

SHIPPING

1968. VOL. 41

# 船舶

# 7

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可  
昭和四十四年三月二十八日 国鉄特別承認雑誌第四〇六号  
昭和四十四年三月二十八日 発行  
昭和四十四年三月二十八日 印刷  
昭和四十四年三月二十八日 発行



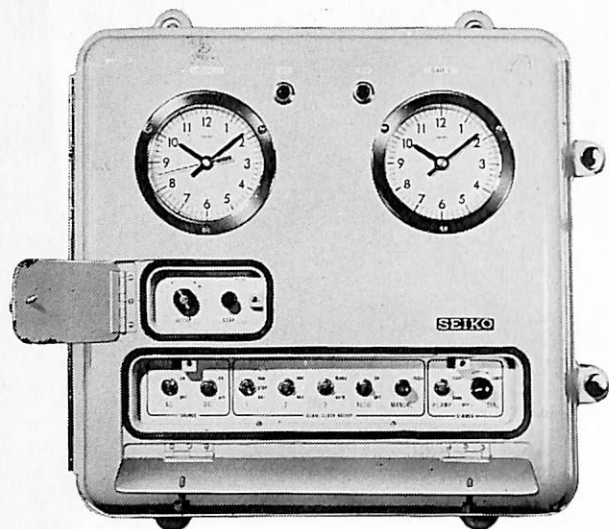
パナマ向けタンカー  
 "NICHOLAS  
 J. GOULANDRIS"  
 D. W. T. 192,477 L. T.  
 最大速力 16.6 ノット  
 竣工 昭和43年5月20日  
 建造 日立造船堺工場



## 日立造船

天 然 社

この「精度」に信頼がよせられています



QC-6TM 450mm×430mm×200mm

## セイコー船用水晶時計 QC-6TM

日差±0.2秒以内。オールランジスタ式。安定した精度を持っています。グリニッジ標準時と日本標準時の両方を表示。従来のマリンクロノメーターにかわって、航海に必要な数かずの時刻をコントロールします。セイコーが最新のエレクトロニクスの技術を結集して、特に船舶用に設計しました。



QC-951-II 200mm×160mm×70mm

## セイコー クリスタルクロノメーター QC-951-II

小型で、精度が高く、しかも自由に持ち運びのできる水晶時計があれば……そんな要望をすべて満たしたセイコー クリスタルクロノメーター。平均日差±0.2秒以内。オールシリコンランジスタ式。乾電池で作動します。マリンクロノメーターとしても、理想的な機能をそなえた標準時計です。

世界の時計

**SEIKO**

発売元 株式会社 服部時計店

東京本社 東京都中央区銀座4丁目  
特器部 東京都千代田区神田鍛冶町2-3  
電話 東京(256)2111  
大阪支店 大阪市東区博労町4丁目  
特器課 電話 大阪(252)1321

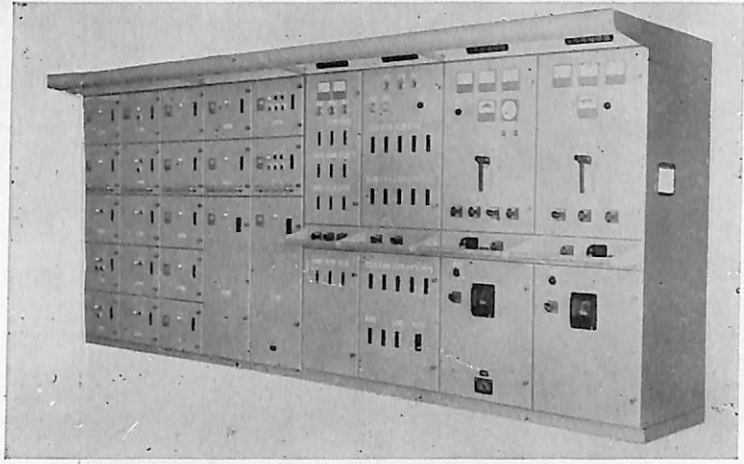
特約店 有限会社 宇津木計器製作所

本社 横浜市中区弁天通り6丁目83番地  
電話(20)0596(代)-8番  
大阪出張所 大阪市港区三条通り3丁目31番地  
電話(573)0271番

ながい経験と最新の技術を誇る!

# 大洋の船用電気機械

発電機／各種電  
動機及び制御装  
置／船舶自動化  
装置／配電盤



## 大洋電機株式会社

本社 東京都千代田区神田錦町3-16  
電話 東京(293) 3061(大代表)  
工場 岐阜工場・伊勢崎工場・群馬工場  
出張所 下関出張所・札幌出張所

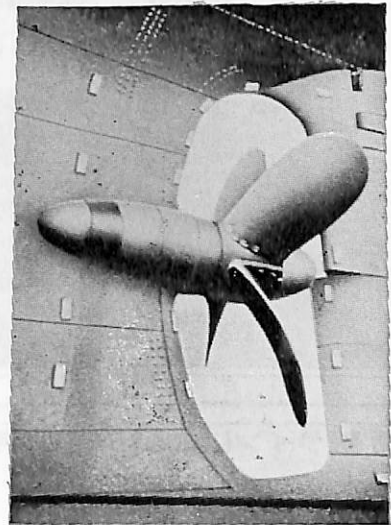
## 三菱防蝕亜鉛

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，繫留アイ，浮ドック  
港湾施設（鋼失板岸壁，水門扉，閘門，棧橋）



船尾に取付けたCPZ-8F

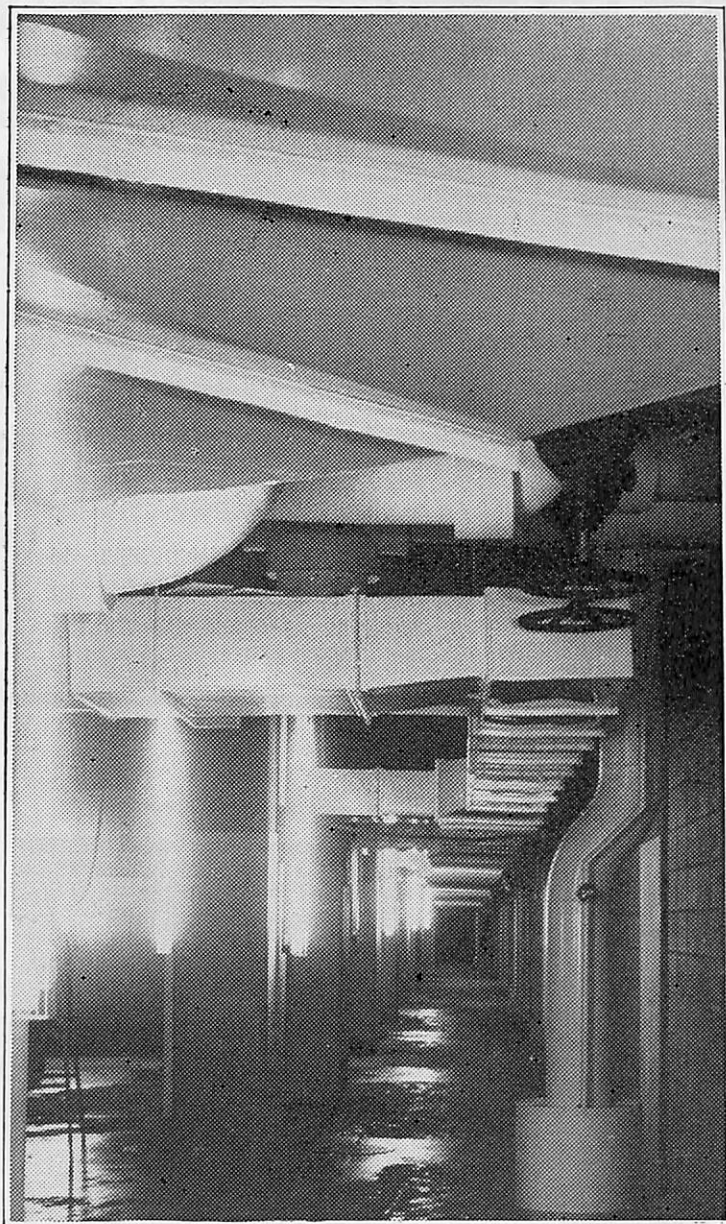
## 三菱金属鋳業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地(大手ビル) 電話(270)8451  
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

「6フィート」にしてご希望にこたえました



わが国初の6フィート  
トものです

亜鉛鉄板にはじめて 6フィートの広幅ものができました。いままでの4フィートものにくらべ はるかに板取りも経済的。溶接その他の加工工数をはぶくことができ 加工後の仕上りをもいちだんと美しくする なにかと利点の多い広幅化です。

厚さでも新記録を  
だしました

広幅ができるようになっただけではありません。厚さでも 3.2mmまでこれからはおとどげできます。とくに船内ダクトなど 塩害のはげしいところに使われる亜鉛鉄板としては この厚手ものをおすすめします。適正規格のものをおえらびいただければ 耐蝕性も大幅にアップされます。

新鋭ラインによる広幅・厚手材



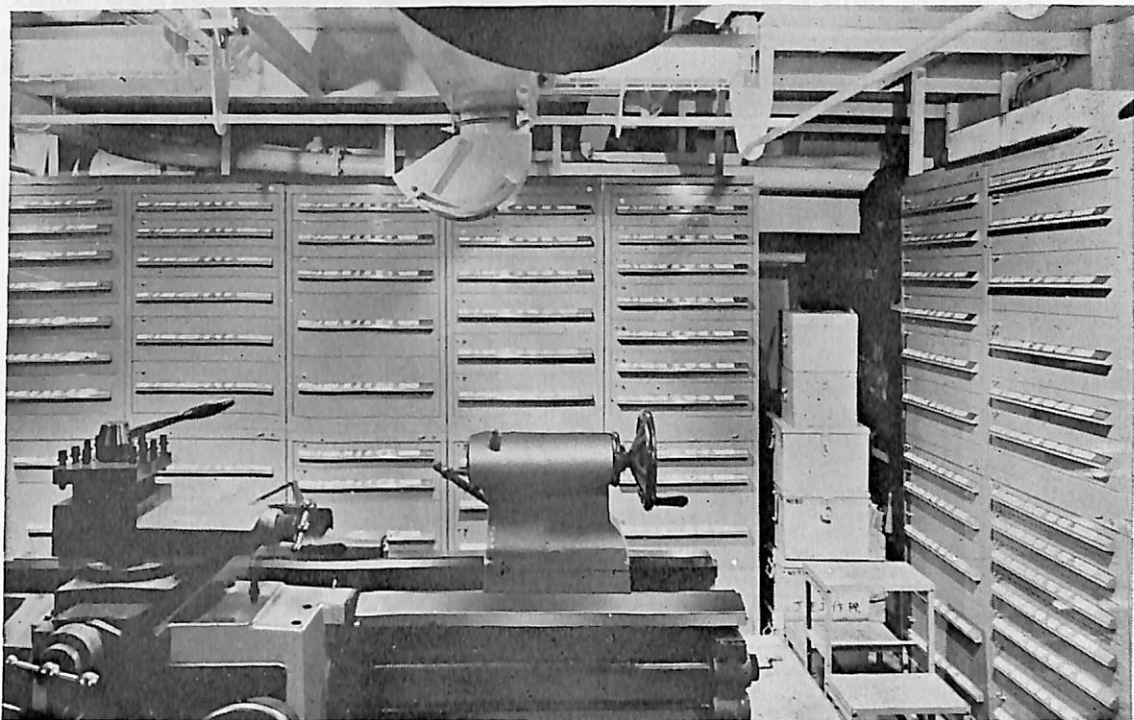
# 亜鉛鉄板



マルエス  
八幡製鐵

本社 東京都千代田区丸の内1ノ1  
《鉄鋼ビル》  
電話・東京(2)2 4111大代表

● ご用命・お問合せは/本社鋼板販売部まで

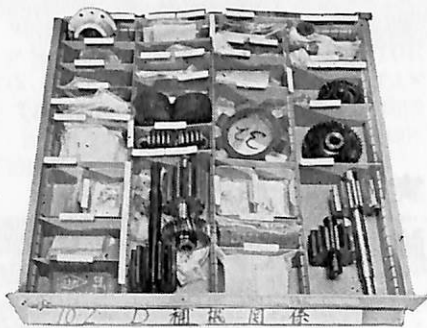


## 船倉の合理化にヴィドマー

### ●船舶機装用ヴィドマー・キャビネット

せまい船倉内を最大限に使う。それなら、世界各国で使われているヴィドマー・キャビネットがいちばん

- 1 ドローア(ひきだし)に平均 200kgを収納。床面積0.5㎡に4トンは平気
- ストッパー装置つき。ドローアは、すべり出ません  
施錠も完全
- ドローア内のマス目仕切りは、パーティション、ディバイダーなどで自由自在
- 収納物は、表示ラベルで一目瞭然
- 速慮なくお問合わせください●専門の係員がお伺いいたします

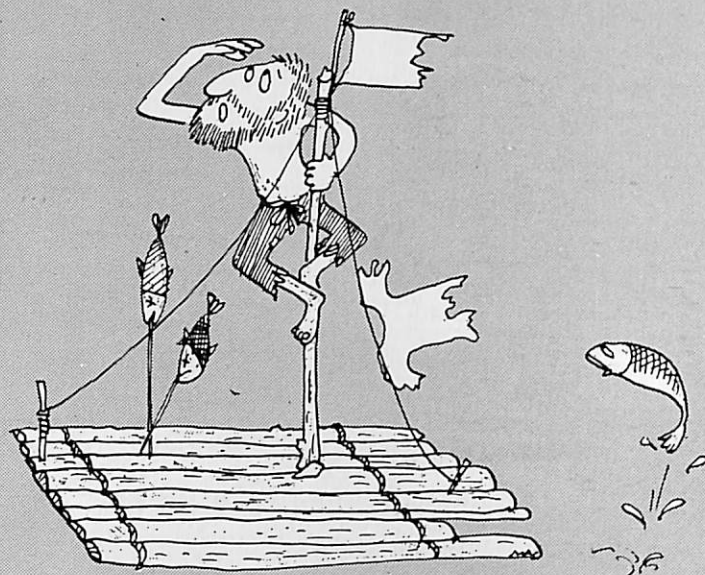


**村田ヴィドマー株式会社**

本社	京都市南区吉祥院落合町103番地(電)	681-9141(大代)
東京営業所	東京都港区芝琴平町27番地(電)	502-1471(代)
名古屋営業所	名古屋駅前通新名古屋ビル南館5階(電)	561-1501(代)
大阪営業所	大阪市東区北浜3の5大阪神鋼ビル2階(電)	202-3936(代)

高性能

マジック MR-100 シリーズ

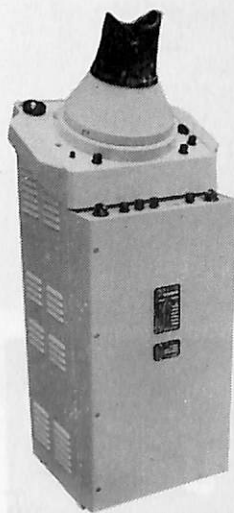


私を見つけてくれるのはMR-100にちがいない

実用形 出力10kW

強力実用形 出力50kW

10形ブラウン管を用いた指示器と、各種の空中線装置および送受信器の組み合わせで、ご希望のレーダ装置をお選びいただけます。強力な送信器と、高感度受信器の採用により、従来のレーダに比して探知能力が大幅に向上しました。



MR-100

主な特長

- 指示器10形ブラウン管…… 10kW  
または 50kWの送受信器と組み合わせ可能
- 長寿命
- 高感度……新開発の受信器、パラシスト・ミキサ使用
- 他種レーダとの相互干渉がきわめて少ない……新周波数使用
- 容易な保守
- 優美なデザイン

 株式会社 東京計器製造所

本社 東京都大田区南蒲田2-16 TEL 732-2111(大代)  
営業所 大阪・神戸・名古屋・広島・北九州・長崎・函館

# 船舶

第 41 卷 第 7 号

昭和 43 年 7 月 12 日 発行

天 然 社

## ◇ 目 次 ◇

150 ft モーターヨット "CINDERELLA" の概要 ..... 石川島播磨重工・船舶事業部艦船設計部…(47)

溶接残留応力と脆性破壊 ..... 大谷 碧・上田幸雄…(53)

最近の板の座屈研究 ..... 長 沢 準…(63)

第 3 回国際船体構造会議について ..... 吉識雅夫・高橋幸伯…(73)

巨大船タンカーの風上旋回制動と曳船 ..... 谷 初 蔵…(78)

船舶浸水部の腐食を完全に防ぐ外部電源方式電気防食装置 (1) ..... 鎌原正夫…(85)

K 形ディーゼル機関, 超大型機関 K 98 FF 型の設計開発について ..... Søren Hansen…(92)

わが国の造船技術研究体制の概要 (4) ..... 「船舶」編集室…(100)

米国 PERSPECTIVE INC. 製 ILLUSTROMATT 1100 電子式立体製図機 ..... 久保和則 (106)

日本海事協会 造船状況資料 ..... (108)

NK コーナー ..... (114)

〔水槽試験資料 210〕高速貨物船の船首形状変化の模型試験例 ..... 「船舶」編集室…(115)

昭和 43 年 5 月分 建造許可実績 (船舶局造船課) ..... (120)

〔特許解説〕 ☆ 塵芥焼却船 ☆ 双胴型清掃船 ☆ ジェット噴出式船舶用舵 ..... (121)

1968 年国際船級協会会議 共同声明 ..... (91)

### 写真解説

- ☆ 建造中のクイーン・エリザベス 2 世号
- ☆ 帆走練習船マルコルク・ミラー号の処女航海
- ☆ イギリスで建造された世界最大のグラスファイバー製ボート
- ☆ 海上保安庁の大型双胴消防船の建造はじまる

### 竣工船

- ☆ くろがね丸 ☆ 第一愛媛 ☆ 第八宝勢丸 ☆ 興光丸 ☆ MELITON
- ☆ TA TONG (大統) ☆ MAMATHA ENVOY ☆ ANDROS HILLS ☆ CAPETAN
- ☆ TOSSOS ☆ WORLD NEGOTIATOR ☆ TAKARA ☆ BERGE COMMANDER
- ☆ SYLVIA CORD ☆ MILOS MATIJEVIC ☆ ALVALD OBREGON ☆ MARISA
- ☆ Ernst. G. RUSS ☆ USANA ☆ WEATHERY ☆ 新星丸 ☆ 雄和丸



## TELEDEP

CARGO OIL TANK GAUGES — DRAUGHT GAUGES

テレデップはCargo Oil の計測や、吃水の計測に、簡単で安全な空気を利用して操作しますから、電氣的な危険は全くなく、次のような特徴を持っています。

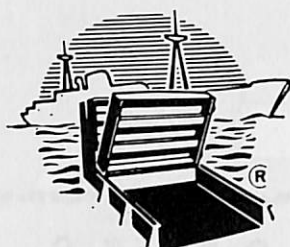
- ①常にタンク内の現量並に、積込みには上部の、積卸しには底部の状態(現量)を正確に示します。
- ②比重に関係なく、量を直接電数で表わし、且つ平均比重が判ります。
- ③タンク内のガス圧力や真空を表わします。
- ④常に油の温度を示しますから、加熱開始時が判ります。
- ⑤計器類を一室に集め、ここで操作するだけですみます。
- ⑥自働調節装置で積込み、積卸しが簡単容易です。

テレデップの装備されたカーゴ・コントロール室

英国ドビー・マッキネス会社 日本総代理店

**株式会社 井上商会**

横浜市中区尾上町 5-80  
 電話 横浜(045)(681)4021~3  
 横浜(045)(641)8521~2



世界の9,000隻以上の貨物船に装備!!

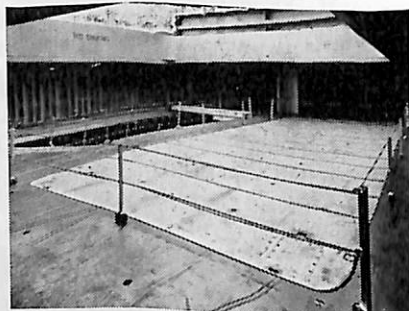
より能率的に・より簡単に  
より迅速に・より安全に  
操作することができる

# MacGREGOR

スチールハッチカバーと荷役装置



露天甲板用マック・グレゴ  
シングル・ブル型ハッチカバー



中甲板用マック・グレゴ  
スライディング型ハッチカバー

永年の経験・完璧な研究と試験・独創的な設計  
工業関係についての種々の要求や問題点に関する必須の知識  
適正な価格・信頼できるサービス・すみやかな納期

THE MacGREGOR INTERNATIONAL ORGANISATION

## 極東マック・グレゴ株式会社

東京都中央区西八丁堀2丁目4番地 TEL (552) 5101 (代)

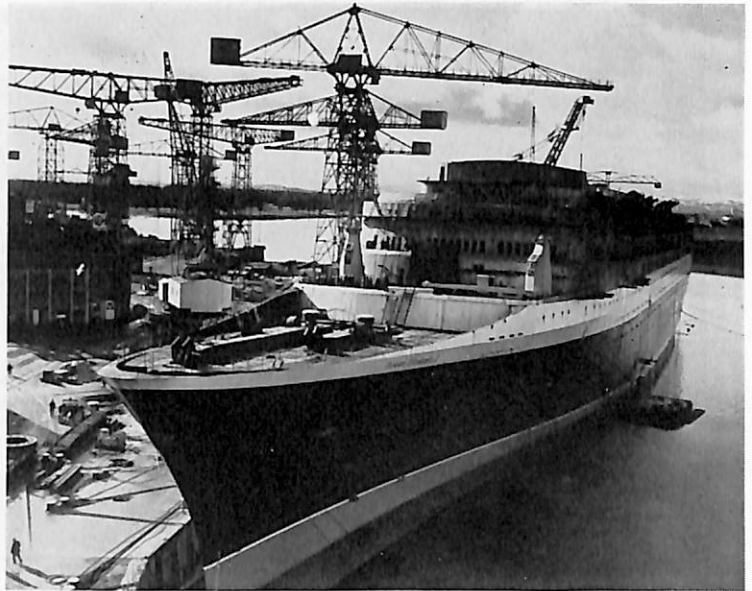
マック・グレゴ設備によって停泊時間の短縮ができます



建造中のクイーン・  
エリザベス2世号

この写真は、スコットランドのグラスゴーの近くを流れるクライド川にあるジョン・ブラウン社のドックで艀装作業が進められているクイーン・エリザベス2世号である。

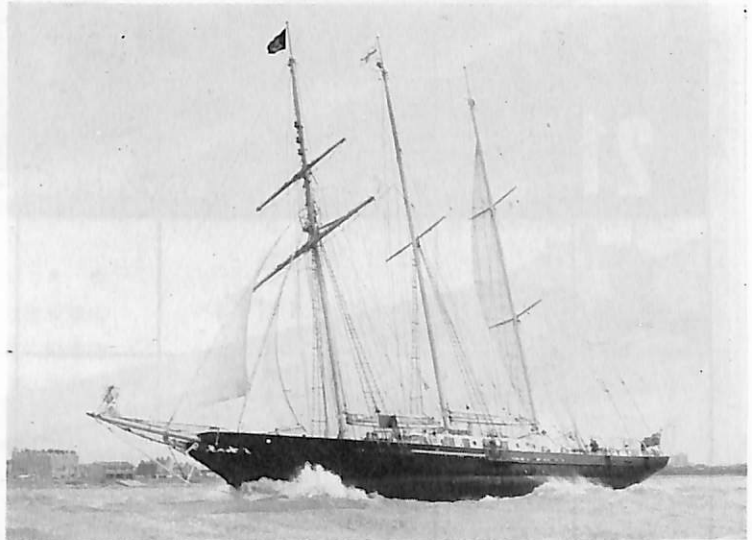
進水時には船体だけであったこの世界最大の豪華船も大分形がととのってきており、アルミの上部構造は非常に高く、スコットランドの空を背景に堂々とした輪郭を見せている。煙突が取付けられるのも間近く、その後は内装が終り次第試運転がおこなわれる。



帆走練習船マルコルム・ミラー号  
処女航海を終える

英国帆走訓練協会 (Britains Sail Training Association) 所属の新練習船 "Malcolm Miller" (300トンのスクーター) が建造地のスコットランドのリース (Leith) を出帆、処女航海の最終地点のポーツマスに近づいているところの写真である。

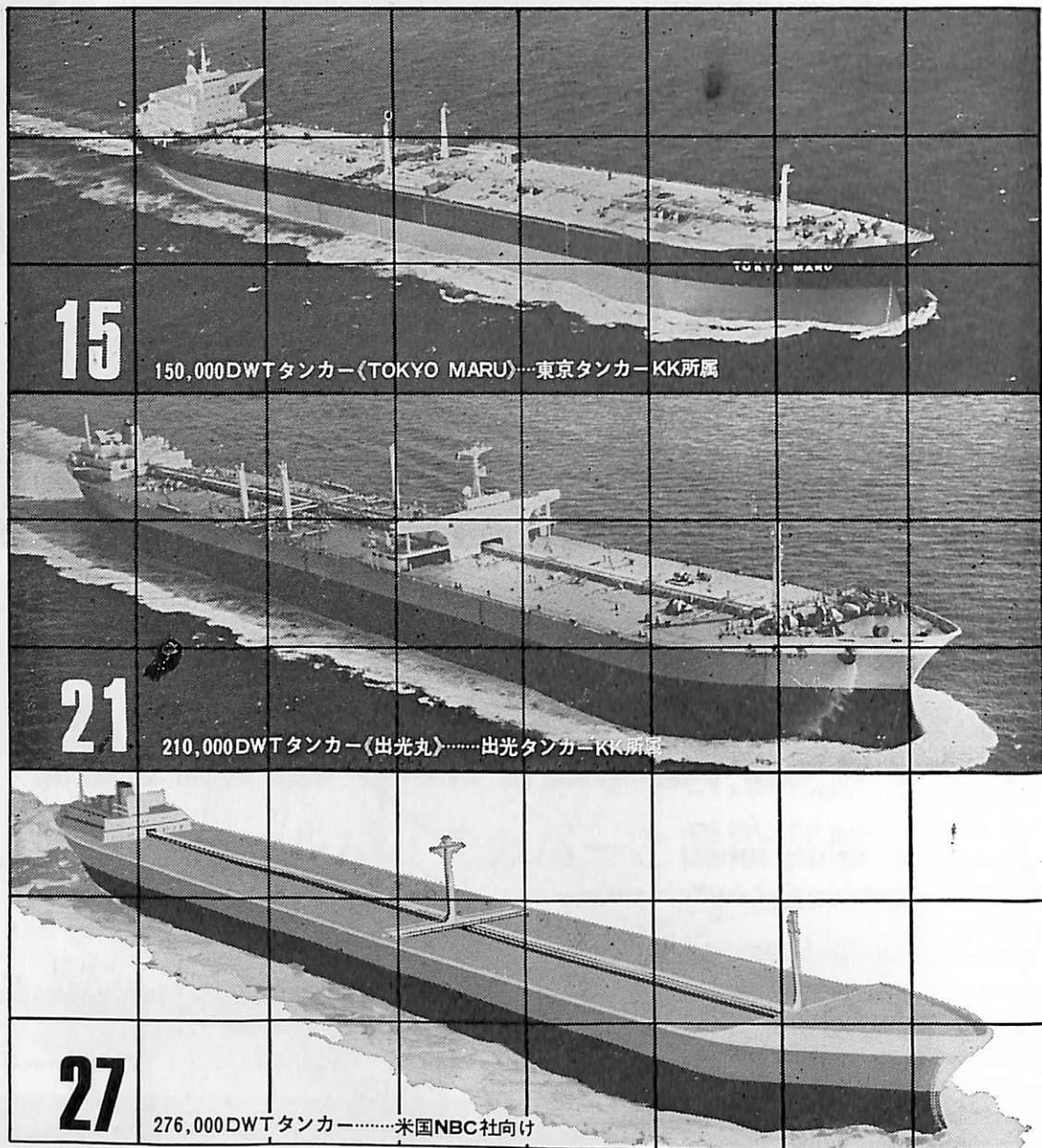
同協会の "サー・ウインストン・チャーチル号 (the Sir Winston Churchill) の姉妹船で、近く協会の帆走練習計画 (一連の2週間にわたる練習航海) に正式に編入されることになっている。



イギリスで建造された世界最大の  
グラスファイバー製ボート

この写真は、ハンブシャーのハルマティック・オブ・ハバント社 (Halmatic of Havant, Hampshire) で建造されたモーター・クルーザー "Swold" が遠洋漁業用として南アメリカへ輸出されるに先だつて試運転をしているところである。Hargrave クルーザーを基にして設計したもので、グラスファイバー製のボートとしては世界最大、長さは64フィート、最高速力は23ノットである。





15

150,000DWTタンカー〈TOKYO MARU〉…東京タンカーKK所屬

21

210,000DWTタンカー〈出光丸〉……出光タンカーKK所屬

27

276,000DWTタンカー……米国NBC社向け

## 巨大船時代をリードする

つぎつぎと世界最大をつくる IHI  
 15万トンタンカー《東京丸》につづく21万トンタンカー《出光丸》の建造。これらの実績を背景に米国NBC社からも27万6,000トンタンカー3隻を受注……  
 IHIの技術がつぎつぎと世界最大の記録を更新。世界の巨大船時代をリードしています。

巨大船の利点をフルにひきだす技術

IHIは単に船の巨大化をすすめただけではありません。建造

費削減と積荷の増大をはかった経済船型の開発や高張力鋼を大巾に使った船体構造の採用、乗組員を減少させるオートメ、リモコン化、燃費をグンと節減する再熱式タービンの開発など…  
 巨大船の利点をフルにひきだすアイデアをあいついで具体化。経済性の高い巨船づくりを強力に推進しています。

巨大船づくりのパイオニアIHI。どんな大形化にも備えは万全です。

**IHI**  
 石川島播磨重工業

《船舶事業部》

東京・大手町2-4(新大手町ビル)  
 TEL 東京(270)9111(大代表)

## 海上保安庁の 大型双胴消防船

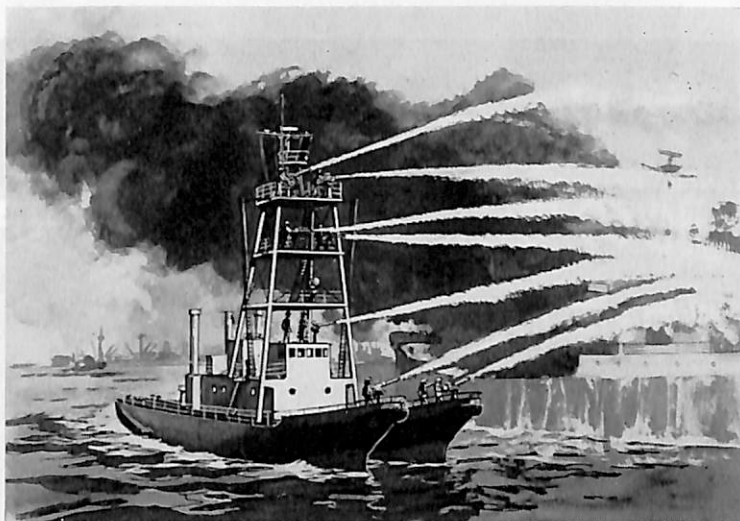
海上保安庁においては、船舶の大型化高速化に対応するため、また急増する大型船の海難事故に対処するため本格的な化学消防船の開発をはじめていたが、この程日本鋼管と建造の契約をむすんだ。完成後は横浜海上保安部に配属され、主として京浜港における超大型タンカーの火災救難業務に従事することになっている。

建造は鶴見造船所で行ない、完成は44年3月中旬の予定である。

本船の主な特徴、主要目、消防設備は次のとおりである。

### 1. 特徴

- 双胴船を採用することにより、単胴船よりも甲板面積が広がる。したがって甲板上に高いやぐらを設けることができ、船舶の航行安定性も保たれる。
- 左右両推進機の間隔を広くとることができ、旋回性能が単胴船にくらべ優れているので事故現場においても適切な行動がとれる。(双方の推進機を逆回転させることによってその場で360度の回転も可能)
- 海水による消防装置はもちろんのこと、大量の泡沫状の化学消火液を常備している。
- 原油の流出した海面で行動するので防爆設備を完備している。



完成後の消火活動予想図

### 2. 主要目

全長	27.5メートル	幅	10.4メートル
単胴幅	3.3メートル	深さ	3.8メートル
吃水	2.1メートル	排水量	約 235トン
G T	約 190トン	主機	メルセデスベンツ MB 820 D b 池貝高速ディーゼル機
			関減速機付 2基
出力	1,100 BHP × 1,400 rpm (420 rpm)		
航海速力	13.2ノット		

### 3. 消防設備

消防ノズル	6,000ℓ/分型	2
	3,800ℓ/分型	4
	1,800ℓ/分型	1
比例混合器	差圧弁式	2
自衛噴霧ノズル	400ℓ/分型	8
油除去救噴霧装置	ピックアップノズル式	1式
吐出口	65φ	10
オイルフェンス		150 m

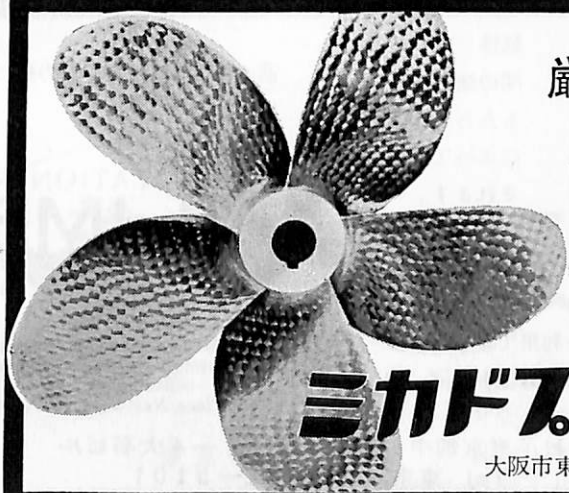
厳選された材質を  
最高の技術で  
高性能を誇る



旧社名 株式会社河野鋳工所

# 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



# フリューム……

## 船の要求する十分な安定効果を 約束し、各船ごとに 特別に設計された 装置です。



- 最も安価な装備費用
- 最高の効果

- 費用皆無の自動操作
- 保証された性能

横揺れの抵減は、船体安定技術の注目すべき前進であるフリューム・システムで保証されます。特別に設計されたタンクの中で流体力学的に制御される液体の流れを

応用したフリューム・システムは、波浪のエネルギーに対して直接に反対作用が働きます。

横揺れについては90%ま

での抵減効果があり、船主にとっては、貨物損傷が少なくなり、可能な限りの最高スピードで最短距



離を予定通りに運航できるという恩恵があります。その上、船員の生産性は高まり、乗客にとっては気楽な旅が楽しめることは申すまでもありません。実質的な経済性は、

フリュームがより高度の運航性—航行時間の短縮—をもたらすことによって達成されます。

ビルヂ・キールを除去し、

海水、真水、カーゴオイル、ディーゼル油等を利用できます。フリューム・システムはドライ・ド

ックの必要なく、最初のわずかな投資と最少限の保守で短時間のうちに装着することができます。

フリューム・スタビライゼーション・システムは、ABS、LRS、DNV、その他すべての関係諸機関により全面的に承認されています。

過去7年間に500隻もの船に採用されました。



詳細資料請求は下記へ  
JOHN J. McMULLEN ASSOCIATES, INC.  
NAVAL ARCHITECTS • MARINE ENGINEERS  
• CONSULTANTS  
17 Battery Place, New York, N. Y. 10004

国内代理店：極東マック・グレゴリー株式会社 東京都中央区西八丁堀2-4大石ビル  
Tel 東京 (03) 552-5101

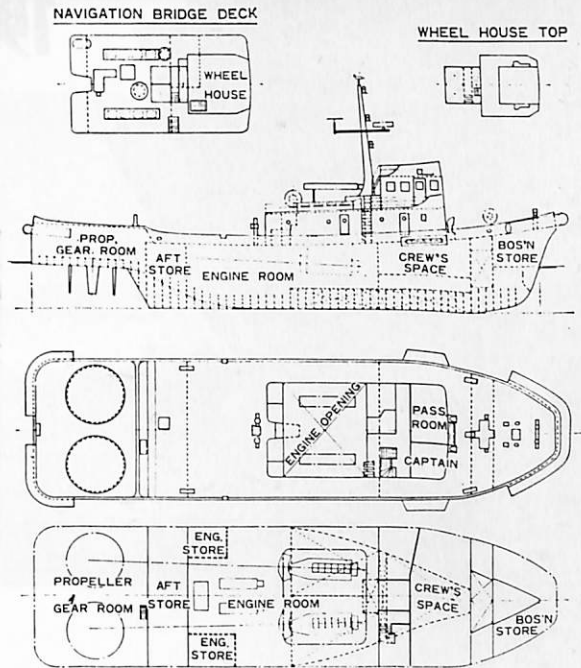
30 G 型フォイトシュナイダー  
プロペラ装備曳船

くろがね丸

船主 大東運輸株式会社  
造船所 株式会社 大阪造船所



全長	長	36.30 m
長幅	(垂)	35.00 m
深吃	(型)	9.80 m
総噸	(型)	4.40 m
速力	水	3.15 m
主機	噸數	306.21 噸
	力(試)	14.0 ノット
	機	新潟 6 L 31 AX 型ディーゼル機関
出力(最大)		1,800 PS×600 RPM
推進器		富士フォイトシュナイダープロペラ 30 G/185 型 2 基
最大陸岸曳航力(前進)		約 32 トン
乗員		10 名
起工		42-10-26
竣工		43-5-31



株式會社

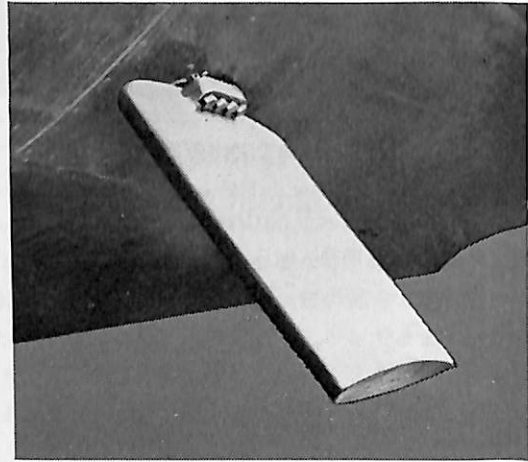
大阪造船所

本社 大阪市港区南福崎町 2 丁目 1  
電話 大阪 大代表 (571) 5 7 0 1  
東京事務所 東京都中央区日本橋本町 1 の 6  
電話 東京 代表 (241) 1 1 8 1



# VOSPER

の船舶用安定装置は  
横揺れの90%  
をなくする



ボスパーの船舶用安定装置はヨット  
商船 新しい軍艦にぴったりです  
これは20,000トンまでのものに  
使用でき 船のスピードにより大き  
さが変わります 詳細を下記にお送り  
下さい：-

## VOSPER THORNYCROFT ENGINEERING

 A SUBSIDIARY OF  
THE DAVID BROWN  
CORPORATION LIMITED

ERI-67

HYDRAULIC POWER DIVISION, SOUTHAMPTON ROAD, PAULSGROVE, PORTSMOUTH, ENGLAND, TELEPHONE COSHAM 79481, TELEX 86115.

オ ー 愛 媛

(旅客兼自動車渡船)

船主 船舶整備公団  
愛媛汽船株式会社  
造船所 松浦鉄工造船所

総噸数 195.00 噸 純噸数 86.81 噸  
載貨重量 256.61 噸 全長 32.23 m  
長(垂) 28.50 m 幅(型) 7.40 m 深(型)  
2.90 m 吃水 2.00 m 満載排水量 249.5  
噸 主機 ダイハツ 6 PSHTM-26 DFS 型  
ディーゼル機関 1 基 出力 600 PS×720  
RPM 燃料消費量 102.3 kg/h 航続距離  
580 海里 速力 11.00 ノット 燃料油倉  
5.20 t 清水倉 4.14 t 旅客数 175~210 名  
乗員 7 名 工期 42-12-17, 43-3-31  
43-5-2

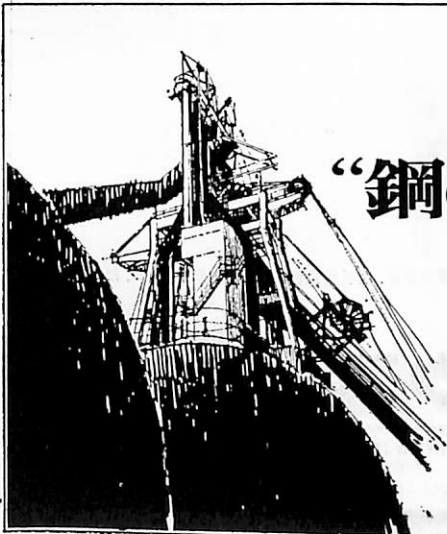


オ 八 宝 勢 丸

(アスファルトタンク船)

船主 井原海運株式会社  
造船所 松浦鉄工造船所

総噸数 867.50 噸 純噸数 540.11 噸  
載貨重量 950.31 噸 全長 62.90 m 長(垂)  
58.00 m 幅(型) 9.80 m 深(型) 4.80 m  
吃水 4.38 m 満載排水量 1,928 噸 主機  
富士ディーゼル 6 SD 32 H 型ディーゼル機  
関 1 基 出力 1,200 PS×380 RPM 燃料消  
費量 198 kg/h 航続距離 2,200 海里  
速力 11.5 ノット 主荷ポンプ 三工ポン  
プ 歯車式 300  $\varnothing$  7 kg/cm<sup>2</sup> 255  $\varnothing$  × 2  
アスファルトタンク 1,010.28 m<sup>3</sup> 燃料油  
倉 33.7 t 清水倉 62.2 t 乗組員 11 名  
工期 43-3-4, 43-4-15, 43-5-30



“鋼の時代”をリードする..

