

SHIPPING

船舶

1966. VOL. 39

4

昭和五十五年三月二十日 第三種郵便物認可
毎月一回十二日発行 昭和四十一年四月七日 印刷
昭和二十四年三月二十八日運輸省特別承認 雑誌第四〇六号 発行

この2隻は4月1日から瀬戸内海の福山市と多度津市
とを結ぶ新航路に就航している。この2隻を含め、
日本鋼管の建造した双胴船は第1船《くらかけ丸》
以来11隻となった。

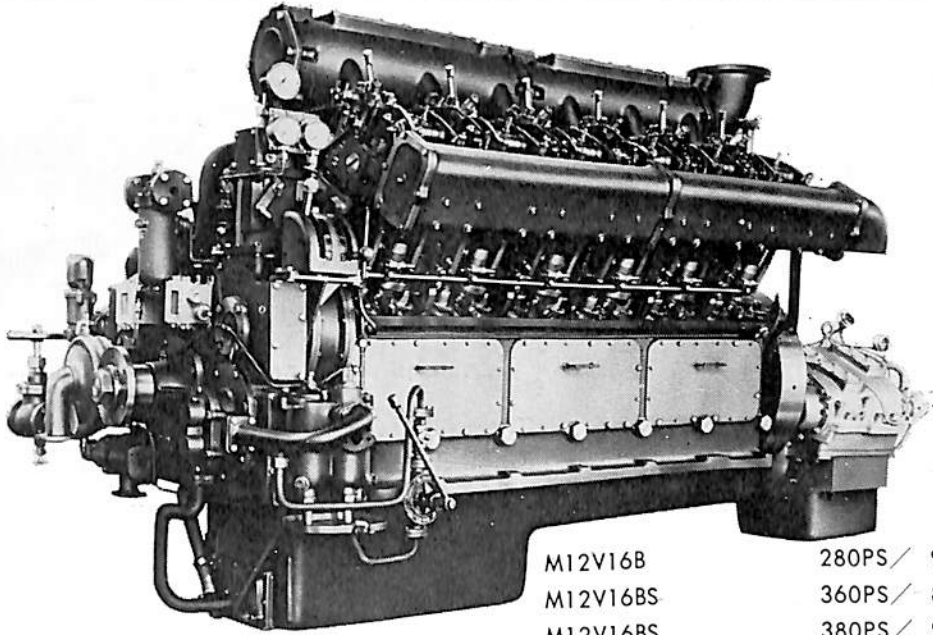


日本鋼管

天 然 社

好評!

V形12気筒 440馬力 クボタ マリンディーゼル



M12V16B	280PS / 900RPM
M12V16BS	360PS / 850RPM
M12V16BS	380PS / 900RPM
M12V16BZS	440PS / 1,100RPM

トルク変動が少なく“底曳・延縄・流網”に最適

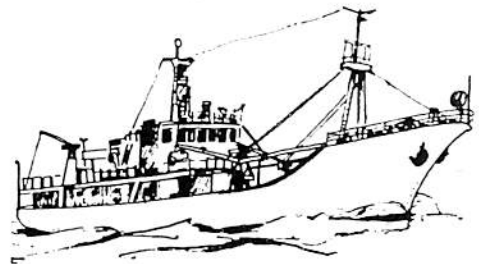
このクラス最大のV形12気筒——

特に研究改良された予燃焼機構がプラスされ、大きな負荷変動にもねばり強く、きびしい性能を要求される底曳・延縄・流網用に最適です。

振動が少なく、低速運転ができる——12気筒の魅力です。特に採用された立形ガバナーは調速性能にすぐれ、低速運転に威力を発揮します。

総合メーカー・クボタだから——

素材から一貫生産。耐久力と信頼性は、“さすがクボタ”とタイコ判です



いつも漁場に一番のり

お問い合わせは——
機種名(馬力)誌名
をご記入のうえ、
大阪天王寺局区内
久保田鉄工・ディ
ーゼル営業部企画
課へどうぞ——



“定評ある大日本塗料の船舶用塗料”



プリマイト—金属表面処理塗料
ジंकライト7R—ジंकリッチペイント
DNT鋼船々底塗料—油性船底塗料
ズボイド—亜酸化鉛粉さび止塗料
SDCコート No.401—タールエポキシ系塗料
 No.402
タイコマーリン—マリンペイント

★造船工程に革命をもたらした★

新発売の

●ダイアマーキングプライマー
《電子写真感光乳剤》

新発売の

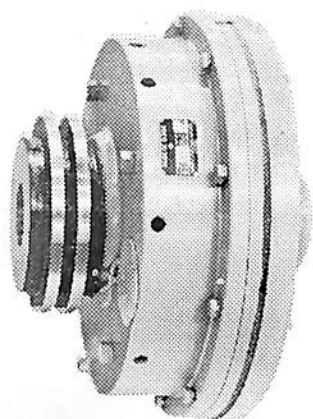
●ダイアマーキングトナー
《電子写真現像液》

本社
大阪市此花区西野下之町38
支店
東京都千代田区丸の内3の2(新東京ビル)

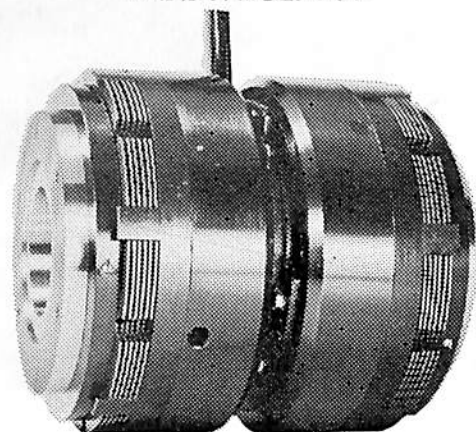
大日本塗料

営業所

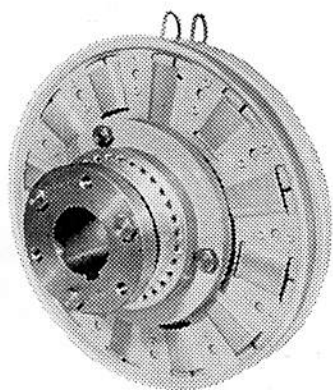
札幌・仙台・新潟・日立・高崎・千葉・横浜
静岡・浜松・富山・名古屋・堺・神戸・岡山
広島・小倉・福岡・長崎・高松



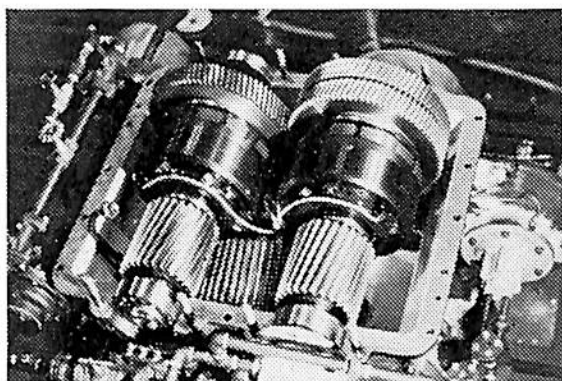
MC形乾式単板電磁クラッチ



湿式多板ダブル形電磁クラッチ



ワーナー形乾式単板電磁クラッチ



減速逆転機に組み込まれた電磁クラッチ

船舶の自動化と遠隔操作に！

神鋼 電磁クラッチ 神鋼 電磁ブレーキ

神鋼電磁クラッチ／ブレーキは船舶の自動化と遠隔操作のために減速逆転機・油圧ポンプ駆動用などに続々採用されています。

- 遠隔操作が容易 スイッチのオン・オフでクラッチの着脱ができます。
- 消費電力が少ない 消費電力が少ないので、電源はバッテリー（DC 24V）または交流電源の場合は簡単な整流装置で充分です。
- 応答性が早い 油圧式にくらべ応答速度が早くしかも衝撃が少ない。
- 付属品が少ない 油圧式にくらべ操作用の油圧配管などが少ないため付属品が少なくてすみます。
- スペースが小さい 寸法が小さいためにスペースが少なくてすみます。
- 信頼性が高い 構造が簡単でかつ堅牢ですから故障がありません。



神鋼電機

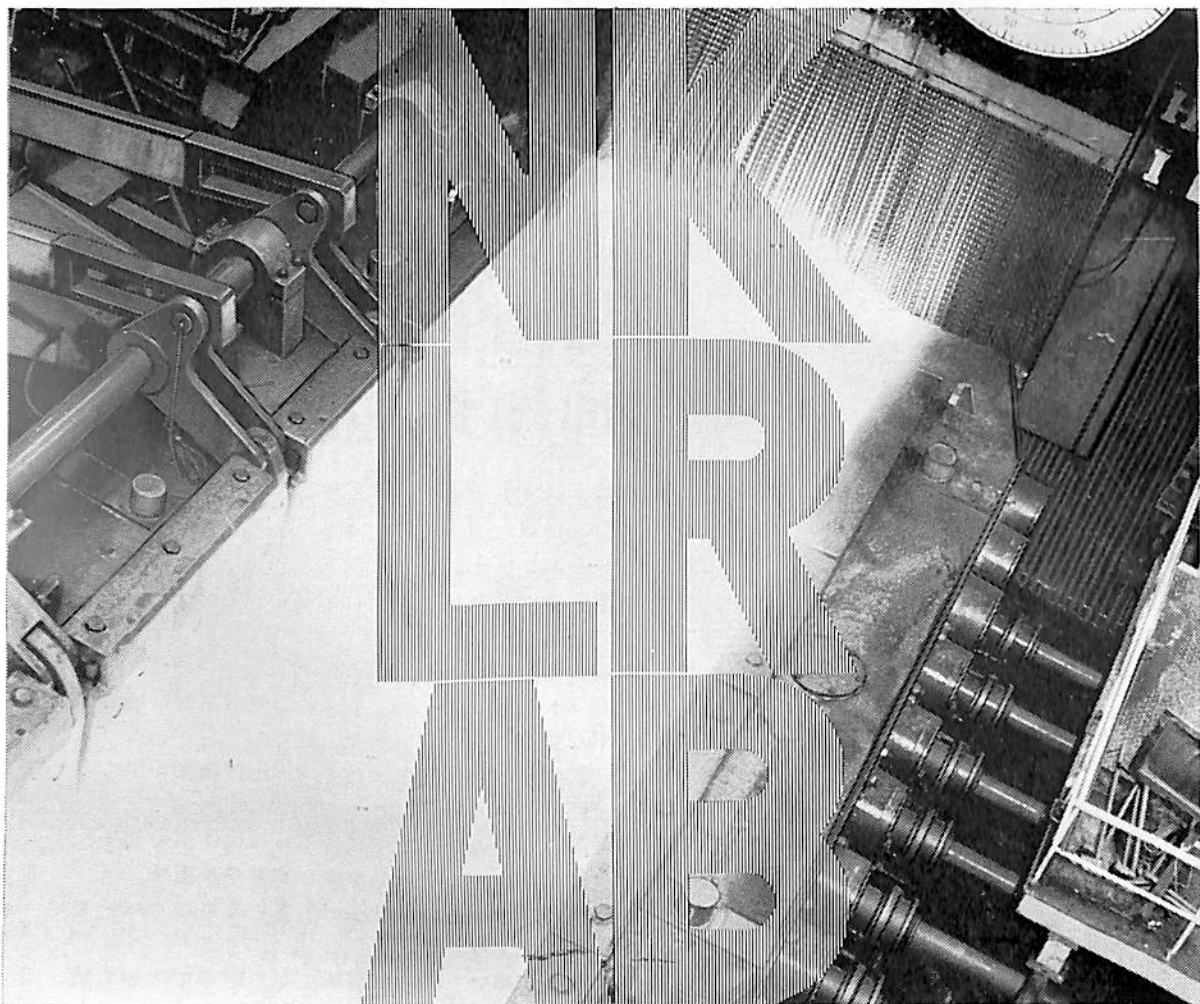
SHINKO ELECTRIC CO., LTD.



NK・LR・AB

7つの海を駆けるパスポート取得!

住友の一厚鋼板



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

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

鉄をつくり
未来をつくる



住友金属

住友金属工業株式会社

本社/大阪市東区北浜5の15 TEL(203)2201

支社/東京都千代田区丸の内1の8 TEL(211)2211

営業所/福岡・広島・岡山・高松・名古屋・静岡・新潟・仙台・札幌

船舶

第 39 卷 第 4 号

昭和 41 年 4 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

船舶上部構造の振動について	熊井豊二	(33)
船体溶接継手の疲労強度	山口勇男	(36)
剪断変形	森 正浩	(41)
板構造と塑性設計	長 沢 準	(50)
東京タンカー株式会社向 150,000 DWT 型タンカー「東京丸」	石川島播磨重工業株式会社	(57)
東京丸に装置された発電設備の自動化	東京芝浦電気・電機技術部	(66)
東京丸に搭載された超音波食器洗浄機	二 川 博	(74)
日本造船研究協会の昭和 39 年度の主要研究業務について (2)	北 島 泰 蔵	(77)
国際自動化シンポジウムに出席して (4)	米 原 令 敏	(88)
[提 言] 諮問オ 13 号に寄せて	へりっくす	(72)
[船舶事情] 相次ぐ西欧造船関係者の来日		(96)
[水槽試験資料 183] G. T. 480 トン型鮪漁船と G. T. 5,100 トン型鮪工船の模型試験	船舶編集室	(98)
NK コーナー		(102)
[特許解説]・油圧操舵装置・潜水船より乗員を救助する装置・ドック拡張方法		(103)

写真解説 ☆ NKK-ピールスチック PC 機関 オ 1 号機

☆ ナショナルパネシップ

☆ 住友ベークライトのデコラ FP

進 水—☆ KRUSEVAC ☆ ORIENTAL IMPORTOR ☆ SIGTONE ☆ MARINA ☆ 神昭丸

☆ ジャパンリム

竣 工—☆ KINNA DAN ☆ SIGFUJL ☆ OLYMPIC PEGASUS ☆ PHAEDRA ☆ AZUMA

☆ がてま丸 ☆ 武光丸 ☆ 秀峰丸 ☆ 春藤丸 ☆ 雄鷲丸 ☆ 空知丸

☆ ☆ まあがれっと丸 ☆ ひよどり

船齢を延ばす

ダイメットコート®

塗る亜鉛メッキ

弊社工事は最新の設備と優秀な技術によりサンド
ブラスト処理からスプレイ塗装まで一貫した完全施
工をしております。国内施工実績300万平方米。

米国アマコート会社日本総代理店

株式 井 上 商 会
会社

取締役社長 井 上 正 一

横浜市中区尾上町 5-80 TEL (68) 4021~3

修繕船 G. L. PARKHURST 号の外舷部に DIMETCOTE
No. 3 (白色の部分) を施工中のもの

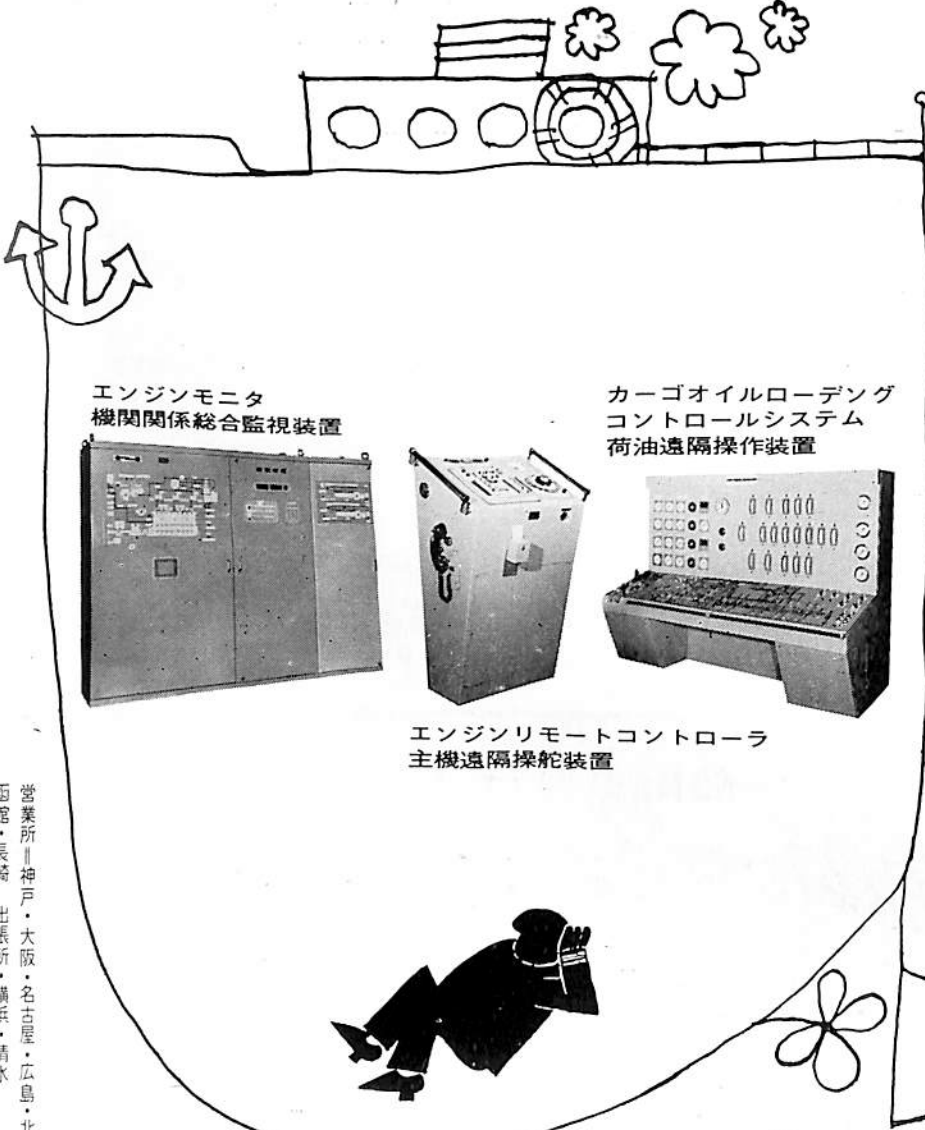
一人だったことが物語の始めです
34年の春。船などめずらしくない
ニューヨークっ子が、日本の船を
みてビックリ。それは、たたくさん
の人が働いているはずの機関室か
ら出てきた船員が、たった一人だ
ったからです。


世界一をめざしている勝利です！
機関室を一人にしたのが東京計器
エンジン・リモートコントロール
装置です。少人数でエンジン操作
が自動的にできる、世界ではじめ
てつくられたものです。東京計器
はそのごも船の合理化をめざして
つぎつぎと新しい装置を開発して
います。

今必要なのはあなたの積極性です
あなたの研究心が、あなたの会社
ばかりでなく、世界の造船業界を
リードするのはです。東京計器の新
しい船舶自動化装置についてぜひ
いちどお問い合わせください。セ
ールズエンジニアをスグおうかが
いさせます。

株式会社 **東京計器製造所**
東京都大田区南蒲田2の16
TEL(732)2111(大代表)

7年前でした
なぜニューヨーク子が
日本の船をみて驚ろいたのでしょつか



 高度の技術が世界を結ぶ

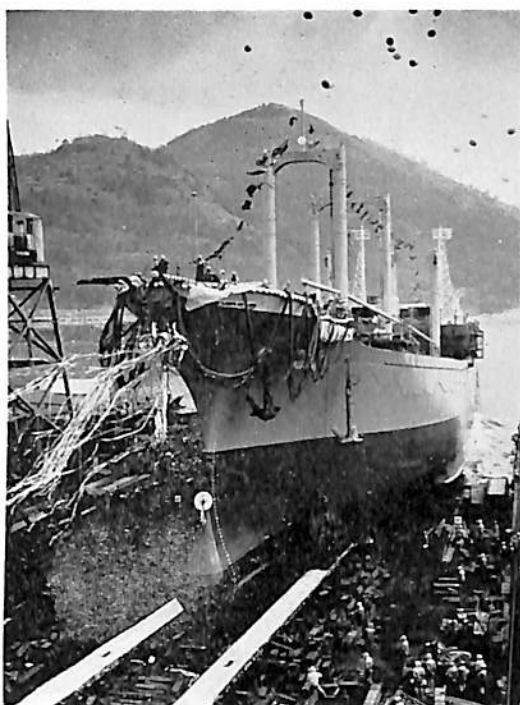
営業所 神戸・大阪・名古屋・広島・北九州
函館・長崎 出張所 横浜・清水



ORIENTAL IMPORTER
(ばら積貨物船)

船主 ORIENTAL EXPORTERS (リベリア)
造船所 日本鋼管・清水造船所

長(垂) 164.59 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 14.71 m
吃水 9.73 m 総噸数 17,000噸 載貨重量 23,000噸
速力 16.2ノット 主機 IHI-スルザー-8 RD 76型ディーゼル機関1基 出力 12,000 PS×119 RPM
船級 AB 起工 40 11-6 進水 41-1-18



ジャパン リム
(貨物船)

船主 ジャパンライン株式会社
造船所 石川島播磨重工・相生工場

長(垂) 130.0 m 幅(型) 19.2 m 深(型) 11.5 m
吃水 8.7 m 総噸数 約7,200噸 載貨重量 約9,400噸
速力 16.2ノット 主機 IHI-スルザー-6 RD 68型ディーゼル機関1基 出力 6,120 PS×128 RPM
船級 NK 竣工 40-9-17 進水 41-2-21
竣工 41-5-末



厳選された材質を
最高の技術で
高性能を誇る



旧社名 株式会社河野鑄工所

ミカドプロペラ株式会社

大阪市東住吉区加美絹木町1丁目28 電話 (791) 2031-2033



MARINA
(ばら積貨物船)

船主 FIDELITY SHIPPING COMPANY
(リベリア)

造船所 浦賀重工・浦賀工場

長(垂) 178.00 m 幅(型) 27.20 m 深(型) 15.80 m
 吃水 9.88 m 総噸数 約 19,400 噸 載貨重量
 約 30,400 噸 速力(試) 17.3 ノット 主機 浦賀
 スルザー 9 RD 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 14,500
 PS×120 RPM 船級 AB 起工 40-11-10
 進水 41-3-7 竣工 41-5

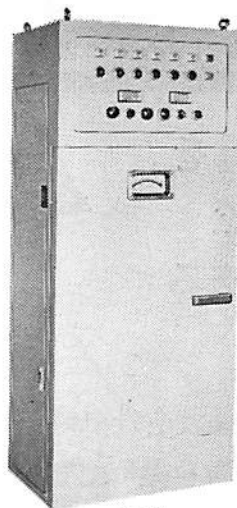


SIGTONE
(油兼ばら積船)

船主 TRIPPLE OCEAN OPERATION
(リベリア)

造船所 株式会社 呉造船所

全長 250.00 m 長(垂) 240.00 m 幅(型)
 39.00 m 深(型) 19.00 m 吃水 12.69 m
 総噸数 約 49,000 噸 載貨重量 約 78,300 噸
 速力 15.75 ノット 主機 IHI-スルザー-9 RD
 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 21,600 PS
 船級 NV 起工 40-12-11 進水 41-3-10
 竣工 41-6



FMA-26型

(カタログ文献謹呈)

光明可燃性ガス警報装置

(運輸省船舶技術研究所検定品)

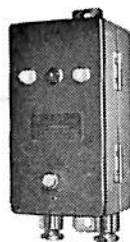
LPG タンカー
 ケミカルタンカー
 オイルタンカー

プロパンガス厨房に
 光明可燃性ガス警報器

新製品

FA型

の
 爆発防止に活躍する



光明理化学工業株式会社

東京都目黒区唐ヶ崎町603 TEL (711) 2176(代)

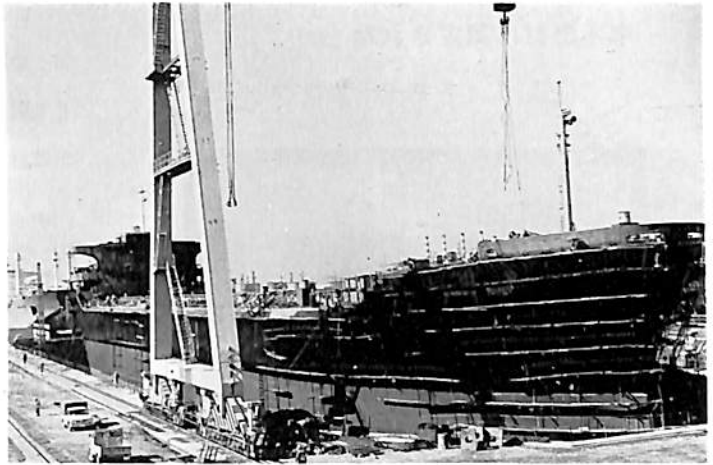
神 昭 丸

(石炭専用船)

船 主 昭和海運株式会社

造船所 三井造船・千葉造船所

長(垂) 180.00 m 幅(型) 28.00 m 深(型)
16.20 m 吃水 10.50 m 総噸数 約 24,300 噸
載貨重量 約 36,030 噸 速力 15.4 ノット
主機 三井 B&W 774-VT 2 BF-160 型ディーゼル機関 1 基 出力(最大) 11,500 PS×119 RPM
船級 NK 起工 40-11-12 進水 41-3-4
竣工 41-7 下旬



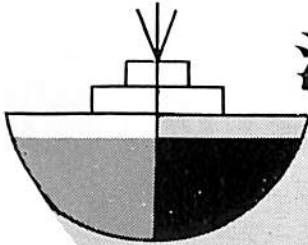
KRUSEVAC

(ばら積貨物船)

船 主 JUGOSLAVENSKA OCEANSKA
PLOVIDBA (ユーゴスラビア)

造船所 株式会社 呉造船所

全長 198.70 m 長(垂) 188.00 m 幅(型)
27.50 m 深(型) 15.50 m 吃水 10.65 m
総噸数 約 24,000 噸 載貨重量 約 35,150 噸
速力 15.10 ノット 主機 IHI-スルザーディーゼル機関 1 基 出力 12,000 PS 船級 LR
起工 40-11-15 進水 41-2-21
竣工 41-5 下旬



海運の合理化に!

SR 船底塗料

合成ゴム系

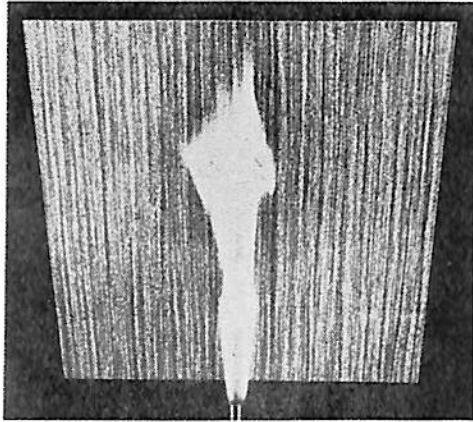


東亜ペイント株式会社

大阪市北区堂島浜通り2の4 電話(代) 362-6281
東京都港区新橋5丁目36の11 電話(代) 432-1251

準不燃材に認定された

住友ペークライトのデコラ FP



炎を当てて実験するデコラ FP

高層建築の建築材料としてはもちろん、船舶、車輛の内装材料として、耐燃性を望む傾向はますます強くなっており、また昭和39年1月の建築基準法の改正もこの方向を強く指示しているといえる。

このような傾向に応ずるため、住友ペークライト（東京都千代田区内幸町、大阪ビル）は、従来より耐燃性能の高い内装材の開発を目指して研究を続けていたが、このほど「デコラ FP」の完成を見、建設省から「準不燃

材」の認定を受けた。（建設省準不燃材認定第 1603 号）この製品はメラミン化粧板としては日本で初めての「準不燃材」である。

デコラの色柄はそのハイセンスと使い易さで定評があり、またその種類の多いこともトップであるが、新開発のデコラ FP には、これらのデコラの色柄をすべて標準品として設定してある。とかく柄数も少なく、変化に乏しかった防火材料に、デコラ 200 種の色柄のパラエティーが一挙に仲間入りするわけである。難燃化粧板に不可能だった施行個所に設計家、インテリアデザイナーの目的通りの色彩が活躍することになる。

デコラ FP は初期火災時に炎を出して燃えることはない。この点は従来のメラミン化粧板と異なる大きな長である。また化粧板としての諸性能も JIS の規格値を充分満足させるものであるから、内装材としては理想的といえよう。なお下地材には当然準不燃材以上の防火性能が要求される。

デコラ FP の生産方式は現在のところ受注生産であるが、高層建築時代を迎えようとしている折から、高層建築、船舶等の内装材として早くも業界の注目を集めている。

防蝕防錆のことならなんでもご相談ください

無機質高濃度亜鉛塗料
サップコート
(ニッペンキー #1000)

電気防蝕

性能のすぐれた新しい
アルミニウム合金流電陽極
ALAP

中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区神田鍛冶町2の1 (252) 3171(代)
大阪(362)5855~6 札幌(24)2633 広島(21)5367 名古屋(821)3296 福岡(28)2563 仙台(23)7084
港湾施設・船舶・埋設管・地中海中鉄鋼施設・機械装置

調査 設計 施工 管理

NV 規格に合格した

松下電工のナショナルパネシップ

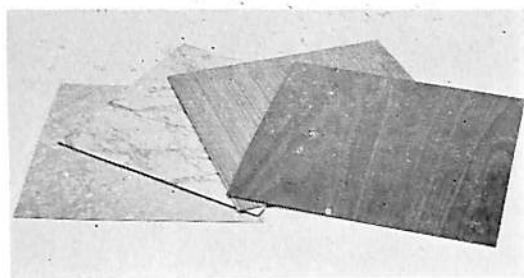
わが国で建造されるノルウェー、スウェーデン、デンマークなど北欧船舶は NV 規格合格品使用の必要上、今まで外国製 NV 合格メラミン化粧板を輸入している現状である。

ところが、輸出船においては輸入メラミン化粧板が無税で造船所に入る関係上、これを使用する船舶内装業者はごく少数の保税工場を持つ業者のみに限られ、大部分の業者は傍観せざるを得ない状況にある。

造船所としても輸入手続、保税手続、輸入期間、その他融通性の問題など不便な点があり、またコスト高になりがちなので、輸出船に使用できる国産のメラミン化粧板の出現が切望されていた。

松下電工（大阪府門真市大字門真1048）では、これらの要望に答えて、日本のメラミン化粧板輸出の40%をしめる実績と技術を生かして、新しい船舶内装用メラミン化粧板を開発、「ナショナルパネシップ」として新発売することになった。

本製品はすでに 1965 年 12 月 22 日附で国際的な造船規格ノルウェーの NV 規格に合格しているが、国産メラ



ナショナルパネシップ

ミン化粧板でこの規格に合格したのは、このナショナルパネシップが最初である。従って北欧系船舶に採用される可能性はもちろん、他の外国オーナーからも信用ある国際的な造船規格合格品ということで注目を浴びるものと期待されている。

仕様は厚さ 1.6 mm、色、柄、サイズは今までのメラミン化粧板とまったく同じで、メラミン樹脂を初め使用全材料に特殊加工をして、NV に合格する新しい性能を作り出したもので、特長としては今までのメラミン化粧板より難燃性において特にすぐれ、燃えても煙の出にくい点があげられる。これらの特長からいって、船舶はもちろん、高層ビルの内装材としても最適といわれる。

生産開始は本年 4 月 1 日で、品種は現在のナショナルパネ柄に準じ、受注生産とする。価格は現行のナショナルパネより 20%アップの予定である。

8

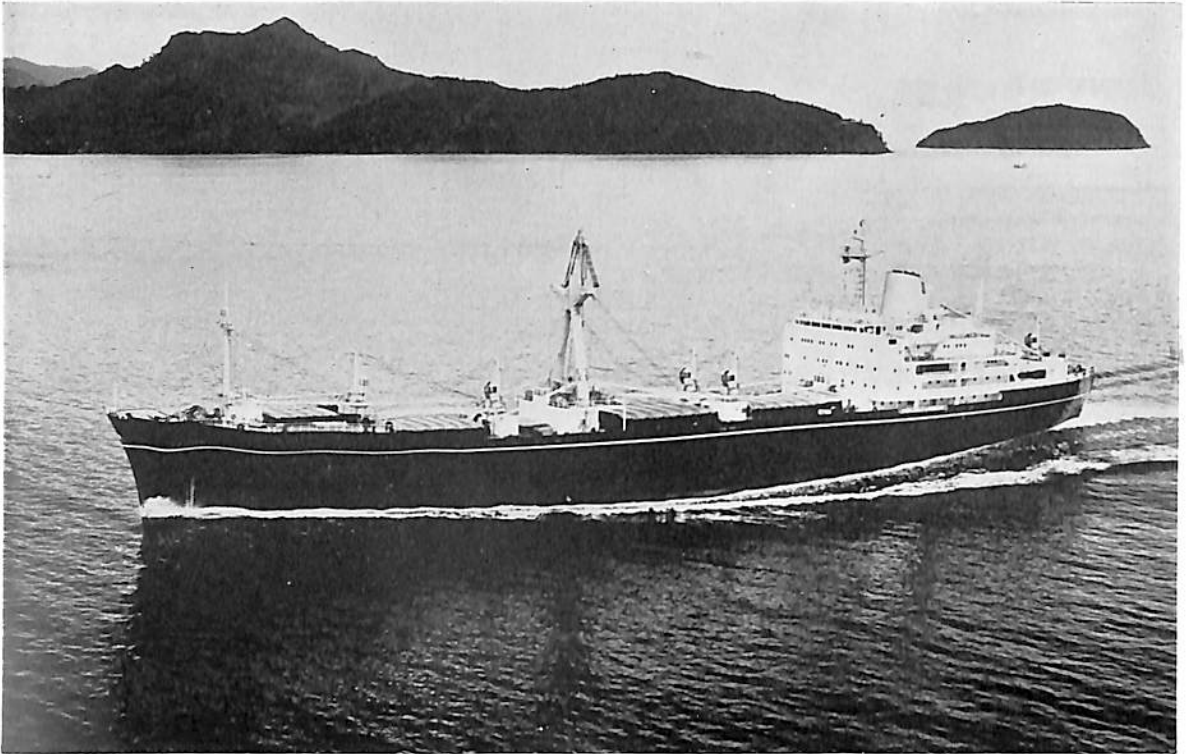
つ の
船舶塗料

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

大阪市大淀区大淀町北 2
東京都品川区南品川 4



日本ペイント



AZUMA (貨物船)

昨年11月 デンマーク国の著名な海運会社である The East Asiatic Company Ltd. から初めて受注し、三井造船・玉野造船所において建造中の 13,000 重量吨型 自動化超高速貨物船 Azuma はこのほど船主へ引渡しを終了した。

世界に定期航路を有する、いわゆる定航船主は、従来より船隊の高速化に力を注ぎ、主要会社の就航船平均速度は17.5ノット～18ノット強となっており、特に最近ではサービススピードが20ノットを越える超高速船隊の建造が Clen Line, Ben Line, Blue Funnel Line, P&O 等の外国船主をはじめ日本郵船、大阪商船三井船舶等の国内船主においても相次いで行なわれ或いは決定されているが、本船もイースト・アジアティック社が新たに極東航路に投入する超高速船の一隻である。また、いずれの超高速船をみてもいえることだが、本船も単にスピードアップだけでなく機関部の自動並びに遠隔操縦化、デッキ・クレーン、鋼製ハッチカバー、同カバー油圧開閉装置、バウスラスタ、可変ピッチプロペラ等一連の装置を備え、貨物船の使命ともいえる運航スケジュールの確保のための航海スピードと荷役スピードのアップの双方がバランスされた最新鋭にして、しかも運航採算性の高い経済船である。

なお、玉野造船所では本年8月及び9月完成目標で、大阪商船三井船舶向け21次船として12,050重量吨型、サ

ービススピード20.75ノット、満載最高スピード22.15ノットの超高速自動化貨物船2隻を建造中である。

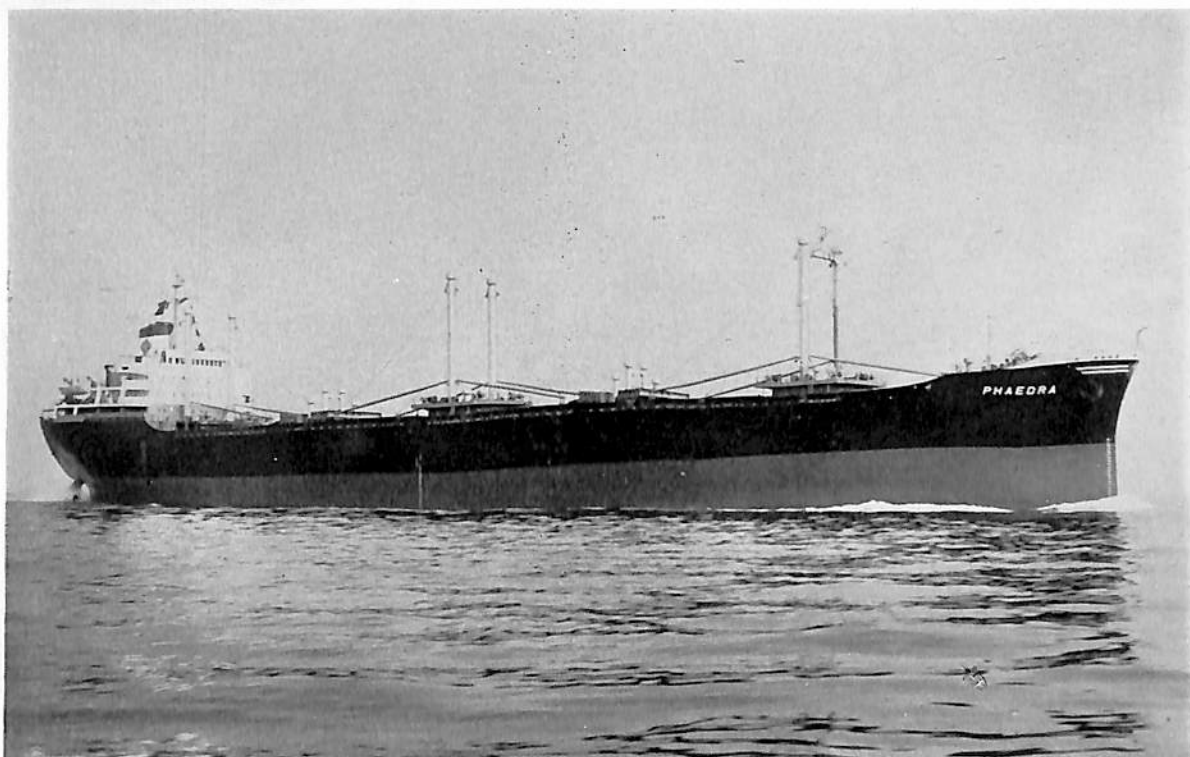
AZUMA 主要々目は次のとおりである。

船主 The East Asiatic Company (デンマーク)

長	(型)	152.40 m	
幅	(垂)	23.47 m	
深	(型)	13.31 m	
吃	水(クローズド)	9.9025 m	
	(オープン)	8.6142 m	
総噸	敷(オープン)	8,671.20 噸	
載貨重量	(クローズド)	13,095 噸	
	(オープン)	10,589 噸	
主	機	三井 B&W 1074-VT 2 BF-160 型	
		ディーゼル機関 1 基	
出	力	15,000 PS×115 RPM	
船	級	LR	
起	工	40-9-14	
進	水	40-12-21	
竣	工	41-3-16	
速	力	(サービス、15%シーマージン、オープン) 20.5ノット	
		(試運転最高、バラスト) 22.95ノット	
推	進	器 KAMEW 可変ピッチプロペラ 1 基	
	バウスラスタ	800 馬力可変翼型 1 基	



まあがれつと丸 (鉱石運搬船) 船主 川崎汽船株式会社 造船所 川崎重工業株式会社
 全長 184.71 m 長(垂) 175.00 m 幅(型) 27.50 m 深(型) 13.30 m 吃水 8.964 m 総噸数
 19,552 噸 載貨重量 28,552 噸 速力 15.5 ノット 主機 川崎 MAN K7Z 70/120 C 型ディーゼル
 機関 1 基 出力 7,450 PS×128 RPM 船級 NK 起工 40-9-10 進水 40-12-8
 竣工 41-2-10



PHAEDRA (ばら積貨物船) 船主 Morsocios Compania Naviera S. A. (パナマ)
 造船所 株式会社 藤永田造船所 全長 178.20 m 長(垂) 170.00 m 幅(型) 23.20 m
 深(型) 13.70 m 吃水 9.449 m 総噸数 15,565.09 噸 載貨重量 24,460.00 噸 速力 15.5 ノット
 主機 浦賀スルザー 7 RD 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,000 PS×117 RPM 船級 AB
 起工 40-8-19 進水 40-12-10 竣工 41-3-8



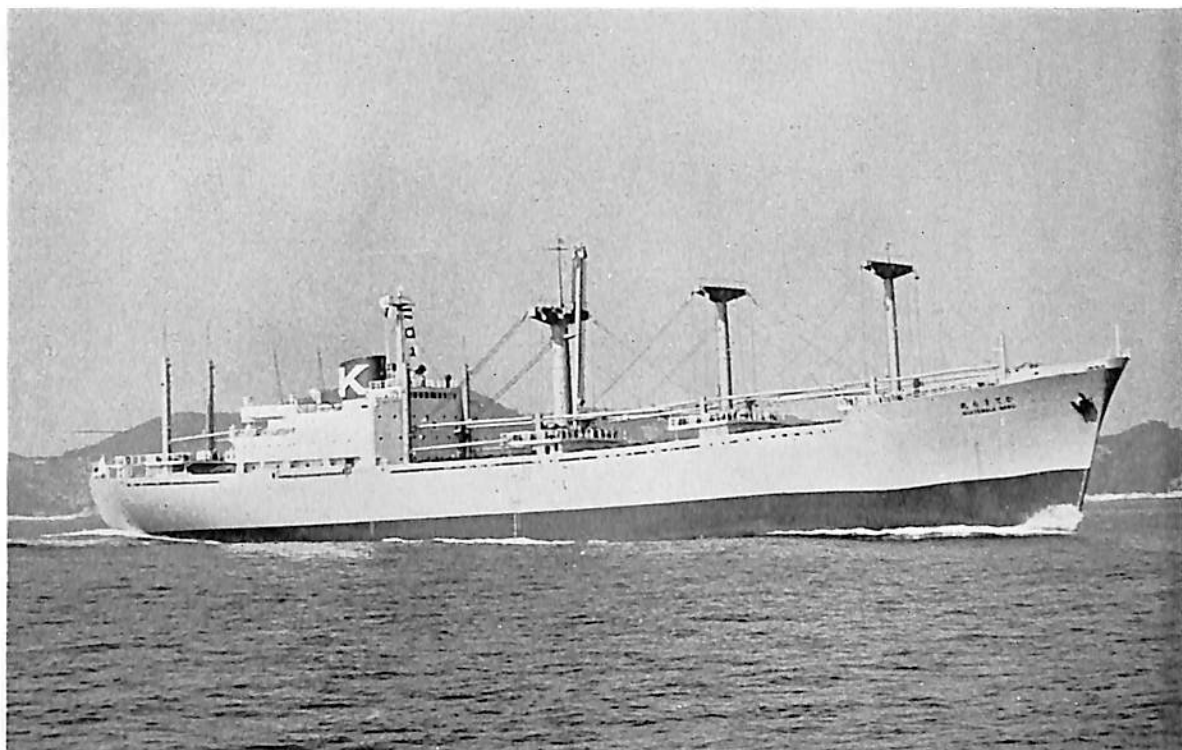
KINNA DAN (油槽船) 船主 REDERIEET J. LAURITZEN (デンマーク)

造船所 三井造船・玉野造船所 長(垂) 230.124 m 幅(型) 35.966 m 深(型) 16.459 m
 吃水 12.2885 m 総噸数 41,107.74 噸 載貨重量 68,960.00 噸 速力(試) 17.46 ノット
 主機 三井 B&W 984-VT 2 BF-180 型ディーゼル機関 1 基 出力(最大) 20,700 PS × 114 RPM
 船級 BV 起工 40-7-23 進水 40-10-21 竣工 41-2-12

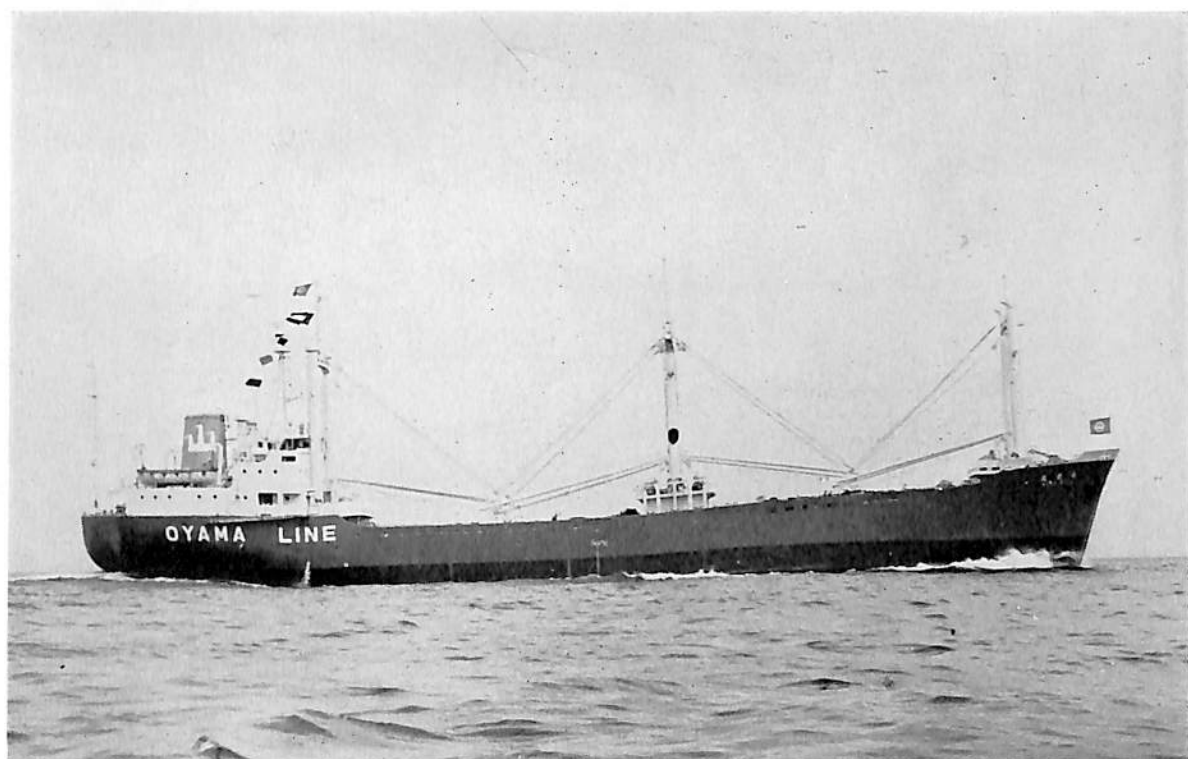


ひよどり (甲型駆潜艇) 船主 防衛庁 造船所 佐世保重工・佐世保造船所

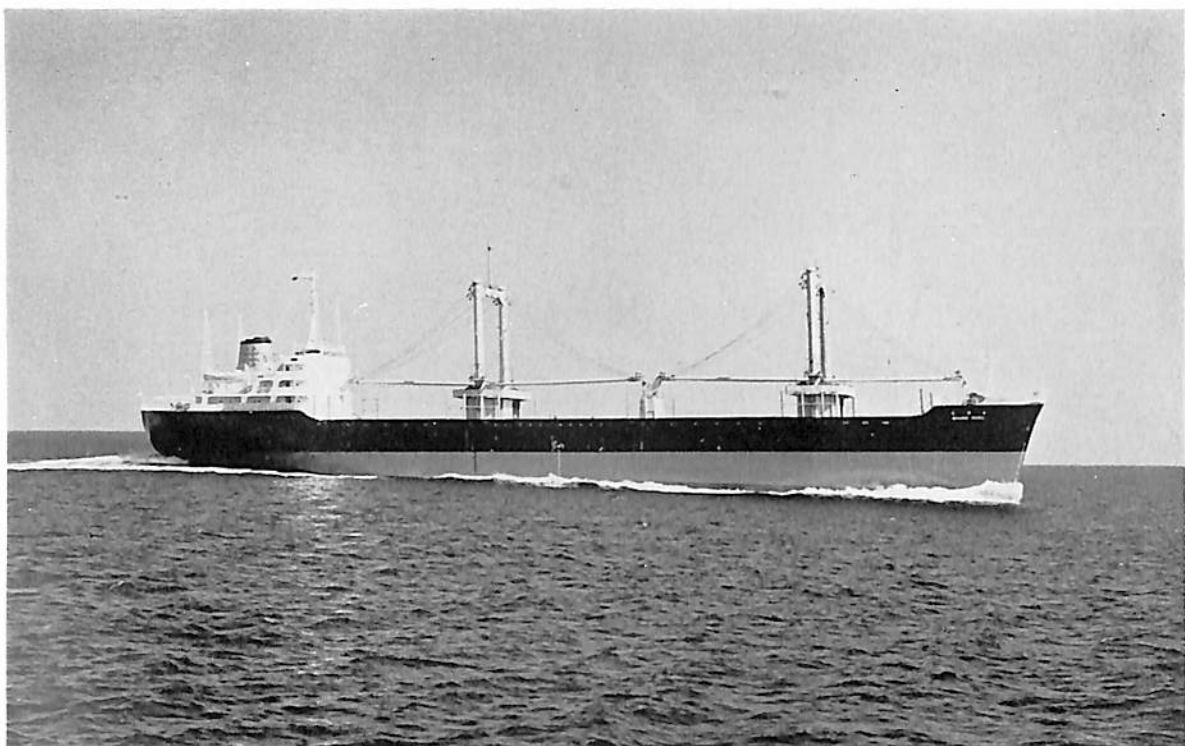
長 60.00 m 幅 7.10 m 深 4.40 m 吃水 2.30 m 基準排水量 440 トン 速力 20.0 ノット
 主機 川崎 MAN ディーゼル機関 2 基 軸馬力 3,800 PS 起工 40-2-26 進水 40-9-25
 竣工 41-2-28 乗員 80 名 武器 40 ミリ連装機銃 1 短魚雷発射管 (3 連装) 2 爆雷投下機 1
 ヘッジホッグ 1



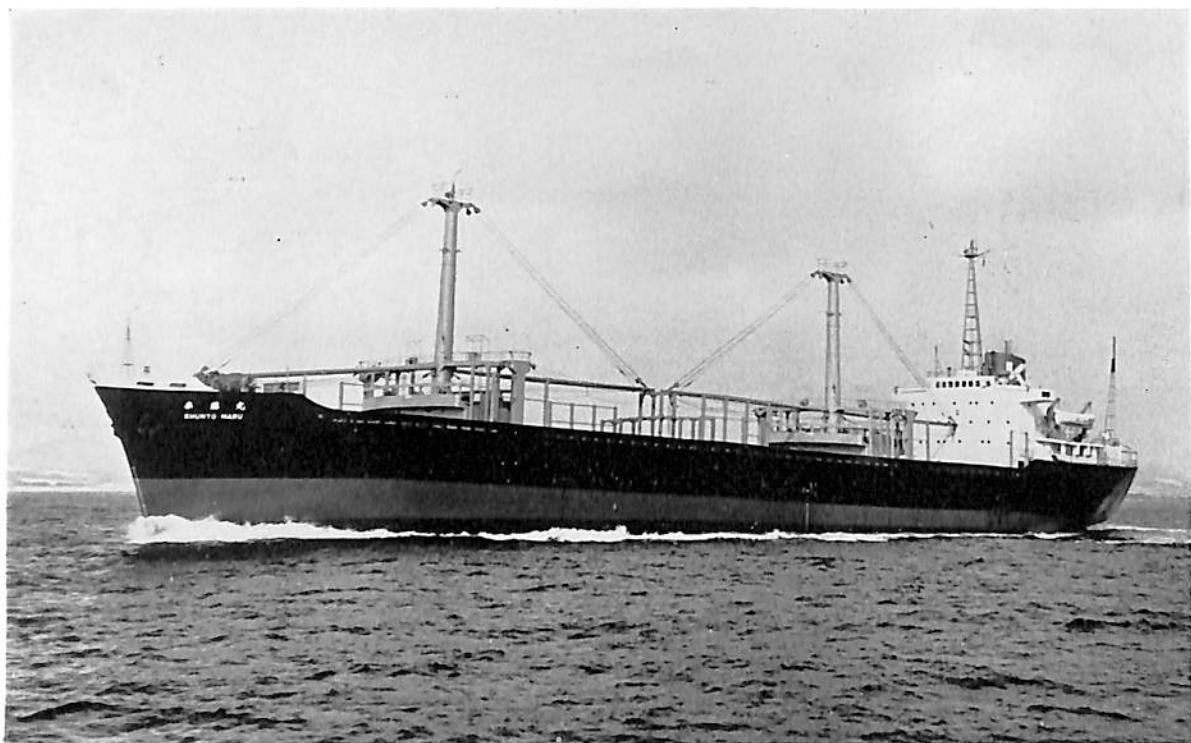
がてまら丸 (貨物船) 船主 川崎汽船株式会社 造船所 日立造船・向島工場
 全長 141.00 m 長(垂) 130.00 m 幅(型) 20.80 m 深(型) 12.50 m 吃水 8.56 m
 総噸数 8,938.00 噸 載貨重量 10,910.00 噸 速力(試) 18.84 ノット 主機 日立 B&W 662-VT
 2 BF-140 型ディーゼル機関 1 基 出力 7,200 PS 船級 NK 起工 40-10-4 進水 40-11-28 竣工 41-2-23



