料とした。

(2) 船舶以外の構造物についての調査

船体構造に対して採用すべき適切な許容応力を検討するに当つては、船舶以外の構造物で採用されている許容応力がいかなる理念の下にそしてどの程度の値に定められているかの展望が重要な参考資料になる。各種の構造物は、それぞれ使用状態における外力および環境条件、機能、安全性に関するきびしさの相違、設計時点における設計因子推定の可能性の差があるにせよ、構造物としての機能のある定められた寿命期間維持しなければならないという命題においては一致しているからである。

当初、提案された調査対象は、圧力容器、配管、クレーン、航空機、建築(特に耐震設計)、橋梁であつたが、文献入手の難易、規格体系としての疎密、船体構造との近似性その他の観点から、本年度は対象をクレーン、航空機、圧力容器、配管にしぼつて調査を行なつた。

調査結果を要約すれば、脆性破壊に関しては材料選定過程での制約によつて防止対策を講じ、これを前提として静荷重に関しては降伏応力基準(たとえば降伏応力の $1/1.5 \sim 1/1.6$)あるいは引張強さ基準(たとえば引張強さの $1/3 \sim 1/4$)で許容応力を定め、場合によっては崩壊荷重基準(たとえば崩壊荷重の $1/1.5$ 、 $1/1.25$ 、1倍)による許容応力の制限を加え、ともに局部降伏を許した上で、ピーク歪(あるいは仮想弾性応力)または部材での平均応力を低サイクルあるいは高サイクル疲労設計法の観点から定めているのが一般的であるといえる。そしてこれら各基準値に対する係数は、設計計算の詳細さ、荷重推定の確かさ、機能安全性に関する要求の度合によつて異なつている。従つて、本調査結果を船体強度設計の参考とするに当つては、当然部材の重要度の分類をした上で基準値に対する係数を定める必要がある。

(羽賀)

(その3 貨物格納) (16)

8-4-4 タンク構造強度一般

一 般

独立型方形および圧力容器方式タンクはそれぞれ、深水タンク規則または圧力容器規格をベースとした算式により基本的な構造寸法が与えられる。これらのタンク構造方式ごとの基準は8-4-5以降に紹介する。ここではタンクとして共通の問題点について述べる。

タンクの構造解析は独立型および非独立型いずれも8-3で説明したように(1)タンクテスト状態、(2)満載航海状態、(3)荷役時状態、(4)半載時熱応力、(5)スロッシング、(6)半載時変動圧状態、(7)静荷重状態、(8)外圧状態、(9)振動解析、および(10)累積荷重状態に分けて検討するのが通常である。さらに、タンク支持・固着構造については衝突時の前後方向加速度も考慮する。

独立型タンクについてはこのうち、(2)満載航海状態で方形方式はディーブタンク規則を、圧力容器方式は圧力容器規格をそれぞれ準用して構造寸法を定める。このとき、タンク支持、固定装置からの反力も考慮に入れる。また、圧力容器方式は(8)外圧状態によつて構造寸法が定まることが多いので、この状態も考慮されなければならない。

そのほかの状態についてはタンクの構造方式、タンクの形状、大きさ、実積、積荷計画、タンクテストの方法、タンクの位置、タンクの支持・固定方法により条件が異なり、詳細な応力・強度解析を省略できることが多い。

タンク構造基準でタンク構造方式によらず共通したものは設計荷重であり、設計荷重の基準は8-3で説明したとおりである。

また、タンク構造方式によらず、例えば、熱応力、スロッシング等一般的な問題として8-3設計荷重と強度解析で述べたとおりで、基準としては8-3以上詳細なものは見当らない。

振 動

8-3でとりあげていない問題で振動解析があるが、これも明確な基準は見当らない。なお、独立型方形方式タンクのパネル振動はディーブタンク規則の基準を準用で

きるが、これについてはNKの細則G1301等を参照されたい。

一般的にいえることは、船体およびタンクの設計上、および主機およびプロペラの選定上、振動による起振力および振動応力をできるだけ低く保つよう配慮しなければならないということである。

また、規則によつては(DnV規則等)必要と認めた場合、振動による応力および振動数の計測が要求されている。

タンク支持、固着装置

メンブレン方式(以下、この項ではセミメンブレン方式を含む)タンクのタンク支持、固着装置(特に固着装置)は設計によつてかなり異なり、また実船例(その1 LNG船の概要参照)で紹介した以上の詳細は公表されていない。

また、メンブレン方式のタンク支持は防熱材兼用のタンク支持材によるのが通常である。この場合の設計荷重のとり方、強度解析の方法は8-4-8に示すものと同じと考えてよい。

したがつて、ここでは独立型タンクのタンク支持、固着装置を対象として説明する。

以下、NK規準の該当規則を引用する。

[NK LNG船規準、タンクの支持・固定関係規則]

3.3.3 浮上り防止装置

タンク倉に浸水しタンクが浮上した場合に、大規模な損傷が発生しないように浮上り防止装置を設けるか、あるいは船体構造強度上、十分な配慮を払わなければならない。

4.2.4 タンク支持および固定

-1 タンクは、船体構造およびタンクに過大な集中荷重がかからないように支持しなければならない。タンクの支持構造は、タンクの温度変化に基づく膨脹収縮に対応できるもので、タンクの重量および船の横揺れ、縦揺れ等の運動により加わる力を考慮して、適当な材質および十分な強度のものとしなければならない。

-2 独立型タンクは、船の動揺により、タンクが移動することのないよう、タンクの移動止めを設けなければならない。この移動止めは、タンクの温度変化に基づく膨脹収縮に対応できるもので、船の横揺れおよび縦揺れ

* ** 日本海事協会

等の船の運動により加わる力を考慮し、適当な材質および十分な強度のものとしなければならない。また、必要な場合、非独立型タンクにもタンク移動止めを設けなければならない。

-3 金属性のタンク支持および固定装置を設ける場合、これらの装置を通じて船体構造が異常に冷却されることのないよう、タンクと支持および固定装置金属部との間には、適当な防熱材を装入する等の考慮を払わなければならない。

一般に独立型方形方式タンク底部支持台はタンクの重量を支えるが、温度変化による水平面内のタンク膨脹伸縮は拘束しない構造となつている。ただし、満載状態ではタンク支持台の面の摩擦力で、水平方向のすべりはある程度拘束される。

また、タンク頂部および頂部の縦横中心線には移動止め（すべり止め）が設けられる。この移動止め（タンクキーと称する）はタンク中心方向へは自由に移動を許すが、水平方向への移動は拘束する。このようにすると、温度変化によるタンクの膨脹伸縮はタンク中心を中心にして生ずることになり、したがってタンクに温度変化による過大な応力を生じない。この移動止めは波浪中の船体運動、船の衝突時のタンクの移動を防ぐような役割りを果たすのが、通常である。独立型方形方式タンクの支持構造配置の概略の例を図8-88に示す。

独立型圧力容器方式タンクの支持構造は実船例（2-2-2、2-2-6および2-2-7）で紹介したようにそれぞれ独特

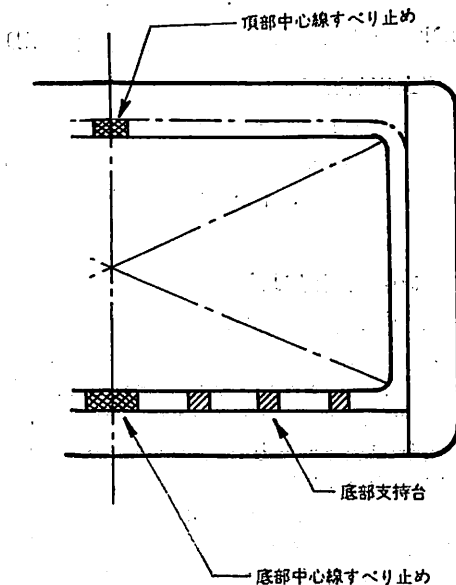


図8-88 独立型方形方式タンクの支持構造（文献49）

の支持構造である。しかし、基準としての根本的な考え方は独立型方形方式の場合と同じである。

さらに、つけ加えると独立型タンクの支持構造に関連して、その附近の船体構造およびタンク構造の補強構造は注意を払い、タンク支持構造から伝わる荷重を船体またはタンクへ、それぞれ適当に分散されるように設計しなければならない。

8-4-5 独立型方形方式タンク

一般船舶のディーブタンクまたはタンカーの貨物油タンクは、多くの就航実績がありその信頼性も確認されている。各船級協会ともこれらの規則をベースとして補強平板構造である独立型方形方式タンクに対する規定を定めている。

独立型方形方式タンクは、現在タイプA（完全二次防壁）およびタイプB（軽減二次防壁）のタンクが規定（DnV, NK, IACS 案, USCG 案等）されている。

以下、NKのLNG船規準を引用する。

〔LNG船規準、文献59〕

4.5 タイプA 独立型方形方式タンク

4.5.1 一般

-1 タイプA独立型方形方式タンクは、特に本会が差しつかえないと認めた場合を除き、設計蒸気圧（ P_0 ）を 0.7 kg/cm^2 以下として設計しなければならない。

-2 タイプA独立型方形方式タンクの構造配置は、4.1.1-3によるほか、タンク外面も保守点検のための要件を満足するようにしなければならない。ただし、タンク構造、タンク周囲の環境およびタンク倉周囲の船体構造等により本会が適当と認めた場合、タンク外面の保守点検の要件は参酌することができる。

4.5.2 構造強度

-1 タンク板

タンク板の厚さは、一般に次の算式により算定された値以上としなければならない。

$$\frac{21}{\sqrt{K}} S \sqrt{h} \quad (\text{mm})$$

K は、材料により定まる値で、表4.5.2-1(1)または表4.5.2-1(2)による。

S は、防撓材の心距 (m)

h は、4.3.3(2)(a)に示す荷重 h_j で、タンク板下縁における該パネルの水平方向の中央の値

表4.5.2-1(1) フェライト鋼の K

材料記号	KL2-N	KL3-N	KL5-N	KL9-QT	KL9-NNT
K	30	32	43	57	50

表4.5.2-1(2) アルミ合金 (K 5083-O) の K

板厚 t (mm)	t ≤ 39	39 < t ≤ 127	127 < t ≤ 178	178 < t ≤ 204
K	13	12	11	10

備考1 表4.5.2-1(1)は、 $K = k\sigma_F$ とし、タンク材料がKL9(9% Ni 鋼)の場合 $k = 0.95$ 、その他の材料の場合 $k = 1.0$ とした値である。溶接継手部の強度によつて本会が適当と認めた場合、 k の値を増減することがある。

- 2 アルミ合金を使用する場合、板厚が204 mmを越えるものについては、本会の適当と認めるところによる。
- 3 オーステナイトステンレス鋼を使用する場合、 K の値は、本会の適当と認めるところによる。

-2 タンク板付き防撓材

- (1) タンク板付き防撓材は、全長を通じてできるだけ寸法の不連続を避けるようにしなければならない。
- (2) タンク板付き防撓材の断面係数は、次の算式により算定された値以上としなければならない。

$$133 C \frac{Sh l^2}{K} \quad (\text{cm}^3)$$

K は、前1の規定による。

S は、防撓材が支える面積の幅 (m)

l は、タンク板付き防撓材の支点間の全長 (m) で、その端では固着部の長さを含むものとする。ただし、防撓材を設けるときは、端の固着のヒールから最も近い防撓材までの距離、または防撓材間の距離とする。

h は、4.3.3(2)(a)に示す荷重 h_j で、 l の中央での S の中央の値とする。

C は、係数で、防撓材の端部の固着条件により表4.5.2-2(2)により定まる値。ただし、肘板の長さが防撓材のスパン l の1/8と大きく異なる場合、 C の値は増減することがある。

- (3) 防撓材のたわみによる付加応力が大きい場合、これを考慮して防撓材の断面係数を適当に増加しな

ければならない。

-3 防撓桁

- (1) 水平桁、縦横桁等の桁構造物の解析は、少なくとも曲げモーメント、せん断力、軸力およびねじりモーメントを考慮して骨組計算、有限要素法あるいは本会が適当と認めたこれらと等価な計算方法で計算し、組合わせ一次応力の等価応力値が4.4.2(2)に規定する許容応力以下となるようにしなければならない。

- (2) 前(1)において、4.3.3(4)に規定する船体とタンクとの相互作用力は、タンク底部と船体の二重底が支持構造で連結されている場合、二重底のたわみとタンク底板のたわみの相互作用によつて誘起される支持反力を考慮するものとする。

4.3.3(4)に規定する船体とタンクとの相互作用力を計算する場合、波浪中の船体垂直曲げモーメントは4.3.2-4に示す近似式、1タンク倉の局部垂直曲げモーメントに関する船体周囲の変動水圧分布は、4.3.2-3に示す近似式、また内圧荷重は、4.3.2-2に規定する各方向加速度の近似式を用いた4.3.3(2)(a)に示す内圧分布を使用して差しつかえない。