 富士製鐵株式會社

代表取締役社長 永野重雄  
本社 東京丸ノ内(212)2111



# SF空気調和装置

スベンスカ・フラクトファブリケン社(スウェーデン)

船倉では—最新のカーゴケア・システム

SFバランسد・エアリニューアル・システムなら、冷凍カーゴの“体質”に合った換気ができます

船倉内に発生するガスや悪臭など、汚染空気は冷凍カーゴの大敵。SF換

気装置は温湿度、空気量……すべてバランスよくコントロールされた新鮮な空気を送り、積荷の損傷をふせぎます。換気はつねに継続的に行なわれ、急激な温度変化もなく、給気、排気量が同時に調節され、集中コントロールにより、操作もカンタンです。



## あらゆるタイプをそろえたSFの空気調和装置

### ● 船室には——5種類の調和方式

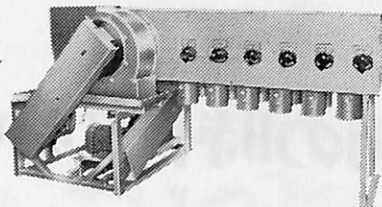
冷暖房から、換気、温湿度調節まで、各用途、使用条件に合わせた空気調和装置がそろっています。セントラル方式やゾーン・コントロール方式など多種の方式…さらに、送風方式にも低速と高速があります。独特のミニダクトはスペースを大巾に節減します。

### ● タンクにも——高圧大容量の送風機

タンク内の“ガスフリー”の問題はすべて解決できます。

● このほかSFエア・ウォッシャー、防爆型特殊送風機など、SFの換気装置は船内のいたるところで活躍しています。

SFバランسد・エアリニューアルシステムのセントラル・ユニット



■ 詳細は、弊社船舶機械部までお問い合わせください。

# ガデリウス

日本総代理店 ガデリウス株式会社  
東京都港区元赤坂1-7-8 電話(03)403-2141(大代)  
郵便番号107

神戸市生田区浪花町27 興銀ビル 電話(078)39-7251(大代)  
郵便番号651-01

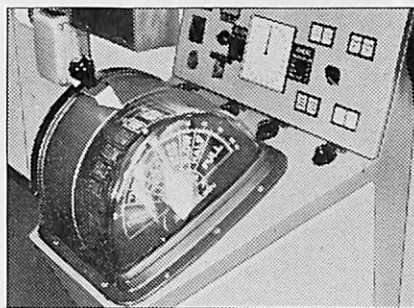
● 出張所——札幌・名古屋・福岡



# ASEA 船舶自動化を“推進”するアセア

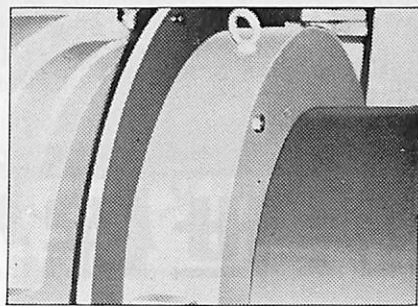
## ブリッジ・コントロール・システム

遠隔操縦装置により、ブリッジから直接、主機関をコントロールする方式。従って、機関室での監視の必要はなく、安全性も向上、作動はつねに正確です。タービン用、ジーゼル用いずれもそろっています。



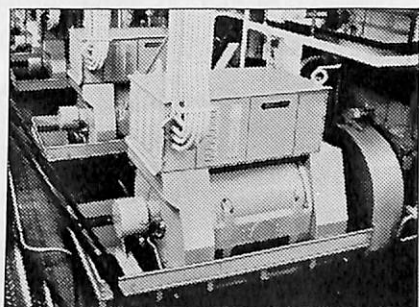
## リングトータクター

常時装備を目的とした高精度のトルクメーター。プロペラシャフトに加わるストレスを電磁的に検出し、トルクを測定する画期的な装置です。可動部分がまったくなく高度の信頼性と再現性を備え、すでに150隻以上に採用されています。



## 交流発電機GADスタンダード・シリーズ

国際規格に基づいたムダのない合理的なデザイン。安い据付けコスト、信頼度の高い運転、容易な整備・点検と、維持費の低減など数々の特長を備え、すでに400セット以上の納入実績を誇っています。



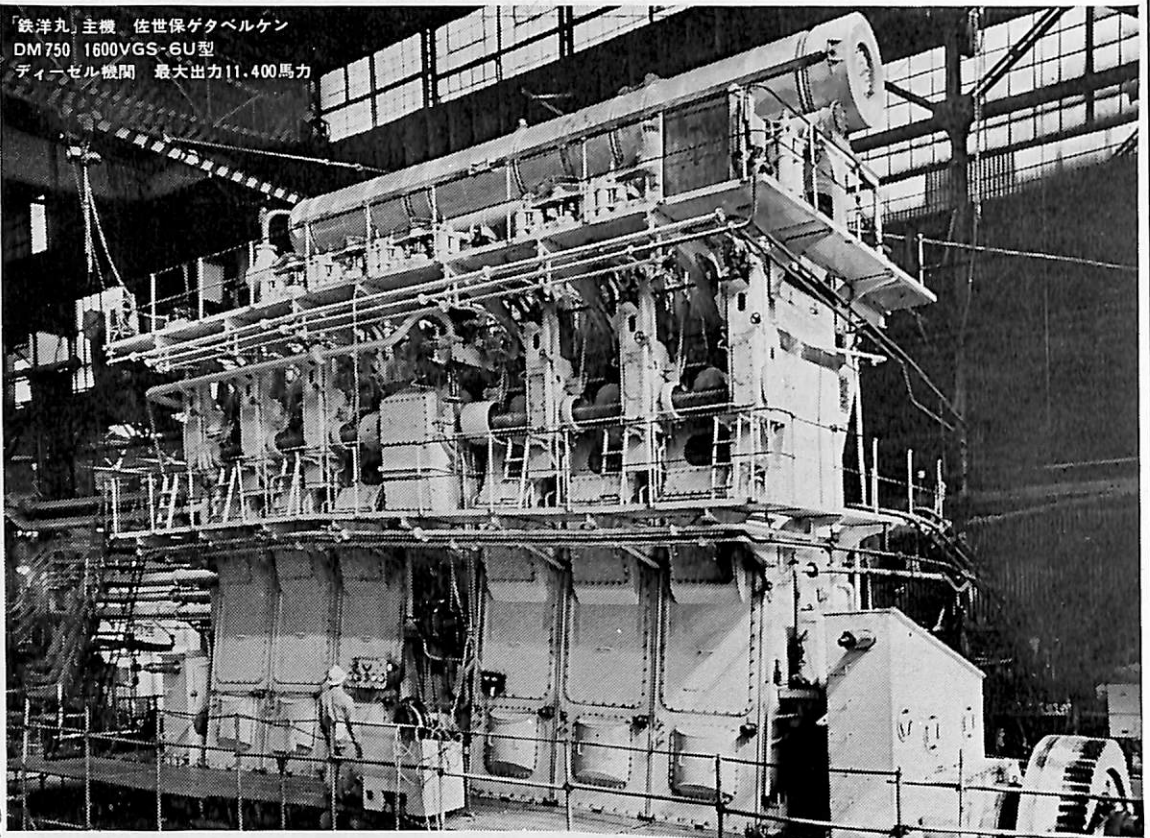
■詳細は、弊社船舶機械部までお問い合わせください。

# ガデリウス

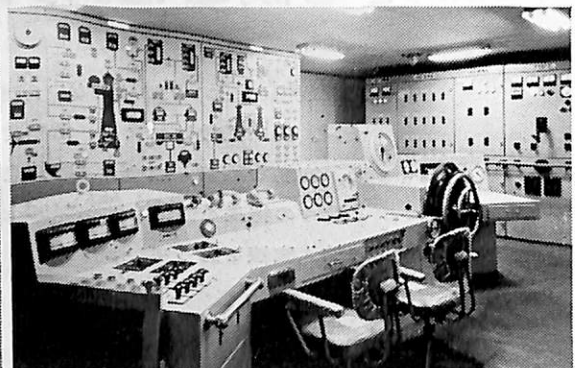
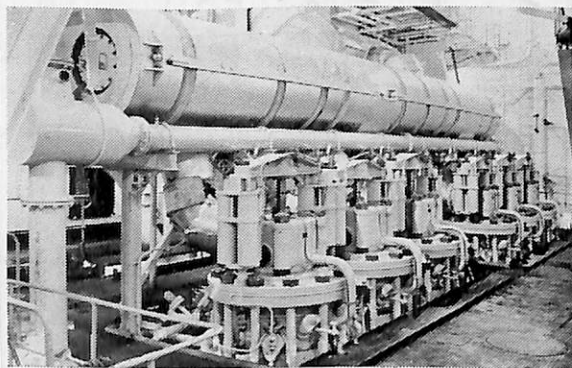
日本総代理店 ガデリウス株式会社  
東京都港区元赤坂1-7-8 電話 (03) 403-2141(大代)

神戸市生田区浪花町27 興銀ビル 電話 (078)39-7251(大代)  
●出張所 ————— 札幌 ・ 名古屋 ・ 福岡

「鉄洋丸」主機 佐世保ゲタベルケン  
DM750 1600VGS-GU型  
ディーゼル機関 最大出力11,400馬力



# 佐世保ゲタベルケン ディーゼル機関



当社建造の新和海運株式会社向け鉄鉱石専用船鉄洋丸は国内船として佐世保ゲタベルケンディーゼル機関を搭載した第一船です。本機関は新たに開発された全溶接構造の軽量(馬力当り約3.4kg)高出力エンジンであり運転性能は安定し 振動はきわめて少なく全力時の燃費は154.8kg/ps/hを示しました。



**佐世保重工業株式会社**

本社：東京都千代田区大手町2の4新大手町ビル 電話東京(211)3631代表  
造船所：長崎県佐世保市立持町 電話佐世保(4)2111代表  
営業所：名古屋・大阪・広島・北九州・福岡・長崎



オリエンタル・クイーン



第3船亦雲 (Yhe Yung)



凌雲 (Ling Yung)

## 世界をめぐる浦賀の技術

新しい造船理論の研究、建造技術の開発……………

それが合理化された設備とともに日本の造船業を世界第1位の座にのしあげた大きな原動力です。

当社の技術陣は、先に「半没水船理論」を開発、さらにこの理論を応用して高速貨物船「オリエンタル・クイーン」を完成、浦賀の高度な技術を実証しました。

続いて本年、第2船セミコンテナ高速貨物船「凌雲 (Ling Yung)」を生み、再びすぐれた技術を世界に示しました。

浦賀重工は技術を生命とし、技術に誇りと自信をもって各種の優秀船を七つの海に送りだしております。



**浦賀重工業株式會社**

東京都千代田区大手町2-4 新大手町ビル  
電話 (211) 1361

# 艀装用など各種造船工事に活躍する 小川のOT型タワークレーン

## 特長

- 安全性と経済性を高める為の水平引込装置を採用。
- ジブの最少旋回径を0米にし、クレーン本体に保持するポストを繰込んでクライミングできる構造。
- 自力で吊り上げる即ちクライミングが簡易化できる装置である。
- モーメント制御装置及びクレーンロープの過負荷警報装置で、事故やワイヤロープの破壊を防止。
- クレーン運転者の目の前の標示装置で、ジブの傾斜角度、制限荷重及び旋回径を自動的に知り得る。

## OT型タワークレーン：能力

OT 3030型	3～9 ton
OT 4030型	4～9 ton
OT 5030型	5～10ton
OT 6030型	6～10ton

■御一報次第カタログ贈呈



## 株式会社 小川 製作所

本社 千葉県松戸市稔台440番地 電話 松戸(0473)62-代表1231番  
 大阪営業所 大阪市東区淡路町5の33 兼松江商(株)機械第1部内  
 電話 大阪(06)228-3576-8

総代理店



## 兼 松江商 株式会社

東京支社 東京都中央区宝町2-5(兼松江商ビル) 機械第1部第1課 電話(562)6611  
 大阪支社 大阪市東区淡路町5の33 機械第1部第3課 電話(228)3576-8  
 名古屋支店 名古屋市中区錦1-20-19(名神ビル) 機械第1課 電話名古屋(211)1311  
 福岡支店 福岡市天神2-14-2(福岡証券ビル) 機 械 課 電話福岡(76)2931  
 札幌支店 電 話 札幌(6)7386



MARATHA ENVOY (ばら積貨物船) 船主 Chowgule Steamships, Ltd. (パナマ)

造船所 三菱重工・神戸造船所 長(垂) 168.00 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 14.10 m 吃水 10.404 m  
 総噸数 16,492.4 噸 載貨重量 27,230.0 噸 速力(試) 17.38 ノット 主機 三菱スルザー 6 RD 76 型ディーゼル機関 1 基 出力(最大) 9,600 PS 船級 LR 工期 42-11-7, 43-1-27, 43-5-20



ANDROS HILLS (ばら積貨物船) 船主 Oceanic Freight Carriers Corp. (リベリヤ)

造船所 石川島播磨重工・名古屋造船所 総噸数 21,417.86 噸 純噸数 18,132.95 噸 遠洋 船級 AB  
 載貨重量 38,594 噸 全長 190.00 m 長(垂) 183.00 m 幅(型) 27.60 m 深(型) 16.00 m 吃水 11.202 m  
 満載排水量 46,313 噸 遮浪甲板船尾機関型 主機 IHI スルザー 7 RD 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 8,925 PS×113 RPM 燃料消費量 34.2 t/d 航続距離 32,400 海里 速力 14.60 ノット 貨物倉(グレイン) 47,294 m<sup>3</sup>  
 燃料油倉 3,454.2 m<sup>3</sup> 清水倉 374.3 m<sup>3</sup> 乗員 48 名 工期 42-10-17, 43-1-5, 43-3-29



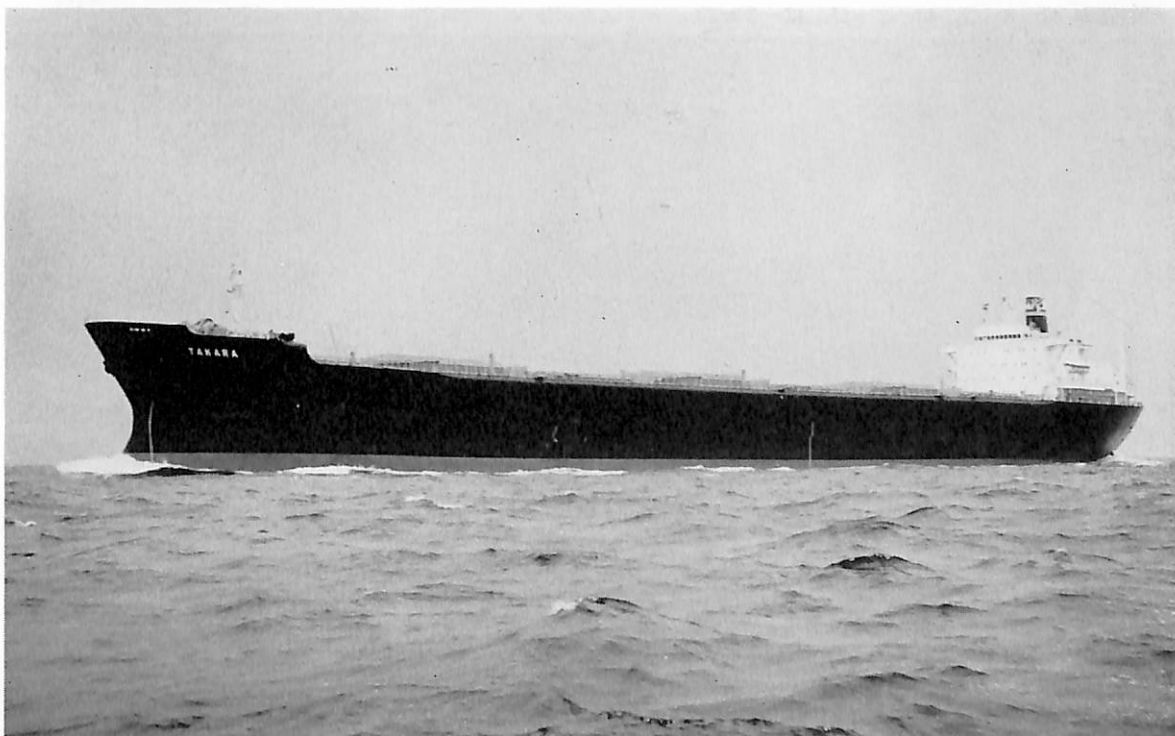
**CAPETAN TASSOS** (ばら積貨物船) 船主 Isla Volcanica Compania Naviera (リベリヤ)  
 造船所 石川島播磨重工・呉造船所 総噸数 23,665.50 噸 純噸数 15,723 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量  
 39,019 噸 全長 190.00 m 長(垂) 180.00 m 幅(型) 27.60 m 深(型) 16.00 m 吃水 11.65 m 満載排  
 水量 47,426.00 噸 主機 IHI スルザー 8RD76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×115 RPM 燃料消  
 費量 40.00 t/d 航続距離 39,720 海里 速力 14.7 ノット 発電機 610 kw×450 v×2 貨物倉 (グリーン)  
 49,511 m<sup>3</sup> 燃料油倉 5,096.9 m<sup>3</sup> 清水倉 289.4 m<sup>3</sup> 旅客数 2 名 乗員 47 名 工期 42-9-1,  
 42-12-16, 43-3-22



**WORLD NEGOTIATOR** (ばら積貨物船) 船主 Jasper Shipping Co. (リベリヤ)  
 造船所 三井造船・玉野造船所 長(垂) 180.00 m 幅(型) 28.956 m 深(型) 16.75 m 吃水 11.43 m  
 総噸数 22,512.96 噸 載貨重量 41,285.00 噸 速力(試) 16.31 ノット(航) 15.00 ノット 主機 三井B&W  
 774-VT 2BF-160 型ディーゼル機関 1 基 出力 11,500 PS×119 RPM 船級 AB 工期 42-12-6,  
 43-2-28, 43-5-30



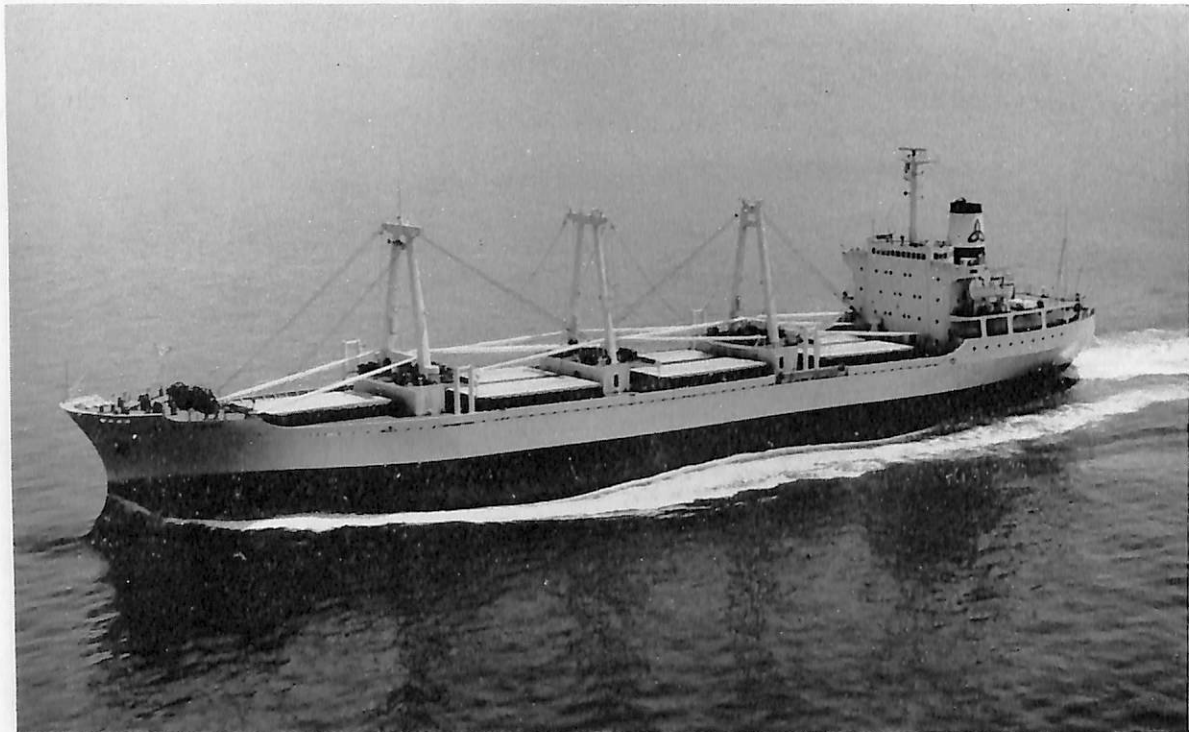
**BERGE COMMANDER** (油槽船) 船主 Sig. Bergensen, D.Y. (ノルウェー)  
 造船所 三菱重工・長崎造船所 長(垂) 310.0 m 幅(型) 48.4 m 深(型) 23.6 m 吃水 18.704 m  
 総噸数 103,178.1 噸 載貨重量 202,942.0 噸 速力(試) 16.14 ノット 主機 日立 B&W 1284 VT 2 BF  
 型ディーゼル機関 1 基 出力 27,600 PS×114 RPM 船級 NV 工期 42-9-21, 42-12-27, 43-5-21



**TAKARA** (ばら積貨物船) 船主 Wilhelm Wilhelmsen (ノルウェー) 造船所 三菱重工・横浜造船所  
 長(垂) 211.00 m 幅(型) 31.80 m 深(型) 18.35 m 吃水 12.22 m 総噸数 35,955 噸 載貨重量  
 56,899 噸 速力(試) 16.48 ノット 主機 三菱スルザー 6RD 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 13,800 PS  
 船級 NV 起工 42-10-24 進水 43-3 竣工 43-6-15

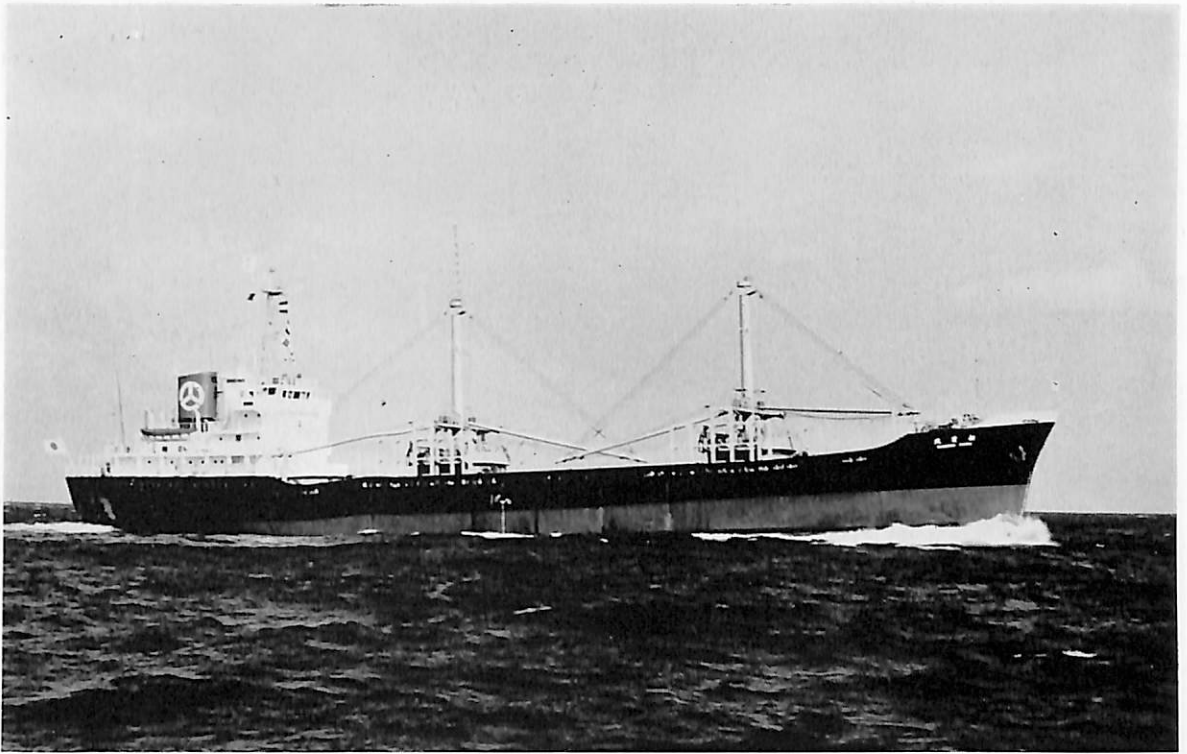


興 光 丸 (貨物船) 船主 船舶整備公団・大興船舶株式会社 造船所 波止浜造船株式会社  
 総噸数 2,685.88 噸 純噸数 1,662.10 噸 近海 船級 NK 載貨重量 4,227.93 噸 全長 93.70 m 長(垂)  
 86.90 m 幅(型) 14.40 m 深(型) 7.30 m 吃水 6.151 m 満載排水量 5,850.00 噸 ウル甲板型 主機  
 伊藤鉄工製過給機中間冷却機付単動 4 サイクルトランクピストン型ディーゼル機関 1 基 出力 2,550 PS×237  
 RPM 燃料消費量 11 t/d 航続距離 11,600 海里 速力 12.50 ノット 貨物倉(ベール) 5,291.47 m<sup>3</sup>  
 (グレーン) 5,832.55 m<sup>3</sup> 燃料油倉 A 60.22 m<sup>3</sup> C 366.34 m<sup>3</sup> 清水倉 334.35 m<sup>3</sup> 旅客 8 名 乗員 24 名  
 工期 42-8-7, 43-2-15, 43-3-23

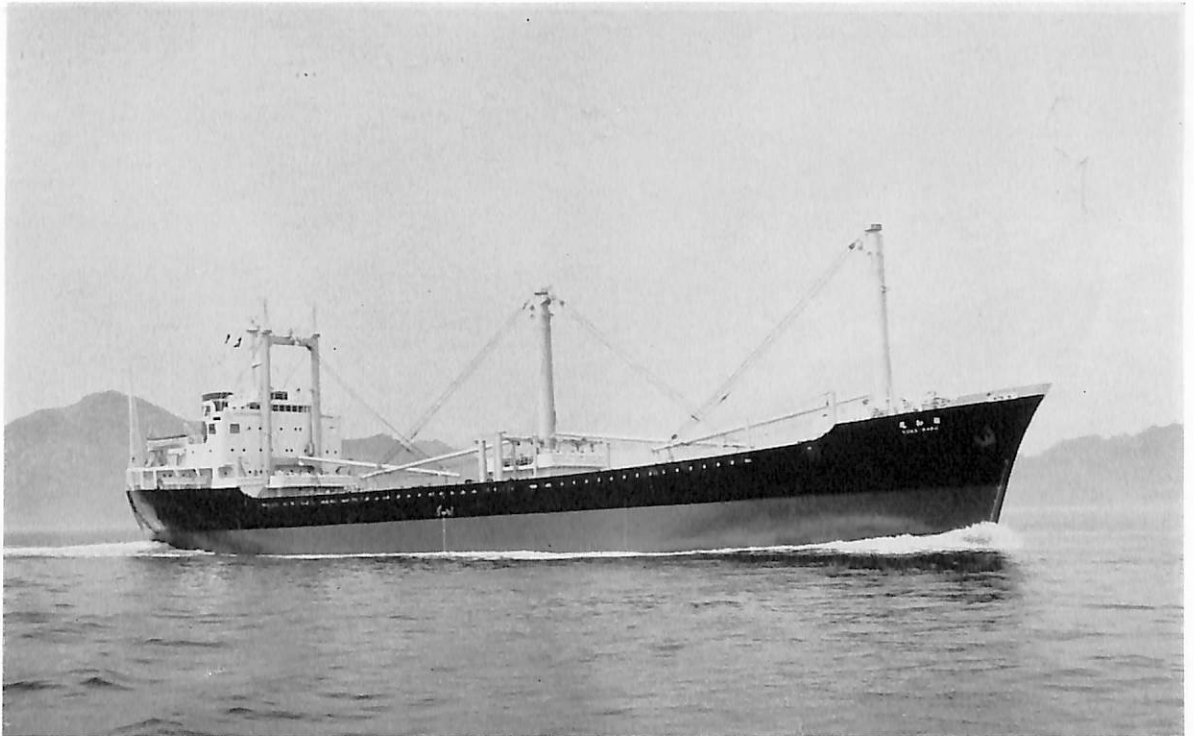


SYLVIA CORD (貨物船) 船主 Concord Line A/S (デンマーク) 造船所 株式会社 大阪造船所  
 長(垂) 138.00 m 幅(型) 22.00 m 深(型) 12.35 m 吃水 9.00 m 総噸数 9,857.78 噸 載貨重量  
 15,174.00 噸 速力(試) 18.589 ノット 主機 三井 B&W 762 VT 2 BF-140 型ディーゼル機関 1 基 出力  
 8,400 PS×139 RPM 船級 LR 工期 42-12-19, 43-3-2, 43-5-29





**新 星 丸** (木材運搬船) 船主 扶桑海運株式会社 造船所 林兼造船・下関造船所  
 総噸数 3,860.01 噸 純噸数 2,434.73 噸 近海 船級 NK 載貨重量 6,483.22 噸 全長 108.70 m 長(垂)  
 100.40 m 幅(型) 16.40 m 深(型) 8.20 m 吃水 6.950 m 満載排水量 8,625.0 噸 凹甲板船尾機関型  
 主機 神戸発動機 6 UET<sup>45/75</sup> C2 サイクル単動トランクピストン過給機付型ディーゼル機関 1 基 出力 3,230  
 PS×218 RPM 速力 12.7 ノット 貨物倉(ベール) 7,740.02 m<sup>3</sup>(グレーン) 8,058.52 m<sup>3</sup> 燃料油倉 664.11 m<sup>3</sup>  
 清水倉 171.66 m<sup>3</sup> 乗員 25 名 工期 42-10-30, 42-12-2, 43-3-2



**雄 和 丸** (木材運搬船) 船主 同和海運株式会社 造船所 波止浜造船株式会社  
 総噸数 3,883.42 噸 純噸数 2,460.23 噸 近海 船級 NK 載貨重量 6,060.02 噸 全長 110.70 m 長(垂)  
 101.90 m 幅(型) 16.00 m 深(型) 8.10 m 吃水 6.991 m 満載排水量 8,780 噸 ウェル甲板型 主機 日立  
 B&W 642-VT 2 BF-90 型 2 サイクル単動クロスヘッド過給機付ディーゼル機関 1 基 出力 3,000 PS×210  
 RPM 燃料消費量 151.38 g/ps/h 航続距離 9,900 海里 速力 12.7 ノット 貨物倉(ベール) 7,850.92 m<sup>3</sup>  
 (グレーン) 8,279.86 m<sup>3</sup> 燃料油倉 A 135.38 m<sup>3</sup>, C 346.06 m<sup>3</sup> 清水倉 359.95 m<sup>3</sup> 乗員 30 名  
 工期 42-11-9, 43-3-5, 43-4-30



MILOS MATIJEVIC (油槽船) 船主 Jugoslavenska Tankerska Plovdba (ユーゴスラビア)  
 造船所 石川島磨播重工・呉造船所 総噸数 39,541.65 噸 純噸数 24,140.85 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量  
 70,923 噸 全長 231.50 m 長(垂) 220.00 m 幅(型) 35.00 m 深(型) 17.60 m 吃水 13.194 m 満載排水量  
 84,705 噸 主機 IHI スルザー 9 RD 90型ディーゼル機関1基 出力 18,630 PS×115 RPM 航続距離 14,922  
 海里 速力 16.6 ノット 燃料消費量 65.0 t/d 発電機 540 kw×400 v×2 貨物油倉 81,321.3 m<sup>3</sup> 燃料油倉  
 2,669.2 m<sup>3</sup> 清水倉 718.5 m<sup>3</sup> 旅客 2名 乗員 52名 工期 42-10-25, 43-1-20, 43-4-25



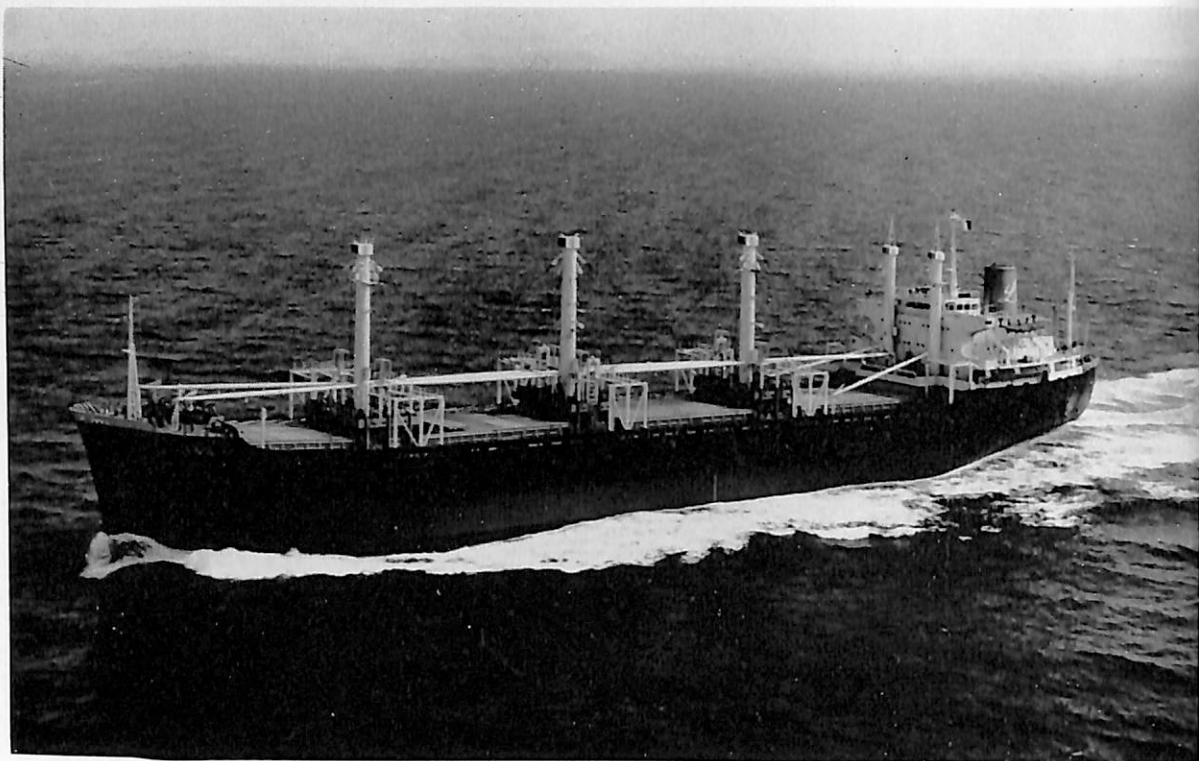
ALVARO OBREGON (油槽船) 船主 Petroleos Mexicanos (メキシコ) 造船所 石川島磨播重工・  
 名古屋造船所 総噸数 12,753.36 噸 純噸数 7,558.92 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 20,463 噸 全長  
 170.69 m 長(垂) 163.07 m 幅(型) 22.02 m 深(型) 12.10 m 吃水 9.132 m 満載排水量 26,005 噸  
 主機 IHI スルザー 7 RD 68型ディーゼル機関1基 出力 7,200 PS×130.3 RPM 燃料消費量 26.30 t/d 航続  
 距離 24,509 海里 速力 14.8 ノット 発電機 390 kw×445 v×2 貨物油倉 25,472.35 m<sup>3</sup> 燃料油倉  
 1,949.11 m<sup>3</sup> 清水倉 780.27 m<sup>3</sup> 乗員 44名 工期 42-11-7, 43-1-25, 43-3-30



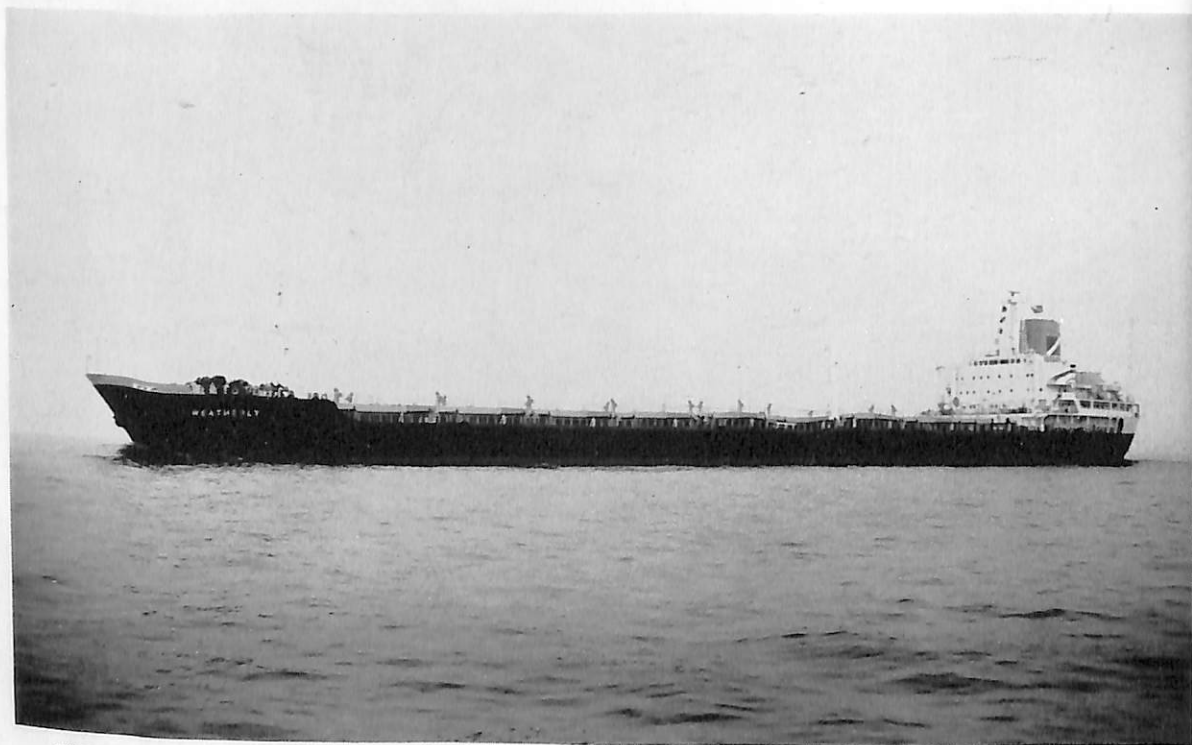
MARISA (油槽船) 船主 Shell Tankers (US) Ltd. (オランダ) 造船所 日立造船・堺工場  
 総噸数 105,495.29 噸 純噸数 75,374.60 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 206,937 噸 全長 325.00 m  
 長(垂) 310.00 m 幅(型) 47.16 m 深(型) 24.50 m 吃水 18.974 m 満載排水量 237,987 噸 船尾機関型  
 主機 三菱タービン (MT-300) 出力 28,000 PS×85 RPM 燃料消費量 142 t/d 速力 約 14.6 ノット  
 貨物油倉 8,781.73 f<sup>3</sup> 燃料油倉 267,792 f<sup>3</sup> 清水倉 6,373 f<sup>3</sup> 乗員 46 名 工期 42-4-20, 42-11-2,  
 43-3-9



Ernst G. RUSS (油槽船) 船主 Ernst Russ, Allianz (西ドイツ) 造船所 三井造船・千葉造船所  
 長(垂) 260.604 m 幅(型) 38.938 m 深(型) 18.593 m 吃水 13.700 m 総噸数 53,943.89 噸 載貨重量  
 98,022.00 噸 速力(試) 16.024 ノット (満) 15.620 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 20,700 PS×114 RPM 船級 GL 工期 42-11-20, 43-4-10, 43-5-29,