武光丸 (貨物船) 船主 特定船舶整備公団・小山海運株式会社 造船所 尾道造船株式会社
 全長 88.49 m 長(垂) 82.00 m 幅(型) 13.60 m 深(型) 7.00 m 吃水 5.904 m
 総噸数 2,298.37 噸 載貨重量 3,560.53 噸 速力 12.30 ノット 主機 伊藤鉄工製 M476 LHS 型
 ディーゼル機関 1 基 出力 2,040 PS × 228 RPM 船級 NK 起工 40-10-25 進水 40-12-24 竣工 41-2-19



秀 峰 丸 (木材運搬船) 船主 山下新日本汽船株式会社・玉井商船株式会社
 造船所 舞鶴重工・舞鶴造船所 長(垂) 134.00 m 幅(型) 21.60 m 深(型) 11.55 m
 吃水 8.58 m 総噸数 9,450.00 噸 載貨重量 14,700.00 噸 速力 14.3 ノット 主機 舞鶴ス
 ルザー 6RD 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 7,200 PS 船級 NK 起工 40-8-27 進水 41-
 1-12 竣工 41-3-12



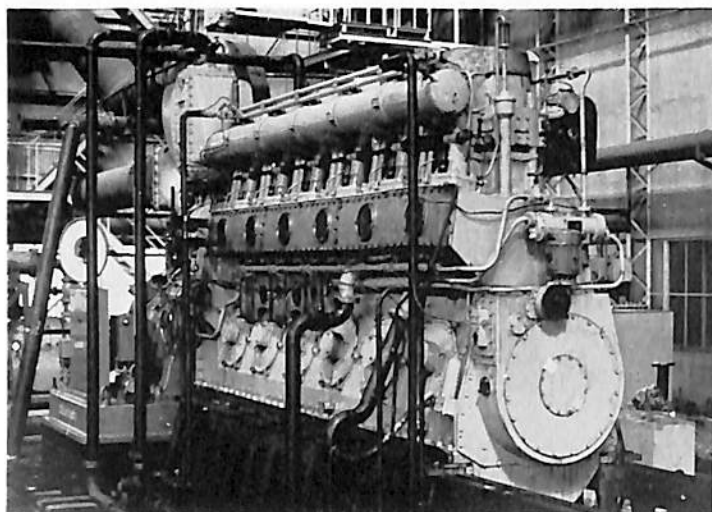
春 藤 丸 (木材専用船) 船主 川崎汽船株式会社・日本汽船株式会社
 造船所 函館ドック・函館造船所 全長 143.95 m 長(垂) 133.00 m 幅(型) 21.20 m
 深(型) 11.10 m 吃水 8.311 m 総噸数 9,026.07 噸 載貨重量 13,974.52 噸 速力 14.65 ノット
 主機 川崎 MAN 70/120°C 型ディーゼル機関 1 基 出力 6,750 PS×130 RPM 船級 NK
 起工 40-9-2 進水 40-11-20 竣工 41-2-25



雄 鵬 丸 (石炭運搬船) 船主 特定船舶整備公団・八千代汽船株式会社 造船所 尾道造船株式会社
 全長 105.75 m 長(垂) 98.25 m 幅(型) 14.80 m 深(型) 8.45 m 吃水 6.75 m
 総噸数 3,522.18 噸 載貨重量 5,798.12 噸 速力 13.00 ノット 主機 三菱スルザー 2 サイクル
 単動無気噴油過給機付ディーゼル機関 1 基 出力 2,805 PS×227.5 RPM 船級 NK 起工 40-11-25
 進水 40-12-14 竣工 41-2-15



空 知 丸 (石炭専用船) 船主 北星海運株式会社 造船所 東北造船・塩釜造船所
 長(垂) 94.00 m 幅(型) 14.70 m 深(型) 8.70 m 吃水 6.916 m 総噸数 3,367.24 噸
 載貨重量 5,789.20 噸 速力 12.5 ノット 主機 ダイハツ 6 PSTb M-26 D-4 基 出力 2,600 PS×
 225 RPM 船級 NK 起工 40-11-25 進水 40-12-9 竣工 41-2-14



ピールスチック PC-2L 機関

NKK - ピールスチック PC 機関 1 号機

日本鋼管株式会社では、かねてよりフランス SEMT 社との技術提携による ピールスチック PC 機関の製作を鶴見造船所寛政工場において進めていたが、このほどその第 1 号機 (6PC2L) を完成した。

このピールスチック PC 機関は最近、船舶合理化のため重要視されはじめたマルチプルギヤード用中速ディーゼル機関として C 重油燃焼が実現された画期的なものであり、フリーピストン・ガスタービン機関とともに日本鋼管の原動機部門の有力機種として今後の実績が期待される。

なお、本機は 4 月 栗林商船の 3,100 DWT 鋼材専用船に納入が決定しているが、本機に先だちビルマの 7,323 GT 撤積船「バガン」向け 12PC IV 形ピールスチック機関の架構取り換え、据付工事を行なっており、完成後の海上試運転において目標の 12ノットを大幅に超える 14.1ノットを記録している。

1 号機の主仕様

形 式	NKK-SEMT-PIELSTICK 単動 4 サイクル トランクピストン形可逆転排気ターボチャージャー付ディーゼル機関
呼 称	6PC2L
台 数	1 基
シリンダ配列×数	直列×6
シリンダ直径	400 mm
行 程	460 mm
連続最大出力	2,460 PS

回 転 数	500 r. p. m (250 r. p. m)
過 負 荷 率	10% (IH)
平均ピストン速度	7.67 m/sec
正味平均有効圧力	14.5 kg/cm ²
シリンダ内最高圧力	88 kg/cm ²
燃料消費量 連続最大出力時	157 g/PS.h
使用燃料油	C 重油
機関寸法	
シリンダ中心距離	740 mm
全 長	6,565 mm
幅	1,776 mm
据付面全幅	1,400 mm
据付面よりクランク軸心までの高さ	500 mm
据付面より最高部までの高さ	2,843 mm
据付面よりピストン抜出の高さ	2,910 mm
機関関係重量 (乾燥状態)	約 36,300 kg



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清 罐 剤

登 録 罐水試験器
実用新案 一般用・高圧用・特殊用・各種

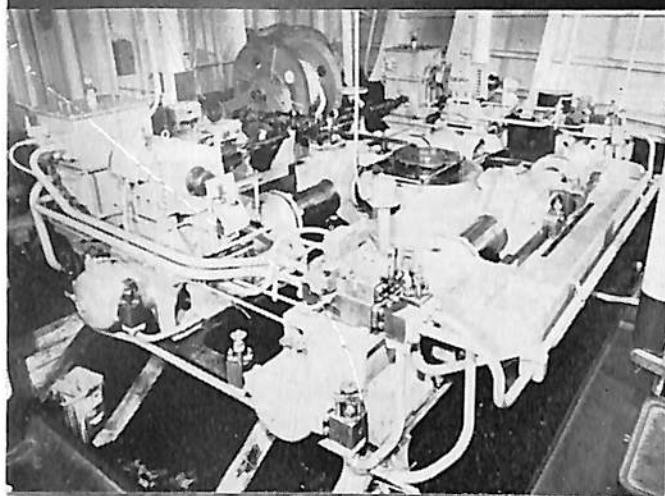
最新の技術、40年の経験による
特許三ツ目印清罐剤で汽罐の保護と
燃料節約を計って下さい。
罐水処理は何んでも御相談下さい。

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丁目12番2号
電話 大森(762)2441~3
大阪出張所 大阪市西区本町1の3 電(54)1761
札幌出張所 札幌市北二条西十丁目1 電(4)5291-5



正確でスムーズな操舵……………

川崎式電動油圧舵取機

40数年にわたる油圧機器製造の経験に加え、西ドイツBrüninghaus社の技術を採用し、ブルーニングハウス油圧ポンプを使用して、ご信頼いただける電動油圧舵取機を製作しております。

本舵取機は主要部として舵柄、油圧シリンダ、ラム、ブルーニングハウス・ポンプ電動機から成り、操縦、追従、管制装置および附属弁類を備えております。

また装置により予備操舵装置として、人力油圧ポンプ切替弁などをもっております。

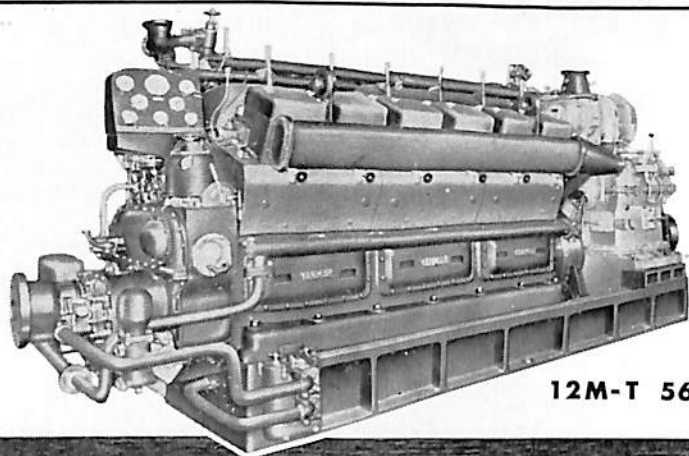
 **川崎重工**

特長

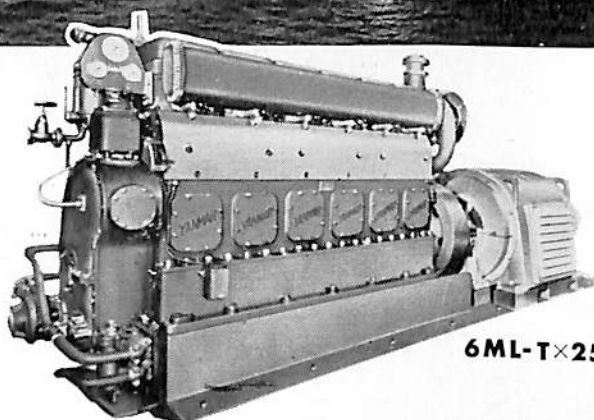
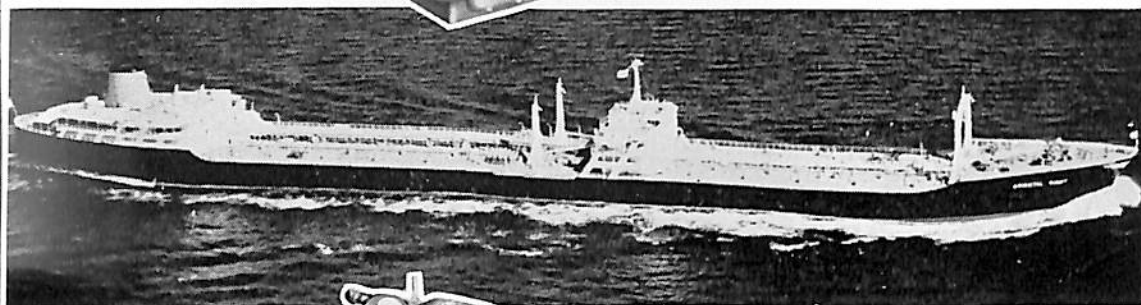
- 高圧で使用できる(最高使用圧力150kg/cm²)
- 電動機のコストダウンができる。
- 構造が簡単で信頼度が高い。
- 正確な操舵と滑かな作動が得られる。
- 各部の点検手入が容易に行なわれる。

精機事業部 明石市林字北窪り148 電(91)7731
 明石工場
 本社 神戸市生田区東川崎町2-14 電(67)5001
 東京支店 東京都港区新橋1-1-1 電(503)1311
 名古屋営業所 名古屋市中区広小路通4-8 電(231)7381
 大阪営業所 大阪市北区堂島浜通2-4 電(363)1271
 福岡営業所 福岡市上呉服町1 電(28)2028

● 船舶の主機、補機に！



12M-T 560馬力



6ML-T×250KVA

●船舶主機用 3—800馬力 ●船舶補機用 2—1000馬力

ヤンマー ディーゼル



ヤンマーディーゼル株式会社

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

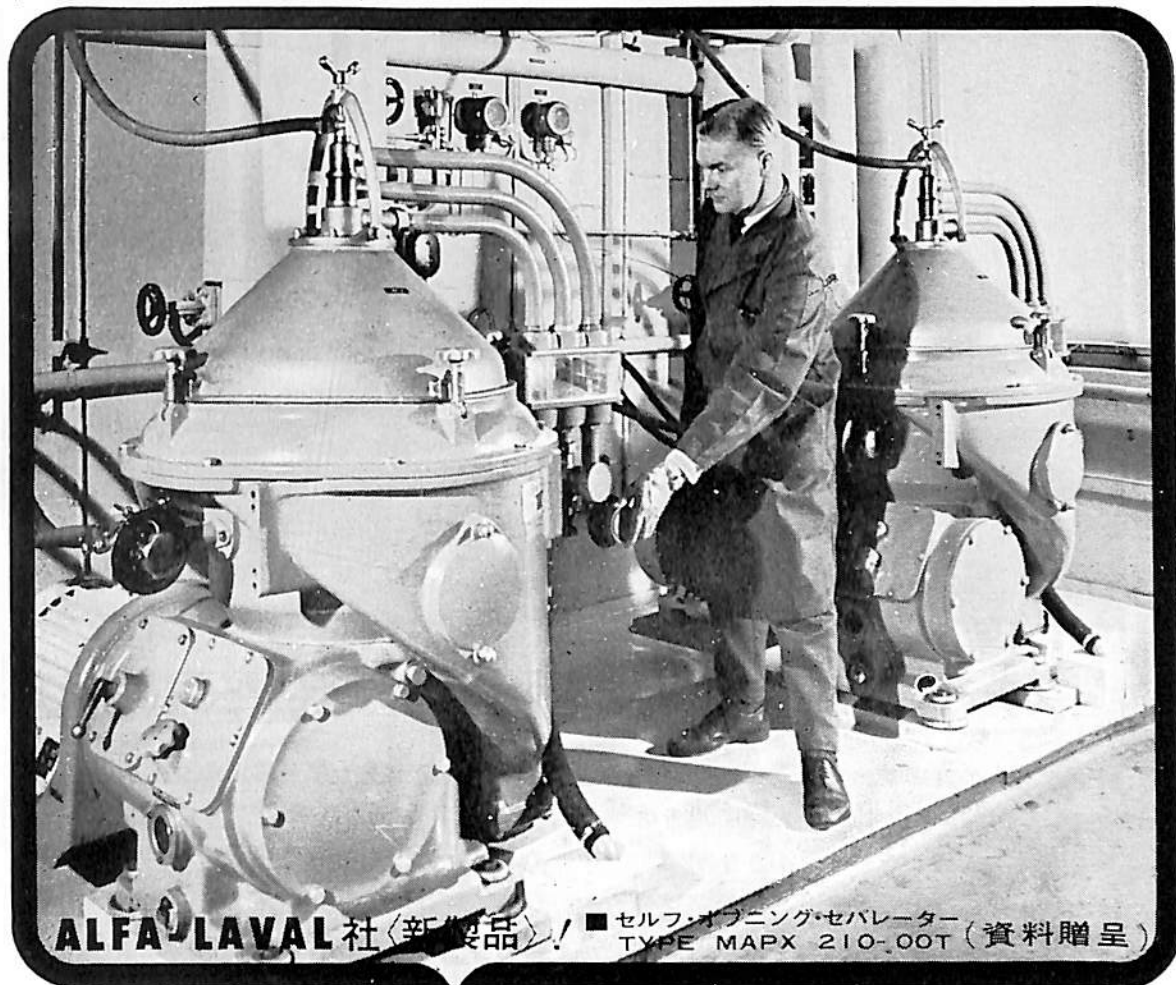


<国内補機総販売元>
日本船舶機器株式会社

<本社> 大阪市東区南本町4の20(有楽ビル)
<営業所> 東京都中央区銀座東7丁目2の2

油清浄機

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



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

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

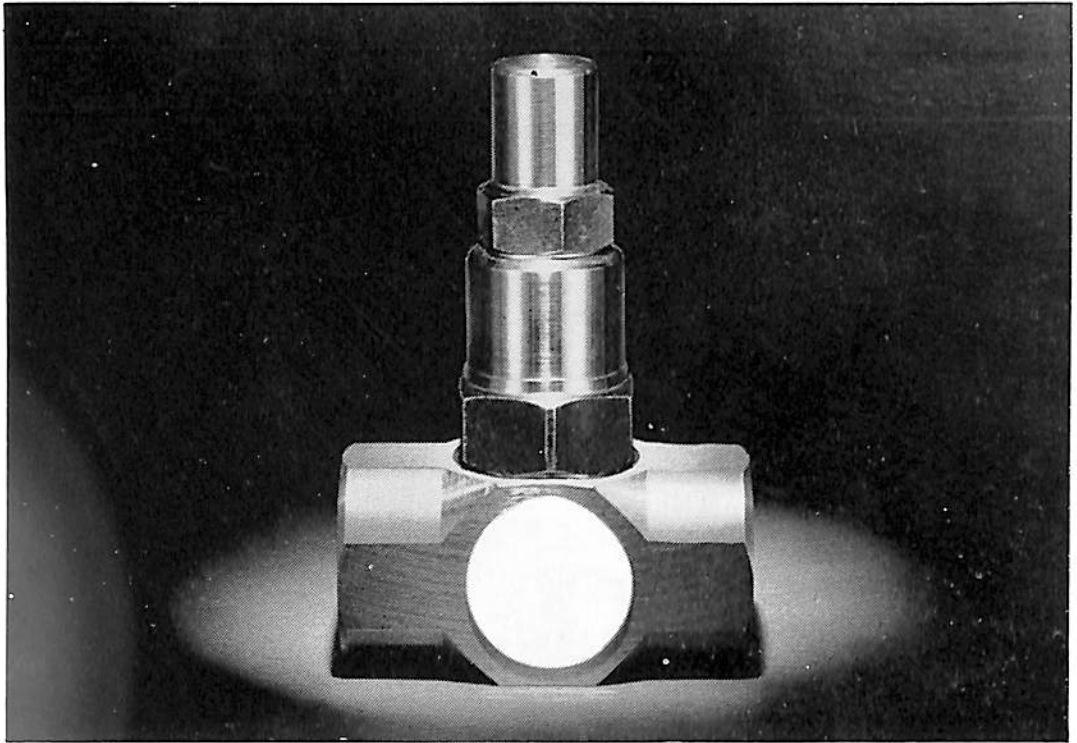


瑞典アルファラバル会社日本総代理店

長瀬産業株式会社 / 機械部

■ 本 社 大阪市南区塩町通 4-26 東和ビル
電話 (251) 1 6 7 4
■ 東京支店 東京都中央区日本橋本町 2-20 小西ビル
電話 (662) 6 2 1 1 大代表

■ 製作及整備工場
京都機械株式会社 分離機工場
京都市南区吉祥院御池町 3 1
電話 (68) 6 1 7 1 代表



スチーム・トラップについてもう一度お考えください

■プラントの能率が一段と向上 蒸気プラントの能率向上。この命題の鍵をにぎるスチーム・トラップ。小さな問題ではありません。ヤーウェイ・トラップのチェック・ポイントで、あなたのトラップをチェックしてください。①配管の手間と費用は②材質は③内部の構造は④部品の交換は⑤サイズ・重量は⑥復水の排出量は⑦背圧に対する作動範囲は⑧温度上昇は⑨装置の保温は⑩空気・復水の排出速度は、そし

て⑪アフターサービスは。あなたのスチーム・トラップは、いかがですか。ヤーウェイ・トラップならこの11の間に自信をもっておこなえます。

■世界主要工業国、数十カ国で定評
ヤーウェイ・トラップは、アメリカ、イギリス、西独、スウェーデン、日本など世界の主要工業国で50年の実績をもつ高性能スチーム・トラップです。各種蒸気機器、ヒーター、蒸溜装置など広範囲に応用できます。



日本総代理特許分権製造社

ガデリウス商会

株式会社
東京都港区赤坂伝馬町3-19 電話 403 2141(大代)
神戸市生田区浪花町27興銀ビル 電話 39 7251(大代)
名古屋市中区錦町1丁目19-24名古屋第1ビル 電話 201 7791(代)
福岡市綱場町2番2号福岡第一ビル 電話 28 2444・5606
札幌市北4条西4-1 ニュー札幌ビル 電話 25 3580・6634

MUIRHEAD-BROWN

(ミュアヘッドーブラウン)

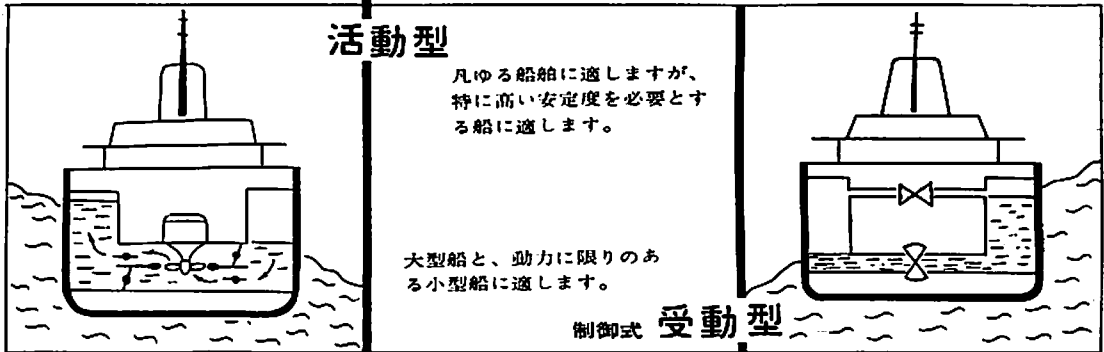
制御式 タンク・スタビライザー

DENNY-BROWN フィン・スタビライザーの開発者として著名な

Brown Brothers & Co. Ltd. が **Muirhead & Co. Ltd**

と協同して通常のタンク・スタビライザーに自動制御装置を導入した新しいスタビライザーを開発しました。

2つの型があり、特徴は次の通りです。



- 通常のタンク・スタビライザーと異り、此のスタビライザーは制御式で、制御装置が波の動きを連続的に解析してスタビライザーを作動させる様になって居りますから、船の排水量やメタセンターの高さの変化に対して何らの同調操作もせず、常に効果的な減揺特性が得られます。
- 船が停止して居る時から最高速度迄、船速の全域に互って効果的な安定性が得られ、此の点から海洋調査船、気象観測船、消防艇、救助艇、トロール船、砕氷船等の特殊船に理想的です。
- フィン・スタビライザーと比較した場合、船の高速時での効果は劣りますが、安価ですので大型貨物船やタンカーを含めた凡ゆる大きさの船舶にも適し、最近も、本邦に於て建造される14,000噸の定期貨物船数隻に受動型の採用が決定して居ります。
- フィン・スタビライザーと共用すると船速の全域に互り全く理想的な安定度が得られ、價格的にもフィン・スタビライザーのみの場合と比し、それ程差はありませんから客船等に此の共用型が脚光を浴びて来て居ります。

本邦取扱店

東京都千代田区大手町二丁目四番地 新大手町ビル



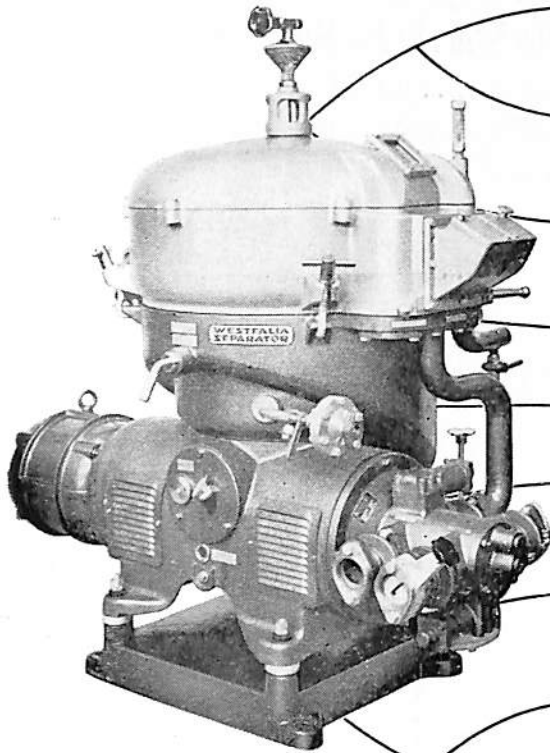
極東貿易株式会社 営業第二部
機工課

TEL (270) 大代表 7 7 1 1
支店 札幌 名古屋 大阪 福岡



**WESTFALIA
SEPARATOR**

油清浄機



ウエストファリアは世界中で最も信頼され
安全で経済的な航海を約束します。

スラッジ自動排出型
SAOG-5016

西独WESTFALIA SEPARATOR. AG日本総代理店



日精
株式会社

本社第二機械部

東京都港区西新橋1-18-17(明産ビル) TEL591-8341(代)

大阪・北区 木幡町ビル 312-2071 / 名古屋・中村区 名古屋ビル 571-8476 / 小倉・魚町 かねやすビル 52-8153 / 日立・会瀬町 潮音ビル

2-4464 / 広島・鉄砲町 寿屋ビル21-4987 / 下松・元町 4-0266

Isuzu-TOBIN

船用ディーゼル機関

DH100T-MF6RC-0型 13.5米交通艇

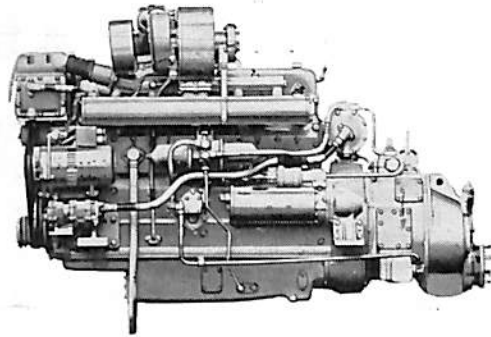
小型高速ディーゼルを主機とする半滑走型高速艇の建造は、速力の点で失敗に帰する場合が少なくありません。

その原因は、排水量の増加や主機関の出力低下が主なるものとされておりますが、基本計画がすでに無理な条件の下に作成される場合もあるようです。

これは、小型で軽量な、信頼のできる適当な機関が得られなかった為ですが、こんど製造された排気タービン付“ISUZU-TOBIN DH100T MF 6 RC-Oエンジン”はこの種の目的にはじめて合致するものです。

広く各方面の御採用を懇請致します。

ここにこの種の艇として確実に成功し得る、見本的な計画の一つを御紹介致します。



船体

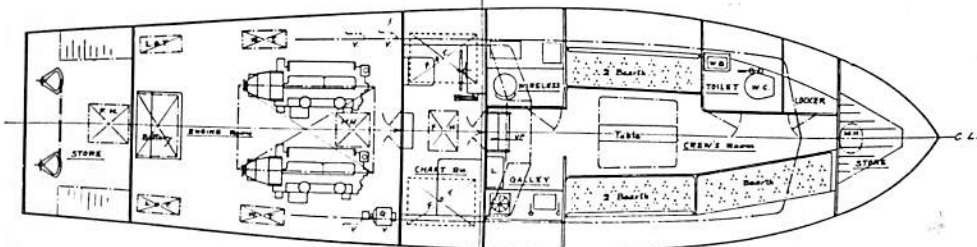
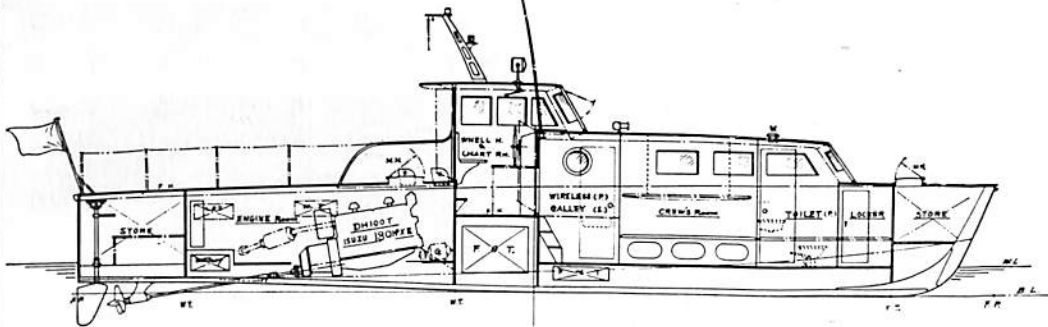
木造組立肋骨2重張軽量構造

全長	13.500米
全幅	3.600米
深さ	1.600米
排水量	12.000屯
推進器直径	580耗
ピッチ	615耗
最大速度	20節

主機

DH100T 過給180馬力2台

気筒数	6
気筒径	120 耗
衝程	150 耗
総排気量	10.179 立
定格回転数	2,060毎分
定格出力	180馬力
逆転機	油圧式
減速比率	1.59対1
推進軸回転数	1,300毎分
重量	1.350 屯



東京都中央区銀座3の2 東京ボート株式会社 電話 (561) 5400, 5402, 5501

天然社・海技入門選書

船の保存整備	東京商船大助教授	鞠谷宏士	A5	130頁	¥ 350
船舶の構造及び設備属具	東京商船大助教授	鞠谷宏士	"	160頁	¥ 390
沿岸航法	東京商船大助教授	上坂太郎	"	160頁	¥ 280
推測および天文航法	東京商船大教授	豊田清治	"	160頁	¥ 280
航海法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	140頁	¥ 230
海軍法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	160頁	¥ 320
海上運送と貨物の船積 (前篇)海上運送概説	東京商船大学教授	田中岩吉	"	140頁	¥ 320
海上運送と貨物の船積 (後篇)貨物の船積	東京商船大学教授	田中岩吉	"	170頁	¥ 390
船用プロペラ	東京商船大学教授	野原威男	"	104頁	¥ 270
船舶運航要務	東京商船大助教授	中島保司	"	170頁	¥ 300
航海計器学入門	東京商船大助教授	庄司和民	"	160頁	¥ 320
操船と応急	東京商船大学教授	米田謙次郎	"	130頁	¥ 350
船用内燃機関(上巻)	前東京高等商船教授	小方愛朔	"	170頁	¥ 300
船用内燃機関(下巻)	"	小方愛朔	"	190頁	¥ 320
蒸気機関	東京商船大学教授	清宮貞	"	90頁	¥ 200
船用電気の基礎	東京商船大助教授	伊丹潔	"	180頁	¥ 460
燃料・潤滑	東京商船大助教授	宮島時三	"	200頁	¥ 460
電波航法入門	東京商船大学教授	鮫島直人	"	200頁	¥ 480
船の強度と安定性	東京商船大学教授	野原威男	"	160頁	¥ 380
気象と海象	東京商船大学学長 東京商船大助教授	浅井榮 巻島勉	"	170頁	¥ 480

以下続刊

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

(送料各70円)

船舶用重油添加剤

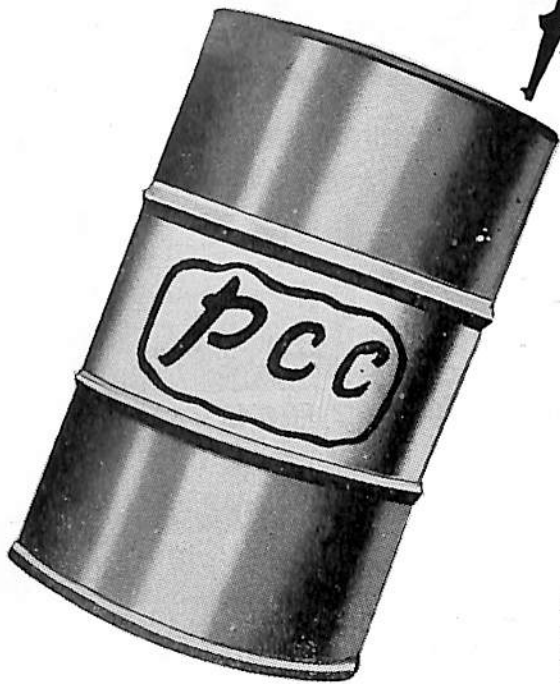
カタログ
月号
請求
券

PCC

PAT

178013
192561
238551

コノ請求
券ヲハガキニ
添付シテ御送付
下サイ



効用

1. 航海中の燃費節減
2. スラッジの分散及び水分離
3. 燃焼設備の保護

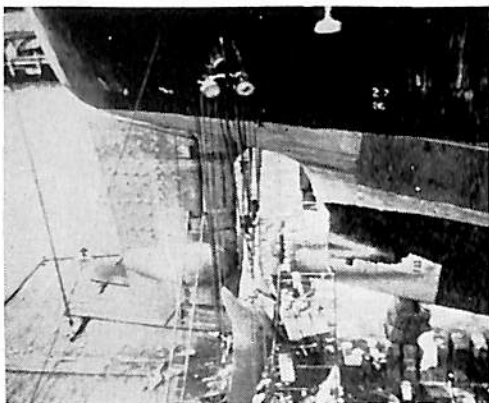
日本添加剤工業株式会社

東京支店 千代田区内神田2の5の1 252-5402・3881~4
大阪支店 西区江戸堀北通1-69日会館ビル 443-6231~2
名古屋出張所 中村区大閘通2~40 フタバビル 571-6808・8632
本社工場 板橋区志村前野町1-21 960-8621~4

Devcon®

を船舶修理に!!

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



硬化が速い!
強い!
使い易い!



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

日本デブコン株式会社

東京都品川区五反田5-108 (岩田ビル)
TEL (447) 4771 (代)
大阪出張所 大阪市北区絹笠町9 (大和ビル)
TEL 大阪 (312) 0666 (361) 8498

1966年 船舶用ギヤ展示会

本展示会は世界唯一の船舶用ギヤ・装置・資材及び技術の専門展示会です。



場所 ナショナル・ホール、エンパイア・ホール、オリンピア、ロンドン、英国

期間 1966年7月6日—12日

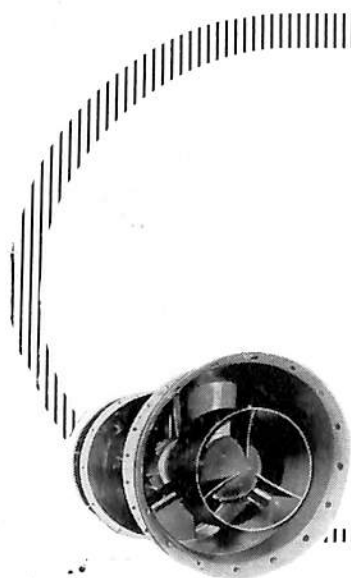
■技術シンポジウム

全会場にわたり船舶技術の将来のパターンについてのシンポジウムが行われます。

展示会とシンポジウムの詳細についてのお問合せは：

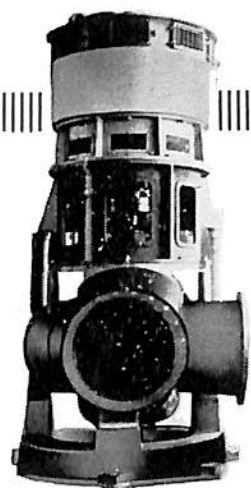
ORGANISERS: MUNICIPAL AND INDUSTRIAL EXHIBITIONS LTD.
(A member of The Thomson Organisation Ltd.)
3 Clements Inn, London, W.C.2. Tel: CHAncery 1200. Telex: 262568
MANAGING DIRECTOR: Lt. Comdr. I. J. S. Hutcheson, Assoc. R.I.N.A.
MARINE CONSULTANT: J. Anthony Hind, M.R.I.N.A.

エハラの舶用機器



油圧駆動エハラサイドスラスト

各種 舶用 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



コンデンサ循環ポンプ

EBARA

荏原製作所

本社：東京都大田区羽田旭町 支社：東京銀座西 朝日ビル・大阪堂島 新大阪ビル 出張所：名古屋・福岡・札幌・仙台・広島・新潟

船舶の自動化・集中制御に **Murayama**

排気・冷却水 電気温度計
軸受・冷蔵倉

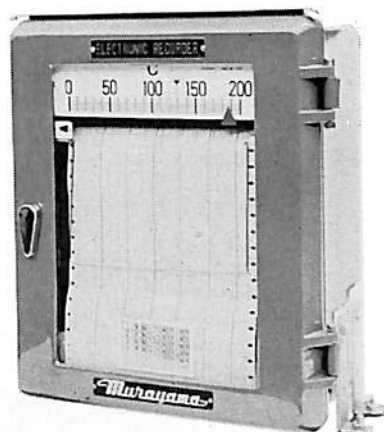


E C 形 (調節)



T C 形

指 示
記 録
警 報
調 節



M K 形 (記録)

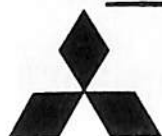


株式会社 村山電機製作所

本社 東京都目黒区中目黒3-1163

電話 (711) 5 2 0 1 (代表) - 5

出張所 小倉・名古屋



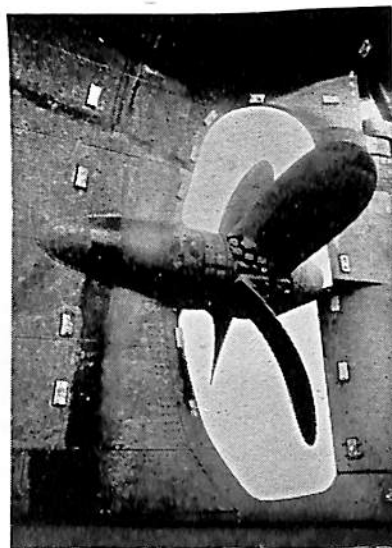
三菱防蝕亜鉛

CATHODIC PROTECTION ZINC

CPZ

CPZ の用途

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



船尾に取付けた CPZ-8F

三菱金属鋳業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地 (大手ビル) 電話 (270) 8 4 5 1

営業所 / 大阪、札幌、仙台、新潟、名古屋、広島、福岡

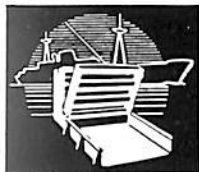
総代理店・三菱商事株式会社

設計施工・日本防蝕工業株式会社

THE HALLEN SWINGING DERRICK 船舶用 ハレン デリック



本デリックを装備した“Southampton Castle”号(英本土、南アフリカ間の新造定期貨物船。13,152トン)



極東マック・グレゴリー株式会社

本社 東京都中央区西八丁堀2の4(大石ビル) 電話 (552) 5 1 0 1 (代表)
 久里浜工場 横須賀市久里浜1丁目19番1号 電話 浦賀 1 2 7 5 番
 神戸出張所 神戸市生田区海岸通2の33(朝日ビル) 電話 三宮 (33) 7 5 3 2 番

監 修 者

上野喜一郎 小山永敏 土川義朗 原 三郎

実際家のための
世界最初の造船辞典

船舶辞典

A5判 700頁 布クロス装函入 定価 2,800円 千 120円

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

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

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

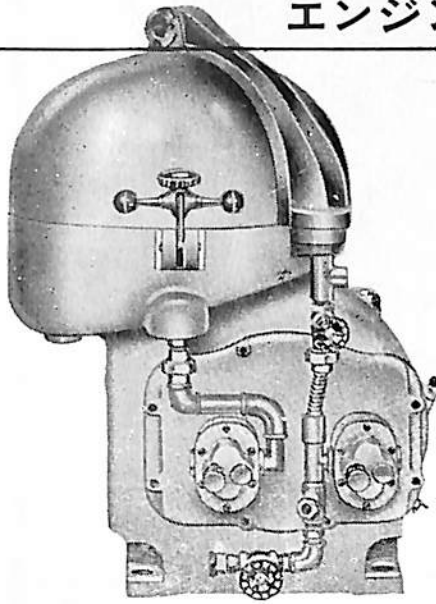
東京都新宿区赤城下町50

天 然 社

電話東京(269)1908番
振替東京79562番

エンジン・ルーム自動化への一紀元!

完全自動式油清浄機の出現



■特許申請中■

Sharples Gravitrol Centrifuge

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

巴工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3ノ2 (第二丸善ビル) 電話 東京 (271) 4051 (大代表)
大阪出張所 大阪市南区末吉橋通り4ノ23 (第二心齋橋ビル) 電話 大阪 (252) 0903 (代表)



オートトラッキング ロラン

特長

1. 完全自動追尾方式だから船が移動しても連続して自動的にロラン電波を追尾します
2. 電子計数方式及び自動表示方式
3. 自動同期方式
4. 自動電圧調整器内蔵

船舶用 L-ダ

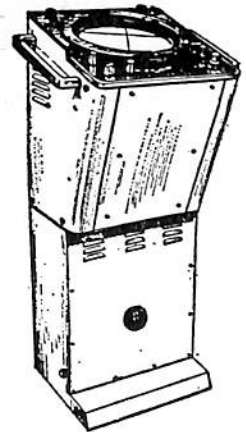
特長

1. 距離範囲 0, 8, 3, 8, 16, 30, 45海里
2. 高性能新型アンテナ
3. ジャイロとの連動可能
4. 鮮明な映像と性能の安定
5. 取扱い及び保守が簡単



古野電気株式会社

西宮市芦原町85・東京都中央区八重洲4の5 (藤和ビル)
神戸・長崎・下関・八戸・札幌・清水





世界最大のタンカー“東京丸”就航！

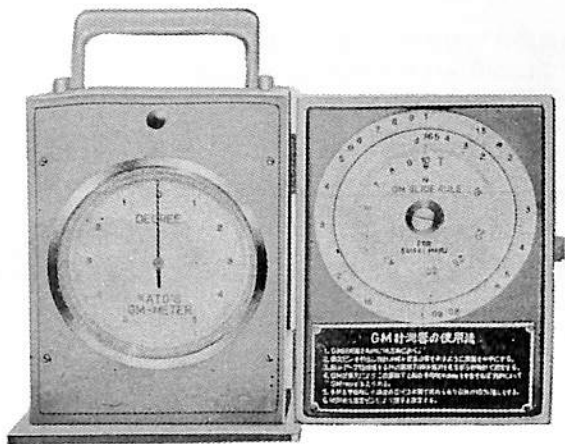
日石グループの東京丸が運ぶ原油は、ガソリン・灯油・重油
その他の製品に生まれ変わり、あなたの車や、石油ストーブ
や、工場で、お役に立ちます。



日本石油

あなたの安全を保証する

特許：加藤式GMメーター
東京大学名誉教授 加藤弘先生御発明



製造

株式会社 **石原製作所**

東京都練馬区中村3-18
電話 東京(992)代表2161-5

GMメーター

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

販売代理店

株式会社 **山武商会**
測定機器課

東京都港区新橋二丁目五番地四号
兼坂ビル四階 電話(502)5651代
東京・名古屋・大阪・小倉

船舶上部構造の振動について

熊 井 豊 二

緒 言

最近の大型船においては船橋の振動が重要な問題として注目されているがその主因は船橋が船尾にあることがあげられる。従つて船舶の上部構造の振動の起振力は船体振動であり、船体振動の起振源はプロペラおよび主機であると考えられる。船体の長さ方向に船体の種々の方向の固有振動および強制振動の振動振幅の分布を予想してみれば起振源が船尾にあることから考えて船尾船橋の振動の重要性が容易に推察されるであろう。本稿は最近船体構造委員会や船体振動委員会において多くの造船所から提出された報告を基にして原因の考察や防振に対する注意等を思いついたままに記載したノートである。

1. 船橋前後振動の原因についての考察

a) 船体縦振動に起因する振動の例.

Draijer¹⁾ は排水量 49,000 ton (A 船 L=215 m) および 35,000 ton (B 船 L=195 m) の2隻の船における船尾および上部構造物の前後振動を計測している。これらの船尾は A はマリナー型、B は普通型であつて、いずれも4翼プロペラを装備している。従つて B 船においては thrust variation による船体の前後方向の起振力が大きいことが予想される。両船の船橋の振動の詳細な観察によつて船橋の前後振動の原因が船体の縦振動であることを確かめている。その一つの理由は船橋の下部の上甲板において船の長さによつて船体縦振動のモードと思われる振幅分布が得られていることである。

船橋の前後振動の発生は最近わが国の多くの造船所においても重要な局部振動の問題として取りあげられている。

計測されたモードの大部分は上甲板における前後方向の変位が記録されている。しかも振動数は 500-650 cpm であつて blade frequency に近い値である。このように上甲板における前後振動の変位がある場合の船橋の振動は Draijer¹⁾ の観察と同様に船体の縦固有振動による強制振動とみなすことが出来るであろう。最近になつて船橋に起振機を取り付けた起振機実験によつてこれが船体縦固有振動による事実が確かめられた²⁾。

一方船体の縦固有振動については以前に渡辺恵弘博士³⁾ がその発生の可能性を示唆され大型船では2節縦振動数が blade frequency の付近にあることを計算によつて示された。最近になつてこれらの事実が実船計

測⁴⁾ によつて確認された。

以上の実験計測と一、二の計算⁵⁾ によつて船橋の前後振動の第1の原因は船体の縦固有振動によつて強制されているものであることがほぼ確認されるであろう。いうまでもなく船体縦振動の起振力は thrust variation であることが予想される。また、周知の通り普通の船尾型を有する船では thrust variation は5翼プロペラよりも4翼、6翼プロペラの方が大きいこと⁶⁾ もここで注意しておきたい。次に船体縦振動の加速度レスポンスは船体を一様断面の梁と仮定すれば次式によつて求められる。

$$a = \frac{g\pi \cdot F \cdot u(x_1) u(x_2)}{\delta \cdot \int_0^L w \cdot u^2 dx} \quad (\text{gal}) \quad (1)$$

$a = x_1$ に起振源がある場合 x_2 における加速度応答

$\pi/\delta =$ 倍率係数

$F = x_1$ における起振力

$u =$ 振動のモード

$w =$ 単位長さの重量

$g =$ 重力の加速度 (cm/sec²)

今 $u = \cos \frac{n\pi x}{L}$ と仮定して船の舷の一端に起振点および計測点を仮定すれば $x_1 = 0, x_2 = 0$ 従つて δ を排水量とすれば

$$a = \frac{2g\pi F}{\delta l} \quad (\text{gal})$$

$F = 10 \text{ ton}, \delta = 30,000 \text{ ton}$ 、倍率係数を 20 と仮定すれば $a \approx 20 \text{ gal}$

となる。船橋振動計測時には上甲板にはこの程度の加速度は常に発生しているようである。この種の振動が計測され振動数がわかつていてもこれは必ずしも船橋の固有振動数ではなくこの振動数は強制力すなわち船体の縦固有振動数であることが推察されるであろう。

b) 船体上下振動に起因する振動の例

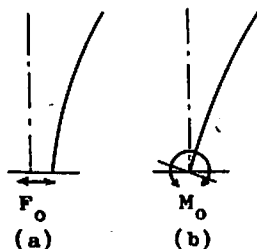
blade frequency に近い振動数における船体上下振動の共振のモードは大型船においては10節ないしそれ以上の高次の節数である。このような高次の振動はいわゆる剪断振動と考えられる。従つて、例えば上甲板の伸び縮みの量は微小であつてこの場合船橋を起振する振動方向は上下と回転であることは容易に推察される。船体撓み振動モードの基準計測点は上下振動においては舷側外板である。上甲板は船橋構造に拘束されるため船橋最下層の側壁のモードとは別のモードで上下振動する。従つ

て船橋付近の上甲板の上下振動は面の振動となる。このような振動のモードはすでに二、三の造船所²⁾によつて詳しく計測されている。また、この場合上甲板を一つの elastic foundation と考え、相当バネ常数 k を実験的に仮定して解析³⁾を試みる事が考えられている。船橋構造の基礎が船体構造の横隔壁で支持されているか否かによつて上記の k の値はかなり広い範囲に変化するであろう。この種の振動は言いかえれば船橋の rocking motion が主となりそれに船橋の elastic vibration が重畳された振動と考えられる。このような考えのもとに計測値を基にして解析⁴⁾した例もある。しかし船体の上下振動によつて発生するこの種の船橋の振動もまた縦振動の場合と同様に甲板の上下振動によつて強制されている強制振動であると考えてよいであろう。従つて振動数は船体の上下固有振動数である。この強制力によつてどのような船橋のモードが現われるかは船体の船橋付近の構造によつて種々異なるものと思われその解析はその都度実験計測をやらなければ説明できないであろう。この点は縦振動による場合に比べてかなり複雑になると思われる。

2. 船橋前後振動の振動数

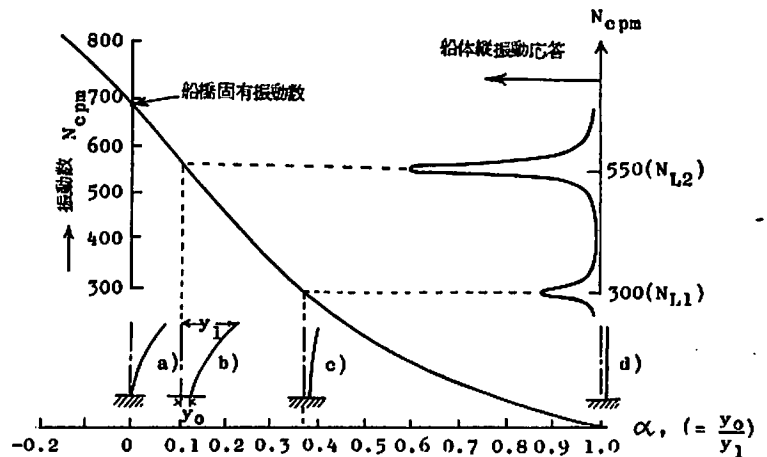
固有振動数の計算上の注意

船橋前後振動の固有振動数を計算することは電子計算機を利用すれば容易でありその結果もすでに出ている。注意すべき点は、第1に船橋の各層を shear beam として取り扱う場合の剪断剛性の推定である。一般にはいわゆる web に相当する側面の断面積をとつて剛性 $k'GA$ が推定されているが船橋の幅と長さの比が各層によつて異なる故必ずしも web area の採用が妥当であるとはいえない場合がある。従つて k' の計算値⁵⁾を採用する方が正しいと思われる。なお、側面の板の開口部の有効率についても正確な推定法がない。従つて現在のところ実際計算



第1図 船橋の二種の振動モード

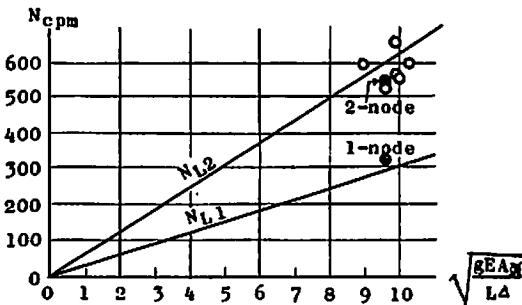
には有効断面積から求めた相当板厚を採用するより外致し方がない。第2は船橋の高さに沿つた質量分布であるが各層には甲板、煙突および flying bridge の dogger 等の集中荷重があることに注意しなければならない。また、船橋の固有振動数は構造が similar ならば層数に逆比例するものであることも周知のことと思う。このような点に注意して基底部を固定した片持梁として船橋の固有振動数を計算することができる。しかし実船においては航走中に計測される船橋の振動モードは第1図 (a) または (b) のように基底部においてそれぞれ F_0 または M_0 なる強制力または強制モーメントが働く場合の強制振動におけるモードである。従つて前に述べたように振動数は上記の計算による固有振動数とは必ずしも一致しないことに注意しなければならない。この場合の振動数は例えば1に述べた原因の中、船体の固有振動数がそのまま船橋の振動数であると考えてよいであろう。今、船橋の基底部および上端の振幅をそれぞれ y_0, y_1 とし、その比 $y_0/y_1 = \alpha$ とし、振幅比 α に対する船橋の強制振動数を計算した例を描けば第2図の如くなる。図に見るように船体の縦固有振動の共振の時船橋の基底部に (1) 式に示したような加速度が発生する。その加速度が船橋を強制する。現在測定されている例では第2図 (b) のモードが多い。これは船橋の固有振動数 ($\alpha=0$ の場合) が船体の縦2節固有振動数よりも高いからである。同一の船体では船橋の固有振動数を高くするほど α が1に近づく故強制振動の振幅は小さくなる。船橋の固有振動数を高くするためのもつとも効果的な方法は船橋の高さを低くするかあるいは層数を減ずることである。



第2図 船体縦振動によつて強制されるモード (a), (b), (c), (d) とそれらの振動数との関係

船橋が船体上下固有振動によつて強制される場合にも上記と同様であるが基底には回転加速度と同時に上下方向の加速度が与えられ船体の mode とは多少異なつた mode で起振されることになる。上下振動が共振状態であればそれらの強制力は小さい。言いかえればこの種の船橋の振動もやはり強制振動であるから船体の固有振動数を求める問題に着着する。

以上のように船橋の振動は船体固有振動を強制力とする強制振動であるから船橋の固有振動数はこれらの船体固有振動数よりもできるだけ高くなるように設計すべきである。両者の固有振動数が近い時は連成が深くなり連成振動¹⁰⁾としての現象が現われることが予想される。第3図は船体縦固有振動の1節および2節を示すもので



第 3 図

あつて●印は実船における縦固有振動の計測結果⁴⁾の例で○印は船橋下の上甲板の変位のある場合の船橋の振動数を示したものである。●と○とは同性質のもので船体縦2節固有振動数であると考えられる。なお、n節固有縦振動は次式で推定される³⁾。

$$N L_n \text{ cpm} = 30 n \sqrt{\frac{gEA_n}{4L}} \quad (2)$$

次に船体の上下固有振動によるものはそれが10節ないしそれ以上の高次振動であるために現在のところ推定は困難である。blade frequency による船体上下固有振動の共振をさけることが先決問題である。

3. 船橋の左右方向の振動

船橋の左右方向の振動もその原因については前後振動と同様に考えられる。その起振方向から考えれば船体の左右水平振動の共振によつて船橋の基底には左右方向に加速度が生じ船橋の振動を強制する。また、船体の捩れ振動の共振が船橋の基底に強制モーメントを与える。これらの機構はそれぞれ前後振動における縦固有振動および上下固有振動に相当する。従つてこの場合も船体水平

および捩れ固有振動の発生が問題になる。また、船橋に激しい振動が発生する時の振動数は結局これら船体の固有振動数であると考えられるから船橋の左右振動を防ぐには船体の水平、捩れ固有振動の共振をさけるようにしなければならない。

結 言

船橋の前後および左右両方向の振動は、その主なる原因はそれぞれ、船体の上下、縦および捩れ、水平の4種の固有振動による強制振動であると考えられる。船体固有振動の共振をさけることが船橋の振動を軽減する基本的な対策である。また、防振の点からいえば船橋の固有振動数を高く保つことは必要である。そのためには側板の剛性を増やし質量を減じ、なおかつ船橋の層数を減らすことに注意しなければならない。

文 献

- 1) Draijer, C., I. S. P. 1963, ps 461-476, 423 ps 32-38.
- 2) 川崎重工船設, 構委西 [56|27|2/3] [56|27|3/3] 1965.
- 3) 渡辺恵弘, 構委西 [36|1|1/1] 1960.
- 4) 舞鶴重工船設, 振委 V-14-1 1965.
- 5) 熊井豊二, 構委西 [56|11|2/2] 1965.
- 6) 熊井豊二, 西造誌第23号, 1962.
- 7) 日立船設, 構委西 [54|26|2/2] 1965.
- 8) 広渡智雪, 振委 V-13-1 A, 1965.
- 9) 熊井豊二, 船論99号 p. 100 第8図 1965.
- 10) 広渡智雪, 振委 V-15-1 E, 1965.