- (3) 倒止肘板は、3 m 以下の間隔で設け、桁の面材の遊辺の幅が桁板の片側で200 mmを越える場合は、遊辺も支える構造としなければならない。

- (4) 桁に設ける平鋼防撓材の深さは0.08 d_o 以上としなければならない。ただし、 d_o は、防撓材が桁の全深さにわたり設けられるときは桁の深さを、防撓材が桁を貫通するタンク板付き防撓材の位置から桁の面材にわたり設けられるときは桁の深さからタンク板付き防撓材の高さを控除したものを、また、防撓材が面材に平行に設けられるときは倒止肘板の心距をそれぞれ用いる。

- (5) タンク底板と二重底を支持構造で連結する場合、支持構造直上のタンク内強度部材は、支持反力に十分に耐えるような構造としなければならない。

-4 タンクの支持構造は、4.3.3(5)に規定する荷重を考慮して十分な強度を有するものとしなければならない。

-5 タンク内に液密隔壁を設ける場合、隔壁付き防撓材および防撓桁は、前1ないし3の規定を準用して適当な寸法としなければならない。

-6 タンク内に制水隔壁を設ける場合、その構造寸法は、4.3.3(11)に規定する荷重に対して十分な強度としなければならない。

表4.5.2-2(2)

一端 他端	イ) 強固な肘板固着	ロ) 柔軟な肘板固着	ハ) 桁で支持またはラグ固着
イ)	0.70	1.15	0.85
ロ)	1.15	0.85	1.30
ハ)	0.85	1.30	1.00

-7 タンクを構成する強度部材は、局所的な塑性変形が生じないような構造寸法とし、座屈等の不安定現象が発生しないような寸法比としなければならない。また、開口周辺、肘板端部等の構造不連続部においては、過大な応力集中が発生しないような適当な形状とするかあるいは局部補強等を行わなければならない。

4.5.3 貨物半載時

貨物半載の計画がある場合は、4.3.3(10)によりタンク板に加わる衝撃圧を計算し、本会が必要と認めた場合、各強度部材の寸法の増加を要求することがある。

4.5.4 工作基準

(1) 突合わせ継手の目違い

タンク板およびタンク内液密隔壁板の突合わせ継手の目違い量は、2 mm 以下を標準とする。

(2) やせ馬ひずみ

タンク板のやせ馬ひずみ量は、6 mm 以下を標準とする。

(3) 桁等のウェブの曲がり

本会が適当と認めるところによる。

4.6 タイプ B 独立型方形方式タンク

4.6.1 一般

-1 タイプ B 独立型方形方式タンクの強度部材の寸法は、タイプ A 独立型方形方式タンクの強度部材の寸法より小さくしてはならない。ただし、本会が特に認めた場合は、この限りでない。

-2 本節に特に定めるもののほかは、タイプ A 独立型方形方式タンクに対する 4.5 の規定を適用する。

4.6.2 設計基準

-1 本節で規定するタイプ B 独立型方形方式タンクは、タンクおよびタンク支持構造の応力、たわみ分布が精密に解析されることを前提とする。

-2 タンクを構成する主要構造部材は、立体骨組構造解析法あるいは有限要素法等により解析されなければならない。この場合、構造には、船体の局部構造および支持構造を含め、かつ、船体の垂直、水平曲げモーメントおよびねじりモーメントによる船体の全体変形、ならびに局所的な変形も考慮しなければならない。

-3 タンクを構成する主要構造部材は、有限要素法によりその詳細部に至るまで応力計算をしなければならない。ただし、これと等価であると認められる場合は、骨組構造解析等によつて差しつかえない。

-4 前2および3において、4.3.3(4)に規定する船体とタンクとの相互作用力の計算に必要な各種変動荷重

は、原則として4.3.2-1の規定により長期予測を行ない、本会が適当と認める発現確率における最大期待値を用いるものとする。それらによる変動応力 (σ_{dyn}) は相互の位相差を4.4.2(1)(c)の規定に従つて評価し、変動応力を含む全応力は、この変動応力と静的応力 (σ_{st}) を加え合わせるものとする。ただし、タンク内荷重は、4.3.2-1により直接計算した加速度の長期予測値を用いて4.3.3(3)(a)に規定する内圧分布として考慮して差しつかえない。

-5 タンク板およびタンク板付き防撓材の寸法は、その応力分布および応力の形態を考慮して本会の適当と認めるところによる。

-6 タンク内に隔壁を設ける場合、隔壁板および隔壁板付き防撓材の寸法は、本会の適当と認めるところによる。

-7 防撓桁は、組合わせ一次応力の等価応力が、4.4.2(2)に規定する許容応力以下となるような寸法としなければならない。

-8 疲労強度解析

タンク強度部材は、その高応力部あるいは応力集中部等の母材および溶接継手について、疲労強度解析を行わなければならない。この場合、S-N 曲線は、次の諸点を考慮に入れて実験等により求めなければならない。

(1) 試験片の形状寸法

(2) 応力集中と切欠き感度

(3) 応力形態

(4) 平均応力

(5) 溶接条件

(6) 環境温度

なお、実験に際して少なくとも1つの応力レベルに対しては6個以上の試験片で試験し、本会が適当と認める信頼水準における S-N 曲線を求めなければならない。また、疲労荷重は、4.3.3(8)の規定によるものとし、疲労強度は4.2.4の規定を満足するものとしなければならない。

-9 破壊機構解析

設計者は、二次防壁の設計基準に関連し、4.3.3(9)に規定する疲労荷重を用いて4.2.5の規定によるタンクの破壊機構解析を行ない、存在するき裂が想定する一定期間において、限界き裂長さに達しないことを確認しなければならない。

-10 座屈解析

防撓桁は、横倒れ座屈、桁付き防撓材間のパネルのせん断座屈および倒止肘板の曲げ座屈等が生じないよう、

十分な強度を有するものとしなければならない。

-11 振動解析

タンク板および防撓桁は、起振源と共振して悪影響を生じない寸法のものとしなければならない。その場合、タンク板および防撓桁の固有振動数は、貨物に接した状態における最低値を考慮する。

-12 タンクの応力計測および温度分布計測

応力解析の計算精度は、原則としてモデルタンクテストあるいは実船のタンクテスト時の応力計測等により確認しなければならない。また、タンクの温度分布は、完成後の貨物積載試験において計測を行ない、異常な温度分布が生じていないことを確認しなければならない。

-13 本会が必要と認めた場合、構造不連続部の応力集中係数は、実験等により求めなければならない。

4.6.3 工作基準

-1 工作基準の規定は4.5.4による。

-2 設計者は、前1のほか実験等により工作誤差の疲労、局部強度、座屈等に対する影響を調査し、独自に工作基準を作成して、本会の承認を得なければならない。

次に、この規定によるタンク板の厚さおよび防撓材の算式の立案の根拠を示す。

タンク板の厚さ (LNG 船規準 4.5.2-1)

タンク板のパネルは、その周囲が固定された帯板と考えることができるから、便宜上、単位幅のストリップを取り出し両端固定の梁として解析した。方形方式タンクの構造形状は、深水タンクに類似しているが、深水タンクと違うところは、このタンクが独立していることであり、このため内圧荷重によりタンク全体が外に押し広げられることになる。これに起因する軸力 σ_m は、一般に無視できない。

この条件に対する塑性曲げモーメントを M_P とすると、 M_P は、次式で表わすことができる。

$$M_P = \frac{t^2}{4} \sigma_Y \left\{ 1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_Y} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots(8.142)$$

ここに、 t は、タンク板の板厚 mm
 σ_Y は、降伏応力 kg/mm²

一方、梁に等分布荷重 h (T/m²) が作用する場合の梁端部の曲げモーメントは、防撓材の心距を S (m) とすると次式で表わされる。

$$\frac{hs^2}{12} \dots\dots\dots(8.143)$$

この曲げモーメントが、塑性曲げモーメント M_P に等しくなった時 (即ち、両端に塑性関節を想定) を設計

概念とする。(8.142)式と(8.143)式を等置し、更に、塑性時のポアソン比 ν (=0.5) で σ_Y を修正すると(8.146)式が得られる。

$$t = \sqrt{\frac{C}{3 \left\{ 1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_Y} \right)^2 \right\}}} \cdot \frac{1000}{\sigma_Y / \sqrt{1 - \nu + \nu^2}} \cdot S \sqrt{h} \dots\dots\dots(8.146)$$

(8.146)式において、軸力 σ_m を $0.35 \sigma_Y$ 、 C は安全係数で、これを深水タンクで考慮したものと同一とし、1.4を採用すると(8.146)式は、(8.147)式となる。

$$t = \frac{21}{\sqrt{K}} \cdot S \sqrt{h} \dots\dots\dots(8.147)$$

ここに、 K は材料の降伏応力 (kg/mm²)

なお、(8.147)式は、水平桁構造を対象として、軸力を $0.35 \sigma_Y$ と想定したものであるが、垂直桁構造とする場合は、軸力は小さくなり無視できる場合もあり、軸力の項は適当に修正して差しつかえない。ただし垂直桁構造とする場合は、タンクの上下方向の不均一温度分布に起因する桁の強制変位による曲げ応力等、別途考慮する必要がある。

タンク板付き防撓材の断面係数 (LNG 船規準 4.5.2-2)

防撓材の両端がラグ固着の場合は、両端で固定された単一梁と考えることができる。この梁に等分布荷重が作用した場合の最大曲げモーメントは、次式で表わすことができる。

$$M_{max} = \frac{1}{12} S h l^2 \dots\dots\dots(8.148)$$

ここに、 S は、防撓材が支える面積の幅 (m)
 l は、防撓材の支点間の全長 (m)
 h は、等分布荷重 (T/m²)

両端の固着条件に対する修正係数を C とし、安全率を深水タンクで考慮したものと同一とし、1.6とすると所要の断面係数 Z は、次式で表わすことができる。

$$Z = 1.6 C \frac{M_{max}}{\sigma_Y} = 133 C \frac{S h l^2}{K} \dots\dots\dots(8.149)$$

(8.149)式における C の値は、規準、表4.5.2-2(2)に示す値である。なお、同表において、強固な肘板固着とは、該防撓材と同程度以上の隣接面内防撓材との肘板固着が、これと同等の固着をいい、柔軟な肘板固着とは、梁などの直交材との肘板固着をいう。

なお、NKの規準4.5.2-1および2に規定している K は、タンクを構成する材料の降伏応力 (0.2%耐力) をベースとしているため、実際に使用される溶接継手部 (100頁へつづく)

第4章 貨物格納設備 (タンク, 二次防壁, 防熱)

貨物格納設備に対する本章の規定は、最新の構造強度解析技術を適用するように構成されているが、LNG 船のように経験が少ない構造方式のものについては「実績によりその信頼性を確かめ、より合理的な構造強度の基準を与える」といった手法を採用することができない。このようなことから、現在定量化できていない問題点について、この規準では、少なくとも安全側に判断して基準を与えている。この点に関しては、将来実績が増え、かつ積載される貨物の物性の影響が明らかになった時点で、本章の規定を再検討する方針である。

また、第1章の解説で述べているように、本章の規定による船の周囲環境条件 (航路等) は、平均的なものを想定している。

4.1 一般

4.1.3. タンクの圧力調整装置

-2 において、負圧防止装置に対する (1) および (2) の規定はいずれも、二重防禦を考えたものであり、大気導入は最終的 (第3段階) 措置としている。したがって、(1) のタンクの真空逃し弁は、原則的にその弁が作動した場合貨物ガス、窒素ガス等の不活性ガスを導入するよう付帯設備する必要がある。ただし、その場合貨物用ポンプの低圧力自動停止装置の信頼度が十分高いと認められれば、この空真逃し弁は直接大気を導入するタイプでもよい。

4.2.4 疲労強度解析

疲労強度解析の対象となるのは、原則としてメンブレンタンクのような応力解析が不可能なタンク、あるいはその他のタンクで応力解析が十分に行なえない部分およびピーク応力の生じるごく狭い範囲の部分 (たとえば、ドームのタンク貫通部、防撓材の趾端部等) である。

疲労強度のクライテリオンとして、累積損傷比が0.5未満となるように規定したが、この数値はあくまで設計上の目安であつて、累積損傷比が0.5未満であれば疲労破壊は絶対に生じないということではない。

むしろ、このクライテリオンは疲労破壊がたびたび生じる (もちろん船体自身の安全性は二次防壁により確保されている) ことによる LNG 船としての商品価値の減少に対処するためのものと考えてよい。

したがって、十分かつ良好な実績のある構造形状 (圧

力容器、方形方式タンク等) のものに対してはこの規定の適用は省略してよい、さらに、4.2.5 に従つて破壊機構解析を行なうタイプ B のタンクおよび 4.8.2-1(1) ならびに (2) に示すような高い設計蒸気圧を採用して変動応力によるき裂進展がほとんどないようなタイプ C のタンクについては、4.2.4 の規定は LNG 船の安全性に対しては補助的なものといえる。しかし将来は、破壊機構解析と対等の条件で疲労強度解析をより積極的に行ない、累積損傷比のクライテリオンを一桁以下程度 (たとえば 0.05) に採り、いわゆる **Endurance Limit Design** として、タンク型式を圧力容器型に限定せずタイプ C タンクを認める方向で検討していきたい。