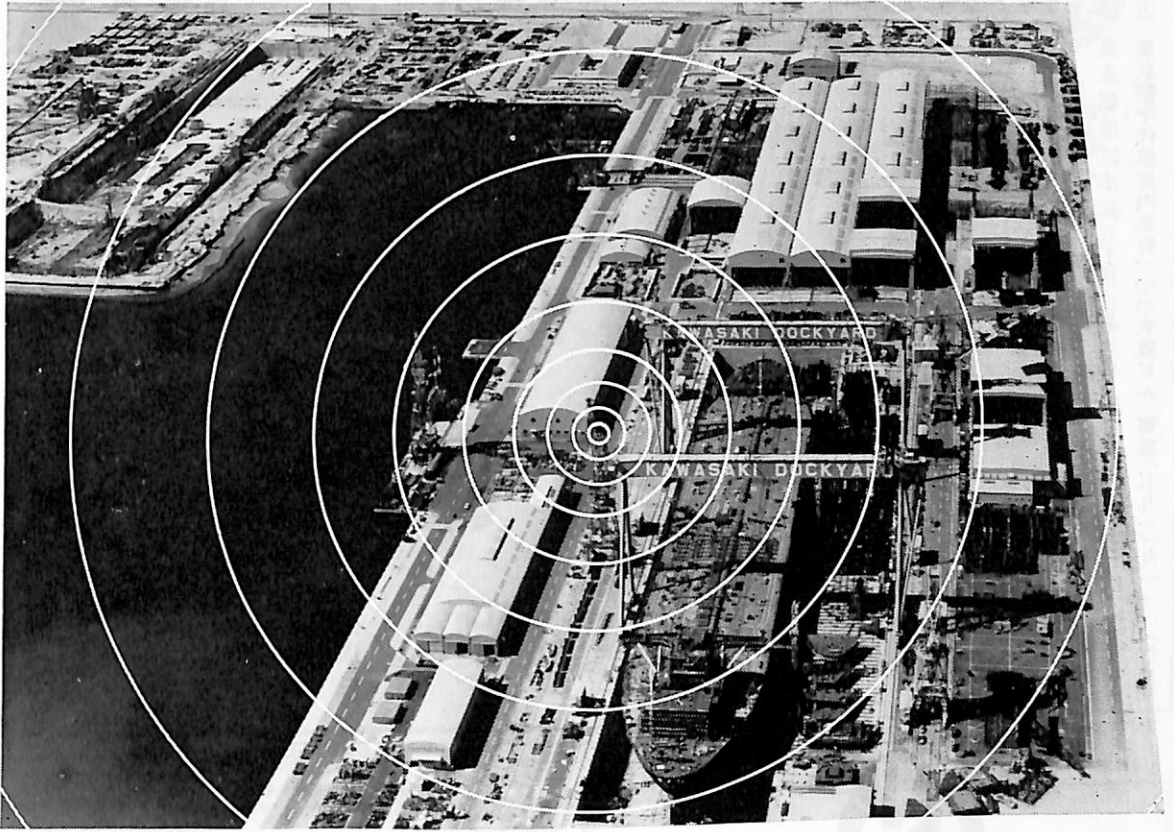


LISANA (ばら積貨物船) 船主 Universal Ocean Transport Inc. (リベリヤ)  
 造船所 佐野安船渠株式会社 総噸数 9,445.30 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 16,011.2 噸 全長 143.71 m  
 長(垂) 136.10 m 幅(型) 21.80 m 深(型) 12.10 m 吃水 8.890 m 凹甲板船尾機関型 主機 川崎 MAN  
 K6Z<sup>70/120</sup>C 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 7,200 PS×135 RPM 航続距離 14,500 海里 速力  
 14.5 ノット 汽罐 コクランコンボジット 7 kw/cm<sup>2</sup>×1 發電機 AC 275 KWA×445 V×3 貨物倉(ペール)  
 20,470.4 m<sup>3</sup> (グリーン) 19,749.8 m<sup>3</sup> 乗組員 45 名 工期 43-1-25, 43-3-29, 43-5-25



WEATHERLY (ばら, 油, 鉍石運搬船) 船主 Tankore Corporation (パナマ) 造船所 三菱重工・神戸造船所  
 長(垂) 194.00 m 幅(型) 28.90 m 深(型) 16.80 m 吃水 12.284 m 総噸数 27,498.40 噸 載貨重量  
 46,439.00 噸 速力(試) 15.99 ノット 主機 三菱スルザー 6RD90 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大)  
 13,800 PS 船級 LR 起工 42-10-21 進水 43-2-6 竣工 43-5-10

# 世界最大の



## この造船所で、経済的な超大型船を

四国、坂出に建設を進めていました世界最大の  
新鋭造船所が、昭和42年3月完成し、巨船  
建造に活躍しています。

この坂出工場の、巾62m、長さ380mの巨大  
な建造ドックでは“最も経済的な船の寸法を  
自由にお選びいただける”ことができ、ひき  
つゞき10余隻の新鋭巨船が続々誕生する予定  
です。

さらに、巾72m、長さ450mの50万トン修繕  
ドックの稼動も間近かです。



# 川崎重工

本社・神戸市生田区東川崎町2-14

支店・東京都千代田区内幸町2-1



# ジャパンライン

取締役社長 岡田修一

本社 東京都千代田区丸の内三の二(国際ビル)  
電話 東京(二二二) 八二二一(代表)



# 川崎汽船

取締役社長 服部元三

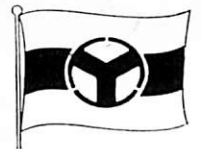
本社 神戸市生田区海岸通八番(神港ビル)  
電話 神戸(三九) 八一五一(代表)  
支社 東京都千代田区丸の内一ノ六(東京海上ビル新館四階)  
電話 東京(二二六) 〇五一(代表)



# 大阪商船三井船舶

取締役会長 進藤孝二  
取締役社長 福田久雄

本社 大阪市北区宗是町一(電話(四四一)一七三二(代表))  
本部 東京都港区赤坂五丁目三番三号(電話(五八四)五一一一(大代表))  
東京支店 東京都千代田区内幸町一十二(大阪ビル) 電話(五九一)九二一一(代表)



# 山下新日本汽船

取締役会長 山縣勝見  
取締役社長 山下三郎

本社 東京都千代田区竹平町一番地(パレスサイドビル)  
電話(二二六) 二一一一(大代表)



# 日本郵船

会長 児玉忠康  
社長 有吉義弥

本社 東京都千代田区丸の内二ノ二〇ノ一  
電話 東京(二二二) 四二一一(大代表)



# 昭和海运

取締役社長 荒木茂久二

本社 東京都中央区日本橋室町四ノ一(室町ビル)  
電話(二七〇) 七二一一(大代表)



# 関西汽船

取締役社長 長谷川 茂

本社 大阪市北区宗是町一  
電話大阪(四四一)九一六一(大代表)  
東京都中央区八重洲三ノ七(東京建物ビル)  
電話東京(二八一)二六二一・四一七六(代表)



# 新和海運

取締役会長 上中 龍男  
取締役社長 三和 普

本社 東京都中央区京橋一丁目三番地(新八重洲ビル)  
電話東京(五六七)一六六一(代表)



# 照国海運

取締役社長 中川 喜次郎

本社 東京都中央区八重洲二の三の五(中川ビル)  
電話(二七二)八四四一(大代表)



古き歴史と  
新しい技術を誇る

## 三目印 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

三目印清罐剤 三目印罐水試験器  
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

## 三洋商事株式会社

取締役社長 成瀬勝蔵

本社 東京都中央区新川一の五  
電話(五五二)八一五一(代表)  
支店 横浜・大阪・神戸・門司・長崎・岩国

船研式二型油水分離器発売元  
飲料水殺菌器、法定船用用品一式

各種船舶の建造並修理  
 舶用汽機汽缶の製造並修理  
 各種鉄骨・橋梁鉄塔等製作並修理



**GN 株式会社 名村造船所**

本社・工場 大阪市住吉区北加賀屋町4の5 電話 大阪(672)1121(代)  
 東京事務所 東京都中央区八重洲1の1の3(八重洲田村ビル) 電話 東京(271)4707(代)  
 神戸事務所 神戸市生田区海岸通5(商船ビル) 電話 神戸(33)4810

株式  
 会社

**三保造船所**

東京事務所

東京都中央区八重洲三ノ七  
 (東京建物ビル)

電話(二八一)六三四一(代表)一三

本社工場 清水市三保三七九七

電話 清水(三四)五二一一



株式  
 会社

**金指造船所**

東京事務所

東京都港区西新橋二丁目八番八号  
 (清寿ビル)

電話 東京 〇六一三〇六(代表)

本社 清水市三保四九一ノ一

電話 清水(三)五一五一番 大代表

貝島工場 清水市三保四〇二〇の一九

電話 清水(四)四二二一番(代表)



ユニオンナバル社(フランス)向  
完全自動化貨物船「ペトラリア号」



船舶の建造・修繕

## 佐野安船渠株式会社

本社・工場 大阪市西成区津守町西8丁目25番地  
電話 大阪(661) 1 2 2 1 (大代表)  
東京事務所 電話 東京(211) 8 4 4 7 ~ 8  
神戸事務所 電話 神戸(33) 6 3 0 0

船主 小山海運株式会社  
定期貨物船 清光丸  
総トン数 2,999トン



## 東北造船株式会社

代表取締役社長 豊福清民  
本社・工場 宮城県塩釜市北浜4の14の1 電話 塩釜(2) 2111~7  
東京支店 東京都中央区日本橋通2の6 (丸善ビル) 電話(271) 1907~9

# パックスマン船用補機 SD.14 既に27基のオーダーを獲得

パックスマン補機装置 SD.14は、オースチン・エンド・ピッカースギル社所属船に標準装置として採択されました。これは過去の経験と、このエンジンがあらゆる設備の要求を満たすべく基本的に設計されているということにもとずいてなされたものです。



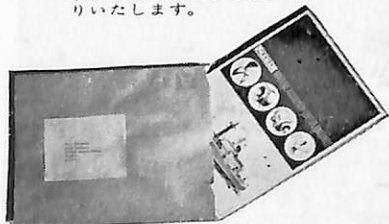
## すぐれた業績と経歴

オースチン・エンド・ピッカースギル社はパックスマン装置を設置したことにより、今までに行き届いたサービスを顧客に提供することができました。多くの船主から、最初のオーバーホールまでに一万航行時間、それからは二万時間毎にオーバーホールすればよい、と報じてきています。か、る報告に見られる満足すべき使用結果が、ひいては再注文という形で表れてきているのです。

## 簡単な設計

このV字型エンジンは、点検、その他の全般的な検査、部品交換などが容易にできます。このほか、エンジンの移動は、パックスマンエンジン交換機構の下にいつでもおこなうことができます。

お問合せをお待ちしております。  
また、お申し込み次第  
最新刊技術資料をお送りいたします。



## 信頼のおける機構に加え、

### 価格の点でも有利

パックスマンでは顕著で実証済の信頼性を備えた特色あるエンジンを世に送り出しています。低価格に加え、船用ディーゼル燃料も二級品で足り、運行費用が極めて低廉、二つの点でまづ得をされます。

## 当節海運技術の現状にメス

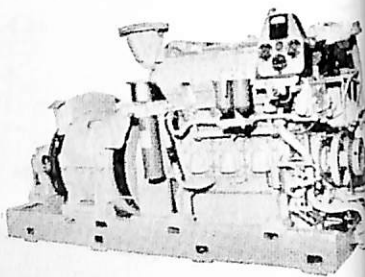
現在1,200回転/分の中速で運転されているパックスマン7吋径RPH船用ディーゼルは、小型、軽量、静粛運転のディーゼルとして、三十有余の設計製作面における実績から生れた最高品です。その信頼性は長期間におたつて培かれ、樹立されたもので、世界をまたにかけている商船で活躍、古い伝統主義やスローモーな巨体にとって代りつ、ある、時代の立役者です。

## 世界的なサービス

パックスマンの性能もさることながら、技術サービスネットワークも世界にわたって永い間持続されています。これらの体制によってパックスマンは現在あらゆる厳しい要求も受入れ履行しております。最近では船主からの特殊な要求に応じ170kW三基づつを218kWと250kWバリエーション付で各船に設置するための基本設計に応じ、それを実せました。また交流発電機メーカー、マクファーレン・エンジニアングと技術提携しており、オースチン・エンド・ピッカースギルに対して負荷条件変更下における最適条を作り出す性能を保証せんとする業をいたしました。

パックスマンでは150/600kWのレンジの補機に関する特殊な要望に応られます。

豊富な経験、ゆきとどいたサービス  
パックスマンこそエンジンの中のエンジンです。



6 RPH型ディーゼルエンジン  
オースチン・エンド・ピッカースギル社

# PAXMAN

ディーゼル・パワーのペースメーカー

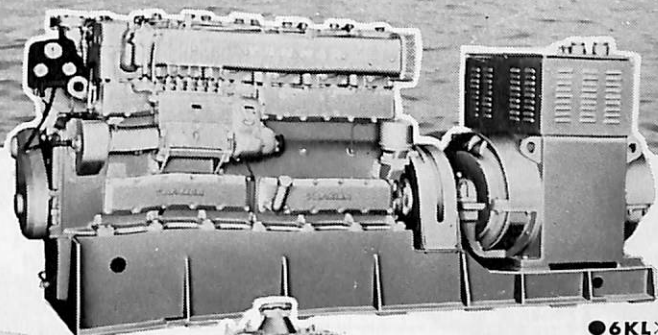
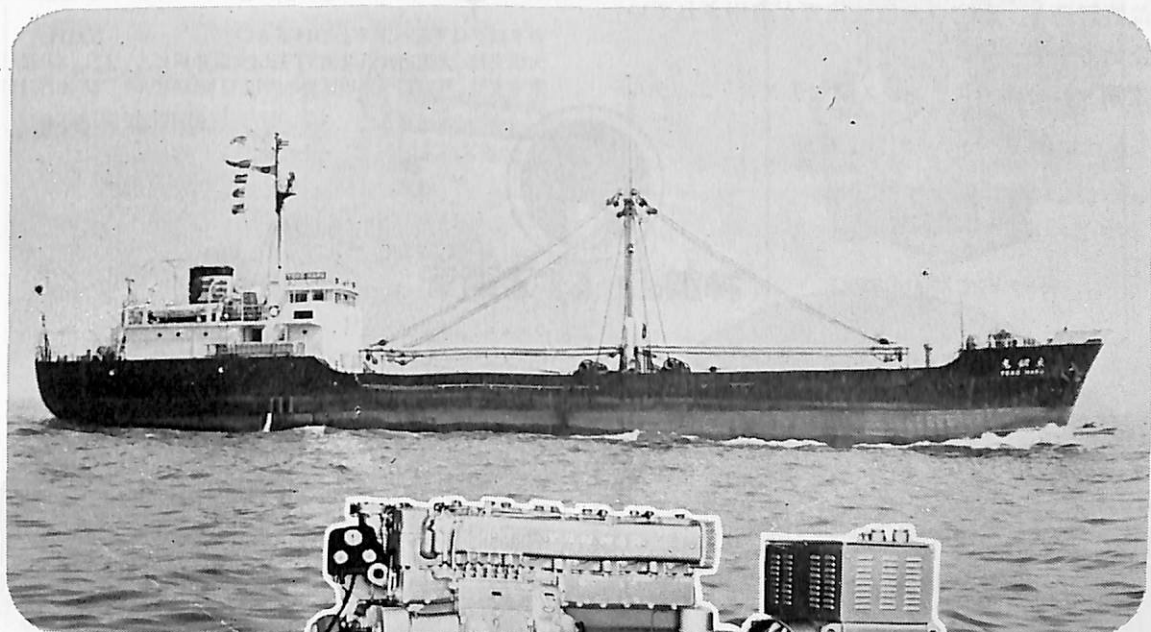
DAVEY PAXMAN & CO. LTD. COLCHESTER, ENGLAND.

A Member of

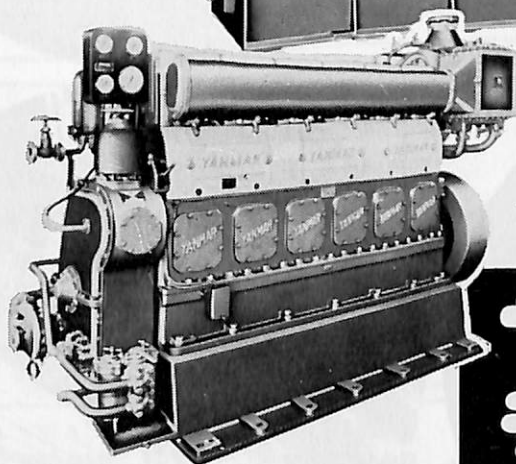


パックスマン営業品目 ディーゼルエンジン船用主機補機各種、鉄道車輛用、石油工業用、陸送用、予備および可搬電源用、その他各種  
日本代理店 極東貿易株式会社 第二産業機械部 東京都千代田区六本町2の4 新大手町ビル 電話 東京 (03) 270-7

# ● 船舶の補機に!



●6KL×100KVA



●6ML-HT形 380馬力

- 船舶主機 3~800馬力
- 船舶補機 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番地  
札幌・旭川・仙台・東京・金沢・大阪・岡山・広島・高松・福岡・大分

ヤンマー船舶機器株式会社

(本社) 大阪市東区南本町4丁目20(有楽ビル)

# 活躍する神鋼のシームレス鋼管

5,500トンという世界最大の熱間押出プレスから産まれる神鋼のシームレス鋼管は、ボイラ、熱交換器用・構造用・配管用・試錐、油井用・原子力用・高圧ガス容器用などに最適です。

円形管、異形管でも、厚肉管、薄肉管でもすべて表面が美しく寸法精度が高いこと、しかも徹底した品質管理と、厳密な非破壊検査が適用されているためです。

炭素鋼・合金鋼・ステンレス鋼・チタン・ニッケル

合金鋼など、あらゆる鋼種と、広い寸法範囲(外径280%以下)の中から、ご要望のシームレス鋼管をお選びください。



## 神戸製鋼

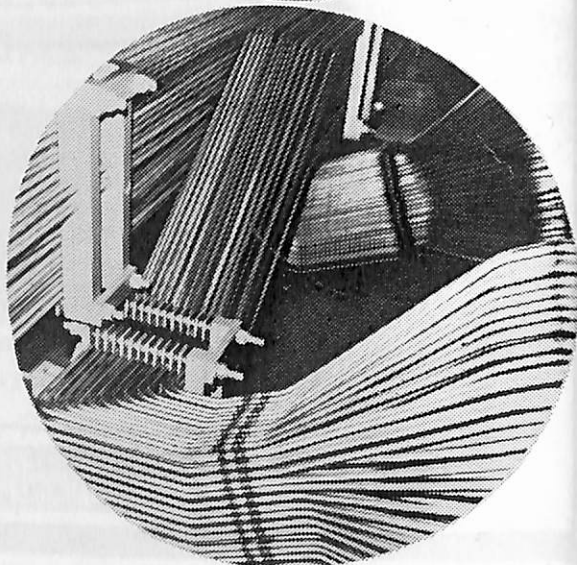
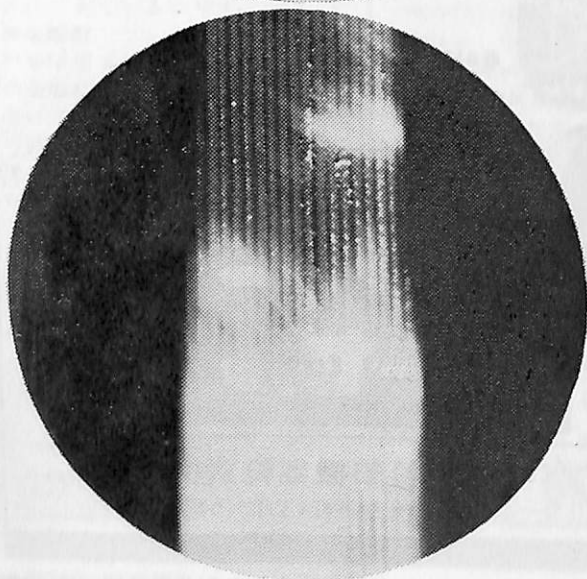
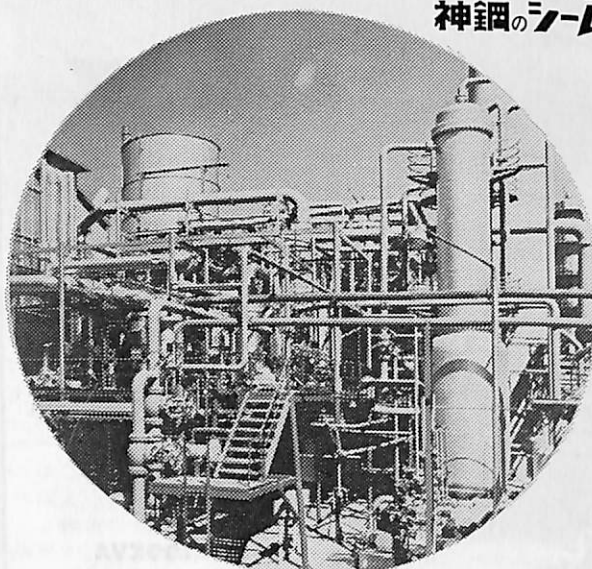
カタログは下記へお申しつけ下さい

大阪支社 大阪市東区北浜3丁目5(大阪神鋼ビル) TEL(203)2221

東京支社 東京都千代田区丸の内1丁目(鉄鋼ビル) TEL(212)7411



### 神鋼のシームレス鋼管



# DE LAVAL

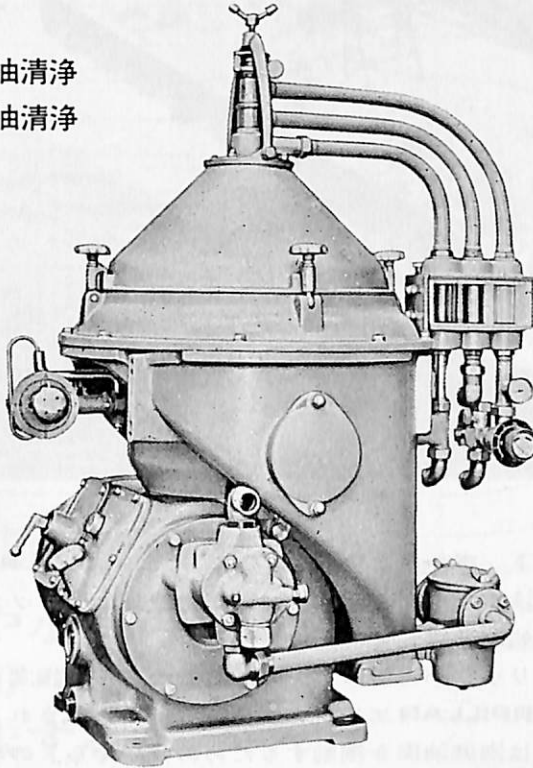
MOST RELIABLE MARK FOR CENTRIFUGAL & THERMAL EQUIPMENTS

## デ・ラバル スラッジ自動排出型油清浄機

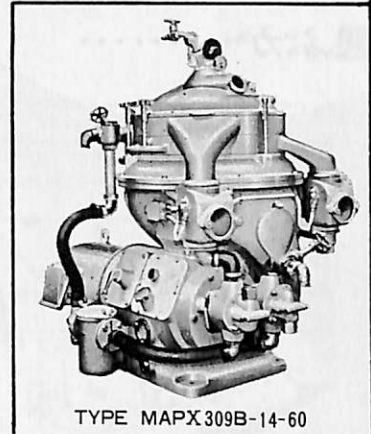
(スエーデン アルファ・ラバル社技術提携機)

### 〈用途〉

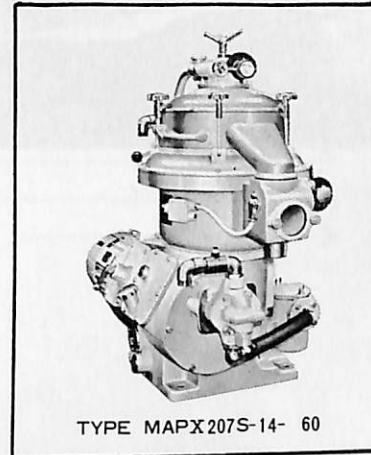
- 燃料油清浄
- 潤滑油清浄



TYPE MAPX210T-14-60



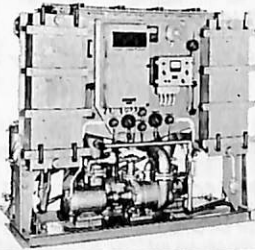
TYPE MAPX309B-14-60



TYPE MAPX207S-14-60

## 真空フラッシュ式 ニレックス造水装置

(デンマーク ニレックス社製)



## プレート式 デ・ラバル熱交換器

(スエーデン アルファ・ラバル社製)

### 〈用途〉

- ジャケットウォータークーラー
- ピストンクーラー
- 燃料弁クーラー
- 潤滑油クーラー



スエーデン アルファ・ラバル社日本総代理店

### 長瀬産業株式会社機械部

製造及整備工場

### 京都機械株式会社分離機工場

本社 大阪市南区塩町通4-26東和ビル (252)1312  
東京支店 東京都中央区日本橋本町2-20小西ビル (662)6211

京都市南区吉祥院御池町3-1 (68) 6171

孤立した海上での  
作業には  
どんなエンジンを  
選ぶか……………



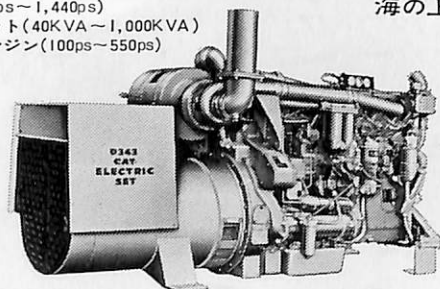
赤道直下 ポルネオ島。そこでは いまシエル石油(ブルネイ)からの注文で 三井造船(株)殿が建造したデリックバージ=起重機船が活躍しています。

そのデリックバージに シエル石油から特に指定されて **CATERPILLAR** エンジン2機種5基が搭載されました。これらは海底油田を掘削するための「やぐら」の組立とその付属装置の溶接作業 そして「やぐら」を移動するデリック操作に使われています。

海の上では唯一の動力源であるエンジン。それが もし故障すれば 作業全体がストップします。そのため なによりもエンジンの信頼性が求められます。36年の歴史と厳格な品質管理から生まれた **CAT** エンジンは その要求を満たします。

すぐれた性能と信頼性 そして海外135カ国にネットされたサービス体制など……陸に 海に 威力を発揮する **CAT** エンジンのご採用をおすすめします。

陸用(70ps~1,425ps)  
船用(85ps~1,440ps)  
発電セット(40KVA~1,000KVA)  
ガスエンジン(100ps~550ps)



## キャタピラー三菱株式会社

### ●直納部発動機販売課

東京都港区芝5丁目33番8号 (田町ビル6階)

電話 東京(452)-3281(代)

Caterpillar および Cat はどちらも Caterpillar Tractor Co. の登録商標です

東関東支社 電話 柏(0471)67-1151  
西関東支社 電話 八王子(0426)42-1111  
北陸支社 電話 新潟(0252)66-9171  
東海支社 電話 安城(0566)7-8411  
近畿支社 電話 茨木(0726)22-8131  
中国支社 電話 海田(08289)2-2151

特約販売店  
北海道建設機械販売㈱ 電話 札幌(0122)88-2321  
東北建設機械販売㈱ 電話 仙台(022)57-1151  
四国建設機械販売㈱ 電話 松山(0899)72-1481  
九州建設機械販売㈱ 電話 二日市(092922)6661

# 機械の中の油は 鉄粉だらけ...



## 油や水から 鉄粉・微粉末を 除去する

### マグネチック フィルター

タンク等に簡単にとりつけるなら

### マグネチック プラグ

機械やエンジンの中を循環している油には、微細な鉄粉、微粉末がまじって、加工物の亀裂や傷の原因となり、機械寿命を短くしています。マグネチックフィルターは強力な磁力により鉄粉をすいとる装置、鉄以外の微粉末も真ちゅうフィルターで除去します。機械寿命をのばし、製品を向上させる新しい装置、クーラント、油圧作動油、潤滑油など各種油やボイラー用の水、食品、原料液などにも使われています。

マグネチックフィルターの鉄粉(300メッシュ)除去率の測定結果 (FT-11)

実験条件 通過回数	油中の鉄粉量 (重量%)	平均流量 (ℓ/min.)	油温 (℃)
通過前	0.1	—	—
一回通過	0.0005	21.6	60
二回通過	0.0004	20.1	63

フィルターの種類とその仕様

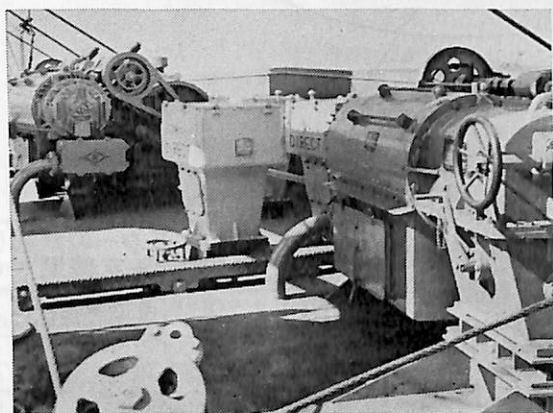
型式番号	最大許容流量 (ℓ/min.)	耐圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	重量 (kg)
FT-9	80	3	4.2
FT-10	10	3	0.9
FT-11	80	3	3.6
FT-12	80	3	4.0



世界の海で  
実力を  
発揮する



250 t デリック用ヘビーウインチ



トッピング、ガイ用ダイレクトウインチ

  
**神鋼電機**  
SHINKO ELECTRIC CO., LTD.



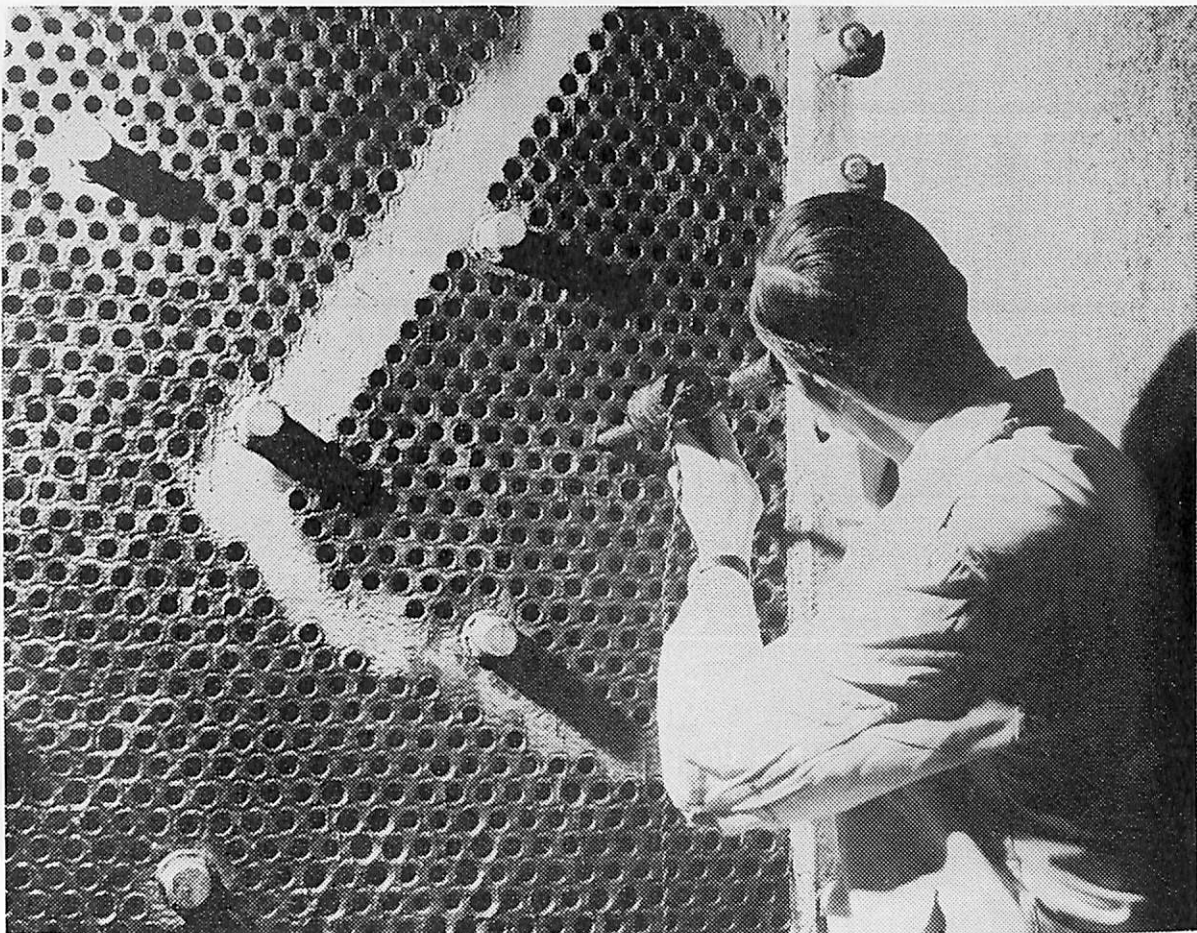
資料進呈  
東京都中央区日本橋江戸橋3の5  
朝日ビル TEL 272-7451

**神鋼** 船舶用電装品

自励交流発電機  
船舶用電動機

配電盤 変圧器  
起動器 甲板補機  
電磁クラッチ・ブレーキ





## 16年間効果満点

# ネオブレン® コンデンサー・保護塗装

英国のPortisheadにある中央発電所では、一日中絶え間なく、泥濘を含んだ莫大な量の海水が、50,000KW発電機用のメインコンデンサーの冷却管の中を激しく流れています。従って、この発電所操業以来、数年後の検査で、一台の機械の取入口の表面に腐蝕や痕の徴候がみられたのはごく当然の事なのです。そこで、この検査に当たった技師のすゝめで、管

の表面を清掃して「ネオブレン」を基とした液状配合物を塗装しました。それは今から16年以上も前のことです。その結果、現在でも当時の1.5ミリ厚の塗装は立派に保護の役目を果たしています。「ネオブレン」で塗装した表面は、長期間にわたって保護されます。「ネオブレン」塗料は、金属によく接着するばかりでなく、摩耗、荒々しい使

用、老化、油、化学薬品、熱、焔に対して立派に対抗します。というのは、「ネオブレン」塗装は、疵ついたり、亀裂を生じたり、剥げたり、腐蝕を生じたりしないからです。金属の保護塗装を必要となさる場合には「ネオブレン」が最上の解決策となります。詳しい資料は、クーポンをご利用の上、下記へご請求下さい。

1932年以来実証された信頼性



**昭和ネオブレン株式会社**  
東京都港区芝公園第11号地の2 松啓ビル 電話 433-5271 (代)

(おなまえ)

(会社名)

(おところ)

(所属)

# NEOPRENE

このクーポンをお切り取りの上、上記あてお送り下さい。資料を差しあげます。

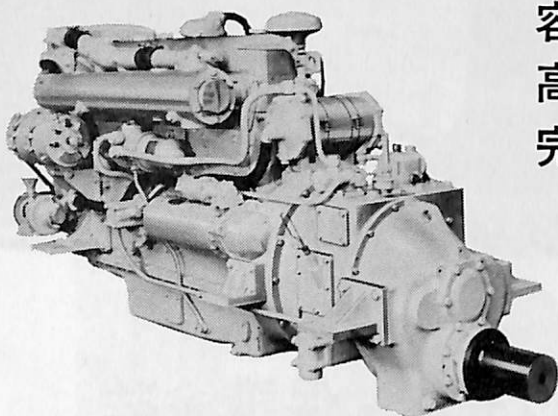
船舶 7/68

躍進を続ける4サイクルの  
いすゞトビン 船用ディーゼルエンジン

**Isuzu-TOBIN**  
船用ディーゼル機関

30<sup>PS</sup> ~ 300<sup>PS</sup>  
減速比 各種

**DH100-MF6RE-O**  
定格出力 140PS/2000rpm



小型・軽量・高出力  
容易な運転操作  
高度の設計と優れた技術  
完璧なアフターサービス

東海大学 “ほくと”  
14mハイドロジェット艇  
DH100T-MF6RC×II  
180ps / 2,060rpm  
17kt



**東京ボート株式会社**

東京都中央区銀座3-2 電話(561)5400・5402・5501

……最高の品質を最短の納期で  
設計・製作 納期迅速

スター印

船舶用プロペラ



川端プロペラ株式会社

八尾市大字老原1036 TEL (0729)91-1030代

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

**Sharples  
Gravitrol  
Centrifuge**

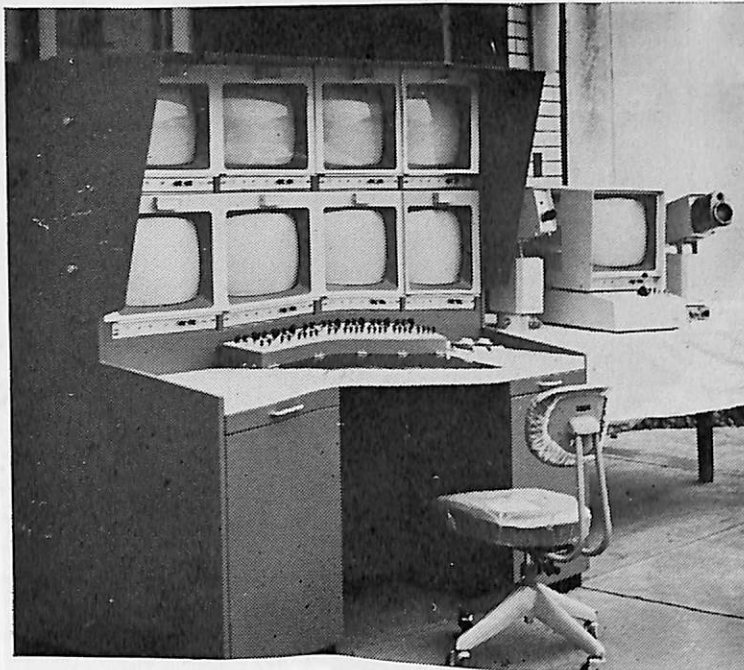
ペンソールト ケミカルス コーポレーション  
シャープレス機器部 日本総代理店

**巴工業株式会社**

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3ノ2 (第二丸善ビル)  
電話 東京 (271) 4 0 5 1 (大代表)  
大阪出張所 大阪市南区末吉橋通り4ノ23 (第二心齋橋ビル)  
電話 大阪 (252) 0 9 0 3 (代表)

■特許申請中■





*Kowa*

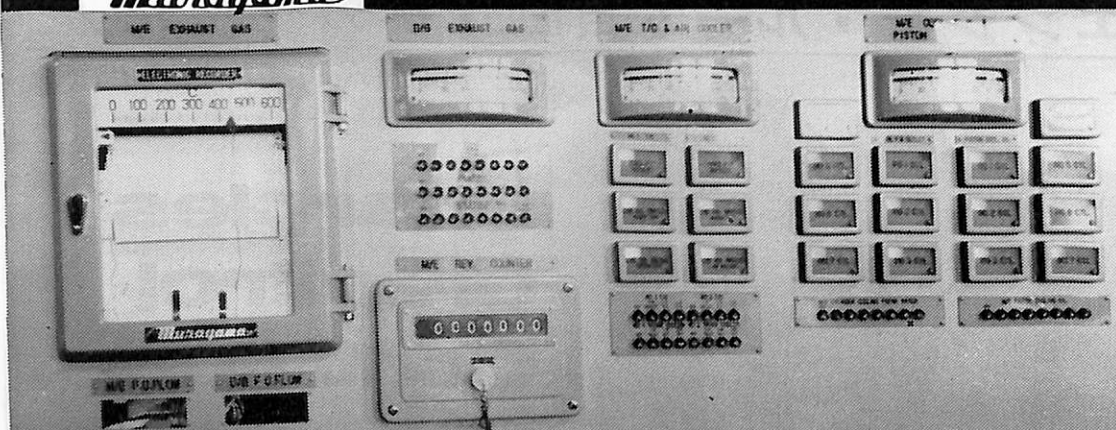
## 総合監視装置

本装置は工業用テレビジョンカメラ、監視用モニター、操作卓より構成されており、用途としては工場、病院、ターミナル、船内等の監視用に、又、視聴覚教育用にも数多く使用されております。その他詳細はご仕様打合せにより設計製作させて戴きます。

興和株式会社

工場及び営業部：東京都調布市上布田町4-1-6番地 TEL (0424-83)4126 (代)  
 本店：名古屋市中区錦3丁目6番29号 TEL (971)9171 (代)  
 大阪支店：大阪市東区淡路町2丁目22番地 TEL (202)1341 (代)

*Murayama*



## 熱電温度計



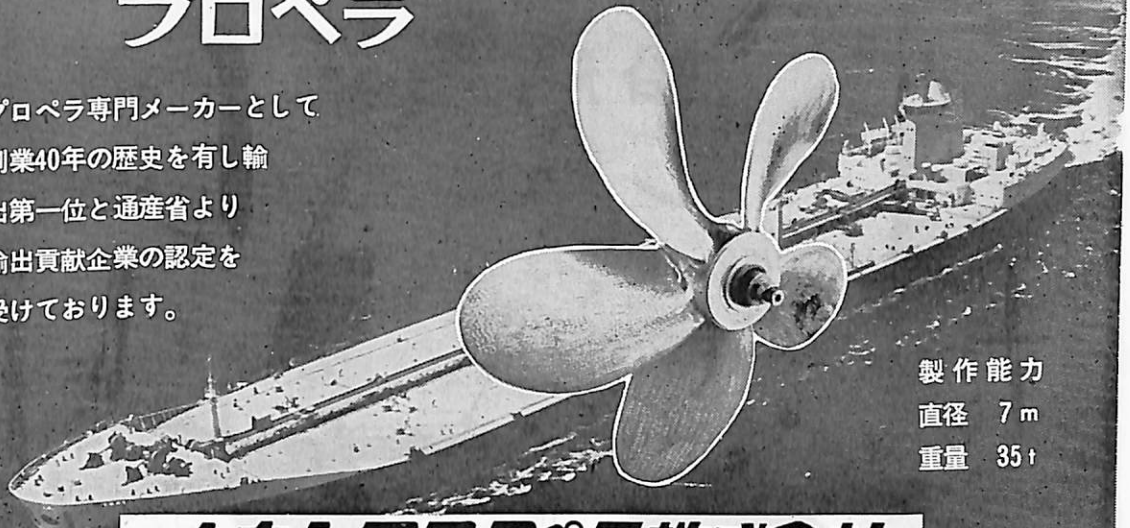
株式会社 村山電機製作所

本社 東京都目黒区五本木2-13-1 TEL (711) 5201 (代)  
 出張所 北九州(小倉)・名古屋・大阪

世界に躍進する!