高速貨物船の馬力推定図表

“Design Charts for the Propulsive Performances of High Speed Cargo Liners”

日本造船研究協会（東京都港区芝罘平町35, 船舶新興ビル）で実費頒布。送料を含め1冊1,500円、ただし海外に送る場合は10ドル。

本図表は日本造船研究協会第45部会（超高速船の運航性能に関する研究）の3ヶ年余にわたる広範な試験研究の結果により、造船設計者が任意の船型の高速貨物船の所要馬力を精度よく推定できるように、馬力推定に必要な図表を集成したものである。従つて、所要馬力最少の船型決定にも便利に使用することができる

船体溶接継手の疲労強度

山口 勇 男
日本海事協会技術研究所
船体研究室長 工学博士

1. はしがき

著者は、さきに、“船体構造と疲労強度”の命題で本誌に小論を発表し、船体に生ずるクラックの大半は、部材結合部の溶接附近に発生していることを指摘したり。

船体構造では、各所に不可避の不連続部がある。また、これらの不連続部では、各種部材が溶接により結合されている。このような複雑な構造方式の疲労強度を確実に把握することは、現在の研究段階では、不可能に近い。しかし、溶接継手疲労強度の基本的性質については、かなりの研究論文が発表されているので、これらの成果を、実際の船体構造に適用して、その疲労強度の向上をはかることは困難ではないと思う。

ここでは、溶接継手疲労強度の基本的性質を述べ、設計者および施工者の参考に供したいと思う。

2. 溶接継手疲労強度低下の要因

溶接継手の疲労強度に関しては、数多くの研究が行なわれ、その疲労強度が、母材に比べて、大幅に低下していることが指摘されている。

これら溶接継手疲労強度低下の要因として、

- i) 溶接継手の外的形状による応力上昇
- ii) 溶接による金属組織の変化
- iii) ブローホールなど溶接欠陥

の3つの要因が考えられる。

これら3つの要因のうち、ii) 金属組織の変化は、引張り強さの高い高張力鋼では問題となるが、現在使用されている船体用鋼材では、その影響は少ないと考えられている。また、iii) の溶接欠陥は、余盛部を機械仕上げした試験片の疲労試験結果では、大きな要因となつてはいるが、船体に使用している余盛付の状態では溶接欠陥が余盛止端部の近くにない限りその影響は小さい。結局、上述の3つの要因のうち、i) の継手形状による応力上昇の要因が、一番大きいと考えられている。

一般に、溶接継手の外的形状はまちまちであり、手溶接と自動溶接とはかなり形状が異なつている。そのため、実際の溶接継手で、継手形状を種々変えて試験片を作ることは難しい。ゆえに、継手形状の影響を系統的に調査するには、実際の溶接継手ではなく、別の方法を考えなければならない。

著者等²⁾は、継手形状の影響を調査するため、溶接しないで、厚板から継手形状の試験片を削り出して作つた“擬似溶接継手試験片”により、疲労試験を行なつた。また、最近、米国の Munse 等³⁾も同様な方法で実験を行なつて、継手形状が疲労強度に及ぼす影響を調査した。

ここでは、おもに、上記2論文を参照して、溶接継手疲労強度の基本的性質のうち、継手形状による応力上昇の要因を少し詳しく説明したい。

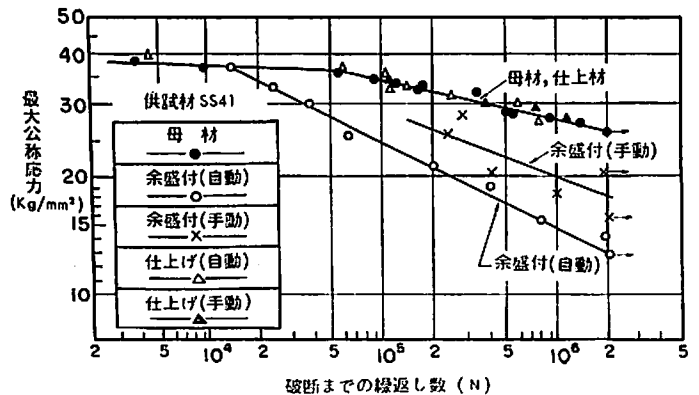
3. 突合わせ継手の疲労強度

著者等の行なつた軟鋼試験片の引張り片振り疲労試験の結果を第1図に示す。この結果から明らかなことは、

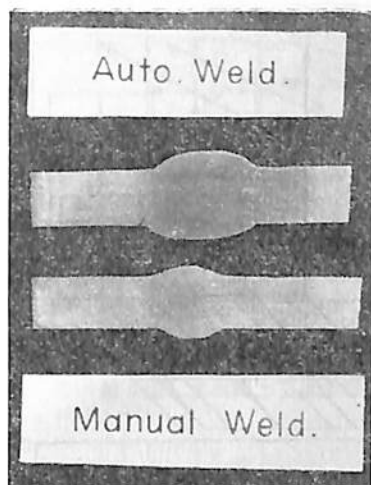
- i) 溶接の余盛を除去すると母材と同等以上の強度を示す。
- ii) 溶接したままの状態（非仕上げ材）では、母材の強度に比べて、かなり疲労強度が低下する。
- iii) 本試験結果では、手溶接による試験片よりも、自動溶接の試験片の方が弱い。

の3点である。

本試験の余盛を機械仕上げして除去した試験片は、その大半が溶接とは無関係な母材部で破断しているので、前述のように、母材と同等以上の強度を示すという表現を用いた。いずれにしても、前節で述べた第2の要因、すなわち、溶接による金属組織の変化は、軟鋼試験片の疲労強度に対し、悪い影響を及ぼさないことになる。また、これらの試験片は、X線検査により欠陥のないことを確認しているため、本試験結果に関する限り、疲労強度



第1図 溶接機突合せ継手の疲労強度



第2図 溶接横突合せ継手の写真

低下の要因は、余盛があるため余盛の止端部に応力集中を生じたものと推定せざるを得ない。

自動溶接の試験片と手溶接の試験片の写真を第2図に示す。写真からわかるように、手溶接の試験片の止端部の方が応力集中の少ない形状である。この相異が疲労強度の強弱の原因となつたものである。

以上、抽象的に、応力集中の大小を論じたが、もう少し具体的に、その要因を追及しよう。

余盛止端部の応力集中にもつとも関係のある要素として、

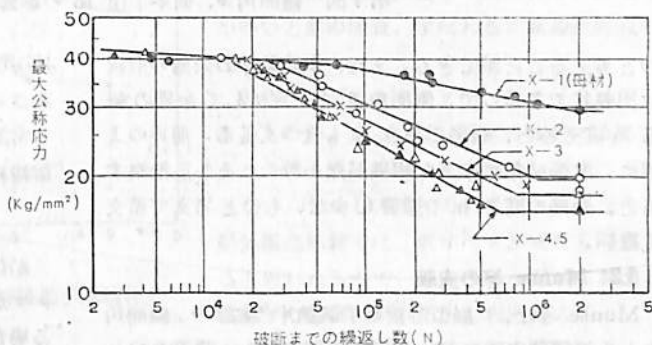
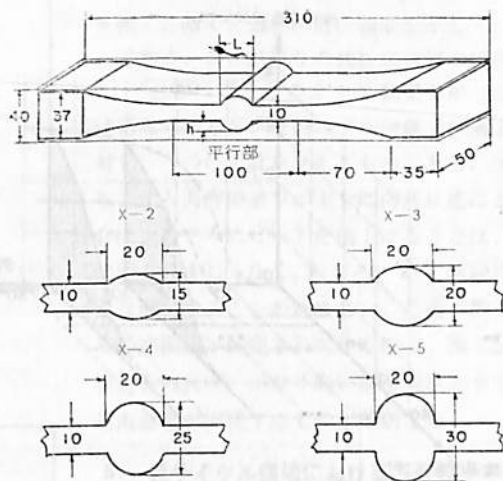
- i) 余盛と母材との側面角 θ
- ii) 余盛止端部の曲率半径 R
- iii) 余盛の高さ h および幅 L

などが考えられる。

これらの値を系統的に変化させるように規制して溶接することは技術的に難しい。そこで、溶接しないで、厚板から、余盛付溶接継手試験片に相似の“擬似溶接継手試験片”を作り、この試験片により、継手形状の影響を調査する方法が考案された。以下、“擬似溶接継手試験片”による著者等および Munse 等の実験結果を紹介し、疲労強度低下の要因について述べる。

3.1 著者等の実験

著者等は、円弧状の余盛を有する“擬似溶接継手試験片”を作り、余盛形状が疲労強度に及ぼす影響を調査した。試験片の形状および試験結果を第3図に示す。試験片母材部板厚および幅は、それぞれ 10 mm および 50 mm、余盛の幅 L は 20 mm、余盛の高さ h はそれぞれ 2.5 mm、5 mm、7.5 mm、10 mm の4種類とした。

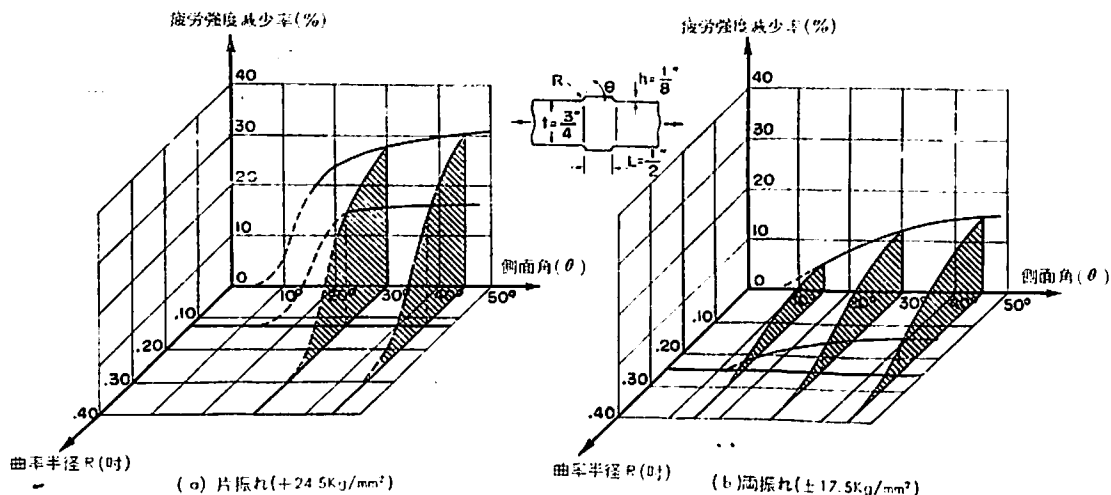


第3図 余盛の影響(擬似溶接継手試験片)

余盛部の形状は円弧状となつているので、余盛と母材の側面角 θ は、それぞれ、 28° 、 53° 、 74° 、 90° となる。また、余盛止端部の曲率半径 R は、殆んど0に近い値である。

引張り片振れ疲労試験による実験結果は、第3図に示したように、余盛と母材との側面角 θ が大きいものほど疲労強度が低下し、その角度がある値(本実験では約 70° 以上)になると、これ以上低下しない。本実験結果と、第1図で示した実際に溶接した試験片の疲労強度とを比較すると、自動溶接によるものは、本試験片の X-2 および X-3 試験片と大体同じ位の強さを示し、手溶接によるものは、X-2 試験片より少し高い疲労強度を示している。この実験結果からわかるように、側面角 θ の影響はかなり大きい。

また、著者等は、側面角 θ を一定にして、余盛の幅 L をそれぞれ 10 mm、16 mm、20 mm と3種類変えて実験したが、3者の疲労強度については、顕著な相異は認められなかつた。ゆえに、余盛の幅 L の影響は少ないも



第4図 側面角 θ 、曲率半径 R の影響 (擬似溶接継手試験片)

のと考えることができる。また、本試験片の余盛の形状は円弧状であるので、側面角 θ を一定にして余盛の幅 L を変えると、余盛の高さ h も変ってくる。前述のように、試験結果に顕著な相異がなかったことから推察すると、余盛の高さ h の影響も少ないものと考えて差支えない。

3.2 Munse 等の実験

Munse 等は、“擬似溶接継手試験片”により、側面角 θ と止端部曲率半径 R の影響を調査した。彼等の行なつた疲労試験は、いわゆる S-N 曲線を作るのではなく、一定の繰返し荷重 (24.5 kg/mm^2 の片振れ引張り荷重と $\pm 17.5 \text{ kg/mm}^2$ の両振れ引張り圧縮荷重) を加えて、側面角 θ および曲率半径 R の異なる種々の試験片の時間強度を比較したものである。試験片の形状および試験結果を第4図に示す。第4(a)図は引張り片振れの結果、第4(b)図は両振れの結果を示す。図の縦軸の疲労強度減少率とは、試験片が疲労破断した寿命のところに对应する平滑材の時間強度を基準としたものであつて、疲労限における疲労強度減少率ではない。

結論として、「側面角 θ が大きくなると、疲労強度は低下するが、側面角が 40° 以上になると、その低下率は一定となる。また、余盛止端部の曲率半径 R が大きい場合は、側面角 θ の影響は消滅する。曲率半径が大きくなると疲労強度は向上し、母材の強度に近づく」と述べている。ここで述べられている 40° の値は、著者等の実験結果から得られた値 70° とかなり開きがあるように思われるが、これは試験片形状の相異によるものである。

以上の諸実験結果からわかるように、突合わせ継手の

疲労強度を向上させるには、余盛止端部の応力集中を緩和させることがもつとも効果的である。このことは、ごく常識的なことであるが、疲労強度の面から、積極的な溶接施工法の管理および改良を望みたい。

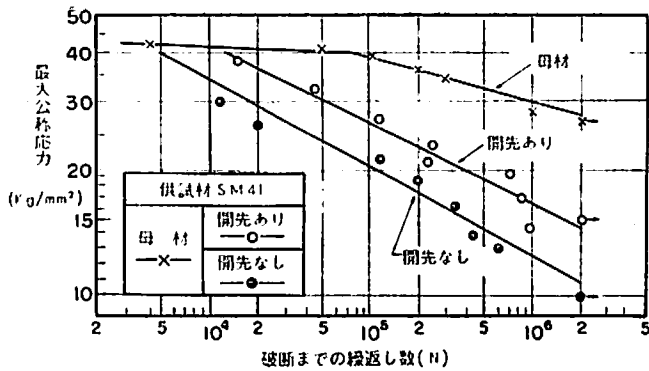
4. すみ肉十字継手の疲労強度

船体溶接構造のすみ肉継手では、溶接止端部からクラックが生ずる場合と、すみ肉喉厚部からクラックが生ずる場合とがある。前者は、おもに、溶接時に開先をとつてすみ肉が完全溶着状態にある場合か、あるいは、開先をとらなくても、すみ肉脚長が大きい場合である。

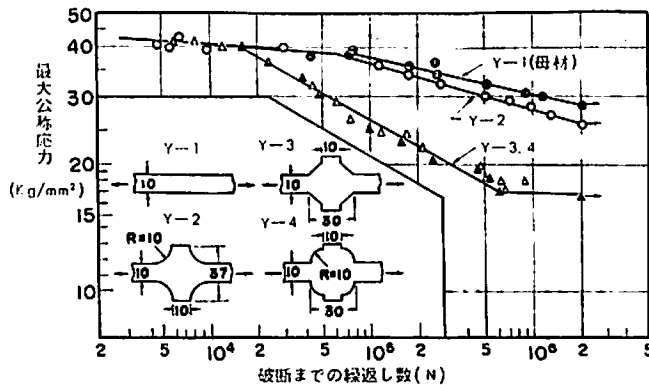
著者等は、開先をとつた場合と、とらない場合とについて、十字すみ肉継手の片振れ引張り疲労試験を行なつた。試験片の母材部の板厚は 10 mm であつて、すみ肉の脚長も 10 mm である。試験結果を第5図に示す。

図の○印は開先をとつたもので、疲労破断はすべてすみ肉止端部でおこつている。●印は開先をとらない試験片の結果であつて、すべてすみ肉喉厚部から破断している。そのため、開先をとらない試験片は、溶着金属の疲労強度を調査したことになり、その意味では、すみ肉喉厚の断面積で除した公称応力値を示すべきであつたが、ここでは、他の試験片と比較するため、縦軸は母材の公称応力で示されている。

さて、開先をとらない試験片では、本試験片よりすみ肉の脚長を増すと、そのすみ肉喉厚の断面積も増加し、継手としての疲労強度は向上する。しかし、すみ肉の大きさがある一定限度以上になると、すみ肉喉厚部からは破断しないで、開先をとつた試験片と同様に、溶接止端部から破断するようになる。この場合の疲労強度は、こ



第5図 すみ肉十字継手の疲労強度



第6図 すみ肉十字継手形状の影響（擬似溶接継手試験片）

ここで示された開先をとつた試験片（○印）と大体同じ強さになると考えて差支えない。

一方、開先をとつて完全溶着状態にあるすみ肉継手は、継手形状によりその疲労強度がかなり異なることが予想される。その疲労強度に及ぼす要因は、前節で説明したように、側面角 θ と溶接止端部の曲率半径 R がもつとも大きいものと考えられる。これらの影響は、前節で示した諸結果から、定性的に知ることができるが、ここでは、すみ肉十字継手の形状の影響をある程度知るため、著者等の行なつた“擬似溶接継手試験片”の試験結果を紹介する。試験片の形状および S-N 曲線を第6図に示す。図の Y-2 試験片は 10 mm の R があつてすみ肉ビードが凹のもの、Y-3 試験片は 45° の側面角ですみ肉ビードが平なもの、Y-4 試験片は 90° の側面角ですみ肉ビードが凸で円弧状のものである。また、Y-3、Y-4 試験片の R は殆んど 0 に近い。実際のすみ肉溶接継手は、Y-3 試験片かあるいは Y-4 試験片の形をしている。S-N 曲線からわかるように、Y-3、Y-4 試験片は母材よりかなり強度が低下して、第5図で示した開先をとつた試験片と大体同じ強度である。

ここで注目すべきことは Y-2 試験片がかなり強く、殆んど母材に近い強度を示していることである。この試験片の弾性応力集中係数は約 1.1 であるので、このような結果を示したことは当然であるが、今後のすみ肉継手の施工法に対し、一つの指針を与えるものである。すなわち、すみ肉溶接継手が完全に溶着状態にある場合は、むやみにビードを盛上げることは、疲労強度上好ましくなく、むしろ、Y-2 試験片のような形にすることが好ましい。最近、深とけこみの溶接法が開発されているので、施工法さえ改良されれば、かなり高い疲労強度を有するすみ肉継手を実現するものと確信する。

5. 低サイクル領域における溶接継手の強度

以上説明した溶接継手の諸性質は、繰返し数が多いときの性質、すなわち、疲労限附近の諸性質である。

船体に生ずるクラックが、低サイクル疲労によるものか、あるいは、通常の疲労によるものかは、種々異論があつて、結論を下すことはできない。しかし、機械の軸系などと異なつて、船体構造部材では、低サイクル疲労も問題となると思われるので、低サイクル領域における溶接継手の強度について少し説明しよう。

第3図および第6図で示した著者等の実験では、かなり応力の高い低サイクル領域での実験を行なつた。これらの実験結果から、大略次のような結論を導き出すことができる。

- i) 片振れ引張り試験の場合、最大応力が引張り強さの約 90% 以上の高応力領域（1万回～5万回以下で破断する場合）では、溶接継手と母材との時間強度の相異は少ない。また、この領域における S-N 曲線の傾斜は非常になだらかであつて、殆んど、横軸に平行である。
- ii) 最大応力が引張り強さの約 90% 以下になると、S-N 曲線は急に折れ曲り、溶接継手は母材に比べてかなり時間強度が低下する。この折れ曲る点は、応力集中の大きいものほど早い。溶接継手では、大体 1万回位の繰返し数である。

結局、低サイクル疲労では、静的強度と通常の疲労強度との中間的性質を示す。1万回以下の繰返し数しか加わらない場合は、溶接継手形状の応力集中を懸念する必要はなさそうである。また、たとえ 1万回以上でも、10万回以下ならば、母材より時間強度は低下するが、そ

の低下率は前節で述べた値より小さい。

6. む す び

以上、船体溶接継手の疲労強度について、その概要を述べた。ここで説明した諸性質は、ごく常識的なものであつて、なんら目新しいものはないかも知れない。しかし、今まで、溶接継手形状を疲労強度の面から考察する機会が少なかつた読者もあるかも知れないので、参考になれば幸甚である。

現在、溶接工の技術試験などで、X線検査により欠陥の有無は敢重に検査されているが、継手形状に対しては、あまり注意が向けられない傾向がある。また、溶接

施工法も、疲労強度の面から改良すべき点が多々あるのではないかと思う。これらの研究により、船体溶接継手のクラックが激減することを望むものである。

参 考 文 献

- 1) 山口勇男；“船体構造と疲労強度” 船舶第37巻11号(1964)
- 2) 山口勇男ほか；“船体用鋼板の疲労強度について” 造船協会論文集 No. 115 (1964).
- 3) Munse ほか“Effect of External Geometry on Fatigue Behavior of Welded Joints” Welding Journal Vol. 44 No. 2 (1965).

海 技 入 門 選 書

東京商船大学教授 米田謙次郎著

操 船 と 応 急

A5判上製 130頁 定価 350円(送70円)

目 次

I 操 船 の 基 礎

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

II 操 船 実 務

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

海 技 入 門 選 書

東京商船大学助教授 中島保司著

船 舶 運 航 要 務

A5判 上製 170頁 オフセット色刷挿入
定価 300円(送70円)

目 次

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

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

工 学 博 士 山 縣 昌 夫 序
日 産 汽 船 工 務 部 田 中 兵 衛 著

原 子 力 船

B5判 200頁 上製函入
定 価 500円 予 150円

目 次

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

発 行 所 ・ 天 然 社

剪 断 変 形

森 正 浩
三菱重工・技術本部
広島 研究所

1 緒 言

構造物がある荷重状態にあるときには、構造物全体としても、また部材各部においても随所に様々な剪断変形を生じ、複雑な応力状態となつてその機能を果している。これらは全体的にみても、また個々のものをとつてみても、いずれも極めて興味ある問題を提供している。

しかしながらその凡てを論ずることは、弾性力学、構造力学のあらゆる分野を網羅しなければならない。このようなことは、到底筆者の任ではないので、ここでは身近な構造物、特に船体構造の中に剪断変形を考えなければならない実例を求めて、それについて剪断変形がどのように取扱われているか、またそれがどのような影響を及ぼしているかということを中心にして剪断変形概観を試みることにする。なお、実験例あるいは数値計算例は凡て三菱重工広島研究所で行われたものである。

2 構造物の剪断変形

2.1 剪断変形の基礎式

普通われわれがとり扱っている対象で、剪断変形を考える場合には二次元問題となる場合が多い。従つて剪断変形の基礎式もいわゆる二次元問題の基礎式そのものをとつて考えればよい。すなわち、応力と歪、変位と歪、応力の釣合および歪の適合条件が挙げられる。この基礎式については、弾性力学の参考書^(*)を讀んでおくこととしここには記さない。われわれは対象に応じ、また実用上差し支えない範囲で適当な仮定を設けたり、あるいは省略を行つて基礎式を単純化して問題をとり扱

つているのが実情である。なお、二次元問題における対象の微小部分に働く内力を示せば、Fig. 1-1 のようになる。

2.2 梁の剪断変形

われわれが構造強度の問題をとり扱う場合、その多くのものを一次元の Beam Theory もしくは Beam Theory 的な方法によつて解いている。この Beam Theory は断面の大きさに比べて span が十分大きい場合には問題はないが、断面の大きさに比べて span が小さい場合には剪断変形の影響を考えなければならないことはよく知られたことである。例えば Tanker の Transvers Ring のように、断面慣性モーメントに比べて剪断有効断面積が小さい梁から成つている構造物についてラーメン計算を行う場合には、この剪断変形の影響は大きなものとなる。土木の分野においては、古くからこの剪断変形の影響を梁の変形の中にとり入れていたが、船殻構造の解析に剪断変形の影響が考慮されたのは比較的新しい。すなわち、岡部博士、E. Steneroth、西牧博士および山口博士によつてこの問題が研究された^(***)。ここでは、これ等の論文に従つて剪断変形の影響を考慮した撓角撓度の基本式を導き定性的な考察を試みよう。

(1) 剪断撓みを考慮した梁の変形

梁の変形として、撓み v と断面の廻転角 ϕ の二つの量をとる。Beam Theory の仮定に従えば $\partial u / \partial y = -\phi$ であるから、断面力と変形の関係は次のようになる (Fig. 2-1 参照)。

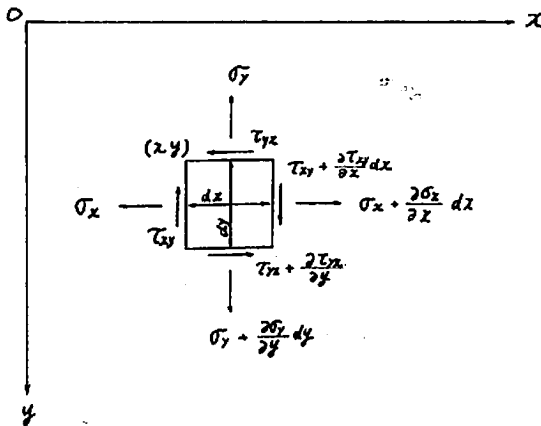


Fig. 1-1

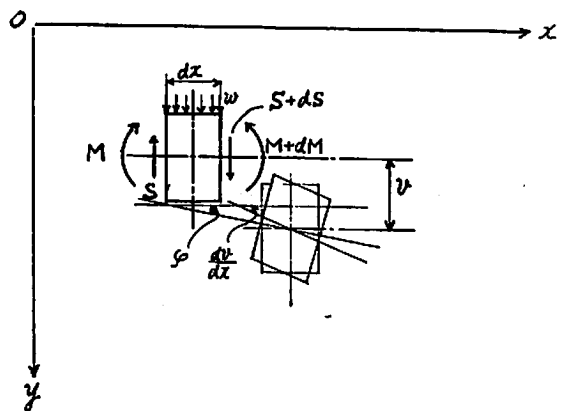


Fig. 2-1

$$\left. \begin{aligned} S &= k'G A_s \left(\frac{dv}{dx} - \varphi \right) \\ M &= -EI \frac{d\varphi}{dx} \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

一様分布荷重 w をうける梁の dx 部分の釣合より変形基礎微分方程式が得られる。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} k'G A_s \frac{d}{dx} \left(\frac{dv}{dx} - \varphi \right) &= -w \\ -EI \frac{d^2 \varphi}{dx^2} &= k'G A_s \left(\frac{dv}{dx} - \varphi \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

(2.2) 式の一般解は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{w}{6EI} x^3 + \frac{1}{2} C_1 x^2 + C_2 x + C_3 \\ v &= \frac{w}{24EI} x^4 + \frac{1}{6} C_1 x^3 \\ &\quad + \frac{1}{2} \left(C_2 - \frac{w}{k'G A_s} \right) x^2 \\ &\quad + \left(C_3 - \frac{EI}{k'G A_s} C_1 \right) x + C_4 \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

次の境界条件を与える。

$$\left. \begin{aligned} x=0 &: \varphi = \varphi_A, \quad v = v_A \\ x=l &: \varphi = \varphi_B, \quad v = v_B \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

そうすると、(2.3) 式の未定常数は次式のように定まる。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{6}{(1+12\alpha) l^2} (\varphi_A + \varphi_B) \\ &\quad - \frac{12}{(1+12\alpha) l^2} \frac{v_B - v_A}{l} - \frac{wl}{2EI} \\ C_2 &= -\frac{(4+12\alpha)}{(1+12\alpha) l} \varphi_A - \frac{(2-12\alpha)}{(1+12\alpha) l} \varphi_B \\ &\quad + \frac{6}{(1+12\alpha) l} \frac{v_B - v_A}{l} + \frac{wl^2}{12EI} \\ C_3 &= \varphi_A \\ C_4 &= v_A \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

ただし、 $\alpha = \frac{E}{G} \frac{I}{k' A_s l^2}$

(2) 剪断変形を考慮した撓角撓度方程式

(2.3), (2.5) を (2.1) に代入し $x=0, l$ におけるモーメントおよび剪断力を求めると次式を得る。ただし一般の撓角撓度式の符号に合わせるために、 $M(x=l) \rightarrow -M_{BA}$ のおきかえを行つてある (Fig. 2-2)。

$$\left. \begin{aligned} M_{AB} &= 2EK \{ f(\alpha) \varphi_A + g(\alpha) \varphi_B - h(\alpha) \vartheta \} - \frac{wl^2}{12} \\ M_{BA} &= 2EK \{ g(\alpha) \varphi_A + f(\alpha) \varphi_B - h(\alpha) \vartheta \} + \frac{wl^2}{12} \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

$$\left. \begin{aligned} S_{AB} &= -2h(\alpha) \frac{EK}{l} \{ (\varphi_A + \varphi_B) - 2\vartheta \} + \frac{wl}{2} \\ S_{BA} &= -2h(\alpha) \frac{EK}{l} \{ (\varphi_A + \varphi_B) - 2\vartheta \} - \frac{wl}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

$$\left. \begin{aligned} f(\alpha) &= 2 \frac{(1+3\alpha)}{(1+12\alpha)} \\ g(\alpha) &= \frac{(1-6\alpha)}{(1+12\alpha)} \\ h(\alpha) &= \frac{3}{(1+12\alpha)} \\ \vartheta &= (v_B - v_A)/l \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

これが剪断変形を考慮に入れた撓角撓度方程式であり、 $f(\alpha)$, $g(\alpha)$ および $h(\alpha)$ が剪断変形の影響を含んだ係数である。今、ある定まつた断面の梁を考え、その span l が大きな場合には α は零に近づき、 f , g , h はそれぞれ通常の曲げ変形のみを考えた場合の係数 2, 1 および 3 に近づいてゆく。逆に span l が小さい場合には α は大きくなり、 f , g および h はそれぞれ 2, 1 および 3 から外れて、 $\frac{3}{2}$, $-\frac{3}{2}$ および 0 に近づいてゆく。

(3) 両端固定二径間梁

Fig. 2-3 に示す両端固定二径間梁の中間節点に、モーメント M を加えた場合の問題を考える。

部材端モーメント:

$$\left. \begin{aligned} M_{AB} &= 2EK_{AB} \cdot g_{AB}(\alpha) \cdot \varphi_B \\ M_{BA} &= 2EK_{AB} \cdot f_{AB}(\alpha) \cdot \varphi_B \\ M_{BC} &= 2EK_{BC} \cdot f_{BC}(\alpha) \cdot \varphi_B \\ M_{CB} &= 2EK_{BC} \cdot g_{BC}(\alpha) \cdot \varphi_B \end{aligned} \right\}$$

節点方程式:

$$M_{BA} + M_{BC} = M$$

これより、

$$\varphi_B = \frac{M}{2E} \frac{1}{K_{AB} \cdot f_{AB}(\alpha) + K_{BC} \cdot f_{BC}(\alpha)}$$

故に

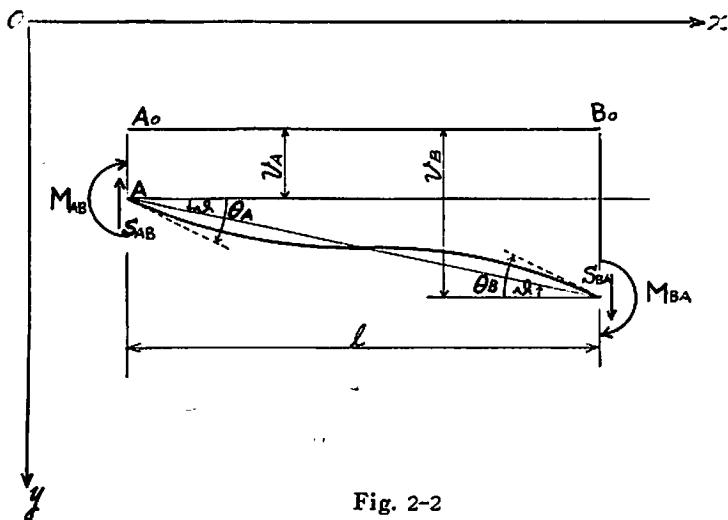


Fig. 2-2

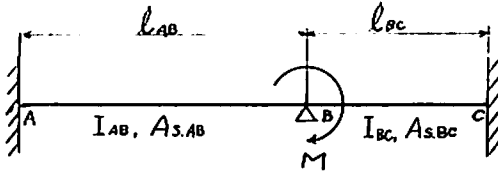


Fig. 2-3

$$\left. \begin{aligned} M_{AB} &= \frac{K_{AB} \cdot g_{AB}(\alpha)}{K_{AB} \cdot f_{AB}(\alpha) + K_{BC} \cdot f_{BC}(\alpha)} \cdot M \\ M_{BA} &= -\frac{K_{AB} \cdot f_{AB}(\alpha)}{K_{AB} \cdot f_{AB}(\alpha) + K_{BC} \cdot f_{BC}(\alpha)} \cdot M \\ M_{BC} &= \frac{K_{BC} \cdot f_{BC}(\alpha)}{K_{AB} \cdot f_{AB}(\alpha) + K_{BC} \cdot f_{BC}(\alpha)} \cdot M \\ M_{CB} &= -\frac{K_{BC} \cdot g_{BC}(\alpha)}{K_{AB} \cdot f_{AB}(\alpha) + K_{BC} \cdot f_{BC}(\alpha)} \cdot M \end{aligned} \right\}$$

従つて分配係数、伝達係数はそれぞれ次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \text{分配係数: } \gamma_{BA} &= \frac{K_{AB}}{K_{AB} + \beta K_{BC}} \\ \gamma_{BC} &= \frac{\beta K_{AB}}{K_{AB} + \beta K_{BC}} \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{伝達係数: } \mu_{BA} &= \frac{g_{AB}(\alpha)}{f_{AB}(\alpha)} \\ \mu_{BC} &= \frac{g_{BC}(\alpha)}{f_{BC}(\alpha)} \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

γ や μ の変化の有様は α に応じて次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} 0 < \alpha < \infty &: \frac{1}{4} < \beta < 4 \\ 0 < \alpha < \infty &: -1 < \mu < \frac{1}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

特に著しい影響は伝達係数が $\frac{1}{2}$ 以下となることである。すなわち、 α が大きい場合には、一つの節点に加えられた擾乱は隣接々点には僅かの変化しか与えず、それを越えた次の節点には殆んど影響を及ぼさない。なお、梁の断面の有限な大きさに対する考察は、変形における剪断変形の導入の他に、無限小の節点から有限な大きさの節点、すなわち節点における剛体部分の概念を産み、また変断面部の存在を考慮に入れた一般的な撓角撓度法へと発展していつた (*2 *3 *4 *5)。

2.3 窓列支柱の剛性と等価板厚

箱型梁の側壁部に規則的に配列された窓列を有する構造は、車輛、航空機にその典型をみる。船体構造においても客船上部構造、大型水中翼船艇体にこのような構造が採用されている。このような場合、窓列支柱を介してその上下の部分の間に剪断力の伝達が行われている。寺沢教授、八木教授はこの点に着目されて客船上部構造の問題を研究された (*5 *6)。ここでは窓列支柱の剛性と剪断剛性的な等価板厚について考えてみよう。

(1) 窓列支柱の剛性

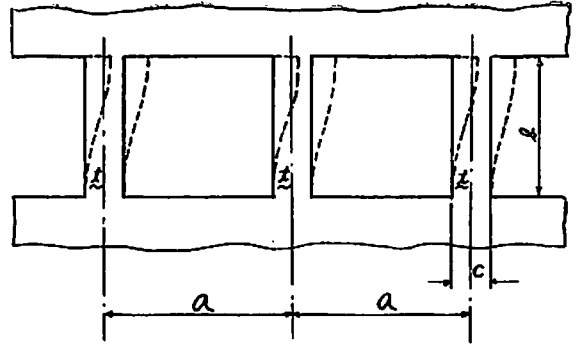


Fig. 3-1

Fig. 3-1 に示すような窓列配置における支柱端部には、上下の変位の差に比例した、モーメントおよび剪断力が働いている。

$$\left. \begin{aligned} M &= -2EK h(\alpha) \frac{U_U - U_L}{b} \\ S &= 4h(\alpha) \frac{EK}{b} \frac{U_U - U_L}{b} \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

今、剪断力だけについて考える。剪断力 S は支柱部に集中して働くが、これを支柱間隔の間でならせば、

$$s \equiv \frac{S}{a} = 4h(\alpha) \frac{EK}{ab} \frac{U_U - U_L}{b} \quad (3.2)$$

の分布剪断力が働いていることになり、

$4h(\alpha)EK/ab$ はこの部分の剪断剛性を表わしている。

(2) 等価板厚

応力分布を問題とせず、全体的な剛性や変位を問題にする場合には、窓列部に一樣な板厚 t_0 の板を張り詰め、剪断剛性が等しくなるように t_0 を定めて問題を取り扱う場合がある。このような t_0 をわれわれは剪断剛性的な等価板厚と称し、(3.2) 式の関係から次式で求めている。

$$t_0 = \frac{E}{G} \frac{4h(\alpha) \cdot K}{ab} \quad (3.3)$$

(3) 剪断剛性の回復

窓列が存在すれば当然その部分の剪断剛性が低下し、その結果、箱型梁は窓列の上部と下部とがそれぞれ軸力と曲げを受ける合成梁として働き、もはや一体梁としての働きは失われる。そこで支柱部を補強して剪断剛性を増加させ、一体梁としての働きを取り戻し得るか否かについて考えてみる。再び剪断剛性だけに着目し、 $t_0 = t$ となるような支柱剛性を求めると次のようになる。すなわち、

$$t = \frac{E}{G} \frac{4h(\alpha) \cdot K}{ab} \quad (3.5)$$

を満足するように支柱断面の I および A_s を定めればよい。矩形断面支柱の場合、その板厚は次式で与え

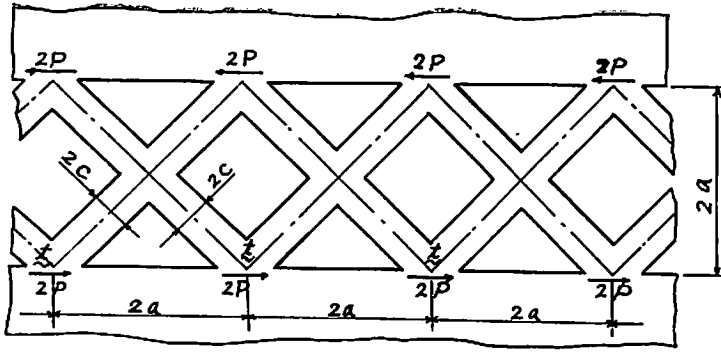


Fig. 3-2

られる。

$$\bar{t} = t \left(\frac{a}{c} \right) \left\{ 1 + \frac{G}{E} \left(\frac{b}{c} \right)^2 \right\} \quad (3.6)$$

この \bar{t} は側壁部の原板厚 t に比べて極めて大きいものとなる。このことは、垂直支柱を補強することによつて剪断剛性をもと通りに回復させることは実際には不可能であることを意味する。

古くから Web Plate のかわりに Diagonal Strut を使用すればよいことはよく知られたことである。Fig. 3-2 に示すような Diagonal Strut を考えてみる。この場合には上下の水平変位差、左右の垂直変位差はそれぞれ次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta u &= \sqrt{2} \left\{ \frac{Pa}{EA} + \frac{Pa^2}{EK h(\alpha)} \frac{g(\alpha) - h(\alpha)}{2g(\alpha) - h(\alpha)} \right\} \\ \Delta v &= \sqrt{2} \left\{ \frac{Pa}{EA} - \frac{Pa^2}{EK h(\alpha)} \frac{g(\alpha) - h(\alpha)}{2g(\alpha) - h(\alpha)} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

従つて $2a$ の間の剪断歪は、

$$\gamma \equiv \frac{\Delta v}{2a} + \frac{\Delta u}{2a} = \frac{1}{G} \left\{ \frac{G}{E} \sqrt{2} \frac{P}{A} \right\} \quad (3.8)$$

で与えられる。一方厚さ t の板が張りつめられているとき、 $q = P/a$ の平均剪断力に対応する平均剪断歪は次のようになる。

$$\gamma_{\text{mean}} \equiv \frac{q}{Gt} = \frac{1}{G} \frac{P}{at} \quad (3.9)$$

従つて $\gamma = \gamma_{\text{mean}}$ とおくことにより、厚さ t の板を張りつめた場合と、剪断剛性的に等価な構造とするのに必要な Strut の断面積を求めることが出来る。すなわち、

$$A = \sqrt{2} \frac{G}{E} \cdot at \quad (3.10)$$

となり、矩形断面とした場合その板厚 \bar{t} は、

$$\bar{t} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{G}{E} \left(\frac{a}{c} \right) \cdot t \quad (3.11)$$

となる。これなら実現可能である。東海道新幹線試作

車輛に見られた六角窓は、この考えに基づき、出来るだけ剪断剛性の回復を図つたものと云えよう(**)。

2.4 制水隔壁の剪断剛性

最近、Tanker の構造合理化が進み、横隔壁の間隔が広くなつてきた。これに伴い、船体運動に基く荷油の運動を抑制し、また横強度を保つために制水隔壁が設けられている。これには多数の円孔を配置した型式と、Transverse Ring を強力にしたような型式とが用いられているようである。ここでは前者の型式のものにつき、それが水密隔壁に比べてどの程度剪断剛性が低下しているかを考える(**)。

(1) 水密横隔壁の剪断剛性

Fig. 4-1 の如き水密横隔壁の剪断剛性は、単純剪断変形を考えることにより、通常次式で計算されている。

$$K_0 \equiv \frac{Q}{\delta_0} = Gt \left(\frac{D}{B} \right) \quad (4.1)$$

(2) 制水隔壁の剪断剛性

Fig. 4-1 の水密横隔壁に、半径 a の円孔を n 行 m 列に設けた Fig. 4-2 に示すような制水隔壁を考える。この制水隔壁を Fig. 4-3 に示すように開孔部と矩形部とに分割する。矩形部分に対しては単純剪断変形を、開孔部に対してはその残存部を水平梁と見なし曲げ変形と剪断変形とを考える。最後に全体を結合して変形と力の関係を求める (Fig. 4-4)。

$$\text{矩形部: } \delta_1 = \frac{2C}{k' G t D} Q \quad (4.2)$$

開孔部の円弧部分:

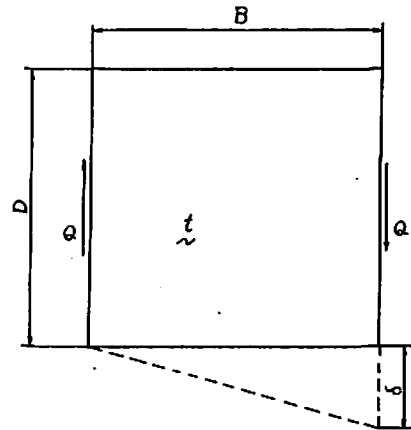


Fig. 4-1

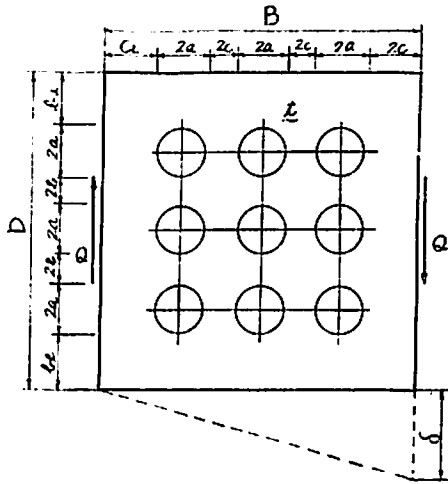


Fig. 4-2

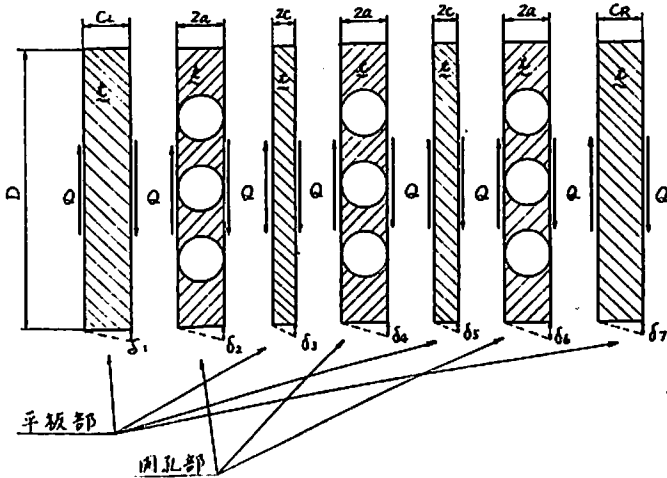


Fig. 4-3

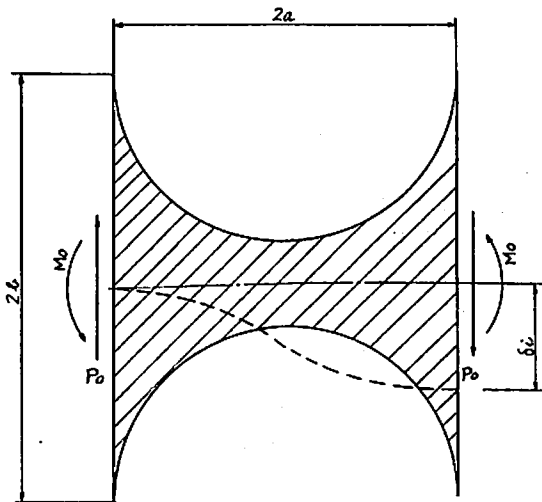


Fig. 4-4

$$\left. \begin{aligned} \delta_A &= \frac{3P_A}{2Et} f(\lambda_A) + \frac{P_A}{2k'Gt} g(\lambda_A) \\ &\equiv F(A) \cdot P_A \end{aligned} \right\} (4.3)$$

ただし、 $f(\lambda) = \lambda^3 \frac{4+6(1-\lambda)^2}{15(1-\lambda)^3}$

$$g(\lambda) = \lambda \frac{2(3-\lambda)}{3(1-\lambda)}$$

$$\lambda_A = \frac{a}{a+b}$$

開孔部の上縁部分:

$$\left. \begin{aligned} \delta_u &= \frac{6P_u}{Et} f(\lambda_u) + \frac{P_u}{2k'Gt} g(\lambda_u) \\ &\equiv F(U) \cdot P_u \end{aligned} \right\} (4.4)$$

$$\lambda_u = \frac{a}{a+b_u}$$

開孔部の下縁部分:

$$\left. \begin{aligned} \delta_L &= \frac{6P_L}{Et} f(\lambda_L) + \frac{P_L}{2k'Gt} g(\lambda_L) \\ &\equiv F(L) \cdot P_L \end{aligned} \right\} (4.5)$$

$$\lambda_L = \frac{a}{a+b_L}$$

剪断力の釣合と変位の同一条件より次の関係式を得る.

$$\left. \begin{aligned} P_u + (n-1)P_A + P_L &= Q \\ \delta_A = \delta_U = \delta_L &\equiv \delta_j \end{aligned} \right\} (4.6)$$

これより δ_j と Q との関係を求めると、

$$\delta_j = \frac{F(A)}{(n-1) + F(A)/F(U) + F(A)/F(L)} \cdot Q \quad (4.7)$$

従つて、全体の変位 δ と剪断力 Q との関係は次式で与えられる.