4.2.5 破壊機構解析

タイプ B のタンクは、いわゆる "leak before failure" 設計に基づくものであり、したがって破壊を前提とし、そのき裂の挙動すなわちき裂伝ば状態を正確あるいは安全側には握し、二次防壁の設計条件を決めることが一つの主要条件となるものである。

破壊機構解析の対象となるのは、原則的に二次応力等の発生するような比較的広範囲でかつ高応力部と考えてよく、前条に述べるごく狭い範囲における高応力部 (ピーク応力部) の疲労強度条件は、必ずしもタイプ B タンクの前提とする必要はない。

-2(5) の、限界き裂長さに対する進展後のき裂長さの比は原則として 2:1 程度以上であれば十分の余裕があると考えてさしつかえない。

また、残留応力のき裂伝ばに対する影響は、現在つまびらかでない。一般に決定的影響はないと考えてさしつかえないが、実験的に溶接部の疲労き裂伝ばの状況を確認しておく必要はあろう。

なお、き裂伝ば計算の前提となる想定 (先在) 欠陥は、14.2.2 に示す非破壊検査で発見し得ないようなものであればよいのであるが、安全側評価としてある程度大きい欠陥を考える必要があろう。

したがって、規準 14.2.2 に規定する非破壊検査の条件は、前条の疲労破壊解析を行なうピーク応力部に要求されるような溶接全長線にわたつて非破壊検査を行ない切り欠き感度に影響のないような先在欠陥までも皆無にするという考え方をとる必要はない。

4.3.2 波浪荷重

-1 にいう「想定する航行海域」とは、特定の航路の

みを考えればよいということではないが、殊に LNG 船においては船主の意向によつて特別に過酷な海域あるいは逆に条件の緩やかな海域のみを航走する計画もあり得るので、そのような場合規準の平均的諸規定・条件を変え得るよう配慮したものである。この点に関しては、1.1.1の解説を参照されたい。

-2(2)に規定する波との出会い数 10^N の N 値は、航行期間が約 20 年間に對し $N=8$ と考えてさしつかえない。

なお、規準の図 4.3.2-1(2)における S_{mean} は、平均荷重のことであり、変動荷重を $\pm S_{dyn}$ 、静荷重を S_{st} とした場合

$$\{(S_{dyn} + S_{st}) + (-S_{dyn} + S_{st})\} / 2 = S_{st}$$

となり、静荷重すなわち、船体外荷重およびタンク内荷重がともに静的状態における荷重を意味する。

-2 の各方向加速度は上下方向を除き船体傾斜による重力の加速度の成分を含めたものであり、IACS 提案の近似式であるが当会の船体運動のコンピュータプログラムの計算結果と比較してかなりの近似度を持つことが確認されている。

また、 K の値について特殊積み付けおよび特殊船型とあるのは、特別のものではなく $13 \overline{GM}/B$ の値が 1 を越えるものがそれに該当すると考えてよい。

-3 に規定する船体周囲の変動水圧分布は、規準 4.3.3(4)(C) に規定する船体とタンクとの相互作用力の計算において船体荷重に用いられるものである。

-3(1) および (2) に示す近似値の算出根拠については、付録 1 を参照されたい。

-4 に規定する波浪中の船体垂直曲げモーメントの分布は、船体中央部 (〇) の値を M_w とし、船首尾で 0 となる $\cos^2 x$ (x は、船の長さ方向) 分布としてさしつかえない。

以上 -2 ないし -4 に規定する算式による諸波浪荷重は、いずれも近似式であり原則としてタイプ A のタンクに対してのみ使用してさしつかえないものであることに注意されたい。

4.3.3 設計荷重

(2) 内 圧

(a) ないし (c) に規定する各形状のタンク内荷重は、船体運動に基づく各方向加速度 (上下方向を除き、船体運動傾斜による重力の加速度の成分を含む) に基づく圧力・水頭をベクトルとして取り扱い、船体の各方向の運動の位相差の影響を二乗和平方根法により評価した圧力変換式である。詳細については、付録 2 を参照されたい。

い。

なお、タンク壁のたわみあるいは気相の存在を考慮した場合に生じる負の動圧、また加速度の中に傾斜成分を含めないコンピュータプログラムに対する傾斜成分の取り扱いについても付録 2 を参照されたい。

また、球形あるいは円筒形タンクにおいて規定している $P(\theta, \theta)_{min}$ あるいは $P(x_i, \theta)_{min}$ は、規準 4.7.2-5 に規定する最小板厚の算定に用いるものであり、IACS でいう $(1+a_s)h_s$ (水頭) に相当する。

(4) 船体とタンクとの相互作用力

(c) において、必要に応じ船体周囲の水圧分布を考慮するよう規定しているのは、相互作用力によりタンクに生ずる応力は、必ずしも発現確率 $Q=10^{-8}$ における変動水圧を加えた状態で最大とならないことを考慮したものである。

(8) 疲労荷重

疲労強度解析に使用する代表荷重の数は、IACS にならつて 8 点としたが、これは規準の図 4.3.2-1(2) の累積ひん度曲線を図 4-1 に示すように離散型の荷重におき換えたものであり、したがつて疲労に対して安全側に代表荷重を選定すれば、代表荷重の数は必ずしも 8 点とする必要はない。

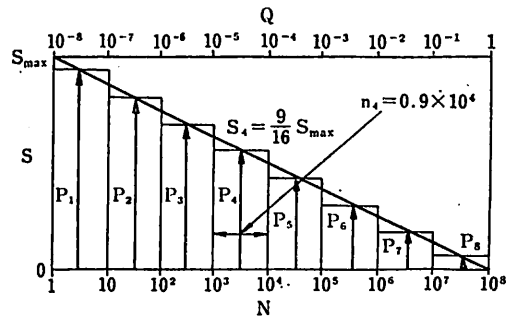


図 4-1 代表疲労荷重の取り方

(9) き裂進展速度に関する疲労荷重

疲労き裂速度の算定に用いる代表荷重の数も前記 (8) と同様、必ずしも 5 点に限る必要はない。

(10) スロッシング荷重

スロッシング荷重は、実験的に求めることを原則としたが、角型形状のタンクで内部骨材のないものについては日本造船研究協会 SR 74 部会の実験結果および日立造船 (株) の実験結果 (未公開資料) を基に、実験式として規準の算式を規定した。

その算式中の $\gamma=2.4$ の値の根拠は次のとおりである。タンクが単純縦揺れをする場合、実験式は SR 74

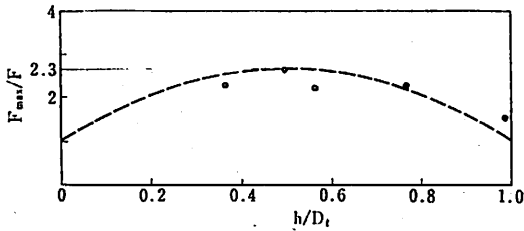


図4-2 スロッシング実験結果

報告書等の検討結果を参考にして次式で与えられる。ただし、 α は実験定数である。

$$F_{\max}/F = 1 + \alpha \cdot \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{h}{D_i} \left(1 - \frac{h}{D_i}\right) \quad (1)$$

日立造船の実験結果(未公開資料)を当会でまとめた図4-2から α (定数)を求めると

$$\alpha = 2.3$$

となる。したがって

$$F_{\max}/F = 1 + \frac{2.3}{\varphi} \cdot \frac{h}{D_i} \left(1 - \frac{h}{D_i}\right)$$

よって

$$\frac{F_{\max}}{b_i \cdot h} = r \cdot l_i \left\{ \varphi + 2.3 \frac{h}{D_i} \left(1 - \frac{h}{D_i}\right) \right\} \quad (2)$$

(2)式は、タンク内液体の固有周期とタンクの縦揺れ周期が一致した場合のタンク側壁に作用する最大動圧力を示す。同調を外れた場合は、これまでの各種研究結果から明らかなように、両者の同調点を外れると動圧力は急激に減少する。この減少を(2)式の右辺第2項に $(T_L/T_P)^2$ を乗ずることにより評価することにする。なお、 T_L は、貨物の固有周期、また T_P はタンクの縦揺れ周期である。また T_L は T_P より大きくならないと仮定すると単純縦揺れのスロッシング荷重 h_{sz} は次式で与えられる。

$$h_{sz} = r \cdot l_i \left\{ \varphi + 2.3 \frac{h}{D_i} \left(1 - \frac{h}{D_i}\right) \left(\frac{T_L}{T_P}\right)^2 \right\} \quad (3)$$

一方、前後動による動的力に関しては、SR74報告書の検討結果を参考にして次式で表わすことにする。

$$0.53 r \cdot l_i \cdot \frac{h}{D_i} \left(1 - \frac{h}{D_i}\right) \quad (4)$$

したがって、縦揺れと前後動を同時に考える場合、(2)および(4)式の動的成分を、その位相差を考慮して二乗和平方根法で評価すると次式となる。

$$h_{sz} = r \cdot l_i \left\{ \varphi + \sqrt{2.3^2 + 0.53^2} \cdot \frac{h}{D_i} \left(\frac{T_L}{T_P}\right)^2 \right. \\ \left. = r \cdot l_i \left\{ \varphi + 2.4 \cdot \frac{h}{D_i} \left(1 - \frac{h}{D_i}\right) \left(\frac{T_L}{T_P}\right)^2 \right\} \right. \quad (5)$$

船体横方向タンク板の中央におけるスロッシング荷重 h_{sz} も同様にして次式で与えられる。

$$h_{sz} = r \cdot b_i \left\{ \theta + 2.4 \frac{h}{D_i} \left(1 - \frac{h}{D_i}\right) \left(\frac{T_T}{T_R}\right)^2 \right\} \quad (6)$$

ここで、 θ は、横揺れ角

T_T は、船体横方向における液体の固有周期

T_R は、タンクの横揺れ周期

なお、規準の算式中 $T_L \leq T_P$ 、 $T_T \leq T_R$ としたのは実船においてはタンクの液位が、タンク深さの10%以下となるような実際上スロッシングの影響が生じない場合にしが $T_L > T_P$ 、 $T_T > T_R$ とならないことによるものである。

4.4 応力

4.4.1 応力の分類・定義

(2)に定義している応力の形態は、ASMEの boiler and pressure vessel CodeのDIV. 2の規定に従ったもので、たとえば一次応力に対しては、その応力が降伏応力を越えないように許容応力で規定し、二次応力に対しては、シェーク・ダウン設計を認め、この応力が $2\sigma_F$ 以下となるように規定したものである。この応力の形態の定義は圧力容器方式タンクのみならず、方形方式タンク、およびセミメンブレン方式タンクにも一般的に適用できると考えられる。

4.4.2 応力の評価・許容値

(1)(a)に規定している等価応力は、最大せん断ひずみエネルギー説いわゆる Von Mises の降伏条件を用いたものである。この他に、最大主応力説、あるいは最大せん断応力説を採用して、等価応力を求めてもさしつかえないが、いずれの場合も許容応力は規準4.4.2(2)の規定を満足しなければならない。Von Misesの降伏条件を用いた等価応力は、疲労強度解析にも適用してさしつかえないが、溶接部の疲労強度解析を行なう場合は、応力の作用方向に対する溶接部の方向性の影響を考慮した等価応力を用いてさしつかえない(DIN, クレーンはがね構造計算基準参照)。

(1)(b)に規定している各方向の応力成分のうち、変動荷重に基づく応力は、各変動荷重の位相差を考慮し、変動応力を二乗和平方根法で評価したものである。この方法の妥当性は、現在当会でも検討中であるが、変動応力の、より妥当な解析方法があれば、これ以外の方法も採用していきたいと考えている。また規準4.4.2(b)および(c)に示す静的応力と変動応力の評価方法(組み合わせの方法)の具体例を付録3に示す。

4.4.2(2) 許容応力

規準で規定した許容応力の考え方は、次のとおりである。

イ) 方形方式

方形方式タンクのタイプ B に対する許容応力は、IACS 案に従ったものである。タイプ A タンクに対する規定は、二次防壁の設置条件を考慮してタイプ B タンクの規定を若干緩和した。

ロ) 圧力容器方式タンク

圧力容器方式タンクのタイプ B に対する許容応力は、ISO 案の規定に従った。一方、タイプ C タンクは、十分実績のある圧力容器に準じて設計・建造されるタンクであり、鋼船規則中、第 32 編に規定する第 1 種圧力容器の規定に従うことにした。

ハ) セミメンブレン方式タンク

セミメンブレン方式タンクに対する許容応力は、その応力分布が、圧力容器方式タンクのそれに類似していることを考慮して、圧力容器方式タンクに対する許容応力に準拠することにした。ただし、セミメンブレン方式タンクは、圧力容器方式タンクに比べて実績が少ないため、タイプ A の許容応力値を、圧力容器方式タンクのタイプ B のそれと同じものとし、タイプ B タンクについては若干厳しくした。