# プロペラ

プロペラ専門メーカーとして  
創業40年の歴史を有し輸  
出第一位と通産省より  
輸出貢献企業の認定を  
受けております。



製作能力  
直径 7 m  
重量 35 t

## ナカシマスプロペラ株式会社

旧社名 中島鑄工業株式会社  
取締役社長 中島保

本社 岡山県上道郡上道町北方688-1・TEL0862(79)0781-5  
東京事務所 東京都中央区日本橋竈殿町2-10和孝ビル・TEL03(666)1697・9212

1960年海上人命安全条約による耐火試験合格品

船舶用軽量不燃壁材

# 朝日マリライト

超軽量耐熱保温材  
高性能パッキング

シリカカバー、ボード  
ジョイントシート

伝統ある保温保冷工事設計請負

## 朝日石綿工業株式会社



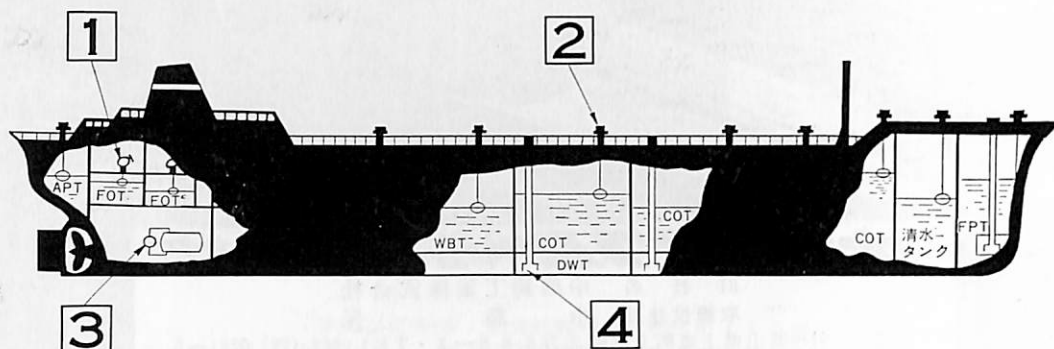
本社 東京都中央区銀座7丁目3番地 TEX 252-2651  
TEL (573) 5111 (大代表)  
営業所 札幌・釧路・仙台・千葉・東京・鶴見・横浜・静岡・富山・名古屋・大津  
大阪・姫路・高松・新居浜・岡山・広島・門司・福岡・長崎・延岡

# Sakura

確実な作動と耐久力を誇る

## 船舶用液面計 レベルスイッチ

[油槽船に於ける使用例]

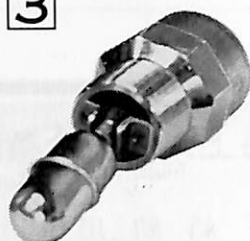


1



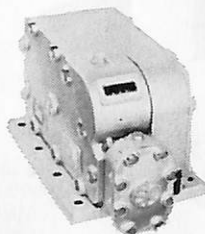
☆燃料油タンクに  
ワイヤーフロート  
式液面計  
(LT-10シリーズ  
液面計)

3



☆オイルサービス  
タンク、ボイラー  
給水タンクに  
フロート式  
液面警報制御器  
(MP型, CS型  
液面警報制御器)

2



☆荷油タンク、  
バラスタタンクに  
フロート式又は  
電動式液面計  
(LS型液面計)

4



☆二重底タンク用、  
吃水指示計用に  
気泡式液面計  
(AP型液面計)



### 櫻測器株式会社

本社 東京都武蔵野市中町3丁目4番22号  
電話 ムサンノ (0422) 51局0611代  
出張所 大阪市西区靱本町2丁目80番地  
電話 大阪 (441) 9601~5

取扱店

九州地区 旺計社 北九州市小倉区室町1~22 北九州 57局 1281  
三興商事 長崎市平野町22-29 長崎 45局0235  
中国地区 大崎電気㈱ 広島市本通4~15 広島 21局2271  
備前藤商會 呉市岩方通8~14 呉 21局 8201  
四国地区 四国通商㈱ 高松市丸の内3~5 高松 51局0011



## 150 ft モーターヨット

# “CINDERELLA” の概要

石川島播磨重工業株式会社  
船舶事業部 艦船設計部



### 1. まえがき

当社東京第2工場においては昭和34年フィリッピン大統領用モーターヨット“LAPU-LAPU”，および昭和40年 BASIL P. GOULANDRIS 氏向モーターヨット“PALOMA”の建造実績を有しているが，このたびこの種の船舶としては第3番船であるモーターヨット“CINDERELLA”を BASIL P. GOULANDRIS 氏の実弟 CONSTANTIN P. GOULANDRIS 氏向に引渡した．本船は“PALOMA”引渡直後より B. P. GOULANDRIS の義弟 P. P. KARADONTIS 氏とともに慎重に設計が進められ，昭和41年1月第1993番船として起工，同年6月進水し，順調に各種試運転を終え昭和43年3月竣工，引渡しを完了した．なお本船に引続きほぼ同型船第2055番船の建造が同工場にて進められている．以下本船の概要を紹介する．

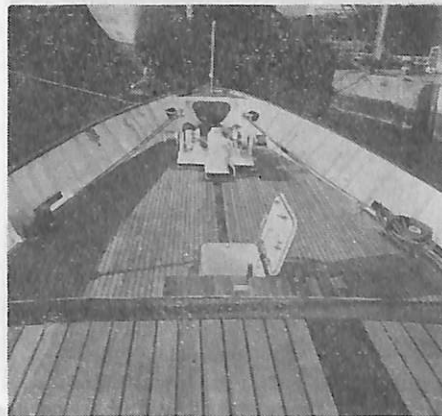
### 2. 主要要目

船 型 平甲板船

船 級	ABS ✦ AI Ⓞ Yachting Service ✦
	AMS
全 長	45.65 m
垂線間長	40.50 m
型 幅	7.60 m
型 深	3.95 m
吃 水	2.56 m
総トン数	375.26 T
純トン数	177.00 T
燃料油槽	59.68 m <sup>3</sup>
清水槽	46.30 m <sup>3</sup>
速 力	試運転最大 13.69 kn 航 海 13.00 kn
航続距離	4,500 浬
主 機 関	GM, V-type 16 V-71 N (逆転, 減速機付) 2基
出 力	MCR 560 SHP×2,000 rpm NOR 480 SHP×1,900 rpm



Sun deck lounge の後部扉 (Navigation deck)



Upper deck fore





Upper deck lounge の Bar



Upper deck passage

乗員	船主	2名	} 合計 25名
	船客	9名	
	乗組員	14名	

### 3. 一般配置

中央部に機関室を備え軽快なクルーザースターンを有するフラッシュデッカーである。機関室前方部第2甲板上に乗組員寢室、浴室、食堂、および乗組員用ギャレを、また機関室後方の第2甲板上にはゲストルーム5室と舵取機室を配置している。

上甲板上のデッキハウスには前面部を円く囲い大きく傾斜させ、その部分にオーナーズキャビン、その船尾側にオーナーズロビー、パセジ、客用ギャレ、アッパーデッキローンジを配置し、船尾部は半円型にソファを配置しプロムナードデッキとしている。その上のナビゲーションデッキには船首側より操舵室、無線室兼海図室、空気調整室、サンデッキローンジを配し船尾側のポート

デッキには船主支給の 20 ft のランナバウト2隻を各舷に搭載するようにしている。また第2甲板下については機関室前方部に清水タンク、燃料タンク、ストアを配し、このストアを VOSPER 社製 ROLL STABILIZING FIN の機械区画と、シーウェーシタンク区画に当てている。機関室後部には軸室、シーウェーシタンク、清水タンク、燃料タンクが配置されている。

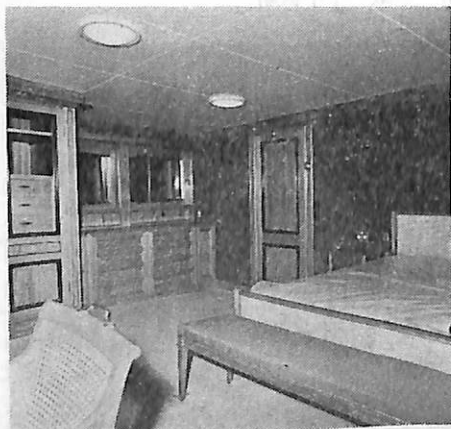
### 4. 設計および建造における留意点

“LAPU-LAPU”, および“PALOMA”の建造経歴に基き、次の事項にとくに留意し設計建造された。

- 1) 国際的な個人ヨットとしてレジャーとともに社交およびビジネスに用いられるものであるため、快適、豪華、高性能であると同時に最高級の工作とする。
- 2) 材料、艤装品は船主の意向を容れ可能なかぎり最高級品を使用し、輸入品については、そのほとんどを船主に支給願う。



Owner's room 正面壁の絵を左右に開くと舷窓がある。机の両側にステレオ装置を設ける。



Owner's room 左に右舷角窓が見える。



Owner's galley



Owner's lavatory of the port side

3) 主要方法決定に当っては海上衝突予防法上マストを1本とするための限界寸法である全長 150 ft を越えないものとし、また小型船ではあるが航洋船として十分な復元性能を確保すべくアルミ製マストおよび煙突の採用と合わせて慎重に幅を決定する。良好な操縦性能を得べく2軸船とし、舵の決定には十分な検討を加える。動揺、特にピッチングを少なくすべく船型を決定し、ローリングに対しては VOSPER 社製のフィンスタビライザーを装備する。

振動および騒音の防止対策として、主発電機、その排気管に防振ゴムを装備し、機関室および空気調整室の全周囲に AI 製吸音板の装着などと合わせ船殻構造における防撓材の有効な配置、音源に近い個所の隔壁の増厚などを考慮する。

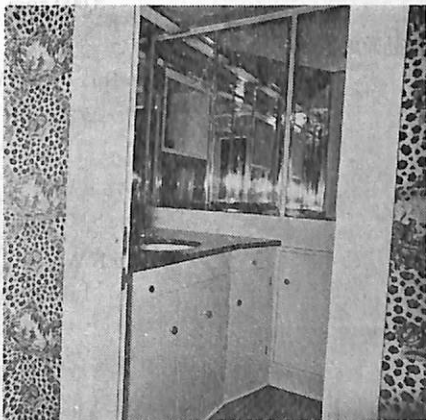
4) 船殻は歪を完全に除去し、外板、外壁等美観を重視する所はフレーム、スチフナーの溶接熱収縮により生

じた僅かの凸部もグラインダーで仕上げ、バットヤシムはハツリ仕上げを行い、さらにエポキシ系パテにより平滑に塗装し、鉄道車両の外板程度とし、塗装後は傷のつかぬよう十分な注意を払う。

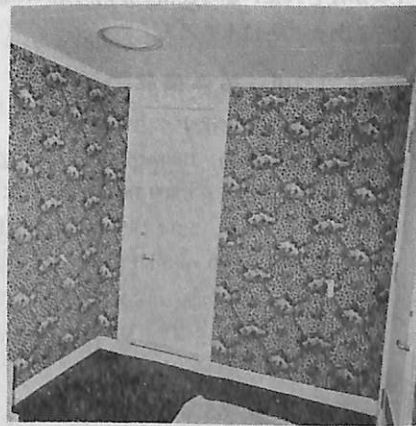
5) 外観を重視し艤装品には一般に使用されている鋼製の艤装品のかわりに、ステンレス鋼、黄銅合金をひろく使用する。たとえば、ボラード、ムアリングホール、フェアリーダー、ウィンドラスワーピングヘッド、ムアリングキャプスタンのヘッド等にはステンレス鋼を採用し、色を白色に統一する。

上甲板およびナビゲーションデッキ上の操舵室、無線室、ポートデッキにヨーロッパファーストクラスのティークの木甲板を張り、その配列には木目等に十分留意する。

6) オーナーズキャビン、アッパーデッキローンジ、ゲストルーム、サンデッキローンジ等の特別室区画には



No. 3 Guest room lavatory



No. 3 Guest room 室内壁面はウレタン・フォームと各室異なつた東洋風模様のコットン張り



Crew's mess room 左は冷蔵庫



Wheel house

船主から支給されたフランスのデザイナーによるアイデアプランを展開、採用する。これらには彫刻、特殊な塗装や裂地張りが多いため、模型や見本を製作し船主と十分な検討を重ねる。

これら区画の設計の一部と施工は、日本船舶装備株式会社が発注したが、同社はその技術陣の総力をあげ、“PALOMA”建造時の経験を十分に生かし所期の成果を納めた。

## 5. 船殻構造

外観上、歪防止のため種々の対策を講じた。例えば溶接による歪を極小とするため上甲板下のフレームの向きを一般船の場合とは逆にし外板とフレームをなるべくmetal touchに近い状態にして溶接量を少くした。また上部構造の鋼壁の上下端には鋸接を採用した。

その他各室のスペースを有効に使うために場所によってブラケットの代りにガセットプレートを採用するなど多くの工夫がなされた。船の性格上振動防止には細心の注意がはらわれたことはもちろんである。

## 6. 船体艤装

主要艤装機器を下記に示す。

- 1) ウインドラス：電動，1.8 t×8 m/min，3.7/1.9 KW×1,800/900 rpm：1基
- 2) キャブスタン：電動，1.0 t×15 m/min，3.5 KW×900 rpm：1基
- 3) 舵取機：電動油圧ロータリーベーン型  
2.7 t-m，3.7 KW×1,800 rpm：1基
- 4) ポートウィンチ：  
電動，1.1 t×5 m/min，2.2 KW×900 rpm：2基
- 5) スタビライザーフィン：

電動油圧，非引込式（VOSPER製）：1対

フィン寸法：1,830 mm×915 mm  
ポンプモーター：16 HP×1,600 rpm

- 6) 糧食用冷凍機：電動フレオン，3.0 HP×1,750 rpm：2基

- 7) 空気調和装置：低速再熱方式

施工場所：オーナーズキャビン  
レンジ  
ゲストルーム

冷房機：3,480 Kcal，11 KW×1,800 rpm：1基

セントラルユニット：  
3,000 cfm 2.2 KW×1,295 rpm：1台

クーリングウォーターポンプ：  
2 t/Hr×15 m，1.1 KW×3,600 rpm：1台

- 8) 機動通風装置：サーモタンク：

1,400 cfm，0.75 KW×1,725 rpm：1台

機動排気ファン

ラボトリー用：0.75 KW×3,600 rpm：1基

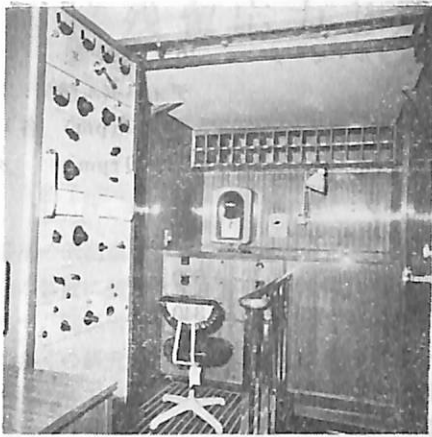
ギャレー用：1.5 KW×1,800 rpm 1基

- 9) 調理装置：客用ギャレー：

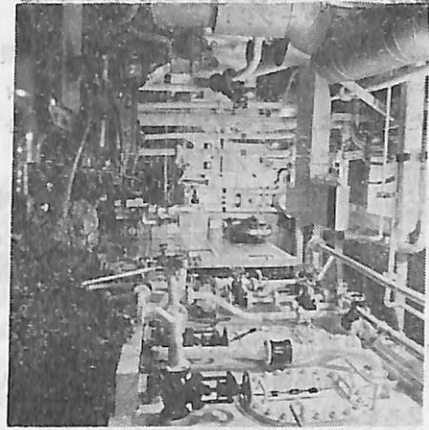
GE製電気レンジ：1台

GE製電気冷蔵庫：1台

FAEMA製コーヒーアーン：1台



Radio room & chart room



Engine room 左がエンジン、右が燃料タンク

乗組員用ギャレー:

プロパンレンジ: 1台

GE 製電気冷蔵庫: 1台

10) 衛生装置: ハイドロフォアータンク 2基

カロリファイヤー 1基

シューウェージンタンク 2基

コールドウォーターフォンテン 1基

11) ポート: 20' ランナバウト 2基

### 7. 主要諸室の艙装

1) オーナーズキャビン, およびオーナーズロビー:

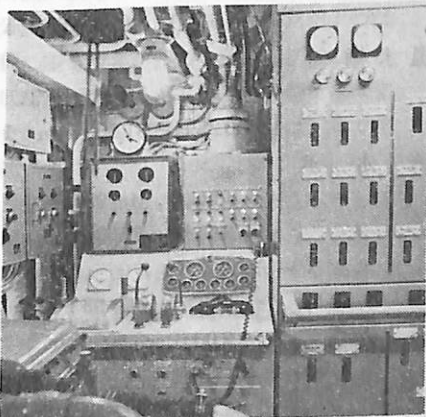
ルイ王朝風の様式を主体とし, 全面中央壁, 両舷の化粧卓子および扉はハードウッド(アフリカ産ブリマベラ)製明褐色シェラック仕上とし, 後面の寝台ヘッドボード付近壁にはフランス製ブルーシャンタンを浮張りした。床面はウグイス色のカーペットを敷きつめた。天井は合板を白色ペイントで仕上げた。家具類はカバ材を使用

し, 寝台と肘掛椅子には籐張りを使用した。

付属のラボラトリーは壁面および床面は青と白の対比が合うアメリカ製タイルを使用し, バスタブのトップには和製白色大理石を使用した。化粧台並びにバスタブの正面にはオーナーズキャビンに合わせたモールディング付パネルを張りオフホワイトサテンペイントで仕上げた。

2) ローンジおよびステアウエー:

同様にルイ王朝風を加味した様式であり, 壁面は褐色シェラック仕上げのティークの炬目板とし, 両舷には900×700mmの大きな角窓を9個配した。床面はブルーのカーペットを敷きつめた。なお右舷船尾側にはバーカウンターの用意がある。船尾左舷コーナーには美しいカーブを画いて第2甲板のゲストコートに下りるステアウエーを配置した。天井はオーナーズキャビンと同様, 白色ペイントにて仕上げた。家具類はティーク製のものとし, マホガニー製の椅子があり, これらは壁面と同一色に仕上げた。



Engine control desk 時計の下はスタビライザー・フィンのコントロール・パネル



Vosper スタビライザー 船底中央部に本装置がみえる

### 3) サンデッキローンジ:

全体の感じは東洋風である。壁面には草模様押型の米国製ビニールレザーを浮張りにし竹型のモールディングを配した。床面は、ティークプランキングをポートデッキより敷き込んでウレタン仕上げとした。

家具は船首側壁面に大型ソファを円形に配し両舷船尾側コーナーにバーキャビネットを配した。これら家具はフランス製コルクパターンメラミン化粧板で蔽い竹型モールディングで止めてある。

船尾側には6枚折りの大型ティーク製扉があり、この扉には室内より船尾側の見透しを良くするために大きい透明ガラスを入れて快適にした。

### 4) ゲストルーム:

ゲストルームは船首側より No. 1 より No. 5 までの5室あり各々ラバトリーを備えている。各室の様式は同一であり、室内側より見た入口扉の表面と家具、窓枠はすべてオフホワイトの粹なサテンペイント仕上げとした。各室の壁面はそれぞれ色調を変えたフランス製木綿地を浮張らした。

床面は各室とも統一されたグレーのカーペットを敷きつめてある。

天井は白色ペイント仕上げとした。各室には、スマートなステンレス製のオーバル型舷窓を2個ずつ配した。

各室付属のラバトリーは各室の色調に合わせた米国製セラミックタイルを壁面および床に張り、化粧板張りのドレッシングテーブルのトップには和製白色の大理石を敷せ壁面には大型の鏡を備えている。

各ラバトリーとも米国製シャワーセットを備え、バスタブは備えていない。

## 8. 機関および電気装置

豪華な船内にマッチし、コンパクトで機能的な機関室とするため材料を吟味し、配置、配管に留意した。防音防振にはもつとも意を用い内壁の全面にグラスウールとアルミ合金製防音板により吸音処置を、また機関室を貫通する居住区用通風トランクにはラギングを施した。また発電機据付およびその排気管の支持には防振ゴムを用いた。

照明、通信装置などは特に外観に留意し電灯スイッチ、レセプタクル、電話用アウトレットボックス、ラジオ用アウトレットボックス、押ボタン、電話器などは室内の色調や家具との調和を十分に考慮した。

特殊設備としてはゲストルーム舷窓の開閉を表示する警報装置がある。

以下、機関部電気部の主要要目を表示する。

### 1) 主機械:

ゼネラル・モーターズ 16 V 71 N 型  
ディーゼル機関: 2 基  
出力 (連続最大) 560 PS (2,000 rpm) 各 1 基  
ク (常用) 480 PS (1,900 rpm) ク

### 2) プロペラ:

ニッケル・アルミニウム青銅  
直径 1,580 mm  
ピッチ (一定) 1,340 mm  
翼数 3 枚

### 3) 補助機:

スパン煙管継 1 基  
蒸気発生量 最大 300 lb<sup>2</sup>/h

### 4) 主発電機: A. C 80 KW 225 V 2 基

原動機 ディーゼル機関 1 基  
120 PS × 1,800 rpm

### 5) ポンプ

消火およびビルジポンプ:  
66/88 G. P. M. 98.5/72.0 FT.  
7.5 HP × 3,500 rpm 1 基

燃料油移送ポンプ:  
17 G. P. M. 37 PSI.  
1.5 HP × 1,150 rpm 1 基

海水サービスポンプ:  
53 G. P. M. 99 FT.  
3.0 HP × 3,600 rpm 1 基

シュエーシポンプ:  
66 G. P. M. 82 FT.  
3.0 HP × 3,500 rpm 1 基

空気調和用冷却水ポンプ:  
53 G. P. M. 50 FT.  
1.5 HP × 3,600 rpm 1 基

温水循環ポンプ:  
4.4 G. P. M. 16.4 FT.  
0.25 HP × 1,800 rpm 1 基

清水ポンプ:  
14 G. P. M. 98 FT.  
2.0 HP × 3,500 rpm 1 基

サニタリーポンプ:  
13 G. P. M. 93 FT.  
2.0 HP × 3,600 rpm 1 基

### 6) カロリーファイヤー: 400 l 貯湯 1 基

### 7) バッテリー: D. C. 24 V 400 AH 1 基

(完)

# 溶接残留応力と脆性破壊

大谷 善雄  
上田 幸雄  
大阪大学 工学部

## 1. はしがき

溶接部の低荷重脆性破壊の現象は、溶接残留応力が溶接構造の強度に顕著な悪影響を及ぼすもつとも代表的な例として、関係者の注目を集めた。その原因を探究するために多くの研究が行なわれ、この分野でのデータのみをとりまとめて、Brittle Fracture of Welded Plate と題し、最近立派な単行本が出版されたりほどである。諸報告のなかでは切欠つき大型溶接試験片を用いた Wells, 木原, Kennedy, Hall の研究がとくに著名であり、なかでも木原教授の研究グループはすこぶる大規模な実験を行ない、各種因子の影響を系統的に検討しており、その成果は本問題に関する指導的な業績であるとして高く評価されている。

これらの大型溶接試験片が低荷重破壊するにいたる原因としては、(a) 切欠を囲んで存在する強大な引張残留応力場の力学的影響、(b) 溶接の熱ひずみサイクルによる冶金的脆化の影響の2者が考えられる。

後者の冶金的な影響は別に論ずるとして、前者の残留応力の影響を力学的に説明するには、直観的にもすぐ予想されるように、破壊のエネルギー条件にもとづくのが容易である。すなわち切欠の周囲の引張残留応力場のために、ひずみエネルギー解放率が低荷重のもとでも十分大きくなり、脆性破壊条件が容易に満足されると考えるのである。このような説明により、大型溶接試験片における残留応力の影響を、大部分説明することができるが、ただ1つだけ解釈に困る現象が残る。それは切欠の鋭さが、低荷重破壊にいちじるしい影響を及ぼす現象である。それらの点については、5で詳しく述べる。

一方脆性破壊発生の条件は、塑性応力と塑性ひずみによりあらわされるところの、ある種の応力条件により定められるとする議論がある。これを脆性破壊発生に関する、塑性応力とひずみの条件と呼ぶことにする。以下に述べるとおりこの条件によつても、残留応力が脆性破壊に及ぼす影響の大部分を容易に説明することができる。しかしその場合にもや

はりただ1つだけ、説明が非常に困難にみえる現象が残る。それは機械的応力除去が、低荷重破壊応力を回復させる現象である (Fig. 3 参照)。すなわち、安全な高温側でとはいえ試験片に予荷重を与えれば、切欠先端では塑性変形がさらに進行して材料の延性を消耗するから、かえつて脆化が進みそうな感じを受けるのに、事実はその反対だからである。

しかし筆者たちは、鋼材の塑性応力ひずみサイクルに必ず認められる Bauschinger 効果の概念を導入することにより、機械的応力除去が及ぼす影響を、塑性応力とひずみの概念により説明することを試みて、その機構を明らかにすることができた<sup>3)</sup>。ここではまずその実験経過を解説し、つぎにその他の低荷重破壊現象について述べることにする。

## 2. 木原教授らの実験

筆者たちが検討の対象とした、木原教授らの研究結果のうち主要なものを次に記す。

Fig. 1 は、木原教授たちの用いた溶接試験片である<sup>3)</sup>。

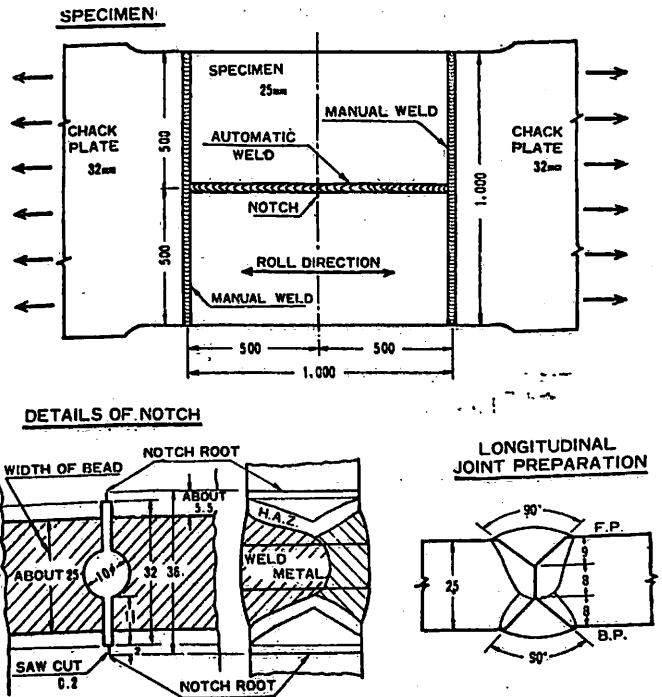


Fig. 1 切欠つき広幅溶接試験片 (木原, 他)<sup>3)</sup>

試験体は  $1\text{m} \times 1\text{m}$  の大型のもので、中央の荷重方向溶接線が実験の対象となる。この溶接継手は、表裏各1層のサブマージーク法で溶接される。Fig. 1 中に示された形状の鋭い切欠(長さ 36 mm)は、この試験片では溶接完了後に機械削りして作る。すなわち after weld notch である。これに対して他の研究者は、ノッチを先に付けておいてから溶接するところの、いわゆる before weld notch の場合も実験している。両者の違いは、主として切欠先端部が受ける冶金脆化の程度の差であると考えられる。なぜならば after w. n. では脆化の原因となる熱ひずみの大きさは、切欠がまだ付いていないからほぼ均一で、ただだか1%のオーダーと推定されるのに、before w. n. ではすでに存在する切欠効果のため、その先端には局部的に熱ひずみが集中するので、after w. n. とは比較にならないほど材質的に脆化する危険があるからである。木原教授の実験では、冶金脆化が軽微な after w. n. で実験が行なわれていることに注意していただきたい。なお残留応力の大きさは、before w. n. と after w. n. とでほとんど差がないことが知られている。

次に Fig. 2 は、溶接後に応力除去の処理を加えていない、溶接のままの試験片の引張り試験結果<sup>3)</sup>である。横軸は試験温度、縦軸は荷重を試験片の net 断面積で割って求めた平均応力である。また Fig. 2 の供試材は、板厚 25 mm のセミキルド軟鋼であった。

この試験片は温度  $T_f$  ( $35^\circ\text{C}$ ) 以下で脆性破壊するが、 $T_f$  ではまだ破壊応力が高い。しかしある臨界温度  $T_c$  ( $0^\circ\text{C}$ ) 以下になると、明らかに低荷重脆性破壊した。この場合の破壊応力は、平均約  $5\text{ kg/mm}^2$  と小さく、降伏点 ( $\sigma_y$ ) の約1/5位でしかなかった。なお図中で○印は試験片が全幅にわたり一度に破壊したもの、◐印は引張り残留応力の大きい溶接線近傍の数 cm がまず局部的に破壊したもの、また□印は溶接のない母材切欠広幅試験片のデータである。さらに●印と×印は別の破壊伝播試験のデータで、参考値として併せ記入されてある。

このように温度  $T_c$  以下で、母材の切欠広幅試験片が  $\sigma_y$  を越し十分 general yielding した高応力のもとに脆性破壊するのに、溶接材のそれは平均約  $5\text{ kg/mm}^2$  の低さを示すのはなぜであろうか、その原因を探究するのが研究の目的となる。Fig. 2 の成績は after

w. n. の場合であるから、切欠先端部の材質脆化はかなり軽微なはずで、図のごとき顕著な差をこれで説明することはとうていできない。それゆえに溶接材の低荷重破壊の原因は、溶接線に沿って平行方向に存在する強大な引張残留応力場の影響と推定せざるを得ない。

ところがこの溶接試験片に残留応力除去処理を施すと、破壊応力は明らかに回復する。各種の応力除去処理が有効であるが、Fig. 3 は Fig. 1 の試験片に、 $T_c$  より高温側の安全な温度 ( $20^\circ\text{C}$ ) で  $5\text{ kg/mm}^2$  ないし  $23\text{ kg/mm}^2$  の予荷重を与え (M-5~M-23) て除荷し、これを再び冷却して低温で破壊したものである<sup>3)</sup>。よく知られているように Fig. 1 の試験片に予荷重を与えて除荷すれば、ほぼ予荷重分だけ引張残留応力がとり除かれる。そうすると Fig. 3 では、溶接のままだと約  $5\text{ kg/mm}^2$  の低破壊応力が、

$$(\text{予荷重}) + \alpha$$

の線まで確実に回復することが示された。

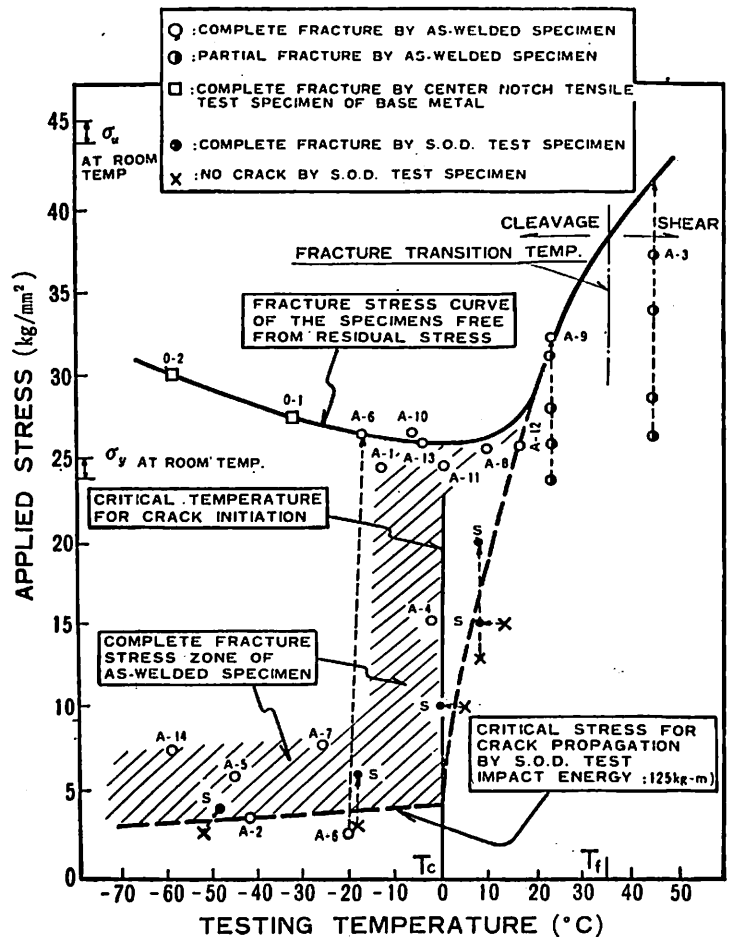


Fig. 2 広幅溶接試験片の低荷重破壊(溶接のまま)(木原, 他)<sup>3)</sup>

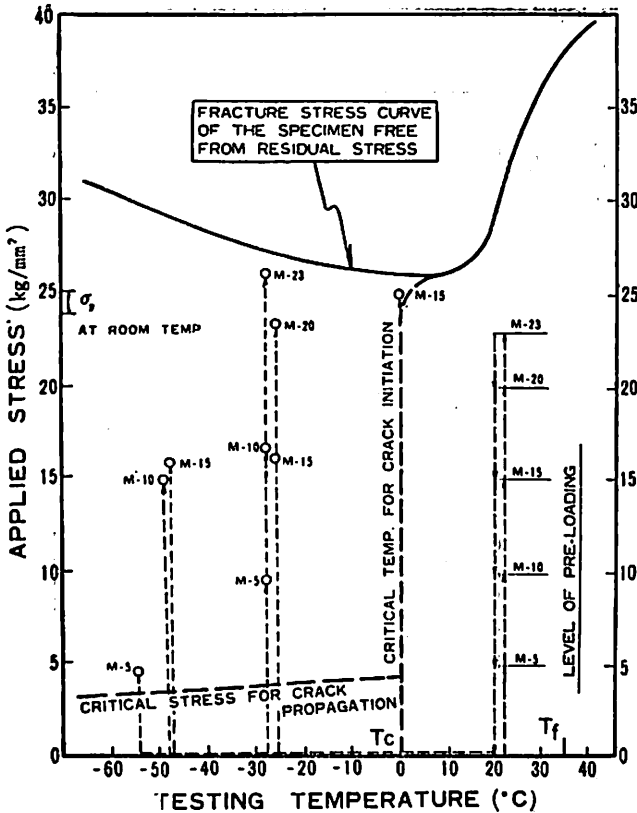


Fig. 3 機械的応力除去の影響 (木原, 他)<sup>3)</sup>

Table 1 切欠切削前の予荷重の影響 (木原, 他)

No.	予荷重 (kg/mm <sup>2</sup> )	引張り試験	
		温度 (°C)	破壊応力 (kg/mm <sup>2</sup> )
M'-5	5.3	-33	6.2
M'-10	10.3	-29	13.2
M'-15	15.4	-29	18.4
M'-20	20.8	-28	24.8

なお切欠切削前の試験片に予荷重を与えて、残留応力を除去しても Fig. 3 と同様な結果が得られる。Table 1 はそのデータである<sup>3)</sup>。また試験片を約 600°C に一様に加熱して行なう応力除去焼鈍が有効なことも、同様であつた<sup>3)</sup>。

最後に Fig. 4 は切欠先端の鋭さの影響である<sup>4)</sup>。Fig. 1 に示すとおり、標準切欠の半径は 0.1 mm であつたが、これを 0.3 mm, 0.5 mm, 1.0 mm と変えて実験が行なわれている。図示のごとく切欠が少しでも鈍くなると、破壊応力は急激に上昇することが分る。

### 3. 基礎実験<sup>3)</sup>

広幅溶接試験片の実験結果を、塑性応力とひずみの破壊発生条件の立場から解析するのに必要

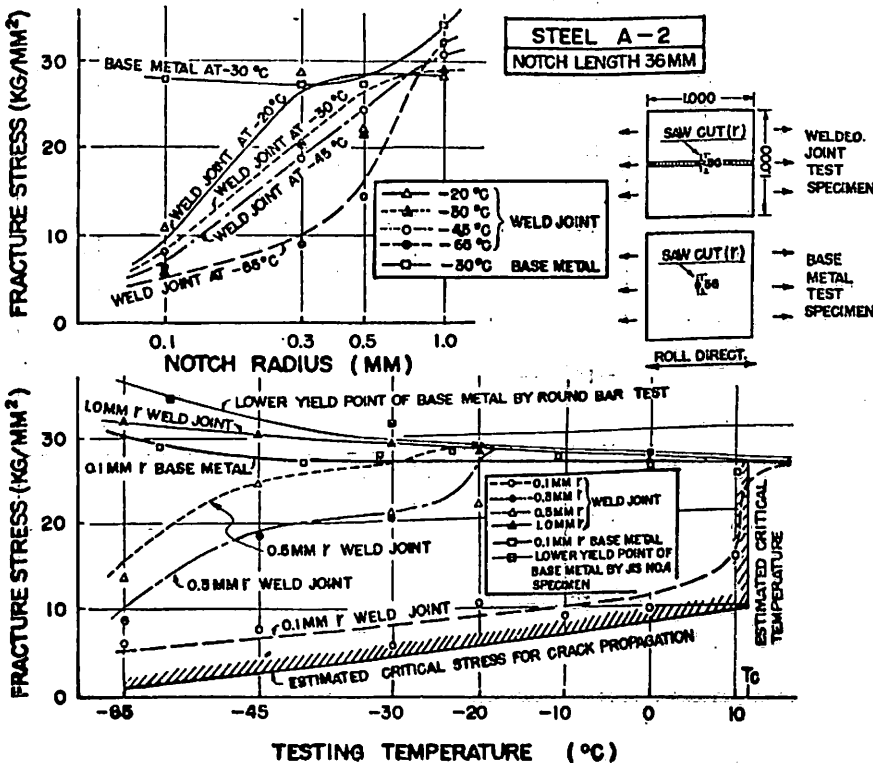


Fig. 4 切欠鋭さの影響 (木原, 他)<sup>4)</sup>

な、鋼の Bauschinger 曲線の形状を正確に求めるために、次の基礎実験を行った。なおこの種の塑性応力～塑性ひずみサイクルの形状は、最近低サイクル疲労の研究が盛んとなるにつれて諸報告で発表されはじめたが、われわれの目的にはそのまま用いられない点が多いので、別に本実験を行なつたのである。

供試鋼は板厚 20 mm の軟鋼 (圧延のまま、0.17 %C, 0.06 %Si, 0.72 %Mn) で、その圧延方向から Fig. 5 の試験片を削り出した。この試験片を実験用ジグ内に入れて、引張りおよび圧縮荷重を加え、Fig. 6 の塑性応力～塑性ひずみサイ



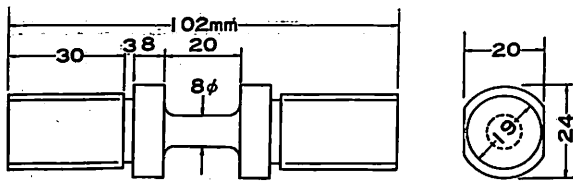


Fig. 5 試験片

クを測定する。引張り塑性ひずみ ( $\epsilon_1$ ) と、圧縮塑性ひずみ ( $\epsilon_2$ ) の量を種々に組合せ、室温 (平均約 16°C) で実験を行なった。測定結果の 1 例は Fig. 7 のとおりである。なおひずみ値はすべて自然ひずみ (対数ひずみともいう)\*であらわされている。

Fig. 7 の応力ひずみサイクルにおいて、再載荷の曲線 CD が除荷開始点 B からそれる量を  $\Delta\sigma$  とし、その符号は D が B より上のときを正とする。この  $\Delta\sigma$  と  $\epsilon_1$  および  $\epsilon_2$  との関係を実験結果より求めると、Fig. 8 が得られる。歪  $\epsilon_1$  と  $\epsilon_2$  のある組合せの範囲で  $\Delta\sigma$  が負値をとり、かつ  $\epsilon_1$  の大きいほどまた  $\epsilon_2$  の小さいほど、 $\Delta\sigma$  が大きな負値となることが分る。すぐ 4 で説明するとおり、 $\Delta\sigma$  が負となる現象は、機械的応力除去により低荷重破壊応力が回復する原因であり、またその値は回復量を決定する重要な因子である。