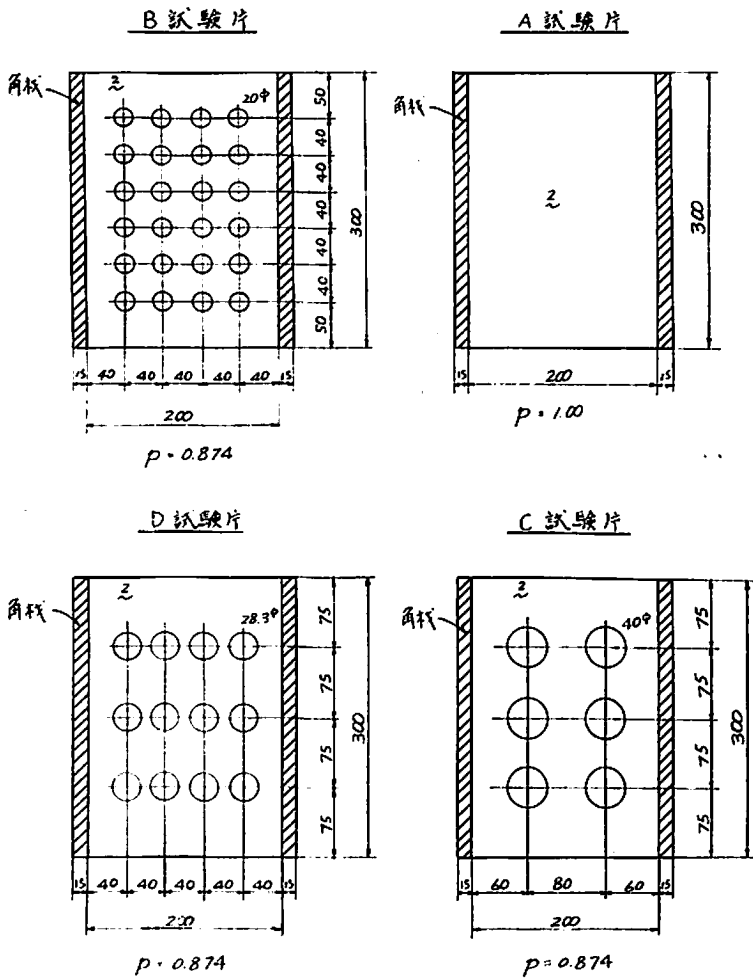
$$\delta = \frac{Q}{Gt} \left\{ \frac{C_L + 2(m-1)C + C_R}{D} + \frac{mF(A) \cdot Gt}{(n-1) + \frac{F(A)}{F(U)} + \frac{F(A)}{F(L)}} \right\} \quad (4.8)$$

先の定義に従えばこのときの剪断剛性は次のようになる.

$$K \equiv \frac{Q}{\delta} = Gt \frac{1}{\left\{ \frac{C_L + 2(m-1)C + C_R}{D} + \frac{mF(A) \cdot Gt}{(n-1) + \frac{F(A)}{F(U)} + \frac{F(A)}{F(L)}} \right\}} \quad (4.9)$$

故に有効剪断剛性係数 η は次式で求められる.

$$\eta = \frac{K}{K_0} \quad (4.10)$$



(注)
$$P = \frac{S - S_{II}}{S}$$

S: 全面積
 S_{II} : 開孔部の全面積

Fig. 4-5

(3) 模型実験

以上の関係を簡単な模型実験で検討してみる。Fig. 4-5 に示すような模型を Fig. 4-6 のような状態で負荷し、 δ を計測して得られた $Q-\delta$ の関係から η を求める。この実験結果と、(2) に記した方法で η を計算し比較すると第 4.1 表のようになる。これより開孔がほぼ均等に配置され、かつ開孔面積の総和が一定のものは、一箇の開孔の大きさに関係なく、有効剪断剛性係数はほぼ一定値を示し、計算値と実験値とは比較的よく一致している。これに反し、開孔が不均等に配置されているものでは、有効剪断剛性係数は小さくなり、計算値と実験値とは一致しなくなる。

この関係を面積残存率の方から調べてみると、均等配置のものは、 η は面積残存率の 90% 程度であり、また不均等配置のものは、面積残存率の 80% 程度となっている。

2.5 油槽船の貨油槽における剪断変形

Tanker の構造を全体的に眺めてみると、船側外板、縦通隔壁および中心線縦桁等の主縦通材が、横隔壁や Transverse Ring 等の横強度部材によつて結合された合成平行梁構造をなしていると考えることが出来る。このような構造系で、Wing Tank と Centre Tank とに載荷油・水の偏積がある場合、当然各平行梁は相対撓みを生じ、これに伴つて横強度部材に応力が誘起される。このような考えに基いた Tanker 構造の立体的骨組構造解析は、既に昭和三十年に、岡部博士、堀氏によつて手がけられた^(*)。最近 Tanker は益々大型となり、かつ構造合理化が進められるにつれて、この相対変位の問題は再び脚光を浴びることとなる。山越教授は、横隔壁、Transverse Ring 等で結合された船側外板と縦通隔壁の剪断撓みに基く相対変位と、それによつて誘起された Ring の応力について研究された^(**)。更に造船協会船体構造委員会西部地区部会においても、重点審議々題「油槽船の構造方式」の中の一主題としてこの問題

が採り上げられている。当広島研究所においても、夙にこの問題をとり上げ、相対変位に対する一般的解法を導いた^(**)。すなわち、Fig. 5-1 に示すように、構造全体を Side Shell-①、Longl. BHD. ②、Bottom ③、Girder-③ および Deck ④、Girder-④ の 4 つの主縦通材に分割する。これらの平行梁を連結する相互結合力として次のものを考える (Fig. 5-2)。

- (1) 相対撓みに比例した上下力: Transverse Ring の剪断変形に基く Spring Action をならしたものの。
- (2) 水平相対変位に比例した剪断力: D& Plate および Bottom Plate の剪断変形に基く Spring

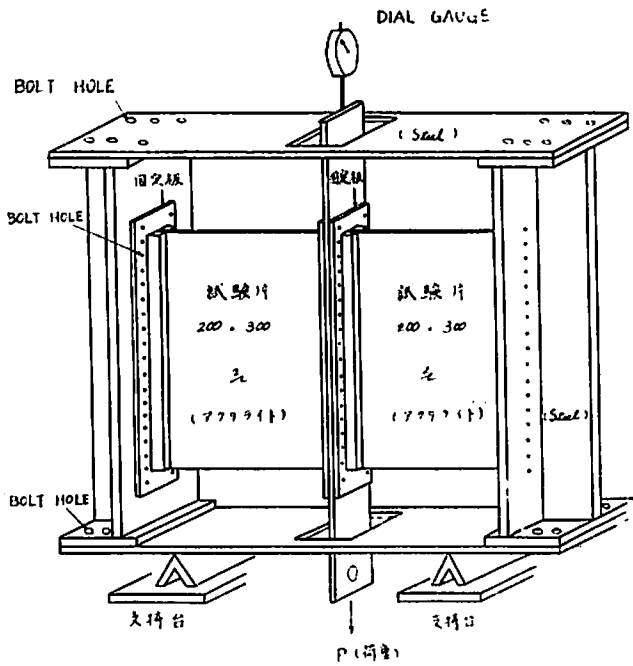
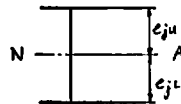


Fig. 4-6

第4-1表

項目	η_{THE}	η_{EXP}	面積残存率 $P = \frac{S - S_{II}}{S}$	$\frac{\eta_{EXP}}{P}$
試験片				
A-型	1.0	1.0	1.0	1.0
B-ク	0.80	0.77	0.87	0.88
C-ク	0.79	0.78	0.87	0.89
D-ク	0.84	0.71	0.87	0.81



力およびモーメントの釣合から次の基礎微分方程式を得る (Fig. 5-3).

$$\left. \begin{aligned} \frac{dN_j}{dx} &= (q_{j1u} + q_{j1L}) - (q_{jku} + q_{jkl}) \\ \frac{dS_j}{dx} &= (p_{j1u} + p_{j1L}) - (p_{jku} + p_{jkl}) - f_j \\ \frac{dM_j}{dx} &= S_j - (e_{ju} q_{j1u} + e_{jL} q_{j1L}) \\ &\quad + (e_{ju} q_{jku} + e_{jL} q_{jkl}) \end{aligned} \right\} (5.1)$$

$j = 1, 2, 3, 4$

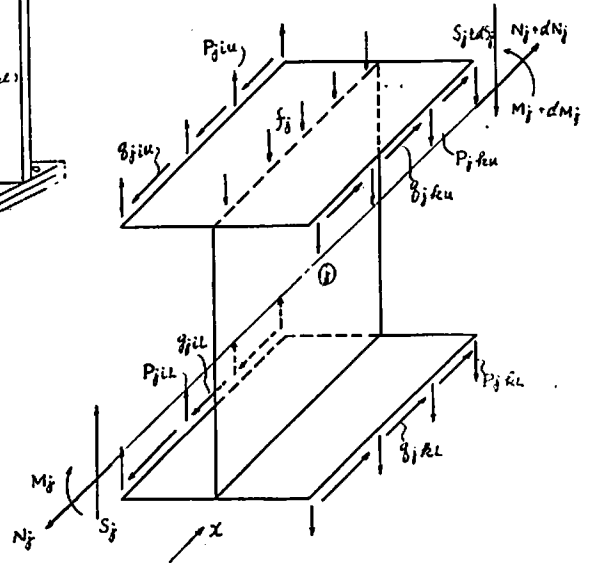


Fig. 5-2

Action をならしたもの.

(3) 横隔壁位置における集中上下力: 横隔壁の剪断変形に基く力. 部材-③, -④ に対しては等変位拘束に基く力.

これらの相互結合力が働く場合の各縦通材の軸力, 剪断

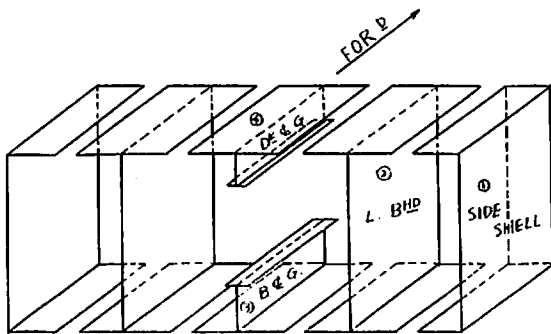


Fig. 5-1

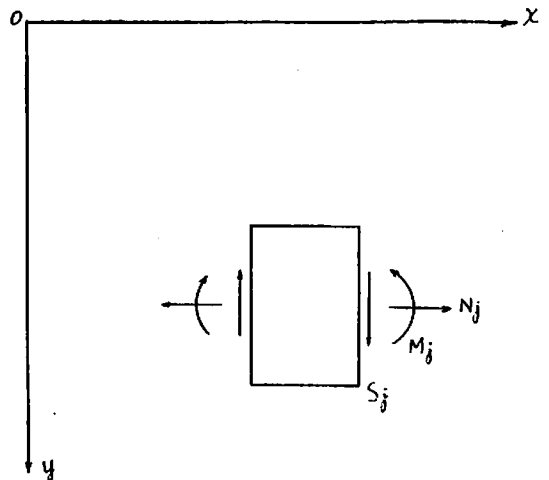


Fig. 5-3

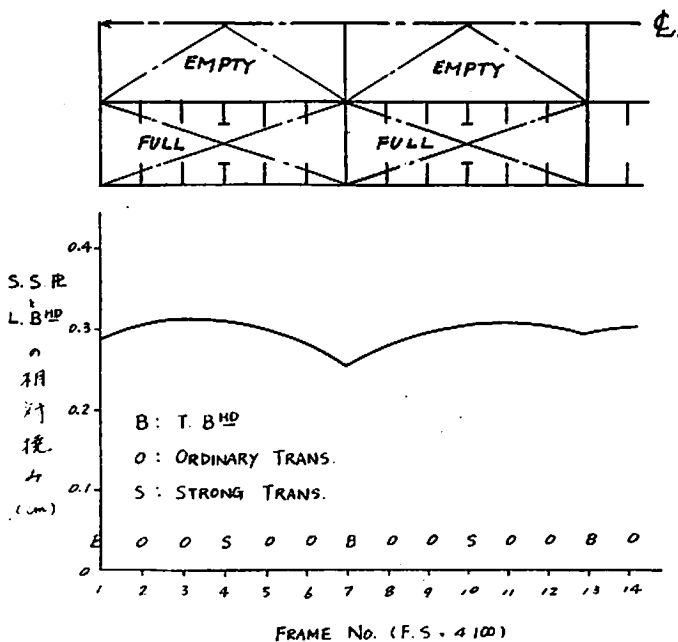


Fig. 5-4

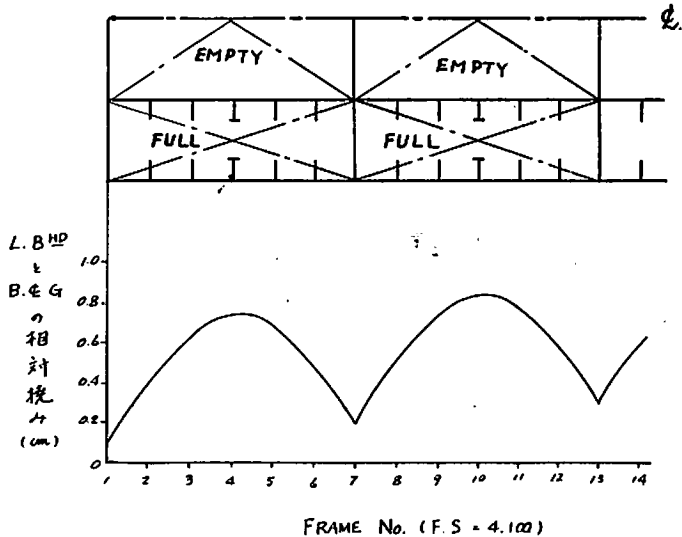


Fig. 5-5

この基礎方程式の数値計算例を示すと、Fig. 5-4, Fig. 5-5 の如くなる。一般に大型油槽船の横強度部材は、この相対撓みに基く応力と、直接加わる荷重による応力の双方を考えてその寸法が定めらるべきである。相対撓みに関しては、他の事情が許す限り横強度部材を soft にした方がその誘導応力は小さくなるようである。なお、先の数値計算は当社長崎研究所にて実施されたものであ

る。また、詳細については、いずれ稿を改めて適当な機会に発表したいと考えている。

3. 結 言

2. に記した実例においては、剪断変形の基本式を適当に省略したり、仮定を設けたりして簡単化した理論に基づいており、これで実用上十分な場合が多い。もう少し忠実に基礎式に従えば、そこにいわゆる剪断遅れの現象が存在することに気付くであろう。この剪断遅れの現象とは、剪断応力と軸応力との相互関係といつてもよいであろう。この現象は構造の端部、不連続部において特に著しく現われる。剪断遅れを考慮して構造強度の問題をとり扱った研究には、文献^{*)11*12*13*14}等が挙げられる。詳細についてはこれらの論文を参照されたい。

船体撓み振動の研究においても、剪断変形の影響が考慮されている。熊井教授は高次振動を剪断振動として取扱われた^{(*)14}。すなわち、Blade Frequency に共振する程度の高次の撓み振動を解析するには、船体振動を剪断振動として扱い、これに曲げモーメントおよび廻転慣性の修正を施せば、振動型および固有振動数が求められ、計算の結果は実船測定の結果をよく説明出来ることを示された。

この他、有孔板の剪断座屈の問題、あるいは薄肉断面の振れの問題もまた剪断変形の意味深い実例を提供するが、今回は割愛したい。

以上、幾つかの実例について剪断変形がどのような形で構造強度の問題の中に現われ、それがどのような影響をおよぼすかということを概観してきた。勿論これで問題の凡てを尽くしたわけではないが、剪断変形の特徴を理解するための一助ともなれば幸いである。

参 考 文 献

- 1) 倉西正嗣：弾性学、社団法人日本機械学会
- 2) 岡部利正・堀浩一：ハーデイクロス法によるタンカー骨組構造の立体的解析、西部造船会々報第8号、第9号
- 3) E. Steneroth: On the transverse strength of tankers, T. R. I. T. Stockholm (1955)

- 4) 西牧典：油槽船の横強度の計算例について。造船協会論文集第108号
- 5) 山口勇男：船体横強度近似計算法について。造船協会論文集第109号
- 6) 寺沢一雄・八木順吉：上部構造の動きに関する研究(第4報)。造船協会論文集第103号
- 7) 斎藤節夫・中丸良郎：東海道新幹線用試作旅客電車。日立評論第45巻第3号
- 8) 三菱重工広島研究所構造強度研究課：Swash B^{HD}の剪断剛性に関する実験。第54回船体構造委員会西部地区部会提出資料
- 9) 山越道郎・香川洗二：ウイングタンクの剪断変形について。西部造船会々報第29号
- 10) 三菱重工広島研究所構造強度研究課：Tanker 構造計算。第56回船体構造委員会西部地区部会提出資料
- 11) H. A. Schade: The effective breadth concept in ship structure design. T. S. N. A. & M. E. 1953
- 12) 山越道郎：船体上部構造の応力分布について。造船協会論文集第103号
- 13) 寺沢一雄・八木順吉：上部構造の動きに関する研究(第1, 2, 3報)。造船協会論文集第100号, 第101号, 第102号
- 14) 浦田典雄：油槽船縦隔壁の応力分布について。日立造船技報第25巻第2号
- 15) 熊井豊二：剪断振動としての船体高次振動について。造船協会論文集第99号

天然社・海技入門選書

東京商船大学助教授 鞠谷宏士	A5 130頁 円350	東京商船大学助教授 清官貞	A5 90頁 円280
船の保存整備		蒸気機関	
東京商船大学助教授 鞠谷宏士	A5 160頁 円390	東京商船大学助教授 伊丹潔	A5 180頁 円460
船舶の構造及び設備器具		船用電気の基礎	
東京商船大学助教授 上坂太郎	A5 160頁 円280	東京商船大学助教授 宮嶋時三	A5 200頁 円460
沿岸航法		燃料・潤滑	
東京商船大学教授 横田利雄	A5 140頁 円230	東京商船大学教授 鼓島直人	A5 200頁 円480
航海法規		電波航法入門	
東京商船大学名誉教授 田中岩吉		東京商船大学教授 野原威男	A5 155頁 円380
海上運送と貨物の船積		船の強度と安定	
(前篇)海上運送概説	A5 140頁 円320	東京商船大学学長 浅井栄資	
(後篇)貨物の船積	A5 160頁 円390	東京商船大学助教授 巻島勉	A5 170頁 円480
東京商船大学教授 豊田清治	A5 160頁 円280	気象と海象	
推測および天文航法		<以下統刊>	
東京商船大学教授 野原威男	A5 110頁 円270	東京商船大学教授 賀田秀夫	
船用プロペラ		ボイラ用水	
東京商船大学助教授 中島保司	A5 170頁 円300	東京海技試験官 西田寛	
運航要務		指圧図	
東京商船大学教授 米田隆次郎	A5 130頁 350円	東京商船大学教授 賀田秀夫	
操船と応急		船用金属材料	
東京商船大学教授 横田利雄	A5 155頁 320円	東京商船大学助教授 小川正一・真田茂	
海事法規		機械の運動と力学	
前東京高等商船教授 小方愛朗	A5 170頁 円300	東京商船大学助教授 小川正一	
船用内燃機関(上巻)	A5 200頁 円320	機械工作・材料力学	
船用内燃機関(下巻)		東京商船大学教授 真壁忠吉	
東京商船大学助教授 庄司和民	A5 140頁 円420	船用汽罐	
航海計器学入門		東京商船大学助教授 小川武	
		船用補機	

まえがき

塑性設計も最近ではだいぶ言い古されてきた。これまで10数年の間に塑性設計の基礎的な研究は理論的に、または実験的に一応の成果が遂げられたと思われるが、これらの基礎研究を船体も含めた一般の構造物に適用する段階ではまだまだ未解決の問題が多いように思われる。船体構造の場合には、設計上の根本的な条件である外力がいまいちなこともあつて、一般的に従来の実績が非常に重要視される傾向があり、新しい理論の応用についてはきわめて慎重である。

外力の条件を別にしても、船体のような複雑な形の立体構造では弾性計算でもそうであるように厳密な解析を行うにはまだ研究の余地が大きいことは確かである。船体に塑性設計を応用する場合の一つの問題点は、船体は薄板を主として用いた構造であるので、軽量設計を行うと板の座屈によつてその限界がきめられてしまう場合が多いことである。最近の大型船における構造をみても、梁や桁の薄板になる傾向は甚だしく、塑性設計上座屈強度に対する考え方がますます問題になつてくるように思われる。塑性設計においては最高荷重を問題とするため、最高荷重以下では座屈を生じないことが前提となるが、最近におけるこのような船体構造の傾向は塑性設計的にみると、梁や桁の崩壊に対する安全率に比して局部座屈に対する安全率がかなり低いわけである。これは弾性設計的に考えた船体を軽量化するための要求であるが、それでは塑性設計的にもつとも合理的な構造はどうかとなると、塑性設計は崩壊荷重を基準とすることから、たとえ局部的な座屈を生じても座屈後における崩壊荷重を基準として設計するという新しい考え方をいれれば、座屈による崩壊荷重の低下と一方軽量化との得失を勘案してもつとも経済的な設計を求めることができるであろう。

現在塑性設計的な考え方は船級協会の鋼船規則のなか採用される方向にはあるが、今後船体への塑性設計の応用が効果的であるための条件として、これまでのべてきたような理由で、荷重条件が明らかであること、座屈に対する検討が充分行われることなどが望まれるわけで、船体構造としては縦横の隔壁板等にもつとも応用の可能性があり、また局部的な構造も対象として考えられる。

過去2回開催され 明年第3回の会議が行われる

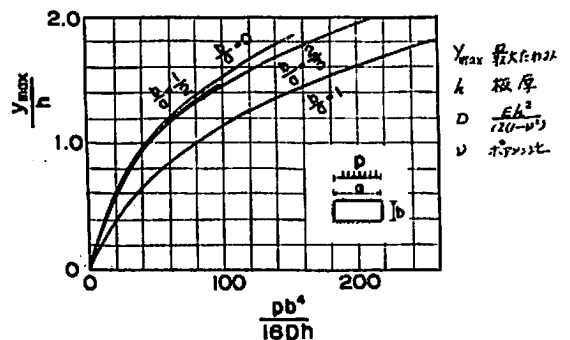
I. S. S. C. (国際船体構造会議) においても、Stiffened Panel 関係の委員会が、次回の重点議題の1つとして板構造に対する塑性設計の応用をあげ、また塑性設計委員会が新設されて今後の研究の発展が期待されているところである。

このような見地から曲げ荷重をうける防撓板構造の塑性設計的な考え方について以下に簡単な考察を行つてみた。なお軸力をうける防撓板構造の最小重量設計については本誌に前に掲載したことがあるので併せて参考にしていただきたい。

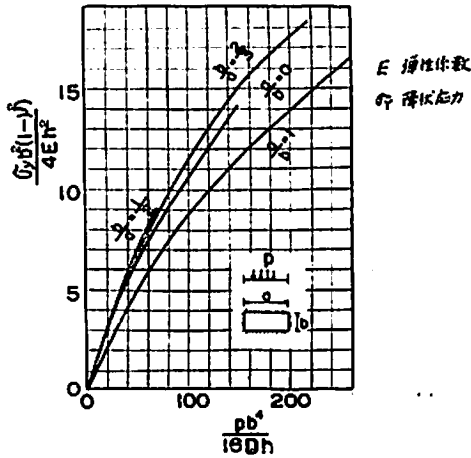
横圧をうける板の塑性設計

板が水圧のごときその面に垂直の荷重をうける場合、板に生ずる応力および板のたわみ量は荷重が比較的以小であるうちは荷重に比例して変化するが、荷重が大となると次第に比例関係を離れてくる。この状態での計算は膜力を考慮した弾性計算式によつて与えられており、第1図および第2図に示したように膜力の影響は板の縦横比によるが、たわみが板厚程度以上になると急激に大きくなるのが明らかである。しかしこのように膜力の影響を考慮しても弾性設計的に板厚をきめる場合は、船体に使用されるような比較的薄板の構造では板の端部はかなり低い圧力で降伏応力に達するので、設計基準としてこの圧力をとるのは不合理で、必然的にこの圧力より大きい圧力を基準としてとらざるをえないことになる。

これに対して塑性設計的には、より合理的な基準値として、板の端部が塑性モーメントに達する荷重を考慮することができる。この端部が塑性モーメントに達するとき



第1図 荷重—たわみ曲線



第2図 荷重一応力曲線

の圧力 P_h は、板の一方の長さを無限大と考えた帯板については理論的に次のように求まる。

$$P_h = \frac{12 \delta^2 t (1-\nu^2)}{\frac{k}{2} \tan \frac{k}{2}} - 1 \quad (1)$$

ここで $k = \sqrt{12 a^2 t}$,

$$\delta = \frac{1-\nu^2}{\sqrt{1-\nu+\nu^2}} \frac{a^2 \sigma_Y}{h^2 E},$$

$$t = \frac{T}{\sigma_Y h},$$

a は帯板の板幅、 h は板厚、 σ_Y は材料の降伏応力、 E は弾性係数、 ν はポアソン比および T は膜力である。

船体構造に使用される板の縦横比は比較的大きい場合が多いので、一般的にこの帯板としての計算結果を用いても実際には殆んど問題がない。このような水圧をうける帯板の弾性限以上の挙動については Young²⁾ をはじめ、鶴田³⁾、本間⁴⁾らによつて計算されている。(1)式で考慮している膜力の影響は板の固定端の条件によつて著しく異なり、周辺の防撓材の剛性が比較的小さい場合はその拘束力が弱いので近似的に端部は軸方向に自由に動きうると考えれば、端部に塑性関節の生ずる圧力は

$$P'_h = 3 \left(\frac{h^2}{a^2} \right) \sigma_Y \quad (2)$$

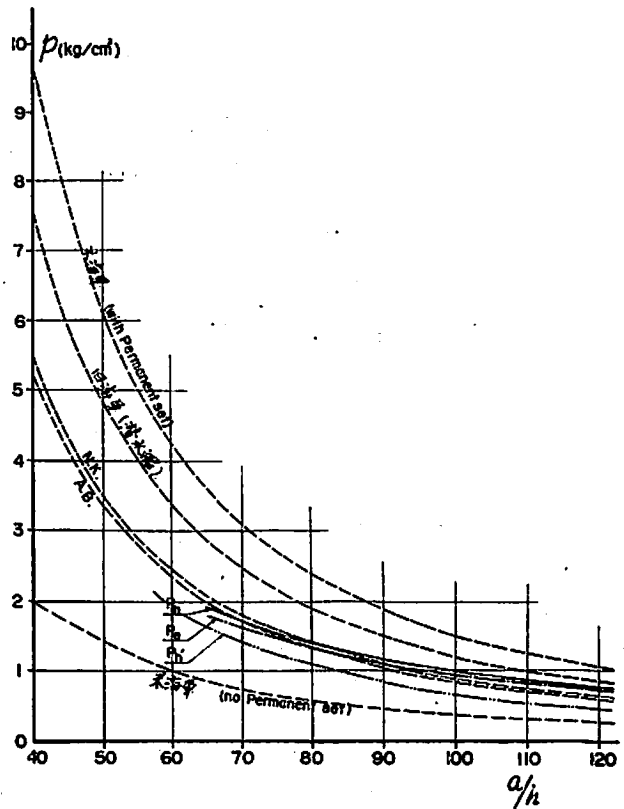
を用いても殆んど問題ないと考えられる。

これらの理論値と NK の鋼船規則における Deep tank, AB ルールの Deep tank の基準および米海軍の水上艦などの基準と比較してみると第3図のごとくなる。

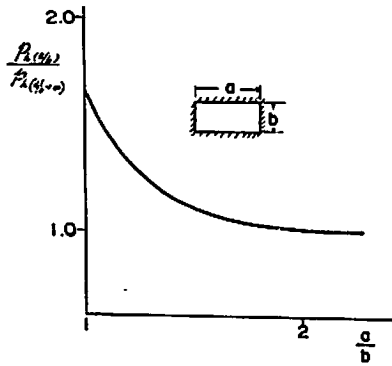
塑性関節形成圧力は現在用いられている各種の基準に対して大体近似していることがわかるが、強度的に考えた場合船体に使用される程度の薄板では板はこの圧力の数倍以上の圧力まで耐える場合が多く、骨組構造における塑性設計の概念とは非常に異なる。この点現用の設計基準は強度的な許容圧力のみでなく残留変形を生ずることが一つの基準となつていことが考えられる。本間⁴⁾は板の残留変形が急増する圧力を計算しているが、この圧力は板の端部に塑性関節を生ずる圧力と近似しており、したがつて現用の設計基準とも大体一致していることを示している。

以上は帯板についての場合であるが、縦横比が大体2より小になれば長方形板としての計算を行う必要があると考えられるが、理論的には極めて面倒な計算を必要とする。近似的な考えとしては膜力を考慮した弾性計算における帯板と長方形板との応力の比から推定されるが、その比は正方形の場合で帯板の約1.6倍となる。第4図にこの比と縦横比の関係を示した。

Clarkson⁵⁾ は端部の固定度がたわみに及ぼす影響は小さいとして端部支持との仮定のもとに計算した実験も行つて、その結果から帯板に対しては中心部に塑性関



第3図 許容圧力の比較



第4図 板の縦横比と強度比

節を生ずる圧力を基準として許容圧力を与え、正方形板ではこの基準圧力をさらに1.25倍した許容圧力を与えている。これは比較的薄板の基準で厚板に対しては同時に板の中心部の膜応力が降伏応力の劣に達する圧力を板の縦横比にかかわらず許容圧力としている。

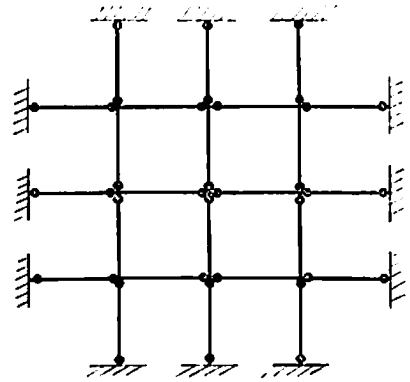
防撓板の塑性設計

平板を防撓材で補強した防撓板の塑性設計の計算は、弾性計算においても行われているように近似的に板として考える方法と格子桁または梁として考える2つの方法がある。すなわち、板と防撓材の強度の比によつて、板を防撓材の有効幅として防撓材に含ませて考え防撓板はこれらの桁が一方あるいは縦横の方向に組合さつた格子桁とみなして計算する方法と、逆に防撓材を板にならして異方性の板として考える方法である。前者の近似法は板が防撓材の強度に比して小さな場合ほど合理的な結果を与え、後者の方法は逆に板が防撓材の強度に比して比較的大であればよい近似になることは常識的にもわかることであろう。これらの計算は防撓板全体としての問題であつて、局部的なパネルの板厚については前項のような計算を行うものである。

船体構造には一般に大骨と小骨の組合せからなる防撓板構造が多いので、それぞれの場合に応じて妥当な計算法が応用されることになる。

格子桁としての崩壊荷重の計算については Jacques Heyman⁶⁾ が求めた結果があるが、これは第5図のような格子構造の格子の各交点に均一の集中荷重が加わる場合の崩壊荷重を計算したもので、同図に示したように各格子の交点および梁の端部に塑性関節が生ずるとして計算した。この結果を用いさらに格子の本数によつて同荷重の場合全体の構造重量がどう変化するかを求め最小重量の検討も行つている。

これと同じような考え方を格子梁および桁にそつて一



第5図 格子桁

様な分布荷重が加わる場合に拡張した計算を安川⁷⁾が行い同時に実験も行つている。分布荷重とした場合は関節の位置が格子の端部とか交点には生じないで格子の数および剛性によつて変つてくる。この結果最小重量は Heyman が本数が多いほど重量減少するとしているのに対し、縦横方向の格子梁の条件によつて条件が異なることを示している。

防撓材を板にならした考え方にもつづいて著者等⁸⁾は数多くの周辺支持防撓板について等分布の垂直荷重を加えて実験を行つた結果の解析に、塑性関節を仮定した崩壊荷重の計算を行い、実験値と計算値がかなりよく一致することを確めた。特に第6図に示すように、計算で考える塑性関節線が実験値と殆んど一致する結果がえられた。

同図にはまた実験における荷重とたわみの関係を同試験片について示してある。ここに示す記号 A, B, C および D は材料の種類を示す。この結果からもわかるごとく計算による崩壊荷重をこえてもたわみは急増する傾向にあるが防撓板はなおかなり大きい荷重に耐えるものである。この傾向は板の曲げ剛性が小になるほど著しい。

この計算による崩壊荷重 p_c は

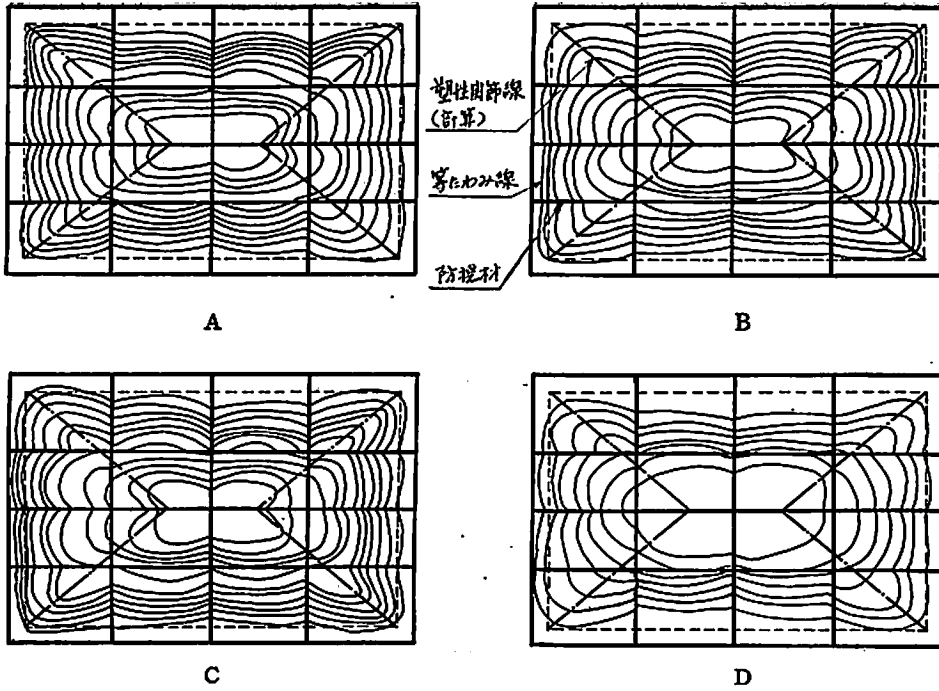
$$p_c = \frac{8 M_{py}}{b^2} \frac{1}{1 - \frac{2(\sqrt{1+3\beta_1^2}-1)}{3\beta_1^2}} \quad (3)$$

ここで $\beta_1 = \frac{a}{b} \sqrt{\frac{M_{py}}{M_{px}}}$

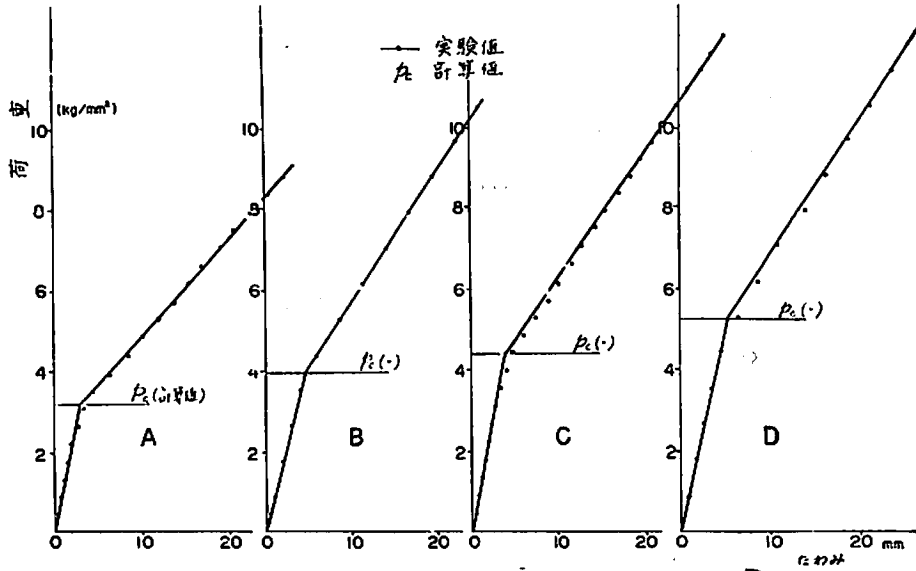
$$M_{px} = M_p + \frac{m M_{psx}}{b}$$

$$M_{py} = M_p + \frac{n M_{psy}}{a}$$

a, b は防撓板の縦横の長さ、 M_{py} , M_{px} はそれぞれ x, y 方向の断面の単位幅当りの平均塑性モーメントであ



第6図 (A) 残留たわみの分布



第6図 (B) 荷重とたわみの関係

る。

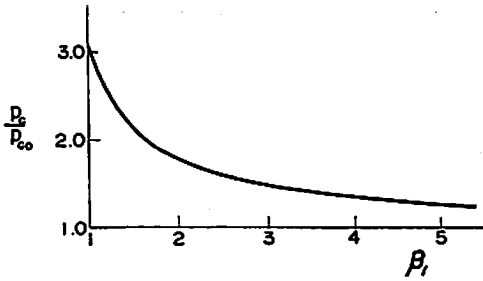
一様分布荷重をうける長さ b の両端支持梁の崩壊荷重を p_{co} とすれば (9) 式から

$$\frac{p_c}{p_{co}} = \frac{1}{1 - \frac{2(\sqrt{1+3\beta_1^3} - 1)}{3\beta_1^2}} \quad (4)$$

となり、 β_1 と p_c/p_{co} の関係を図に示すと第7図のごと

くなる。すなわち β_1 がある程度以上大きい場合は直角方向の剛性を無視して一方向の梁として近似してもよいことがわかる。

以上は縦横の方向に防撓材を有する防撓板の問題であるが、一方向のみに防撓された板の研究は秋田⁹⁾等が水圧による実験を行い、同時に理論解析を行って実験結



第7図 β_1 と崩壊荷重の関係

果とよく一致する結果を与えている。また結論として、この種の防撓板は防撓材に塑性関節を生ずる荷重に対し1に近い安全率をとって設計してよいことを求めている。

一方、集中荷重を受ける防撓板の計算は分布荷重の場合と同様の考え方で求めることができるが、この問題については楠田¹⁰⁾、Clarkson¹¹⁾等が実験ならびに理論計算を行って解析方法を与えている。

以上のべてきたような塑性設計の計算においては、防撓板の設計基準として崩壊荷重あるいは剛性が急に低下し残留変形が急増する荷重を与えているが、これは弾性設計に比べて明らかに合理的であると考えることができよう。とくに塑性設計における利点は最小重量設計の考察が一層容易となる。ただ前にも記したが、船体のような薄板構造においては構造重量の軽減を行うためには板の座屈応力に対する条件を明らかにすることが必要となってくる。座屈が崩壊荷重以下の荷重でおこらないことを前提とするような従来の塑性設計の考え方は船体構造では不合理なものとなり、座屈を許容し座屈後の崩壊荷重を考える新しい設計基準の研究を行うことが今後塑性設計を広く船体構造に応用するためのもつとも重要な問題となるであろう。

最小重量設計

隔壁構造等の防撓板構造に応用することを前提として防撓板の最小重量設計をこれまでのべてきたような方法を基準として求めてみた。実船への応用という面からは、構造物の最小重量設計よりも最小価格設計を問題とすべきだとの議論もあるが、最小価格は構造物の製作費の算定や重量の軽減による効果の算定など不確定な要素が多いこと、またこれらの要素が確定すれば最小重量から最小価格の検討は容易であることを考えれば最小重量設計がより有意義である。

前記の Heyman は、格子梁について同じ荷重の場合における梁の本数に対する全重量の関係を求めたが、こ

の結果によると梁の本数が多ければ多いほど重量は減少する結果がえられている。ただこの計算では断面の形状を考慮に入れてないので、座屈などの検討を行えば一般的には必ずしもこういう結果とはならないと思われる。

筆者は前述の等分布の横荷重を受ける防撓板の崩壊基準(3)式を用い、板に対しては板の端部に塑性関節を生ずる圧力を設計基準として、防撓板の最小重量計算を行ったが、その結果の一例をここに示してみた。(3)式は防撓板の縦横の長さ a, b およびそれぞれの方向の平均塑性モーメント M_{py}, M_{px} と崩壊荷重 p_c との関係を与えるものであるが、この式から崩壊荷重が最大になるような防撓板の寸法比を求めることができる。

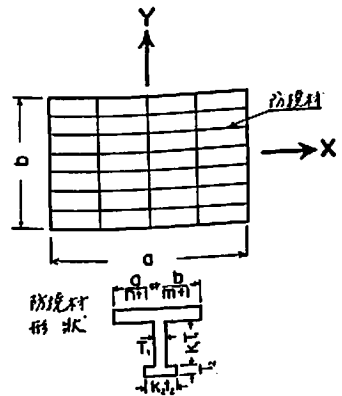
すなわち、 M_{py} と b を与えた場合、 β_1 と p_c との関係は第7図に示したごとくなり、この式の成立する条件 $\beta_1 \geq 1$ を考えれば p_c は $\beta=1$ で最大になる。

一方、有効幅を含んだ防撓材の塑性モーメントが与えられた場合、その断面積が最小になるような断面形状は、防撓材のフランジ、ウェブ等の座屈応力を与えれば求めることが可能である。例えば第8図に示した T 型の防撓材の場合について計算すると、最小断面での $k=T_2/T_1$ は近似的に次のごとくなる。

$$k = \frac{1}{2k_2} \left\{ \frac{3}{2} + \sqrt{\frac{9}{4} + 2k_1 k_2} \right\} \quad (5)$$

ただし、 k_1 および k_2 は第8図に示す防撓材のウェブおよびフランジの幅と板厚の比であつて、 k_1, k_2 が座屈許容応力から決定される。 k が求めれば必要な塑性モーメントに対する最小断面積が計算され、これから荷重が与えられた場合の防撓板の最小重量設計を求めることができる。

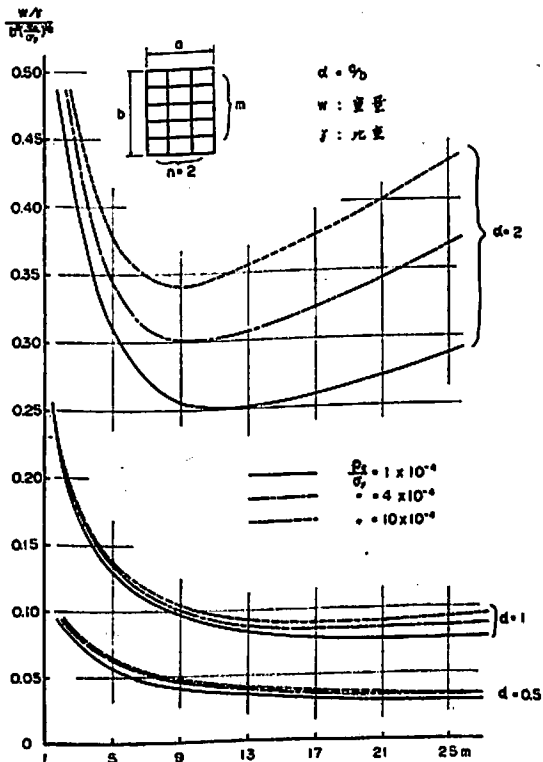
ここで問題は、座屈に対する許容応力をいかにするかであつて、一般の塑性設計ではウェブまたはフランジの座屈は歪硬化領域までおこらぬことを考えているが、船



第8図 防撓材形状

体のような軽量を要求される薄板構造では崩壊荷重以下で局部的な座屈を許容して設計することが必要になつてくる。これは今後の問題としていま一例として k_1 および k_2 としてウェブおよびフランジが歪硬化領域まで座屈しない条件 43 および 17 をとつて、防撓板の縦横比 α に対し防撓材の本数 m に対する重量の関係を求めると第9図のごとくなる。ただし直角方向の防撓材の本数 n は2とした場合である。(3) 式から必要な塑性モーメントに対する防撓材の最小断面積が求まるが、この断面積は防撓材の本数 m, n の函数であり、したがつて全重量も m, n の函数で与えられる。

第9図が示すごとく、 $\alpha=2$ の場合に m すなわち長い辺に平行の防撓材の本数が比較的少ない本数で重量が最小になり、それ以上の本数では逆に重量が増加するが、 $\alpha=1$ または $\alpha=0.5$ になると m は短かい辺にそつた方向の防撓材の本数となるが、 m はかなり大となるまで重量が漸減する傾向にある。これを要約すると、防撓板の重量は防撓材の本数の増加によつて、パネルの板厚が減少する傾向と防撓材の断面積が増加するという相反する傾向があり、この両者の重量に対する影響の大小によつて重量の最小値がきまつてくるわけである。



第9図 最小重量計算

この計算はごく一例を示したものであるが、もう少し精密な計算を現在日本造船研究協会の第83研究部会の研究の一部として行つている。

ついでにここで示した計算結果をさらに拡張して、防撓板に高張力鋼を使用した場合の経済性について検討してみた。降伏応力 23 kg/mm^2 の軟鋼に対し第1表に示すような50キロから100キロ級の 高張力鋼を用いた場合の重量の比較計算を行つた。この場合高張力鋼と軟鋼の重量比はごく近似的に

第1表

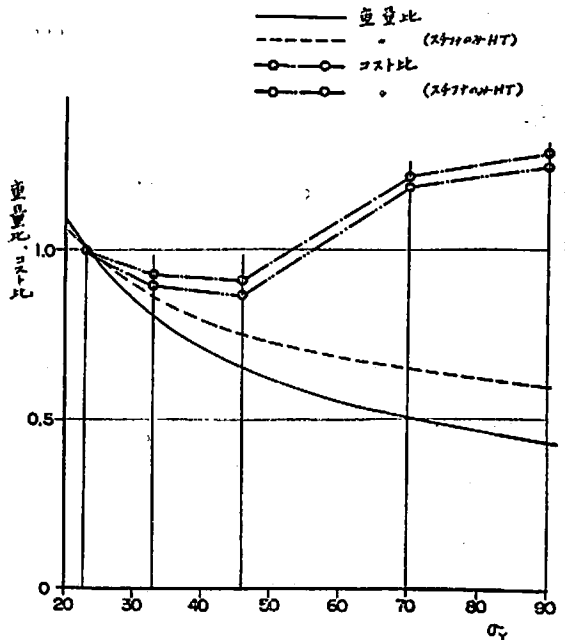
材 料	降伏応力 (kg/mm^2)	コスト (円/ton)	コスト比
S S 41	23	50,000	1.00
HT 50	33	56,000	1.12
HT 60	46	66,000	1.32
HT 80	70	118,000	2.36
HT 100	90	136,000	2.72

$$\frac{W_{HT}}{W_{MS}} = \sqrt{\frac{(\sigma_Y)_{MS}}{(\sigma_Y)_{HT}}} \frac{1}{3} \left[1 + 2 \left\{ \frac{(\sigma_Y)_{MS}}{(\sigma_Y)_{HT}} \right\}^{\frac{2}{3}} \right] \quad (6)$$

また、防撓材のみに高張力鋼を使用した場合の重量比は近似的に

$$\frac{W_{HT+MS}}{W_{MS}} = \frac{1}{3} \left[1 + 2 \left\{ \frac{(\sigma_Y)_{MS}}{(\sigma_Y)_{HT}} \right\}^{\frac{2}{3}} \right] \quad (7)$$

として考えることができるが、これらの式を用いると



第10図 材料別による重量比、コスト比

σ_r に対する重量の関係は第 10 図のごとくなる。

さらに、(6) および (7) 式に第 1 表で示した材料の各単価の比を乗じて材料だけの価格比を求めてみると同図の鎖線のごとくなる。これは材料費だけであるが、高張力鋼のうち 60 キロ級までは軟鋼より廉価であるが、80 キロ以上の高張力鋼は軟鋼よりかなり高価であることがわかる、これだけの資料で高張力鋼の経済性を論ずることは問題であるが、高張力鋼を防撓板として使用した場合の重量の減少と材料費の比較について多少参考になると思う。

以上ごく限られた部材に対する塑性設計の応用について述べてみたが、今後塑性設計法の研究がさらに進むにつれて、一般の船体構造もより合理的になることが期待される。

参 考 文 献

- (1) 長沢 準 “構造物の最小重量設計について” 船舶 1963, Vol. 36.
- (2) A. G. Young “Ship Plating Loaded Beyond the Elastic Limit” Tr. I.N.A. 1959.
- (3) 鶴田 他 “水圧をうける平板の強度” 造船協会論文集 第 109 号 昭 36. 6.
- (4) 本間康之 “等分布荷重を受ける帯状板について” 造船協会論文集 第 111 号 昭 37. 6.
- (5) J. Clarkson “A New Approach to the Design of Plates to withstand Lateral Pressure” Tr. I. N. A. 1956.
- (6) J. Heyman “The Limit Design of a Transversely Loaded Square Grid” J. App. Mech. Vol 19, 1952.
- (7) 安川 度 “等分布荷重をうける格子桁の最小重量設計” 溶接協会塑性設計委員会資料
- (8) 長沢 他 “横荷重をうける防撓板の塑性強度について” 造船協会論文集 第 113 号, 昭 37. 1.
- (9) 秋田 他 “水圧をうける矩形防撓板の塑性変形” 造船協会論文集 第 109 号 昭 36. 6.
- (10) 楠田 他 “垂直荷重をうける防撓板の塑性設計” 造船協会論文集 第 110 号 昭 36. 12.
- (11) J. Clarkson “Tests of Flat Plated Grillages Under Concentrated Loads, Tr. I. N. A. 1959.