(d) に、タンク材料として KL9 (9% Ni 鋼) 材を使用する場合、許容応力は、規準 4.4.2(2) により定まる値の 95% を標準とする旨規定しているが、溶接法承認試験において、溶接継手部の引張り強度 (σ_{BW}) が、母材の σ_B の 95% 以上の値を保証されない場合は、許容応力を計算する際、 σ_B あるいは σ_F は、溶接法承認試験で保証される値に σ_{BW}/σ_B を乗じた値を使用しなければならない。他の材料においても、溶接継手部の強度が、母材の強度より低下する場合は、KL9 材と同様なことが要求される。ただし、タンク材料として KL9 材を使用する場合でも、継手部の強度が母材の強度より低下しない場合は、母材の規格値を使用してさしつかえない。

4.5 タイプ A 独立型方形方式タンク

4.5.2 構造強度

タンク板の厚さ、およびタンク板付き防撓材の寸法に対する算式は、鋼船規則の深水タンクに従った。詳細は、付録 4 を参照されたい。また -1 および -2 で規定している K は、タンクを構成する材料の降伏応力をベースとしている。したがって、-1 の備考 1 において規定している k の増減の規定の適用は、実際の溶接継手に対する降伏応力の値に応じて決めたいと考えている。この場合の溶接継手部の降伏応力を求める基準は、今後検討の予定である。

4.6 タイプ B 独立型方形方式タンク

4.6.1 一般

タンク板および防撓材の寸法は、原則として、タイプ A 独立型方形方式のタンク板および防撓材の寸法以上としなければならないが、十分精密な構造解析結果が提出され、当会が検討し適当と認めた場合、タイプ A タンクで規定している寸法より軽減することができる。

4.6.2 設計基準

-8 に規定する疲労強度解析を行なう場合、必要となる S-N 曲線は、規準 4.6.2-8(1~(6)) に示す諸点を考慮に入れて求める必要があるが、このうち応力集中とは構造物の不連続に基づくもののほか、溶接継手部の角変形および目違いも含むものとする。また、平均応力の影響は、たとえば Goodman 線図等を用い評価してさしつかえない。

一方、S-N 曲線を求める実験に際して、少なくとも一つの応力レベルに対しては 6 個以上の試験片で試験する必要がある旨規定しているが、この個数については、付録 5 に説明している。結論は、S-N 曲線が信頼水準 95%、非破壊確率 50% の条件のもとでは、最低 6 個の試験片が必要になるということである。

-12 においてもモデルタンクテストあるいは実船のタンクテスト時に応力計測を行ない、応力解析の計算精度を確認する必要がある旨規定しているが、その場合、両者の差は、高応力部でいづれか小さい方の値の 10% 以内、同じく低応力部で 15% 以内を標準とする。

4.6.3 工作基準

タンク支持構造は、工作基準を本条の規定に従い独自に作成し、タンクに有害な影響を与えない構造としなければならない。

4.7 タイプ B 独立型圧力容器方式タンク

4.7.2-5 最小板厚

内圧を受けるタンクの円筒形胴板、球形胴板、およびさら形鏡板の板厚は、それぞれ規準 4.3.3(2)(c)(ii) および 4.3.3(2)(b)(ii) に規定する設計圧力を使用して求める最小板厚以上としなければならない旨規定しているが、本項中、最小板厚を求める算式は、ISO に規定されている算式を引用したものである。最小板厚の求め方は、タンク内の任意の位置の設計圧力を使用して、その圧力がタンク全体に作用しているものと考え、任意の位置の最小板厚を求めることができる。なお、この設計圧力は、静液頭圧に船体運動に基づく上下方向の加速度のみによる変動圧力を加えたもので、IACS 提案の算式を採用した。

4.7.2-7 座屈強度 および 4.7.3 工作基準

圧力容器方式タンクの座屈強度は、それに特に影響を

及ぼすと考えられる工作誤差を考慮して決定されなければならない。この理由により規準4.7.3-3(2)では、球形タンクの座屈に重大な影響を及ぼす初期変形量(板の目違いを含めたタンクの角変形量)がタンクの板厚の70%を越えてはならない旨規定し、さらに球形タンクの座屈荷重は、この初期変形量を想定して定めたものである。他の形状の圧力容器方式タンクの座屈荷重も、球形タンクと同様に座屈に及ぼす初期変形量の影響を考慮したうえで決定し、造船所は許容工作誤差を独自に作製し、工作基準として当会の承認を得る必要がある。

規準4.7.3-3(2)に規定している球形タンクの角変形量の規定は、座屈から決定されたもので、この場合、型板の弦長の長さは次式による値を標準とする。

$$4.4\sqrt{R \cdot t}$$

ここに、 R はタンクの内あるいは外半径
 t は該部の板厚

この他、当会は、球形タンクの座屈に対し付録6に示すDTMBによる座屈荷重を使用してもさしつかえないと考えている。

規準では、球形タンクの等分布外圧(規準4.3.3(3)の規定)による座屈に対する安全率を3としているが、球殻の座屈に対して相当数の実験が行なわれ、かなりの実績があり、かつ、無視できないと考えられる圧縮荷重(たとえば、船体とタンクとの相互作用力によるもの、あるいは半載時に生じるもの等)を設計荷重としてすべて網らしておれば、安全率は2程度まで減じてさしつかえない。

なお4.7.4-2、-3(1)および(3)に規定する工作誤差の許容範囲は、ASMEの規格を引用したもので品質管理上必要と考えられるmin. requirementである。

4.8 タイプC 独立型圧力容器方式タンク

圧力容器に対する規格は、国内はもちろん、諸外国においても十分完備されており、これらの規格に従って設計、建造および検査されてきた圧力容器は、相当数にのぼり十分な実績がある。当会の鋼船規則第32編の第1種圧力容器の規定に準じて建造された常温加圧式LPG船は、60隻余り(タンク数150個以上)の実績を有するが、これまで漏えい事故を生ずることなく就航している。したがって、これらの規格に基づいて設計、建造および検査される圧力容器方式タンクは十分の信頼性を有すると考えられる。この見地から、LNG船においても、設計応力のうち設計蒸気圧による応力(一様な静的応力)が十分大きな割合を占めるように設計蒸気圧をとり、圧力容器に準拠して設計、建造および検査されれば二次防壁は省略可能と考えられ、タイプCタンクが成

立することになる。このような概念のもとに、本規準では、圧力容器方式タンクはタイプCを認めることにしているが、他の方式のタンクとして認められるかどうかは今後の重要な課題であり、圧力容器の実績に相当する信頼性をなんらかの方法で保証する必要があると考えている。

4.8.1 一般

-2に鋼船規則第32編の第1種圧力容器の規定も準用する旨規定しているが、具体的なものとしては次に示すようなものである

- (1) フェライト鋼に対する一般膜応力の許容応力
第4章第17条を適用。ただし、アルミ合金およびオーステナイト・ステンレス鋼に対してはタイプBタンクの許容応力を適用する。
- (2) 球形胴板および円筒胴板の厚さ算定式
第4章第24条を適用。
- (3) 加工後の板厚の負の公差は認めない。
- (4) タンク開口部等の構造詳細等。

4.9 メンブレン方式タンク

メンブレン方式タンクは、超薄板構造であるためその強度を構造解析により確認することが困難であり、設計開発段階でたとえば、統計学的手法により安全性を確認する必要がある。したがって、モデルテストあるいはプロトモデルテストが非常に重要な役割を持つことになる。このモデルテストのおもな目的は、疲労強度を確認することであり、諸変動荷重のもとでタンクシステムに疲労破壊が生じないことを統計学的に十分検定しなければならない。この手法を付録7に示す。

一方、工作上においては、メンブレン方式タンクが基礎モジュールの集合体として製造されるのが普通であるため、設計原理がプロトタイプモデルテストにより確認された後は、工作上的品質管理が主たるタンクの承認対象となる。以上のような設計思想・承認条件は、内部防熱方式タンクにもそのまま成り立つことになるので、規準表1.1.2において内部防熱方式タンクもこのメンブレンタンク方式のカテゴリに入れることとした。

4.10 セミメンブレン方式タンク

セミメンブレンタンクの構造上の特徴は、変形の大きいことに着目し熱収縮と貨物による伸びという相反する影響を巧みに利用したものである。したがって、構造はなるべくsimpleなものが要求される。

タイプAセミメンブレン方式タンクは、タイプA独立型タンク並みの応力解析を行なう旨規定した。一方、タイプBセミメンブレン方式タンクは、二次防壁の設置条件に従って詳細な応力解析が要求されるが、セミメ

ンブレン方式タンクは、大変形、およびタンクと二次防壁、あるいは防熱材との摩擦等の特異な問題を有するため、モデルテストあるいは実船のタンクテスト時等における応力計測による計算精度の確認が重要であろう。一方、このタイプは、圧力容器方式タンクと同様にタンク内が負圧になった場合の座屈が問題となる。構造の特異性から規準4.3.3(3)に示すような負圧は、タンク内外の圧力を機械的に操作することによりできるだけ避けなければならない。また荷油の運動に基づく部分的な負圧現象に対しても、十分調査、研究のうえ、座屈上の問題が生じないような構造寸法あるいは積み付け状態とする必要がある。

4.11 二次防壁

4.11.2 二次防壁の設計条件

-2に規定する二次防壁に加わる荷重は、構造方式によつて異なるとともに、通常時加わるものと、実際に二次防壁として働くとき（異常時）のものとを分けて考える必要がある。以下、通常時と異常時に分けて、どのような荷重を考慮する必要があるかを説明するが、これらは、二次防壁の構造方式によつて影響の度合いが異なるものである。

(1) 通常時

- 温度差による伸縮によるもの
 - 船体変形の影響によるもの
 - タンクに加わる荷重あるいはタンク自身、防熱材、その他装置の重量によるもの（例、タンク支持材と兼用の二次防壁、二重殻タンク等）
 - 試験時、バージ時、イナーテイング時等によるもの
- これらの通常時の荷重は、最大荷重と繰り返し変動荷重（分布）が問題になるが、構造方式に応じ影響の度合いを明確にしておけば、解析手法はメンブレン方式タンクとまったく同じである。

(2) 異常時（タンク漏えい時）

- 漏えい液、ガス等により直接加わる圧力等
- 異常時の温度差による伸縮によるもの
- 異常時の船体変形の影響によるもの
- 異常時にタンクに加わる荷重等によるもの

これらの二次防壁として働いているとき加わる荷重として上に示したもののうち、漏えい液、ガス等により直接加わる圧力等を除くと、他の事項は一般的に通常時に加わるものと同じか、または以下の影響をおよぼすものと考えられる。したがつて、規準では、漏えい液、ガス等により直接加わる圧力等は、その最大値（必要な場合は変動分布も考慮する）を考慮すること、ただしこの最大値は船が15日間航行する間に生じ得る最大期待値

2×10^6 繰り返し数）を考えればよいと考えている（規準4.11.4(2)）。もちろん、他の事項でも二次防壁に加わる荷重としては通常時にほとんど影響しないが、二次防壁として働いているとき大きな影響を及ぼす荷重があれば、これと同じような考え方をする必要がある。

さらに、-2および-3に規定する二次防壁の構造強度の確認方法は、-5に規定されているとおり、メンブレン方式タンクと同じ考え方によるが、この場合、前述のように通常時と異常時と荷重状態が異なるので、別々に検討する必要がある。一般に、通常時の場合は、メンブレン方式タンクと同じで、最大荷重に対する強度と、繰り返し荷重に対する疲労強度を問題としなければならない。また、異常時の場合は、繰り返し数が少ないので、一般に最大荷重のみを問題とすればよい。さらに-5は、二次防壁の強度確認のためのモデルテストおよびサンプルテストを行なう必要があることについて規定している。これらについては、二次防壁として種々のものが考えられている現在、標準的な例を示すことも難しい。したがつて、ケースバイケースで判断することになるが、製造後および就航後の検査試験の方法により、考え方が多少異なってくる。

また、一般に強度確認のためのモデルテスト特に繰り返し荷重試験は、低温時における荷重を静荷重等と与え常温により行なつてさしつかえない。ただし、経験、実績の少ない材料を使用する場合は、材料の基本特性を調べるために低温時と常温時の強度の比較テストを別に行なう必要がある。

タンクと同じ構造方式、材料を使用する場合、強度確認のためのテストは必要ない。ただし、前述の荷重状態（温度分布含む）での二次防壁性能確認のためのテストは、一般的に行なう必要がある。

-6に規定するタンク漏えい時のみに働かせるヒーティング装置は、二次防壁または防熱の構造方式によつてタイプAタンクにはその有効性を考慮されない場合がある。また、この場合ヒーティング装置は、必ずしも二重のものは要求されない。通常時にもヒーティングを行ない、船体温度低下を防ぐ場合とは考え方が異なる。