#### 4. 低荷重破壊の機構

以上の実験結果にもつきかつかつ幾つかの仮定を設けて、塑性応力とひずみによる破壊発生条件の立場から、広幅試験片の低荷重破壊現象の説明を試みる。

##### (1) 切欠切削後の予荷重の影響 (Fig. 3)

議論を進めるに当って、Fig. 1 の試験片に対し切欠先端部の塑性応力と塑性ひずみの関係を正確に知ることはきわめて困難であり、かつ切欠先端部における Bauschinger 曲線の形も実はまだ不明であるから、つぎの 2 項を仮定することとする。

**仮定 1** 切欠の塑性ひずみ集中率 ( $k$ ) を 25 と仮定する。

Fig. 1 の試験片では、切欠長さ (2C) が 36 mm、その先端半径 ( $r$ ) が 0.1 mm である。この切欠の弾性応力集中率は Neuber の計算式から

$$1 + 2\sqrt{C/r} \approx 28$$

となる。二、三の理由から  $k$  はこれよりやや小

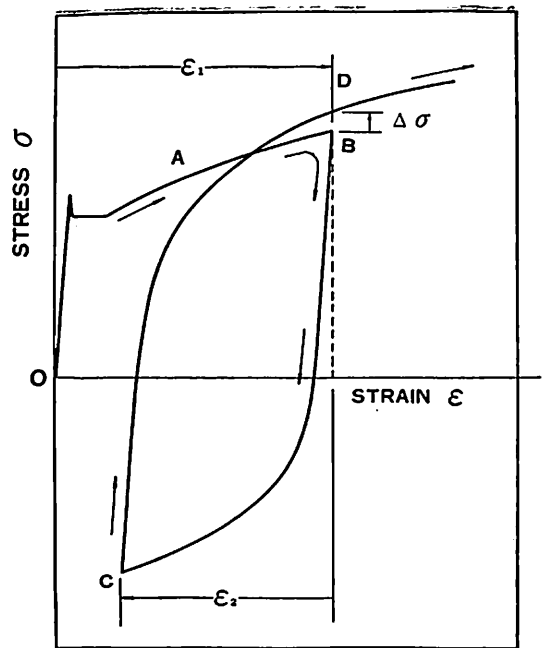


Fig. 6  $\epsilon_1$  と  $\epsilon_2$  および  $\Delta\sigma$  の定義

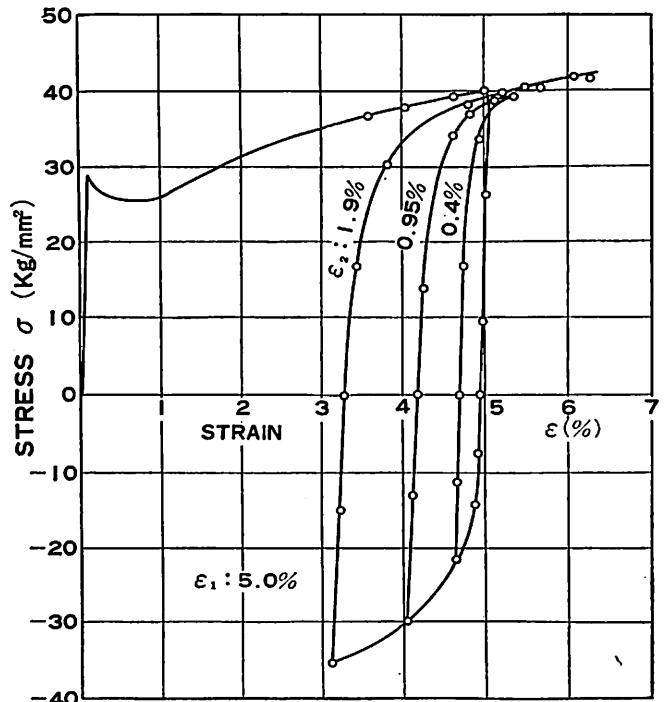


Fig. 7 応力ひずみサイクルの例

\*われわれが普通用いる工業ひずみを  $\epsilon$  とすると、自然ひずみ  $\epsilon_n = \log_e (1 + \epsilon)$  であらわされる。塑性現象の解析には、 $\epsilon_n$  を用いるのが合理的とされている。なお  $\epsilon$

は%では示さず、例えば 10% のときは  $\epsilon = 0.10$  とあらわす。

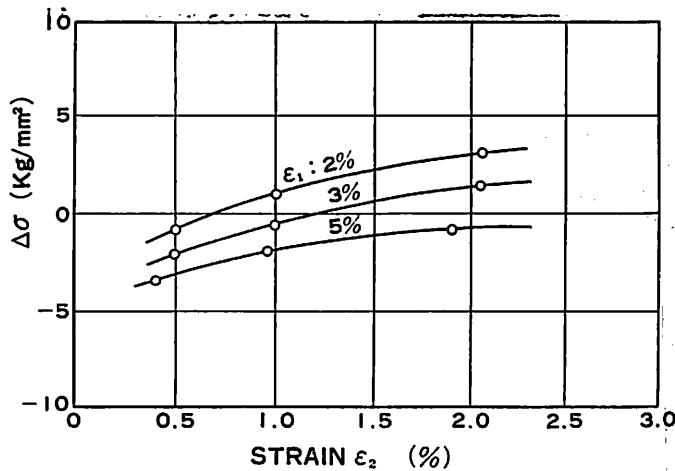


Fig. 8  $\Delta\sigma$  と  $\epsilon_2$  との関係

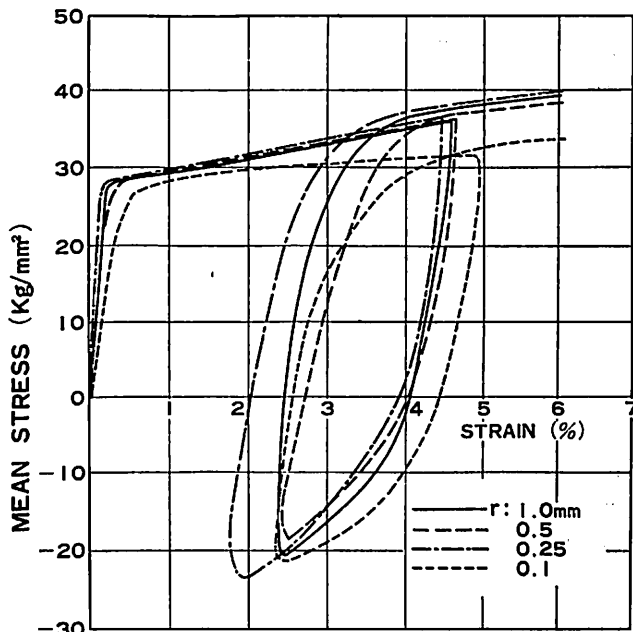


Fig. 9 切欠先端の応力ひずみサイクルの例  
(切欠深さ 5 mm)

さ目に考えて、25 と仮定したのである。塑性ひずみの集中に関する研究の結果によれば、切欠試験片において切欠先端部のみが局部的に塑性変形しているとき（換言すれば試験片がまだ general yielding に達しないとき）は、そのように弾性計算にもとづいてこれを推定して差支えないようである。

なおこの  $k$  の値の仮定精度は、後述する議論から明らかのごとく、予荷重に対する破壊荷重の回復値、すなわち破壊荷重が

$$(\text{予荷重}) + \alpha$$

となるときの  $\alpha$  の精度のみに主として関連するものであって、回復機構の証明の本質に影響するものではない。

**仮定 2** 切欠の先端においても、平滑材と同質な Bauschinger 効果が存在すると仮定する。

筆者たちは別に実験を行つて、切欠先端部においてもまた、平滑材に準じた Bauschinger 効果の存在することを推定することができた。Fig. 9 はその結果で、厚さ 5 mm、幅 30 mm の小試験片に深さ 5 mm の両側面切欠を付け、Fig. 5 の試験片を計測したジグを用いて、切欠先端部の応力ひずみサイクルを求めたものである。Fig. 9 の例では、切欠半径 ( $r$ ) を 0.1~1.0 mm の範囲で変えてある。切欠先端のひずみ測定には、標点距離 0.8 mm の機械的ひずみ計を特別に作つて用いた。ただし Fig. 9 の縦軸は荷重を試験片 net 断面積で割つた平均応力なので、切欠先端の応力ひずみサイクルを正確にとり出したことにはならない。しかしこの Fig. 9 の結果によつて、仮定 2 がほぼ成立しそうだと思つていただけると思う。

この仮定のもとに、議論は次のように進められる。すなわち切欠効果のために、切欠先端部の塑性応力ひずみ曲線 (flow stress curve) は一般に上昇するが、この flow s. c. の高さが平滑材の  $q$  倍となるような切欠先端部では、Bauschinger 曲線の高さ (応力の負側ではその絶対値) もまた平滑材の  $q$  倍になると考えるのである。ここで flow s. c. の上昇度  $q$  は、Orowan の名付けた塑性拘束係数 (plastic constraint factor) であつて、切欠がきわめて鋭く深い場合に、max. で約 3 のオーダーのことが知られている。

これらの 2 仮定を認めるならば、縦軸に応力  $\sigma/q$  をとり、横軸にひずみをとつた図上において、Fig. 1 の試験片の破壊発生予定点、すなわち切欠先端部のたどつた応力ひずみ履歴を、容易に再現させることができる。

木原教授の実験 (Fig. 3) では、20°C で各種の予荷重を与えてから、低温で引張試験が行なわれた。破壊試験が主として実施された -30°C での実験データのうち、no. M-10 (予荷重 10.3 kg/mm<sup>2</sup>) を解析した例が Fig. 10 である。

この Fig. 10 では前述のごとく縦軸に応力  $\sigma/q$  をとるので、仮定 2 により切欠先端の破壊発生予定点に対し

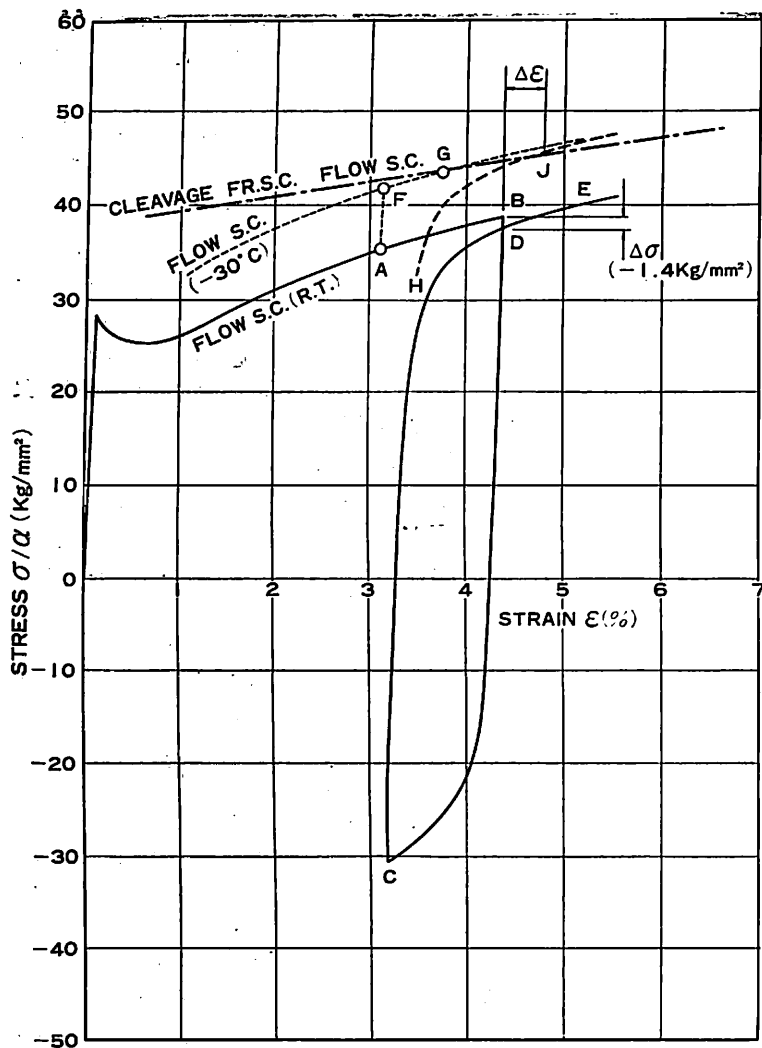


Fig. 10 応力ひずみサイクル (予荷重 10.3 kg/mm<sup>2</sup>)

て、平滑材で測定した flow s. c. と応力ひずみサイクルを、そのまま使用することができる。なお筆者たちの供試鋼と木原教授の供試鋼とはこれら曲線の状態が全く同一ではないであろうが、この点については後述する要領で、 $-30^{\circ}\text{C}$  では同一な低荷重で脆性破壊するように修正できるので、筆者たちの実験データよりまず出発し得ると考えられる。

溶接継手に沿っては継手方向に強大な引張り残留応力が存在するが、その大きさはちょうど降伏応力の値とする。降伏点を  $25\text{ kg/mm}^2$  とすると、仮定1のひずみ集中率  $k$  を用いて、切欠先端の塑性ひずみの量は、残留応力のため、その値は

$$\frac{25\text{ kg/mm}^2}{\text{ヤング率 } E (2 \times 10^4\text{ kg/mm}^2)} \times k(25) \times 100 = 3.13\% (\text{自然ひずみで } 3.10\%)$$

のオーダーになると推定される。残留応力により切欠先端では、flow s. c. 上をこの程度だけ塑性変形が先行しているわけである。Fig. 10 の A 点がこの状態をあらわす。

ひずみ集中率  $k$  を同様に用いることによつて、M-10 試験片に  $10.3\text{ kg/mm}^2$  の予荷重を加えたときの応力ひずみサイクルを画くことができる。Fig. 10 中で B 点は  $10.3\text{ kg/mm}^2$  の予荷重を加えたときの、破壊発生予定点 (切欠先端) の状況をあらわす。また C 点は、これを除荷したときの状態である。この B 点と C 点のひずみ量は、溶接試験片の残留応力分布を、既報の測定結果を参照して合理的な梯形分布に仮定し、かつ有限幅の試験片 (Fig. 1 の寸法) につき塑性計算で求めた。また計算はまず無切欠の場合について行ない、次いで計算したひずみ値を  $k$  倍して、これを破壊発生予定点のひずみと考えることとした。B 点のひずみ ( $\epsilon_1$ ) と C 点のひずみ ( $\epsilon_2$ ) とに対して Fig. 8 から  $\Delta\sigma$  を求めると、 $-1.4\text{ kg/mm}^2$  が得られる。D 点はこの  $\Delta\sigma$  により位置を正確に定めたもので、D 点を通るサイクル CDE は、除荷後にふたたび予荷重温度で載荷したときに、破壊発生予定点のたどるべき経路を示す。

なお Fig. 10 の応力ひずみサイクルの形は、1 例を Fig. 7 に示すとき測定結果を忠実に参照し、定点 B と C および D をちょうど通るようなサイクルを中間補正的に求めて画いた。破壊荷重の回復量 ( $\alpha$ ) を決めるのは、再載荷をあらわす CDE サイクルの DE 付近の曲線形状であるが、D 点は  $\Delta\sigma$  により確定し、かつ DE 付近の曲線の形はそのように測定結果を忠実に参照して画いたから、この図は使用目的に対して、かなり良好な精度を持つことが期待される。

また Fig. 7 などの測定は、平均約  $16^{\circ}\text{C}$  の室温で行なつたが、これは木原教授の予荷重温度  $20^{\circ}\text{C}$  にほぼ近いので、筆者たちの測定結果をそのまま Fig. 10 に用いた。

さて木原教授の破壊試験温度として  $-30^{\circ}\text{C}$  を選びこ

の温度での flow s. c. を平滑試験片で求めると、ひずみ量が約 10% までは、室温 (約 16°C) で求めた曲線より 6.5 kg/mm<sup>2</sup> だけ平行に上昇することが分つた。Fig. 10 中には細い点線で、-30°C での flow s. c. が画かれている。

溶接後に切欠を付けた試験片を、予荷重を与えずそのまま -30°C に冷却してから載荷すると、Hollomon らの研究から予想されるように、切欠先端の応力とひずみは、 $q$  を考慮に入れた Fig. 10 中では A 点から、-30°C での flow s. c. 上の F 点を経てこの曲線上を進むはずである。ここに直線 AF の傾斜は、-30°C でのヤング率 (E) で定められる。

機械的応力除去を行なうことなくこの -30°C で載荷すると、木原教授の試験片は平均約 5 kg/mm<sup>2</sup> の低応力で脆性破壊した (Fig. 2)。破壊応力 5 kg/mm<sup>2</sup> に対して切欠先端では

$(5 \text{ kg/mm}^2 / 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2) \times 25(k) \times 100 = 0.63\%$  くらい、塑性変形が進行する。ひずみ量が小さいので、これをそのまま自然ひずみ値として用いる。-30°C での flow s. c. 上の G 点は、先の A 点より 0.63% だけ離れた破壊発生点をあらわす。

塑性応力とひずみの破壊条件よりすれば、溶接のままの試験片が G 点で脆性破壊したのだから、この点を cleavage fracture stress curve が通らねばならない<sup>6)</sup>。最近報告された各種鋼材の cleavage fr. s. c.<sup>6)</sup> を参照して、ひずみ量約 7% まではこれを近似的に直線であらわすことができるとし、かつその傾斜は 2.5 kg/mm<sup>2</sup>/% と仮定する。ただし軟鋼の cleavage fr. s. c. の高さの実測値は約 100 kg/mm<sup>2</sup> であるから、Fig. 10 では cleavage fr. s. c. に対して、Fig. 1 の試験片での  $q$  を近似的に約 2 と考え、傾斜を 1.25 kg/mm<sup>2</sup>/% として画いた\*。

Flow s. c. と cleavage fr. s. c. の関係をこのように G 点で結んでおけば、木原教授の報告した Fig. 2 のデータに筆者たちの応力ひずみサイクルが直接結びつけられたことになるので、広幅溶接試験片の脆性破壊現象の検討を、さらに定量的に進めることができる。

破壊試験の温度を -30°C として、除荷後の試験片をこの温度まで冷却し再載荷すると、応力ひずみサイクルの DE 曲線もまた、flow s. c. が上昇した程度 ( $q$  を用いた Fig. 10 中で 6.5 kg/mm<sup>2</sup>) 上昇すると考えら

\*この cleavage fr. s. c. は材料固有のものであつて、温度や切欠効果などの影響を受けないことがすでに証明されている<sup>7)</sup>。

れる。Fig. 10 の HJ 曲線は、そのようにして画いた -30°C での応力ひずみサイクルである。この HJ 曲線が cleavage fr. s. c. と交わる J 点が、10.3 kg/mm<sup>2</sup> の予荷重を与えた切欠つき大型溶接試験片における脆性破壊の発生をあらわしている。

J 点が G 点より右にあることは、予荷重により破壊強度が上昇することを示している。また JB 間のひずみ量 ( $\Delta \epsilon$ ) から

$$\text{破壊応力} = (\text{予荷重の応力}) + \alpha$$

としたときの、 $\alpha$  の値を計算することができる。すなわちひずみ集中度  $k$  (25) を用い、かつ  $\Delta \epsilon$  程度の小ひずみでは自然ひずみと工業ひずみはほぼ等しいから、 $\alpha$  の計算値は

$$\alpha = \frac{\Delta \epsilon (0.45\%) \times 10^{-2}}{k (25)} \times E (2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2) \\ = 3.6 \text{ kg/mm}^2$$

となる。

Fig. 10 と全く同じ要領で、予荷重が 5.2 および 20.0 kg/mm<sup>2</sup> の場合について  $\alpha$  を求めると、結局 Fig. 11 の結果が得られる。図中では、溶接のままの試験片は破壊応力が 5 kg/mm<sup>2</sup> であるとしている。Fig. 11 よりこのような理論計算の結果は、実験結果とよく合うことが分る。

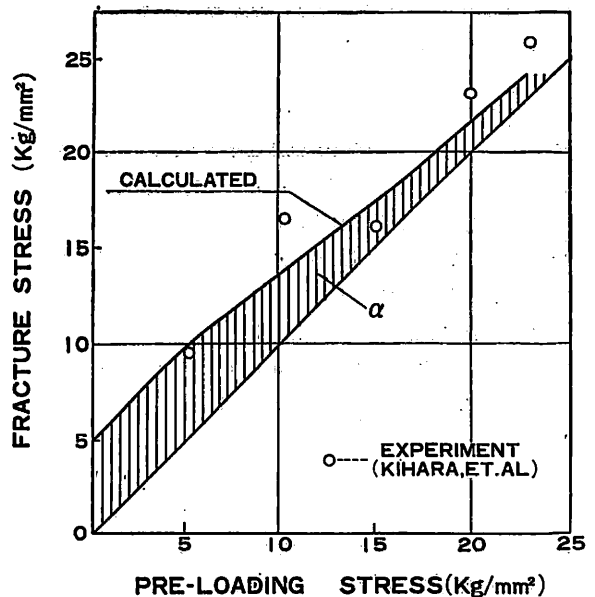


Fig. 11 切欠切削後の予荷重が破壊応力 (-30°C) に及ぼす影響

(2) 溶接のままの試験片の破壊応力 (Fig. 2)

切欠切削後の予荷重が低荷重破壊に及ぼす影響の機構を、(1)のごとく説明してしまうと、これ以外の諸現象

は、塑性応力とひずみの破壊発生条件により、きわめて容易に説明することができる。

まず Fig. 2 に示した溶接のままの試験片の低応力破壊現象であるが、低温での載荷前に破壊発生予定点(切欠先端)の応力とひずみは、周囲の引張残留応力のため A 点まで先行している。低温で載荷して、flow s. c. が G 点で交わるに必要な外力、すなわち見掛けの破壊応力は

$$\text{破壊応力} = \frac{(GA\text{間のひずみ})}{k} \times E$$

である。Fig. 2 ではこの値が、約  $5 \text{ kg/mm}^2$  となつてゐる。

### (3) 切欠切削前の予荷重の影響 (Table 1)

溶接をすませた試験片に切欠を付ける以前に予荷重を与えると、破壊応力は Table 1 のごとく回復する。

切欠を機械削りする前に予荷重を与えたのだから、予荷重によるひずみは、0.1% のオーダーである。試験片の一部(溶接線の両側)には降伏点に達した残留応力がすでに存在しているが、予荷重を受けた試験片の大部分は弾性なのだから、そのように考えてよい。したがつて予荷重のためのひずみ変化を無視し、Fig. 10 をそのまま準用して説明することができる。

荷重方向の引張残留応力は、よく知られているとおり、ほぼ予荷重分だけ除去される。このように弱くなつた残留応力場中に切欠を付けると、切欠先端の塑性ひずみ先行量もまた減少する。Fig. 10 についていえば、破壊発生予定点のひずみ量が、A 点までは先行しない。

残留応力を緩和してから切欠を付けた試験片に、予荷重に相当する荷重を低温で再載荷すると、破壊発生予定点のひずみは低温での flow s. c. 上で、ほぼ A 点に相当する値を示すはずである。しかしこの点ではまだ破壊せず、破壊にはさらに若干の載荷を必要とする。Table 1 はこのことを示している。

### (4) 切欠形状の影響 (Fig. 4)

Fig. 10 を流用して、Fig. 4 におき切欠半径  $r$  が 0.1 mm と 0.3 mm のときの破壊応力を、計算により比較してみる。

木原教授たちの別の実験によれば、標点距離 1 m につき破壊時の伸び率を測定すると、母材の切欠広幅試験片で  $-30^\circ\text{C}$  のときの測定値は約 0.15% であつた。ただし  $r$  は標準の 0.1 mm である。

したがつて母材の破壊発生点では、破壊時のひずみは  $0.15\% \times k(25) = 3.75\%$  のオーダーと推定される。

つぎに溶接試験片を考える。前述のように after w. n. では冶金的な脆化は極微だから、Fig. 10 の曲線は母材

にも溶接部にもそのまま適用して差支えあるまい。そうすると、 $r$  が 0.1 mm の溶接試験片では、Fig. 4 で  $-30^\circ\text{C}$  のときの破壊応力  $8 \text{ kg/mm}^2$  に対して

$$(8 \text{ kg/mm}^2/E) \times k(25) \times 100 = 1.0\%$$

だけひずみが生ずる。前述の理由で、溶接試験片の G 点のひずみ量も 3.75% とすると

$$3.75 - 1.0 = 2.75\%$$

が残留応力のため先行したひずみ、すなわち Fig. 10 中の A 点に相当するひずみとなる。

$r$  が 0.3 mm のときは、弾性応力集中率の計算値が 16.5 となることを参照して、塑性ひずみ集中率を 15 と仮定しよう。切欠長さ (2C) が  $r$  より遙かに大きく、かつ  $r$  が 0.3 mm でも切欠としてかなり鋭いから、そのときの塑性拘束係数 ( $q$ ) は  $r$  が 0.1 mm のときの値とほぼ同じであるとさらに仮定すると、Fig. 10 をそのまま説明に使うことができる。この場合、残留応力のため先行した A 点のひずみは

$$2.75\% \times \frac{15(r \text{ が } 0.3 \text{ mm のときの } k)}{25(r \text{ が } 0.1 \text{ mm のときの } k)} = 1.65\%$$

の程度と予想される。したがつて脆性破壊が発生するためには

$$3.75 - 1.65 = 2.10\%$$

のひずみが、荷重により破壊発生予定点に生じなければならぬ。したがつて見掛けの破壊応力は

$$(2.10 \times 10^{-2}) \times E(2 \times 10^4) / 15 = 28 \text{ kg/mm}^2$$

となる。 $r$  が 0.3 mm のときの実測値 ( $-30^\circ\text{C}$  で)  $21 \text{ kg/mm}^2$  に比べると、本推定値はかなり過大ではあるが、変化の傾向をよく説明することができた。

## 5. エネルギー条件との比較

塑性応力とひずみの破壊発生条件によれば、諸現象を以上のように説明するが、これをエネルギー条件による説明と比較検討しよう。エネルギー条件によつても、切欠鋭さの影響を除き大部分の現象を説明することができる。

まず Fig. 2 の溶接のままの試験片であるが、この試験片では溶接線方向に、大きな引張残留応力が存在し、しかも方向が荷重方向と一致している。したがつて溶接試験片に若干の荷重を加えれば、そのときのひずみエネルギー解放率\*は、母材試験片が general yielding を

\*鋭い切欠やクラックなどが、もとの長さから少し長くなつたときに、試験片内にたくわえられた弾性ひずみエネルギーが減少する割合をいう。Fig. 12 では、破面が  $1 \text{ mm}^2$  だけ少し生長したときの値が縦軸にとられている。解放されたひずみエネルギーは、破面の生成に費やされる。

ちよつと越えて脆性破壊するときのそれと、同等になると考えられる。

Fig. 12 は溶接残留応力が、ひずみエネルギーを増加させることを、定量的に示すものである。先の Fig. 1 の寸法の試験片に、種々な長さの鋭い切欠（長さ  $2C$ , after w. n.）が存在するときのひずみエネルギー解放率を、理論的に計測したものである。右上りの直線（点線）は、残留応力がなく荷重による応力（同図中では  $\sigma_{app}$  で示す）のみが存在している場合で、溶接試験片に対するもの（実線の曲線）との差が、残留応力の影響である。Fig. 1 では  $C$  は 18 mm であるから、この  $C$  の値のときを検討すると、 $\sigma$  が  $5 \text{ kg/mm}^2$  ないし  $10 \text{ kg/mm}^2$  のときの実線曲線の高さは、 $r$  が  $25 \text{ kg/mm}^2$ （降伏点の程度）の破線直線の高さ  $L$  に達しているらしいことが分る。したがって破壊のエネルギー条件よりしても、溶接試験片は低荷重破壊することとなる。

つぎに Table 1 の切欠切削前の予荷重の影響であるが、荷重方向の大きな引張残留応力はほぼ予荷重分だけ除去されたから、そのような試験片を脆性破壊させるには、

$$(\text{予荷重}) + \left( \frac{\text{溶接のままの試験片が脆性破壊する程度}}{\text{荷重, すなわち数 } \text{kg/mm}^2 \text{ の応力}} \right)$$

の荷重を加えることが必要である Table 1 はこのこ

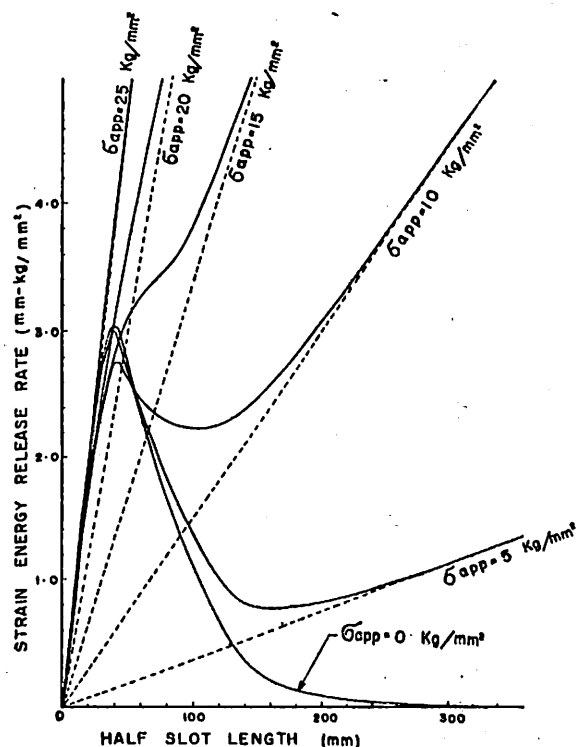


Fig. 12 溶接残留応力がひずみエネルギー解放率に及ぼす影響（木原，他）<sup>9)</sup>

とを示している、エネルギー条件からは説明される。

また Fig. 3 の切欠切削後の予荷重の影響についても、説明はほぼ同様である。すなわち予荷重を与えて除荷すると、切欠のごく近傍をのぞき、引張り残留応力はほぼ予荷重分だけ除去される。ただし切欠付近の残留応力は局部的に disturb され、除去後は先端付近に圧縮の残留応力が残るが、この disturbance は再荷重により容易に消失するであろうから、結局 Table 1 の現象に対する説明がこの場合にも適用される。

このように破壊のエネルギー条件にもついても、広幅溶接試験片の低荷重破壊に関する多くの現象を説明することができる。しかしながらただ1つ、Fig. 4 の切欠鋭さの影響のみは、エネルギー条件で説明が不可能と思われる。なぜならば、切欠は降伏点に達した残留応力場に囲まれているから、その先端の応力は降伏応力に近い値で頭打ちになり、Fig. 4 の  $r$  の範囲では切欠付近の応力分布はだいたい同じはずだからである。したがって、ひずみエネルギー解放率が、Fig. 4 中の破壊応力曲線が示すいちじるしい相違に対応するほど明らかな影響を、 $r$  の差により受けるとはとうてい考えることができないのである。

広幅溶接試験片の低荷重破壊に関する一連の実験結果を、ある系列の実験ではエネルギー条件で、また他の系列のときはそれ以外の破壊条件で説明するのは、もちろん誤りであるといえる。その理由は、いずれの実験系列にも溶接のまま標準試験片（Fig. 1）が基準として含まれているから、上述の説明方法をとると、標準試験片はいつたいどの破壊条件で破壊するのか分からなくなってしまうからである。したがってエネルギー条件で切欠形状の影響が説明できないらしい以上、別の破壊条件が一連のデータすべてを支配していると考えざるを得ない。筆者たちはかかる条件として、塑性応力とひずみの破壊条件を適用することを提案するものである。

## 6. む す び

この分野の研究で従来用いられてきた破壊のエネルギー条件に代つて、筆者たちは塑性応力とひずみにもついた破壊発生条件の立場から、広幅溶接試験片の低破壊応力が、予荷重により回復する現象の機軸を説明することができた。その原因は、破壊発生予定点における Bauschinger 効果の存在である。また予荷重が有効に作用するためには、応力ひずみサイクルで  $\Delta\sigma$  が負となることがまず必要であるが、広幅溶接試験片の溶接残留応力と予荷重の組合せは、その切欠形状に対してかかる条

件を偶然にもちょうど満足している。

また広幅溶接試験片の破壊に関連したその他の現象をも、同様な立場からすべて説明することができた。

なお最後に、予荷重による破壊応力回復の効果は、温度の制限を受けるはずのことに注意せねばなるまい。すなわち、Fig. 10 は破壊温度が  $-30^{\circ}\text{C}$  のときであるが、温度がさらに低下すると応力ひずみサイクルを示すHJ曲線はだんだん上昇する。一方 cleavage fr. s. c. は、温度が低下しても上昇しない。そのためJ点は左方へ移動してゆくので、温度がきわめて低温となれば、予荷重の効果はほとんどなくなると考えられる。

文 献

1) W.J. Hall, H. Kihara, W. Soete and A.A. Wells: Brittle Fracture of Welded Plate, Prentice Hall Incl., 1967.  
 2) 寺沢, 大谷, 上田: 機械的応力除去が低荷重破壊に及ぼす影響の機構, 造船学会論文集, 121号, 1967年

6月, 213.

3) 木原, 増淵, 飯田, 大庭: Effect of Stress Relieving on Brittle Fracture Strength of Welded Plate, IIW Doc. X-218-59, 1959.  
 4) 木原, 大庭: Effect of Notch Shape on Brittle Fracture Strength of Welded Steel Plate, IIW Doc. X-261-61, 1961.  
 5) 例えば大谷: 船体強度の問題における脆性破壊, 本誌, 32巻9号, 1959年9月, 922.  
 6) 寺沢, 大谷, 寺井, 金谷: 溶接構造用鋼の切欠靱性の研究(第3報), 造船学会論文集, 116号, 1954年12月, 105.  
 7) 寺沢, 大谷, 寺井, 金谷: 鋼の破壊応力曲線の特性, 造船学会論文集, 117号, 1965年6月, 227.  
 8) 木原, 増淵, 楠田, 飯田: Initiation and Propagation of Brittle Fracture in Residual Stress Field, IIW Doc. X-219-59, 1959.

天然社・海技入門選書

東京商船大学助教授	鞠谷宏士	A 5 130頁	¥ 350
	船の保存整備		
東京商船大学助教授	鞠谷宏士	A 5 160頁	¥ 390
	船舶の構造及び設備属具		
東京商船大学助教授	上坂太郎	A 5 160頁	¥ 280
	沿岸航海法		
東京商船大学教授	横田利雄	A 5 140頁	¥ 230
	航海法規		
東京商船大学名誉教授	田中岩吉		
	海上運送と貨物の船積		
	(前篇)海上運送概説	A 5 140頁	¥ 320
	(後篇)貨物の船積	A 5 160頁	¥ 390
東京商船大学教授	豊田清治	A 5 160頁	¥ 280
	推測および天文航海		
東京商船大学教授	野原威男	A 5 110頁	¥ 270
	船用プロペラ		
東京商船大学助教授	中島保可	A 5 170頁	¥ 300
	運航要務		
東京商船大学教授	米田謹次郎	A 5 130頁	¥ 350円
	操船と応急		
東京商船大学教授	横田利雄	A 5 155頁	¥ 320円
	海事法規		
前東京高等商船教授	小方愛湖	A 5 170頁	¥ 300
	船用内燃機関(上巻)		
		A 5 200頁	¥ 320
	船用内燃機関(下巻)		
東京商船大学助教授	庄司和民	A 5 140頁	¥ 420
	航海計器学入門		

東京商船大学助教授	清宮貞機	A 5 90頁	¥ 230
	蒸気機関		
東京商船大学助教授	伊丹深	A 5 180頁	¥ 460
	船舶用電気の基礎		
東京商船大学助教授	宮嶋時三	A 5 200頁	¥ 460
	燃料・潤滑		
東京商船大学教授	鮫島直人	A 5 200頁	¥ 480
	電波航海入門		
東京商船大学教授	野原威男	A 5 155頁	¥ 380
	船の強度と安定		
東京商船大学学長	浅井栄資		
東京商船大学助教授	巻島勉	A 5 170頁	¥ 480
	気象と海象		
	<以下続刊>		
東京商船大学教授	賀田秀夫		
	ボイラ用水		
東京海技試験官	西田寛		
	指匠図		
東京商船大学教授	賀田秀夫		
	船用金属材料		
東京商船大学助教授	小川正一・真田茂		
	機械の運動と力学		
東京商船大学助教授	小川正一		
	機械工作・材料力学		
東京商船大学教授	真壁忠吉		
	船用汽罐		
東京商船大学助教授	小川武		
	船用補機		

# 最近の板の座屈研究

長 沢 準  
船舶技術研究所

## まえがき

板を含めて一般に構造物における座屈の研究は、構造物の発展とともにその歴史は古い。これは構造物の強度を考える場合に、座屈の問題が常にその基礎的な問題として存在し、構造形式などを大きく左右するような影響を与えているためである。このように構造物の強度に重要な関係をもつ座屈強度の問題のなかで、船体構造に最も関係の深い板の座屈についての最近の研究について、比較的広い範囲についてここで紹介してみようと思う。

板構造の座屈の研究は、船体構造をはじめとして土木や建築構造に使用される Plate Girder の Web 等の座屈など種々の分野で同じような傾向の実験や理論的研究が広くかつ継続的に行なわれており、これに関連して座屈の問題を中心とした各種研究委員会なども数多く活動している。

ここで紹介する各種の資料は、現在日本溶接協会のなかに設けられている座屈を検討する委員会、板の座屈に関する資料をまとめることを計画しているが、この委員会に提出されかつ検討が行なわれた資料を中心とし、船体構造に比較的關係のあるものについて展望を行なつたものである。

最近の実際の構造物におこつた座屈による損傷の調査によると、船体を含めて一般に構造物におこっている座屈は、一つ一つがそれぞれ固有の形状をもつた構造であつて、したがつてこれらの事故を解析するにあつては、従来の文献などに発表された資料ではその事故の明確なる解明が困難な場合が非常に多いことが明らかになつている。

このような現実をよく考えてみると、実際の構造物は設計する対象によつて構造の条件あるいは荷重の条件などが逐一異なつているのが当然と考えられるのに対して、一方において理論的あるいは実験的な研究の対象となるのは比較的実際の構造を単純化したもの、あるいは周囲の条件を無視した部分的な模型等が多いので、これらの実験や理論的な研究の成果を直接設計に応用することが一般にはかなり困難となつているわけである。

したがつて現在の段階では多くの場合、実際の構造を解析するにあつては、それらの構造における荷重条件や周辺条件を単純化することによつて近似的な計算で満足せざるをえない。

こういった傾向は近い将来においては理論と計算技術の急速な進歩によつて、非常に広い範囲の各種構造条件

や荷重条件の場合を含んだ解析法の出現することが期待できるので、電算機等の普及によつていずれは解決できる日がくるであろうと思われる。しかしながら現実の問題としては、やはりまだ簡単な手段による解析法が必要とされるであろう。

実際の構造の模型化の問題としては、複雑な形状の板を正方形とか長方形とかあるいは円形のような比較的単純な形におきかえるとか、端部条件を単純支持とか固定などにおきかえて考えること、あるいは複雑な荷重の分布を一様分布とか集中荷重といった簡単な分布におきかえることなどがあげられる。

板構造を含めて座屈に関する資料を広く集めた文献としてはこれまでに弾性安定要覧<sup>1)</sup>があつて、これによつて過去における座屈研究の全ぼうを知ることができ、また多くの実際の構造における座屈の問題の解析に大きな手がかりをうることができた。しかし最近における座屈研究の問題点は次第に移り変つており、またその進歩によつてこの弾性安定要覧が編纂されて以後貴重な文献も多数発表されているので、ここではこれら最近の文献についてその内容の簡単な紹介を行ない、座屈について新たに調査を行なわれる方々の手引ともされんことを期待したい。

調査した資料は主として関係のある学会等の報告に発表されたものが中心であり、これらを板の形状等によつて分類して述べることにする。

## 長方形板の弾性座屈

板構造のなかで、もつとも基礎的な長方形板についての座屈研究における最近の特徴は、この問題が、これまでの研究において非常に多くの人々によつて解かれているので、その結果として、2種以上の荷重の組合せによる座屈の問題が比較的多くあつかわれているほか、板の内部に開孔や残留応力が存するような問題についての研究が多い。

板の面内の圧縮力と、面に垂直の横圧力を受ける船底外板の場合のような問題について、文献(2)は周辺支持の長方形板がこのような荷重を受ける場合の弾性座屈の理論計算を行ない、同時に実験的な研究を行なつている。この研究によると、横圧力が板の面内の圧縮力と同時に加わる場合は圧縮力のみの場合とは座屈波形がかなり異なつて、たわみが生ずると中央部の圧縮応力が減る傾向になり、弾性座屈では安定する方向にあることを示



している。しかしこの研究は弾性座屈のみに限られ、座屈応力が降伏応力か同程度以上になるような場合については、さらに塑性座屈理論を適用する必要性を述べている。

文献(3)は板の縁に集中荷重が加わるとともに剪断力と曲げモーメントなどが組合さつて作用する場合の弾性座屈について、近似的な計算式を提案している。このような2種以上の荷重の組合せによる座屈応力の積重ねによる計算式は、近似的な座屈値の推定法としては精度はそれほど充分でないが実用的には大いに役立つものと考えられる。この方法は3種(一般には圧縮、曲げおよび剪断)の組合さつた荷重による板の座屈応力を考える場合、それら3種の荷重をそれぞれの荷重が単独に加わつた場合の座屈荷重に対する比をとつて示し、これらを  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  および  $\beta_3$  とすれば、 $\beta_1$ ,  $\beta_2$  および  $\beta_3$  の間にはそれぞれ荷重の性質によつて次のような式を与える。