天 然 社 海 技 入 門 選 書

東京商船大学教授 野原威男 著

船の強度と安定性

A 5 判 160 頁 定価 380 円 (〒 70 円)

目 次

第 1 章 力の作用		
1.1 力のつりあい	1.2 力のモーメント	1.3 重心
1.4 回転運動	1.5 振子の運動	1.6 水の圧力
第 2 章 荷重と応力		
2.1 荷重と応力	2.2 ビームの強さ	2.3 柱の強さ
2.4 強さの連続性		
第 3 章 鋼 材		
3.1 鋼材の種類	3.2 鋼材の強さ	3.3 安全率
第 4 章 リベットと溶接		
4.1 リベット	4.2 リベットの継手	4.3 タイトネス
4.4 リベットの検査	4.5 溶接	4.6 溶接継手
4.7 溶接の利点と欠点		
第 5 章 船の強度		
5.1 船に加わる力	5.2 縦強度	5.3 横強度

操船の安全は、船の強度と安全性を完全に理解して、はじめて達成される。云いかえればこの強度と安定性の理論の理解が航海に従事する人々の第一条件である。——この理論を平易に説いた参考書は今まで生まれるべくして生まれていなかった。本書はそれを満足させる完全なる最初の入門書である。

5.4 局部強度	5.5 構造様式	5.6 強度の確保
----------	----------	-----------

第 6 章 排水量

6.1 シンプソンの法則	6.2 浮力と浮心	6.3 重心
6.4 排水量	6.5 毎センチ排水トン数	6.6 ファイネス係数

第 7 章 復原力

7.1 小傾斜角の復原力	7.2 メタセンター	7.3 傾斜試験
7.4 大傾斜角の復原力	7.5 動的復原力	7.6 トリム
7.7 トリムの変化		

第 8 章 安全性の確保

8.1 GM の確保	8.2 乾舷の確保	8.3 重心の見掛けの上昇
8.4 安定性の減少	8.5 動揺周期	8.6 波浪の影響
8.7 安定装置		

東京タンカー株式会社向 150,000 DWT型 タンカー「東京丸」(1)

石川島播磨重工業
株 式 会 社

緒 言

当社は昭和39年7月に、東京タンカー株式会社より、世界最大の150,000 DWT型タンカーの発注を受けた。当初本船は125,500 DWTとして計画されたものであるが、港湾設備等の整備に伴い、より運航採算性のよいタンカーにすべく、最終的には150,000 DWTと決定し、昭和39年の秋に完成した当社の横浜第2工場の、108,500 G. T. 建造ドックにて建造されることとなつた。

当社は従来より大型船の建造には多くの実績を有し、また昭和37年7月に完成した、132,000 DWT型「日章丸」(佐世保重工株式会社建造、船主・出光興産株式会社)の設計にも参加し、超大型船の建造について多くの技術を蓄積していた。しかし、150,000 DWTともなると、一度事故を起し停船を余儀なくされた場合、船主の蒙る損害は莫大なものである。また超大型船の建造については、従来大型船に比し、多くのアンノウンファ

クターが隠されている。そこで当社では東京丸の建造に際し、各設計部はもとより技術研究所をも加えた、全社的な超大型船の検討会を設け、設計から現場工作法に至るまで、細部にわたる再検討を行なつた。

上記の如く本船は、超大型船としての種々の考慮はもとより十分に払われたのであるが、単に従来の大型船の思想を受け継ぐだけでなく、更にそれらを推し進め、大幅な合理化および自動化に重きを置き、超大型であるばかりでなく、その内容も高度の技術を採用した近代的なタンカーにすべく、多大の努力を払つた。

本船は次に掲げる点に主眼を置いた。

1 本船の就航航路

本船の原油積地は、ペルシヤ湾ラスタヌラに昭和40年末完成の新バース、揚地は日本石油根岸精油所(横浜)、および興亜石油麻里布精油所(岩国)であつて、積地揚地の港湾事情に対して許容し得る最大吃水を有する、超



大型、高経済船型を選定する。

2 稼働率の向上

荷役中にバラストの注排水を行ない、荷役完了後直ちに出港するいわゆるクイックディスパッチにより、本船の稼働率の向上を計る。

3 一般配置

一般配置については、高度の合理化を採り入れ、船殻重量の軽減および艙装の簡素化を計る。

4 推進および操船性能

模型による水槽試験を行ない、推進性能の秀れた船型とし、また超大型船としても、従来大型タンカーと同等の操船性能を有すること。

5 自動化

高度の自動化を甲板機械、荷役関係および機関部に採り入れ、乗組員数の減少および乗組員の労力軽減を計り、かつ運航性能および安全性の向上を可能とする。また主機は船橋よりも操縦可能とし、操船性の改善を計る。

6 艙装品の品質

品質のよい艙装品を使用することにより、保守修繕費の節減、並びに乗組員の作業労力の軽減を計る。

7 消防設備

超大型船において、一度火災を引き起すとその損害は莫大なものになることからして、防火消火については設備の充実を計る。

8 機関部

従来の熱サイクルに改善を加え、燃料消費量を減少せしめて運航採算性の向上を計った。また高度の自動・遠隔制御方式および集中監視方式を採用し、機関を常に最良の状態にて運転し、かつ危急時の対策に万全を期す。

上記の如き方針のもとに本船は計画され、昭和40年5月に当社横浜第2工場にて起工、同年9月進水、起工より約9ヶ月間の工事の後、種々のテストに初期の成果を修め、無事完成し、昭和41年1月31日に船主に引き渡された。

ここに本船を紹介し、関係各位の参考に供したい。

船 体 部

1. 船体部概要

1.1 主要寸法

緒言の項で述べた計画条件にそつて、本船は計画満載吃水16m、載貨重量約150,000LT、満載航海速力約16ノットとして計画されたもので、主要寸法は第1表に示す如くである。

第1表 船体部要目

船 型	船首尾楼無，平甲板型，船尾船橋，船尾機関船
船 級	NK; NS* “Tanker (Oils F. P. below 65°C)” および MNS* ABS; + A1 ⊕ “Oil Carrier” and + AMS
全 長	306.50 m
垂線間長	290.00 m
幅(型)	47.50 m
深(型)	24.00 m
計画満載吃水(型)	16.00 m
夏期乾舷	8.035 m
載貨重量	151,265.00 LT
総噸数	94,630.20 T
純噸数	59,264.46 T
貨物油タンク容積	191,645 m ³
バラストタンク容積	63,625 m ³
燃料油タンク容積	6,678 m ³
清水タンク容積	541 m ³
試運転最高速力	17,082 ノット
満載航海速力	16.0 ノット
航続距離	約 16,500 哩
乗組員数	27 名

12 一般配置

まず船尾船橋・船尾機関とし、カーゴフリーボードの採用とも関連して船首楼を廃止し、船尾居住区も船尾楼なしの甲板室構造による、平甲板型船型としている。また荷油タンク数は最小限にすることに努め、54mの長大槽を採用することにより、荷油タンク11槽、海水バラスト専用タンク3槽とした。なお荷油タンク前後のコッファードを取りやめ、燃料油タンクも後部に集中して、前部ポンプ室を廃止した。

上記の如く深さの大きいカーゴフリーボード船型を採用したことにより、海水バラスト専用タンクは、載貨重量の約42%以上におよぶ海水バラスト搭載可能となつた。さらに合理的なタンク配置にしたことにより、当バラスト専用タンクの海水のみで、荒天時を除く通常バラスト航海が可能となり、また荷油満載時における船体撓みが最少におさえられ、搭載荷油重量の實質的增加を計ることが出来た。

またこれにより、荷役と同時にバラストの注排水を行なうことが出来、荷役完了と同時に出港するいわゆるクイックディスパッチが可能となつた。

1.3 甲板機械および荷油荷役装置

甲板機械としては、船首および船尾に揚錨機を設け、また上甲板には12台の自動係船機を配した。これらの係船機は、上甲板各舷側において速度制御を遠隔にて行なえるようにコントロールスタンドを配し、係船作業の能率向上を計った。

荷油系統には、 $3,000 \text{ m}^3/\text{hr} \times 150 \text{ m}$ の荷油ポンプ3台および同容量のバラストポンプ1台を備え、また荷役装置には広範囲な遠隔操作方式を採用し、1人の作業員で荷役作業が遂行出来るものとした。

1.4 推進および操船性能

模型による抵抗試験、自航試験を数度にわたって試験水槽で行ない、また風洞による船首流線計測等を行なつて球状船首(バルバウスバウ)採用、線図改良により造波抵抗の減少を計った。なお推進器回転数は常用 95 rpm として推進効率の向上を計った。また、模型による旋回性能試験、操縦性能試験等を行ない、舵面積比は約 1/65 とした。船尾船橋採用に伴い見透し角度および操縦性を考慮して船橋は上甲板上7層(甲板間高さそれぞれ 2.8 m)とし、航海船橋両翼は船幅より各舷 1 m 外方へ延長した。更にまた、煙突の模型による煙害風洞試験を行ない、煙突の形状、内筒の高さ等を決定した。

1.5 艤装品

船体暴露部、機関室および居住区内面については Zinc-rich Epoxy Primer を全面的に採用し、更に船底を除く水線、外舷、上甲板、上部構造暴露部および暴露部艤装品並びにパイプにはすべてビニールペイントを採用した。専用海水バラストタンクは Flintcote 塗装とした。

居住区の内張および仕切壁には、すべて Melamine Plastic Coating を採用、天井内張は“ほんうるし”塗装とした。

貨油タンクハッチカバー、暴露部グレーティング、暴露部および倉庫扉、舷梯、舷窓、冷蔵庫内張等はすべて軽合金製とした。

使用鋼管はすべて Schedule 40 以上とし、機関室海水管系は Kobe-Nic 管またはゴムライニングあるいはネオプレーンコーティングとし、上甲板蒸排気管は銅管、貨油タンク加熱管はアルミプラス管とした。

1.6 安全設備

安全のため特に防火消火については設備の充実を計った。

貨物油タンク、および燃料油タンク区画に対しては泡沫消火固定配管による防火装置とし、特に初期集中消火

のため、Portable foam nozzle に加えて大口径泡沫放射銃4台を設置した。なお泡沫原液は安全規則要求の2倍の容量とした。

機関室、貨油ポンプ室および機関部塗料庫には固定配管による炭酸ガス消火装置を設け、更にボイラ区画にはボースリール式炭酸ガス消火装置を設備した。甲板部塗料庫には蒸気消火配管とした。

居住区および機関室にはガス検知兼警報器を設置し、携帯式化学消火器を多数設備した。

2. 船殻構造

2.1 中央切断(タンク構造)決定の経緯

東京丸の船殻構造について述べるには、すでに完成している東京丸の説明よりも、それがどのような検討を経て決められたかについて説明する方に意義があると思う。丁度3年前の38年の暮に東京丸の計画が始まり当初は12万トン型と称していたが、最終的には世界一の15万トン型に決つたのであり、この世界一の超大型タンカーの構造、特にカーゴタンク部の構造がどのような検討を経て決められたか振り返つてみる。

2.1.1 縦強度と中央切断の断面係数

東京丸は ABS (アメリカン・ビューロー・オブ・シッピング) と NK (日本海事協会) の二重船級船で、縦強度すなわち中央切断の断面係数の値は、両者の要求を充分満足していることは言うまでもないが、各船級協会とも毎年の如くその規則を改正して、縦強度要求値の低減を行つて来ており、縦強度決定基準の変動期に東京丸の計画が始められたので IHI 内部で縦強度要求値を再検討すべく、その他超大型船の構造上の諸問題の検討も含めて技術研究所・船舶技術部・基本設計部を始め各工場の設計部から関係者が集まり、MT 委員会(マンモスタンカー委員会)が作られた。特に縦強度に関しては東京丸の如く 300 m 近い超大型船に対して、各船級協会の規則をそのまま延長して適用して問題はないかどうかについて突込んだ討論の結果、NK の規則の基になつている波高その他に、幾分マージンを持たせた縦強度を決定した。一方このようにして決められた波高の波に乗つた場合の曲げモーメントを最小にするために、タンク配置に徹底的な検討を加え、最小の曲げモーメントを得るために、タンク配置の変更を行なう等の処置を取つて万全を期したのである。

2.1.2 中心線制水隔壁の廃止

東京丸の計画当初は12万トン型であつたことは先に述べた通りであるが、その当時に計画されていた中央切断では、当時の10万トンを超える超大型船の全てがそうであ

つたように、船体中心線に縦通の制水隔壁を有する3縦通隔壁型であった。しかし完成した東京丸では、中心線制水隔壁は勿論のこと、中心線桁もない思い切った構造を採用している。なぜ15万屯に船型を大きくしながらこのような構造の合理化が達成出来たのかと云えば、それはMT委員会の検討したこととあいまつて、曲げモーメントおよび剪断力を最小にするタンク配置の設計の成果である。

2.1.3 トランスバース・メインの構造方式

外板・甲板・隔壁等の大きいパネルの防撓方式には、船の幅、深さ、タンク長さの3者の相互関係から、横隔壁、船側外板および縦通隔壁に設ける水平桁を一次防撓部材とするいわゆるロンジ・メイン方式と、トランスバースに強力なリングを廻してこれを一次防撓部材にするトランス・メイン方式や、これらを組合せた混合方式等があるが、東京丸では完全なトランスバース・メイン方式がもつとも合理的な構造方式であることを確めて採用している。なお縦通隔壁の位置は、船の幅を丁度3等分するいわゆるB型となっている。

2.1.4 その他

トランス・スペース、ロンジ・スペース、制水隔壁のスペース等についても、超大型船として構造的に不安な点がないかを検討し、かつ重量軽減の見地も加味して決定した。以上述べたことはMT委員会にて検討された事項の内超大型船の特殊点と思われる問題のみであるが、この他にも船級構造全般について合理化のための検討が数多く行われた。

2.2 中央切断(タンク構造)の特色

2.2.1 全溶接構造と使用鋼材

全長300mをこすこの巨大な東京丸の船体を構成する3万屯近い鋼材は、ビルジキールを除き全て電気溶接で接合されており、船体構造には1本の鉄も使用されていない。また鋼材はすべてNK・ABSの二重規格の普通鋼材である。鋼材寸法(板厚、幅、長さ、単重)は、それぞれの工場の設備に制約されて自ら定めて来るものであるが、東京丸の船体中央部の上甲板および船底外板は、板厚が35mm、幅は大部分3m、長さは18mおよび13.5mに統一してある。全溶接構造のため、これら鋼材の鋼質およびその配置には特に注意を払つてある。すなわちラウンド・ガンネルを採用しているが、この外ビルジ外板、縦通隔壁の直上の上甲板および直下の船底外板には“E”級鋼が使用されている。“E”級鋼の外に船体構造に使用した鋼材の鋼質別の割合は、“E”級鋼4%、“D”級鋼15%、“B”級鋼4%、

“A”級鋼77%である。またそれぞれの鋼種の使用箇所は“E”級鋼は前述の通りで、“D”級鋼は船体中央部の上甲板および船底外板に使用され、“B”級鋼は船体の前後部の上甲板および外板に使用されている。その外は全て“A”級鋼である。従来大型タンカーでは使用鋼材のうち、20%近くの型鋼を使用しているが、東京丸では市販の不等辺不等厚山型鋼と造船用CT型鋼およびビルトアップ・セクションの使用割合は1:9:14になつており、不等辺不等厚は殆ど姿を消し、ビルトアップ・セクションが大半を占めている。ビルトアップ・セクションは別名“T”型ロンジとも呼ばれているが、ウェブ材は広幅の鋼板から切出し、フランジには平鋼を使用し、“T”型に溶接してビルトアップした。

2.2.2 トランス・リング

東京丸では完全なトランス・メイン構造方式のため、トランス・リングのウェブの深さは、センタータンクのボトムトランスで3.6m、ウィング・タンクで2.8m、サイドトランスが2.6m、もつとも浅いデッキ・トランスでも1.8mである。勿論面材も大きく、センタータンクのボトム・トランスには38m/m×800m/mの面材を使用してある。

2.2.3 横置隔壁

隔壁は3条の水平桁(隔壁の両面に対称に設けてあり深さは4.8mもある)を一次防撓部材とし、次にセンター、ウィングとも3条のバーチカルウェブを2次防撓部材とし、小骨は水平に800mmのスペースで設けてあり、その端部は縦通隔壁および船側外板にブラケットで固着してある。

2.3 前後部構造および舵・船尾骨材

2.3.1 機関室

機関室部はメインタービンおよびメインボイラーの配置を優先しながら、主機台およびスラスト受けの構造、およびピラーの配置を検討することに非常な苦心が払われた。またエンジンオープニングの両端のトランスバース断面は特に強力なリング構造とするとともにオープニングの中央にもブリッジを渡して、トランスバース断面を補強してある。

2.3.2 舵・船尾骨材

舵・船尾骨材に関しては、単に船級協会規則を延長して適用するだけではなく、東京丸の如き超大型の舵・船尾骨材の計画については未だアンノウンな部分も多く、万一の場合はその影響する所も大きいので、もつとも重要な問題の一つとして慎重に検討して決定した。その結果舵はストックも含めて120ton、船尾骨材は150ton



上 甲 板

に達する超へビーな構造物になり、舵の搭載も非常に困難な作業となつが、慎重な事前検討により無事搭載が出来た。

3. 船 体 機 装

3.1 係 船 装 置

3.1.1 計 画

本船の係船装置は下記の2点をベースとして計画された。

- 1) 遠隔制御および捲取ドラムの採用による作業人員の低減
- 2) 本船の積地はラストヌラ（ベルジャ湾）、揚地は根岸精油所および岩国精油所に限定されるので、それ等の各バースに適応した係船機および係留金物の配置

3.1.2 要目および配置

揚船機、係船機の要目および配置は第2表に示す通りである。

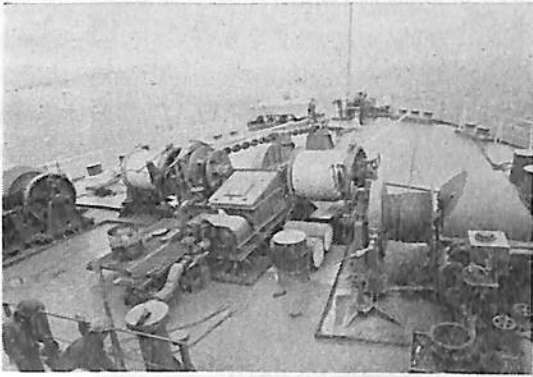
3.1.3 特 徴

本船の係船装置の特徴とするところは次の通りである。

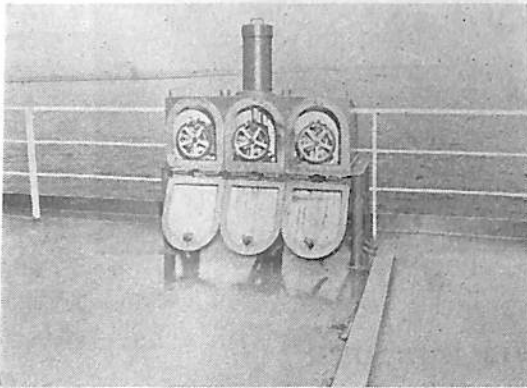
- 1) 揚船機および係船機は油圧テレモーター方式によつて起動、停止および速度の遠隔制御が可能である。コントロールスタンドは各機について、両舷側に各1台ずつ配置して、実際の接岸状態および係船索の展張度を監視しつつ制御できるようにした。
- 2) 主錨は16.44t、主錨鎖114mmφ（鈔鋼）であり相当な荷重が揚船機にかかってくるので、ホースパイプの

第 2 表

	型 式	容 量	数 量	配 置 個 所	備 考
船首揚船機	蒸気、密閉式	53t×9m/min.	2	上甲板船首部	捲取式ホーサードラム1個付
船尾揚船機	〃	20t×9m/min.	1	上甲板船尾部	捲取式ホーサードラム2個付
自動係船機	〃	14t×28m/min.	4	上甲板前 部	
〃	〃	〃	3	上甲板中央部	
〃	〃	〃	3	上甲板後 部	
〃	〃	〃	2	上甲板船尾部	



揚錨機およびパウローラー（船首）



リモートコントロールスタンド（3連式）



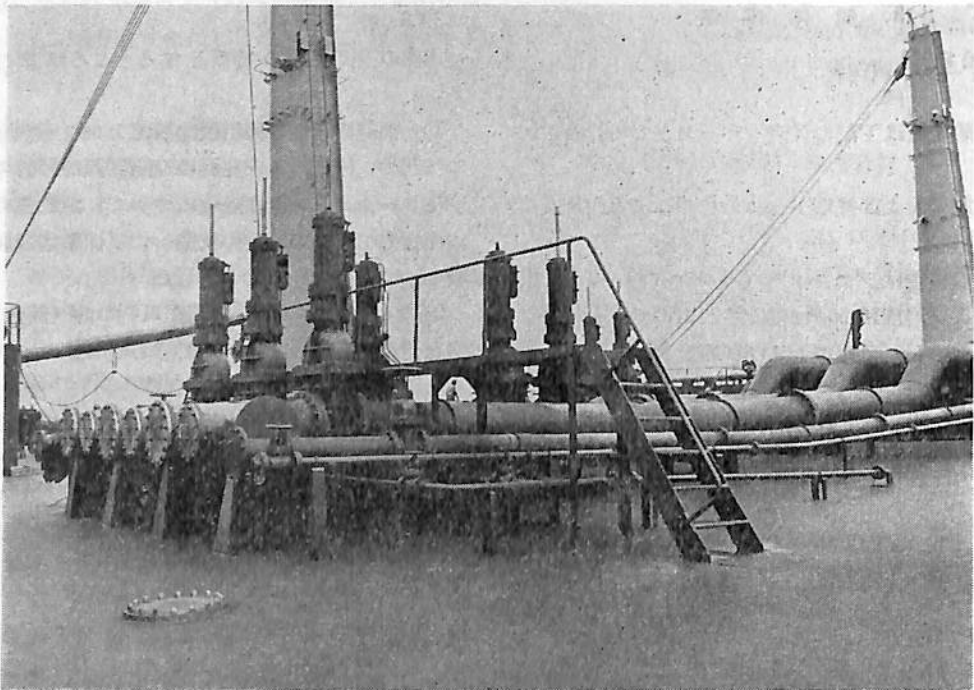
揚錨機およびパウローラー（船尾）

デッキフランジ部にはパウローラーを設け、またブレーキライニングにはセミメタリックライニングを採用した。

3) 捲取ドラムにおける索の喰い込みを防止するため、中間フランジ付捲取ドラムを2台の自動係船機に採用した。

3.2 貨油管装置

本船は11個の貨油タンクを3グループに分け、3系



ローディングステーション

統の貨油管系により 24 時間以内に 貨油の 荷揚げをすることが可能である。

バラスタタンクは貨油タンク部分の 3 槽に加えて、機関室サイドに 2 槽、フォアピークタンク、アフトピークタンクと計 7 槽備えており、クリーンバラストのみにてバラスタ航海をする充分な吃水が得られる。

貨油ポンプ、浚油ポンプおよびバラスタポンプの要目は第 3 表の通りである。

第 3 表

	型 式	容 量 (海 水)	数 量
貨油ポンプ	立型、渦巻式、タービン駆動	3,000m ³ /hr×150m	3
バラスタポンプ	同 上	同 上	1
浚油ポンプ	立型、往復動、汽動	300 m ³ /hr×150 m	2

本船のバラスタポンプは多用途化することにより、下記の各使用目的に供される。

- 1) バラスタの注排水
- 2) フォアピーク・タンクのバラスタ排水用エダクターの駆動水
- 3) パタワース・ウォーターの給水
- 4) 上甲板の泡沫消火管および海水消火管への給水
また荷役作業には大幅な自動化が採用されているが、その詳細については次章にて述べる。

3.3 居住区設備および装飾

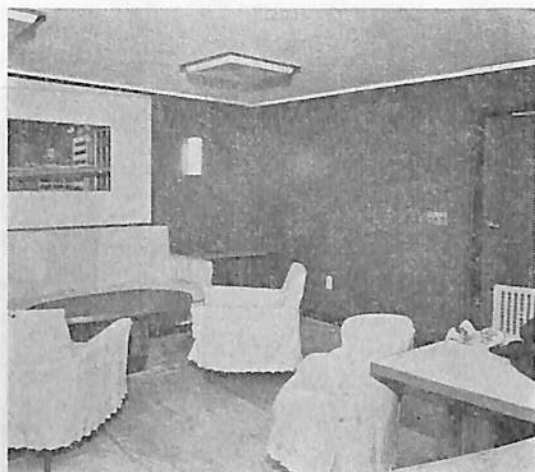
本船の居住区設備は、特に居住性とメンテナンスの向上に留意して計画されている。

居室は部員クラスに至るまで個室で配置されており、次席士官以上は各室に洗面所を備えている。

居住区はすべてメラミン化粧板を使用している。色彩は公室、私室に分けて使用されており、さらに士官クラスは明るい木目 (ジャパウッド)、部員クラスは布目模様。通路はアイボリーの無地と変化に富んでいる。床はすべてライトグリーン色のビニールタイル張、家具は上席クラスを除いてすべて鋼製メラミン焼付塗装家具が使用されている。通路の曲り部分にはステンレスの R 柱また室内は耐蝕アルミニウムのジョイナーを用いた。

次に主要な各室の概要を説明する。

- 1) 応接室 端艇甲板のフロントに位置して隣にテーパーントリーを持つ。この室はチーク柁模様のメラミン化粧板張壁に白色の大理石模様のビニールタイルフローアをコントラストさせた近代的感觉の内に着着のある重厚さを求めて計画された。舷窓は 600×400 とひときわ大きくなつており、家具はチーク柁、椅子類は既製品



応 接 間

をそのまま採用したが充分満足出来るもので、また斬新なスタイルが一層室に好ましい調和をあたえている。

ソファの背壁には東京丸にちなんだ、大東京の断面をわが国独特の漆絵の手法で表現した。

- 2) 船長室 左右舷に通して配された広い室は、ビックルドマホガニー模様のメラミン化粧板を壁に、淡いグレーのビニールフローアと、柔かい調和をかもし出している。家具はマコレの表装張りで、壁からつき出した大きな事務机、安楽椅子 3 脚を前に長いソファが配されている。

- 3) 士官食堂および喫煙室 士官食堂は淡いグレーの柏模様の壁に若草色のフローアタイルで仕上げ明るい清潔な感じを強調した。

喫煙室の壁は桜柁目の模様で、おちついた雰囲気を出している。両室を通じて椅子類は先に示した既成品で、モダンな感覚が好ましい。

舷窓取付位置は一段低くなつており、座したままで洋



船 長 居 室



船長 寝 室



日 本 間

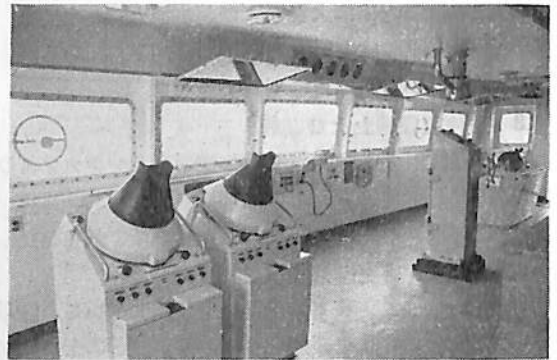
にととのえ、ビニール障子を舷側にあしらった。入口には床に那智石を飛ばし、壁灯も和風の既成品である。簡素の内にも詳細にわたって注意深く造られている。

5) 操舵室 室内は海図台を中心に大略左右対称に配置され1400×600のワイドな角窓により四方が見渡らせる理想的空間を構成している。

6) 厨房 全面に内張をほどこした厨房は広く配置され、直接部員食堂および士官食堂にセルフサービスされるよう配置されている。



士 官 喫 煙 室



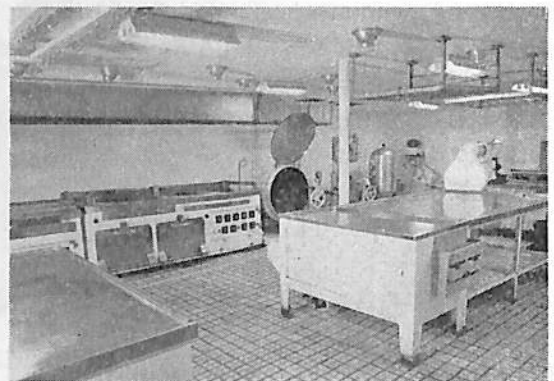
操 舵 室



食堂およびセルフサービス用食器棚

上が見られるよう考慮されている。

4) 日本間 本船の娯楽室として計画されたもので、壁は砂子の感じを出した明るいビニールクロス張、床にカーペットを敷きつめ、家具も塩地を用い和家具風



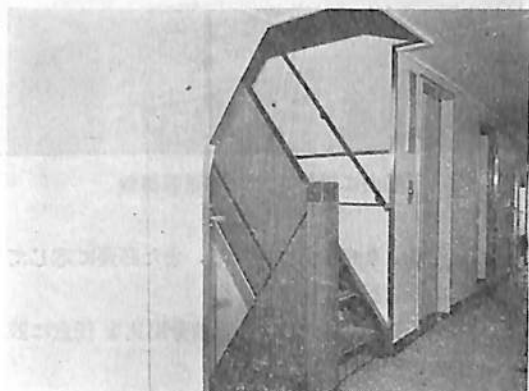
厨 室

3.4 暖冷房装置

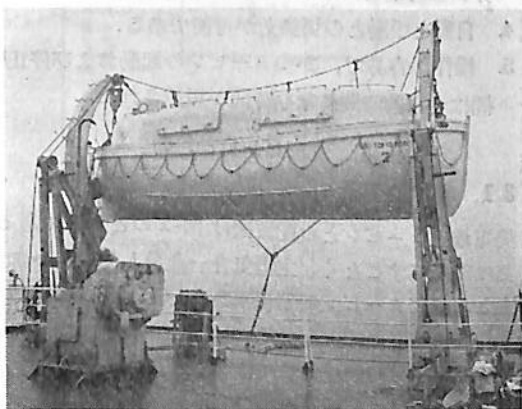
本船の暖冷房装置にはスチームジェット方式を採用している。冷房時の能力は 190,000 kcal/hr; 暖房時は蒸気量を調節することによって所要の能力を発揮できるよう計画されている。

3.5 エレベータ

操舵室の一層下の船長船橋甲板より、機関部中央制御室のある機関室ボイラーフラットまで計6個所の停止位置を持つ自動式エレベータを設けてある。要目は次の通りである。



通路およびエレベータ入口



救命艇

6人用、自動開閉式内外扉付、500 kg×60/15m/min. これにより甲板部、機関部ともに煩雑な階段昇降をまぬがれ、また機材の運搬が容易となり、乗組員の能率向上に寄与するところが大きい。

3.6 舵取機

舵取機は、ロータリ・ベーン型電動油圧式(370T-M)である。転舵可能最大舵角は各舷40度として、低速航行時の操縦性の向上を期している。

操舵装置は複式ジャイロ・パイロット・システムを採用している。

3.7 救命艇

8m型、44人乗の鋼製救命艇を、各舷1隻ずつ搭載している。本船の救命艇は従来の取外し式カバーに代るものとして、アルミニウム製固定キャノピーを備え、艇体内部および艀装品のメンテナンスの向上を計るとともに、カバー着脱作業の労を省いている。

3.8 防火および消火装置

防火装置として、荷役作業中および航海中の浮遊ガスによる爆発事故を未然に防ぐため、次の個所にガス検知、警報器を設けた。

ファンルーム空気取入口

士官および部員喫煙室

甲板部事務室

機関室内カーゴ・ポンプ・タービン附近

機関室、ボイラースペースおよびポンプ室に対してはキディ式CO₂消火装置(45.4kg入CO₂ボトル204本を装備)を設備している。更にボイラースペースに対しては31kg入CO₂ボトル1本を持つホースリール式CO₂消火装置を2組備えている。

貨油槽に対しては、上甲板上にポータブルホースおよび固定ターレットによる泡沫消火装置を設備し、泡沫原液は規定所要量の2倍を有している。

居住区に対しては、東京タンカー株式会社の安全設備基準に従って、泡沫消火器を法規要求数以上に増加配置するとともに、各居室に小型泡沫消火器を各1個ずつ配置している。(続)

海技入門選書

商船大学教授 横田利雄 著

航海法規

A5 上装 130頁 ¥230円(〒70)

目次

- 第1章 総説
- 第2章 灯火および形象物
- 第3章 音響信号
- 第4章 航法
- 第5章 特別規則
- 第6章 海員の注意事項
- 第7章 遭難信号
- 第8章 操舵号令
- 附録 海上衝突予防法、港則法抜萃、特定水域航行令

東京丸に装置したタービン発電設備の自動化

東京芝浦電気株式会社
電機技術部

1. ま え が き

船舶の操船、推進機関、荷役設備、電気設備および各種補機などの個々の自動化の進展はめざましい。当社はこれら設備の自動化に貢献してきたが、この度、石川島播磨重工業横浜第2工場で完成した東京タンカ向15万トン油槽船“東京丸”にタービン発電設備および荷役設備の自動化した装置を納入した。ここではタービン発電設備の自動化の概要を紹介する。

本船のタービン発電設備として、下記2組のタービンならびに発電機がある。

1) タービン

形 式 横置一段減速歯車付多段衝動タービン
回 転 数 9551 R. P. M
蒸気条件 抽気蒸気 31.6 kg/cm² 432°C
緩熱蒸気 31.6 kg/cm² 359°C
背 圧 0 kg/cm²

2) 発 電 機

形 式 全閉海水冷却横形
極 数 2極
容 量 1.375 kVA
電 圧 450 V
周 波 数 60 c/s
力 率 0.8

時間定格 連続

本自動化設備は、これらタービン発電設備を中央監視盤の押釦操作によつて、図-1に示すごときブロック図のシーケンスにより、自動的に動作することが出来るようにしたものである。

2. 特 徴

本設備の主な特徴は次のとおりである。

1. 本設備はタービンの起動、発電機の同期投入、負荷分担および負荷移行、タービンの停止の5ブロックに分けた。これら5ブロックを中央監視盤の押釦

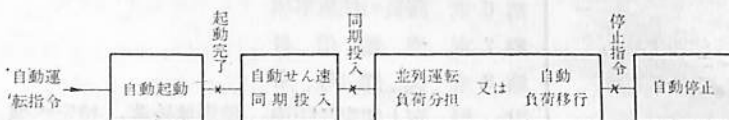
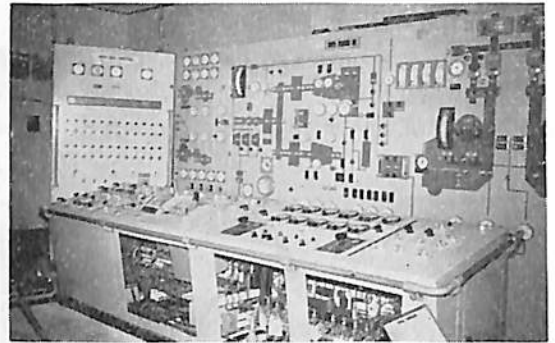


図-1 自動運転ブロック図



船内に設置された遠隔制御盤

の操作により自動的に行える。また必要に応じてブロックの選択が出来る。

2. 並列運転中の発電設備の負荷分担比を任意に設定出来る。
3. 本設備の構成部品である自動同期装置、自動負荷分担装置などにトランジスタを用いた。
4. 自動と手動との切換えが可能である。
5. 操作が容易で、かつタービンの起動および停止時間は合理的の時間になり時間が短縮された。

3. タービン自動起動

3.1. 概 要

発電機とタービンとの配置図は図-2のとおりである。蒸気は図に示すごとく、主蒸気弁→危急しや断弁→加減弁をとおつてタービンの羽根車をまわし、さらに排気弁を通つて排出される。起動時には、タービン速度が規定速度のほぼ半分に達するまでは油圧が確立せず、ある油圧になつて危急しや断弁が自動的に開く。従つて、その速度をうるため危急しや断弁および加減弁をバイパスした起動用蒸気弁を開く、そして、起動用蒸気弁で危急しや断弁が全開するところまで速度をあげれば、加減弁による増速可能となり、規定速度で起動用蒸気弁を全開にする。次に油系統は、運転時にはタービン軸にとりつけた注油ポンプにより全系統の油が供給される。また、起動時には補助油ポンプを起動して給油する。停止時にも補助油ポンプを駆動し油切れを防止する。ここでは自動運転指令によりタービンが自動起動し、起

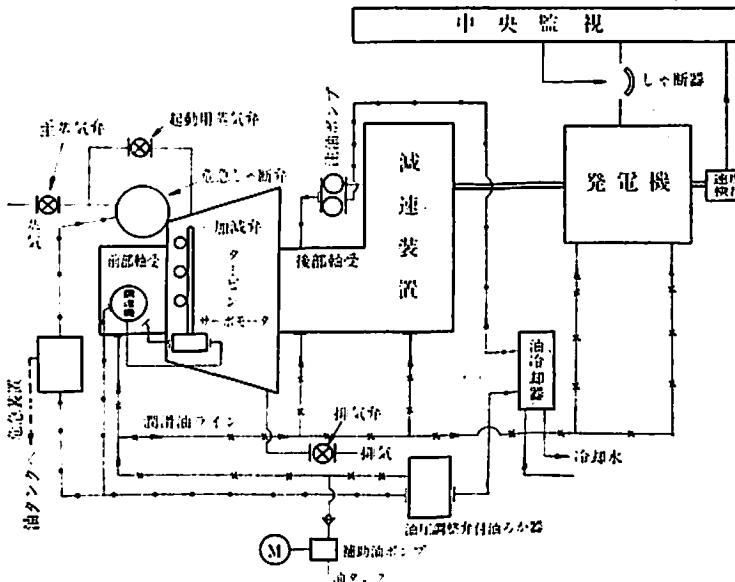


図-2 配置説明図

動完了するまでの動作を図-3のタービン自動起動のブロック図に従い説明する。

3.2. 動作説明

タービン自動起動は次の3つに分ける。

1) 起動準備から第一段増速

自動起動の指令によりドレン弁、冷却水弁など各種弁を開き、補助油ポンプを起動する。起動用蒸気弁が断続的に開き、タービンはまわり始め、さらに起動用蒸気弁が開くにつれて増速する。この変化は発電機軸端に取付けた速度検出器で検出出来る。次に、ある回転数で起動用蒸気弁の操作を一時中止しタービンの暖機時間をとる。この時間は限時継電器であらかじめ定めることができる。

2) 第二段増速

ある暖機時間後、タービンは起動用蒸気弁によつてさらに第一段増速よりもさらに大きな増速率で第二段増速にうつる。なお起動用蒸気弁を全開してもタービン発電機の速度が61c/sに達しないときは、調速機用電動機を駆動し61c/sまで増速する。

3) 起動用蒸気弁と加減弁の切換

第二段増速でタービン速度が61c/sに達すると起動用蒸気弁を閉め、タービン速度を減速し、59c/sになると調速機を起動しタービンを増速させる。再び61c/sになると起動用蒸気弁を閉め、また59c/sになると61c/sまで加減弁で増速させる。このようにタービンの速度を59c/sと61c/sの範囲に保持しながら起動用蒸気弁を閉め、加減弁を開いて起動用蒸気弁から加減弁への切換えを行う。そして起動用蒸気弁が全閉となり、発電機の速度が59c/s以上、発電機の電圧が定格の80%以上になつたときこの操作が終了、タービンの自動起動が完了する。なお発電機電圧が確立しないとき、起動用蒸気弁が開かないときなどは、タービンは起動完了せず停止する。

4. 発電機の自動同期投入

4.1. 概要

交流発電機を他の発電機と並列運転するには、まず投入する発電機の発生した電圧、周波数、および位相が他の発電機の電圧、周波数、および位相と一致するときに

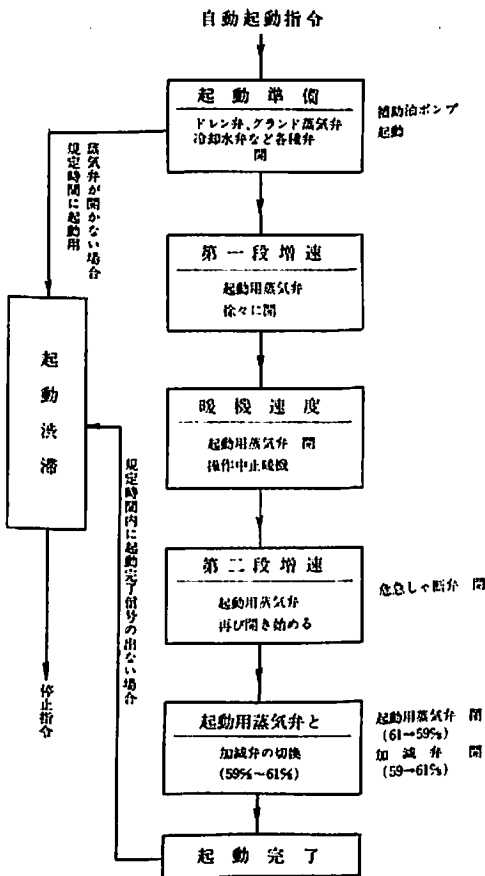


図-3 タービン自動起動ブロック図

しや断器を投入すれば円滑に同期投入が行われる。

従来、船内ではこの並列運転に手動にて原動機の調速機を操作し、同期検定期または同期検定期表示灯などを用いてこの条件を検出し、しや断器を投入していた。しかし位相検出の方法に熟練を必要とするため近年強制同期投入方法を用いることもあつた。これは発電機の電圧、周波数の条件さえほぼ一致していれば位相をあわせることもなく、限流リアクトルを介して直接同期投入を行う方法である。しかしこの方法では発電機周波数差が大きいとき、または両機の定数が大きくひらいているときには同期投入しにくいことがある。そのうえ限流リアクトルの選定にもよるが投入時100%以上の突入電流が流れる欠点がある。本船に用いた自動同期装置はこれらの欠点をおぎなつたトランジスタによる小形のものである。

次にこの装置について説明する。

4.2. 動作原理

本装置の動作原理は発電機出力電圧と母線電圧との間に生ずるビート電圧をパルス変換し、トランジスタ論理回路により母線側を基準として発電機側周波数の遅速を判断し、低い場合には周波数上げ信号を、逆に高い場合には周波数下げ信号を出し、発電機駆動原動機の調速機用電動機に正逆転指令を与えて周波数差を規定値内に調整し、かつ電圧差が設定範囲内にある条件で投入指令を出す。図-4は発電機自動せん速同期投入装置のブロック図である。本図でわかる如く本装置は調速機用電動機の正逆転の指令を与える原動機速度制御をする自動せん速部と、条件のそろつたとき同期投入の指令をしや断器に与える自動同期投入部からなる。

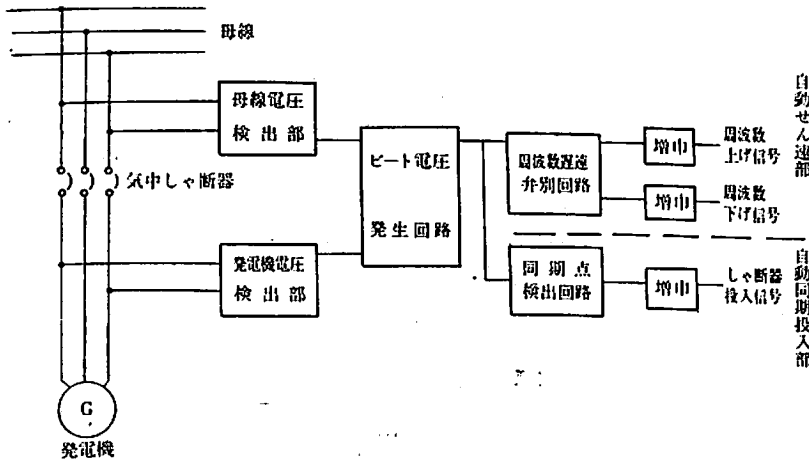


図-4 発電機自動せん速同期投入装置ブロック図

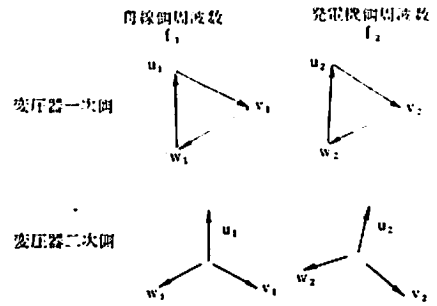


図-5 検出部電圧成分

1) 自動せん速部

図-5はこの装置の検出部変圧器の母線側および発電機側の電圧の各成分の関係を示したものである。次に各電圧の成分を図-6のごとく合成すると母線側と発電機側の周波数差の遅速により位相の違ったビート電圧が生じる。各合成電圧の位相関係は u_1-u_2 を基準にすると図-7のごとくなる。図-7からわかるごとく $f_1 > f_2$ と $f_1 < f_2$ とで b と d との位相が逆になつている。すなわち $f_1 > f_2$ つまり母線周波数に対し発電機周波数の低い場合には、各合成ビート電圧の順序は a→b→c→d→a であり、 $f_1 < f_2$ の場合の各合成ビート電圧の順序は a→d→c→b→a である。この関係を同期検定期と比較して示したものが図-8である。

本装置のせん速部はまず a を記憶し、次に b がくるか d がくるかを検知することにより周波数の遅速を判断し、c で記憶を打消すことにした。

2) 自動同期投入部

本装置の同期投入部は c から a がくるまでの時間がある値に定め、その設定時間より早く a がくれば（周波数差が大きいことを示す）投入信号とはならず、設定時間よりおそく a がくれば投入信号となることにした。

4.3. 動作説明

タービンの起動完了後、自動並列運転指令により自動せん速同期投入装置の検出部に母線側 PT 二次回路と起動側 PT 二次回路が接続され、上述の原理により周波数の遅速を検出し、起動側発電機の調速機用電動機を制御して両機の周波数差が設定値範囲内に追込む。更に両機の出力電圧差が設定

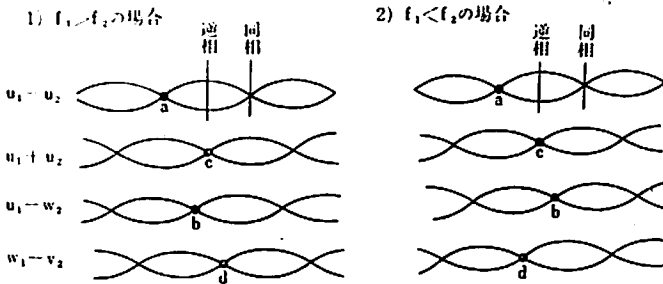


図-6 合成ビート電圧の位相関係(1)

点	$f_1 > f_2$	$f_1 < f_2$
a	0°	0°
c	90°	90°
b	60°	120°
d	120°	60°

図-7 合成ビート電圧の位相関係(2)

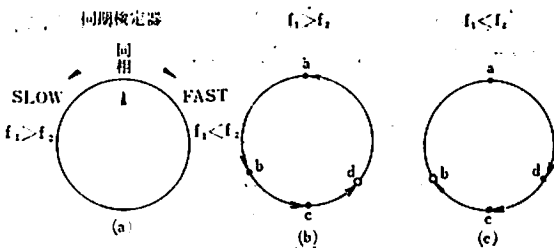


図-8 同期検定器とビート電圧の関係

値範囲内にあれば、しや断器の投入時間に相当する相差角だけ同位相の位置より進んだ相差角(時間的にはやく)で、しや断器に同期投入指令が出る。

本船の場合、発電機には自動電圧調整器があり、つねに電圧は設定値範囲内に維持されているものとして計画した。もしなんらかの原因で電圧差が設定値範囲外にあるときはあらかじめ警報を出し、電圧差が大きいことを表示し、手動にて発電機界磁調整器を調整しすみやかに同期投入するように考慮してある。

5. 発電機自動負荷分担および自動負荷移行

5.1. 概要

自動同期装置により交流発電機を並列投入した状態では、被並列機の調整機は無負荷の状態にあるので負荷を分担することが出来ない。図-9は発電機自動負荷平衡のブロック図である。本装置は本図からわかるごとく両発電機の有効電力を電力電圧変換器によつて検出して比較し、その誤差分を増幅してパルス変換し、自動せん速装

置の場合と同様なトランジスタ論理回路によつて調速機の制御指令を発したうえ、負荷分担率が一定になるよう調整動作を行うものである。また負荷移行のときは、さらに調速機を負荷を移行するように制御すれば、他方の発電機の負荷は減少し、ついに全負荷の数%付近になつたとき、比較回路に接続された零電力継電器によつて負荷のない方の発電機のしや断器を引外す。

5.2. 動作原理

本装置はブロック図に示す如く kW 検出器、比較回路、パルス変換回路、増幅回路などからなる。図-10は kW 検出器回路特性、図-11は比較回路特性を示す。W₁ は発電機 G₁ の分担する負荷に相当し、W₂ は発電機

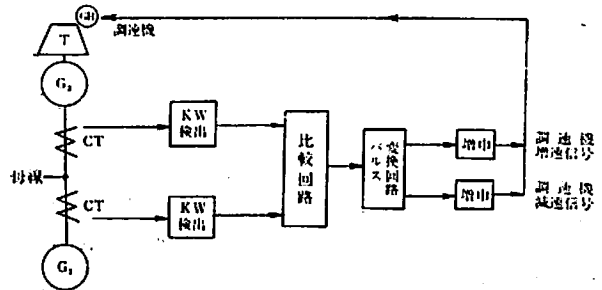


図-9 発電機の自動負荷平衡ブロック図

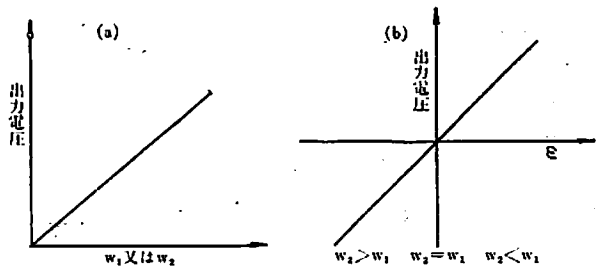


図-10 検出回路特性

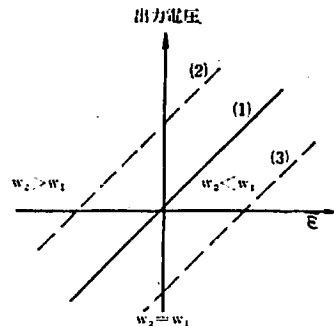


図-11 比較回路特性

G_2 の分担する負荷に相当する。図-10 (b) に示した ϵ は両発電機の分担する負荷の割合を示す。すなわち

$$\epsilon = W_1 - W_2$$

図-11 は可変抵抗器によつて発電機の 負荷分担率を変えたところを示す。本図で(2)の場合は比較回路の出力電圧は正となり、従つて2号機は1号機より ϵ だけ多く負荷を分担することになる。(3)の場合はこの逆に1号機は2号機より ϵ だけ多く負荷を分担する。

このようにして、発生した比較回路の出力電圧はパルス変換回路によつて変換し、出力電圧が大きければ大きいほどパルス間隔を小さくする。例えば、両発電機の負担する負荷の量が設定された負荷分担率に相当した負荷の量との差が大きい場合に、パルス信号は頻繁にでて分担率に相当したものにすみやかに接近せしめ、またこの差が小さい場合に、パルス間隔が大きくなつてゆつくりと目標値に近づけるよう調速機に信号を与える。

5.3. 動作説明

自動負荷分担は上述の原理により並列運転の原動機の負荷がある比率に設定値に分担させて運転するものである。場合によつては全負荷を片側に、片一方の側を無負荷にすることも出来る。しかしながら負荷変動に対して不安定になることを防ぐため、ある範囲の DEAD-BAND をもたせたので極端な比率で設定した運転は好ましくない。

本船の場合、自動運転している発電機、つまり起動側の発電機のタービンの調速機が本装置によつて制御され、相手側発電機の周波数に追随する。従つて、負荷が増加し調速機の調定率に従つて系統の周波数が下つた場合には、非制御側つまり母線側発電機のタービンの調速機用電動機を手動にて駆動し、目標値に設定する必要がある。

負荷移行のときは、上述の自動負荷分担装置の kW 検出器を短絡し負荷分担比率の設定に関係なく、例えば起動発電機に負荷を移行する場合には、起動発電機の調速機を負荷が移行するように判断する。そして、いままで運転中の発電機の負荷がわずか数%になつたときに、比較回路に接続された零電力検出継電器によつてしや断を引外し、その発電機は無負荷運転をつづける。

図-12 は負荷移行時における系統の周波数変化を示したものである。まず母線側発電機が自動同期投入された場合を考える。自動負荷平衡装置は自動負荷移行の指令で起動側発電機の調速機を増速側に操作する。同期点で起動側、母線側とも f_0 の周波数であつたものが負荷移行の途中では両機とも f_1 となり、負荷が全部移行した点では f_{B0} になる。従つて系統の周波数は $f_{B0} - f_0$ だけ

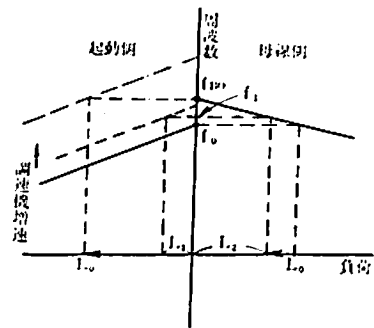


図-12 負荷移行のときの系統周波数変化

上昇する。よつて周波数—負荷特性の勾配の大きな原動機では周波数変化に注意する必要がある。この周波数の動は片方の原動機のみを制御することに起因している。なお本船の場合、周波数の修正は手動に切換えて調速機を制御して適当な値に設定する。

6. タービン自動停止

タービンは発電機のしや断器がトリップした無負荷の状態では停止指令を出せば図-13のブロック図のように停止シーケンスが進行する。すなわち、

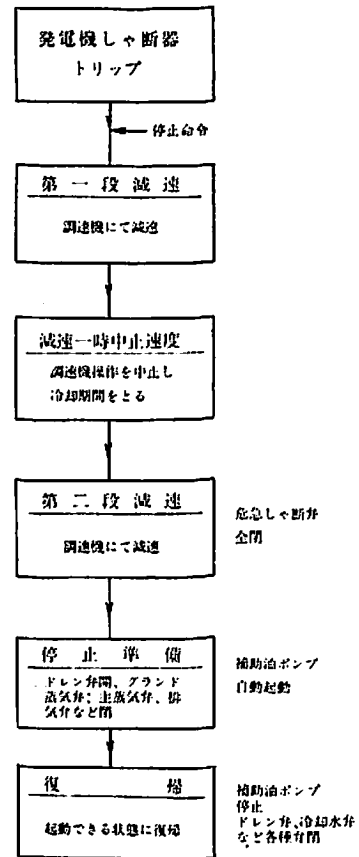


図-13 タービン自動停止ブロック図

1) 第一段減速から一時中止速度

停止指令により加減弁が動作し、タービン発電機はほとんど減速し速度検出器により一時減速を中止する。

2) 第二段減速から停止準備

ある時間冷却した後、第一段と同極タービン発電機を減速し、油系統油圧も低下し圧力スイッチにより補助油ポンプを自動起動する。油圧低下により危急しや断弁全閉し、タービン発電機は慣性で回転し減速する。さらに主蒸気弁、排気弁、グラウンド弁などを全閉し、ドレン弁は開いてタービン内およびパイプ側のドレン抜きをする。ドレン抜きがおわりドレン弁、冷却水弁を閉じ、さらに補助油ポンプを停止させ、タービンは再起動出来る状態に復帰して運転が終了する。

7. 保安装置

本装置にはいろいろな保安装置を設備した。ここにその主なものを紹介する。

1) 再起動

タービン発電機を停止しているとき、また運転に入るとき他のタービン発電機の調子がよくないとき、また負荷が急増して再び運転を必要とする場合には、停止シーケンスを完全に最後になるまに起動シーケンスに切換えることが出来るようにした。

2) 再同期投入

起動用発電機に自動同期投入指令を出したにもかかわらず同期化に失敗したとき、または運転交代してしや断器をトリップしたまま無負荷運転しているとき、発電機を自動同期投入装置を使つて母線側に同期投入することが出来る。

3) 起動渋滞

排気弁が開いてから設定時間内に起動用蒸気弁がなんらかの原因で開かなかつたり、蒸気条件がわるく増速系統が完全に動作しなかつた場合、タービンは自動停止する。

8. む す び

上述のごとく、本装置はタービンの起動、発電機の同期投入、負荷分担および負荷移行そしてタービンの停止にいたるまでの操作を自動化したものである。これらの装置は、船内の補機の状態に応じて、中央監視盤から自由に選択運転出来るようにしてある。また継電器、計器などの制御用品にはとくに耐震性、耐衝撃性、耐温耐湿などあらゆる船特有の苛酷な条件に耐える器具を用い、かつ信頼ある運転が行えるよう考慮した。

船舶の機器の自動化装置には信頼ある優秀な製品が必要とされ、今後、さらに船用各種機装品の自動化の研究をすすめたいと考える。

おわりに、本装置製作のためいろいろとご指導を頂いた石川島播磨重工業(株)の関係各位に厚く御礼を申し上げる。

海 技 入 門 選 書

東京商船大学学長 浅井 栄 資 共著
東京商船大学助教授 巻 島 勉

気 象 と 海 象

A5判 170頁 定価 480円(〒70円)

目 次

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

第6章 温帯低気圧(旋風)(暴風雨そのI)	
6.1 暴風概説	6.2 低気圧の発生から衰滅まで
6.3 低気圧の構造と天気	6.4 低気圧の進路と速力
6.5 低気圧による海難	
第7章 熱帯低気圧(台風)(暴風雨そのII)	
7.1 熱帯低気圧概説	7.2 台風の発生
7.3 台風の進路と速力	7.4 台風の構造と天気
7.5 台風の猛威と被害	
第8章 霧	
8.1 霧の発生原因	8.2 霧の発生地域と季節
8.3 霧と海難	
第9章 天気予報と予察	
9.1 海上で入手できる天気予報	9.2 天気図と書き方と見方
9.3 海上での天気予察	
第10章 波のうねりなど	
10.1 風浪	10.2 うねり
10.3 いろいろな波	
第11章 潮汐と潮流	
11.1 朝汐	11.2 潮流
11.3 海峡および湾内の潮汐と潮流	11.4 潮汐表とその利用
第12章 海 流	
12.1 風による表面波流	12.2 世界の主な海流
12.3 日本近海の流れ	12.4 海流に関する現象
第13章 海 水	
13.1 海水の物理的性質	13.2 海水の種類
13.3 世界の主な海水、氷山	13.4 日本近海の海水
13.5 氷海の航海	

諮問第 13 号に寄せて

へりつくす

昭和 41 年 2 月 14 日開かれた造船技術審議会において、運輸大臣より「諮問第 12 号に対する答申に関連して、当面、研究体制を刷新充実するための具体的方策如何」との諮問がなされた。いわゆる「諮問第 13 号」と呼ばれるものである。

その「趣旨」として「さきに、昭和 40 年 7 月 8 日本審議会に対して“巨大船建造の技術的問題点およびその対策如何”を諮問し（諮問第 12 号）、これに対し昭和 40 年 12 月 17 日付の本審議会の答申には、今後の研究を効果的かつ効率的に実施するために、船舶技術研究所を整備充実して研究の促進をはかり、大規模な試験設備は、官民の共同施設として設置するための検討を行なうべきこと、および社団法人日本造船研究協会を、自らも分担して研究を実施しよう改組強化するための検討を行ない、この場合必要に応じて官民の協力による特殊法人化についても検討を行なうべきことが示されている。本諮問は、上記答申の具体化のために、当面、船舶技術研究所および社団法人日本造船研究協会における研究体制を刷新充実するための方策についての指針を求めようとするものである」と附記されている。

これに対する答申をこの 7 月ころまでに期待し、来年度の造船予算要求に反映させ、研究予算の確保を目指しているようである。比較的短期間の取組みであるから、審議会のロードは大変であろうが、世界一造船国の面目にかけても、他国にひけをとらない立派な答申のあるよう、造船技術に関心をもつもの一人として心からなる声援を措きまい。

この諮問の内容は 2 つに分けられる。1 は船舶技術研究所の整備充実であり、他は日本造船研究協会の改組強化である。もつともこの両者が現在の日本造船界の必要とする研究を、直接推進している公的機関であるから、これらの研究体制を刷新することは、即わが造船界の全研究体制を考えることになるだけに、その影響するところは大きく、各造船所所属の研究機関にしても、あるいは造船関係の学会、大学にしても、決して無関心ではあり得ない。

船舶技術研究所は昭和 38 年 4 月に運研から船研と看板を変え機構を再編成したものであり、昭和 39 年 12 月の諮問第 9 号答申書中においても「研究体制の整備について」船研のあり方に対して言及されている。一方造船研究協会については、同答申書の要望に応じて造船技術開発協議会を、昭和 40 組 10 月に

併置したばかりである。このような体制改善に着手し、まだその実効を確める時間もないうちに、追っかけて今度の諮問が出されたものである。元来、研究体制のような問題は技術の進展、環境の変化などに応じて随時議論されねばならぬことであるから、何らかの形で早晚提起されるべき性質のもので、したがって改革論が早く出たというのでもない。また現在がもつとも適切な時点であつたか否かを論ずるつもりもない。しかし上述の改変、施策の成果さえ充分の見極めなくして次の手をうつことを考えねばならぬことは、第 9 号答申の、あるいはその具体的対策の不備、不満を表明したことにならないであろうか。