また性能確認のためのテストは、LNG等のとう載予定貨物により行なうのが原則であるが、使用材料のサンプルテスト等をとる載予定貨物で行なつた結果により、二次防壁の周囲拘束条件を実船に合わせてLN₂等によりテストしてもさしつかえない。

4.11.3 二次防壁の検査のための構造配置等

-1の規定は、外観検査、漏えい検査等の品質確認の検査が行なわれることを前提として定めたものである。

この場合、いかなる方法でもよいが、二次防壁が完成後、品質確認検査を行ない、その結果により、その二次防壁の有効性を確認する考え方である。したがって、判定基準に合格したものが、二次防壁として有効な性能を有することをモデルテスト等により確認する必要がある。

-2の規定は、一般にタンク周囲スペースに人間が入るすき間がなく、かつ漏えい試験等が行なえない場合を想定して定めたものである。したがって、プロトモデルタンクテストにより、シビヤな荷重試験を行ない、かつこのプロトモデルタンク製作と同等以上の品質管理を行ない、品質を保証することにより、その二次防壁の有効性を確認しようという考えによる。しかし、モデルテストにより、その二次防壁が、セーフライフであることを証明するのは、実際上困難と思われる。幸いなことに、最初に説明したように二次防壁は、液密性が多少損なわれても二次防壁としての有効性は十分維持できる。このようなことから、提案の二次防壁フェールセーフであることをモデルタンクテスト等で確認すれば、モデルテストによる荷重試験での要件はセーフライフを保証する場合よりはるかに軽減でき実際上可能なものとなろう。

4.12 タンク防熱

4.12.1 防熱の設計条件

-3の防熱材配置は、防熱性能のほかタンクの構造方式、タンク周囲スペースの条件、船体構造の保守点検、タンクおよび防熱の保守点検等の要件を考慮して定める旨規定したものである。なお、-3には、第2章の規定を引用しているが、それらについては、第2章の解説を参照されたい。

4.12.2 防熱材

-1(1)に示す防熱材に加わる荷重は、一般的に次に示すようなものを挙げることができる。

(1) 静荷重；防熱材と熱膨張率および温度条件が異なるものに拘束されることにより生ずる熱応力があり、これは防熱材の不連続部（たとえばコーナ部等）に応力集中として作用する。さらに、防熱材自身（防熱材同士を含む）の拘束と防熱材中の温度分布により生ずる熱応力もある。熱応力は、積み揚げ荷のサイクルまたはクールダウン・ウォームアップのサイクルにより繰り返して加わるものであるが、繰り返し数が少ないため設計上は静荷重として考えてさしつかえない。

(2) 動荷重；防熱材が取り付けられているもの。たとえばタンク、船体構造、支持装置を通じて加わるタンク変形、船体変形、振動等により生ずる荷重

(3) 防熱材自身の重量（静荷重または動荷重）

(4) 防熱材が設けられているスペース（タンク周囲スペース）に働く内部圧力（静荷重または動荷重）

(5) 防熱材に圧力試験を行なうとき等の試験荷重

上記の荷重は、タンク支持材と兼用または二次防壁と兼用になる防熱材に加わる荷重は含めていない。しかし、これらの荷重も防熱材の材質、構造方式により大きく異なり、必ずしも一律ではなく、場合によつて無視できる。一般的に、(1)の影響が最も大きく、船体付きの防熱材の場合、(2)の船体変形の影響も無視できない。(2)に関して、繰り返し荷重に対する疲労強度、また防熱材の種類によつては振動の影響も考慮する必要がある。また、防熱材の支持方法によつては、(3)防熱材の重量も無視できない場合もある。

これらの場合、その荷重が加わつても必要な防熱材性能を損なうような破壊に耐えるだけの強度があればよいことになる。たとえば、防熱性能を阻害しない程度のクラック等は許容できる。

防熱材に加わる荷重は、二重防壁と同様まずその構造方式にどのような荷重を考慮しなければならないかを見極めるのが大切で、後は影響を及ぼす荷重を取り上げ、二次防壁と同様に規準4.3の考え方に従えば比較的簡単に計算することができる。この荷重が加わるものとして、モデルテスト、サンプルテストを行ない、必要な強度を確認すればよい。

さらに、-1(1)に定める「貨物に触れた場合でも著しく変質しないものであること」という規定は、防熱材として使用される材料が貨物と接触して危険な反応（重合反応性、触媒反応性、腐食性、混合反応性、溶解性等）を生じないものとする必要があることを規定したもので、材料選択における一般常識である。

-1(2)に定める「使用環境下で、経年変化、劣化のないものであること」の規定は、設置される場所すなわち暴露甲板あるいはタンク周囲スペースの環境条件に応じてその環境条件に長くおかれたときでも、その必要とする防熱性能が低下しないような防熱材でなければならないということである。特にLNG船の場合のように、超低温にさらされる防熱材は水分の侵入、存在に敏感に作用する点に留意する必要がある。

-2に定めるタンク支持材と兼用する防熱材については、-1の規定による要件のほか、さらに、支持構造としての強度要件が含まれることになる。この場合、-1(1)の解説に示した防熱材として一般的に必要な強度のほか、次に示すような荷重を考慮して必要な防熱性能を維持し、かつタンク支持材としての強度性能（タンクに有害な影響を与える変形を生じないこと）を有するもの

であることが要求される。この要件は、防熱のみならずタンク強度にも大きな影響を及ぼすので、より慎重な検討が必要である。

- (1) タンクを支えることにより生ずる荷重
- タンク支持、固定装置の断熱そう入材として使用されるもの；船体運動、衝突時の加速度を考慮したタンクの重量による圧縮荷重
 - メンブレンタンク等のタンクと同じ内圧を受けるタンク支持材、タンク壁に掛かるものと同じ内圧荷重（スロッシング含む）

- (2) 船体変形、熱伸縮による荷重；-1(1) 解説の(1)および(2)と同じ。

-3 の二次防壁と兼用または二次防壁との組み合わせとなる防熱材に対する規定については、4.11.3-2 の解説を参照されたい。

-4 の船体付きとなる防熱材に対する規定は、船体内殻板のクラック等による防熱材への浸水事故等は直ちに発見されないことがあり、このような場合、「少なくとも定期的なコールドスポット検査または、防熱材の含水率チェックなどによる事故の発見まで、その性能が著しく低下することなく、かつ安全性を損なわないものとする必要がある」と考えて定めたものである。

4.12.3 防熱材の防火性能

(1) および(2)に規定する難燃性、低延火性および高度の引火性でないものとは、次のようなものを標準としたい。

〔難燃性〕

次記またはこれと同等の試験を行ない合格する材料

(1) 試験片

- ① 該当する防熱材と同じ料を用い、できる限り類似した構造のものとする。
- ② 継手がある場合は、試験片中にその継手を含むこと。
- ③ 実際の厚さの防熱材で、大きさは適当なものとする。ただし、1,000×1,000 mm 未満としてはならない。
- ④ 周辺の固着は、下縁および左右の垂直縁を固定し、上縁は加熱部分の上方に設けられたみぞにはめ込むものとする。

(2) 試験方法

- ① 試験時間と加熱温度の関係が次のとおりとなるよう30分間の加熱を行なう。

5分後	538°C
10分後	704°C
30分後	843°C

② 次の方法によつて加熱温度および裏面温度を測定する。

- a. クロメル、アルメル裸熱電対を使用し、加熱側は径 1.2 mm、裏面側は径 0.65 mm のものを用い、各点3分間隔で測定する。
- b. 加熱温度、裏面温度とも適当な間隔の点で測定する。このほか、特殊な点の裏面温度を適宜測定する。
- c. 加熱温度は、試験材表面から 100 mm 離れた位置で測定する。
- d. 裏面温度は、試験材裏面に熱電対を密着させ、適当な大きさおよび厚さの柔らかい石棉板で覆つて測定する。
- e. 裏面温度の測定位置は構造上の特殊な点から、少なくとも 100 mm 以上離れた個所とする。

(3) 観測記録

試験中および試験後に次の事項を観測または記録する。

- 煙および炎の発生状況
- 炭化、はく離、き裂、脱落、爆裂などの状況
- 変形の状況
- その他の損傷および燃焼の状況

(4) 合否の判定

- ① 保全性；試験中および試験後、次に掲げるものに該当する場合には、保全性を有しないものとして、不合格とする。
 - a. 裏面に炎が通過した場合。
 - b. 裏面まで貫通する穴または大きなき裂を生じた場合。
 - c. 試験材が崩壊またはその危険が生じた場合。
 - d. 継目構造が破壊した場合。
 - e. 裏面が炭化または燃焼した場合。
 - f. 有害な毒ガスが発生すると認められた場合。
- ② 防熱性；裏面の温度上昇が、下表の値に達するまでの時間を測定し、この時間が30分以上の場合合格とする。ただし、継手を除く裏面の平均温度は、不燃性材料の場合15分、可燃性材料の場合30分の間、最初の温度から 139°C を越えて上昇してはならない。

裏面の許容温度上昇

平均温度	139°C
継手を含めた各点の最高温度	225°C

〔低延火性〕

ASTM D 1692-59 T の燃焼試験方法により、non-burning (NB クラス) に合格すること。

〔高度の引火性でないもの〕

この高度の引火性の中には、酸素を多く発生するものも含まれる。

その試験は、たとえば当会の「防火構造関係材料承認要領」(昭和47年7月) 2.3 塗料に規定されている試験(着火試験、延焼試験、ニトロセルローズ検出試験)等により判定してよい。

4.12.4 防熱施工

-1 のモデルテストに関する規定は、次の考え方に基いて定めたものである。

防熱装置は一般に施工後の非破壊検査が行えない。したがって、船級協会の検査として最初の積み荷航時に積み荷テスト(規準 14.4.2 参照)が要求されることになるわけである(積み荷テストは防熱装置のみならず、タンクその他の装置の有効性の確認も含められる)。しかし、この積み荷テストで欠陥が発見されると問題は大きくなる。

このような意味で、防熱装置は工事中の品質、施工管理が特に重要になってくる。

特に経験のない構造、材料の防熱装置とするときは、あらかじめ実際の防熱構造、施工方法に合わせたモデルを製作し、このモデルタンクで冷却テストをすることにより、計画の防熱構造、材料が有効な性能を発揮することを確認する。次いでこのモデル製作方法、モデルテスト結果を十分検討して綿密な施工基準、管理基準を製作する。実際の工事は、この基準に合うよう正確に施工する。この過程で製作された防熱構造は、モデルテストで示される性能を期待できるという考え方になる。

防熱構造は、このようにモデルテストの段階で既に船の検査が始まっていると考えられる。もちろん、このモデルテストには防熱構造に使用される防熱材以外の材料、たとえば接着剤、ペーパーバリア等の材料の有効性のチェックも含められることになる。

モデルテストで最も大切なことは、モデルと実船との寸法効果である。モデルは大きくても 100 m³ 単位のタンクであり、実船では 10,000 m³ の単位となることを念頭におく必要がある。

なお、検査試験との関連については、第 14 章の防熱の検査試験の解説を参照されたい。(未完)

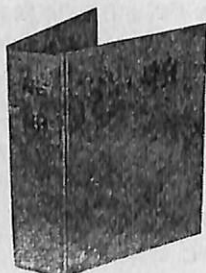
(91 頁よりつづく)

の降伏応力の値に応じて K の値を増減することが規定されている。なお、溶接継手部の降伏応力をどのようなテストピースで求めるかは明示されていないが、ある程度広幅の継手試験片により求めることになる。

NK 以外の他の船級協会の規則もタンク板および防撓材については、ディーブタンクをベースとした算式を与え、防撓材については、骨組計算等により応力を求めその値が許容応力値内であることを規定している。

また、独立型方形方式タンクをタイプ B タンクとしたときの規定は、NK の規準例を紹介しておいたが、4.5.7 にまとめてその考え方を示すことにする。(未完)

「船舶」のファイル



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

頒価 400 円(〒150)



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清罐剤

登録実用新案 罐水試験器

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(762)2441(代)
大阪支店 大阪市西区南堀江大通2-43 電(541)0331(代)
札幌営業所 札幌市南九条西2丁目12 電(521)6267(代)
仙台営業所 仙台市宮城1-1 70小林ビル 電(23)8858
名古屋営業所 名古屋市中区油井本町1-17 電(936)0233
福岡営業所 福岡市大手門1-9-27 電(72)1531(代)
広島営業所 広島市国泰寺町2-3-1 電(43)1442

4 サイクル過給機付 ディーゼル機関に 適正なるバルブタイミングの改善考案 について

土 屋 清
尾道造船株式会社

1. 緒 言

機関の原価低減および機関効率向上のため、過給機に対する関心は更に高まり、小型船舶主機関、船用補機関に至るまでの進出は目覚ましく、これ等過給機は過給空気の供給、さらに空気冷却器により出力を増加するものである。

シリンダーライナー、各バルブ等の磨耗を削減し、機関効率、性能向上せんとするものであるが、高過給機関には構造上、技術的問題のほか、これ等機関のバルブタイミング等の取扱いにおける技術的欠陥等の諸問題が発生している。