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 = 1 \quad (a)$$

$$\beta_1 + \sqrt{\beta_2^2 + \beta_3^2} = 1 \quad (b)$$

$$\sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2 + \beta_3^2} = 1 \quad (c)$$

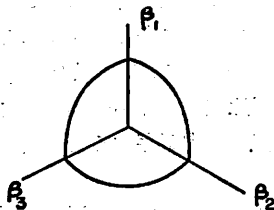
$$\beta_1 + \beta_2^2 + \beta_3^2 = 1 \quad (d)$$

$$\beta_1 + (\beta_2 + \beta_3)^2 = 1 \quad (e)$$

$$\beta_1^2 + \beta_2 + \beta_3 = 1 \quad (f)$$

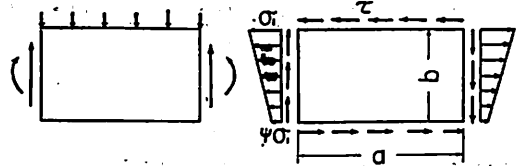
$$\beta_1^2 + (\beta_2 + \beta_3)^2 = 1 \quad (g)$$

例えば、 $\beta_1$ ,  $\beta_2$  および  $\beta_3$  の関数の性質がすべての軸と直交するような場合(第1図)、すなわち剪断応力のような場合でその正、負にかかわらず座屈値の性質は同じような場合は(c)式を与えるなど、 $\beta$ の性質によつて(a)から(g)までの関係式を適用し、2種以上の荷重が単独に加わつた場合の座屈応力から近似的に計算するものである。



第1図 相関曲線

文献(4)は船底の縦通桁あるいは梁などのWebが受ける荷重に対応して、板が曲げおよび分布荷重を受ける場合の弾性座屈をエネルギー法によつて計算している。計算結果として第2図に示すような荷重条件の場合の座屈値を、板の縦横比と各荷重の比をパラメーターとして与えている。



第2図 曲げと剪断 第3図 曲げ、圧縮および剪断

文献(5)は周辺支持の長方形板の組合せ荷重による弾性座屈として、第3図のごとく一般に一方に圧縮と曲げの組合せ応力を受け、さらに剪断応力を受けるような場合について理論的にはエネルギー法により、電子計算機を使用して計算を行ない、その数値計算結果を図に示している。計算結果は剪断応力  $\tau$ 、曲げと圧縮との応力比  $\psi$  および板の縦横比  $a/b$  を系統的にかえて座屈値を与えている。このように直接使用できる形で座屈値を数量的に与えている資料は実用的には非常に使用し易いと思われるが、この種のものドイツの文献に多いのが特徴である。

文献(6)は周辺支持の長方形板が板の面内に一方から圧縮、それと直角方向から圧縮を受けさらに曲げの組合せ荷重を受ける場合の弾性座屈値を理論計算によつて求めており、計算結果をこれら2方向の圧縮応力の比および曲げ応力との比に対し系統的に電算機で求めグラフ化したもので、計算結果は前述の論文と同様に直接使用することができる。

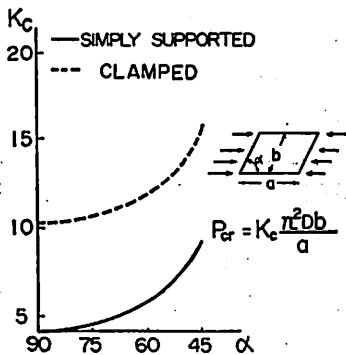
#### 多角形板の弾性座屈

多角形板の強度の問題は一般に長方形板ほどの実用的な価値は少ないが、これらの問題の研究は特種な構造物あるいはより高度の構造解析のために必要となつてくる。

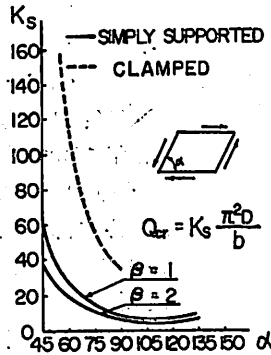
多角形板と云つても最近の研究は主として菱形板と3角形板に限られている。菱形板についての研究は2, 3発表されているが、その1つとして文献(7)は周辺支持の菱形板が一方にのみ圧縮された場合の弾性座屈について理論的な計算を行ない、結果として板の形状を示す角度  $\alpha$  と座屈応力  $\sigma_{cr}$  との関係について第4図のような関係曲線を与えている。

この結果をみると、 $\alpha$  が  $90^\circ$  より小になるにしたがつて、座屈値は  $\alpha$  が  $90^\circ$  の長方形板の場合よりは比較的に増加する傾向にあることを示している。

文献(8)は同じく周辺支持の菱形板が一方に圧縮される場合および剪断力を受ける場合についての理論計算を行ない、剪断応力を受ける場合についての結果として、 $\alpha$  が  $90^\circ$  より小さな場合は次第に座屈応力は増大する傾向にあり、逆に  $\alpha$  が  $90^\circ$  より大となると第5図に



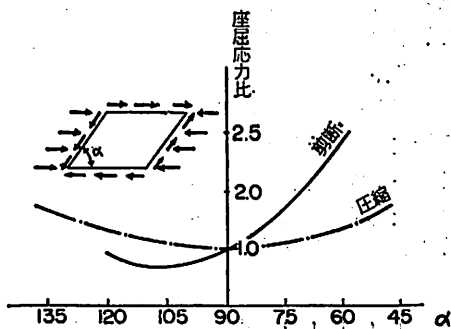
第4図 圧縮を受ける菱形板の座屈 ( $D=$ 板の曲げ剛性)



第5図 剪断を受ける菱形板の座屈 ( $D=$ 板の曲げ剛性)

示すごとく座屈値は一度下降しある程度  $\alpha$  が大きくなると再び上昇する傾向を示している。これらの図で  $P_{cr}$  および  $Q_{cr}$  は圧縮および剪断に対応する座屈値であり、 $K_c$  および  $K_s$  はそれぞれ圧縮および剪断に対応する座屈応力係数である。

また周辺が固定の菱形板が周辺から圧縮を受ける場合、および剪断応力を受ける場合の座屈について文献(9)はエネルギー法による理論計算を行なっている。この計算結果によると、周辺固定の場合も支持の場合と同様に、圧縮による座屈の場合、 $\alpha$  が  $90^\circ$  より小となれば座屈値は上昇する傾向にある。一方剪断の場合は  $\alpha$  が  $90^\circ$  より小となれば座屈値は上昇するが、 $\alpha$  が  $90^\circ$  より大となると座屈値は一度下降し  $\alpha$  が  $110^\circ$  程度から再び上昇する(第6図)。



第6図 菱形板(周辺固定)の座屈

3角形板の座屈については文献(10)~(14)の一連の研究が行なわれ、各種形状の3角形板の座屈の理論計算を行なつて座屈応力の計算式を与えている。すなわち文献(10)および(11)においては周辺支持および固定のそれぞれ直角2等辺3角形板が均等圧縮力を受ける場合の座屈について計算を行ない、文献(12)においては内

角  $30^\circ$  と  $60^\circ$  を有する周辺支持の直角3角形板が各種の荷重を受ける場合について、さらに文献(13)および(14)においては周辺支持および固定の正3角形板が均等圧縮力を受ける場合の座屈についてそれぞれ基礎微分方程式をガラキン法で解き座屈応力の近似解を求めている。

この他では文献(15)では肘板として使用する3角形板の集中荷重による座屈実験を行ない、文献(16)で求めた理論計算結果と比較して大体一致することを示している。

これまでの研究においては周辺条件が支持とか固定といった限られた場合についてのみかなり多くの論文がみられるが、一般の構造にみられる周辺条件が固定と支持の中間の状態のような場合あるいは1つの周辺上に異なった周辺条件が混在している場合などについては実験的な研究のみしか行なわれていないので、一般には近似的な考え方を応用するほかにないであろう。

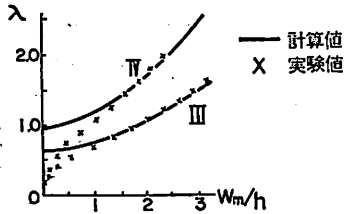
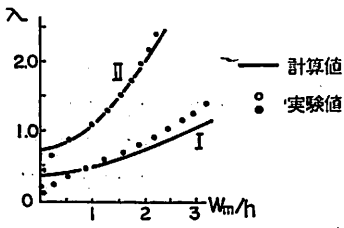
#### 長方形板の座屈後

長方形平板は一般に座屈してから後もその板の寸法に応じてなお耐力を残すが、座屈後、最高荷重に達するまでの強度の研究については最近において比較的多くの論文が発表されている。

文献(17)は薄板で組立てられた長方形断面の薄肉柱について模型実験を行ない、周辺の薄板の座屈荷重および座屈後の挙動について解析を行なっている。この実験は座屈後における板そのものの強度とともに柱としての最高荷重を実験的に求めたもので、特に板の局部座屈が柱の最終強度あるいは梁の横座屈等におよぼす影響について解析を行なっている。これに伴つて、座屈後の板の有効幅についての資料を求めている。

同じ著者による一連の研究、文献(18)、(19)および(20)は圧縮を受ける長方形板の座屈後の研究に関するもので、板の周辺条件として4種類の場合、すなわち荷重固定で非荷重辺支持(Ⅳ)あるいは固定の場合(Ⅰ); および荷重辺支持で非荷重辺支持(Ⅰ)あるいは固定(Ⅱ)の場合について、弾性座屈後における板の荷重と変形との関係を理論計算により求めたものである。特に初期たわみの影響を考慮した場合の板の剛性の低下などについて計算と実験を行なつて比較している。

実験は前述の4種の周辺条件の場合についてそれぞれ板厚1mm程度の薄板で行なつた。その結果は第7図のごとく、実験の技術上多少問題があつたと考えられる1の試験片を除いては計算と実験値がよく一致してい



$\lambda = \frac{Pq}{\pi E t^2}$ , Wm: たわみ  
 h: 板厚 P: 荷重  
 q: 板幅 E: ヤング係数  
 第7図 板の座屈後

る。この実験結果はまた板厚の1/10程度の微小の初期たわみは座屈後の剛性の低下にはほとんど影響がないことを示した。

文献(21)は組合せ荷重を受ける板の弾性座屈および座屈後の問題をとりあげ、曲げ、圧縮および剪断の組合せ応力を受ける長方形板の実験を行ない理論計算との比較を行なっている。

これは Plate Girder の Web 板の座屈を対象としたものである。この種の研究としてはこの他文献(22)で周辺支持の正方形板および無限帯板が剪断応力を受ける場合の弾性座屈後の最高荷重について理論計算を行なっている。この結果のなかで特に周辺条件によつて座屈後の最高荷重が異なり、弾性支持の場合に比して周辺が固定になると最高荷重はかなり高くなることを明らかにしている。また、初期たわみの最高荷重におよぼす影響については、板厚に対する板幅の比が100程度のときに最も大きいということを正方形板についての計算結果から示している。

実験的な研究としては、文献(23)によつて Girder Web の崩壊実験が行なわれ、Web の座屈後における Girder の最高荷重を求めている。この実験は後述の Basler 教授が求めた計算値(43)との比較を行ない、その理論式が妥当なことを証明するために行なわれたものである。

#### 平板の塑性座屈

平板の弾性域における座屈研究の歴史は古いが、塑性

域における問題の研究はまだその歴史は浅いといえよう。最近における平板の塑性域における座屈の研究は、主として Girder の Web 板あるいは Flange 板の強度を対象としたものが多い。

近年における主要な研究の1つである Haiijer の研究(24)は周辺条件が4種の長方形板、すなわち荷重辺が支持で非荷重辺が支持と自由、固定と自由、支持と支持および固定と固定の長方形板が圧縮を受ける場合の歪硬化領域における座屈について、塑性流れ理論による座屈値の計算式を求めている。またこの計算値に用いる一部の係数を実験的に求めるため、アングル材およびワイドフランジ材の座屈試験を行ない解析を行なっている。

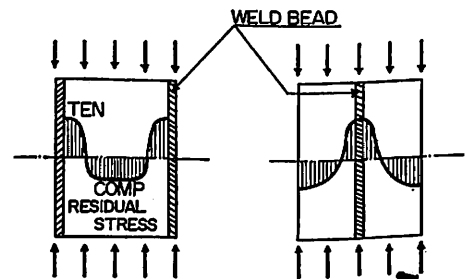
同じような問題として文献(25)は一方向に圧縮を受ける長方形板の弾性座屈ならびに塑性座屈について一般的な理論計算を行ない、塑性座屈については Tresca の降伏条件を用いて歪硬化領域での座屈値を与えている。

その他文献(26)はワイドフランジ部材においてフランジが降伏応力以下で局部座屈しないような限界のフランジ幅と板厚比について検討を行なつた。計算は塑性流れ理論を基礎とし、歪硬化体として座屈値を求めているが、計算結果によると、フランジが材料の降伏応力に等しい圧縮のもとで局部座屈しない限界の板幅と板厚の比を18.8としている。この限界値は Haiijer 等が求めた計算値などと比較してやや小さく、したがつてそれらは非安全側にあることを述べている。

#### 残留応力を有する板

溶接による残留応力など、一般に残留応力を有する板は、その残留応力の分布、板の形状および荷重状態によつて座屈応力におよぼす影響が著しく異なってくる。これらの条件如何によつては残留応力は座屈に大きな影響をおよぼすので充分な考慮をはかる必要があるが、最近は溶接技術の発達とともにこの種の問題について比較的多くの研究が発表されている。

まず文献(27)は、周辺支持の長方形板が内部に熱応力分布を有する場合の圧縮による弾性座屈値について理



第8図 残留応力分布

論的な計算を行なっている。同じような問題について文献(28)は平板の残留応力の分布を第8図のごとく仮定して近似的な計算式を与え、残留応力の影響を明らかにしている。この研究は実験も併せて行なつて、理論計算が合理的な結果を与えることを確かめている。

さらに文献(29)は、溶接による座屈応力の低下を検討するため、長方形板の圧縮方向の中央に溶接ビードをおいた場合および板の両側にビードをおいた場合について実験を行ない、この結果を残留応力分布を近似的に仮定し、塑性変形理論を基礎として計算を行なっている。この研究結果によると、このような分布をもつた残留応力の場合、残留応力は圧縮による板の座屈応力にはそれほど大きな影響を与えないようである。

一方剪断応力を受ける板の場合、座屈におよぼす残留応力の影響については、文献(30)で理論的な計算を行なっている。一般にI型梁のような桁または梁が横荷重を受ける場合、そのWeb板は曲げ応力と剪断応力の両応力を同時に受けるが、荷重点や支持点の近傍において、あるいは桁または梁の深さが長さに対して比較的深い場合は、剪断力の影響がどうしても大きくなってくる。このような場合に桁または梁の局部座屈としてWeb板の剪断座屈が問題となり、FlangeはWebの拘束部材としての働きが重要となる。すなわちFlangeはWebの残留応力の分布とWebの周辺条件に影響を与えることになる。この計算ではWebの残留応力の分布を単純な形に仮定し、エネルギー法によつて弾塑性域における座屈値の計算を行なつた。さらに残留応力を有するWeb板が圧縮および曲げを受ける場合についても同様な方法で座屈応力の計算を行なっている。

これらの計算結果をみると、構造部材の局部座屈においては、残留応力の存在は曲げ応力のもとではあまり大きな影響を与えないが、圧縮または剪断応力が加わる場合には座屈強度がかなり低下する。組立部材では、座屈のおこり易い板の部分に残留応力が多く生ずるので、それがさらに座屈強度を低下させる傾向にある場合が多い。とくに剪断座屈を生ずるのは、残留応力として残る直応力と、外力の剪断応力の組合せによつて、全断面が比較的小さい外力のもので降伏することが考えられる。計算によれば、残留応力が大きい場合は溶接による残留応力のみによつて座屈変形がおこりうることも示している。

I型梁のWebの曲げ座屈について文献(31)は実験を行ない、曲げを受ける部材では残留応力の分布および板の周辺条件の影響のほか、応力の非対称性による中立軸の影響なども考慮する必要があることを示してい

る。実際の構造において、このような影響を考慮することが損傷などの解析に大きな要点となることもあると思われるが、しかし一般には残留応力の分布状態を推定することになり難点があるので解析を難しくしている。

文献(32)はI型梁のWebに残留応力が存在する場合の圧縮座屈試験を行ない、I型柱ではFlangeがWebの残留応力分布および周辺条件に影響を与え、また逆にFlangeの座屈についてWebが同じような影響を与えることについて実験的に解明を行なっている。

これらの実験結果はいずれも理論的な解析を行なつて理論計算値との比較を示すとともに、残留応力の存在がWebまたはFlangeの座屈応力をかなり低下させることを明らかにしている。

## 防 撓 板

### (i) 圧 縮

一方向あるいは縦横の2方向に補強された防撓板構造は一般に船体の主要構造要素として非常に多くの部分で使用されており、したがつてこれまでに述べてきた板のみの座屈とともに極めて重要な問題である。

この問題について文献(33)は圧縮方向中央に1本の防撓材として軽盤形鋼を有する防撓板の弾性ならびに塑性座屈値を求めるとともに理論的な解析を行なっている。同じような問題として文献(34)は船体構造に使用される程度の防撓材をもつ防撓板を軸方向に圧縮した実験を行なつて、防撓板の座屈値と最高荷重について実験値を求めている。防撓板の座屈は防撓材と板との剛性の比によつて板自身がさきに座屈するか、あるいは防撓材と板が一体となつて座屈する場合に分れる。船体の構造の場合の多くは前者の場合に属するので、圧縮によつてまず板が座屈するが、その後防撓板は最高荷重までの荷重に耐える。板の座屈後の荷重の上昇は、防撓材と防撓材の有効幅として寄与する板の部分によつて負担するが、文献(34)はこの部分を有効防撓材として考え防撓板の圧縮に対する最高荷重についての計算式を提案している。

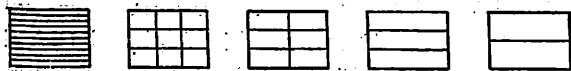
文献(35)および(36)は塑性域についての問題をあつかい、圧縮方向かあるいはそれと直角方向に任意の本数の防撓材を有する防撓板について、かなり複雑な計算を行なつて座屈値を求めている。ここでは防撓材の形状としては、軸対称型のものとは非対称型のものに分けて解いている。

防撓板の座屈の研究は外国では主として橋梁など土木の分野で研究が進められ、文献(37)は圧縮方向に任意の本数の平板型の防撓材を有する防撓板の弾塑性座屈に

ついて、歪硬化体を仮定し塑性流れ理論を基礎として計算を行なっている。この計算はさらに防焼材本数が1本、2本および無限の本数の場合について数値解を求めており、この結果を板の縦横比をパラメーターとして座屈値の曲線を示している。なおこの研究に関連して、文献(38)は圧縮方向の防焼材の有効幅についての計算式について一つの提案を行なっている。

防焼板の座屈計算値を広い範囲にわたってまとめたものとして、Klöppel 等が発表している資料(39)、(40)、(41)、(42)がある。計算の範囲は、板および防焼板が圧縮、剪断、曲げおよびこれらの組合せ荷重を受けた場合の弾性座屈値で、計算はいずれもエネルギー法によつて求めた結果を電子計算機により数値計算したものである。結果は板の縦横比および防焼材と板との比較的な強さを示す剛性係数  $\lambda$  をパラメーターとしてグラフにより示している。周辺条件はすべて支持の場合に限られているが、長方形の板および防焼板(第9図)につき各荷重条件に対応したグラフの数は合計103種類の多くにおよんでいる。

このような座屈値の計算資料は、そこに示される数値が直接使用できる形で与えられているので、実用的な見地からはきわめて役に立つ資料であると思う。



第9図 防焼板形状

## (ii) 剪断および曲げ

防焼板において剪断座屈が問題となるのは板の場合と同様に主として深さの深い Plate Girder の Web であらうと思われる。

この種の Plate Girder の座屈の研究は、米国 Lehigh 大学の Fritz 工学研究所において1957年以来溶接 Plate Girder に関する研究が一貫して行なわれている。この研究の目的の1つは Plate Girder の静的耐荷力を決定することにある。すなわち Plate Girder が曲げ、剪断およびこれらの組合せ荷重を受ける場合に対して、Web 板の座屈後における Plate Girder の耐荷力について、Web 板の張力場を考慮して計算を行なつたものであり、計算は弾性域および塑性域にわたつて行なっている。

これらの研究(43)、(44)は Basler 教授を中心としたもので、その成果は米国土木学会に継続して発表している。この研究で実験に使用した材料は普通の構造用軟鋼であるが、その後において Cooper 等<sup>45)</sup>が降伏応力

の非常に高い材料を用いた Plate Girder による研究を行ない、Basler 等が提案した理論が充分適用できることを実験的に確認している。

なおこの論文の計算について最近藤井<sup>46)</sup>は同様の論文を発表しているが、これに関連して Basler 等の張力場についての考え方に一部修正する必要があることを指摘している。

Basler 等はこのほか、曲げと剪断を同時に受ける Plate Girder<sup>47)</sup>の座屈についても計算を行ない、曲げ耐荷力と剪断耐荷力との相関曲線を示している。一般の Plate Girder は曲げ荷重のみを受けることはあつても、剪断力のみを受けることは考えられず、大部分の Plate Girder ではこの曲げと剪断の相互作用状態での耐荷力を考えることが必要である。

前述の文献(36)には、防焼材が1方向に2本の場合までの数値計算結果が与えられているが、文献(48)はこの資料を拡張して、防焼材の本数が3本および4本の場合について同じような座屈値のグラフを求めている。

その他、Witte<sup>49)</sup>は一方向に円形の防焼材を有する周辺支持の防焼板が、周辺から圧縮および剪断荷重を受けた場合の座屈について理論的な研究を行なっているほか、文献(50)は Plate Girder の Web の座屈実験を弾性域および塑性域において行ない、座屈荷重ならびに最高荷重を実験的に求めることともに理論的な解析を行なっている。この Plate Girder の実験結果によると、Girder の Web 板は剪断と曲げ荷重を受けるが、この Web は Timoshenko の周辺固定の板に対する理論座屈値の1.2~2.8倍に達しても弾性を保っており、さらに最高荷重はその座屈理論値の2~4倍に達していることを示している。

もう一つ重要な結論として、Web の板にある初期たわみが Girder の最高荷重にはほとんど影響を与えないことを示している。

英国においては Rockey が Girder の Web に縦横の補強材を設けた場合の Web の座屈応力について一連の計算結果を発表している<sup>51) 52) 53) 54)</sup>。すなわち、剪断あるいは純曲げを受ける Web 板について、Web を無限の帯板として考え、長さ方向に1本および2本の防焼材がある場合につき、それと垂直方向の防焼材の数を変数として座屈値を求めているものである。さらにこの理論を応用して、このような Girder が剪断あるいは曲げを受ける場合、座屈強度上これらの Web が最小重量になるような計算を行なつて、Girder の設計についての一つの考え方を提案している。

つきに、防撓板が板の面内の曲げモーメントのみを受ける場合の座屈については、さきに述べた Klöppel の論文にも含まれているが、文献 (55) は長さ方向に防撓材をもつ防撓板につき箱型模型による実験を行なつて、理論的な解析結果との比較を行なつている。

### (iii) 波 板

波型隔壁あるいは船体の側壁等を使用される波型板の弾性および塑性座屈についての研究は、実験を主として行なつたものが多い。文献 (56) は、圧縮方向に直角に波型を有する波型隔壁の模型実験を行なつて、特に塑性域の座屈についてこれまでの理論と比較しつつより合理的な計算式を提案している。

同じような問題を文献 (57) で行なつているが、船舶用波板が母線方向に圧縮を受ける場合の座屈実験を行ない、歪硬化領域での座屈応力について直交異方性板の理論により解析を行なつている。この解析方法は Haijjer の理論によるものであるが、計算値と実験値はよく一致する傾向を示し、Haijjer の計算法が波型隔壁の座屈応力の解析にも適用できることを示した。

### 開孔を有する板

最後の問題として、平板に開孔を有する板の座屈に関して最近において行なわれた研究を紹介してみよう。

平板に開孔を設けた場合の開孔の影響による座屈応力の低下は、板に加わる荷重が圧縮か曲げかあるいは剪断かによつて大きな差があり、したがつて、座屈強度の重要性に差があるが、一般に座屈強度上開孔が最も問題となるのは板が大きな剪断応力を受ける場合であろうと思われる。

最近の構造の大型化あるいは近代化は、より大きな荷重に耐えるような構造を要求し、それに伴ない Deep Girder のような構造が多く使用される傾向になつている。

圧縮を受ける開孔板の座屈についての研究は、1947年に Levy<sup>60)</sup> が論文を発表しているが、その後においてはこの種の論文はきわめて少ない。これは従来の構造では開孔はどちらかという、応力の充分小さい部分に設けることを考えていたからではないかと思う。特に曲げを受ける梁や桁では、大きな曲げ荷重を受けても中立軸の近くでは応力が充分小さくなるので、開孔による問題はより少なくなつてくる。また、圧縮を受ける部材においても、開孔による座屈応力の低下の程度は開孔部分の面積が極端に大きくなければ実用上はほとんど無視しうるのでないかと思う。

しかしながら最近の構造に見られる深い Web を有す

る桁や梁においては、Web の寸法は剪断座屈によつて決定される場合が多く、したがつてこの部分に開孔を設けることが桁または梁の構造寸法に直接影響を与えることになる。

Girder の Web 等における開孔の問題について造船学会では船体構造委員会関東地区部会に 2 度にわたつて研究小委員会を設けて、開孔によつて影響を受ける応力集中、剛性の低下、座屈および崩壊荷重など強度上の問題について調査と検討を行ない、実際の設計に役立つような資料の作製と、その解説を行なつている<sup>60) 61)</sup>。

このうち、開孔による Web 板の座屈応力の低下については、曲げおよび剪断応力のもとでエネルギー法により計算を行ない、長方形板の中央に開孔を有する場合の座屈応力の低下率を次のような近似式で与えている。

すなわち、剪断応力を受ける長方形板の場合は、開孔を Web 板の中央 (第 10 図) に設けたと考えると、座屈応力を無開孔の場合との比  $\eta_s$  で示すと

$$\eta_s = 1 - 0.9 \frac{d}{D}$$

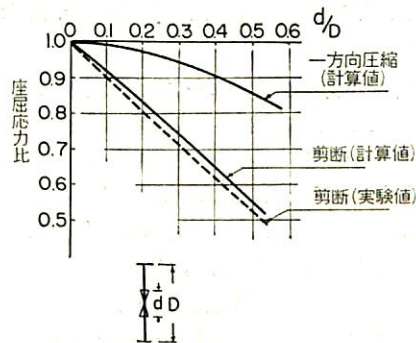
同じく圧縮を受ける場合の開孔後と無開孔の場合の座屈応力の比  $\eta_c$  は

$$\eta_c = 1 - 0.5 \frac{d^2}{D^2}$$

となる。

曲げ応力を受けた場合の開孔による座屈応力の低下率は圧縮の場合よりは小さいと予想されるので、近似的には  $\eta_c$  を用いても充分に安全であると考えられる。ただしこの計算では計算の仮定から考えて、その適用範囲は  $d/D < 0.5$  としている。それ以上の大開孔については実用上も何かしらの補強を行なうことが考えられるので、実際上はこの適用範囲での計算式が主として必要となると思われる。

同じような考え方のもとに、文献 (62) も剪断を受ける長方形板の座屈について理論計算を行ない実験も行な



第 10 図 開孔による座屈応力の低下

つて、比較的よい一致をみている。さらにこの研究は引続いて開孔の位置が偏心した場合、あるいは開孔の形状が変つた場合について進められている。

一方開孔を有する正方形板の圧縮について文献(63)は実験ならびに理論的な研究を行なっている。この結果は、周辺支持の場合については前述の結果(59)よりはやや開孔による座屈の低下が大きい傾向を示しており、また周辺固定の場合は  $d/D$  が0.2程度で座屈応力は最小となり、それ以上になると座屈応力は逆に上昇する結果を与えている。

この他、最近においては有限要素法によつて板が荷重を受けた場合の開孔周辺の応力分布を求め、この結果を用いて座屈応力を求める計算法が行なわれている。この方法によれば電子計算機の能力によつて計算の精度がかなり向上することが期待されるほか、特種の形状の開孔を有する場合についても座屈応力の計算が可能になると思われる。

以上平板および平板を防焼材で補強した防焼板についての各種の座屈の問題について、最近において発表された研究のなかから主なものを紹介したもので、これらはいずれも実用的に役に立つものが多いと思う。しかし一方において実際の構造物を考えると、最初に述べたようにその損傷なり座屈の解析を行なう場合は、きわめて難解の問題も少なくなく、ここに述べてきた研究資料の範囲ではなお容易に解決しえない場合も多い。今後の問題としては、これまでの文献によつて与えられている理論を応用して、実際の設計に直接適用されるような資料を充実することが最も望まれるところであろう。

#### 引用文献

- (1) 弾性安定要覧 長柱研究委員会編, コロナ社
- (2) “横圧力と同時に縁圧縮力をうける矩形板の座屈” 吉識 他, 造論 118号
- (3) “Stegblechbeulung bei Längsrandbelastung” by F.W. Wilkesmann, 29 Jahrgang, Heft 10, Okt 1960
- (4) “等分布荷重と曲げモーメントをうける矩形板の座屈について” 山越 他, 西船報, 29号
- (5) “Der stabilisierende Einfluss von Zugspannungen auf die Beulung schubbeanspruchter, unausgesteifter Rechteckplatten” by Joachim Scheer, Der Stahlbau, 8, 1962
- (6) “Beulwerte von Rechteckplatten mit linear veränderlichen Normalspannungen an den Querändern und Konstanten Druckspannungen

an den Längsrändern” by K. Klöppel und D. Reuschlig, Der Stahlbau, 11, 1965

- (7) “斜交板の座屈強度” 吉村慶丸, 応用力学会論文抄録集, 第11回, 1961
- (8) “Buckling of Simply Supported Oblique Plates” by Y. Yoshimura & K. Iwata, JAM (Tr ASME), Vol. 30, Sep, 1963
- (9) “周辺固定菱形板の圧縮及び剪断座屈荷重” 浜田実, 日機論, 25巻, 151号, 1959
- (10) “周辺回転端直角2等辺3角形板の座屈” 若杉昇八, 日機論, 19巻, 83号, 1953
- (11) “均等圧縮力をうける直角2等辺3角形板の座屈” 若杉昇八, 日機論, 21巻, 107号, 1955
- (12) “内角30°, 60°を有する周辺回転端直角3角形板の座屈” 若杉昇八, 日機論, 26巻, 164号, 1960
- (13) “周辺回転端正3角形板の座屈” 若杉昇八, 日機論, 26巻, 164号, 1960.
- (14) “均等圧縮力をうける 周辺固定正3角形板の座屈” 若杉昇八, 応力論文抄録集, 第8回, 1958
- (15) “Laboratory Investigation of unstiffened Triangular Bracket Plates” by C.G. Salmon and others, Proc ASCE Vol. 90, Apr. 1964
- (16) “Analysis of Triangular Bracket-Type Plates” by Salmon, Charles G, Proc ASCE, Vol. 88, No. EM 6, Proc Paper 3363, Dec, 1962
- (17) “Postbuckling Behavior of Flat Plates” by J.R. Jombock, J.W. Clark, Proc ASCE, Vol. 87, No. ST 5, 1961
- (18) “Postbuckling Behavior of Rectangular Plates with Small Initial Curvature Loaded in Edge Compression” by N. Yamaki, JAM, Vol. 86, Sep. 1959
- (19) “ ” (continue) by N. Yamaki, JAM, June, 1960
- (20) “Experiments on the Postbuckling Behavior of Square Plates Loaded in Edge Compression” by N. Yamaki, Tr ASME, June 1961
- (21) “Test of Riveted Plate Girder with a Thin Web” by P.D. Vasarhelyi and others, Proc ASCE, Vol. 86, No. ST 10, 1960
- (22) “Design of Webplates of Steel Girders with Regard to the Postbuckling Behavior (Analytical Solution)” by M. Skaloud, Str. Eng., Vol. 40, No. 12, Dec, 1962
- (23) “Welded Constructional Alloy Steel Plate

- Girders" by P. B. Cooper & others, Proc ASCE Vol. 90, No. ST 1, 1964
- (24) "Plate Buckling in the Strain-Hardening Range" by G. Haijjer, Proc ASCE, Vol. 83, No. EM 2, Apr. 1957
- (25) "A General Theory of Elastic and Inelastic Plate Failure" by M. J. Sewell, JMPS, Vol. 11, 1963
- (26) "Flange Local Buckling in Wide-Flange Shapes" by M. G. Lay, Proc ASCE, Vol. 91, ST 6, Dec, 1965
- (27) "On the Some Problems of Elastic Buckling of a Rectangular Plate" by T. Kawai, Proc 9th Japan. Nat. Congr. for App. Mech., 1959
- (28) "残留応力が板の座屈に及ぼす影響" 吉識 他, 造論 107号
- (29) "構造物の塑性設計 (その4)" 藤田 他, 造論 115号
- (30) "残留応力を有する板のせん断座屈" 寺沢 他, 関西誌 117号
- (31) "残留応力を有する板の曲げ座屈" 上田, 関西誌 No. 119
- (32) "I形鋼の圧縮局部座屈について" 上田 他, 関西誌 No. 119
- (33) "圧縮力をうける補強板の最高荷重について" 吉識 他, 造論 104号
- (34) "高張力鋼材を用いた薄板構造の座屈および圧壊強度について" 吉識 他, 造論 104号
- (35) "圧縮をうける補強板の塑性座屈について (第1報)" 楠田, 造論 105号
- (36) "同上 (第2報)" 楠田, 造論 106号
- (37) "Plastic Buckling of Longitudinally Stiffened Plates" by H. L. Sujata, J. of Aer. Sciences, Nov. 1961
- (38) "The Effective Plate Width of Longitudinally Stiffened Plates at Plastic Buckling" by H. L. Sujata, J. of Aer. Sciences, March 1962
- (39) "Beulwerte ausgesteifter Rechteckplatten" by K. Klöppel & J. Scheer, Verlag Ernst und Sohn, Berlin, 1960
- (40) "Beitrag über die Grösse der Abbruchfehler bei der Berechnung Schubbelasteter Beulfelder nach der Energie methode" by K. Klöppel & K. H. Möller, Der Stahlbau, 10, 1964
- (41) "Beulwerte der durch eine Längssteife in Viertelpunkt der Feldbreite ausgesteiften Rechteckplatte bei Navierschen Randbedingungen" by K. Klöppel & J. Scheer, Der Stahlbau, Vol. 8, 1958
- (42) "Die Berücksichtigung der Torsionssteifigkeit der Aussteifungen bei der Ermittlung der Beulwerte oder der Eigenfrequenzen von Rechteckplatten mit randparallelen Steifen bei Navierschen Randbedingungen" Der Stahlbau by Simon Juli 1960
- (43) "Strength of Plate Girders in Shear" by K. Baslar, Proc. ASCE, ST 7, Oct. 1961
- (44) "Strength of Plate Girders in Bending" by K. Baslar, Proc. ASCE ST 6, 1961
- (45) "Welded Constructional Alloy Steel Plate Girders" by P. B. Cooper and others, Proc ASCE, ST 1, Feb. 1964
- (46) "座屈と塑性を考慮した最小重量設計" 秋田 他, 造論 119, 120号
- (47) "Strength of Plate Girders under combined Bending and Shear" by K. Baslar, Proc. ASCE, ST 7, 1961
- (48) "Beulwerte für schubbeanspruchte Rechteckplatten mit drei oder vier parallelen Steifen" by J. Scheer, Der Stahlbau, Heft 7, 31 Jahrg, 1962
- (49) "Beuluntersuchung für eine orthotrope Platte mit Hohlsteifen unter Schub und Druckbelastung" by H. Witte, Der Stahlbau, 28, Sep. 1959
- (50) "Stability Considerations in the Design of Steel Plate Girders" by C. E. Massonet, ASCE Tr. Paper No. 3380, Vol. 127, 1962, Part II
- (51) "Shear Buckling of Clamped and Simply-Supported Infinitely Long Plates Reinforced by Transverse Stiffeners and Central Longitudinal Stiffener" by K. C. Rocky and I. T. Cook, The Aero. Quat. Vol. XIII, May, 1962
- (52) "Shear Buckling of Clamped and Simply-Supported Infinitely Long Plates Reinforced by Closed Section Transverse Stiffeners" by I. T. Cook & K. C. Rockey, The Aero. Quat. Vol. XIII, Aug. 1962
- (53) "Optimum Reinforcement by Two Longitu-



dinal Stiffeners of a Plate Subjected to Pure Bending" by K.C. Rocky & I.T. Cook, IJSS, Vol. 1, 1965

(54) "The Buckling under pure Bending of a Plate Girder Reinforced by Multiple Longitudinal Stiffeners" by K.C. Rocky & I.T. Cook, IJSS, Vol. 1, 1965

(55) "長さ方向に補強された矩形平板の面内曲げによる座屈について" 浦田, 造論 104号

(56) "圧縮力を受ける波板の最高荷重について" 吉識他, 造論 106号

(57) "船舶用波板の強度について" 藤田, 造論 116号

(58) "波形隔壁の弾性座屈について" 永井, 造論 116号

(59) "Instability of Simply Supported Square Plate with reinforced Circular Hole in Edge Compression" by S. Levy & others

(60) "ガーダウェブ等の開孔基準について" 造船協会船体構造委員会関東地区部会開孔懇談会, 造協誌 428号

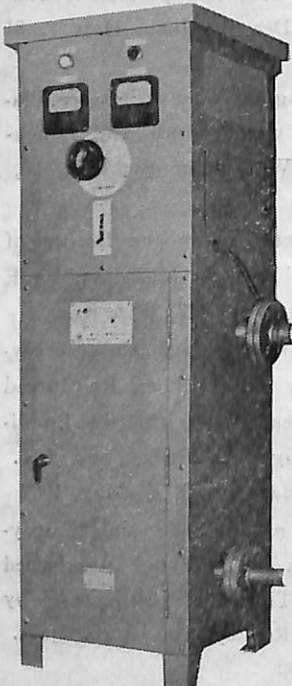
(61) "「ガーダウェブ等の開孔基準」に対する検討" 造船協会船体構造委員会関東地区部会開孔小委員会, 造協誌 444号

(62) "有孔板の座屈強度について" 吉識他, 造論 122号

(63) "Elastic Stability of the Square Plate with a Central Circular Hole under Edge Thrust" Rep. of R.I. for App. Mech. Vol. 1, No. 2, Apr. 1962

略記号


造 論	造船協会論文集
造 協 誌	造船協会々誌
西 部 報	西部造船会々報
関 西 誌	関西造船協会誌
日 機 論	日本機械学会論文集
JAM	Journal of Applied Mechanics
Proc ASCE	Proceeding American Society of Civil Engineers
Tr ASME	Transaction of the American Society of Mechanical Engineers
Str. Eng.	Structural Engineer
JMPS	Journal of Mechanics and Physics of Solids
IJSS	International Journal of Solids and Structures



# 大機ハイクロレーター

## 海水直接電解装置で 海洋微生物の附着防止

- 工業用水として海水を利用している臨海の工場、火力発電所、船舶に於ける海水中の海洋微生物の殺菌には、大機ハイクロレーターを御用命下さい。  
詳細は下記へお問合せ下さい。



## 大機ゴム工業株式会社

本社 東京都墨田区文花1-32-29 電話 (617) 3211 (大代表)  
営業所 大阪・九州・名古屋 工場 東京・大阪

# 第3回国際船体構造会議について

吉 謙 雅 夫  
東 大 名 誉 教 授  
高 橋 幸 伯  
東 大 教 授

第3回国際船体構造会議 (International Ship Structures Congress, I.S.S.C.) は昨1967年9月オスロ (ノルウェー) において開催され、わが国からも12名の代表が参加して有意義な成果を挙げた。次回第4回は1970年に東京で開かれることとなり、関係者一同鋭意準備中である。この機会に第3回 I.S.S.C. を中心として、この会議の概要を紹介する。

## 1. I.S.S.C. の経緯

I.S.S.C. の開催はそもそもわが国の提案にかかるものである。1957年の始めころから、船体構造に関する国際会議を持つことの必要性が有志の間で論ぜられ、造船学会 (当時は造船協会) の船体構造委員会を中心として準備委員会を設け、世界各国の関係者へ呼びかける運動を起した。この動きに賛同するものが非常に多く、その機運の高まつてきたところで、日本、ノルウェー、スウェーデン、フランス、イギリス、ドイツ、オランダの代表による発起人会が結成された。発起人会は1959年オランダにおいて、また1960年イギリスにおいて会議を行ない、第1回 I.S.S.C. が1961年グラスゴー (イギリス) で開催されることが決められた。

1959年の発起人会では、さし当つて

- 1) 長期研究計画委員会
- 2) 船体応答委員会
- 3) 波浪荷重委員会

の3技術委員会が結成され、協同作業を進めることになつた。わが国においては、これらに対する技術的な準備と併行して、造船学会が主唱して関係諸団体とともに造船技術国際会議連絡会が設立され、国際会議に対する運営協力態勢が整えられた (この造船技術国際会議連絡会は、のちに学会内の同名の委員会に改組された)。