こんな体裁論で紙面をつぶすものではない。もつと具体的な話を進めよう。

船舶技術研究所については、「整備の充実」「研究の促進」が指摘されている。しかしこれは 12 号答申で既に出されているもので、も一度その具体策を詳細に訊かなくても、業界の意向を話し合いながら政府自らの決意で進められるのではなからうか。そう考えると「大規模な試験設備は官民の共同施設とする」のが、この諮問の本当のネライであると気をまわしてもみる。

この考えはたしかに新しい考え方である。われわれ民間では大規模な各種の試験設備は持ち切れないし、重複しても不経済だし、稼働率からも一ヶ所に集めて有効に運営することが国全体として有利であることから、産業振興策の一つとしても政府で設けることが従来から考えられていた。ところが造船業も漸やく世界一流となり、各造船所としても体裁上にもその買上げに見合う研究試験設備くらいは、ある程度具えておく必要も生じてくる。一方、政府予算接衝においても、今日の日本造船の実力からして、全面的に税金にのみ依存すべきものではなく、自力研究開発の方向にも従進するような意見も当然出てくることであろう。もちろん政府予算獲得については、その担当窓口で最大の努力を払っていることを疑うものではないが、日新月歩の技術革新に対して、政府予算だけではとても追い付けない。実際の民間造船工業では大型船建造設備の建設に手一杯で、とても研究試験施設にまでは、手が廻りかねるのが実情である。しかし研究試験をおろそかにすることは出来ないから、なお一層、国立研究所の設備拡充強化を要望する。これに対して政府としてもその情勢に即応しきれない。特に研究要員の確保については直ぐの間に合わない。もちろんこのような傾向は今に始まった現象ではないので、せめて政府設

置の研究試験施設の民間への開放を答申しているのが、これまでの考え方であつた。それが今度の第13号諮問では「官民の共同施設」となつているのであろう。

たしかに現在の日本造船業に対する国立船舶技研のあり方は、再検討されなければならない問題であらう。極東の一隅における新興海運国日本をだけまかなつた戦前の造船業は、今や全世界造船の半分を引受けている輸出造船国に一大躍進をしているのである。それはただ建造量のみで築かれているようであるが、その裏付けとしての造船技術の革新的研鑽が積み重ねられているのである。この造船国としての栄誉を今後とも保持、拡大してゆくためには、官民一致してこれまで以上の努力研究を要することは論をまたない。それに対して国家予算の延びだけを期待していたのでは、明らかに間に合わない。当然一人立ちの出来た民間造船業も片棒かつぐべきだとの考え方が出てくる。

これは第13号諮問の冒頭に「諮問第12号に対する答申に関連して」と書かれているように、巨大船舶の技術的問題点として、特に船用推進主機の国内開発についての諸施設が大きく採り上げられていることから、由来したこともあるが、この問題をつきつめると、この種の大規模な試験設備は、どこへ設置するのが最適であるか、またその効果をもつともあげ得る機軸はどんな形であるか、ひいては造船研究にもつとも有効な体制は、果して要員その他でしげられる国立研究所であるかどうか、というような基本的な問題にまで及ぶのである。

しかし実際問題として、そんな理想論だけを云々している場合ではない。現実即して一歩ずつ解決する方向に進まざるを得ない。現在の日本造船業から船舶技研に対してもつとも切望している問題は、船型試験の処理能力増強ではないかと考えられる。船型試験は今日の激増した輸出造船工事の一環として、欠くべからざる業務となつて了つている。このこと自体が考えてみればおかしな話ではあるが、実情がそうであることは認めざるを得ない。造船業務の他のすべての分野は、当然造船所自身が処理しているのであるが、船型試験だけは水槽を通らざるを得ない。それだけに目白水槽には依頼試験が殺到して、担当者は悲鳴をあげているのである。しかし、わが輸出船をより一層進展させるためには、このネックを開闢することが緊急命題であらう。すでに大造船所では自家用水槽を用意しているものもある。しかしこれとても急場の間に合わせられるも

のでもない。どうしても今までである水槽設備をフルに稼動するしか当面、処置のしようはないのである。この解決だけはこの機会に充分討議して頂かねばならぬことである。当局者がこの能力増強に苦慮していることはよく了解しているが、そんな狭い場面、視野だけの糊塗策では解決とはならない。官庁機構による能力の限界とか、他の遊休水面の利用（例えば目黒水槽）とか、もつと大きく手をうたなければならぬことであらう。

次に日本造船研究協会についての希望を述べたいのであるが、もう紙数が少いから簡単に触れておこう。

諮問には「自らも分担して研究を実施する」「官民の協力による特殊法人化」の二方向が明示されている。ズバリ申し上げると、筆者としてはいずれにも賛成しかねる。それは第2の船舶技研を作ることになるだけである。それなら現在の船研の拡充と大差はない。もつとも船研と造研とを一丸として特殊な法人の一大総合研究所を最終の目標としているのかも知れない。しかしそのような場合が実現したとしても、やはり民間造船産業界だけで協力する共同研究の場—それが現状の社団法人日本造船研究協会の姿であるが、そのようなものがあつてよいのではなからうか。造研が創立以来10数年間、果たした役割は世界独得のものであり、他産業界に比類をみない、もつとも効果のあがつている共同研究体制である。内側からみるといろいろの不備不満はあることだろうが、それを整備強化せんとするあまり、換骨奪胎したのでは元も子もなくなると言いたい。そうでなくても造船界は自由競争が激しく利益なき繁忙にあえいでいるのに、これ以上に研究面でまで設備競争などになつては、国家全体としての損失は莫大なものとなるだろう。それにしても現在の日本造船業界が共同研究課題を設定して、自己分担金に政府からの研究補助金を加えて、不満足ながらも自分たちの協力で仲よく共同研究が行なわれているという制度は、まことに結構な有難い考え方であり、これを崩す方向に促進する必要がどこにあるのだろうかと疑問をもつものである。

今度新たに編成された造船技術審議会企画部会は、わが国造船技術の振興にもつとも意を注いでいる協会、学会、造船会社を代表して編成され、その答申内容には充分の裏付けと実現性を伴うことを疑わない。ただ短時日の作業のため実情の把握、解析、運営の見通しについての充分な検討の余裕のないことをおそれる。関係者諸賢の明快な第13号答申をお願いするものである。(41.3.8)

東京丸に搭載された超音波食器洗淨機

ふた がわ ひろし
三 川 博
日本電子機器株式会社
電子機営業課長

はじめに

世界最大のタンカーとして現在望み得る世界最新の各種装置、機器を設備した東京丸厨房室に ^{ビティ}VITY 超音波食器洗淨機が設置された。もつとも新しいエネルギーとしてエレクトロニクス界の話題を集めている「超音波」を応用したこの食器洗淨機は、世界最大の新鋭タンカーにはまことに似合いの組み合わせといえよう。

超音波とは

普通われわれが音を考え音として聞いている音波は、せいぜい低い音で30サイクル、高い音で18,000サイクル程度であり、超音波とはこの範囲外の、人間の耳には聞こえない超高音のことをいつている。こうもりが超音波を空气中に発射し、その反射音を聞きながら障害物を避けて素早い飛翔をしていることはよく知られたことであり、犬等かなりの動物は超音波を聞きとる耳をもっているといわれている。超音波をこうもりのように空气中に発射することを利用する方法には、距離の測定、液面の測定、探傷等主として計測的利用法にすぐれた応用面があるが、一方これを液体中に発射すると非常に面白い現象をあらわし、他の方法では得られないすばらしい洗淨効果を発揮する。液体中に放射する超音波の強さを徐々に強くしてある一定の強さに達すると、いわゆるキャ

ビテーション現象（空洞現象）と呼ばれる現象を生ずる。この現象は、超音波が液体中に伝播するとき、液体の圧力の低い部分が真空状態に近づいて、液体中に溶けている空気の小さな泡をつくり、次に圧力が高くなつたときこの泡をおしつぶしてしまう。この押しつぶされるときに、想像もできないような衝撃的な力を出すのである。このくり返しが、1秒間に2万回から数十万回繰り返されるから、短時間に非常に大きな働きをすることになる。このエネルギーを洗淨に利用したのが超音波洗淨機であつて、今や時計部品の洗淨から自動車部品の洗淨にまで広く応用され、産業界にはなくてはならないものになつている。

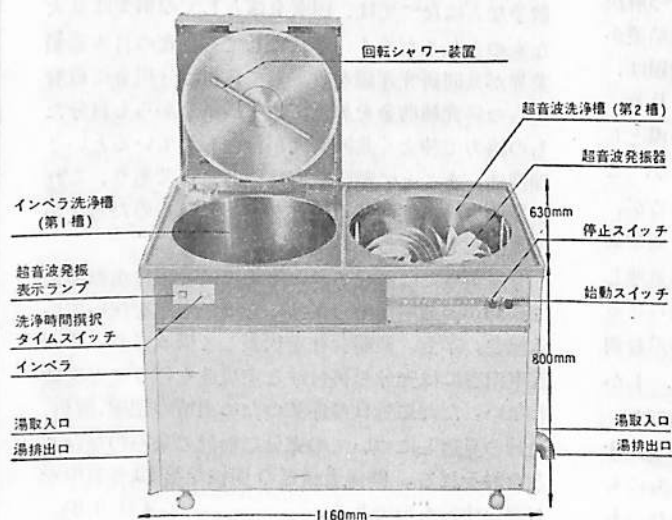
超音波洗淨の大きな特長は(1)手先や機械の届かないようなどんな隅までも洗淨できる。(2)油脂分を乳化(水に溶かし込む)する。(3)付着した澱粉、蛋白等を剝離する。(4)細菌類を破壊、殺菌する(ただし完全殺菌にはかなりの時間を要する。)……等画期的なものであり、この特長はまさに食器の洗淨にはうつつけのものである。

概 説

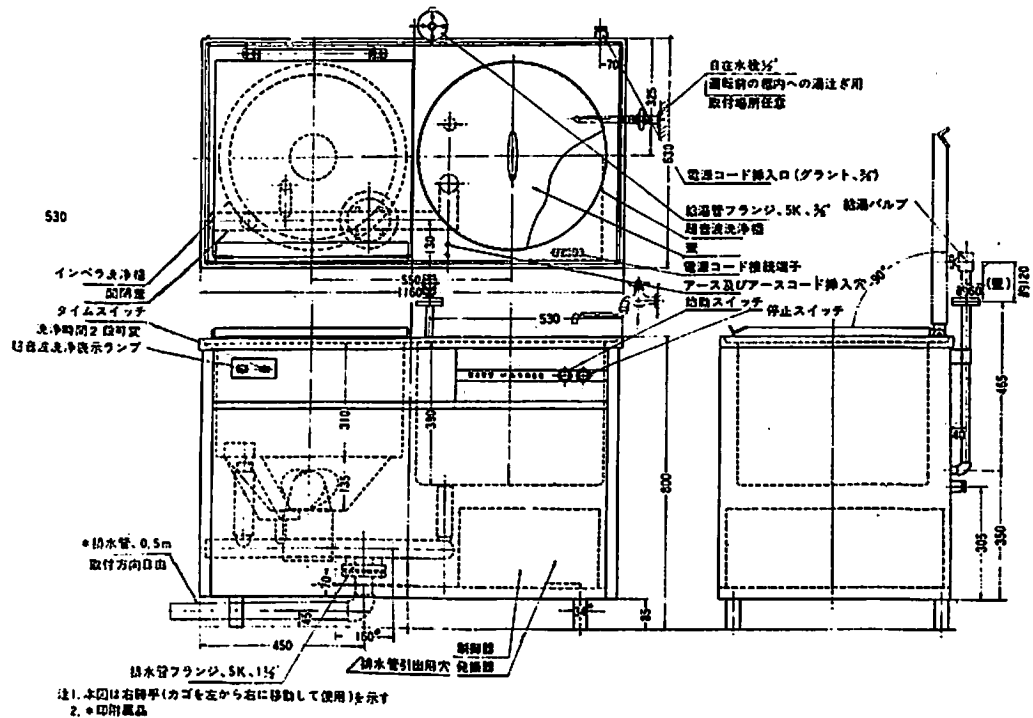
本機はこのような驚くべき特長を有する「超音波」と「インベラ式洗淨」方式を巧みに組み合わせたもつともコンパクトでしかも大型並みの処理能力を有する食器洗淨機である。従来の厨房機器のうちで電気的回路を組込んだものは電子レンジ等その例は稀であるが、本機は厨房環境の特長と船舶という設置条件を十分考慮の上、テストを重ねて設計製作されたユニークな、かつもつとも新しいタイプの食器洗淨機である。

構 成

本機は外形図にみるとおり、槽底部に4枚羽根のインベラを有し蓋上部に回転式仕上シャワーを備えたインベラ槽(第1槽)と超音波振動子を槽の底部に貼り付けた超音波洗淨槽(第2槽)により構成されている。厨房室の流れに応じて、第1槽が右のものと左のものとの2種類の製品が用意されている。



VITY 超音波食器洗淨機



DW-26 型 VITY 超音波食器洗浄機 (船舶用) 外形図

インペラ洗浄槽の底部には毎分 1,500 回の高速回転をするモーターに直結したインペラが取付けられ、洗浄液を飛沫の状態として激しく食器に吹きつけるようになっている。食器はラックに配置されて槽に挿入される。ラックは洗浄効果をもつとも高めるように仕切りが工夫されている。洗浄槽の蓋には回転式シャワーが取付けられ、インペラによる粗洗浄が終了すると電子タイヤの働きによつてポンプで加圧された仕上げ湯を噴射し、インペラ洗浄の際に皿に附着した残渣を洗い落とす。更に回転シャワーの湯は、インペラ槽にきれいな湯を常に補給する役割を受け持っている。通常の状態での連続使用時においても槽の湯を取替える必要がない。インペラ槽に食器を入れ蓋を閉めると、自動的に磁気スイッチが働いて 40 秒 (または 80 秒、二段切換) の間にインペラ洗浄とシャワー洗浄が行われるようになっていて、終ると自動的に蓋が開く。

次に第 2 槽の超音波槽へ籠を移すと自動的に超音波が発振されて仕上げ洗浄が開始され 40 秒 (または 80 秒) 経つとブザーが鳴つて洗浄の終了したことを告げる。超音波槽の底には、フェライト超音波振動子が貼り付けられていて、底から湯の表面へ向つて、まんべんなく超音波を放射する。超音波槽には摂氏 70~80 度の熱湯が少量ずつ

絶えず補給されているので、清潔、完全な超音波仕上げ洗浄が連続して行えるようになっている。

なお超音波槽には特に船舶用としてローリング、ピッチングにも湯が溢れないように工夫がなされている。超音波の発振器は防水処理がほどこされた空冷式で、高温多湿の環境にも十分耐える設計が行われており、超音波周波数 27 KC、出力 400 W である。蓋の開閉、インペラ、シャワーおよび超音波の起・動停止、ブザー等これら一連の自動機構は電子式タイマーを中心とする制御機構によつて正確に繰り返しコントロールされている。

特 長

(1) すぐれた洗浄効果

(イ) 粗洗いに強力インペラ洗浄装置を使つているので、全噴射式洗浄方式よりもはるかに良好な洗浄効果が得られる。米飯を中心とする日本人食の食器洗浄は食事の質および食器の形状からして欧米食器洗浄機に多く使用されている噴射方式では十分な洗浄は行えない。

(ロ) インペラ洗浄で粗洗いされた食器は更に超音波槽で超音波洗浄されるので、第 1 槽の粗仕上げでなお残つている食器の油脂類は水に溶解されて乳化し、澱粉、蛋白質類は剝離され、同時に超音波特色の研磨作用で食器の

表面の柔らかな研磨まで行われる。更に超音波の消毒作用によつて僅かの時間ながらかなりの消毒まで行う。

(2) 下洗い、仕上げ拭きがいらぬこと。

このように粗洗いに強力なインペラ式洗浄を行つているので従来の機械式洗浄機等のように下洗いの必要がない。(ただし使用後かなり時間の経過した食器は予めシンク槽に浸した方がよい。) また第2槽の超音波仕上げ洗浄槽には70~80度の熱湯を使用しているため、洗浄が完了し、籠を引揚げると、2~3分で完全に乾燥して仕上がるので仕上げ拭きも不要である。

(3) 洗浄能力の大きいこと

電気洗濯機2台分程度の非常にコンパクトな機械ながら、大型機並みの大きな処理能力を有し大皿、井から各種和食器に至るまで平均1時間当り1,000~1,400枚も洗浄する。操作上各所に自動化が図られていて作業員1人で極めて短時間のうちに処理できるので、乗務員数が極度に制限され業務多忙な船舶厨房用にはうつつけである。また皿はもちろん井、茶わん、変形和洋食器、ナイフ、フォークに至るまで殆んどあらゆる種類の食器が洗浄できるのは本洗浄機の大きな特色でもある。

(4) 電気、水、洗剤使用量の少ないこと

陸上でも同じことであるが、特に海上においては水、

電気の使用量が手洗いや、大型機械式等の殆ど以下ですむことは非常に大きな利点といえる。

主なる仕様

- (1) 洗浄方式 インペラ子備洗浄および超音波仕上げ洗浄
- (2) インペラ洗浄・粗洗浄 インペラ式・すすぎ仕上げ 回転式シャワー洗浄
- (3) 超音波洗浄 超音波周波数 27 kC・出力電力 400 W・洗浄媒液 60~80°C 温水
- (4) 温水消費量 2~4 l/分
- (5) 電源電圧 AC 100/110 V 50/60 c/s (单相)
- (6) 消費電力 1.1 kW/時
- (7) 洗剤 無泡性中性洗剤
- (8) 外形寸法 1,160 m/m×630 m/m×800 m/m
- (9) 重量 160 kg
- (10) 付属品 主として使用の食器に合わせた食器籠2種各2個、その他コード並びに配管用部品一式

むすび

以上ご紹介したビティー超音波食器洗浄機がその特長をいかんなく発揮し、船上において大いに役立つことを製作者一同期待すると同時に願っている次第である。

天然社編 船舶の写真と要目 第13集 (1965年版)

11月刊行 B5判上装函入 270頁 写真アート紙 定価1,800円(〒150)

第12集以後1年(昭和39年8月~昭和40~7月)における1,000トン以上の新造船2百余隻を収録。この1年における新造船の全貌が詳細な要目をもつてあきらかにされた本誌は、必ずや、技術者および一般愛好者にとつて貴重なる資料であることを疑わない。

国内船

〔旅客船〕 摩周丸、松前丸、羊蹄丸、大雪丸

〔貨物船〕 瑞光丸、山口丸、玉龍丸、てねしい丸、りおでじやねい丸、ろざりお丸、成洋丸、金泉丸、協海丸、菱陽丸、南洋丸、松洋丸、玉福神丸、徳島丸、金勝丸、正和丸、新河丸、宮龍丸、協弘丸、山重丸、金岡丸、江榮丸、神正丸、伸宝丸、第一天丸、新産栗丸、神榮丸、松蔭丸

〔特殊貨物船〕 和歌山丸、富森丸、第二ブリヂストン丸、山崎丸、呉丸、和光丸、豊山丸、清昭丸、あしび丸、広道丸、朝光丸、若尾山丸、泰山丸、第二明暗丸、松前丸、シトカ丸、山忠丸、松江丸、向陽丸、邦玉丸、北嶺丸、安洋丸、昭光丸、のだうつど丸、真実丸、さくら丸、ばない丸、興洋丸、三浦丸、第五日高丸、陸和丸、慶洋丸、第三煤晶丸、第五北星丸、清澄丸、へいよう丸、松陽丸、羽衣丸、第二プリンス丸、第三雄海丸、第三天社丸、天菱丸、仁龍丸、陸前丸、太賀丸、プリマ丸、山昌丸、大豊丸、第一函館丸、阿和丸、第十五播州丸、第十六播州丸、正明丸、第十八大遠丸、固岡丸、東洋丸、紀伊丸

〔油槽船〕 山陽丸、大井川丸、霧島丸、田島丸、菱洋丸、龍田丸、陽邦丸、雄琴丸、吉野川丸、出雲丸、立榮丸、第二亜細亜丸、海榮丸、日盛丸、東幸丸、鶴永丸、昭靖丸、第二十一星丸、第二赤貝丸、あかり丸、第十一東丸、昭博丸

〔特殊船〕 阿蘇丸、あけぼの丸、牡鹿丸、瑞洋丸、鴻洋丸、天塩丸、海嶺丸、新生丸、きい丸、第十六大進丸、あわ丸

輸出船

〔貨物船〕 STRAAT FUTAMI, EASTERN KIKU, OSTROGOZHSK, SILVER SHELTON, DON ANTONIO, OTI RIVER, BIA RIVER, HUGH EVERETT

〔特殊貨物船〕 INAYAMA, SIGTINA, RAUNALA, LIRYC, OSWEGO LIBERTY, THEODORE, SHIGEO NAGANO, PAULINE, ATHERSTONE, ERO, SAMUDRAGUPTA JAYANTI, ANNTSA L, JANITA, EMILIA ROSELLO, TOKYO OLYMPICS, CHANAKYA JAYANTI, MELIDE, ANTE TOPIC, ROSE, MEGALOHARIA II, SOPHIA, OLYMPIC PALM, TUN CHIN, SREDNA GORA, ANTAI, TAI CHIAO, KEGUMS

〔油槽船〕 MOBIL ASTRAL, GOLAR NOR, OREGON GETTY, TEXACO COLOMBIA, FERNMANOR, SOFIE MAERSK, MOBIL JAPAN, SKAUGUM, THORSHEINER, THOMAS A. PAPPAS, S.T. PETROS GOULANDRIS, ATLANTIC ANTARES, ATLANTIC PRINCE, OLYMPIC GARLAND, MILOS, MERMAID, MOSQUEEN, WARBAH, EVDORI, LEON, MARIA ISABELLA, ESSO BARCELONA, LACONIK, ESSO ZURICH, TANJA DAN, RALPH B. JOHNSON, NORA, OLYMPIC GRACE, ATLANTIC EMPRESS, SINCLAIR COLOMBIA, DEA MARIS, IONIAN COMMANDER, GOLAR SOLVEIG, J. FRANK DRAKE, LAJPAT RAI, BOLLSTA, ARGOLIS, CONTINENTAL C, LUTSK, LJUBLINO, UTAE, UTIN, KUNIKO

〔特殊船〕 LENINSKIJ LUCH, SUBIN

日本造船研究協会の昭和39年度の 主要研究業務について (2)

北 島 泰 蔵
社団法人日本造船研究協会
研 究 部

6. 船舶居住区の軽量化と経済的組立法 に関する研究

SR 73 部会長 重 満 通 弥 氏

船舶の建造技術合理化推進の一環として、従来仕様が多種多様のため合理化の大きな障害となっていた上部構造部、特に居住区関係に対して、その艤装方法に根本的な検討を加え、設計・工作両面の合理化を図ることはわが国造船界がかねてから持っていた強い要望であつた。

本研究はこの要望にこたえて、その艤装方式にプレハブリケーション方式（以下プレハブと称する）を取り入れ、構成部材の研究と艤装品の統一とを通じて試設計および試作実験を行ない、その実現化を検討して建造を合理化し、これにより工期短縮、工数低減、重量軽減、品質向上さらには船価の低減を図ろうとするものである。

1. 設 計

設計を進めるに当つては、原則的には、経済的組立法としてはプレハブ方式を取りあげ、材料的には特殊のものに限定せずプレハブにもつとも適した経済的かつ軽量のものを使用することとし、工法としては現在直ちに適用可能な方法、それを一段前進させた近い将来の方法、さらにその最終的な形を想定して次の3つの方式を取りあげた。

(i) コンバイン方式

上部構造部のスチール構造は従来どおりとする。ただしスチール構造も艤装上この方式を適用しやすいように一部修正する。

内部仕切壁、内張板、装備品等はプレハブの部品およびユニットをコンバインして使用し、現物加工を行なわないようにする。

(ii) ノックダウン方式

現在陸上においてはカーテンウォール工法が徐々に発達し、ノックダウン方式となりつつあるが、これを船舶に適用できないかどうかを主眼点として検討する。構造・強度はすべて梁および柱にもたせ、外壁はカーテンウォールとし、床も陸上建築同様にその上面に予想される荷重を支持し得ればよいとする考え方で、強力メンバーとしては前述同様梁および柱とするが、居住区を単位大きさの小ブロックに分割し、それ自体は強度を持たないユニットを構造骨材の上に嵌込

んでゆくという2つの方法がある。

(iii) ブロック方式

前述の2方法に対して上部構造物艤装の最終的な形として考えられるのはクレーンの能力に応じて上部構造を数ブロックに分割し、その内部構造も含めて船体とは別に、船体の建造と同時期に地上で完成しておき、進水直前または直後に搭載し、メインのトランク、パイプ、ケーブルを連結することにより完成する方法である。

本方式については船体とブロックとの結合およびブロック相互間の接合、または搭載時の重量、搭載方法、搭載時の歪などを主として検討した。

前述の諸方式を検討するに当つては DW 60,000~100,000 T 程度のタンカを想定して設計し、同時に鉱石船、貨物船にも適用しうるように考え、乗組員は25名、甲板高さは 2,700 mm、天井高さは 2,200 mm とし、シヤ・キャンパはなし、モジュールは 900 mm を単位とし、フレーム・スペースは 900 mm、ユニット化するのは Lavatory, Landry, Galley, 階段、冷蔵庫とした。

1.1 コンバイン方式による試設計

これはプレハブの基本方式であるノックダウン方式（分解式部材、艤装品の組立による艤装方式）とユニット方式（一体製品の組合せによる艤装方式）を混用する工作法で、前者を内張仕切など雑作に使用してこれらは簡単な取付け組立作業ですむようにし、後者を個々の家具・備品、できれば小単位の部屋全体に使用し、これらをあらかじめ地上で完成し、それを船内所定の位置に据付けるだけでよいようにした。

基本的構想としては、「居住区の鋼部、木部の組立て職種はなるべく区別しない」など6項目を決めて次のような居住区配置などの設計作業を行なつた。

(a) 居住区輪廊

エンジンケーシングと居住区とを別個の構造とすれば工率上メリットが考えられるので、別個の構造とし、他の船種にも応用できるようコ字型とした。また居住区を船体と別個の構造物とするため上甲板に倉庫群を配置した。

(b) 甲板室構造

従来どおりとするが、内部に部分的に鋼壁があると

その部分の艤装が複雑となるので、個室付ラバトリは木製とした。またそのための振動を考慮してピラーを増設した。

(c) 配管

これらの合理化ができるように各室の相互配置を決め、内張取付器具の配線は隠蔽部を通すが、間仕切取付器具の配線は露出させ、カバーした。

(d) パネル配置

モジュールによりパネル配置を行ない、パネル接手はフレーム線上にくるようにした。

(e) 鋼外郭の位置と隠蔽部寸法

従来どおりの考え方でフレーム線上に鋼外郭を合せた。なお近い将来居住区内の全工事は外註となる傾向にあり、造船所は鋼外郭と内部のピースなどの先行艤装を行なうだけとなると予想されるので、鋼外郭を基準線（フレーム線）に合せる方が工事がやりやすくなるものと思われる。

内張の取付けを間仕切同様とし、鋼外郭と内張間との寸法を統一すれば舷窓枠は同じものを使えるので、この寸法を統一し、ステブナ深さはこの寸法以内とすることとした。

また造作の詳細については防熱、間仕切、壁の内張り、天井内張り、ジョイナについて検討を加えて試設計を行ない、ラバトリ、冷蔵庫、厨室、洗濯室、階段、倉庫、公私室装備品についても種々検討の上試設計を行なった。

上記設計にとり入れられた主要項目について利点、欠点を列挙すると次のとおりとなる。

(a) 居住区を機関室と別構造にしたこと

利 点	欠 点
(i) 居住区を機関室の騒音、熱気から解放	(i) ボイド・スペースを作るための鋼材の増加、したがってD.W.の減少
(ii) エンジンケーシングの廃止	(ii) ボイド・スペースのための工事の増加
(iii) 機関室艤装の独立推進可能、したがって船体、機関部とも大幅な工数節減となる	

(b) 居住区を船体主構造と別構造としたこと

(i) 居住性の向上	(i) コ字型居住区の場合は倉庫スペースの増加
(ii) 居住室構成材はシャワー・キャビンに無関係となるため量産化可能	(ii) 実船ではケーシングの前に長方形居住区とするなど変更の要あり

(c) 居住区内艤装をノックダウン・プレハブとしたこと

(i) 設計、生産、現物組立の連絡のスムーズ化、したがって誤作の排除、打合せの簡略化が可能	(i) 居住区寸法のモジュール化により配置が単調となる
(ii) 設計が機械的に行なえる	
(iii) 構成材の規格化、量産化によるコスト低下、品質管理の容易化	
(iv) 現場組立のみとなり多能工化が可能、したがって工数、工期の節減	

(d) 艤装品と統一化し、可能なものをユニット化したこと

(i) 艤装品の量産によるコストの低下	(i) 居住区内の装備が単調となる
(ii) シャワ・ユニットなどプラスチック使用による軽量化・量産化	
(iii) 完成艤装品の採用による取付け工期、工数の節減	

次に経済性の試算を行なった。その結果によると、乗組員25名の対象船が現存しないので厳密な比較はできないが、コンバイン方式では材料費は従来方式に比べ約80万円増加するが、工費の節減はこの額を遙かに上まわるものと予想され、コストダウンが可能と思われた。

また将来の見透しとしては、コンバイン方式は現時点でも可能であるから、直ちに実施できて工期・工数の節減ができるが、艤装工程を全体的にみた場合、組立のステージで工数の山がでる傾向は避けられない。従つて組立ステージの一部を前もつて実施しておくブロック方式との併用が望ましい形となることが予想される。

1.2 ノックダウン方式による試設計

この方式は従来のような居住区の室壁構法を廃して船体構造部材は上甲板までとし、上甲板上の居住区画については機関室の周囲に配置し、居住区画割は計画されたモジュールにより分割するもので、構造体としては梁および柱に強度をもたし、特設防撓材、特設梁、梁等の骨組形成をラーメン構造として外壁はカーテンウォール構法とし、すべてボルトアップと強力な接着剤により固着する構法である。建造方式の詳細は次のとおりである。

(a) ラーメン構造

梁と柱により強度部材を構成し、ハウス幅が船体幅と同じ場合はフレームの延長材と結合し、船体幅より狭い場合はハウス直下に補強を設け、その上に結合する。

(b) カーテン・ウォール構法（外壁）

防焼材、防熱材、および内張板を施して一体としたパネル材として製作する。パネルのユニットとしてはフレーム・スペース割とデッキハイト寸法に合せたものとする。

(c) パネル構法

間仕切施工についてはコンバイン方式で計画のパネル材とする。

(d) デッキプレート構法(床)

梁の上にキーストンプレートをボルト締めで取付けキーストンプレート上にラテックス系のデッキカパリングで舗装する。

(e) ユニット方式使用のもの

洗面所、厨房室、配膳室、洗濯室、階段、居住区内備品はコンバイン方式で計画のものを採用する。

(f) 居住区ハウスはすべて角型とし、パネル取付に便ならしめる。

(g) 操舵室はユニット・ハウスとして、阿ウイングは別に設ける。

(h) 端艇甲板は設けない。

(i) ハウスは機関室の周囲または船首側に 9.0×5.4 m の区画モジュールとして配置する。

(j) 主要なトランク、パイプ、電線等は通路を通し各室の枝管と接続する。

設計の結果、多量生産によるコスト低減、工期短縮が可能、各部材の輸送、運搬の容易、各部材の整理整頓可能などのメリットがあることがわかった。

将来の見透しについては、パネルユニット化についての問題点として、船体との結合部、船体の歪、船体の変形・振動に対して検討の必要があることなど6項目をあげた。

1.3 ブロック建造方式による試設計

これは従来の船殻ブロックに艤装部分まで含めて考えるもので、もちろんプレハブ方式の採用を考える。すなわち

- (i) 上部構造を数ブロックに分け、できる限り地上で艤装工事を終る
- (ii) ブロックの重量・寸法は工場内の配置、敷地広さ、クレーン等の設備に適する
- (iii) 吊上時の歪が極少となるようなブロック寸法、構造とする
- (iv) 吊上時の歪により内部艤装品が損傷しないようにする
- (v) ブロック搭載後の残工事をなるべく少なくするなどの構想にもとづいて試設計を行なった。

この結果について検討を行なった結果、次のような利害得失がわかった。

(a) 建造費について

利 点	欠 点
(i) 建造期間の短縮	(i) 大型クレーンが必要
(ii) 作業人員のピークの分散	(ii) 地上組立物の長期占領
(iii) 船殻工事の工数低減	(iii) 歪防止のための所要鋼材料の増加
(iv) 艤装工事の工数の大幅低減	(iv) ブロック接手部設置のための鋼材量増加と歩どまり低下
(v) 艤装品中船内で取付ける物の船内積込運搬費の低減	(v) 機関室囲壁と居住区を独立させるための鋼材などの所要量の増加
(vi) 加工精度の向上、材料歩どまりの向上	
(vii) 船台期間の短縮	

(b) 船の性能上の利害得失

(i) 機関室よりの熱気、騒音が減り居住性向上	(i) 重量増加とD.W.の減少
(ii) 吊上時の歪に耐えるよう作るため船体変形、熱応力による歪も吸収できる	(ii) 配置が単調となる
	(iii) 居住区と機関室との交通が不便となる

(c) 採算計算

非常に不確定要素が多いが、試算の結果、約110万円の価格低減となる見込である。

将来の見透しとしては、本方式が他の方式と大きく違う点は造船所の設備に大きく左右されるということで、この方式の採否は一にかかかって造船所の設備に対する方針によつて決まると考えて差支えない。

2. 試作実験

コンバイン方式居住区として天井、間仕切、入口枠、床張り、窓枠を試作したが、間仕切あるいは内張用チップボードの板厚にムラがあり、取付金物との取合がスムーズでなかつたことなど問題があつたが、全般的に良好な結果が得られた。

ノックダウン方式居住区としては天井、床張り、間仕切、窓などを試作したが、作業中の問題点としてはパネルとスチフナの接合に用いた火薬紙によるリベティングの紙の種類と打込ピッチの選択について研究する必要があること、パネルにあらかじめ吊上用フックを設けることなどがわかつたが、全般を通じてはコンバインの場合とほぼ同様の結果であつた。

またシャワーユニットを試作した。強化プラスチック成形品とすることを目標としたが、型を新しく作る必要があつたため、今回は仕上り状態を示す模型を直接に作成した。外観、大きさ、使い勝手は好評を受けた。

7. 長大油槽における荷油の運動および制水隔壁の効果に関する研究

SR 74 部会長 秋田 好雄氏

大型油槽船タンク長さおよび制水隔壁間隔は現行の船級協会規定で制限を加えられているが、これをさらに増大することが可能となれば大幅に船体構造重量の軽減が期待される。しかし現在までにタンク内の荷油の運動およびこれに基づく動圧の理論および模型による研究は相当行なわれているが、いまだ実船に適用しうる水密隔壁および制水隔壁の設計条件を与えるまでに至っていない。

本研究はこれらについて試験し合理的な設計法を求めために行なつた。

1. 大型模型試験

最大 $1 \times 1 \times 4 \text{ m}$ の模型を用いて、油槽が定常的な Pitching および Surging 運動を行なう場合の荷油の運動およびこれによつて生ずる動圧を調べた。まず第 1 段階として制水隔壁および槽内補強材を含まない単純油槽模型について実験を行なつた。

1.1 実 験

動揺装置は模型油槽を 4 本の腕で吊し、これに上下動クランク 2 個によつて Pitching を与え、左右動クランクにより Surging を与えるようにしたもので、クランク軸の回転速度は $10 \sim 100 \text{ rpm}$ の範囲で連続的に変えられる、この装置では次の運動を得ることができる。

- (i) 同期運動の場合は、単純縦揺 (Simple pitch)、単純上下動 (Simple heave)、一般縦揺 (General pitch) および複合上下動 (Complex pitch-heave)。
- (ii) 非同期運動 2 個のクランクの回転速度を不同とし、偏心量、回転速度、位相差の組合せによつて千差万別の運動が起せる。不規則波中における船体の運動に対応する実験は、この状態で 2 個のクランクの駆動モータの回転速度を不規則に変化させて行なう。

模型油槽は内のりが隔 1 m 、高さ 1 m 、長さ 800 mm のブロックをボルトで接合することにより適当な長さになるようになつている。端部ブロックは 1 枚板からなる隔壁をもち、他方は水平に 5 等分された帯状の隔壁をもつ。

槽長 (隔壁間長さ) は端部ブロックだけの場合 1.385 m で、中間ブロックを 3 個挿入した最大の場合 3.785 m となる。ブロックはすべて片面が透明な窓となつていて、内部の状態を観察でき、また端部ブロックは隔壁附近の流れを上部からも観察できるようになつている。

試験は次の方法により行なつた。

(i) 隔壁に加わる全圧力 隔壁の 4 隅を 4 個の荷重計によつて押え、これに加わる力の合計 (平均値) を抵抗線歪計により Out-put するようにした。

(ii) 隔壁に加わる圧力分布 5 分割された隔壁はそれぞれが吊ワイヤで吊られ、一端はピンによつてヒンジ状に止められ、他端が 2 個の荷重計によつて支えられており、この 2 個の荷重計に加わる力の合計を Out-put し、これを 2 倍して、その帯状隔壁に加わる力とした。

(iii) 局部水圧 局所的な水圧は MPC 型水圧計により計測した。水圧計は 1 板隔壁の上に、6 個所に配置した。

(iv) 運動状態 運動の状態は油槽中心における Heaving amplitude, Pitching angle, および Surging amplitude の 3 つの変動量によつて求めた。

実験は槽長 4 種、水深 5 種の組合せ 20 種に対して、Surge, Simple pitch, General pitch および Irregular pitch の合計 27 種類の運動について、周期約 $1 \sim 3 \text{ sec}$ の間で行なつた。

1.2 実験結果および解析

荷油の運動により槽壁に生ずる圧力を考える場合、計測された圧力がある基準になる量で無次元化するのが便利であるので、基準状態として槽内の液体の自由表面が槽に対して全く動かない場合を考えると、この状態に対して Pitching および Surging の場合について理論的考察を行ない、その結果にもとづき実験結果を次のとおり解析した。ただし壁全体に加わる力 F を、初期静水圧 F_1 、傾斜静水圧 F_2 および流動水圧 F_3 に分けて考えた。

(a) Simple pitch

(i) 槽内に水が充満している場合

水圧は槽の運動周期が特別早い場合を除き、周期に関係なく一定の値をとり、同調のような現象はない。この圧力は槽を静かに振幅だけ傾斜させた時の圧力、傾斜静水圧 F_2 に等しい。

早い周期では、周期の 2 乗に反比例する圧力 F_3 が出てくるため、圧力が上昇する。

(ii) 自由表面のある場合

液の運動は波動となり、また同調の現象が生ずる。生ずる波を重力波と考え、波の固有周期を求めると 1 次の固有周期 T_n は

$$T_n = 2\pi / \sqrt{\frac{\pi g}{L} \tanh \frac{\pi h}{L}}$$

ただし L = 槽長, h = 液の深さとなり、これで求めた理論値と、実験値はよく合

う。一般的な場合は減衰のため、理論値よりやや小さめの周期で同調する傾向がある。

同調点以外においては圧力は F_2 を下まわっている。これはこの場合自由表面から頂板までの距離 b が大きいいため、槽を傾けても満水の場合ほど Head 上下が起らないためであつて、この時の圧力は真傾斜静水圧 F_2 で、実験の結果から次の関係が求められる。

$$\frac{1}{2}F_2 \leq F_2' \leq F_2$$

同調点附近をみると、 $h/D=0.9$ (D =槽の深さ) 以上においては、ほとんど同調現象がなくなっている。

同調点附近以外の周期にける圧力 F は

$$\frac{1}{2}F_2 \leq F \leq F_2$$

である。

同調点附近に生ずる最大圧力 F_{max} について考察すると次のとおりである。

(イ) 槽長 L の影響

F_{max} を F_2 で割つて無次元値とし、これを L/D について図示してみると、 F_{max} は L に比例することがわかる。

(ロ) 槽の運動振幅 θ の影響

傾向として θ が小さくなるにつれて、 F_{max}/F_2 は大きくなる。

(ハ) 自由表面から頂板までの距離 b の影響

F_{max}/F_2 を b/D について図示したグラフによると、

$$F_{max}/F_2 = 1 + 0.77 \frac{b}{\theta D}$$

となる。

以上要約すると

$$T = T_1 \quad \text{近傍以外においては}$$

$$\frac{1}{2}F_2 \leq F \leq F_2$$

$$T = T_1 \quad \text{近傍においては}$$

$$F = F_2 \left(1 + 0.77 \frac{b}{\theta D}\right)$$

となる。

ただし $F_2 = \rho g \theta L \cdot h \cdot B$ である。

(b) Surging

他の条件(槽長、運動振幅)を一定にし、水位を変化させた時、壁に加わる力 F と周期 T/T_n との関係を示した図によると、低水位の時は波の影響が著るしく、高水位 $h/D=1.0, 0.9$ においては波の影響はほとんどなく、 F_0 に近づく。

また槽長を変化させた時の $F-T/T_n$ 図によれば、 F_{max} は槽長 L とともに大きくなる。また

F_{max} に対応する T については $T/T_n=1.0$ もしくは 1.0 より僅か小さい値であることがわかつた。

また $F/F_0-T/T_n$ 関係図によれば、水位の変化による波の影響がますますよくわかる。目立つた現象としては $(F/F_0)_{max}$ に対応する周期 T は F_{max} に対応する T に一致せず、水位が上るにつれ T/T_n の値が大きくなっている。

実験結果および解析結果から次のことがいえる。

$$F = F_0 + F_w$$

$$= \frac{8\pi^2}{T^2} \rho l h B X + \frac{\rho L^2 \cdot h \cdot B \cdot b / D}{L / \beta g + (T - T_n)^2}$$

ただし F_w …自由表面の存在によつて生ずる力

β …定数 ≈ 0.53 (実験結果より)

h …水深

B …水槽の横幅

2. 小型模型試験

内部に骨や制水隔壁がない油槽が静止中、過渡的な運動を加えられた場合、内部の荷油にどのような運動が起こり、それによつて隔壁や甲板にどのような力がかかるかを調べ、またそれに槽長や水深がどのように影響するかを研究し、槽長増大の可能性を検討した。

2.1 実験

油槽模型は長さ (L) \times 幅 (B) \times 深さ (D) が $1,000 \times 250 \times 250$ mm のアクリライト製で、タンクの L/D を $1, 2, 3, 4$ の4種類に変化できるようにした。水圧は端の側面と蓋の端部で測定した。

油槽に与える運動としては次の2種を考えた。

(i) Surging 運動

動揺台上に油槽をのせ、動揺台をレバーで吊し、振子の運動を与える。始め、タンクの水が静止した状態でトリガーを切離し、動揺台が動きはじめ、その動きが一方方向へ進み終つた瞬間に停止するようにした。

(ii) Pitching 運動

動揺台を軸のまわりに回転させた。はじめ台を水平にして水が静止した状態に置き、トリガーを切り離し、台が傾きはじめ、傾き終つた瞬間に Surging の場合と同様にバネによつて逆方向に動かないように静止させた。

圧力は幅 50 mm \times 板厚 2 mm のアルミニウムのストリップを、両端を支持したスリット中に入れ、ストリップの中央部に生ずる歪を歪計により測定して求めた。なお歪から圧力への変換は Beam theory によつた。

実験は h (水深)/ D を5種に変化させ、そのおののにつき L/D を4種に変化させ、Surging 運動については5種類、Pitching 運動については6種類の運動

を加え、それぞれの運動を4~5回繰返し行なつた。

2.2 実験結果と考察

(a) Surging

油槽に加える運動の周期と壁にかかる全圧力との関係を、周期は T/T_n により、壁にかかる全圧力は $F/\alpha c\rho\nabla$ により無次元化して図示した。

ただし T …加える運動の周期

T_n …槽内の水の1次固有動揺周期

F …壁にかかる全圧力

αc …油槽停止瞬間の加速度

ρ …水の密度

∇ …水の体積

(b) Pitching

油槽に加える運動の周期と壁にかかる全圧力との関係を Surging の場合と同様に T/T_n , F/F_s により無次元化して図示した。ただし F_s は傾斜したことによる静水圧の増加である。

以上の試験成績図について理論的な考察と解析を行ない、次のとおりの結論を得た。

(i) 壁にかかる全圧力と周期の関係をあらわす無次元数の曲線は L/D に対して大体一定の形になり、Surging 運動においては T/T_n が1~2において最大であり、Pitching 運動においては1付近で最大である。

(ii) その最大値は槽長が大となると一定の値 (Surging のとき2.5以下、Pitching のとき2.2以下) に近づく。

(iii) 従つて全圧力は槽長にほぼ比例して増加する。

(iv) Surging のときの全圧力は理論値の1.3倍のものが生ずる。

(v) 隔壁や甲板の各部に生ずる最大圧力はほとんど同時に発生する。

(vi) 壁にかかる全圧力は水深が $h/D=0.8$ 付近で最大である。

(vii) 圧力をあらわす無次元数が最大になる T/T_n で、Surging 運動では甲板や静止水面付近で生ずる衝撃的水圧の Duration は小さいが、Pitching 運動では Duration は大きい。

(viii) Surging 運動では Pitching 運動よりも動圧が大きい故、今後は資料解析のより簡単な Surging 運動を中心として研究を進めてゆけばよいことがわかつた。

8. 長期防食防汚に関する研究

SR 75 部会長 土井 由之 氏

船舶安全法施行規則が改正され、入渠間隔は最大限2

年ごとでよいことになつたが、最近の電気防食法の進歩と優秀なプラスチック系塗料の開発から2年間の防食防汚が可能と考えられるに至つた。本研究はこれに対応し、長期の防食防汚法を確立するために実施したものである。

1. 防食塗料の性能に関する研究

1.1 国内塗料メーカーから各種の新塗料および塗装系の提出を受け、腐食環境に応じた促進試験を行なつて長期防食の可能性について調査した。

船体を船底部、水線部、外舷部、デッキ部、上部構造物の5区分に分け、国内塗料メーカー7社から塗料の提供を受け、これを、 $150\times 75\times 2$ mm の SS 41 試験片に同一要領で塗装し、防錆力と附着力とを調査した。結果は次のとおりである。

(i) 防食性について

(a) 船底部 船底部供試塗料は防汚の問題をぬきにすれば、長期防食の可能性は十分あるものと考えられる。

(b) 水線部 ビニール型、特殊歴青型、エポキシ型、エポキシタール型の各塗装系は従来品に比較して評価点の上で約2.5倍の防食性があり、長期防食の可能性がある。特殊油性型はやや劣つた。

(c) 外舷部 各種船底1号塗料を錆止めに使用したが、いずれの塗装系とも良好で、長期防食の可能性は十分あるものと考えられる。

(d) デッキ部 全塗装系が従来品よりは優れていた。

(e) 上部構造物 Red あるいは White lead 型、アクリル型がもつとも優れていた。ビニール1号塗料を錆止めに使用した塗装系では、上塗りをかけると非常に効果があがりジंकリッチ型塗料をショッププライマ以外に錆止め塗料のかわりに再塗装した塗装系はあまり効果がなかつた。

(ii) 附着性について

船底部 (1号と2号塗膜間を除く)、外舷部、デッキ部、上部構造物の各区分における各塗装系は現存標準塗装系の附着性と差が認められなかつた。しかし水線部にビニール型塗装系を使用した場合には、現用品の1.3倍 (評価点で) の附着性能を示した。

(iii) 長期防食の可能性

試作提供を受けた供試塗料中には現用品の2倍以上の防食性能を示したものがかなりあり、実験室的には長期防食の可能性は十分あるものと考えられる。

1.2 エポキシジンクリッチプライマにおける上塗り性改善に関する研究

最近新造船の塗装に際しショットブラスト施工後、エポキシ樹脂を展色剤としたエポキシジンクリッチプライマ（以下 EZP と称する）がショットプライマとして使用される傾向にあるが、現状では船底部にこれを使つた実績は比較的少ない。このため EZP が船底塗膜など上塗り塗膜に対する附着性、塗膜劣化傾向につき調査するとともに、上塗りの改善性について検討を行なつた。

すなわち、EZP 単独膜の耐候性および鋼板に対する附着性についてはコパン目試験、屈曲試験、衝撃試験を行ない、船底1号塗膜など上塗り塗膜に対する影響については EZP 塗装後屋外に曝露し、これに上塗り塗装を行なつて附着性を調べ、防錆効果に及ぼす影響は塩水噴霧試験によつた。また水線部塗装系に対する影響は乾湿交替試験を、船底塗装系に対する影響は屋外曝露および浸漬試験を行なつて調べた。これら試験の結果得られた結論は次のとおりである。

- (i) 船底没水部に対しては亜鉛を高濃度に含むジンクリッチ型より、亜鉛濃度を多少低くし、アルミニウム、酸化鉄などを含むジンクダスト型を使用することにより、船底塗膜に対する劣化作用は軽減され、上塗り性も改善される。
- (ii) 船底上塗り塗料にはコールタールエポキシ樹脂塗料のように耐水性の優れた塗膜を中塗りすることにより、上塗り塗膜に生ずるフクレなどの欠陥を防止することができる。

1.3 エアレス・スプレイ塗装法の研究

船体外板、タンクなどの防食塗装は従来ほとんどハケまたはローラ塗装によつていたが、その塗装費の大半は人工費で占められていた。これに対しエアレス・スプレイは大幅に塗装工数を削減できるので、これの実用化の諸条件の確立を図るとともに、これによる形成塗膜の耐久性について検討を加えた。

まず塗料メーカーにアンケートして、塗料メーカーは各造船所所有のエアレス・スプレイ装置に適合した塗料を供給する態勢にあることを確かめ、また各塗料メーカーが推奨する各塗料のエアレス・スプレイ塗装条件をまとめた。

次いで造船所へのアンケートから、数造船所を除きエアレス・スプレイ塗装を全船に採用するまでに至つておらず、その多くは実用試験段階にあることがわかり、また各造船所が採用しているエアレス・スプレイの塗装条件をまとめた。

エアレス・スプレイ塗装に関する試験はグラコスプレ

イ MS-5 型を使用して行なわれた。試験結果にもとづき考察すると次のとおりである。

(i) ハケ塗り程度の粘度でもエアレス・スプレイ塗装は可能であるが、タールエポキシのように粘弾性の大きい塗料は粘度を落すか、吐出圧をあげノズル径の大きいものを使用する必要がある。

(ii) エアレス・スプレイ塗膜は均一性に富むが、塗料の種類により同一塗装条件にあつてもパターン幅はかなり相違する。

(iii) エアレス・スプレイ塗装方式による理論塗装速度は約7分/100m²台で、ハケ・ローラ塗装に比べ著るしく短時間で塗装できる。

(iv) 一般ハケ塗り塗料でも塗装は可能であるが、連続塗装を行なうためには、顔料はより微細化した方がよい。

また塗膜性能試験の結果によれば、エアレス・スプレイ塗装方式により塗装回数を1回減らしても、従来のハケ塗り回数で得られる膜厚を有するならば、耐久性は実用上支障ないものと思われる。

実船適用試験は三菱・神戸で建造の新造船について行なわれた。従来の塗装法との比較は、塗装面積2500m²に対し次のとおりとなつた。

塗 装 法	エアレス・スプレイ	ローラ	ハケ
塗 装 工 数 (hr)	36+8*	83	125
施 工 面 積 (m ² /1hr)	57	30	20

*...2台の機器の保守に要する工数

2. 防汚塗料の性能に関する研究

船舶のスピード低下因子の1つに船底部への生物附着があげられる。入渠間隔を2年まで延長するには新しい2号塗料の開発が必要である。本研究では塗料メーカー7社から長期防汚型塗装系の提出を受け、これらについて長崎～東京の各海域において共通の試験片で臨海試験を行ない防汚性能を調査した。

供試塗料としては7社から提出された船底塗装系について2銘柄/1社/1海域の要領で、実験担当所が塗装系を選択した。

臨海試験は表1の8海域で300×300mmの試験片を浸漬して行なわれた。試験片の観察は浸漬開始後2～3ヶ月ごとに行ない、試験片の表面および裏面の附着物、発錆、塗膜の剝離などの面積比率を測定した。

表 1 臨海試験要領

実験担当所	浸漬深さ	浸 漬 間		浸 漬 場 所
		浸 漬 開始 日 期	浸 漬 日 間	
三菱長崎	1.0 m	39.8.14	11か月	長崎港内小管
三井玉野	1.5 m	39.8.15	11か月	三井造船所港内
三菱神戸	1.0 m	39.8.11	11か月	神戸港, 三菱神戸第3浮ドック ボンツーン
川崎重工	1.5 m	39.7.15	12か月	神戸港川重東浜沖
日本鋼管	0.5~2.5m	39.7.28	12か月	日本鋼管鶴見造船所内
三菱横浜	1.5 m	39.9.10	10か月	横浜港内
東京商船大学	1.5 m	39.9—	10か月	清水市折戸湾内
船 研	1.5 m	39.7.23	5か月	千葉県館山港内 (流失)
石川島播磨	1.5 m	39.8.27	11か月	神奈川県三崎市 油壺港内