このため過去20年間に亘り研究開発した、4サイクル過給機付ディーゼル機関の適正なるバルブタイミングの改善考案についてここにその概要を報告したい。

2. 研究結果とその検討

船用主機関並びに発電機用補機関等の新造時陸上公試運転に見受けられるように、主機関の場合11/10bhp 運転確認するための基準バルブタイミングである。

今日造船所における修繕船のごとき機関出力70~80% load で過給圧力の現況、空気冷却器等の効率等による過給機性能効率、線図よりも皆さん御承知の通り4/4 bhp と1/2~3/4 bhp の場合、過給効率とは大差がある。

すなわち3/4 bhp load にて長時間運航する場合を考察すると、過給機付機関の新造時基準バルブタイミングによる調整取扱いなれば低過給圧力であるため吸気弁の開き始めの場合は、シリンダー内の排気ガス圧力は一部吸気弁より吸気トランク内に残留ガスが逆流し、燃焼に必要な絶対空気量が順次不足し、不完全燃焼を生じ機関出力が低下する。

シリンダー内の不完全燃焼により、排気ガス放出量の効率は甚だしく低下し過給圧力は一段と悪化を繰返す。このときガバナの作動により燃料の噴射量は増し、消費量が過大となるにつれ排気温度が上昇し、シリンダーライナー、ピストンおよびピストンリング、各バルブ、

各指動部等は潤滑油の劣化を生じ、磨耗を促進して不調の原因となる事実を確認した。

同様に船用補機関の場合、一例をあげると、荷役中2~3台発電機並列運転時85% load の場合には異状を見受けられなかつたが、かりに航海中1台の発電機では所要馬力不足で、やむなく2台並列運転すると機関出力は55% load となり、この状態で長時間運航する場合に補機関のバルブタイミングを従来とおりの基準調整でやつたとすれば、上述のごとく排気温度が上昇し吸排気弁、弁座、シリンダーライナー、ピストンおよびピストンリング等の磨耗で潤滑油は劣化を生じ、各指動部の磨耗を促進し一段と過給効率は悪化し、10000時間無解放どころではなく、6カ月以内にピストン抽出、過給機解放掃除整備していることもすでに御承知の事実であろう。

改善実施概要

過給機並びに機関の現況において適正なる吸気弁のタイミング修正につき、特に修繕船においては機関の状況、出力、過給圧力、排気温度ならびに指動部の磨損状況、空気冷却器の温度効率等を事前に調査して、従来のバルブタイミングでなく上記の各機関の現況に即応した適正なるバルブタイミングを実施する。下記主機関3/4 bhp load の修繕船の場合バルブタイミング修正の一例を報告する。

i) 修正前(従来の基準吸気弁開き始め)

B.T.D.C 70°~80°

ii) 改善調整後(吸気弁開き始め)

B.T.D.C 60°×64°

	バルブ位置	最高圧力	給気圧力	排気温度	タービンR/M
イ) 型式 M8F43CHS					
定格4/4-2200PS×275R/M	99	58	0.42	395°	9400
航海記録 250 //	79	52	0.21	365°	6900
// (修正後)252 //	79	52.5	0.23	358°	7100
ロ) 型式 6UAKKHS			kg/cm ²	C	R/M
定格4/4-1300PS×300R/M	29	57	0.53	340°	13200
航海記録 275 //	24	51	0.24	360°	10000
// (修正後)278 //	24	52	0.26	350°	10500
ハ) 型式 6UKNHS					
定格4/4-2000PS×250R/M	32	61	0.49	350°	10200
航海記録 240 //	27	57	0.27	360°	8000
// (修正後)243 //	27	57.5	0.29	350°	8300
ニ) 型式 M 466 HS-					
定格4/4-1800PS×250R/M	83	60	0.4	395°	9400
航海記録 225 //	70	57	0.17	360°	6500
// (修正後)227 //	70	57.5	0.2	347°	6800
ホ) 型式 KD 6 SS					
定格4/4-2100PS×250R/M	62	66	0.73	385°	12200
航海記録 220 //	49	59	0.26	370°	8900
// (修正後)223 //	49	60	0.29	357°	9200
ヘ) 型式 M 476 LHS					
定格4/4-2400PS×240R/M	44	62		370°	10600
航海記録 220 //	36	57	0.2	370°	7800
// (修正後)222 //	36	58	0.25	360°	8000

ト) 型式 KD 7 SS					
定格 1/4-2400PS×250 R/M	70	63	0.67	391°	9300
航海記録 222 ㄱ	65	56	0.33	370°	7000
ㄱ (修正後) 225 ㄱ	65	57	0.35	358°	7300

上記実績より過給圧力に即応した給気弁のタイミング調整で燃料ハンドル 同一時、主軸、タービンとも回転は上昇し排気温度は低下し、給気圧力が良好となった。

ただし機関出力、型式により相違あり、吸気弁のトップクリアランスも過給圧力に応じ毎航海調整する。

通常クリアランス 30~40% 増して良好な体験を得た。また発電機機関等負荷の状況により航海中、荷役中絶えず機関の出力、過給圧力に適応した調整が望ましい。

3. 結 言

上述のごとく 4 サイクル過給機付ディーゼル各機関はあくまでも機関の出力、給気圧に適応したバルブタイミングの改善実施の結果、当尾道造船所での機関解放時の状態は各指動部の磨耗も順次良好化し、排気温度並びにシリンダーライナー、ピストンリング等の磨損も減少して他の造船所に比し従来のバルブタイミング調整による運航と比較して、大差ある事実を体験した。

工場試運転時無過給運転の状態では給気不足による不完全燃焼を生じ、排気ガスに黒煙を発生した事実を確認されたと思う。

各船主、造船所共々にかかる改善対策を実施され、広く船舶修繕技術向上に寄与したい。

130 型油槽船 PAOLA I 進水

(住友重機械工業)

住友重機械工業・浦賀造船所では、Union Tankers Corporation 向け 138,800 DWT タンカー PAOLA I が 3 月 7 日進水した。

〔主要目〕

総トン数	75,000 トン
載貨重量	138,800 トン
垂線間長	258.00 m
型 幅	44.00 m
型 深	22.90 m
吃 水	17.00 m
主 機 関	住友スルザー 9 RND 90 型 ディーゼル



ル機関 1 基

速 力	15.0 ノット
起 工	48.11.26
進 水	49.3.7
竣 工	49.9 末

「第 3 白竜」搭載用技術提携第 1 号ドロワーワークスなど完成

三菱重工は、現在広島造船所において日本海洋掘削株式会社向け半潜水式海洋掘削装置「第 3 白竜」を建造中であるが、本装置は世界最大級の性能を有する移動式海洋掘削装置（掘削能力 9,000 m）で、世界各地の大陸棚の石油資源開発を目的としている。

これに搭載される主要機器の一つであるドロワーワークス (Drawworks) が、このほど下関造船所から同所に搬入されたが、本機は 10,000 m におよぶ掘管（ドリルパイプ）の懸垂・昇降などの各種作業を行う。

これと同時に、吊容量 650 トンのトラベリングブロックとスィベルヤックなどの関連機器も搬入されたので、既納のロータリテーブル（独立駆動方式）とマッドポンプと合せて、「第 3 白竜」に搭載される檣下の主要機器が完備されたことになる。

三菱重工は、47 年 9 月 石油掘削装置メーカーとして世界のトップ企業である米国コンチネンタルエムスコ社（テキサス州ダラス）と技術提携を結んだが、「第 3 白竜」用掘削装置は、その第 1 号機であり、昨今のエネルギー情勢を反映して、今後とも活発な需要が見込まれている。

なお、「第 3 白竜」は、今年 5 月の竣工が予定されている。

NKコーナー



昭和49年度第1回技術委員会

昭和49年度第1回技術委員会は、2月12日日本工業クラブで開催された。主な議事内容は、次のとおりである。

1. 下記の規則および細則の制定および改正案について審議され、いずれも承認された。

(i) 登録規則改正案

船級船に施設する潜水設備について、最大潜水深度の指定を行うことを定めた。

(ii) 潜水設備規則案（新規制定）

潜水設備とは、自己の浮力調節によらずに潜水または浮上する耐圧殻およびこれらの付属設備をいい、母船に施設される減圧タンク、ウインチ等の設備を含む。

本規則は、これらの構造および設備等について定めた。

(iii) 揚貨装置規則細則案（新規制定）

従来、内規として定めていた事項などを整理して細則とした。

2. 諸報告

下記の事項について報告があつた。

(i) 昭和49年度技術関係事業計画

(ii) 次回委員会に付議予定の規則改正の方針

(iii) ディーゼル主機陸上試験実施方法

(iv) 造船所の品質管理体制の点検結果

大手造船8社工作部長との懇談会

昨年11月から12月にかけて、造船所の新造船建造に関する品質管理体制について点検を行つたが、その結果について話し合うため、2月15日本部会議室で大手造船8社の工作関係責任者とNK会長、技術委員長、技師長および船体部関係者との懇談会が開催された。主な内容は次のとおり。

1. 品質管理体制点検について

品質管理は造船所にとって必要不可欠のものであり、各社ともその体制の推進に最大の努力を払っている。

NKがこの点検を行つたことは、大手造船所にとつても、また、中小造船所にとつても有益であつたと効果を認める声があつた。

2. 工作欠陥の定量評価とモラルアップ

現場検査を減点法によつて、定性的評価から定量的評価の形にしたことに対しては、造船所としてもその効果を十分に認めており、造船所によつては、この思想をぎ

装工作部門等の社内検査に利用することにより、品質向上に役立たせているようであつた。

造船の場合、製品の品質は作業員のモラルに負うところが他業に比して大きく、作業員自身による自主管理が重要であり、その方策について各社とも苦心しているようであるが、減点法がこのモラルアップの一助にもなつていようである。

3. 点検結果の船級検査への反映

品質管理の実情に応じて、立会検査の内容の増減をすることは、鋼船規則で定めているとおりである。

今回の点検に関連して、造船所が最大の関心事としていことの一つは、点検結果が現場検査に確実にフィードバックされ、船級検査の弾力的な運用に役立てられることであり、その強い要望があつた。

4. 検査工学の確立

船舶の品質の確保は、良い設計、良い工作とともに、良い検査方式によつて確保されなければならない。船体、ぎ装、機関を通じて、一貫した検査工学の確立の必要性が述べられた。

5. 現場作業管理者の使用できる簡易超音波探傷器

溶接部の簡易探傷器の試作品について、ある造船所から説明があつた。

これは、現場作業者により簡単に操作でき、ある程度以上の大きさの溶接継手の連続欠陥であれば、簡単に発見し得る携帯式の超音波探傷器で、前記の現場作業者による自主管理の有力な手段となり得るものと思われる。

6. 大型専用船のバラスタタンの塗装

バラスタタンク内の塗装については、昭和46年以来、大型船のタンクの一部に塗装することが定められ、現在に至っている。今回、タンクの塗装の実情、特に塗装範囲の拡大に対する工作上の問題について話し合われた。

7. 同型船のタンクテスト、溶接工技量資格について

同型船建造の場合、海上におけるタンクの水圧試験については、省略してほしい旨の要望があつた。

また、溶接工技量資格の終身化についても要望があつた。

ディーゼル主機の陸上試験時間短縮

NKはかねて、ディーゼル主機の陸上試験の合理化について検討していたが、機関製造者の製作加工技術および品質管理水準が向上している現状にかんがみ、その試験時間を短縮しても、機関の信頼性の低下を招くおそれはないと考えられるに至つたので、今後製造工場での陸上試験運転を、下記のとおり実施して差し支えないこととした

(1) 負荷試験

	(シリンダ径が400mmを超える機関)	(シリンダ径が400mm以下の機関)
50% 負荷	30分	20分
75% 負荷	30分	20分
常用	30分	20分
100% 負荷	60分	60分

(2) 調速機試験、始動試験、後進試験、最低回転数試験および安全装置等確認試験については、それぞれ適宜。

業界ニュース

古野電気、焼津に東海支店開設

魚群探知機をはじめ、船用レーダー、ロラン受信機、オメガ受信機、ファクスマリ、無線通信機、漁撈計器など航海計器の総合メーカーとして著名な古野電気株式会社（西宮市芦原町9番52号）は、東海地区の業務拡大に伴い、かねてより焼津市中港町668番地に東海支店新事務所を建設していたが、このほど完成を見たので、1月26日、落成披露をかねて同所で同社製品展示会を開催したが、多数の参加者があり盛会であった。

また同社は最近、本格的オメガ航法時代に備えて、航空業界へ実用化機器の提供をはかるため、航空機用オメガ受信装置に関して、米国のノースロップ社と技術提携をした。

同社は数年前に航空機用オメガ受信装置の実験、試作に成功していたが、位置情報をより迅速に提供するためのコンピュータと誤差修正のためのソフトウェアが入手できなかったために実用化が遅れていた。そこで、ノースロップ社からコンピュータそのものと、オメガ航法では欠くことのできない位置誤差修正のためのソフトウェアの提供を受けることになったものである。