第1回 I.S.S.C. は1961年9月グラスゴー (イギリス) において開催され、18ヶ国から約80名の代表が参加し、わが国からも10名が出席した。会議は上記の3議題を含む15議題について、順次報告書の発表とそれに関する自由討論という形で進められ、3日間にわたつて活発な議論が交換された。また、会の運営規約 (Guidance Rules) が審議決定され、3年後の第2回 I.S.S.C. の準備のために、全体の運営を審議する理事会 (Standing Committee) と下記16 (大分類は11) の技術委員会 (Technical Committees) が編成された。

- 1) 外界条件
- 2) 船体にかかる荷重
  - 2a) 静水荷重

- 2b) 波浪荷重
- 2c) 横方向荷重
- 3) 応答および荷重耐力
  - 3a) 主構造における応力分布
  - 3b) 神強板
  - 3c) 上部構造
  - 3d) 構造不連続部
- 4) スラミングおよび衝撃荷重
- 5) 横強度
- 6) 実験計測機器
- 7) 低サイクル疲労
- 8) 材料
- 9) 振動
- 10) 設計理念および設計手法
- 11) 電子計算機の利用

わが国からは、理事会に吉謙が委員として参加し、技術委員会にも (1, 2 参加しなかつた委員会もあるが) それぞれ代表委員が参加して、国際協力のもとに第2回会議の準備を進めた。

第2回 I.S.S.C. は1964年7月デルフト (オランダ) において開催され、18ヶ国から115名が参集し、わが国からも11名が参加した。会議の運営方法などはほぼこの回で標準が定まり、第3回会議もその線に沿つて進行したので、詳細はその項に譲る。この会議の終りに編成された第3回の技術委員会は、第2回のものに若干の整理統合を加えた程度で大きい変化はなく、委員会番号もそのまま踏襲された。

わが国においては、協力態勢をさらに強固にするため、船体構造研究委員会のなかに次の4専門委員会を設けて協同作業を推進した。

1. 波浪・計測専門委員会  
波浪小委員会  
波浪荷重小委員会  
計測小委員会
2. 構造専門委員会  
船体主構造小委員会  
防撓板小委員会  
スラミング小委員会

- 3. 材料専門委員会
- 4. 振動専門委員会

設計小委員会  
 塑性設計小委員会  
 破壊機構小委員会  
 特殊材料小委員会

## 2. I.S.S.C. の運営方法

I.S.S.C. は、1961年の第1回会議の際に制定され、その後の情勢に応じて若干訂正された運営規約によって運営されている。

I.S.S.C. は、世界各国の船体構造および船体強度の研究に従事するものが一堂に会して、共通の問題点について討論したり、研究成果や計画中または進行中の研究について情報を交換すること、外国の研究結果との比較、また必要な場合には測定方法の標準化を検討したり、将来の研究について助言しあつたりすることを目的とする会議である。これらを通じて船体構造設計の改善に役立てることを念願としている。

I.S.S.C. の本会議は、3年に1度、3日を超えない日程で開催され、委員会報告の提出およびこれに関連する討論などを行なうものである。開催地は順次参加国の持ち廻りとし、次回第4回は1970年東京開催が予定されている。

本会議の計画およびこれに関連する必要事項の決定はすべて理事会が行なっている。理事会は各国1名ずつの代表委員で構成され、総員10名以内を原則とする、次期本会議開催までの3年間の常置執行機関である。理事会委員は本会議の総会で選出され、その委員長には次期開催国の代表委員が就任することになっており、現在は吉識が委員長である。

本会議開催の詳細計画および準備は開催国側が担当するが、会議参加招待者の決定は理事会が行なう。会議参加者は、船体構造強度または関連分野の研究または開発事業に従事するもので、本会議における討論に十分寄与しうるものに限定し、その総数は150名を超えないこととされている。

I.S.S.C. にはいくつかの技術委員会が設けられるが、その設置および委員の選任は3年ごとに本会議総会において行なわれる。各技術委員会の分担する範囲は明確に定められ、次期本会議にその報告書を提出しなければならない。各技術委員会の委員は10名を超えないことを原則とし、同一人が二つ以上の技術委員会委員を兼務することはできない。委員長は2期(6年)まで重任することはできるが、3期留任することはできないことになっている。

報告書、討論などの用語はすべて英語のみに限定され

ている。

本会議に提出する報告書は、形式を統一して開催国で印刷し、事前に十分時間的余裕をみて参加者全員に配布され、本会議で十分討論できるよう配慮されている。会議終了後に、討論その他を含めた Proceedings が印刷されるが、これは希望者には実費頒布も行なっている。

本会議の会場設営および会議進行に関する経費は開催国負担であるが、その他の諸経費は参加者の実費負担ということが原則となっており、会議はできるだけ経費を節約して簡素に行なうようにと規定されている。

## 3. 第3回 I.S.S.C.

### 3.1. 概要

第3回 I.S.S.C. は1967年9月11日(月)から15日(金)までの5日間にわたって(うち1日は見学)、オスローのノルウェー船級協会の新築ビル Veritas House において開催された。参加者は17カ国から108名が集り、わが国からは

吉識(東大) 寺沢(阪大) 秋田(石川島播磨)  
 金沢(東大) 福田(九大) 安藤(船舶技研)  
 梶田(海事協会) 藤田(東大) 高橋(東大)  
 八木(阪大) 永井(防衛庁) 広渡(日立造船)

の12名が参加した。

会議は下記日程に従って運営された。

9月11日(月)午前	参加者登録
	理事会 (Standing Commit.)
	および各技術委員会 (Committee Meetings)
	午後 各技術委員会
9月12日(火)午前	開会式
	本会議 (Technical Sessions)
	午後 本会議 (Technical Sessions)
9月13日(水)終日	本会議 (Technical Sessions)
9月14日(木)午前	理事会委員と各技術委員会委員長との合同会議
	理事会
	合同会議 (Group Meetings)
	午後 総会 (Plenary Session)
	新理事会および新技術委員会
9月15日(金)終日	見学会

Committee Meetings は Tab. 1 に示す13の各技術委員会の単独の集りで、いくつかの会議室で併行して開かれた。正式の委員でなく Observer として参加したのも、適宜いずれかの委員会に列席していたようであ

Tab. 1 第3回 I.S.S.C. (1967年 オスロー) 委員会

委 員 会 名	委 員 長	日 本 委 員
Standing Committee	Abrahamsen(ノルウェー)	吉 識
Commit. 1 : Environmental Conditions	Hogben (英)	山 内
〃 2b-I : Wave Loads, Model and Theory	Gerritsma (オランダ)	福 田
〃 2b-II : Wave Loads, Full Scale Statistical	Jourdain (仏)	高 橋
〃 3a : Stress Distribution in Main Hull Structures	Schade (米)	八 木
〃 3b : Stiffened Panels in 3-Dimensional Structures	Clarkson (英)	安 藤
〃 3d : Discontinuities and Fracture Mechanics	Vasta (米)	秋田・金沢
〃 3e : Plastic and Limit Design	秋 田 (日)	藤田・山口
〃 4 : Slamming and Impact	Metzmeier (西 独)	永 井
〃 6 : Experimental Apparatus	Johnson, A.J. (英)	高 橋
〃 8 : Materials Other Than Steel	De Does (オランダ)	寺沢・竹鼻
〃 9 : Vibration	Kuo (英)	熊井・広渡
〃 10 : Design Procedure	Caldwell (英)	耕 田
〃 11 : Numerical Methods	Yuille (英)	

る。これらの会合では、それぞれ本会議に提出する委員会報告の最終検討、報告脱稿後の情勢の討議、written discussion に対する答弁の準備、今後の運営方針に関する意見交換などが行われた。

理事会においては、本会議の進行計画のほか、第4回 I.S.S.C. の開催国、新理事会の構成、新技術委員会の構成などが討議された。

本会議は2日間にわたり13の技術委員会を4区分に分けて、参加者全員の集合した大会場において、順次 Conn (英)、Schade (米)、Jaeger (オランダ) および吉識の司会のもとに行なわれた。各委員会それぞれ約45分

間ずつで、委員長による委員会報告の発表(報告全文はあらかじめ全員に配布されていた)と、これに対する written および oral の討論・質疑応答などが行なわれた。進行順序は必ずしも委員会番号順ではなかつた。

Group Meetings は密接な関連のあるいくつかの技術委員会の合同会議で、今回は

Group A : 荷重関係 (1, 2b-I, 2b-II, 4)

Group B : 応答・強度関係 (3a, 3b, 3d, 3e, 8, 10)

Group C : 振動・計器関係 (6, 9)

の3グループに分れ、それぞれ Lewis (米)、Steneroth (スウェーデン) および Kuo (英) の司会のもとに併行し

Tab. 2 第4回 I.S.S.C. (1970年 東京) 委員会

委 員 会 名	第3回の対応する委員会	委 員 長	日 本 委 員
Standing Committee		吉 識 (日)	金沢(幹事)
Commit. 1: Environmental Conditions	1	Hogben (オランダ)	山 内
〃 2: Wave Loads, Hydrodynamics	2b-I	Gerritsma (オランダ)	福 田
〃 3: Wave Loads, Statistical Approach	2b-II	Bennet (スウェーデン)	高 橋
〃 4: Stress Distribution in Main Hull Structures	3a	Schulz (西 独)	山本・八木
〃 5: Stiffened Panels	3b	Katwijk (オランダ)	山越・安藤
〃 6: Plastic and Limit Analysis	3e	秋 田 (日)	藤田・山口
〃 7: Vibration	9	広 渡 (日)	熊 井
〃 8: Slamming and Impact	4	Abramson (米)	永 井
〃 9: Numerical Method	11	Moe (ノルウェー)	川 井
〃 10: Design Procedure	10	Caldwell (英)	耕 田
〃 11: Fatigue and Brittle Fracture	3d	Nibbering (オランダ)	金 沢
〃 12: Materials Other Than Steel	8	Little (米)	寺沢・竹鼻

て行なわれた。議事の進め方などはグループによつてそれぞれ異なり、なかには問題が大き過ぎてやや散漫な討論に終つたものもあつたようである。

Plenary Session は最後に開かれた総会で、今回の会議の成果を確認し、次期3年間の理事会および各技術委員会の委員を選出し、今後の運営大綱を承認した。またこの総会において次期第4回 I.S.S.C. は1970年夏東京において開催されることが正式に決定された。次期の理事会および各技術委員会の構成は Tab. 2 に示す通りで、吉識および金沢が理事会の委員長および幹事となり、技術委員会は若干整理統合を行なつて12となつた。

総会終了で一応今回の会議を閉じたわけであるが、このあとで、新旧合同の理事会と、編成されたばかりの新技術委員会の会合がそれぞれ開かれ、今後の運営方針などについて予備的な意見交換が行なわれた。

### 3.2. 技術委員会

第3回 I.S.S.C. には Tab. 1 に示すように13の技術委員会が設けられていた。その委員会報告および討論の詳細については Proceedings に譲つて、ここでは、各委員会の outline を簡単に紹介することにする。

委員会報告は、委員会によつて若干の差はあるが、所属各委員から提供された資料を委員長がとりまとめたという形のものが多い。わが国の委員は個人参加という形はとつているが、さきに述べたような造船学会の各委員会、関連学協会の研究グループなど、全国的規模の組織を背景とした立場で参加しており、それぞれの場で十分討議洗練された資料を多数出しているので、I.S.S.C. におけるわが国の貢献度は諸外国でも高く評価されているようである。

#### (1) Commit. 1 : Environmental Conditions

船体構造設計の基準となる大洋の波浪に関する資料を提供することを目的とする委員会である。世界の主要海域の長期の波浪観測資料を蒐集整備しつつあり、波スペクトルの標準化をねらつている。新しい波浪計測機の開発、長期資料の豊富な風速と波浪との関連性、波浪の異常値の長期資料の集積などが今後の問題点となつている。

#### (2) Commit. 2 b-I : Wave Loads, Model and Theory

船体の受ける波浪荷重の流体力学的問題を取扱う委員会で、これまで主として波浪曲げモーメントおよび剪断力の解析、および波浪の長期資料に基づくこれらの荷重の長期分布の推定などに主力を置いてきた。わが国にお

ける短期分布および長期分布の計算をも含めた電子計算機プログラムの開発は注目に値するものである。今後の問題としては、斜波中の波浪荷重、標準波スペクトルの問題、船体横断面に働らく荷重、スラミング、海水打込みの問題などがある。

#### (3) Commit. 2 b-II : Wave Loads, Full Scale Statistical

実船計測によつて波浪荷重の短期分布および長期分布を求め、(2)の委員会の研究結果と対照しながら、船体構造設計の資料をうることを目的とする委員会である。各国における実船計測結果の展望整理を行なつているが、国によつて計数方式も解析方式も若干異なり、標準化は相当困難なようである。

#### (4) Commit. 3 a : Stress Distribution in Main Hull Structures

やや守備範囲の広い委員会で、今回は縦荷重分布形による剪断遅れ、座屈および初期撓みの主構造応力分布に及ぼす影響、大開口の影響、隔壁および肋骨配置の影響、熱応力、主構造と上部構造との相互干渉などを対象として研究した。他の委員会と重複する部分の多いこと、主構造の応力分布についてはほぼ問題が解決していることなどの理由で、解散するか他の委員会と合併するかなどの話も出たが、一応次回もそのままの形が存続することになった。

#### (5) Commit. 3 b : Stiffened Panels in 3-Dimensional Structures

防撓板強度と船体横強度とを対象とする委員会で、船底構造、甲板構造、隔壁構造、骨組構造などを取扱つている。現在のところ弾性解析に主力をおき、塑性設計の立場はとつていない。初期変形を設計にどのように持込むべきかということ、電子計算機利用に伴う諸問題などが討議されている。

#### (6) Commit. 3 d : Discontinuities and Fracture Mechanics

低サイクル疲労破壊、脆性破壊、高張力鋼の応用および脆性破壊防止基準など、主として材料強度のみを対象としている。今回の報告でも前回同様わが国の研究結果が大部分を占めていた。将来の問題として、脆性破壊特性判定の工業的試験法の確立、調質高張力鋼の低サイクル疲労強度の研究、脆性破壊と低サイクル疲労の相互作用の研究などが取上げられている。この委員会は次期は“Fatigue and Brittle Fracture”と改称されることとなつた。

#### (7) Commit. 3e : Plastic and Limit Design

わが国の提議によつて前回発足した委員会で、秋田が委員長をつとめている。今回は各国の研究の展望と文献紹介が主であつたが、次期は、局部座屈と塑性変形を同時に考えた終局荷重すなわち reduced hinge moment, 平板の膜効果, 残留撓み許容限などの design philosophy の研究, post buckling の性状の研究および船体の縦強度, 横強度, 二重底, 隔壁への終局荷重設計の応用などを計画している。

#### (8) Commit. 4 : Slamming and Impact

各国におけるスラミングおよび水面衝撃 (船体に限らない) に関する研究の展望整理を行なつている。今後はスラミングの実船試験資料を蒐集すること, 実船の損傷資料を集めること, 水面衝撃問題をアナロジー法で解くことなどを計画している。

#### (9) Commit. 6 : Experimental Apparatus

船体構造研究に用いられる計測機器の展望紹介を目的とする委員会で、今回は計測-記録-解析の一貫のシステム, 統計的計測機器, 振動計などに主力を注いだ。委員会存続の希望も強かつたが、理事会の審議によつてこの委員会は今回で解散することになり、第4回 I.S.S.C. には委員会報告という形ではなく、各国の機器の展望を高橋個人が提出するよう要請されている。

#### (10) Commit. 8 : Materials Other Than Steel

アルミニウムとプラスチックについての基礎的研究およびそれらの船舶への応用についての展望を行なつた。この方面の進歩はめざましいので、今後もこの作業を続け、さらに木材の応用についても研究する方針のようである。

#### (11) Commit. 9 : Vibration

各国の船体振動の研究を展望しているが、ここでもわが国の造船研究協会の振動研究部会 (部会長 熊井) の研究成果がその主要部分を占めている。次期は広渡が委員長となつて、蒐集データの有効利用, 巨大船の特異振動, プロペラ起振力, 減衰, 振動許容限などに検討を加えることになつている。

#### (12) Commit. 10 : Design Procedure

この委員会は前回までは "Design Philosophy" と称していたものである。これもあまりに対象が大き過ぎるので、今回は構造物に対する適当な作用応力はどれだけか、最大許容撓みはどれだけかというような、設計の適否を判断するための適当な構造設計基準の検討に主力を注いでいる。設計基準の決め方として、従来の決定論的

手法ばかりではなく、新しい確率論的手法の有用性を説いているが、実用するためにはまだ研究すべき多くのことが残されているようである。今後さらに、所要強度の決定, 負荷能力の決定, 通常使用状態と局限状態との間の予備強度の決定等の分野で研究を進めていく計画である。

#### (13) Commit. 11 : Numerical Methods

電子計算機の応用をも含めた各種計算法の検討を行なう委員会で、今回は非線型問題の解法に関するものと、最近めざましい発展をとげた有限要素法に関するものに重点を置いている。この委員会にはこれまでわが国の委員は参加していなかつたが、次回から川井が参加することとなつた。

### 4. 第4回 I.S.S.C.

第4回 I.S.S.C. は Tab. 2 に示したような委員会構成をもつて、1970年8月31日から9月4日までの5日間、東京において開催されることとなつた。

国内においては造船学会が主体となり、日本学術会議後援という形で開催される予定である。各技術委員会に対する準備としては、従来通りに船体構造委員会内の各専門委員会および小委員会または関連学協会の各種研究グループなどとの協力態勢を続けていくことになつている。一方運営面においても強力な推進機関が必要とされるので、さきごろ造船学会内に "第4回 I.S.S.C. 日本組織委員会" が結成された。これは関連のある官庁、大学、研究所、学協会、造船工業会、船舶振興会、その他諸団体の代表を委員とする委員会で、会議の実行計画の作成、必要経費の調達などの準備を行なうことになつている。細目の実行は、この下に設けられた実行委員会およびいくつかの小委員会が行なうことになつており、すでに活動を開始している。

世界第一の強大な造船国として列国の注目を浴びているわが国に、また I.S.S.C. 創設の口火を切つたわが国に、この会議を迎えることはきわめて有意義なことであると、関係者一同大きい期待をもつて努力を続けている。本会議の招致を十分意義あらしめるよう、大方諸賢の御理解と御援助をお願いする次第である。

### 正 誤

本誌6月号「インド向けタグボートと大洋漁業のF.R.P. 漁艇」の記事中、108頁左欄下から15行目「1957年に……」とあるのは「1967年」の誤りにつき訂正いたします。

# 巨大タンカーの風上旋回制動と曳船

谷 初 蔵  
東京商船大学

— 特に船橋配置の影響について —

## は し が き

巨大タンカーが満載状態で泊地へ進入するときは、数隻の曳船が操船の補助動力として附添つて、ゆきあし制動力となつたり、舵の代りをつとめたりする。後者の仕事は舵船(かじぶね)と通称されていて、操船用曳船の重要な作業の一つになっている。

小論で取りあげるのもこの舵船としての曳船の作業能力であるが、それを巨大タンカーの風上旋回制動という作業を通して考えてみようと思う。

ここに風上旋回と言うのは、風圧を受けて航行する船舶が風上に向つて旋回し勝ちになることである。帆走艇に親しい人なら、艇首が風上に切り上がる(風上旋回)のを抑えるためたえず風下舵(リーヘルム)をとつておくことを知っている。理由は言うまでもないが、風圧差(リーウェイ)にもとづく水圧中心が、艇首、尾付近を除く風向に対して風圧中心より艇首側にあるためである。超大型タンカーも全く同じ性質を持っている。曳船の作業は帆走艇の風下舵と言うことになる。

風が強く、それにくらべて速力が低いと、風圧、水圧の中心は変わらないが、水圧力そのものが風圧力にくらべて小さくなるから、逆に風下旋回をすることもある。その境界は風速と船速の比で定まるので、この種の問題では  $V_a$  (相対風速)/ $V$  (船速) をものさしに使う。したがつて風はそれほど強くなくても、速力が非常に低いと  $V_a/V$  の値は大きくなるから、船首が風下に落ちることもある。

しかし、2~4ノットの速力で狭水路を進行していると考えれば、曳船の作業限界風速程度の風では  $V_a/V$  がさほど大きい値にはならず、風上旋回とみてよいであろう。

### 1. 曳航力と風向、風速、曳航点の関係式

風が吹き始めた時からの船の運動経過を追跡すれば、その運動(風上旋回)を制動するための曳船の力や配置が分かるが、それには船の加速運動を解くという手数がかかる。加速運動を扱うかわりに、曳船が有効な力を発揮してタンカーの風上旋回をくい止め、タンカーが予定の針路で進行している状態に着目する。これを描いたのが図1である。

タンカーの速力を一定と仮定すれば、風圧抵抗、水抵

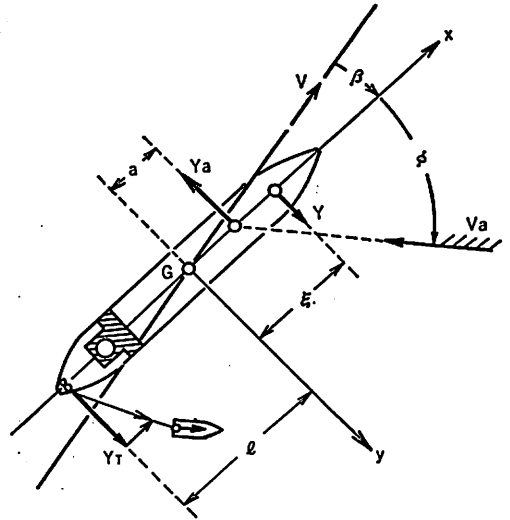


図1 風上旋回制動と曳船

抗、曳船曳航力はつり合っているから、次の関係式が成り立つ。

$$Y_T - Y_a + Y = 0 \quad (1)$$

$$N_T + N_a + N = 0 \quad (2)$$

$Y, N$  : 水の横抵抗および重心まわりの水抵抗モーメント,

$Y_a, N_a$  : 風圧横抵抗およびモーメント,

$Y_T, N_T$  : 曳船の横曳き曳航力(または横押し力)およびそのモーメント。

タンカーはゆきあしを持っているので、曳船は斜め前方に曳航しなければならぬ。したがつて曳航力はタンカーを進行方向に加速する成分をもつが、これは小さいと仮定し、タンカーの速力は一定であるとする。そうして当面進行方向( $x$ 軸)の力のつり合い関係は省略しておく。

風圧横抵抗  $Y_a$  は慣例にならつて G. Hughes の実験式を使い、次のように書く。

$$Y_a = \frac{1}{2} \rho_a C_Y C_V V_a^2 (A \cos^2 \phi + B \sin^2 \phi) \quad (3)$$

$\rho_a$  : 空気密度  $= 0.125 \times 10^{-3}$  (ton  $\cdot$  s $^2$ /m $^4$ ),

$A$  : 水線上船体正面投影面積 (m $^2$ ),

$B$  : 水線上船体側面投影面積 (m $^2$ ),

$\phi$  : 相対風向(船首から測る) (deg),

$C_Y$  : 風圧横抵抗係数。風圧合力係数を  $C_a$ , 風圧合力角を  $\psi$  とすれば  $C_Y = C_a \sin \psi$  である。

(3) を簡単な形にしておくために

$$\alpha(\phi) = \frac{1}{2} \rho_a C_Y (A \cos^2 \phi + B \sin^2 \phi) \quad (4)$$

と置けば、風圧横抵抗は

$$Y_a = \alpha(\phi) \cdot V_a^2 \quad (5)$$

風圧モーメント  $N_a$  は、タンカー重心（満載状態では  $\bar{x}$  にはほぼ一致するので、以後重心は  $\bar{x}$  にあると仮定する）から風圧中心までの距離を  $a$  とすれば、

$$N_a = -a \cdot Y_a \quad (6)$$

である。この場合  $a$  にも正負の区別をつけて、重心より船首側に風圧中心が来るときは  $a > 0$ 、船尾側の場合は  $a < 0$  とする。

水の横抵抗  $Y$  には多少問題がある。先に仮定したようにタンカーの運動状態は、曳船によつて風上旋回をくい止めているので回頭運動を持たない。つまりタンカーの回頭角速度  $\omega$  はゼロである。しかし船体は予定の船首方位を保つたまま風下に圧流されているので、船体には斜め船首  $\beta$  の方向（図 1 参照）から水流があたる。 $\beta$  はいわゆる風圧差である。この風圧差は風があまり強くなければ、今の場合小さい角であろうと予想される。それでまず  $\beta$  をあまり大きくはならないと仮定する。具体的な数字で言えば、たかだか  $10^\circ$  程度までとみなすことにする。

このように考えたときは、横抵抗  $Y$  を大体において次の簡単な形で表わすことができる。

$$Y = Y_{\beta 0} \cdot \beta \quad (7)$$

$Y_{\beta 0}$  は、操縦性関係者の慣用の記号であるから用いたままで、比例常数である。つまり (7) は横抵抗  $Y$  が風圧差  $\beta$  に比例することを表わしている。 $Y_{\beta 0}$  の値は適当な模型実験によつて求める。

水抵抗モーメント  $N$  も、 $Y$  と全く同じように扱うことができるが、ここでは風圧モーメントの表わし方 (6) にならつて、

$$N = \xi \cdot Y \quad (8)$$

$\xi$ : 重心から水圧中心までの距離 (m)

重心より船首側へ正とする

のようにする。厳密には水圧中心位置  $\xi$  は風圧差  $\beta$  とともに移動するのであるが、 $\beta$  が  $10^\circ$  程度まではその移動はごく僅かであるから、これを一定と仮定する。

最後に曳船の曳航力モーメントも、抵抗モーメントと同様に表わして

$$N_T = l Y_T \quad (9)$$

$l$ : 重心から曳航点までの距離 (m)

重心より船首側へ正とする

とし、以上に求めた力およびモーメントを (1)、(2) に入れて整理すると

$$Y_T = \alpha(\phi) V_a^2 - Y_{\beta 0} \cdot \beta \quad (10)$$

$$l Y_T = a \cdot \alpha(\phi) V_a^2 - \xi \cdot Y_{\beta 0} \cdot \beta \quad (11)$$

である。これから  $\beta$  を消去すれば、曳船の所要曳航力  $Y_T$  と、風向、風速、風圧中心および曳船の配置との関係が次の式で表わされる。

$$Y_T = \frac{\xi - a}{\xi - l} \cdot \alpha(\phi) \cdot V_a^2 \quad (12)$$

曳航力  $Y_T$  が風の強いほど大きいこと、曳航点を水圧中心に近くとるほど大きくなること、正横付近の風で最も大きくなること、また船尾を曳航するときに最も少ない曳航力で済むことなどが上式からただちに分るが、現実の問題として、ある馬力の曳船を使つて制動作業をする場合、その作業の可能な風速限度も上式から推定することができる。

(12) はタンカー船体の 1 箇処を曳航して作業する場合であるが、2 箇処以上に曳船を配置する場合には、 $Y_T$  の代りに

$$Y_T = Y_{T1} + Y_{T2} + \dots, \quad (13)$$

$N_T$  の代りに

$$N_T = l_1 Y_{T1} + l_2 Y_{T2} + \dots \quad (14)$$

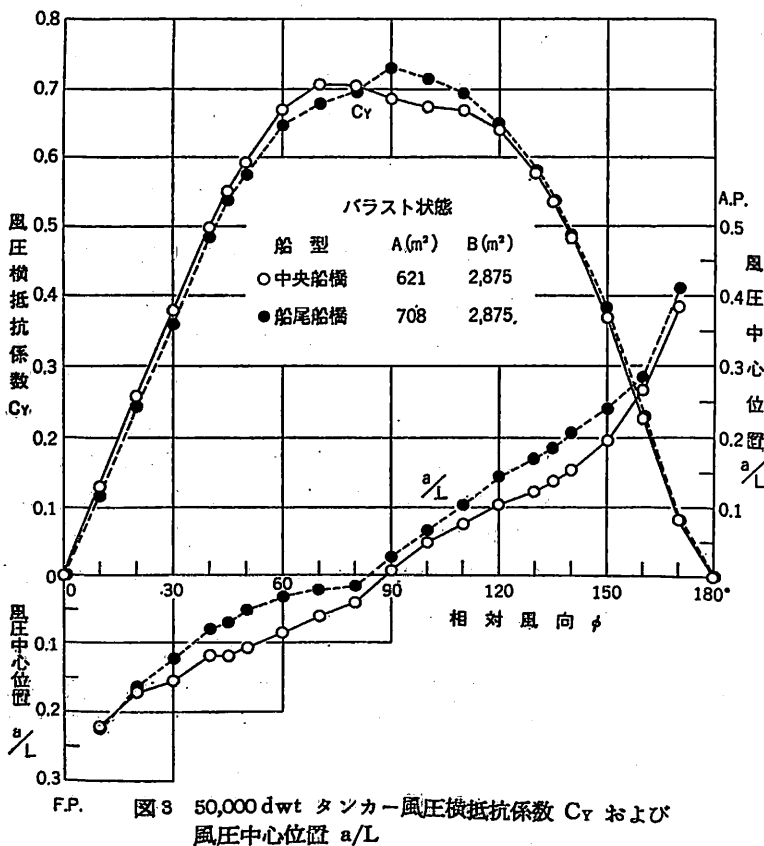
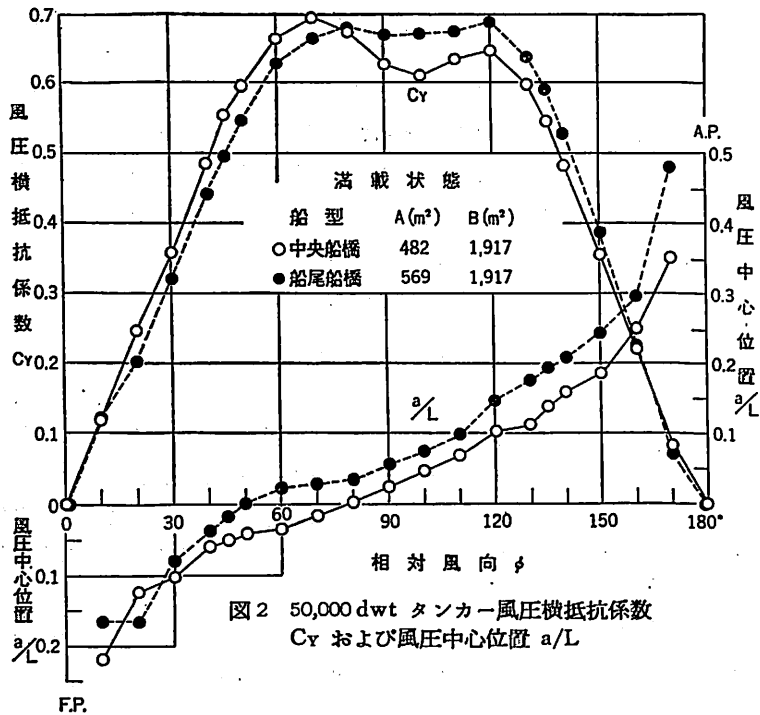
とおけば、(12) に対応する関係は次のようになる。

$$Y_{T1} (\xi - l_1) + Y_{T2} (\xi - l_2) + \dots = (\xi - a) \alpha(\phi) V_a^2, \quad (15)$$

## 2. 50,000 dwt タンカーについての試算

上に導いた簡単な関係を具体的な数値について眺めることにする。供試船は 50,000 dwt のタンカーで、超大型タンカーとしては材料不足の観があるが、特にこれを選んだのは、船橋の配置を変えて行つた風洞実験の新しい資料（文献 1）を入手したからである。実験は、船橋の位置を中央部と船尾部とに変えただけの同じタンカーの 1/185 模型について、2m の角型風洞で行われている。まずその成績の中から、風圧横抵抗係数  $C_Y$  と風圧中心位置  $a/L$  を図 2（満載）および 3（バラスト）に再録した。船尾船橋にすると正面投影面積が、中央船橋にくらべて約 15% 増している。風圧横抵抗の値はそれほどの差を示していないけれども、風圧中心位置がほぼ予想されるとおりずれている。風圧中心位置のこのような移動は、(12) によつて曳船の曳航力に影響をもつのである。





### (1) 船首または船尾を曳航する場合

タンカーの船首かまたは船尾に曳船を配置して（曳船の数はかならずしも1隻とかぎらず、同じ曳航点を2隻以上で曳航してもよいとする）、風上旋回を制動する場合に、与えられた曳航力で制動できるような風速限界を求めたのが、図4（船首曳き）および図5（船尾曳き）である。

図4と5を比較すれば、船尾を曳航する方がずっと有利であることがわかる。たとえば正横付近の風するとき、船尾曳航（図5）で曳航力20 tonによる制動可能な限界風速は約8 m/sであるが、船首曳航（図4）の同じ曳航力に対しては約4.5 m/sにしかならない。

限界風速は、相対風向70°ないし120°の風に対して最も低くなっている。これはもちろん横風が最も操船し難いことを物語っている。横風を受けて長い水路を低速航行する場合には、曳船1隻ならばかなり馬力の大きいものが必要である。しかもそれを船尾付近に配置しておくべきである。

船尾曳航の場合（図5）についてみると、船尾船橋船の限界風速は中央船橋船のそれよりも低い。その差は、曳航力20 tonの場合で0.5~1 m/sであるから、まだそれほどものではないが、風が強くと曳航力を増してゆくと軽視できないものになる。図6は、斜め後方120°の風を受けて、船尾曳航で制動するとき必要な最少限の曳航力を、風速に対して示したものである。相対風速12 m/sまで曳船

の作業ができると仮定すると、中央船橋船に対しては所要曳航力 44 ton であるが、船尾船橋船に対しては 53 ton を必要とする。この約 10 ton の差が、現実の問題として、軽視できぬような場合もありはしないかと思う。ついでながらここで曳航力と言っているものは、冒頭に述べてあるように、旋回制助のためタンカー船体へ実際に加えるべき力であつて、曳船の呼称曳航力（ボラードプル）ではない。したがつて、本文の所要曳航力を出し得る曳船は、作業時の前進常数がゼロでないことによるスラストの減少と、曳索がタンカーの船体中心線にかならずしも垂直でないことに対する余裕を、所要曳航力に加算したスラストを発揮できなくてはならない。

(2) 船首および船尾を曳航する場合

船首、船尾に同一出力の曳船を配置した場合の計算を図 7 に示す。この曳航法によつても、船尾船橋船の限界風速が低い。

(3) 船尾曳航と船首尾曳航の比較

曳航力の合計が同じならば、これを船首尾に配分するよりも、船尾に集中する方が有利である。図 8 に中央船橋船についての比較を示す。合計曳航力を 30 ton とした場合の計算であるが、このうち 20 ton を船首に配置する方法と、30 ton を船尾に集中させる方法とでは、正横付近の風向において、限界風速に 3 m/s に近い開きがある。

(4) 船橋配置と曳航法

同じ曳航法で比較したところ

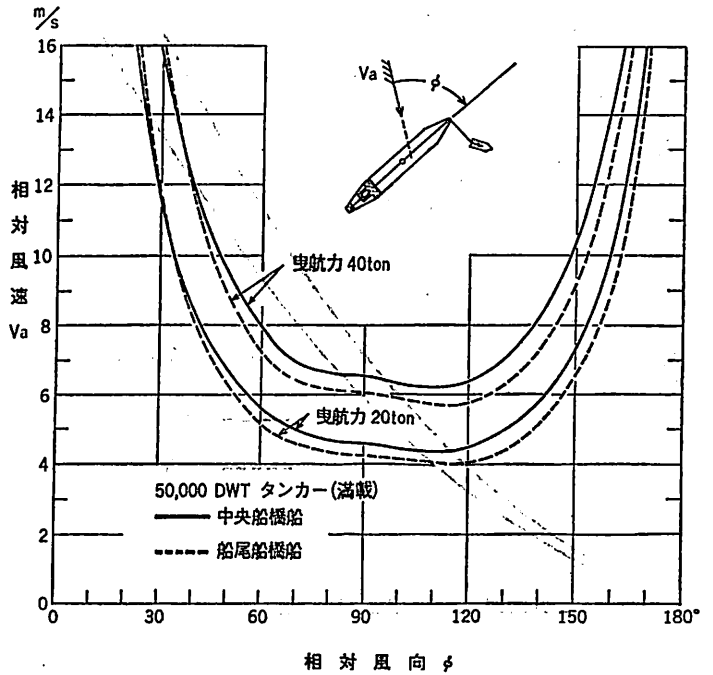


図 4 風上旋回制助の可能な風速限界（船首を横曳きする場合）

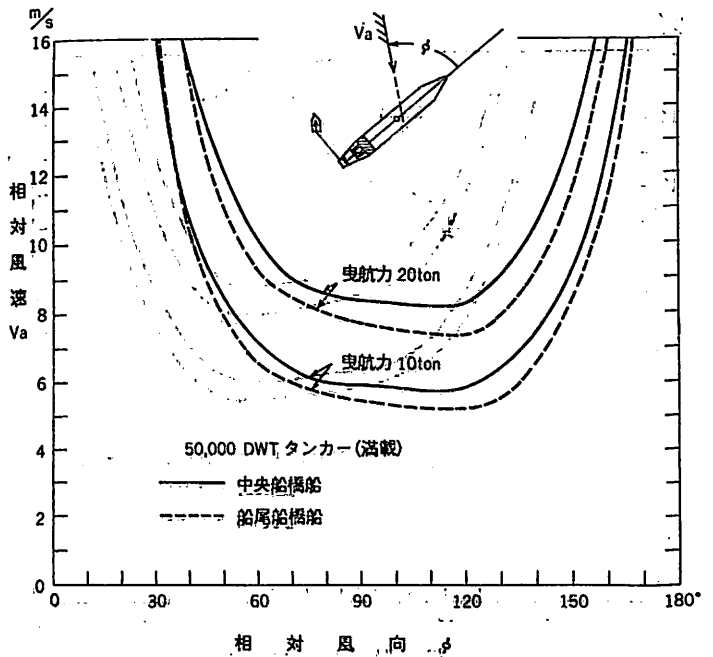


図 5 船尾を横曳きする場合の曳航力

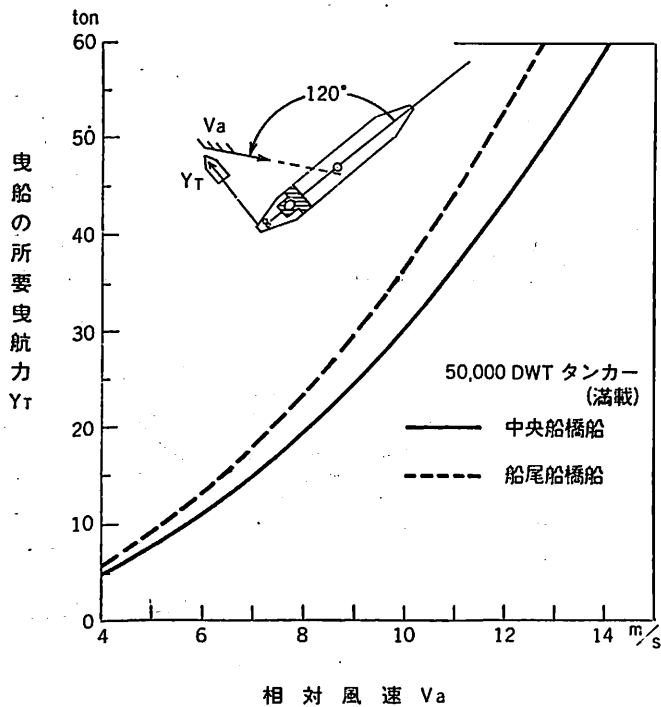


図6 船橋の配置と風上旋回制動の曳船曳航力 (斜め後方の風を受け、船尾を曳航する場合)

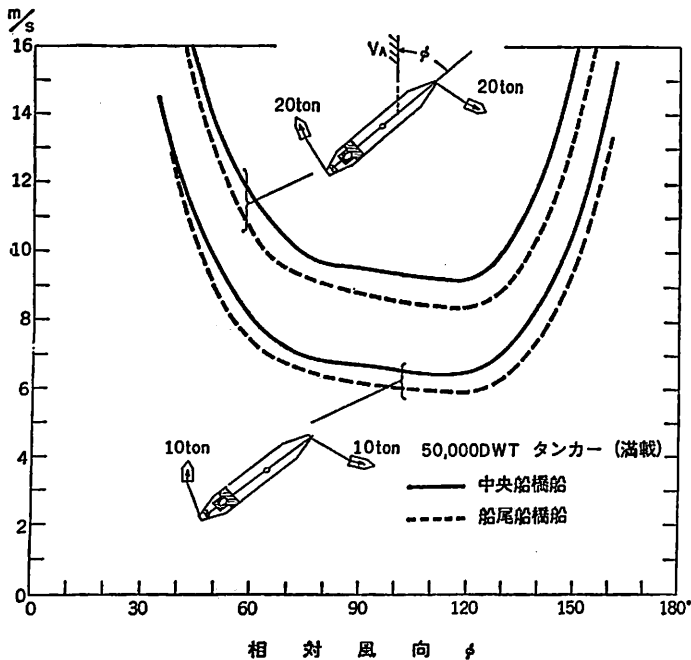


図7 船首および船尾を横曳きして制動する場合

では、船尾船橋船の不利であることが上述の比較によつてわかるが、曳航力の合計が同じであるとき、曳航力の配分如何によつて船尾船橋船の限界風速が中央船橋船より高くなることがある。図9がその比較である。船尾船橋船において、30 ton の曳航力を船尾に集中した場合と、船尾へ 20 ton 船首へ 10 ton の配分にした場合の二つを、中央船橋船に対比したものである。ただし後者の曳航力配分法は、前項 (3) で見たように最も不利な配分 (船首の曳航力を多くする配分) である。船尾曳航の有効なことは、船尾船橋船が 20 ton の曳航力を船尾に集中した場合の曲線と、中央船橋船の曲線 (合計曳航力 30 ton) を比較してみればよくわかる。曳航力が 10 ton 少く、しかも船尾船橋であるにもかかわらず、これより曳航力の多い中央船橋船の船首への重点的配分の曳航法と、ほぼ同じ操船性が得られるのである。