各海域で行なわれた臨海試験結果から長期防汚の可能性を推定すると次のとおりである。

- (i) ビニール型塗装系がもつとも可能性はある。
- (ii) 特殊油性型, 特殊脂膏型, 油性型の塗料系は特定の海域において防汚性が非常に悪い場合があり, それを避けると可能性はある。
- (iii) エポキシ系1号に同2号あるいは油性型2号の塗装系, エポキシタール型1号に特殊油性型2号あるいはビニール型2号の塗装系では, 1号~2号塗膜間に剝離が起り易い傾向が認められた。
- (iv) エポキシタール型1号に同2号の塗装系は防汚性能がやや不足気味である。

3. 船底外板の電気防食に関する研究

3.1 塗装鋼板に対する各種流電陽極の防食範囲の確立と取付位置の研究

本研究は長期防食をより確実にするために, 被防食体の塗装条件と流電陽極材料の組合せにおける発生電流, 電位分布を調査する必要から, 鋼製回流水槽の内面を被防食面とした電気防食効果測定用回流水槽を試作し, これによつて静止状態, 流水状態での分極状況を求め, この結果から陽極の取付位置と防食範囲を推定しようとして実施したものである。

塗装系として表2に示す A, B の2塗装系について行なつた試験の結果から次のことがわかつた。

(i) 被防食面の塗装状態の差異

A 塗装系は現在の外板塗装系中防汚効果のもつとも優れていると考えられるもの, B 系は現在新造船の外板塗装系として一般化されているものであつて試験の結果防食電流密度は次のとおりであつた。

塗装系	陽極	静 止 状 態		1.6 m/s (3 kt)	
		陽極の発生電流 (mA)	mA/m ²	陽極の発生電流 (mA)	mA/m ²
A	Zn	6.5	0.4	21	1.3
	Al	21.5	1.3	42	2.6

(ii) 流電陽極の防食範囲

流電陽極の有効範囲は被防食面の塗装条件によつて大きく左右される。船底外板の場合, A 塗装系を例にとれば, Cathode/Anode 面積比 355/1 (Zn), 380/1 (Al) で実験した結果, 静止~1.6 m/s で Anode から 5 m 離れたところでも完全防食状態になる。一方被防食面附近の電位分布を測定した結果によると, A 塗装系は電位分布差が少ないようである。

表 2

陰 極 側	陽 極 側
A 塗装系 浸漬面積 16 m ² E.Z.P. 1回×タールエポキシ A/C 2回×タールエポキシ A/F 1回 全塗膜厚 300~390 μ 取りつけた試験片 上記塗装 (1×50× 100 mm) 10枚 無 塗 装 (〃) 5枚	Zn 寸法 100×500× 300 mm 1個 面積約 450 cm ² 自然電位 -1,050 mV (塩化銀基準) Cathode/Anode 面積 比約 355/1
B 塗装系 浸漬面積 16 m ² 長バタ型 W.P. 1回×油性系 A/C 2回×油性系 A/F 2回 全塗膜厚 200~230 μ 取りつけた試験片 A 系と同じ	Al 寸法 25×30×37 mm 1個 面積約 422 cm ² 自然電位 -1,107 mV (塩化銀基準) Cathode/Anode 面積 比約 380/1

(iii) 陽極材料

Zn および Al の陽極特性は次のとおりで, これによると分極電位は Al, 陽極消耗の点では Zn が有利となる。

陽極	自然電位 (mV)	塗装系	試験中の発生電流 (mA)	陽極附近の電位 (mV)	陽極消耗量 (gr)
Zn	-1,050	A	6.5	-1.050	7.0
Al	-1,170	A	21.5	-1.145	5.5

3.2 性能が改善されつつあるアルミ陽極の性能試験
最近船底外板の電気防食に優秀な Al 合金陽極が開発され実用化されているので, これらの性能を調査し,

Al 合金を使用した場合の適切な防食法を確立するために行なった。

試料は同産現用品および試作品と輸入品の合計 10 種類 (内 1 種類は比較のための Zn 陽極) で、電流効率試験、分極性能試験、試験タンクによる比較試験を行なった。

試験の結果をまとめると次のとおりである。

(i) アルミ陽極の電流効率はいずれも良好で、低電流密度でも 80% 以上のものがあり、高電流密度では 90% 以上のものがあつた。

(ii) アルミ陽極の分極性能はかなり優劣があり、試験片 B₁ (Al-Zn-In), B₂ (Al-Zn-In-Cd) が良好であつた。

(iii) 約 130 日間のタンク試験の結果、かなり性能の低下したものもあり、優劣を生じ、B₁, B₂ が良好であつた。

なおこの場合および前項 (ii) の場合でも、輸入品 Alcan の性能はあまり良好ではなかつた。

3.3 高速流水中およびキャピテーションを発生した場合の所要防食電流の研究

高速流水中やキャピテーション発生時の防食方法はいまだ不明な点が多いので、これを解明するために実施した。試験に供した回転円板は銅および Mn 青銅製で、キャピテーションを発生させるために円板表面に 60° ごとに 2.5 mm の突起をつけた。

試験の結果、試験板の回転数を増加すると銅および Mn 青銅の場合ともに所要電流は著しく増加した。防食電流は磨いた試験板ではほぼ回転数に比例したが、試験板の海水浸漬時間が長くなるほど回転数増加の影響は少なくなつた。

突起をつけた試験板は平板試験板より約 10% 所要電流が大きかつた。

9. 低質油燃焼 (4 サイクル・ディーゼル機関) に関する研究

SR 76 部会長 門脇 徳一郎 氏

大型ディーゼル機関には、すでに低質燃料油が使用されているが、4 サイクル・トランク・ピストン型ディーゼル機関に対しては、一般に低質油の使用が困難とされてきた。しかしシリンダ径約 40 mm 程度の 4 サイクル・ディーゼル機関への低質油の使用は、すでに海外において研究が進められているので、そのような 4 サイクル・ディーゼル機関に低質油を使用する場合の機関の構造、燃料の処理、潤滑油の品質管理、運転諸元の確立などについて実際に機関を運転して研究を行なった。また長期

連続運転のための応急装置と記録装置についても併せて研究した。

本試験に使用した機関は R1V 40/54 AL (実機 V8V 40/54 AL 相当) 単動 4 サイクル・トランク・ピストン型ディーゼル機関 (排気タービン過給方式、空気冷却器付) である。

供試燃料油は性能確認を行なうための A 重油、低質油燃焼試験のための 3 種 (600 s, 1,200 s, 2,500 s) の直溜系 C 重油である。またもつとも需要の多いと考えられる 2 サイクル大型機関用 C 重油程度の 1,200 s C 重油は耐久試験の実施に使用された。

(i) A 重油による性能試験 A 重油を使用して、実機 V8V 40/54 AL 機関と同じアルミ製蛇管冷却式ピストンにより機関の性能を確認し、その後 C 重油高出力用組立式ピストンに組み替えてさらに試験を行ない、機関性能が実機とほとんど一致することを確認した。

(ii) 600 s C 重油運転 本試験では燃料を 90°C に加熱するだけで、すでに良好な燃焼が得られたが、僅かな燃焼遅れが認められたので、燃料の噴射時期を 12° から 14° BTDC に進めて試験を行なったが、A 重油の場合と比較して排気温度はシリンダ出口で約 10°C 上昇し、給気圧力は 0.01~0.02 kg/cm² 上昇した。

(iii) 1,200 s C 重油運転

100,110 および 120°C について燃料加熱温度選定試験を、12,14 および 16° BTDC について燃料噴射ポンプ・タイミング選定試験を、0.45, 0.48 および 0.50 mmφ についてノズル径選定試験を、180 および 230 kg/cm² について燃料噴射弁啓開圧力試験を、それぞれ行ない、また一体型ノズル試験を実施し、これらの結果にもとづいて耐久試験の運転条件を次のとおりに決めた。

噴燃ポンプタイミング	14° BTDC
燃料油加熱温度	110°C
ノズル・チップ	0.45 mmφ × 10 個 × 72°
燃料噴射弁啓開圧力	180 kg/cm ²

以上の条件で行なった 1,200 s C 重油の燃焼性能は 600 s の C 重油に比べて差異が顕著であつた。すなわち排気温度はさらに約 10° 上昇し、シリンダ出口で 410°C に達した。燃焼最高圧力はさらに 2~3 kg/cm² 低下して 78 kg/cm² となつた。また燃焼音は A 重油の場合に比べ緩慢で、静粛となり、燃料消費量も同発熱量に換算して同じ値が保証できることが確認された。

つぎに燃料加熱温度を 120°C としその他は上記と同じ運転条件で 2,500 s C 重油試験を行なった。この燃

料油は完全な拔釜油で、燃焼性能も相当低下しているにもかかわらず、運転性能は 1,200 s C 重油とほとんど同じであつた。ただこの程度の高粘度油では配管にも加熱装置をつける必要が認められた。

連続耐久運転は 1,200 s C 重油を使用して行なつた。前回の解放後、無停止連続耐久 262 hr および約 1,000 hr

運転を行なつてから機関を解放点検して計測を行なつた。その結果は十分満足すべきものであり、1,200 s C 重油の運転に耐えることを確認した。

連続耐久試験では無人運転が可能ないように応急装置および記録装置を備えた。応急装置の作動様式および記録項目は表 1 のとおりである。

表 1 応急装置および記録装置
制御操作①は機関・補機ヒータの類停止

機 器 名 称	項 目	監視	記録	警報		制 御		制 御 ② の 操 作 内 容	制 御 用 設 定 値
						①	②		
ス ト レ ー ジ ・ タ ン ク	レベル SW サーモ SW 熱電対			○		○	○	移送ポンプおよびヒータ off ヒータ off	レベル低下 設定温度超過
セ ッ ト リ ン グ ・ タ ン ク	レベル SW サーモ SW 熱電対			○	○		○		レベル低下 レベル上昇 設定温度超過
F O 清 浄 機 用 加 熱 器	サーモ SW 熱電対						○	ヒータ off	設定温度超過
F O 清 浄 機	自己警報回路			○	○				作動異常
サ ー ビ ス ・ タ ン ク	レベル SW サーモ SW 熱電対				○	○	○	サービス・タンク、セット リング・タンクの流れ切替 ヒータ off	レベル上昇 レベル低下 設定温度超過
温 水 封 水 タ ン ク	サーモ SW 熱電対			○	○	○	○	ヒータ off	80°C 以上
L O 清 浄 機	自己警報回路								作動異常
水 制 動 機	圧 力 SW				○	○			0.4 kg/cm ² 以下
L O 加 熱 器	サーモ SW 熱電対			○			○	ヒータ off	60°C 以上
シ リ ン ダ 注 油 タ ン ク	レベル SW				○	○			
燃 料 流 量 計	清浄機用流量計 機関流量計	◎	◎					現場指示	
潤 滑 油 タ ン ク	レベル SW				○	○			レベル低下
〔機 関 本 体 関 係〕									
圧 力	2次冷却海水圧			○	○				0.7 kg/cm ² 以下
	1次冷却水圧	○		○	○				0.7 〃 〃
	機関 L.O. 圧力	○		○	○				2.0 〃 〃
	タービン L.O. 圧力	○		○	○				0.5 〃 〃
	給気圧力	○	○						

温 度	排気温度	○	○	○	○		シリンダ出口 450°C 以上
	L.O. 温度	○	○	○	○		機関入口 50°C 以上
	燃料温度	○	○	○	○		70°C 以下および 130°C 以上
	冷却水温度	○	○	○	○		機関出口 70°C 以上
温 度	給 気 温 度	○	○	○	○		50°C 以上
そ の 他	噴射ポンプラック値	○	○				機関異常振動 412 rpm 以上 および 320rpm 以下 50 mmAg 以上
	パイプ SW			○	○		
	電気式回転計	○	○	○	○		
	クランク室圧力			○	○		
機関用燃料加熱器	サーモ SW					○	ヒータ off
	熱電対	○					設定温度
リモート監視	排気温度	○					
	噴射ポンプラック値	○					

これらの装置により長時間の連続運転試験はほとんど異常なく行なわれ、低質油を燃料として使用する機関ではタンクおよび加熱器の数が多いので、少人数で適確な運転操作を行なうためには、少なくとも表1程度の監視記録装置が必要であることが考えられた。

以上の試験の結果次のとおりの結論を得た。

重油の燃焼試験に当つては、あらかじめ予想される燃焼上および構造上の問題について考えられるかぎりの対策を施し最良の状態において試験したため、本試験で取扱つた3種の重油の使用については、全く問題がなく、良好な成績が得られた。全負荷で約 260 hr の連続運転を実施したが、十分満足できる結果を得た。総運転時間は約 1,312 hr (うち C 重油運転 1,074.5 hr) であるが、シリンダライナの摩耗も少なく、排気弁の損傷も全くなく、長時間の無解放運転が可能であると判断された。また適当な燃料加熱装置を備えれば、機関停止の際に A 重油に切替えず、C 重油のままで停止し、冷態から再起動が可能で、この場合も燃焼上何等問題がないことを確認した。従つて大型 2 サイクル機関で使用可能な C 重油は本型式の機関にすべて使用できるものとする。

応急装置および記録装置についても計画どおり良好な成績が得られたが、低質油燃焼装置に対しては最小限ここに述べた装置程度の監視記録装置が必要である。

(未完)

海技入門選書

東京商船大学教授 鮫島直人著

電波航法入門

A 5 版 200 頁 ¥ 460 (〒70)

目次

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

国際自動化シンポジウムに 出席して (その4)

米原 令敏

北欧三国の自動化の現況

今回はデンマーク、ノールウェー、スウェーデンの北欧三国の自動化についての講演の内容を紹介する。

デンマークの講演はデンマーク Nakskov Skibsværft の O. Kongstedt 氏の行なつたもので、ナイトウォッチ廃止方式を採用した船の実績を基に興味深いデンマーク海運界の内情が述べられている。ノールウェーの講演はノールウェー Trondheim の Skipsteknisk Forskningsinstitutt の Chief Research Engineer である O. Martens 氏の行なつたものであつて、ノールウェーがいかに乗組員の不足に対処しているかについて詳しく述べられている。スウェーデンの講演は Stockholm の Salen Rederierna の Director Jannerfeldt 氏の論文であつて、スウェーデンの一般自動化状況の他に目下建造中のナイトウォッチ廃止のタービタンカの自動化の内容が詳しく述べられている。

北欧三国に共通していることは、乗組員の入手困難に対処する方策として自動化が考えられている点である。自動化の投資額と乗組員節減による運航費節減と比較して経済性を見地から許しうる自動化を採用し、それによつて乗組員を減らすというよりも、まず質の良い乗組員が僅かしかないという現実が先にあつて、それだけの人で安全かつ高能率で運航するために必要な機械化、自動化、遠隔操作化は何であるかという考え方で自動化等を取りあげる点注目し、またノールウェーの講演で、自動化船の成功の鍵は造船所エンジニアにありと強調されている点も考えさせられる言葉である。

(A) デンマークの船舶の自動化

デンマークの船主が自動化を採用する背景は西欧海運諸国とはほぼ同じと言えよう。

デンマークの船の乗組員数は伝統に基く法によつて支配され、入渠から入渠までの間の修理や機械の開放点検作業は主として乗組員の手によらねばならない。長期チャーター船や外航船では寄港地で修理や開放の設備が利用できたとしても制約が多く、そのような港の間を主として航行する船では特に乗組員の手によつて修理や開放点検を行なわねばならない。

費用のかかる自動化を採用する第一の経済的な目的が乗組員数の節減になければならないとすれば、ここ 3～

4 年間に急激に高度に自動化された船が建造され、また契約されているのは経済的理由からだとは思われない。

真の主原因は、船の稼働率を高め多能化するために馬力が急激に大きくなり、また装置も急激に複雑となつてきた反面、生活水準の向上と陸上産業の人手不足のため、乗組員を希望する質の良い技術者がだんだんと人手しにくくなつてきたからである。

Fig. 1 はあるデンマーク船上の過去 6 年間における 3rd engineer と junior engineer の減少を示すグラフである。将来を考えると、このグラフによれば junior engineer の人手難は一層深刻なものとなる。

若人の関心を海洋生活に向けさせる努力をすることの他に、機関室内の従来の監視作業を計器類にまかせ機器類の巡回監視をごく少数の熟練したエンジニアにゆだね、労働力の大部分を開放点検や修理作業に集中させる方式は論理的には良い考え方である。

長い間の慣習をもつと有効と考えられる別の方式に変えたい場合は、従来の慣習として実際にどのようなことが行なわれていたかを調べてみる必要がある。ところで通常の洋上の機関室内監視に関しては、機関日誌と修理

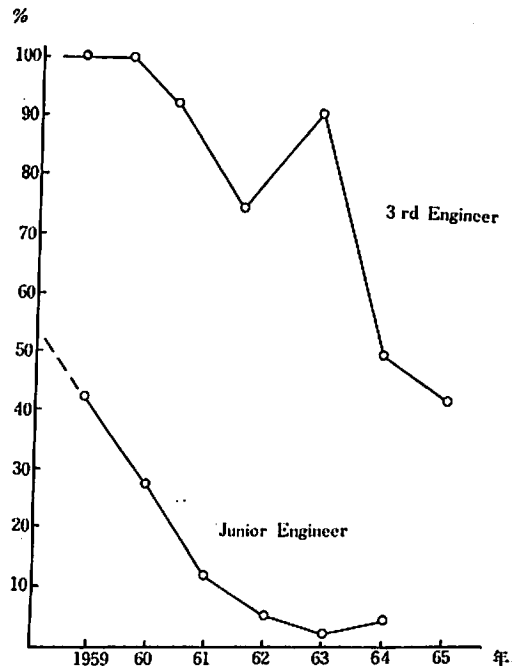


Fig. 1 デンマーク乗組員不足の実情例

工事表という莫大な統計的資料がある。これらの資料を調べた結果、船内作業の98%がグリース注油、清掃、圧力温度等のチェック、ポンピング、サウンディング、日誌記入という一般作業であり、残りの2%がフランジからの洩れ、バルブスプリングの破損等エンジニアが直ちに処理を要しない程度の故障の修理に費されているという事実が判明した。

エンジニアが直ちに処理しなければならないような故障も発生しているがごく僅かであり、計器や自動化装置が人間のすべての感覚の代りをするものではないが、発生した故障は大体計器や自動化装置によつてエンジニアと同程度に処理されるものであつた。

統計的資料調査では(幸にして機関室内火災はほとんどおきなかつたので)火災の危険については何の示唆も与えてくれないが、火災は船の存在を危くするものだけに特別な考慮が必要である。

上述の資料調査によれば、機関室内の監視は、自動制御とプログラム制御を備え、かつ主要な系統や機能に制御と組合わせた警報を設けた形の自動化を行なえば、そのような計装にゆだねてしまつても良さそうである。

従来の航海中の機関室内監視の方式を変えるとすれば次の二方式が考えられる。

- (A) 一当直1名とし、3名の士官が順番にこれにあたる。
- (B) 通常の勤務時間以外は機関室無人とする。(いわゆるナイトウォッチ廃止)

これら二方式にはいずれも支持者がおるが、(B)の方式が主要船会社二社によつて定期貨物船2隻、油送船2隻に実際に採用された。またその他の船会社でも契約済の船で機関室無人化の採用を考慮している。

このナイトウォッチ廃止の長所は(1)機関部の乗組士官部員すべて保守と開放点検の昼間作業に従事できる。(2)そのために機関室内作業の非常に重要な部分の能率が上がる。(3)超過勤務時間が節減できる点にある。同時に洋上作業の労働条件を陸上の労働条件に近づける努力が払われてきている。

上記(B)の場合にエアコンディションと防音装置を備えた制御室は余分なものと考えられるが、(A)(B)いずれの場合でも集中制御を行なうことが重要である点には変わりがない。(B)の方式を採用して自動化を行なっている船主の制御室についての考え方は、計器類をゆつたりと配置し、昼間作業を計画し相談するために静かな場所とし、取扱説明書やダイヤグラム等作業に必要な資料が簡単に出せるようにしておくことである。

ある船会社はナイトウォッチ廃止方式採用の場合、夜

間に警報が出て機関部士官が機関室に入つて行つたとき、直ちに必要な処置のための行動がおこしやすいよう中央制御室を囲わずオープンにしている。この船会社はむしろ工作室、倉庫などの昼間作業場の環境を良くするために投資する方が良いとの意見を持つている。

自動化の内容としては、各種の自動制御と警報の他に遠隔制御、特に主機の船橋からリモコンが採用されつつある。この主機の船橋からのリモコンは一日の中何時間かは機関室が無人となるような場合は必要不可欠のものである。大部分の船主はエンジンメーカーの推奨するリモコン方式による主機逆転操縦を採用しているが、ある船会社は6隻(中1隻は契約ネゴ中)の低速ディーゼル主機(18,000 PS まで)を有する船に可変ピッチプロペラによる船橋リモコンを指定している。

またデンマークの大部分の船主は新造船に対してタンクとビルジ系統の弁類の遠隔操作を指定している。これは燃料積込、バラスト調節、燃料移送などの重要な作業を有能なエンジニア1人にまかせられるようにするのが目的である。

また最大42時間(週末)連続して機関室が無人となるような船には、通常は当直員が計測記録する当直日誌用の計測値を自動的に打込むデータ記録装置が必要である。

このような船の火災の危険に対しては、感度の高いスモークディテクタを機関室内の主要な個所に設ける他に、ディーゼル機関やボイラの詳細構造にも充分注意を払う必要がある、また機関室内の機器配管等の配置についても特に考慮を払う必要がある。

航海中機関室を無人とすることは、すでに12,000トン定期貨物船2隻、56,000トン油送船2隻が1年以上就航しているの、デンマークにおいては実績のある方式となつた。

これらの船ではウィークデイは1530時より翌朝0600時まで、週末は土曜の1200時より月曜の0600時まで機関室は無人となる。

上述の定期貨物船の中の1隻 Andorra 号が神戸からコペンハーゲンまで就航中、機関室内の正規勤務時間以外の時間に鳴つた警報を示すと別表の通りである。また油送船の報告によれば夜間警報が鳴つた回数は月1~2回程度であつたので貨物船の場合と大差ない。

夜間警報が鳴つた場合に機関室内に入つていく当番すなわちいわゆる alarm watch は一等機関士、二等機関士の2名が2日に1回の割合で担当し、その日の最終昼間当直者が alarm watch の当番となるようにうまく当直配員をする。

alarm watch の時間になると、警報は居住区に切換

えられるので、alarm watch 当番は居住区内で警報の聴える範囲内なら何処にいても良い。勿論寝てしまうのも自由である。

船橋への警報は機関室内の火災、ブラックアウト、主機停止、掃気管火災、過給機故障、排気温度異常上昇のような“重大警報”のみとしている。

船橋には警報の原因まで指示装置で知らせる必要があるという意見と、単に特別な操作が必要ならそのみを船橋に自動的に示し、船橋当直者はその指示通りに操作し、後は警報をきいて機関室にかけつけた当番エンジニアからの連絡を待つておれば良いという意見とがある。

自動化と平行して船内装備と作業場の合理化がとりあげられてきている。今まで慣習に従って船内装備がふえすぎているので、慣習にとらわれない新しい考え方が重要視されている。最近の船は装置の数も寸法もどんどん大きくなっていくのだから簡素化が絶対に必要となる。

自動化と合理化の急速の進歩に合うように船会社の事務、技術両部門の職制組織も変えられた。

デンマークの船会社は乗組員の補充と教育についてはかつて先駆者であったが、海運を志す青年の教育方策を樹立した。この内容は教育の面からも経済の面からも好条件であるので志願者の増加が期待される。

最後にデンマークの海運と造船における特色の一つを強調しておきたい。これは今後の船を計画しかつまた近代技術の進歩の中にあつて進むべき正しい方向を見出さんとする人にとつて重要な特色であろう。それはデンマークの主要造船所は船会社の所有会社であるということである。船主と造船所の緊密な協力は以前にも増して今こそ非常に必要な時期となつたが、デンマークにおいてはこのような協力は永い間の伝統となつてきているのである。

Andorra 号の夜間警報の回数

(1月6日神戸出港, 3月6日コペンハーゲン入港, 第2次航, 機関長報告) (×印は警報なしを示す)

月	日	時間	警報の内容
1月	6-7		×
	7-8	0400	Earth Fault
	8-9	1930	Stern Tube Oil Level
		2015	Water in Duct Keel (原因 Steam Pipe Leaking)
	9-10	0100	Water in Duct Keel
	18-19		×
	19-20	2025	Earth Fault

20-22			×
26-27	2200		Main Engine Governor
27-31			×
2月	31-1	0210	Overflow F. W. Tank
	1-3		×
	3-4	0100	Water in Duct Keel (原因同上)
	4-11		×
	11-12	1630-1800	Shot Alarm from L. O. System (原因: 悪天候)
	12-16		×
	16-17	0530	Stern Tube Oil Level
	20-24		×
	25-26	0500	Sludge TANK (原因: F.O. Separator Water Seal)
3月	1-6		×

補足説明: 2ヶ月間に11回警報が鳴っているが、悪天候によるものおよび Steam Pipe Leaking による Water in Duct Keel を除けば2ヶ月間に7回となる。

(B) ノールウェーの船舶の自動化

ノールウェーにおいて船舶の自動化に関心が寄せられているのは、効率の良い船の建造と運航に関心が深いからである。競争力のある船舶を建造し、また運航する能力を獲取し維持するために検討され試みられるべき多くの方法の一つとして自動化がある。

ノールウェーの船舶建造能力は年々増加し現在年間約400,000GTとなつている。この増加は単に建造能力の向上のみによるのではなく、効率の良い船を設計し建造する能力の向上にも基因している。この年間建造能力は現在のノールウェーの船主が新造を必要と考えている船腹の約半にしかならないが、ノールウェーの造船所の建造船はノールウェー船主向けに限られている訳では決していない。多数の船が国外の船主に引渡されており、自動化についていうならば、ノールウェー造船所建造の船の中でもつとも新しい広範囲の自動化計装を装備した船は外国の船主に向けて建造された4隻の同形フルーツキャリアである。この船は機関室内のエアコン付防音制御室内にテレプリンタ3組を有する高級なデータログを1台備えている。この3組の中2組は機関室用ログ・テレプリンタおよびアラーム・テレプリンタで、残りの1組は貨物船用のテレプリンタである。約400点に対し記録と警報スキミングが可能になつている。この船の主機は船橋から遠隔制御され、その他に主要ポンプ類の遠隔発停が制御室から行なえるようになってきている。

ノールウェーの主要造船所はかなり広範囲に自動化の採用された船を建造済または建造中であり、またこの革

新にベースを合わせて必要な装置類を製作している著名なメーカーもかなりある。ノールウェーの設計製作になる甲板機械、ポンプ、可変ピッチプロペラ、発電機、電気装置、電子管装置ボイラ用バーナなどが世界各国の自動化船に採用されている。この事実を述べたのは多くの人々がノールウェーは単なる海運国であつて造船工業国ではないと思つているからである。海運は勿論国民経済の大きな支柱となつてゐるが、ノールウェーの自動化について論及する場合には発展しつつあるノールウェーの造船ならびに関連産業も大いに関連づけて考えねばならない。

現在ノールウェーで建造中または建造済の“自動化船”の計装や機械化の度合は世界の諸国と同様に多種多様である。大部分の人が数年前に予想していたよりは遙かに急速に自動化進歩したのであるから、自動化の内容が多様であるのはむしろ当然であつて、また技術的かつ経済的に最良のものは何であるかについての意見も定まつてはいない。明らかに自動化装置の範囲は船の種類によつて異なるものであるが、同種の船にあつても自動化計装の範囲は採用される装置の形式に関連して異なつてくる。

上述のフルーツキャリアを除くと、自動制御と遠隔制御を備えた8~10隻の船は沿岸航路から95,000 DWTにわたる油送船が大部分である。これらに共通している点は計装と制御の集中化である。ある船は機関室内オープンスペースに集中制御場を持つており、またある船は機関室内に囲われた制御場を持つている。また2隻は船橋に集中制御場を備えている。荷油タンクのレベルの遠隔指示やタンク内弁類の遠隔操作を行なつてゐるものもある。これらの船のほとんど大部分は船橋より主機のリモコンを行なう。主機は逆転操縦である。冷却水や潤滑油の温度の自動制御、ボイラドラム水位の自動調節、圧縮機や主要ポンプの遠隔または自動発停はスタンダードになつてゐる。ボイラの完全自動化や発電機の自動停止、自動起動、自動同調をしているものもある。ノールウェー船主向に外国造船所で建造される自動化船はほとんどNV船級をとつており、NVはRecommendations for Instrumentation and Automation in Shipsを発行している。

さて船の運航について述べるに先立ち、船主と乗組員との立場を明らかにするために、ノールウェー海運界の一二の特色について特に述べておきたい。

まず第一にノールウェーの船は世界航路の至る所で“便宜国籍”の船や政府助成を受ける船と常に競争していかなければならない。従つてノールウェーの船主は一

安い船価の造船所で船を作らせる必要があり、船主も乗組員も新しい装置と技術を絶え間なく積極的に採用していく必要があり、かつ効率の良い運航とは“けわしい道”であることを学ばねばならない。

第二にノールウェーの商船隊は人口に比し非常に大きな比率だということである。現在の船腹は1,400万GTにおよび65,000人の船員がこれらの船腹を動かしている。運航に必要な乗組員を確保することはますます困難になつてきており、その結果ノールウェー船に乗船している外国人船員の数は常に増加しており現在13,000人を越えた。特にエンジニアの不足が著しく昨年(1964年)は2,000名以上のエンジニアが船内の就労業務に対応した免許を持つていない状態であつた。従つて運航経費の節減と乗組員数の減少のためにはどんな方策でも試みる理屈がなりたつ。同時に、最近の船は投資額が大きく従つて稼働しない場合の損失が大きいため、高い信頼性を保つておくことも勿論非常に重要なことである。

このような状態に対処するためにノールウェーでは二つのことがおきている。第一は長い間変わらなかつた乗組員数が改訂されようとしてゐることである。在来の法規はもはや近代船に必要な乗組員数の実情に合つていない。シングルデッキのバルクキャリアの乗組員数は既に決まり実施されている。たとえば40,000 DWTのバルクキャリアは35名である。この数は安全の見地から必要と考えられる最低数である。実際の船の設備と航路によつて保守作業を行なう乗組員若干名を追加するのが好ましい。第二のことは自動化である。ノールウェーの船主は広範囲に自動化を採用した船を建造してきたし、また建造中である。その内容は前述のように多種多様である。自動化項目が経済性に及ぼす効果を計算するには関連要素があまりにも多いから、多種多様になるのは当然である。経済性そのものを論ずるのは筆者の仕事ではないが、経済性の検討をするのに非常に困難な要素は信頼性の予測だと思う。われわれには計装機器類や制御機器類の信頼性は不明である。また在来機械類の部分品の信頼性も不明である。従つて自動化装置と乗組員の条件が与えられて、その保守と修理の費用を予想するという事は非常に困難である。実船の就航実績のみがこの点についての回答を与えてくれるものである。今船主が行なつてゐる trial and error の方法はこの問題の一番効果的解決方法である。船の計画の段階で乗組員の削減を承認するかどうかの当局の言明が得られない点も困つた点の一つである。

ノールウェーの船舶研究所で船舶の自動化の将来性を明らかにするための調査研究が行なわれた。その結果

50,000 DWT 油送船の機関室ナイトウォッチ廃止の場合乗組員総数 28 名でやつていけるような装備はどうすればいいかが明らかになった。この場合貨金以外の保守修理費は従来船と同じと仮定されているが、品質の良い自動化装置が設けられ、また故障を未然に防ぐような保守が在来船よりも容易に行なえることを考えれば、保守費をそれ程ふやさずに高い総合信頼性と安い修理費で運航しうるものと私自身は考えている。

しかしながら残念なことに今までの実績では信頼性は、本来あつてほしい程度には高くない。これは自然法則のようにどうにも致し方がないという性格のものでなく、むしろ何らかの失敗にもとづくものである。船主の技術陣が本当に欲しているものが何であるかを充分詳しく指示しないという種類の失敗によることもあるであろうが、船主の技術陣の大部分はそのような仕様を明確に示すだけの経験を備えた技術者ではないので、建造者である造船所を信頼せざるを得ないという実情は認めなければならない。私の意見では、造船所こそ船内設備の責任者である。よく計装機器メーカーが装置を保証すべきであるとの意見をきく。勿論そのようにアレンジすることは可能である。しかしながらこれが賢明なやり方だとは私は思わない。信頼性は勿論計器や機械部品の信頼性によつて左右されるものであるが、システムデザインにも大いに左右されるものである。計装システムは機械システムという全体システムの一部として造船所で設計されるべきである。このことは勿論計装機器メーカーのシステムデザインについての経験を活用するために造船所が計装機器メーカーと相談することまで妨げようというのではない。しかし計装機器メーカーはその製作する部品についてのみ責任を持つべきである。

世界的名声のある造船所は自動化船建造の見積を提出する際には、建造後の自動化の実績が悪かつた場合の責は造船所が負うという決意を持つていなければならない。失敗は三重になりうる。すなわち自動化機器の部品の品質不良、悪いシステムデザイン、運転者や整備員の訓練不足によつて三重に悪化される。従つて造船所は充分な技能あるスタッフを備えておいて適切な機器部品を推奨し、良いシステムデザインを行ない、取扱説明書を作り、乗組員の訓練日程をアレンジすべきである。船舶用機器は塩分と高湿度の大気にさらされ、振動の多い状態で使用され、遠く洋上で使用されるものであるが、それだからといつて陸上産業や航空産業に使用されている機器よりも信頼性が低くて良いという理由は何もないのである。

われわれは巧妙な計器類を装備することには何の関心

も持つていない。高い信頼性に結びついた単純化と安全な運航こそがわれわれの関心事なのである。また自動化は運航費を節減し、拡大していく商船船腹を運航するに足る労働力を確保するためにとられる数多くの対策の一つとみなすべきである。

(C) スエーデン商船の自動化

(1) 総 説

かなり前から若干の自動化は既に船に採用されていた。例えば操舵のためのオートパイロット、タービン船のボイラの自動燃焼制御、ディーゼル発電機の油圧低下の場合の自動停止等である。

しかしながら船の自動化に関する関心はここ数年間急激に高まり、政府助成団体も、船会社、造船所、自動化機器メーカーという私企業も徹底的な検討を行なつてきた。主機、補機、甲板機械等のリモコンも開発された。しかしながらこれらのリモコンは完全自動の条件ではなく多くの場合半自動である。例えば船橋の当直士官が機関室へのテレグラフまたは押ボタンを押すと、それによつて自動操作シリーズの一つに信号が与えられ、最終的に所定の機械の運転状態が変わるというリモコンである。

スエーデンの船舶に採用されている自動化装置の種類は他国の場合と似ているが、おそらくスエーデン船主は他国例えば日本の船主が採用している自動化の範囲に較べれば若干控え目であろう。

スエーデンのディーゼル船で自動化されている項目は清浄機 (FO および LO)、サービスタンクとセトリングタンクへの燃料移送、主、補ディーゼル機関の冷却水と LO の自動温度調整、起動空気圧縮機の遠隔および自動起動、バラストポンプやビルジポンプおよびその系統のタンク弁の空気または油圧による遠隔制御などである。

ディーゼル主機関のクランクケース内爆発性ガス検出警報は多数の船に装備され、安全性の見地からはこれが確かに有効であることがみとめられているので今後の新造船の仕様書にはこれが含まれることになる。

冷蔵貨物船のような特殊船では冷凍機と倉内温度の自動制御が行なわれる。これらの船には倉内温度の連続スキミングと自動警報のためにデータロガーを装備しているものがある。これによつて今まで冷凍機エンジニアが書くことになつてきた温度に関する報告書がすべてタイプされ完全な報告書が自動的に作られる。

機関室外の自動化装置としては、自動繫船機、油圧ハッチカバー、自動操舵機を大部分のスエーデン船主が採

用している。

スウェーデン造船所で建造された国内・国外船主向の船の内、主機の船橋リモコンを採用している船は僅かである。このリモコンは主機の停止と逆転いわゆる crash stop のみを行なうものと、すべての主機操作を行なうものがある。このリモコンシステムは主機がタービン、ディーゼルのいずれであるかによつて異なる。crash stop を船橋からリモコンする方式が一番最初に採用されたタービン船では、コントロールシステムは全空気式であつたが、その後建造された船はすべてスウェーデンの設計になる全電気式が採用されている。またタービン船の完全なブリッジコントロールにはスウェーデン設計の全電気式のみが使用されている。ディーゼル船のブリッジコントロールには電気油圧式が使用されている。

完全なブリッジコントロールの費用はタービン船・ディーゼル船とも大体 900 万円程度であり、ブリッジコントロールによつて乗組員数が減るわけではないが、この程度の費用なら経済性にも採用可能なものである。この完全なブリッジコントロールは今後スウェーデン船には一般化して採用されるようになるであろう。

スウェーデン船主の中には在来船にブリッジコントロールを持込むことを検討した所があるが、費用が新造船に比較すると莫大となるので経済的に成立しないとの結論になつている。しかしながら就航中のタービン船に crash stop を船橋からリモコンで行なえるように改装する工事が 1965 年に行なわれた。これは大した費用をかけずにすむと同時に効果が大である。

前述のように主機の完全な自動化を採用したスウェーデン建造の船はないができるだけ少数の免許を持った乗組員で安全かつ能率的に船を運航する必要性を船主も造船所も強く感じているので、この点から大幅な自動化の採用が重要な要因となるであろう。

従つて建造中および目下計画中の船は主・補機的大幅な自動化のみでなく——特に油送船では——荷役装置、甲板機械、冷凍機装置、航海計器などにも大幅な自動化が採用されようとしている。

(2) ナイトウォッチ廃止タービン油送船の自動化

現在建造中で 1966 年引渡される予定の 2 隻の船はナイトウォッチ廃止の目的で自動化と遠隔制御化が大幅にとり入れられている。このようなことは僅か数年前までは全く問題にされていなかったが、今や技術的には可能となり現実には何も問題はなくなつてきた。

この船は 115,000 DWT 油送船で主機は 28,000 SHP タービンである。この船の装置の概要は次の通りであ

る。

ブリッジコントロール

主機は電気リレー式でプログラム制御である。非常操作として迅速な操作が必要なときは、当直士官がボタンを押せばプログラム制御はバイパスされて迅速な操作が可能となる。操縦系統に万一故障を生じたときは、全く独立の補助系統を押ボタンで操作しタービンを停止させることができる。リモコン装置には月日時分と操作の内容の自動記録計が組込まれている。

スタンバイの間はタービンは自動的に暖機される。また出入港操縦時はグラウンドシール蒸気や LO 温度のように主機に関連するすべての機能は自動的に制御される。

主タービンは LO 圧力低下、真空度低下、高低圧タービンのロータの軸方向伸びと過速度に対し保護装置がついている。このいずれかの異常が生ずると主タービンは自動的に停止し、機関室内の制御盤と船橋の警報盤にその旨表示される。

主タービンはまた蒸気圧低下とボイラの水位異常低下に対しても安全装置がほどこされている。出入港操縦時このいずれかの異常が生ずると正常に復帰するまで蒸気の供給は絶たれる。

あらかじめ定められた期間よりも長く異常が続くとタービンの回転を下げるか自動的に停止される。

ボイラ

タービンプラントではボイラの監視と保守はもつとも重要である。本船は 16 時間の間機関室無人となるので燃焼制御、高低水位などに特別の注意と警戒が必要である。

蒸気アトマイズ式バーナが採用され、全負荷範囲にわたつて人的操作を要せず、蒸発量に応じてバーナ点滅により自動制御される。その他に蒸気圧力、水位、蒸気温度、燃料温度、空燃比が自動制御される。

バーナは各個にディーゼル油電気着火装置を有しており、短時間の運転上の休止の後ならば操縦パネルから遠隔に点火が可能である。また自動操作をバイパスして燃料、空気、給水系統をすべて手動で制御することもできる装備となつている。

スートブロワも自動式で、これとは別に空気予熱器の掃除が可能で、これも船橋から操作可能となつている。

従来バーナは 1 日に 2~3 回清掃を必要とするのが通常であつたが、本船にはかなり長期間——およそ 10 日間——清掃を必要としない新形式のバーナが使用される。また各バーナには必要に応じバーナへの燃料供給を

自動的に遮断する Flame Guard が設けられている。

ボイラの高低水位の表示系統は独立になつていて、水位が異常低下した場合はバーナへの燃料供給が一定時間自動的に遮断され、一方水位が異常上昇した場合は carry over をさけるために、給水が同様に自動的に遮断されるとともにそのボイラのバーナも消火される。

空気予熱器は電動ロータリ形で、回転が絶対に止まらぬことが非常に重要であるから、同一軸上にスタンバイ電動機が設けられ、常用電動機故障の場合自動的に起動する。

強圧送風機の故障または予期しない停止の際には、やはり燃料の供給は自動的に遮断される。

これらの安全装置が作動した際は、その旨機関室内の制御盤に表示されるとともに船橋の警報パネルにも表示される。

発 電 機

本船には 880 kW ターボ発電機 2 台、300 kW ディーゼル発電機 1 台、25 kW 非常用発電機 1 台がある。ディーゼル発電機で半速航行が可能である。ブラックアウトの場合ディーゼル発電機は自動起動し、動力供給が行ないうる状態になると、あらかじめ定めた順序に従つて航行に必要なすべての補機が自動的に起動される。ただし安全の見地から強圧送風機はこのプログラム制御には組み込まれていない。前述のように強圧送風機故障の場合はバーナへの燃料供給は自動的に遮断され、強圧送風機は手動でのみ起動され、この操作は主制御盤で遠隔に行ないうる。強圧送風機が起動されると直ちにバーナは自動的に点火される。

ほとんどすべての機能を自動化しているのに、ごく一部だけ手動でしか操作できない部分を残しておくというのは統一されていないように見えるが、安全のためにこのような使い分けが必要である。ボイラはかなり大きいので蓄積熱量が大きくブラックアウトの際も蒸気圧が 50 kg/cm² に達するまでに約 20 分かかるので、昼夜を問わず制御盤にエンジニアが行つて必要な処置をするには充分時間的余裕がある。船が狭水路で操縦中は夜間でも機関室内には当直がいるので事故に対し直ちに対処しうる。

ポンプと水位保持

船の航行に必要なポンプ類はすべてスタンバイ装置を装備し、使用中のポンプが停止したり故障した場合自動起動するようになつている。この運転状況は主制御盤に表示される。

機関室ビルジポンプはビルジウエルがいつも空になる

よう自動的に働き、また二重底トップに多量の漏水があつたときはビルジポンプが自動的に起動するが、それでも不足の場合はビルジ高水位の警報が働らく。

船の航行に必要な容器類の水位は自動と手動の調整装置を有し、異常状態は温度や圧力と同様機関室内主制御盤に表示される。

記 録 計

本船にはスキヤニング形のデータログは装備されないが、その代りに温度と圧力のチャートレコーダが装備される予定である。8 台で合計計測点は 84 点である。これは機関長が機械類の性能を正しく判断し同時に機関部日誌の記録とするのが目的である。

警 報

夜間機関室内当直は廃止されるので、警報は非常に完備されている。

総数 130 種の警報が機関室内の主制御盤に表示される。この盤は 14 種のグループに分けられており、一方船橋の警報盤には 5 個の表示器があり、14 種のグループのいくつかがまとまつて 5 種のグループになりこの 5 個の船橋表示器に連結されている。この 5 個の表示は警報の重要度のみを示すものであつて、機関室内の異常の重要度がどの程度のものであるかが船橋当直士官に判ると同時に、スタンバイ中の機関部エンジニアに異常の度合を知らせうようにしてある。

その他の装置

蒸気系統の塩分含有率が主要な個所でサリノメータによつて調べられ、異常値に達すると警報が鳴るようになつている。

機関ボイラ室と舵取機室には火災報知機が設けられ、船橋から消火ポンプの遠隔起動ができるようにしてある。

舵取機は船橋から遠隔発停ができる。機関室制御盤と船橋の独立パネルに舵取機の異常が表示される。

噴燃ポンプの吸入と吐出側に自動洗滌フィルタが設けられ、バーナ前の燃料温度は自動制御される。

甲板機械としてはフォクスルとブープデッキに揚錨機があり、8 台のウインチは 4 台ずつ 2 グループに分けられ、各グループ毎に遠隔制御される。

ブープデッキハウスの前部にポンプ制御室があり、ここから荷油ポンプと荷油バルブが遠隔制御される。また荷油タンク内の油面と温度もこの部屋に遠隔指示される。

ポンプ室数個所に設けたガス検出器からの信号によつ

てポンプ室ファンが自動的に発停する。これによつてポンプ室内は多量の荷油洩れがない限りガスフリーの状態に保たれる。もしガスが検出されている場合はポンプ室入口に赤灯が付き、船橋の警報盤にもつく。

上に述べたのはナイトウォッチ廃止のタービタンカの自動化ではあるが、その大部分は一般のディーゼル船にも適用されうるものであり、スウェーデンのある船会社は現在計画中のディーゼル船を、将来もしナイトウォッチ廃止が採用されれば、そのまま実施できる程度に自動化しておく方針である。

(3) 経済性と労働組合

機械類と荷役作業に遠隔操作と自動化を採用することによつて、乗組員数の節減ひいては人件費を節約することが可能である。このような自動化が正しく適用されれば、船の運航が人間の手で行なわれるよりも正確かつ安全に行なわれ、それによつて運航費もかなり節減される。

スウェーデンの 7,000~9,000 DWT のライナ形ドライカーゴディーゼル船に僅かな自動化を採用したものが 29~31 名の乗組員で運航されている。もしこの船に自動化を大幅に採用したならば、もつと少い乗組員で安全にもつと経済的に運航することが可能であろう。

しかしながらスウェーデン国籍の船の資格所有乗組員の数は海事法によつて規定されており、甲板部の部員の数は海員組合との協定で規制される。機関部と事務部の定員に関しては the Act of Seamen's Hours of Work に規定がある。

このことは自動化によつて乗組員を減らそうと計画する際まず考慮しなければならないことである。冷凍貨物船の場合には明らかに減員が可能である。冷凍機の運転のために乗船しているエンジニアは船舶の航行の安全には関係ないから、自動化の採用によつて直接減員可能となるからである。これは多くのスウェーデン冷凍貨物船に実施され、冷凍エンジニアまたはアシスタント計 2 名ないし 3 名が減員された。この場合温度の計測はタイプライター付スキヤニングロガによつて自動的に行なわれる。

前述のナイトウォッチ廃止のタービタンカは 30 名以下おそらく 30 名より数名少いところにきまるであろう。ナイトウォッチ廃止方式の場合は昼間保守と監視を行なう人員は多数おり、自動化には余分な費用をかけても運航費の節減により通常の船より競争力があると船主は期待している。

自動化は乗組員の数を削減するから労働組合の反対に逢うのではないかと考えている向きもあろう。たしかに

ある程度これは事実であつた。所がスウェーデンでは逆も真なりということを見出した。スウェーデン政府と労働組合の両者が乗組員数について若干の規定を定めてはいるが、自動化は多くの場合船内労務を軽減するので、自動化の進歩が歓迎され激励されているのである。例えば自動清浄機を備えた船では今までの一日約 2 時間の汚ない作業をしないですむ。ハッチカバーの閉鎖はとにかく重労働であるが、油圧式空気式その他いずれの方式であつても遠隔制御にすれば僅か 2 名の作業員ですむ。自動緊船機を使用すれば接岸作業は軽減される。荷油弁の遠隔制御も重労働を単なるボタンを押すだけの作業におきかえてくれる。

自動化は単に労働時間を減少するにとどまらず、機器の制御が改良され、それによつてエンジニアや甲板部士官に高い確実感を与える。

スウェーデンの労働組合が自動化とそれに伴う乗組員削減に賛意を示すもう一つの理由は海員希望者の減少にある。

また自動化採用によつて、船内の減員された乗組員の 1 人 1 人に高い技能が要求されるというのも一つの特徴である。

上記のような考察から明らかなように、スウェーデンの今後の新造船の仕様書には主機、補機、荷役設備、航海計器の大幅な自動化と遠隔操作が指定されることは明らかである。

海 技 入 門 選 書

東京商船大学教授 横田利雄 著

海 事 法 規

A 5 上製 155 頁 定価 320 円 (送 30 円)

船が直接航海するに必要な航海技術に関する法規、すなわち「航海法規」を除外した一切の海事または船舶に関する法規—それが本書の「海事法規」であり、著者の前著「航海法規」とあわせ、ここに海運関係法規の完全なる全貌が把握できる。

目 次

総 説	海事法規の概念
第 1 章	船舶法および積量測定法等
第 2 章	船 舶 安 全 法
第 3 章	船 員 法
第 4 章	船 舶 職 員 法
第 5 章	海 難 審 判 法
第 6 章	海 商 法
第 7 章	検 疫 法
第 8 章	関 税 法

〔船舶事情〕

相次ぐ西欧造船関係者の来日

最近西欧諸国から造船視察団が相次いで来日している。昨年11月の英国のゲティス・コミティに続いて本年3月には西独から政府・造船業界首脳よりなる造船ミッションの来日、また近くオランダからも造船視察団の訪日が予定されている。

これら視察団の目的はいずれも日本の主要造船所を实地に調査し、その強力な国際競争力を解明し、自国造船業の強化対策の指針とすることにあると思われる。

わが国としては国際社会の一員として懸案の国際協調を推進する上から、また日本造船界の実情を正確に紹介する機会としても、これら調査団の訪日は歓迎すべきものであるが、一方、これら諸国が日本の長所を吸収し、自国造船業強化策の一助とするとすれば、それは日本の国際競争力の低下を意味し、決して好ましいこととはいえない。今後単に名目的な視察旅行や露骨な調査目的をもつ調査団についてはこれの見学を拒否するか、慎重な配慮を行なうことが必要であろう。

以下ここ1年間に訪日した調査団について簡単に触れてみることにする。

1. 英国ロイ・メースン海運・造船担当大臣

○ 一行

Mr. Roy Mason : Minister of State (Shipping) of Board of Trade

Mr. K. J. Jordan : Private secretary

Mr. A. Sutcliffe : Director of Merchant Shipbuilding and Repairs

Mr. A. L. Story : Chief assistant, Scientific Office

○ 訪日日程

40年1月10日～40年1月20日

(ロイ・メースンは1月15日に離日)

○ 視察造船所

日本鋼管鶴見造船所、石川島播磨重工業横浜工場、同相生第一工場、日立桜島工場、三菱重工神戸造船所、同長崎造船所、佐世保重工、三井造船千葉工場 以上8造船工場を視察

○ 訪日目的

英国労働党内閣は、ポンド不安もからみ積極的に輸出振興策を講じており、特に造船業については過去に世界に君臨していた実績もありその颓勢ばん回には意欲的で、39年11月に英国造船業が国際競争に勝ち抜くためには如何なる組織、如何なる施設を必要とするかを調査し、経営者、労働組合および政府が如何なる対策を採るべきであるかを検討するための独立の委員会の設置(後述のゲティス・コミティ)を決定している。この一環としてロイ・メースン大臣の訪日は諸外国の国際競争力が能率的な経営によるものか、技術上の優位によるものかあるいは鋼材の価格が重要な要素となつているかを調査することを主目的としていた。

とくに、訪日にあつて日本造船業界の指導的立場にある人々と生産計画 (production planning)、管理技術 (management technique) および労資関係 (labour

relations) につき懇談を希望していた。

○ 日本造船業に対する貢献

当時西欧諸国には日本造船業に対する不信感、誤解、中傷がうずまいており、その中でロイ・メースン大臣ほど日本の造船業を正しく理解し、評価してくれた人はいない。その意味でこの人の訪日はわが国造船業にとつても大きなプラスとなつたといふことができる。

例えば訪日後ニューカッスルで行つた演説で日本造船業に対する分析として次のように述べている。「日本造船業が生産性の増大およびコストの切り下げに成功したことについて誤解してはならない。また政府補助金が競争力をもたらしていない。生産性の高い原因として第一に恒常的な労働力、造船所単一組合、第二に巨大な重工業グループに加入している、第三に造船以外の仕事を行ない、つねに能力一に稼働しうる体制を整えている、第四に単純かつ比較的安価な機械類を使用している、第五にマネジメントの構造、とくに中堅クラスのマネジメント・レベルが強力であること、等があげられる。

日本のマネジメントの規模および質、さらには生産計画に置かれている重点が日本の造船所の高度の競争力を説明する主因であり、日本の船価が英国のそれをはるかに下廻る事実を説明するものである……」と。

2. 仏国ジャン・モラン海運長官

○ 一行

Mr. Jean Morin : 海運庁長官

Mr. Rouget : 海運庁漁業局長

Mr. Furnestin : 漁業科学技術研究所長

○ 訪日日程

40年4月22日～4月29日

○ 視察造船所

石川島播磨相生工場

○ 訪日目的

造船に関する訪日目的はあまりはつきりしないが、世界一の日本の造船技術を視察し、自国海運・造船政策の参考とするという程度のものであろう。実際来日して造船関係者との話し合いにおいては自国のLPG輸送に関する特許の売込みに終始したという経緯もあり、わが国関係者からは不評を買つていた。

しかし、最近の一連の仏造船強化策は彼の企画する処であり、日本造船業視察がその一助となつていることは間違いない事実であろう。

3. 英国造船調査委員会 (Shipbuilding Inquiry Committee)

○ 一行

Mr. R.M. Geddes, O.B.E. (chairman) : Managing Director, Dunlop Rubber Co., Ltd.

Mr. A.G.B. Burney, O.B.E. : Partner of Binder, Hamlyn & Co.

Mr. D.K. Fraser, M. I. Mech. E. : Managing Director, The G.A. Harvey Group of Companies

Professor M. J. Lighthill, F.R.S. : Royal Society Research Professor, Imperial College of Science and Technology.