日本オイルシール、米に工場建設へ

日本オイルシール工業株式会社（東京都港区芝大門1-12-15 正和ビル）は同社の100%出資会社である米国の販売会社「NOK・USA」（本社ロサンゼルス市）がこのところ急速な成長をとげていることから、米国内にオイルシールの製造工場を建設する意向を固め、工場適地の調査を始めた。50年度中にも具体化する方針である。これはアメリカでのオイルシール需要が年ごとに拡大しているにもかかわらず、わが国からの輸出だけでは需要を満たせないことから現地生産によって供給体制を確立しようというもの。

NOK・USAは43年5月、日本オイルシールが対米輸出戦略拠点として資本金10万ドルで設立した。NOK・USAの売上は、47年度270万ドル、48年度430万ドルを記録、49年度に700万ドル、50年度には1000万ドルを達成する勢だという。こうした状況の中で、日本オイルシールは肝心の供給が間に合わないとして、50年度には米国中西部の内陸地に生産基地を設ける必要があるとし、調査を始めることにした。

寺岡造船が小型タンカー建造でスライド条項盛り込む

寺岡造船（兵庫県三原郡南淡町福良）は岡山県笠岡市の個人船主と小型タンカーの建造でスライド条項を盛り

こんだ契約を結んだ。資材の高騰に悩む造船業界は輸出船、国内船ともスライド制の実施を強く望んでいるが、船主の抵抗が強く、ほとんど実現していない状況にあり、中小造船所の寺岡造船が口火を切った形で、こんごの新契約に波及しそう。

売手市場でかなり条件のよい契約を結んでいる大型輸出船と異なり、中小造船所が手がける国内船は利潤が薄いところに石油危機を契機とする資材の大幅アップ（ここ1年間で平均20～30%）がつづき、契約分については赤字続出というひどい状態に追い込まれているところも多い。そこで中型造船工業会などを中心にスライド契約の採用が検討されているが、船主側も不安が大きいことなどで、実現はまだ先と見られていた。こうした時であるだけに、今度の寺岡造船の契約は造船界の強い関心を引くことと思われる。

海運対策部会の答申、今秋にのびる

海運政策の見直し作業を行つている海運造船合理化審議会の海運対策部会（部会長脇村義太郎氏）は、近日中に9回目の会合を開き、「石油危機が海運におよぼした影響」について討議する。同部会は昨年11月いらい3ヵ月ぶりに再開するもので、今回の石油危機が海運におよぼした影響は大きなものがあり、この問題を避けては政策の手直し作業はむずかしいため、新たな議題として取りあげるもの。

これを最後に海運を取りまく環境に関する資料検討を終り、あとは計画造船の存続の可否、または同制度の改正など本質問題の論議に移ることになる。新しい議題が入ったことにより、答申は今秋にのびる見通しである。

これまでの海造審では、国際通貨変動の影響、計造を輸出船の国際競争力比較、LNG船建造の対策、在来定期船の不採算問題など海運を取りまく環境を多角的に検討して来た。しかし昨年10月から顕著となった石油危機は、船舶の航行に支障を来すなど、海運業界の根底をゆさぶり、そのため現在、量の確保では一段落したものの、大幅に値上げされた燃料油の価格は、海運経営に大きな圧迫要因として残された。

したがって海運対策部会は、石油危機がある程度冷却した今日、①海運業界の石油問題の現状②将来におよぼす影響——の2点について追加検討しようというものである。

石油に限らず、資源の安定輸送のための海運は、島国であるわが国にとって貴重な財産となつているが、わが国船舶の建造計画に、今回の石油問題が大きな影響をおよぼすことは必至である。この石油問題を最後に、49年度で切れる利子補給、財政投融资のあり方をどうするか——など計造を中心としたこんごの海運政策の本質審議に入る計画で、審議会答申は当初、7月末の概算要求を予定していたが、ここへ来て今秋にのびる見通しとなつて来た。

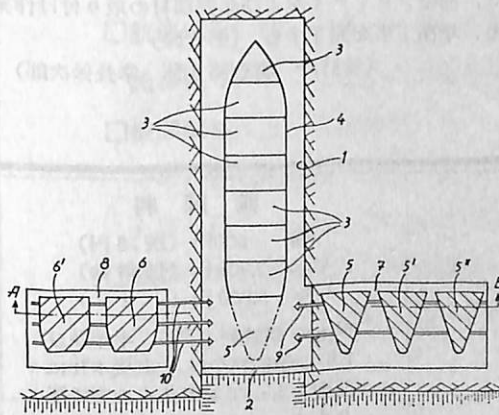
特許解説

造船ドック〔特公昭49-4918号公報，発明者；ウィリィ・カール・ヴァイラー，出願人；同〕

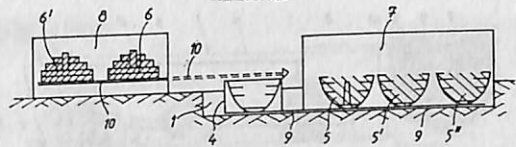
ドックまたは船台において船舶を建造する場合，全船体もしくは船橋を含めた船郭をドック内または船台上で組立てるようにして施行するのが通例である。その後船舶は進水させられて，ドックまたは船台は次船の建造のために空け渡される。なおその場合，作業のまだ完了していない機関室の装備，主上部構造の最終的整備は艤装岸壁で行われる。

しかし，上記従来の方式によれば，造船所の極めて高価な設備，すなわち造船ドック・船台および艤装岸壁を比較的長期間にわたって使用することになり，工作上大きな問題点となっていた。

そこで本発明は，従来の欠点を解消させる造船設備に関するもので，図面を参照して説明すると，ドックゲート2により閉鎖可能なドック1内には一連の平行部貨物艙3から成る，建造中の船体区分4が位置している。船体のこの主要区分4の建造の所要時間は，貨物艙3の構造が簡単であるので比較的わずかでしかない。しかし，この区分4の完成後に次船の建造のためにドックを解放することはできず，船尾区分5が十分に浮力を有するまでにはさらに長期間を要する。そのため本発明では，主ドック1の側方に機関室船体船尾区分5の組立，艤装所7および船楼ユニットの組立，艤装所8が備えられている。これらの組立，艤装所では時間的にも，空間的にも，ドック1内の作業とは無関係に組立，艤装作業が行われており，主ドック1内での船体区分4が完成するとほぼ同時に船尾区分5および船楼ユニット6が完成さ



第 1 図



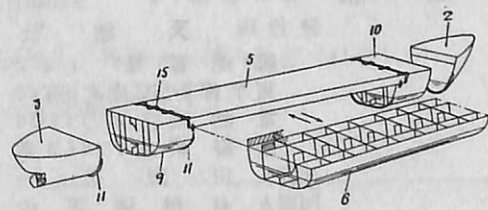
第 2 図

れ，その後図示矢印のごとく，接合作業が行われる。なお，船楼ユニット作業部はその床面の位置が，完成船体区分3，4の床面で同一になる位置に配置されている。

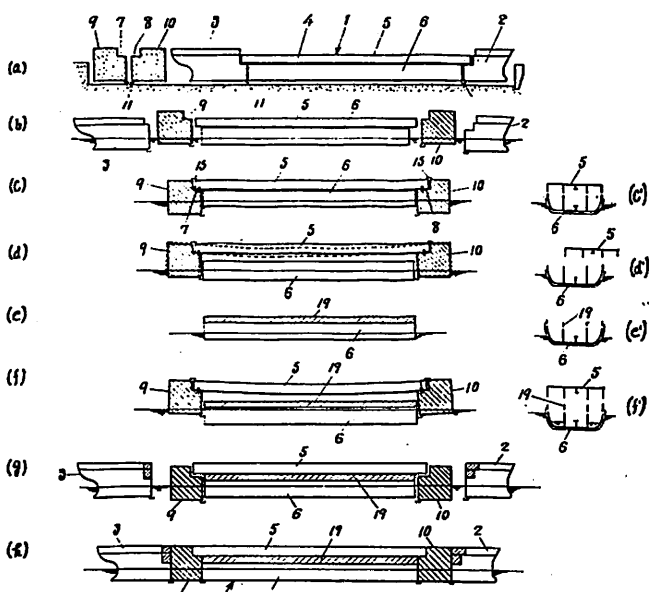
船体の洋上増深増長方法〔特公昭49-6356号公報，発明者；池田隆，出願人；日立造船株式会社〕

建造された既存船舶を，その後の海運界の事情等により，さらに大きな船体に改造することがしばしば行われる。その船体改造には船体の幅，長さ，深さに関してa) 一次元，b) 二次元，c) 三次元の改造工法が考えられている。今，本発明は増深，増長の二次元的改造方法に関するものであり，しかもその改造作業を洋上で浮揚状態で行なうものに関するものである。

図面を参照して工程順にしたがって説明すると，ドック内で船体1を船首2，船尾3，胴体4の各ブロックに分割するとともに，胴体4をさらに上下2つの胴体ブロック5，6に分割する。胴体4の分割に際しては，上側の胴体ブロック5の長さが下側の胴体ブロックよりも長くなるように切断する。また上記作業と平行して，支持段部7，8を有する増長用ブロック9，10を組立て，さらに船首2，船尾3，増長用ブロック9，10の接合部14に水密機構11を設ける。以上の各ブロックをドックより洋上に取り出し，浮揚させる。増長用ブロック9，10は，その吃水およびトリムが修正され，段部7，8に上部胴体ブロック5を支持させ，仮接合を行なう。その後増長用ブロック9，10の吃水を上昇させ，下部胴体ブロックを取り出し，増深用ブロック19の接合作業を行なう。そして一体ブロック6，19の吃水を調整して，上部胴体ブロック5および増長用ブロック9，10の間に挿入し，それぞれのブロック，5，6，9，10，19の吃水およびトリムを調整して，各接合作業を行なう。最後に，船



第 1 図



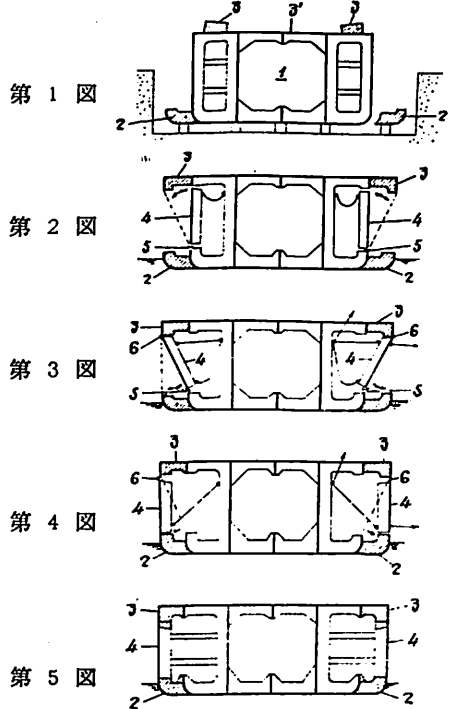
第 2 図

首部 2, 船尾部 3 を接合させることにより, 本発明の船体洋上増深増長方法は終了する。

船体の洋上増幅方法〔特公昭 49-6357 号公報, 発明; 池田隆, 出頭人; 日立造船株式会社〕

本発明は, 既存船体の洋上における一次元的増幅改造方法に関するものである。船体の増トン工事を進行する場合, 工期の短縮, ドック期間の短縮だけでなく, 特に洋上における増幅工事には, 工法の安全性, 迅速性を図る必要がある。そこで本発明は, 上記の点からなされたもので, 図面を参照して工程順にしたがって説明する。

(1) 増幅すべき船体 1 の入渠前に増幅用の船底ブロック 2 と甲板ブロック 3 とを予じめ製作しておく。(2) ドック内において, 船底ブロック 2 を船底両側壁に取り付ける。甲板ブロック 3 は, ドック内または洋上において甲



板 3 の両側端に取り付ける。その後船体 1 を出渠させる。(3) 洋上において, 船体 1 の側部を上記船底ブロック 2 の取り付け上部と甲板ブロック 3 の取り付け下部とで切断して, 側壁ブロック 4 を形成するとともに, この側壁ブロック 4 の下部に受台 5 を介装する。(第 2 図) (4) 受台 5 を中心として側壁ブロック 4 を外方へ回動させ, その上端部を甲板ブロック 3 の端部直下に移動させた後, その端部間にヒンジ 6 を設ける。(第 3 図) (5) ヒンジ 6 を中心に側壁ブロック 4 を外方へ回動して直立させ, その下端部を船底ブロック 2 の端部直上に移動する。(第 4 図) (6) その後, 船底ブロック 2, 甲板ブロック 3, 側壁ブロック 4 および必要部材の取り付け作業により, 増深工事を完了する。(第 5 図)

(特許庁 審査第 3 部 幸長保次郎)

船 船 第 47 卷 第 4 号 昭和 49 年 4 月 12 日 発行
 定価 500 円 (送 28 円)
 発行所 天 然 社
 郵便番号 1 6 2
 東京都 新宿区 赤城下町 50
 電話 東京 (269) 1908
 振替 東京 79562 番
 発行人 田 岡 健 一
 印刷人 高 橋 活 版 所

購 読 料
 1 冊 500 円 (送 28 円)
 半年 2,900 円 (送料共)
 1 年 5,800 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



日本図書館協会選定図書



1 隻 1 冊 必 備 の 書

THE CYCLOPEDIA
OF
NAVIGATION

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

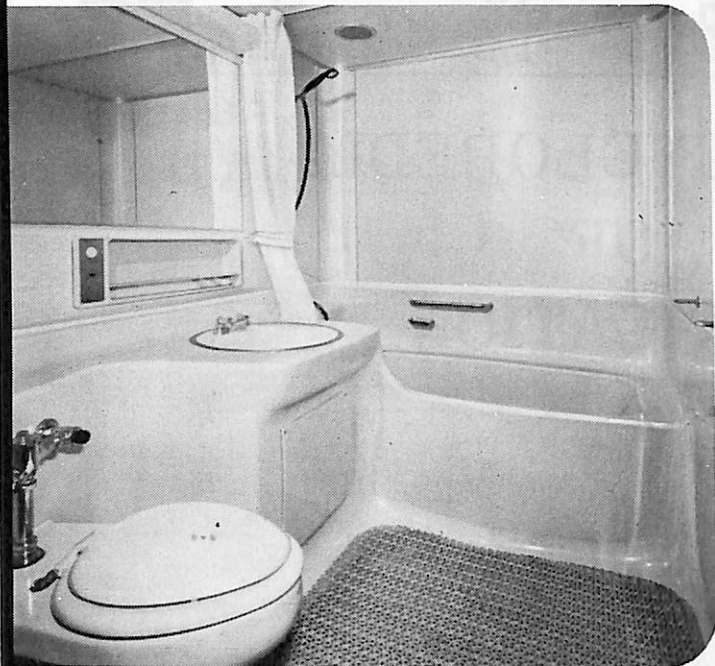
航 海 辞 典

A 5 判 850 頁 布クローズ装函入 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
- 附録：天測暦、基本雲形、露点表、ビューフォート風力階級表、世界主要航路地図(色刷)、海図図式、モールス符号、手旗信号、航海技術年表等
- 口絵：アート紙色刷(文字旗、世界煙突マーク)
- 航海術の基本として、地文航法、天文航法、電波航法の理論を紹介し、特殊な航海計器や海象・気象の準拠すべき事項を取上げてある。
- 航海運用には、ぎ装・整備・操船・載貨を具体的に取上げて、原理と実際上の知識を盛り、さらに造船の基礎を揚げて根本から応用し得るように工夫してある。
- 機関関係には、内燃機関・タービンの主機をはじめ、補機電気関係はもちろん、その自動化の問題に及び、ボイラや推進軸系には小部門を特設して、運転上のあらゆる場合に対処し得る項目が選ばれている。
- 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 7 9 5 6 2 番

快適な居住区をお約束する!! 住友ベークライトの船舶用製品



— 船舶用サニタリーユニット —

マリーナ

ビス

ユニット

◆ 住友ベークライト株式会社
交通器材開発部

東京都千代田区内幸町1-2-2 ☎03(591)9171大代

天然社編 船舶の写真と要目 第21集 (1973年版)

昭和48年12月刊行 B5版上製函入 要目206頁、写真56頁 定価3,500円(〒200)

第20集以後—昭和47年8月~48年7月における2,000トン以上の新造船206隻を取録、この1年における主なる新造船の全貌が詳細な要目および全景写真をもって明かにされた本集は、かならず、船舶関係の技術者はもちろん、一般愛好者にとつても貴重な資料であることを疑わない。

国内船

- 〔客船〕 あるかす、ましろ、えりも丸、あるぼとろす、ごうるでん おきなわ、フェリー すみよし、おりおん、いせ丸、あるなす、にちなん丸、新さくら丸、おきなわ丸、さるびあ丸
 〔貨物船〕 せーぬ丸、しわく、ほうらい丸、東興丸、新川丸、金陽丸、ころんびあ丸、秀和丸、妙見丸、新宝丸、正龍丸、エイシアン フェニックス
 〔油槽船〕 瀬田川丸、高倉山丸、高宮丸、宗珠丸、豊光丸、龍光丸、鳥取丸、清和丸、大光丸、高城山丸、海光丸、帝光丸、流春丸、東榮丸、ぼしふいっくころん、第五福原丸、第八福若丸、ぐらんだあ、泰興丸、神裕丸、第一星宝丸
 〔散積貨物船〕 銅昭丸、新雄丸、鯉光丸、香取丸、神洋丸、茨城丸、豊光丸、紀国丸、第二中興丸、菱東丸、渡島丸
 〔特殊貨物船〕 宇佐丸、熱田丸、あらふら丸、ぼしふいっく丸、万喜川丸、山鶴丸、天津川丸、鋼和丸、こーかさす丸、八戸丸、乾豪丸、べらざのぶりっじ、にゅーよーく丸、黒部丸、にゅーじゅー丸、東米丸、ジャパン アンプローズ、ぼしふいっくあろろ、白山丸、かすけーど丸、豊陽丸、金寿丸、ジャパン プラム、さんたかたり丸、第七ぶりんす丸、SUN DIAMOND、相模丸、泰光丸、第三旭光丸、いそかぜ丸、大真丸、第八十七大盛丸、第一日本ハム丸、さくら丸、MARIVELES
 〔特殊船〕 銀河丸、第五天洋丸、第三天洋丸、吉野丸

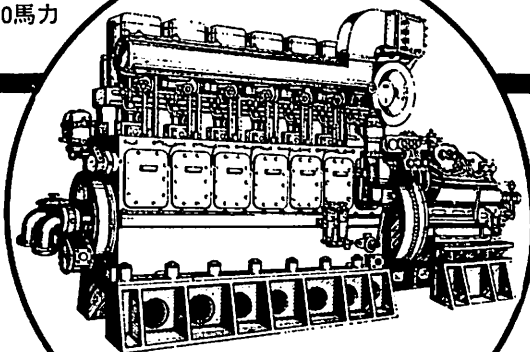
輸出船

- 〔客船〕 海晴、CEBU CITY
 〔貨物船〕 OCEAN HARVEST, ACROPOLIS, ALKYONIS, UNION BRILLIANCY, BUNGA ANGSANA, MERRY CAPTAIN, BUNGA SEROJA, SPES, FORFUNE VENTURE, SEA BIRD, PERICLES HALCOUSSIS, EVER PIONEER, OCEAN GADIS, LORD, CERRO GRANDE, LANSING ACE, SOUTH WORLD, UNITY, RESPLENDENT, UNION ADSTRALIA, CRIMSON CONCORD
 〔油槽船〕 GLOBTIC TOKYO, VENOIL, BERGE PRINCESS, THORSJOLM, SINDE, IOANNIS CHANDRES, VIOLAND N. GOULANDRIS, JAPAN MILLER, EASTERN DALE, UNIVERSE PIONEER, FERNMOUNT, MOBIL PETROLEUH, ATHINA S. NIARCHOS, OTTO N. ITOCHU, AFRAN ZODIAC, ENERGY MOBILITY, GEORGE F. GETTY II, JEQUITIBA, TADOTSU, ACCLIVITY PRINCE, ANIA, NAVARCHOS MIAOULIS, MESSINI AKI ORMI, SEABORNE, ESSO KUMAMOTO, SOLEIL
 〔散積貨物船〕 SEVERN BRIDGE, MOSFIELD, POLYVIKING, GENE TREFETHEN, MOSBROOK, TAKAMINE, VOYWI, KYRIAKI, CHALMETTE, STAMY, FEDERAL BULKER, ARMONIA, EASTERN TREASURE, KOLLE D, VICTORIA I, INVERSHIN, EASTERN LILAC, AVLIS, ANTENOR, DORIC FLAME, WAYFARER, ELLISPONTOS, MERCY, STAR CASTOR, SPRAYNES, WOERMANN SASSANDRA, ANTIOTCHIA, PERGAMOS, SETE
 〔特殊貨物船〕 NAESS AMBASSADOR, DOCECANYON, TANTALUS, TARTAR, ANDRS ANTARES, CYPRES KING, LARINA, GARDEN GREEN, SILVER BRIDGE, WORLD KINGDOM, AUTHENTIC, ROSS ISLE, AEGEAN SEA, ESSO FUJI, TOYAMA, OGDEN BRIDGESTONE, BUNGA TEMBUSU, GOHYO, SANKOMOON, MANDANG, STREAM BOLLARD, CAR CASTLE, ASIA DALE, LEO, CRYSTAL GARDENIA, REGENT CEDAR, GRAND CARRIER, SOUTHERN OCEAN, MANISTEE, INWANG
 〔特殊船〕 PETROBRAS II, PUNG YANG

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

6DSM-26型 1,300馬力

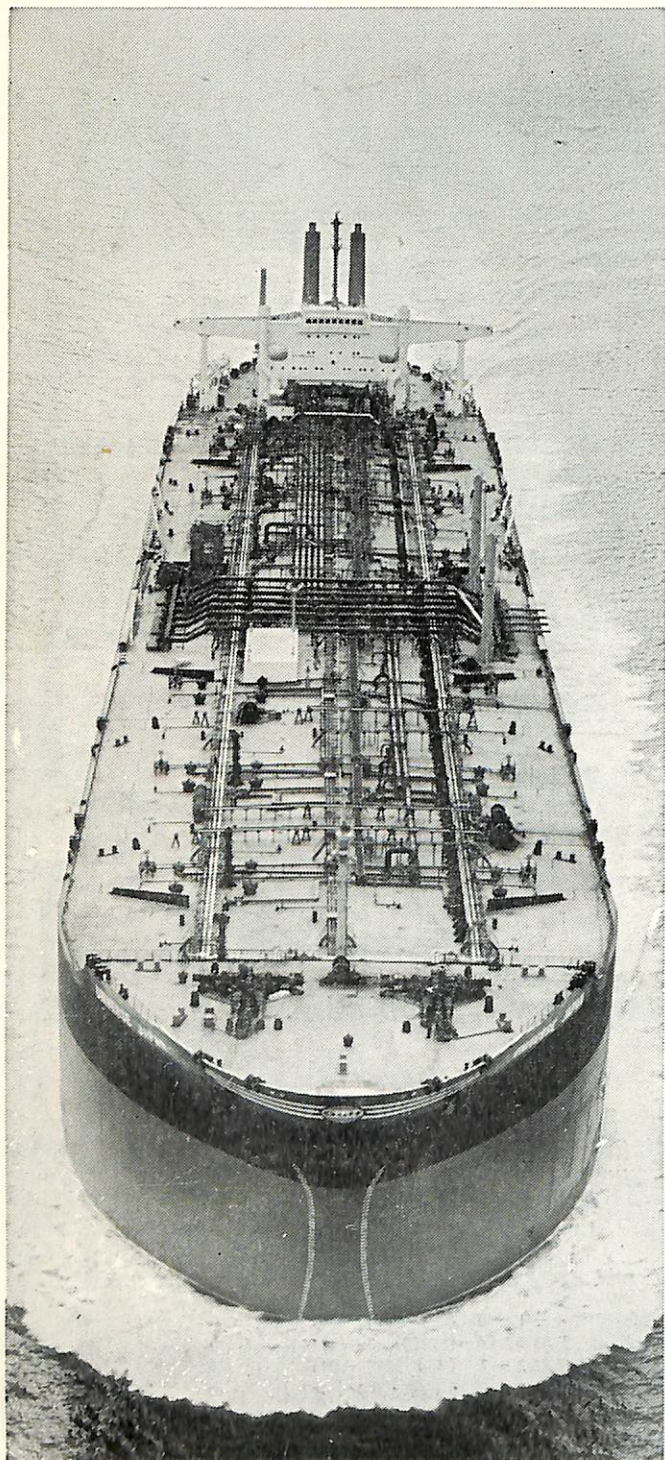


60余年の歴史と技術を誇るダイハツが特に省力化と経済性に重点をおいて製作した高性能船用機関

ダイハツディーゼル株式会社

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

あの巨大船のわずか28平方メートルを タッチアップしただけ……



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

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

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

ダイメットコート アマコート

販売 株式会社 **井上商会**

製造 株式会社 **日本アマコート**

取締役社長 **井上正一**

本社/〒231 横浜市中区尾上町5-80

☎(045)681-1861(代)

詳しい資料ご希望の方はハガキで——

資料
請求券
A-1

船舶 第四十七巻 第四号
昭和四十九年三月二十日印刷 第三種郵便物認可
昭和四十九年四月十二日発行 (毎月一回)

兼編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
印刷所 田岡健一
高橋活版所

定価 五〇〇円 発行所

東京都新宿区赤城下町五〇番地
(郵便番号)一六三〇
天 然社
電話・東京(局)七九五六二番
電話東京(局)一九〇八番

保存委番号:

221045

雑誌コード 5541-4