Mr. Bowman Scott, M.B.E.: Managing Director,
Seltronic Group Ltd., and an independent industrial consultant.
Mr. Charles Smith, J. P.: General Secretary,
Post Office Engineering Union.
Professor Thomas Wilson, O.B.E.: Professor of
Political Economy, University of Glasgow.

○ 訪日日程

40年11月15日~11月18日

(2組に分れて造船所視察)

○ 視察造船所

三菱長崎造船所, 石川島播磨横浜工場, 日本鋼管鶴見造船所, 三井造船千葉工場, 以上4造船所を視察。

○ 訪日目的

関係官庁ならびに業界との討議および主要造船所の見学を行ない, 日本造船界の指導者が今後の世界造船界に対する考え方を把握し, 英国造船業の将来を評価することを目的としている。

○ 委員会の性格, 活動状況

同委員会は英国造船業の強化対策を41年2月までに政府に答申することを使命として, 40年2月に発足した。委員の顔ぶれは, 経営, 労働, 経済の権威者を集め, 発足以来英国, スウェーデン, 西独, ノルウェー, デンマーク等の視察, 造船市況の調査等活発な活動を行なっている。

英国政府も本委員会に期待する処大で, 調査報告の完成をまつて造船業に対する抜本的強化策を講ずるものと思われる。先般倒産したフェアフィールド造船所に対する救済措置の実施にあたっては, より根本的対策をゲディス報告を待つて実施すると度々言明している。

○ 会談要旨

各方面からの情報を総合すると, 世界造船市況の見通し, 造船企業の経営, 規模, 労資関係等非常に詳細な話し合いが行なわれた模様である。

来日した造船業視察団のうちでは, その顔ぶれからみても, このゲディス氏の一行がもつとも詳細かつ緻密に調査して行つたと云えよう。それは英国政府の自国造船業復興に対する熱意が並々ならぬことを物語っているといえよう。

4. 西独ランガー経済省次官一行

○ 一行

(政府関係)

Dr. Wolfram Langer: Secretary of State, Ministry of Economic Affairs

Dr. Roland Risse: Director, Industry Bureau, Ministry of Economic Affairs

Mr. Fritz Pfeiffer: Chief, Machinery and Shipbuilding Section, Ministry of Economic Affairs

Dr. George Kellner: Senior officer, Far-Eastern Affairs Section, Ministry of Economic Affairs

Frl. Gerda Burre: Secretary to Dr. Langer

(民間関係)

Konsul. Adolf Westphal: President, Howaldtswerke Hamburg A.G., and Concurrently President of German Shipbuilders' Association

Dr. Paul Voltz: Managing Director, Deutsche Werft A. G.

Mr. Guenther Humbert: Managing Director, A.G. Weser

Mr. Gerrit Koerte: Managing Director, Howaldtswerke Hamburg A. G.

Dr. Richard Zipfel: Secretary General of German Shipbuilders' Association

○ 訪日日程

41年3月1日~3月9日

○ 視察造船所

三菱重工長崎造船所, 日立造船堺工場, 三菱重工神戸造船所, 三井造船玉野造船所。

○ 訪日目的

カイザー次官はオーストラリア, アジア諸国訪問の途次来日したものであるが, 独造船業界の首脳を帯同していることから, わが国官, 業界と高いレベルによる国際協調問題の話し合いが行なわれたのではないと思われる。

5. オランダ造船調査団

○ 一行

Mr. M. J. Keyzer: Chairman of the official Netherlands Committee for Shipbuilding

Dr. P. Goedkoop: Chairman of the Netherlands Association of Shipbuilders (CEBOSINE). President Nederlandse Dok-en Scheepsbouwmaatschappij NDSM, Amsterdam.

Dr. C. J. Schuit: Director Nederlandse Dok-en Scheepsbouwmaatschappij NDSM, Amsterdam.

Mr. J. W. Hupkes: President N.V. Koninklijke Maatschappij De Schelde, Vlissingen.

他5名(いずれも業界代表)

○ 訪日日程

41年3月4日~3月15日

○ 視察造船所

三菱重工長崎造船所, 日立造船桜島工場, 同堺工場, 日本鋼管清水造船所, 石川島播磨重工横浜工場

○ 訪日目的

オランダ経済省は昨年9月造船委員会を発足せしめ, オランダ造船業の状況と問題点を調査せしめることとなつた。これは英国のゲディス調査団と同様の性格と考えられる。今次の訪日もこの一環と思われる。

本調査団は今まで来日した調査団とは異り, 官界との接衝の機会をもたず, もつばら造船所の視察を主目的とし, 特にオランダ船主発注船をもつ日本鋼管清水造船所や日立造船桜島工場の視察が日程に組み込まれていることは, ライバル造船所の技術水準の調査ということ以外には考えられない。

G. T. 480 トン型鮪漁船と G. T. 5,100 トン型鮪工船の 模型試験

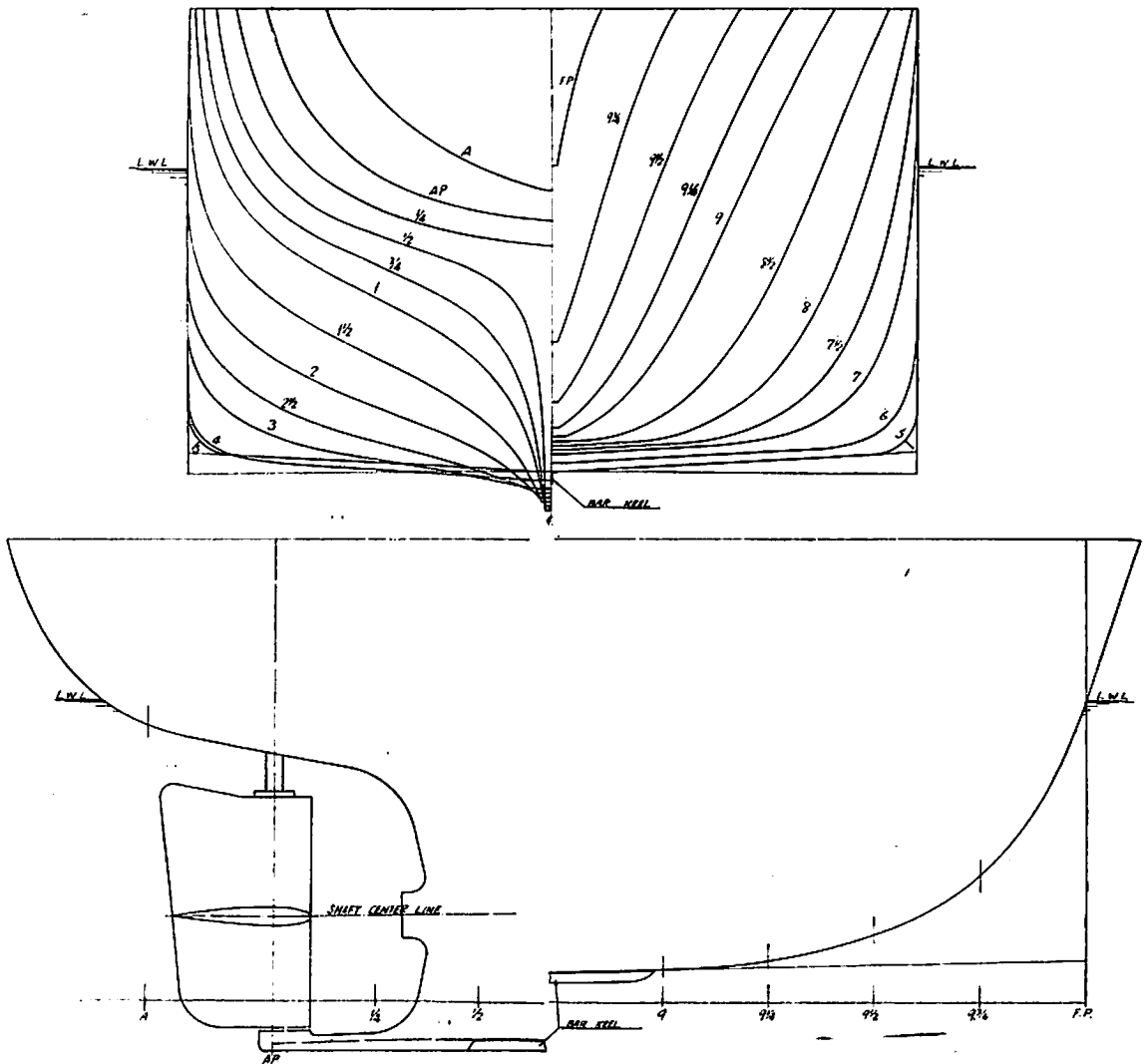
船舶編集室

M. S. 327 は G. T. 480 トン・垂線間長さ 49.4 米の鮪漁船, M. S. 328 は同じく 5,100 トン・105 米の鮪工船の模型船である。模型船の垂線間長さおよび縮率はそれぞれ $4\text{ m} \cdot 1/12,350$, $5.5\text{ m} \cdot 1/19,091$ である。

両船の主要寸法等は試験に使用した模型プロペラの要目とともに、実船寸法に換算して第 1 表に示し、正面線

図および船首尾形状をそれぞれ第 1 図, 第 2 図に示す。図に見るように M. S. 327 は実船寸法で 1 米の初期トリムを有し, ST. No. 9 より後方に, 船底に深さ 125 耗のパー・キールを持っている, また, 両船の方形係数は, いずれも約 0.68 で, 舵は流線型舵を採用している。

なお, M. S. 327 は定格出力 $1,300\text{ BHP} \times 280\text{ RPM}$,



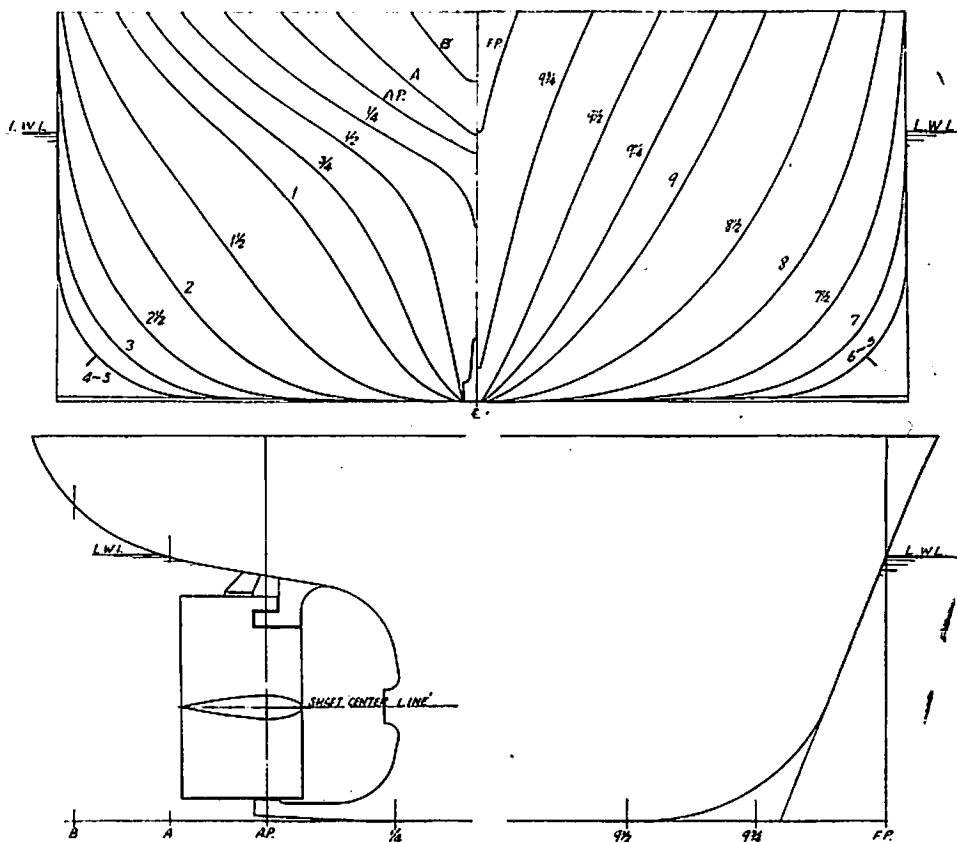
第 1 図 M. S. 327 正面線図および船首尾形状図

第1表 要目表

M. S. No.	327	328	
長さ (L _{PP}) (m)	49.400	105.00	
幅 (B) 外板を含む (m)	8.670	17.430	
満載状態	喫水 (d) (m)	3.610	5.565
	喫水線の長さ (L _{w.l.}) (m)	51.450	107.220
	排水量 (P _s) (m ³)	1058	6957
	C _B	0.684	0.682
	C _T	0.708	0.714
	C _M	0.964	0.956
	l _{CB} (L _{PP} の%にて函より)	+1.92	+0.014
平均外板厚 (mm)	10	15	
λ _s *	0.14448	0.14198	
λ _s '*	0.1814	0.1470	

M. P. No.	278	279
直径 (m)	2.349	3.843
ボス比	0.185	0.213
ピッチ (一定) (m)	1.867	2.498
ピッチ比 (一定)	0.795	0.650
展開面積比	0.560	0.405
翼厚比	0.052	0.047
傾斜角	8°~3'	12°~0'
翼数	5	4
回転方向	右	右
翼断面形状	エーロフォイル	エーロフォイル

* L.w.l に基づく



第2図 M.S. 328 正面線図および船首尾形状図

M. S. 328 は同じく、3,450 BHP×170 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

実船に装備されるプロペラは前者に対し5翼、後者に対し4翼のものが計画された。

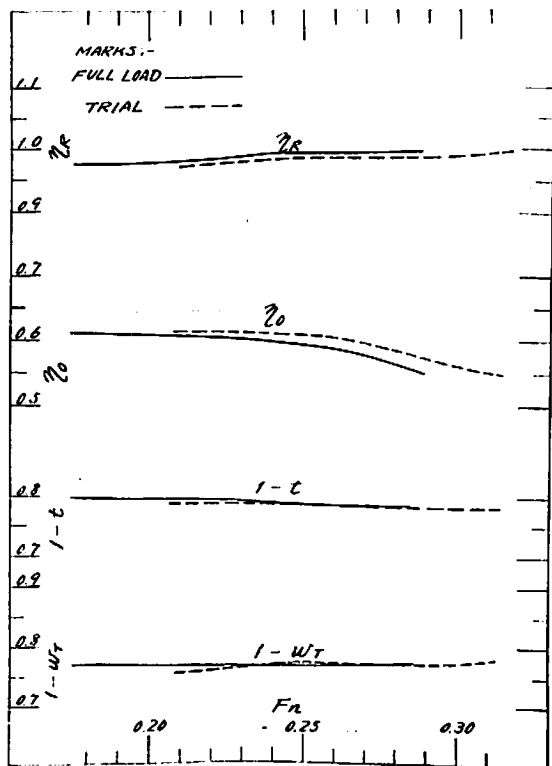
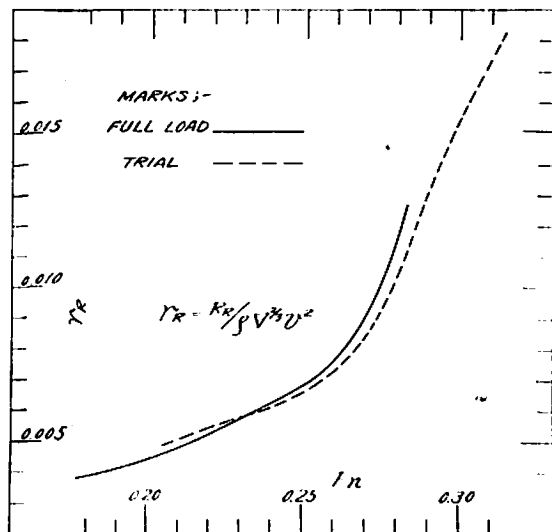
試験は、M.S. 327 について過満載・試運転の2状態、

M. S. 328 については満載・バラスト (1)・バラスト (2) の3状態で実施された。

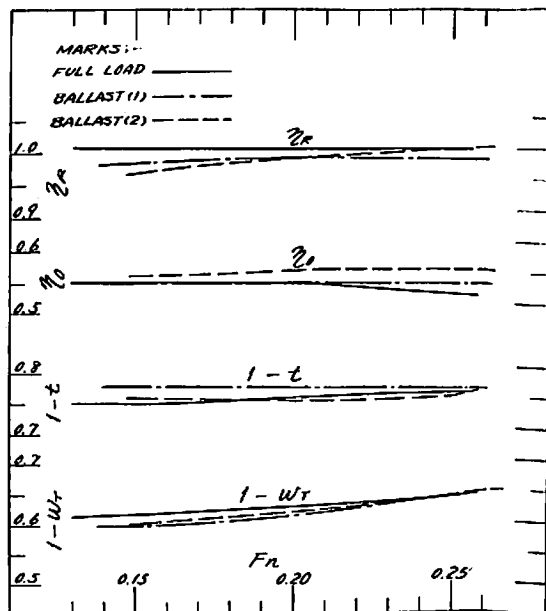
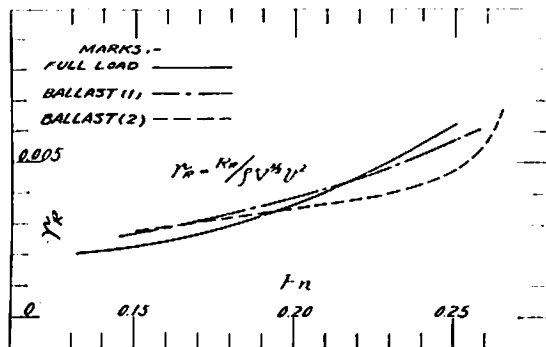
試験より得られた剰余抵抗係数および自航要素を第3図および第4図に示す。

M. S. 328 の M. S. 327 にくらべ、長さ-幅比が大きく、浮力中心位置がより前方にあるにもかかわらず、伴流係数が大であるのは、主として、プロペラの直径が M. S. 327 のものにくらべて相対的に小さいことと、幅-喫水比が大なるためと考えられる。

これらの結果より実船の伝達馬力等を求めたものを第5図および第6図に示す。これらの解析計算に使用した摩擦係数はいずれもフルードの算式によつた。

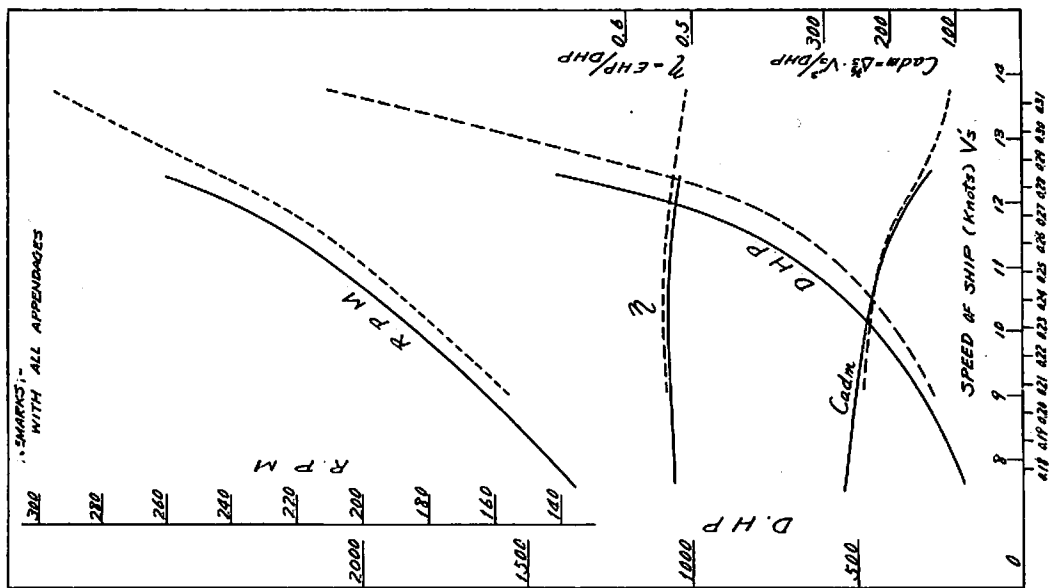


第3図 M. S. 327 剰余抵抗係数および自航要素



第4図 M. S. 328 剰余抵抗係数および自航要素

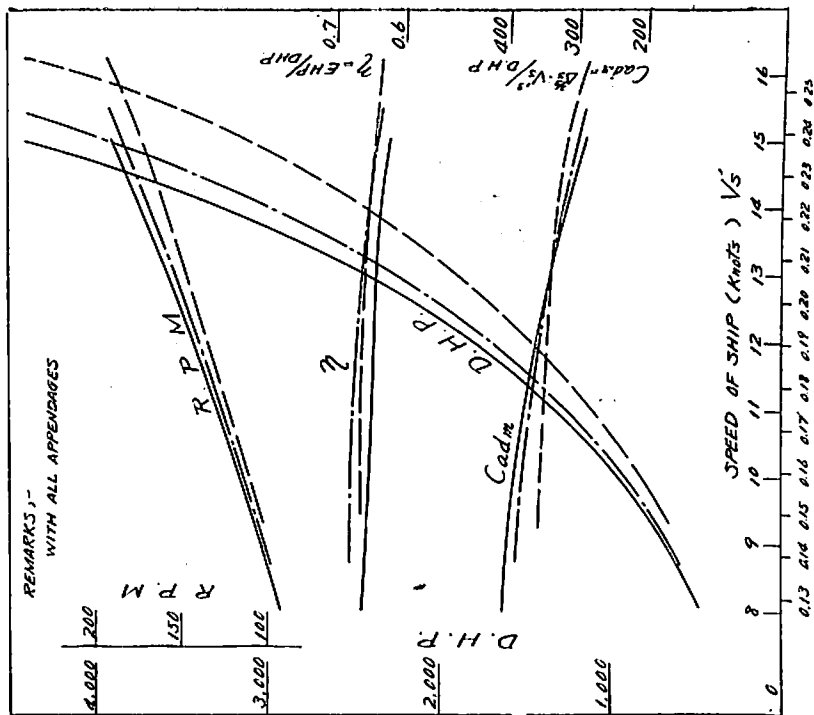
CONDITION	DRAFT (m)		TRIM (cm)	DISPLACEMENT		MARKS
	M.S.	P.P.		Δ (tms)	Δ (tms)	
FULL LOAD	3.657	0	0	1,073	1,100	---
TRIAL	3.093	2.993	1.100	829	850	---



第5图 M.S. 327 x M.P. 278 DHP 等曲线图

Fig

CONDITION	DRAFT (m)		TRIM (cm)	DISPLACEMENT		MARKS
	M.S.	P.P.		Δ (tms)	Δ (tms)	
FULL LOAD	3.376	0	0	1,287	1,180	---
BEFORE 1)	3.276	1.076	1.080	1,200	1,100	---
BEFORE 2)	3.276	1.076	2.500	1,287	1,180	---



第6图 M.S. 328 x M.P. 279 DHP 等曲线图

Fig

NKコーナー



撒積貨物船内規の実施

このたび、撒積貨物船内規ができ、本年3月1日から使用することになった。この規則は、本会船体構造専門委員会において、約2ヶ年にわたり、慎重に技術的審議を重ねてきたものであるが、鋼船規則に採り入れることなく、当分の間、内規として実施するものである。これは次のような理由によるものである。

1. 従来の鋼船規則中に規定されていない新しい構造様式の船に対するものであるから、解析過程で予想し得なかつた事項などが発生した場合、直ちに規則に採り入れられるようにするため。
2. 解析の一部に、さらに若干の検討を要する部分が残されており、これについては目下調査研究中なので、それらの結論が得られれば、直ちに規則に採り入れられるようにするため。

上甲板倉口間の隆起構造の取扱い

上甲板貨物倉口間を隆起させた構造としている船の就航実績によれば、隆起部の倉口端横材、コーミングステーなどに損傷を起した船が多い。これらの損傷は、その箇所の工作とか局部的な構造によるものよりは、隆起構造そのものに起因して発生したとみなされるので、本会としては、該部を隆起させない構造とするよう強く推奨している。強いて、この構造を採用する場合には、特別な局部補強が要求される。

アルミニウムめつき鋼索の使用承認

東京製鋼株式会社のアルミニウムめつき鋼索が、従来のもとの亜鉛めつき鋼索とともに、本会船級船に使用して差しつかえない旨承認された。なお、アルミニウムめつき鋼索が承認されたのは、興国鋼線索株式会社に続いて、これで2社となった。

新型式空気管頭の使用承認

新倉工業株式会社製造の NC-53 AIR PIPE HEAD が本会船級船へ使用することが承認された。この空気管頭は、従来のボール入空気管頭に相当するものであり、ボールの代わりに Airex (ビニールの発泡体) をステンレススチールで包んだものを float としたものである。

甲板被覆材料の使用承認

鋼船規則第3編第6条第1項(3)号の規定に適合し、

船級船に使用して差しつかえない甲板被覆材料として、前号までに掲載されたもののほかに、新たに次のものが承認された。

中村工業株式会社の製品：セラスコート AF。

河野工業株式会社の製品：フィールドリバーテックス F. R.T TK-30, 同 TK-40, 同 HK-40

近成工業株式会社の製品：クインバーテックス No QX185, 同 QX 185 PM.

塗料の使用承認

鋼船規則第3編第6条第1項(6)号に規定する「高度の引火性のものを基剤としたペイント、ワニスおよび類似の調合品でない塗料」として、前号までに掲載されたもの以後、NK 船級船に使用して差しつかえないと承認されたものは、次のとおりである。

中国塗料株式会社の製品：LZI プライマー (鉛丹色) クロマイド #500, 同 #1000, エルパグゼキ (赤さび色), エバマリン SS 白 (中塗), 同 (上塗), エバマリン 3 L (内部用) 上塗, エピコンマリン AC-CZ, 同 AC-CL, 同デッキペイント, LZI プライマー, さび止 S.B, 同 C, 同 E, 同 F, 耐熱耐油エルパ、ハイゾール, エバボンド, エピコンジククリッチプライマー-A, 同-B, SP コートシーラー, 以上21品目。

ミクニペイント株式会社の製品：「ポリデュール」P/D ウッドシーラー, 同半艶消クリヤー, 同艶消クリヤー, 同クリヤー, 同ホワイト, 以上5品目。

大日本塗料株式会社の製品：タイコーマリン, 同デッキプライマー, 同デッキペイント, 船舶用ニットボーゴ, 同 (白), SDC コート #401, 同 #402, 防錆ズボイト下塗用, 既調合シルバートップメタルライト, タイコーマリン S, 速乾鉛丹ペイント, 鉛丹ペイント, タイコーペイント, タイコーマリンプライマー, 以上14品目。

東亜ペイント株式会社の製品：ホンウルシー一般用白, トアポーセイ LZ, シロポーセイ H, ニュービライト #100 クリヤー, トアウレタン木工用クリヤー, シンセイマリン白, トアポーセイ #100, 以上7品目。

カシュ株式会社製の製品：カシュストロンサーフェーサー, 同艶消白, 以上2品目。

日本油脂株式会社の製品：デッキペイント, マースマリン白, 同デッキ, マース No 30 白, グラストン No 3,000 白, 同デッキ, ニップ S, 耐熱アルミニウムペイント, ビニオール No 200 白, ウレタン No. 200 クリヤー, サンゾール白, 溶解光明丹, シアナミドサビン, 速乾サビ止プライマー, サビン P, ダイオ No. 400, 同 No 200, ゼップ, アンチコホホワイト, シルビ S, パラスコ No 200, 以上21品目。

カナエ塗料株式会社の製品：サンホーク S (内部用白), 同 #500 (内部用), SR マリン (内部用白), 以上3品目。

コロイド工業株式会社の製品：錆止塗料白, エポダイトタール, マリン錆止塗料, マリンデッキペイント, マリンペイント白 CW, LZ プライマー, 以上6品目。

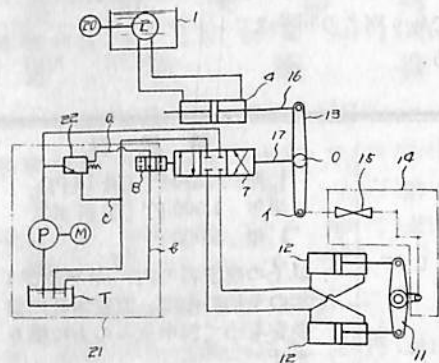
特 許 解 説

油圧操舵装置（実用新案出願公告昭41~1005号，考案者，秋山重義外1名，出願人，ダイキン工業株式会社）

この考案は従来の油圧操舵装置のように主ポンプと補助ポンプの二基のポンプを用いることなく一基の定吐出ポンプで大小の角度転舵を可能とし，操舵中立状態での定吐出ポンプへの負荷を少なくするために従来の油圧操舵回路にバランスタイプのリリーフバルブのベント回路を設けたものである。

図面について説明すると，定吐出ポンプPよりシリンダー12に至る回路中にリリーフベント回路21を形成し，シリンダー12に至る主回路を開閉する主切換弁7と連動する補助切換弁8にてリリーフベント回路21を開閉させ，主切換弁7が閉の状態の時補助切換弁8を開いて定吐出ポンプPより油圧をリリーフバルブ22より管a→b，またはcを経てタンクTにバイパスさせるものである。図の状態において電動機Mにより，定吐出ポンプPを駆動すると，圧油は主切換弁7が中立位置になつているためリリーフバルブ22より管a→b，またはcを経てタンクTに循環する。すなわち操舵中立状態においてはベント回路21により圧油を循環させ定吐出ポンプPへの荷重を無負荷にしている。

この状態で，舵輪20を右または左に所要の角度だけ回転すると，ホイールポンプ2の圧油は受動筒4の一方に入り制管レバー16により偏心腕13をT点を支点として回転させ，その中心oを移動させる。したがって，連結棒17により主切換弁7を開くとともに補助切換弁8を閉じる。この操作によりベント回路21を循環していた圧油はシリンダーラインに流入しシリンダー12に入つて舵柄11を回転させ，結局舵を転舵することになる。



第1図

しかも，所定の角度だけ転舵すると追従装置14の働きにより偏心腕13の中心oは元の位置に戻り切換弁7，8を中立の状態に切換える。このため定吐出ポンプPよりの圧油は再びベント回路21を循環し転舵は完了する。

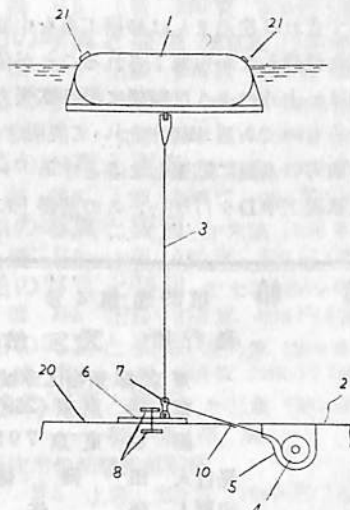
さらに所望転舵角度が小さい時は連結棒17の僅かの動きでも補助切換弁8が開路し，圧油の大部分をバイパスさせ，かつ，主切換弁7も開路して少量がシリンダーラインへ送油させるように構成してあるから，小角度の転舵も問題はない。

潜水船より乗員を救助する装置（特許出願公告昭41~1460号，発明者，神垣清外1名，出願人，川崎重工業株式会社外1名）

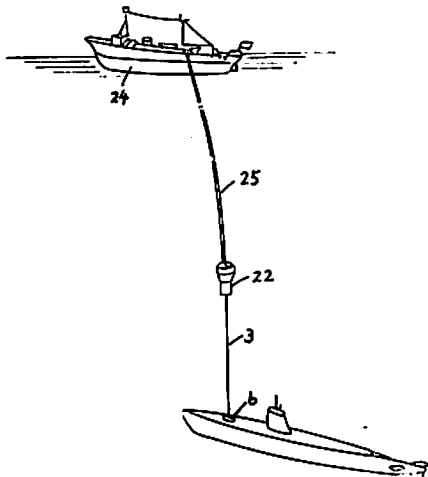
この発明は，不慮の事故により潜水船が浮上できない時，導索の一端を連結したメッセンジャーブイを船体より離脱浮上させ，他端が船体と固定されている前記導索を船内乗員の救助に使用するようにしたことを特長とする潜水船の乗員救難装置に関するものである。

図面について説明すると，潜水船と導索3により連結したメッセンジャーブイ本体1を船内からの操作で離脱浮上させ，このメッセンジャーブイ本体1を海上において救助船24備付の救命籠22と取り替え，前記導索3により救命籠22を潜水船のエスケープトランク上面まで案内沈降させて潜水船乗員を収容し，その後救命籠22を浮上させるようにした潜水船内の乗員を救助する装置である。

なお，符号5は潜水船の上甲板2の裏面に装備されたワイヤリール格納箱でワイヤリール4に巻き込んである導索3の巻き出しが容易にできるような形状をしている。また，符号7は耐水ハッチ6に取り付けられた導索



第1図



第 2 図

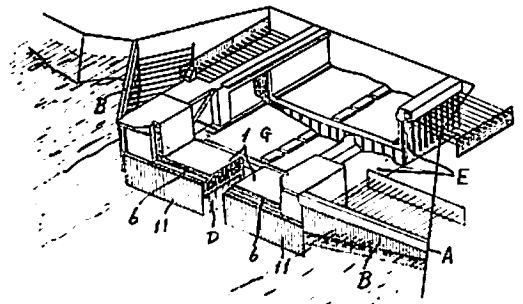
3 が通る穴をもつたハッチペール、8 は耐水ハッチ 6 の開閉用ハンドル、20 は潜水船のエスケープトランクの上面、21 はメッセンジャーブイの位置を救助船が発見しやすいように装置した反射用散光ガラス、25 は救命籠 22 の吊索をそれぞれ示す。

この発明によつて、沈没潜水船からの脱出救助が安全確実にできるようになり、深海における高圧から海上の大気圧への身体の順応具合によつ起る潜水病も救命籠をきわめて緩慢に上昇させることによつて防止できる。

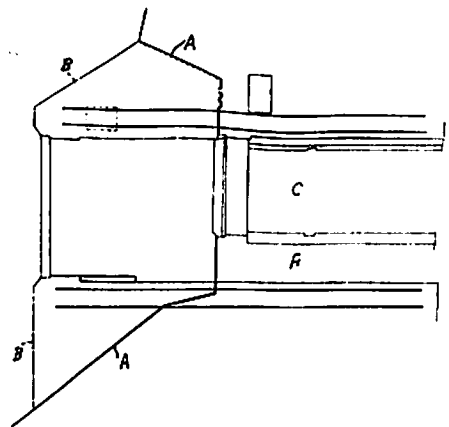
ドック拡張方法 (特許出願公告昭 41~1462 号、発明者・河野孝朗、出願人・日立造船株式会社)

近年油槽船は大形のものゝ建造されるようになり、したがつてこれに対応してドックを大幅に拡張しなければならなくなつた。この拡張工事は、可及的短期間に行ない、しかもできれば建造または修繕工事を中断することなく操業度を維持しながら施工されることが望ましい。

この発明は、上述のような要望に沿う拡張方法を提供しようとするものである。図面について説明すると、既設ドック C の前方の水底に拡張しようとするドック入口の幅に応じた基礎工事 D を行ない、この基礎上に戸当り部



第 1 図



第 2 図

6 を構成する殻構造物 1 を浮上曳航しその位置を決定して沈設し、ドック壁 E および護岸壁 B を構成して埋立てるとともに殻構造物 1 の各区画室の水を排除してコンクリートを充填し、これと併行して既設ドック C の拡張工事 F を行ない、つぎに殻構造物 1 にゲートを装着して止水し、拡張部分の底面工事 G を行ない最後に既設ドック C のゲートおよび戸当りコンクリートを除去することを特長とするドック拡張法である。

なお、符号 11 は殻構造物 1 の前方に打込んだ止水パイルであり両者の間隙はコンクリートによつて接合閉塞される。

(特許庁 増田 博)

船 舶 第 39 卷 第 4 号 昭和 41 年 4 月 12 日発行
特価 270 円 (送 18 円)

発行所 天 然 社
東京都 新宿区赤城下町 50
電 話 東京 (269) 1908
振 替 東京 79562 番
発行人 田 岡 健 一
印刷人 研 修 舎

購 読 料

1 冊 250 円 (送 18 円)
半年 1,500 円 (送料共)
1 年 3,000 円 ()

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

天然社・船舶海事工学図書

—造船—

- 田中兵衛著 B5 上製 200頁 500円(送100円)
原子力船
- 山縣昌夫著 B5 上製 350頁 850円(送100円)
船型学「推進篇」 (品切)
- 山縣昌夫著 B5 上製 図版別冊 700円(送100円)
船型学「抵抗篇」 (品切)
- 造船協会鋼船工作研究委員会編
 A5 220頁(折込11葉) 450円(送100円)
船の熔接工作法
- 造船協会電気熔接委員会編
 A5 上製 200頁 500円(送100円)
船の熔接設計要覽
- 高木 淳著 上製 230頁 300円(送100円)
初等船舶算法 (品切)

—主機・補機—

- 米國造船機械学会編 米原令敏訳 各 B5 上製
船用機関工学(第1分冊)650円(送150円)(品切)
- ◆ (第2分冊) 520円(送150円)(品切)
 - ◆ (第3分冊) 700円(送150円)
 - ◆ (第4分冊) 800円(送150円)(品切)
 - ◆ (第5分冊) 900円(送150円)
- 石田千代治・真壁忠吉 A5 上製 340頁 850円(送100円)
蒸気ボイラ
- 中谷勝紀著 B5 上製 230頁 500円(送100円)
船用予一ゼル機関の解説
- 中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円(送100円)
船用予一ゼル機関 (品切)
- 小野暢三著 A5 上製 160頁 250円(送100円)
船用聯動汽機
- 小谷・南・飯田著 A5 上製 320頁 450円(送100円)
機関士必携
- 小谷信市著 A5 上製 300頁 350円(送100円)
船用補機

—船用計器・電気・資材・船用品—

- 波多野浩著 A5 上製 340頁 700円(送100円)
航海計器 (才1巻)
- 茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円(送100円)
解説「レーダー」

—船舶運航関係—

- 鈴木 至著 A5 上製 320頁 650円(送100円)
航海力学
- 福永彦又著 A5 上製 240頁 400円(送100円)
海図の見方

- 浅井・豊田共著 A5 上製 260頁 450円(送100円)
天文航法
- 浅井・上坂共著 A5 上製 300頁 480円(送100円)
地文航法
- 飯島直人著 A5 上製 260頁 550円(送100円)
船位誤差論
- 宇田道隆著 A5 上製 310頁 600円(送100円)
海洋気象学 (増補改訂版)
- 依田啓二著 A5 上製 340頁 450円(送100円)
船舶運用法
- 渡辺加藤一著 A5 上製 200頁 280円(送100円)
荒天航泊法 (品切)
- 小野寺道敏著 A5 上製 350頁 500円(送100円)
気象と海難 (品切)
- 橋本・森共著 A5 上製 190頁 300円(送100円)
船舶積荷

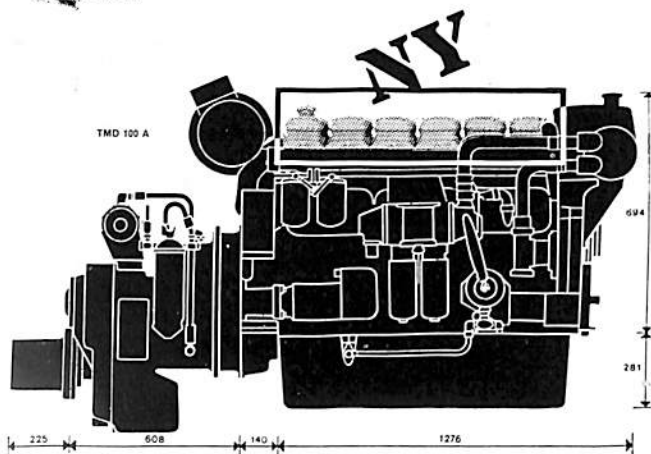
—船舶一般—

- 上野喜一郎監修 A5 上製 290頁 600円(送100円)
解説安全法規 総説篇
- 依田啓二著 A5 上製 220頁 380円(送100円)
新海上衝突予防法概要 (品切)
- 上野喜一郎著 A5 上製 630頁 850円(送100円)
船舶安全法規
- 屋代 勉著 A5 上製 70頁 130円(送30円)
日本船舶信号法解説
- 屋代 勉著 A5 上製 110頁 180円(送40円)
国際信号法解説
- 上野喜一郎著 A5 上製 310頁 420円(送100円)
船の歴史 近代篇・船体 (品切)
- 上野喜一郎著 A5 上製 330頁 500円(送100円)
船の歴史 推進篇
- 天然社編 B5 上製 230頁 650円(送150円)
船舶の写真と要目 第三集 1955年版
- 天然社編 B5 上製 230頁 650円(送150円)
船舶の写真と要目 才四集 1956年版
- 天然社編 B5 上製 260頁 900円(送150円)
船舶の写真と要目 才五集 1957年版
- 天然社編 B5 上製 260頁 900円(送150円)
船舶の写真と要目 才六集 1958年版
- 天然社編 B5 上製 180頁 700円(送150円)
船舶の写真と要目 才七集 1959年版
- 天然社編 B5 上製 210頁 800円(送150円)
船舶の写真と要目 才八集 1960年版
- 天然社編 B5 上製 240頁 1200円(送150円)
船舶の写真と要目 才九集 1961年版

—辞典・便覧—

- 運輸技術研究所船舶艦装部監修
 B5 上製 350頁 1500円(送150円)
1962年版 船用品便覧
- 和達・福井・島山監修 A5 上製 430頁 1200円(送150円)
気象辞典

A Separate Cylinder Head on each cylinder in
New Marine Diesel series from **AB VOLVO PENTA**, Sweden.



Right from the very start, **VOLVO** Marine diesels are designed down to the last detail for Heavy Duty Marine Service with compact construction, Small external dimensions and Low weight.

The range of output varies between 75 and 225 hp in continuous rating.



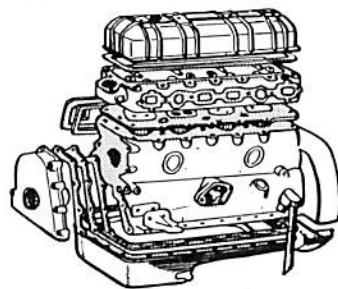
AB VOLVO PENTA, Sweden
exclusively represented in JAPAN by
SEIBU LIMITED
1, 1-Chome, Jingu-dori, Shibuyaku, Tokyo

Please contact through—Tel: Tokyo (463) 1 5 5 1
Your staff in charge: T. Ohkubo (Mr.)
Request for Catalogue will be welcomed!

㊦ 日本工業規格認定品 許可 NO. 365056

ヘルメシール

NO. 101 (JIS-K-6820) 第1種合格品
NO. 201 (JIS-K-6820) 第2種合格品

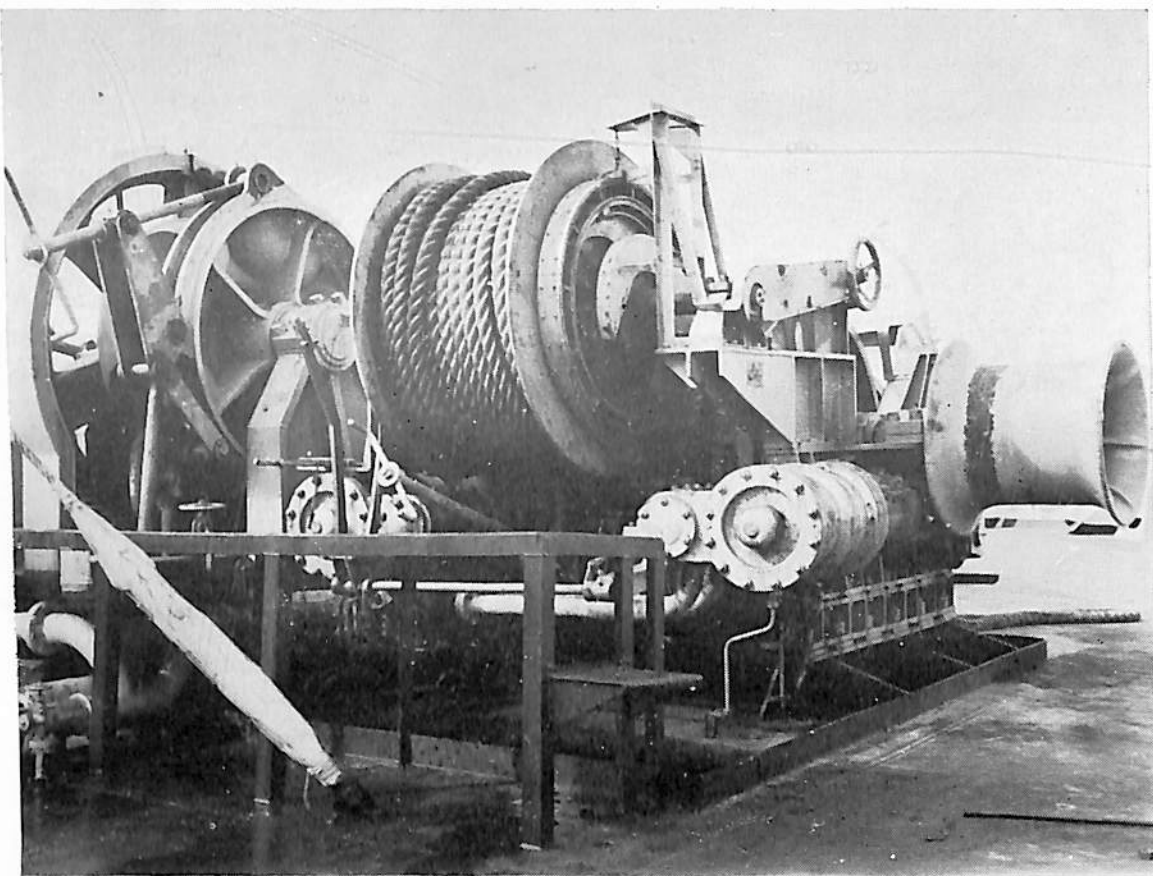


類似粗悪品あり、㊦印及び商品「ヘルメシール」
と御指定のうえ御買求め下さい。



日本ヘルメチックス株式会社

本社	東京都品川区東大崎1-881	TEL. (492) 5027
営業部	東京都品川区東大崎1-881	TEL. (492) 3677, 6267
大阪営業所	大阪市西区江戸堀1-144	TEL. (441) 1114, 2904
名古屋営業所	名古屋市熱田区市場町105	TEL. (67) 9370, 3219
札幌営業所	札幌市南12条西18丁目	TEL. (56) 1737



係船作業の 人手をはぶく！

- いままで多くの労力と人員を必要としたホーサーの格納が1人で手軽にできます。
- ホーサーリールとウインチを一体構造にした便利な設計です。

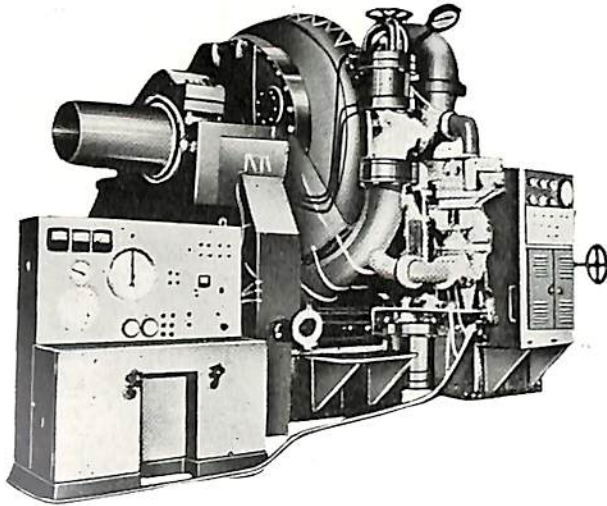
ロボロ ホーサーウインチ

《ワンマンコントロール》

- お問い合わせは機械営業部まで……
- 本社 大阪市浪速区船出町2丁目 電631-1121
- 東京支社 東京都中央区日本橋江戸橋3丁目 電272-1111
- 九州支店 福岡市天神町1丁目10番17号 電74-6731
- 北海道支店 札幌市北一条西4丁目 電22-8271
- 名古屋営業所 名古屋市中村区米屋町2番地67 電563-1511
- 仙台営業所 仙台市東二番丁93番地 電25-8151



Water-Brake Dynamometer



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

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



株式会社 東京衡機製造所

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

船舶 才三十九卷 才四号
昭和四十二年三月二〇日印刷
昭和四十二年四月二三日発行
（毎月一回）
第三種郵便物認可

編集発行 兼印刷人 東京都新宿区赤城下町五〇番地
印刷所 田岡健一
研修舎

天然社編 船舶の写真と要目 第13集 (1965年版)

11月刊行 B5判上装函入 270頁 写真アート紙 定価1,800円 (〒150)

第12集以後1年(昭和39年8月~昭和40~7月)における1,000トン以上の新造船2百余隻を収録。この1年における新造船の全貌が詳細な要目をもってあきらかにされた本書は、必ずや、技術者および一般愛好者にとって貴重な資料であることを疑わない。

国内船

- 〔旅客船〕 摩周丸, 松前丸, 羊蹄丸, 大雪丸
- 〔貨物船〕 瑞光丸, 山口丸, 玉龍丸, てねしい丸, りおでじやねい丸, ろざりお丸, 成洋丸, 金泉丸, 協海丸, 菱陽丸, 蘭洋丸, 松洋丸, 玉福神丸, 徳島丸, 金静丸, 正和丸, 新河丸, 宮龍丸, 協弘丸, 山重丸, 金岡丸, 江栄丸, 神正丸, 仲宝丸, 第一天丸, 新産業丸, 神栄丸, 松濤丸
- 〔特殊貨物船〕 和歌山丸, 富蒙丸, 第二ブリヂストン丸, 山幡丸, 呉丸, 和光丸, 豊山丸, 清昭丸, あしびい丸, 広道丸, 朝光丸, 若尾山丸, 泰山丸, 第二明晴丸, 松前丸, シトカ丸, 山忠丸, 松江丸, 向陽丸, 邦玉丸, 北嶺丸, 安洋丸, 昭光丸, のだうつど丸, 真実丸, さくら丸, ばない丸, 興洋丸, 三浦丸, 第五日高丸, 隆和丸, 慶洋丸, 第三泉晶丸, 第五北星丸, 清澄丸, へいよう丸, 松瑞丸, 羽衣丸, 第二プリンス丸, 第三雄海丸, 第三天社丸, 天菱丸, 仁龍丸, 陸前丸, 太賀丸, プリマ丸, 山昌丸, 大豊丸, 第一函館丸, 同和丸, 第十五播州丸, 第十六播州丸, 正明丸, 第十八大遠丸, 国周丸, 東洋丸, 紀伊丸
- 〔油槽船〕 山瑞丸, 大井川丸, 霧島丸, 田島丸, 菱洋丸, 龍田丸, 陽邦丸, 雄琴丸, 吉野川丸, 出雲丸, 立栄丸, 第二垂御垂丸, 海栄丸, 日盛丸, 東幸丸, 鶴永丸, 昭靖丸, 第二十一日星丸, 第二赤貝丸, あかり丸, 第十一東丸, 昭博丸
- 〔特殊船〕 阿蘇丸, あけぼの丸, 牡鹿丸, 瑞洋丸, 鴻洋丸, 天塩丸, 海騎丸, 新生丸, きい丸, 第十六大進丸, あわ丸

輸出船

- 〔貨物船〕 STRAAT FUTAMI, EASTERN KIKU, OSTROGOZHSK, SILVER SHELTON, DON ANTONIO, OTI RIVER, BIA RIVER, HUGH EVERETT
- 〔特殊貨物船〕 INAYAMA, SIGTINA, RAUNALA, LIRY, OSWEGO LIBERTY, THEODORE, SHIGEO NAGANO, PAULINE, ATHERSTONE, ERO, SAMUDRAGUPTA JAYANTI, ANNTSA L. JANITA, EMILIA ROSELLO, TOKYO OLYMPICS, CHANAKYA JAYANTI, MELIDE, ANTE TOPIC, ROSE, MEGALOHARI II, SOPHIA, OLYMPIC PALM, TUN CHIN, SREDNA GORA, ANTAI, TAI CHIAO, KEGUMS
- 〔油槽船〕 MOBIL ASTRAL, GOLAR NOR, OREGON GETTY, TEXACO COLOMBIA, FERNMANOR, SOFIE MAERSK, MOBIL JAPAN, SKAUGUM, THORSHEINER, THOMAS A. PAPPAS, S. T. PETROS GOULANDRIS, ATLANTIC ANTARES, ATLANTIC PRINCE, OLYMPIC GARLAND, MILOS, MERMAID, MOSQUEEN, WARBAH, EVDORI, LEON, MARIA ISABELLA, ESSO BARCELONA, LACONIK, ESSO ZURICH, TANJA DAN, RALPH B. JOHNSON, NORA, OLYMPIC GRACE, ATLANTIC EMPRESS, SINCLAIR COLOMBIA, DEA MARIS, IONIAN COMMANDER, GOLAR SOLVEIG, J. FRANK DRAKE, LAJPAT RAI, BOLLSTA, ARGOLIS, CONTINENTAL C, LUTSK, LJUBLINO, UTAE, UTIN, KUNIKO
- 〔特殊船〕 LENINSKIJ LUCH, SUBIN

保存委番号:

052099

IBM 5541

本号 特価 二七〇円 発行所 天然社
東京都新宿区赤城下町五〇番地
電話・東京(03)二九五六二番
電話東京(03)二九〇八番