### 3. 風圧差と浅水影響について

船の速力が低い場合の話であるから、風が強いときには横流れの速度が相対的に無視できない大きさになり、風圧差  $\beta$  がかなりの値となる可能性がある。こうなると船の運動を記述するのに線型方程式では済まされなくなる。それをここでは初めから  $\beta$  は小さいものと仮定した。単に風圧による圧流運動を論じるのではなく、その圧流を曳船で制動している場合であるから、 $\beta$  についての仮定は無理ではないと思われる。 $\beta$  を求める式は上述中には省略した

が、これは

$$\beta = \frac{l-a}{a-\xi} \cdot \frac{Y_T}{Y_{\beta 0}} \quad (16)$$

によつて計算できる。この式には抵抗微係数  $Y_{\beta 0}$  が入っているので不便であるが、これの無次元値  $Y_{\beta 0}'$  を 0.323 と仮定して計算すると、 $Y_T=30$  ton, 相対風向  $120^\circ$ , 船尾曳航で速力  $1.5\text{m/s}$  (約 3 ノット) の場合、中央船橋船では  $1.9^\circ$ , 船尾船橋船では  $1.5^\circ$  となつてかなり小さいものである。この風圧差に関しては船尾船橋船のほうが小さいようである。1000 m 前進する間に風圧差によつて風下に流される距離は、中央船橋船では約 34 m, 船尾船橋船で 27 m である。

なお水圧中心位置  $\xi$  の値については、供試船のデータはないので、SERIES 60 HULLS (文献 2) の中から、 $L/B=7, C_B=0.8$  の船型に対する抵抗微係数:

$$Y_{\beta}' = 0.323, N_{\beta}' = 0.086$$

を仮りに用いて推定した。

曳航力の算式 (12) と (15) には、水抵抗は直接には消えていて、水圧中心位置  $\xi$  として含まれている。もし水圧中心位置が浅水影響を受けて変るものとすれば、 $\xi$  を水深と喫水の比  $h/d$  に関係づけることによつて、曳航力と浅水影響の関係が分るはずである。しかし水圧中心の変動がよくわからない。手許にある資料 (文献 3) を利用して当ててみると、浅水では水圧中心がいくらか重心に近付き ( $\xi$  が減少し)、運河ではさらに重心に近付く傾向がみえる。そうだとすると船尾曳航の例で言えば限界風速は幾分上昇し、あるいは所要曳航力がいくらか少くなる。しかしその程度は不明である。

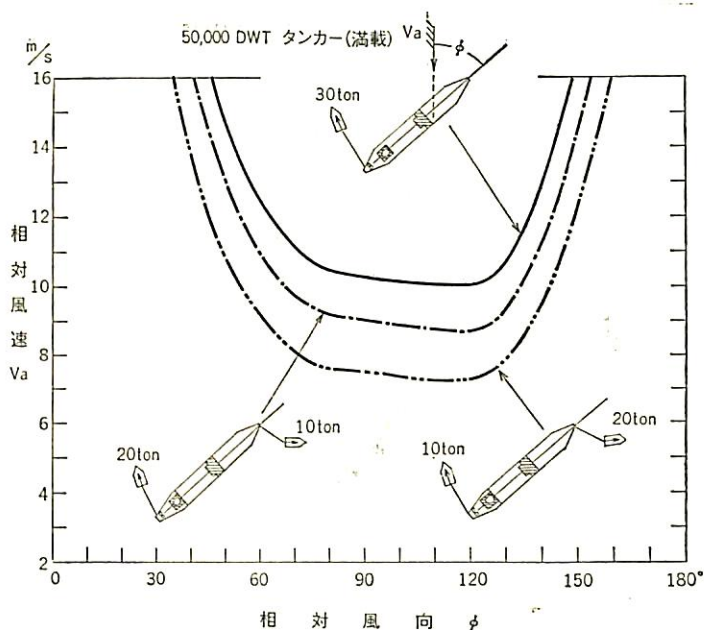


図 8 曳引力の配分の効果 (中央船橋の場合)

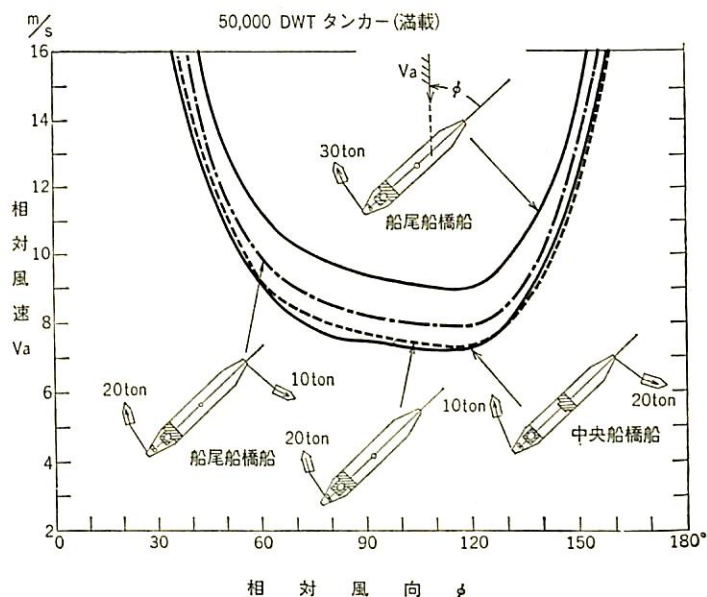


図 9 曳航方法と船橋の配置

横抵抗微係数  $Y_{\beta}$  は手許の資料 (文献 3) でみると浅水でかなり増し、運河ではさらに大きくなるから、(16) の式から  $\beta$  は浅水では減少するであろうと思われる。しかしこれには分母の  $\xi$  も関係するので、はつきりした数字はわからない。

## む す び

小論で扱った運動状態は、風が吹き出して超大型船が風上旋回を始めたとき、それを曳船で制動しはじめてから、十分時間が経過した後予定の針路を保つて航行している状態である。長い水路を風圧影響下に航行する場合には、このような扱い方で曳船の作業力を解析できると思われる。(12)の式の右辺の $\alpha(\phi) V_a^2$ は風圧横抵抗であり、曳船の曳航力 $Y_T$ はこの風圧横抵抗に比例して増すから、その意味では満載状態よりもバラスト状態に問題がある。図2と3をくらべると、抵抗係数は似ているが、風圧中心位置が満載状態とバラスト状態では多少ちがいが、このちがいは船尾船橋船でやや顕著である。このような事情が曳航力にどのように現われるかを、満載状態と比較して示すと興味があるが、バラスト状態でトリムの大きい場合の水抵抗中心位置について、利用できる資料がないため割愛した。

バースに接近し、しかも水面に余裕のないところで、ごく低速のため風上旋回を始めたというような場合の曳船作業力は、小論の方法とは別のアプローチで調べなければならない。この場合には、あまり一般論に執したのでは意味がないので、ある程度境界条件を与えて検討する必要があると思う。たとえば制動作業を始めてからの超大型船の運動を許し得る水面の広さを与えると、か、制動作業を始める前の超大型船の運動状態を指定すると、か、というような準備が必要であろう。

以上小論で判明した点をまとめると次のようになる。

(1) 水路を低速航行中に、曳船によつて風上旋回を制動し、保針するためには、船尾付近に曳航力(または横押し力)の主力を配分するのがよい。船首の曳航力の効果は低い。

(2) このような風上旋回の制動という点からみると、船尾船橋船に対しては曳船曳航力を、中央船橋船より多く用意する必要がある。50,000 dwt タンカーについて言えば、相対風速が10 m/sを越えるようなときは、1,000 軸馬力(これは曳船の推進型式によつて異なるが、大雑把に100 馬力・1トンとして)以上の曳船1隻に当たる。

(3) 曳船で制動して保針できても、風下に流れる距離は、水路航行中の普通の速力で、限界風速付近の風に対し、航走距離1000 mあたり20~30 m、あるいはそれを越える可能性があるから、水路の事情により圧流を極力避けたい場合には、船尾曳航力を増す必要がある。

(4) 船尾に曳船を配置すると、作業の状態によつては曳索を巨大船のプロペラに巻きこむ失敗の虞れがあつて、風上旋回制動を船首の曳船配置で行うことがある

が、すでに述べたようにこれはかなり不利である。船尾配置に上述の不安があれば、船体後部でなるべく船尾寄りに配置するのが得策である。

## 参 考 文 献

- 1) Wagner, B.: Windkräfte an Überwasserschiffen; Schiff und Hafen, Heft 12, (1967), S. 894~900.
- 2) Jacobs, W.R.: Estimation of Stability Derivatives and Indices of Various Ship Forms, and Comparison with Experimental Results; Davidson Laboratory Report 1035, Sept. (1964).
- 3) Brard, R.: Maneuvering of Ships in Deep Water, in Shallow Water, and in Canals; SNAME, Vol. 51, (1951), pp. 229~257.

## —日本造船工業会—

### 創立20周年記念懸賞論文募集

社団法人日本造船工業会(東京都港区芝琴平町35, 電話502-2010~1)は創立20周年記念として懸賞論文を募集している。次にその概要を摘記するが、詳細については同会総務部総務課に問合せられたい。

#### ○ 論文の内容

第1類 わが国造船業の将来に関するもの。

将来(一応10~20年後を目途とし、さらに長期にわたっても差支えない)における造船業のビジョンに関するもの。例えば造船業のあり方または技術開発の動向その他首題テーマに相応する内容を持つもの。

第2類 わが国造船業の現在における体質改善の具体策に関するもの。

例えば、コスト低減・能率向上・生産方法の改革・電子計算機の活用・労働力の確保など造船企業の今後の発展に役立つ具体的内容を持つもの。

○ 応募資格 制限なし、グループによる応募も差支えない。

○ 原稿枚数 図表または写真等を含め、400字詰原稿用紙50~100枚程度(横罫)。

○ 締切り 昭和43年11月30日

○ 賞(各類ごとに)

第1席(100万円) 第2席(50万円)

第3席(20万円) 佳作(5篇以内5万円)

○ 入選発表 昭和44年3月31日

○ 審査委員 委員長 日本海事協会会長山県昌夫氏ほか13名

# 船体水浸部の腐食を完全に防ぐ外部電源方式電気防食装置

鎌原正夫  
株式会社 東京計器製造所

## 〔その1〕 経済的効果

### はじめに

最近わが国で建造される大型・高速の輸出船には相当多数の外部電源方式電気防食装置が装備されつつある。これは船体水浸部を完全に防食することによつて船体の維持費の低減のみでなく燃料費の節減、稼働時間の延長など経済的効果が認識されてきたからである。

わが国では各種の自動化による乗員の減員や経費の節減を世界に先鞭をつけたが、外部電源方式電気防食によつて完全に水浸部の防食を行ない大幅な経費の節減はまだ行なわれていない現状である。それはこの装置が商船に実用に供されてから日がまだ浅く、その経済的効果を数値的に表わしたものが無いため採用に躊躇されているものと思われる。

最近“CATHANODE”(アメリカ政府登録商品名)“MACAPS”(日本政府登録商品名)で有名な外部電源方式のメーカーであるアメリカのロッキード社が自社および各国での実験・体験から経済的効果をまとめた小編が到着したのでその内容を紹介しあわせて次号から外部電源方式電気防食装置の理論と実際を、またさらに紙面が許せば昨年4月ロッキード社のものを装備した国鉄青函連絡船「石狩丸」について測定データなどを紹介しご参考に供したい。

## I. 技術的説明

### 1-1 腐食の理論と電気防食

#### 1-1-1 船体腐食のしくみ

腐食は金属が化学的、電気的、電気化学的の反応によつて破壊される現象である。これらの反応は同時にあるいは個々に起こる。海水中の鋼の腐食は電気化学反応で海水中の鋼板は非常に多くの小さい電池(フラッシュライトの乾電池のような)の集合と考えられる。この腐食電池の2つの電極は1つが陽極(Anode)他方は陰極(Cathode)として知られている。陽極と陰極の間に電流が流れるとこの電極の間にある海水に電気化学反応が生じ、陽極では鉄は腐食溶解してゆき陰極では苛性ソーダの場合と同様に水酸化イオンが発生し、ある状態では水素ガスが発生する。

#### 1-1-2 船体腐食の防止

電気防食では外部に設けられた陽極から海水中の鋼板

に流れる腐食電流を「打ち消す」あるいは「中和する」電流を流してやる。このため鋼板のすべての部分は大きな電池の陰極となり腐食しなくなる。塗装された水中の鉄構造物の電気防食では流す電流量を調節することが大切である。電流量が調節されないと多量の水酸化イオンや水素ガスを発生して短期間に塗装被膜をこわすことがある。電流密度は金属固有の電圧、分極、電位に関係し、電流が多く流されればいつそう(一)になる。現場では電流密度を測ることは困難であるので実際には電圧または電位を測つて電流密度を決める基礎としている。この理由で普通分極計で測つて金属が正しく防護されているかどうかを決めている。

### 1-2 外部電源防食による防食の例

#### 1-2-1 アメリカ海軍

外部電源防食による船体、舵、ストラット、バレル(シャフトブラケット)、シーチェストの修理費の低減は“Economics of Cathodic Protection of U.S. Navy Ships”にかなり詳しく記されている。この文章のある部分は後の章で引用してある。

#### 1-2-2 小形タンカー

改装 T-2 形タンカー “Angelo Petri 号”(19,000 DWT)の外部電源電気防食による水浸部船体の維持費の節減も附表に記載されている。

大きな例(200,000 ft<sup>2</sup>)として10隻のアメリカ海軍駆逐艦によつて得られた経費節減の例を FDL Ship(後で説明)の場合には舵、ストラット、バレル、シーチェストの経費節減はどのようになるかの集計をとつているが、船体に対する経費節減の例としてはより確実なデータとして Fig. 1, Fig. 2 に示したように Angelo Petri 号のものを採用した。

#### 1-2-3 大形タンカー

アメリカ石油協会運輸部門の1964年の年次会合で述べられた「大形タンカーに適用された外部電源防食装置の実験」で Humble Oil and Refining の R.X. Coldwell 氏は経費節減について報告している。この記事に適切な例として次のことが書かれている。「Esso Gettysberg 号は3年後の1960年にドライドック入りしたが船底検査の結果、水浸部外板にひどいピッチング(あばた)とリベットの損耗が発見された。この腐食の

ために船底外板はただちに取替えられたが、外板交換費 60 万ドルと稼働時間のロスを入れると 100 万ドルの損失になる」この 38,000 DWT タンカーの水浸面積は約 90,000 ft<sup>2</sup> (8,400 m<sup>2</sup>) である。もしこの船が最初から外部電源電気防食装置を装備していたならば 3 ドル 70 セント /ft<sup>2</sup> (14,320 円/m<sup>2</sup>) の経費節約ができたであろうことを悟らせている。このタンカーが Hurton ship Channel で稼働してからはなはだ珍しい量の損耗であるので上記のデータは FDL ship にあてはめてはいない。(後の章で説明)

### 1-3 塗装寿命の延長

#### 1-3-1 塗装損耗のしくみ

ここで記載されている塗装損耗には摩擦や生物付着から生ずるものは含んでいない。塗装は半透性の被膜であるので酸素を含んだ少量の湿気は塗装被膜の下の金属に浸みこんでいくが、その速度は表面の処理、塗装の仕方、使用するペイントの種類によつて急速にあるいは数年もかかる。

鉛丹 (Red lead) ジンクロ (Zinc, chromatic) のような錆止めプライマーを使用すると湿気と酸素の存在は腐食の最初の原因にはならない。塗装被膜の浸透性のためにこの錆止めプライマーは顔料を凝結したり分解する水蒸気によつて溶解するまでは腐食を防止することができる。この錆止め顔料が分解してくると溶解酸素は鋼外板を腐食し始める。もし電気防食が適用されると防食電流は塗装被膜の抵抗の少ないところを通つて外板に流れ、鋼が腐食することを中和する。

#### 1-4 プロペラの腐食、キャビテーションおよびエロージョン

Eisemberg と Preiser は 1965 年 11 月発行の Society of Naval Architects and Marine Engineers の第 6 巻でキャビテーション損害の機構と防止法を述べている。この中で腐食、キャビテーション、エロージョン(浸食)を説明するために 3 つの原因をあげている。すなわち

- ① 機械的
- ② 電気化学的
- ③ 機械的と電気化学的の組み合わせ

P. Field, L. M. Mosher と A. J. O'Neil は「プロペラ性能低下とその防止についての問題点」において電気化学的原因から説明している。両氏とも電気防食がキャビテーション浸食を防ぎ、あるいは除去するに効果的な方法であると説明している。

##### 1-4-1 機械的原因

もしキャビテーション浸食が機械的原因によつて生ず

るものであるならば金属は真空泡の崩壊でプロペラに引つ張られる。この仮説が正しいとすると電気防食は水素ガスが発生するに十分な電流を流さなければならない。これには電流密度を 50~150 mA/ft<sup>2</sup> にすれば生ずる。水素ガスの発生は真空泡を早期に崩壊させる原因となりプロペラ金属上加わる衝撃の力を減じさせることは理論づけられている。もしキャビテーションの原因が電気化学的であるならばこの防護法は船体を防護すると同じ方法でプロペラにも行なえる。Mosher 氏は最近の報道(1966 年 11 月 8 日付)でマンガンブロンズプロペラを装備した 3 隻のタンカーに外部電源防食装置を装備して実地試験を行ないキャビテーションが非常に減少したことを明らかにした。このタンカーは次の 3 隻である。

- a. Tattovax, Mobil: T-2 形タンカー Bethlehem Steel 建造 1956 年 3 月外部電源防食装置を装備
- b. Pennsylvania, Texaco: 1955 年 4 月外部電源防食装置を装備
- c. Miami, City Service: 1956 年 10 月外部電源防食装置を装備

キャビテーションの除去はオランダ海軍の 11 隻の駆逐艦と Scripps Institute of Ocean Graphy の海洋調査船 Argo 号についても記述された。

##### 1-4-2 キャビテーションに強いプロペラ材料

新しい合金 Nialite と呼ばれるニッケル・アルミニウム・マンガン青銅は古い形の金属よりもキャビテーションに強い。しかし、Sun Ship で建造された U. S. ラインの 6 隻の高速艇は激しいキャビテーション腐食にやられた。すなわちニアライトスクリューの後縁部にピッチング(あばた)と損耗を生じニアライトの消耗は 55 日間に 3/8 インチにも達した。またインガルスで建造した MSTs の T-5 形タンカー American Explorer はニアライトスクリューにキャビテーションを生じたので、それを防ぐために外部電源防食装置を 1966 年 3 月に装備した。本船はその後ドライドック入りしていないので経費節減の状態を文章でまだ見ることができないのは残念である。

### 1-5 迷走電流による被害

迷走電流による船体の被害も外部電源防食で軽減できる。船体の建造中や修理中に溶接用のアースを不適当なとり方をすると腐食する原因の 1 つとなる。特に、もし船が良好に塗装されていると船体から海水に流される電流は激しい深いピッチングと急速な腐食を生ずる。

#### 1-5-1 迷走電流による船の損害例

- a. ボストンの海軍工廠で修理した駆逐艦と潜水艦

b. ベネズエラの Creole Petroleum に所属する  
パイプ敷設用バージ

c. カリフォルニア州サンディエゴの National Steel  
で建造した American Mail Line の C-4 形貨物  
船

#### 1-5-2 損害の防止

外部電源電気防食装置は迷走電流からその装置の電流  
容量一杯まで船を防護する。マスターコントローラに分  
極計はこの装置の容量をこえた電位に対して警告するこ  
とができる。すなわち溶接器が不適当にアースされると  
過度の分極を示すメータの指示が溶接者に警報し、正常  
なメータ指示は適切なアースであることを示す。

### 1-6 燃料節減

#### 1-6-1 塗装悪化の機構

1-3 項でなぜ外部電源防食がペイント被膜下の腐食を  
防ぐことによつて塗装寿命を延ばすかを説明した。ペイ  
ント被膜の下に腐食が生ずると種々の鉄の酸化物が形成  
され、これらの酸化物は銅板表面で鉄の原子より大きい  
容積を占めるのでペイント被膜は押し出されて水泡を作  
り最後に被膜は裂ける。船が水中で動いていると裂けた  
ペイント被膜は水流に羽ばたきそして剝離する。この時  
期で船体は腐食が続けられるので鉄の酸化物はピッティ  
ングを形成し腐食が生ずる。

船体の表面摩擦は次の4つの理由で増加する。

- ペイントの剝離
- ペイントの水泡および羽ばたき
- 錆の水泡
- 船体のピッティング

1-3 項で述べたように外部電源電気防食はしばしば生  
ずるこれらを防ぐことができる。外部電源電気防食を装  
備すると船体の表面摩擦を最低の値（ペイント塗りドッ  
ク出し後）近くに維持することができる。

#### 1-6-2 表面摩擦の増加

ペイントが悪化し船体があばたになると船体の表面は  
あらかなり一定の積荷を一定の速度で動かすには、より  
大きな力を要する。

#### 1-6-3 オランダ海軍の例

1960年にオランダ海軍は外部電源電気防食装置を11  
隻の駆逐艦に装備した。10ミル(0.254mm)の厚さの  
ビニールペイントが使われたが、この被膜は電気防食を  
しないと普通3年の延命のところを6年以上に延ばし  
た。

#### 1-6-4 ノルウェータンカー Ferncrest 号の例

外部電源電気防食の経費節減に対する直接効果は表面

摩擦係数を初めの低い値に維持していることである。こ  
の分野での経済性を計算することはむずかしい。Maritime  
Administration Office of Ship Construction で  
発行された1964年10月19日の技報に34,000 DWT タ  
ンカー Ferncrest 号の7年間の表面あらさを測定した  
レポートが記されているが、それによるとサンドブラスト  
および塗装する前の平均あらさは  $294 \times 10^{-10}$  インチ  
であつたがサンドブラストおよび塗装後のあらさは  $105$   
 $\times 10^{-4}$  インチであり、同じ速度を維持する馬力は25%  
減少された。なおこれらの測定はノルウェーの船研協会  
で行なわれたものである。

#### 1-6-5 イギリスタンカーの例

イギリスで発行されている“Tanker and Bulk Car-  
rier”1966年4月号に外板のあらさによる総抵抗は2~  
3年航海後で25%も増加すると発表している。外部電  
源電気防食された船は3年間の試験ではわずか3%の  
増加であつた。これによると長さ500フィートの貨物  
船の年間燃料消費節減は5,000ポンド、中形タンカーは  
15,000ポンドになる。

#### 1-6-6 アメリカタンカーの例

1966年ニュージャージー州で開かれたアメリカ石油  
協会運輸部門の年次会合でのレポート(未刊行)による  
とT-2形タンカーで燃料消費が年間15,000ドル節減し  
たと発表している。50,000 DWT タンカーで実際に燃  
料消費が50,000ドル減少された。

## II. 経済的効果

前章で個々の船につき1つの効果を取り上げたが次に  
ある船を仮定してその船に当てはめるとどうなるかを計  
算したのが次に述べるものである。この仮定の船として  
FDL Ship が選ばれた。FDL Ship はアメリカ海軍の  
FAST DEPLOYMENT LOGISTICS Ship (高速兵  
站輸送船)で長さ約1,000フィート、70,000 HP、水浸  
部面積 99,000 ft<sup>2</sup> の細長い高速船で、水浸面積のみか  
ら比較するとタンカーでは約70,000 DWT 級になる。  
また、アメリカの軍用船の修理費を例としたものである  
ので出た数字は日本の商船にそのまま当てはまらないか  
も知れないが一応数字としてはこの程度になることが記  
されている。(訳者 註)

### 2-1 経費節減項目

船体の有効な外部電源防食は3つの項目について大幅  
な直接的経費の節減をもたらす。

- 水浸部補修費の減少
- 流電陽極(防食亜鉛)の除去
- 燃料費の大幅な減少



間接的な経費節減は

- a. ドライドック入りの減少による船の稼働増加
- b. 燃料積込時間減少による船の稼働増加
- c. ドライドック入りをより良く計画することによる船の稼働増加

2-1-1 直接的経費節減

直接的経費の節減は補修費の減少によつてもたらされる。補修費は次の6項目について減少される。

- ① 腐食による船体修理
- ② 舵の修理
- ③ 腐食によるストラット、バレル (シャフトブラケット) およびシーチェストの修理
- ④ キャビテーションによるプロペラの修理
- ⑤ 塗装
- ⑥ 迷走電流による船体修理

2-1-2 間接的経費節減

外部電源電気防食は次の3項目についても間接的経済性を生ずる。

- ① 燃料積込時間の短縮による稼働時間の増加
- ② 船体補修のための時間節減による稼働時間の増加
- ③ ドライドック入りをより良く計画することによる稼働時間の増加

2-2 経済価値分析

2-2-1 直接経費節減の計算

a. 船体修理 FDL Ship の船体修理の計算は Angelo Petri 号の船体修理工事費を基礎として算出されたがアメリカ海軍によつて報告された駆逐艦のものより安くなつており、これは Angelo Petri 号の外板の厚さが FDL Ship の厚さに近いという事実に基づくものである。

Angelo Petri 号の水浸面積は 55,000 ft<sup>2</sup> で1年間の船体補修費は5,000 ドルであつた。

FDL Ship に対する船体補修費は

$$\frac{5,000 \text{ ドル}}{55,000} \times 99,000 = 9,000 \text{ ドル/年}$$

b. 舵の修理 FDL Ship に対する舵の修理費は10隻のアメリカ海軍駆逐艦の舵修理費を基礎として算出された。10隻の駆逐艦の合計水浸面積は 200,000 ft<sup>2</sup> である。10隻分の舵修理費は外部電源防食が無い場合オーバーホールごとに 67,937 ドルであり1年間の経費節減は 27,230 ドルであつた。

$$\frac{27,230 \text{ ドル}}{200,000} \times 99,000 = 13,478 \text{ ドル/年}$$

c. ストラット、バレル (シャフトブラケット)

FDL Ship のストラットおよびバレルの修理費節減は舵修理と同様な基礎で計算される。10隻の駆逐艦のストラットおよびバレルの補修費は電気防食の無い場合オーバーホールごとに 21,347 ドル、電気防食があつた場合は 8,738 ドルで、年間の経費節減は 6,305 ドルであつた。

FDL Ship の経費節減は

$$\frac{6,305 \text{ ドル}}{200,000} \times 99,000 = 3,121 \text{ ドル/年 となる。}$$

d. シーチェスト FDL Ship のシーチェストの修理費の節減は舵修理と同じ基礎で算出される。10隻の駆逐艦のシーチェストの補修費は電気防食無しでオーバーホールごとに 97,124 ドル、電気防食がある場合は 27,603 ドルで年間の経費節減は 34,760 ドルであつた。

FDL Ship の経費節減は

$$\frac{34,760}{200,000} \times 99,000 = 17,206 \text{ ドル/年 となる。}$$

修理費の節減は Fig. 1 に示す。

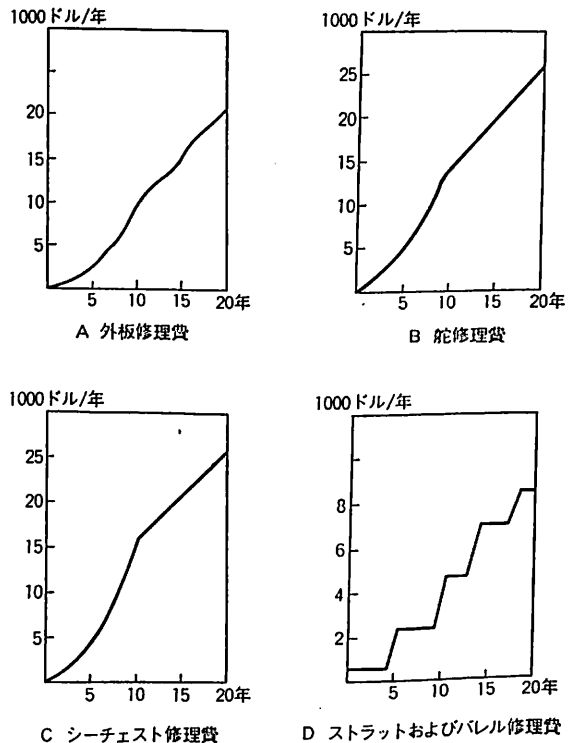


Fig. 1 年間節減

e. 水浸部の塗装 この計算は水浸部の塗装にコーラルエポキシペイントを使用した場合である。外部電源電気防食が無いとペイントは2年ごとに新しく塗り直されるが電気防食があれば5年ごとに塗り直される。1 ft<sup>2</sup> あたりの塗装費を 55 セント (2,130 円/m<sup>2</sup>) とする

と年間の費用は電気防食無しの場合 27.5 セント、電気防食がある場合は 11 セントになり 1 ft<sup>2</sup> あたり 1 年ごとの経費の節減は 16.5 セント (639 円/m<sup>2</sup>) になる。

FDL Ship の年間の経費節減は

16.5 セント × 99,000 = 16,635 ドル になる。

f. キャビテーション FDL Ship のニアライト製プロペラの外部電源電気防食による経費節減はうまくいつているが確実な経費節減を示すはつきりしたデータは無い。

g. 迷走電流 確実に経費節減を証明しているデータはまだ無い。

h. 電流陽極の除去 この計算では 100 箇の亜鉛陽極がプロペラキャビティの局部防食用として使用するものとして計算されている。亜鉛陽極の装備費は 1 箇につき 25 ドルであるので総費用は 25 ドル × 100 = 2,500 ドルとなり、18 カ月に交換するとすると年間の経費は 1,667 ドルとなる。

i. コロージョンアローワンスの除去 外板の厚さを 0.75 吋 (19 mm) コロージョンアローワンスを 10% とすると最初に水浸外板 1 ft<sup>2</sup> あたり 3 ドル 95 セント節減が計算される。外板装備費を 1 ポンド 当り 85 セントとすると装備時に経費節減は 410,800 ドルになる。

j. 燃料費の節減

外部電源電気防食は表面摩擦係数を最初の低い値に維持していくので直接的経費節減を生ずる。この面での経済性を計算することはむずかしい。Maritime Administration Office of Ship Construction によつて 1964 年 10 月 19 日発行された技報 No. 19 は就航 7 年の 34,000 DWT タンカー Ferncrest 号の表面あらさの測定について報告している。サンドブラストと塗装しない前の平均あらさは 294 × 10<sup>-4</sup> インチであつたがサンドブラスト塗装後は 105 × 10<sup>-4</sup> インチになり、同じ速度を維持するに必要な馬力は 25% 減じた。なおこの測定はノルウェーの船研協会で行なわれた。

●イギリスタンカーの経験 1966 年 4 月のイギリス

の刊行書 "Tanker and Bulk Carrier" 誌は外板のあらさによる総抵抗は 2~3 年運航後に 25% も増加すると述べている。3 年間試験的に外部電源電気防食された船のあらさによる抵抗は、わずかに 3% の増加にすぎなかつた。これによると 500 フィートの貨物船の燃料節減は 5,000 ポンドになり中形タンカーは 15,000 ポンドになる。

●アメリカタンカーの経験 ニュージャージー州のアメリカ石油協会運輸部門の 1956 年年度例会では、未刊行であるが T-2 形タンカーの年間の燃料消費の節減は 15,000 ドル、50,000 DWT タンカーでは 50,000 ドルに達すると報じている。

●FDL Ship の燃料費節約 この計算は外部電源電気防食が船体摩擦を 25% 減少しそのために燃料費の 5% 節減に効果あることを仮定としてなされた。その他の仮定は次の通り。

- ・FDL Ship の馬力は最大 70,000 HP
- ・燃料消費は 1 軸馬力、1 時間あたり 0.5 ポンド
- ・パンカー C 燃料油の価格は 2.15 ドル/bbl (294 ポンド)
- ・燃料輸送費は 5 ドル/longton (2,200 lb)

とすると

$$\text{燃料費} = \frac{2.15}{294} = 0.0073 \text{ ドル/lb}$$

$$\text{運送費} = \frac{5.00}{2,200} = 0.00227 \text{ ドル/lb}$$

FDL Ship に引き渡す燃料費: 0.0073 + 0.00227 ドル/lb (爾後の計算には 0.0096 ドル/lb を使う)

年間の時間: 24<sup>H</sup> × 365 = 8750<sup>H</sup>

馬力時: 最大馬力の 25% で運転するとして 70,000 × 0.25 × 8,750 = 153 × 10<sup>6</sup> 馬力時/年

燃料消費量: 0.5 × 153 × 10<sup>6</sup> = 7.65 × 10<sup>7</sup> lb/年

燃料費: 0.0096 × 7.65 × 10<sup>7</sup> = 734,400 ドル

燃料節減: 総量の 5% を節減するとすれば 734,400 × 0.05 = 36,720 ドル

年間の直接経費節減の累計は Fig. 2 および Fig. 3

年	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	合計
外板修理	—	—	1	2	3	4	5	6	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	17	18	181
舵修理	—	—	1	2	4	6	8	9	11	13	15	16	18	19	21	22	23	24	25	26	263
ストラットおよびバレル	—	—	—	—	1	1	1	2	2	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6	6	61
シーチェスト腐食	—	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	32	33	34	355
ペイント寿命の延長	16	16	16	16	16	16	16	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	333
燃料消費節約	37	37	37	36	37	37	37	37	36	37	37	37	37	36	37	37	37	37	36	37	736
流電陽極	0	2	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2	2	2	36
合計	53	56	60	63	70	75	79	86	91	98	104	108	112	117	123	127	132	136	136	140	1965

Fig. 2 直接経費節減 (×1000 ドル)

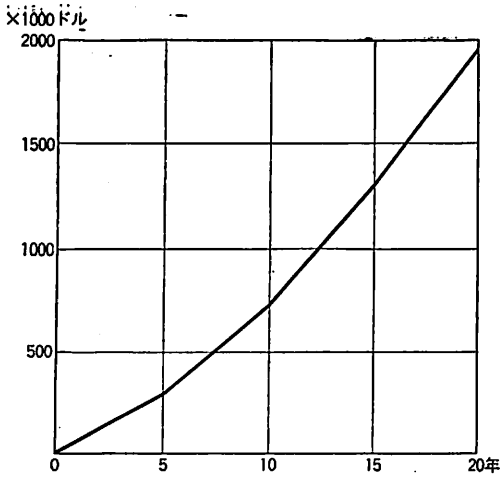


Fig. 3 直接経費節減の累計

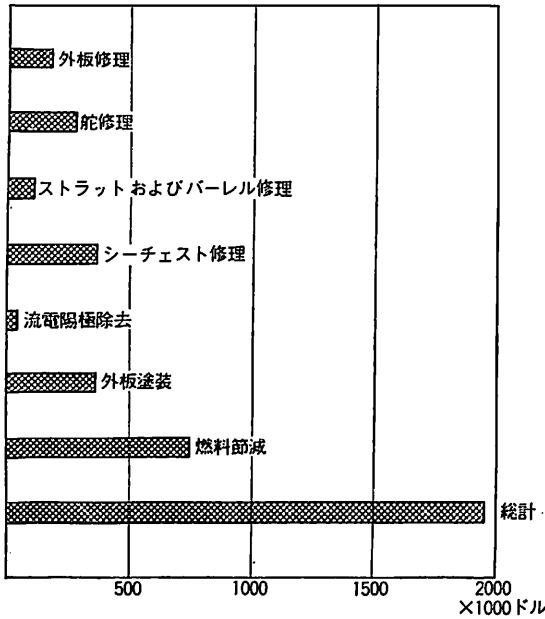


Fig. 4 20年間の直接経費節減

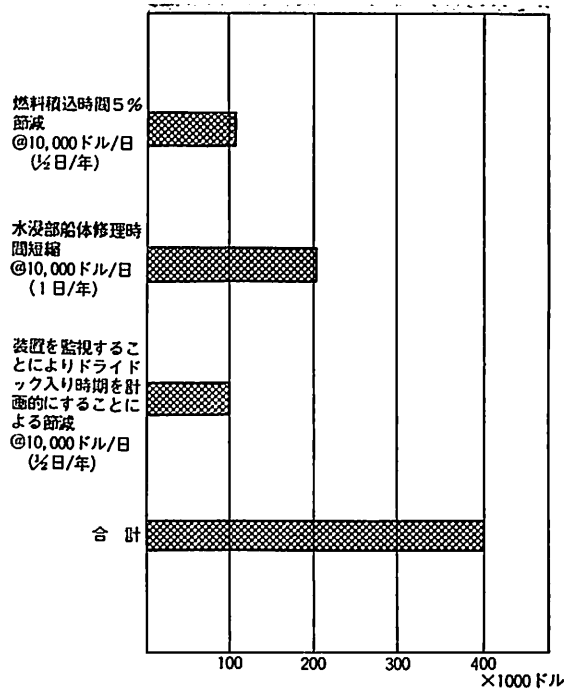


Fig. 5 20年間の間接経費節減

に示すとおりになり、20年間の直接経費節減は Fig. 4 に示す通りになる。

### 2-2-2 間接経費節減

a. 燃料積込時間の減少による稼働増加 燃料を5%節減すると考えれば稼働の増加は少なくとも1年に半日はである。船の1日の稼働額は10,000ドル以上である。Fig. 5,6 参照) 稼働増加による利益は  $10,000 \times 1/2 = 5,000$  ドル/年

b. ドライドック入りを減少させることによる稼働増加 ドライドック入りする日数を1年に少なくとも1日減少させるので1年に10,000ドルは浮いてくる。

c. ドライドック入りをより良く計画し得ることによる稼働増加 外部電源電気防食装置を上手に使うこと

年	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	合計
燃料積込時間減少による稼働増加	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	100
水浸部船体修理時間減少による稼働増加	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	200
装置を監視することによるドライドック修理の予測による節減	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	100
合計	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	400

注 稼働増加は10,000ドル/日で計算されてある。

Fig. 6 間接経費節減 (×1000ドル)

によつてドライドック入りする時期をうまく計画(予測)することができる。

一定の条件の下では防食に必要な防食電流の量は海水にさらされている鋼板の裸の部分の面積に比例する。また露出した鋼の裸の面積は水浸部の外板にもそのまま残っているペイントの量に反比例する。いま最大出力電流が2,000アンペアの容量の外部電源電気防食装置を有する船があつて、そのログブックに次のような所要電流の記録があつたとする。

塗装後の年次	0	3	5
海上碇泊中の電流	100 A	200 A	300 A
20 <sup>Knot</sup> 航行中の電流	300 A	600 A	900 A

上のデータを見るとペイントの状態は防食電流によりまだ充分良い状態にあるので水浸部の腐食を心配することなく船のドライドック入りを5年以上に延ばすことが

できる。逆に防食電流の急激な増加があるとすれば、それは暑い熱帯海域で激しい生物付着によるペイントの損傷、氷に衝突したかあるいは砂州を引掻いてペイントが急激にロスしたことを示す。このようなデータがあれば予定計画よりも早く再塗装のために船をドライドック入りし水浸部の腐食に対策を講ずべきである。このようなことを知ることによつて船の稼働を1年に少なくとも半日は浮かす計算になる。

10,000ドル×1/2=5,000ドル/年 となる。

間接経費節減の20年間の割合は Fig. 5 に示され各累計は Fig. 6 に示される。

以上、直接経費節減と間接経費節減を FDL Ship にあてはめて算出した場合、われわれの想像していたよりもはるかに大きな金額が外部電源電気防食を行なうことによつて得られることを示している。次号ではこの莫大な経費節減をもたらす外部電源電気防食とはどんな装置であるか、その理論と実際を述べる予定である。(未完)

## 1968年船級協会々議 共同声明

幹事協会であるノルスケ・ベリタス(NV)のオスロの事務所で開かれていた1968年船級協会々議は、6月14日(註6月10日開催)にその全日程を終了した。

この会議には、次に示す八大船級協会の代表者が参集、共通の重要課題について意見の交換を行なつた。

アメリカン・ビューロー・オブ・シッピング  
(A B—米国)

ビューロー・ベリタス(BV—フランス)

デット・ノルスケ・ベリタス(NV—ノルウェー)

ゲルマニッシュェル・ロイド(GL—西独)

ロイズ・レジスター・オブ・シッピング

(LR—英回)

日本海事協会(NK—日本)

レジスター・オブ・シッピング・オブ・ザ・ユーエスエスアール(RS—ソ連)

レジストロ・イタリアノ・ナバレ(RI—イタリー)

今回の重要な議題は、今年の7月21日発効(日本では8月中旬発効)となる1966年国際満載喫水線条約に関するものであつた。船級協会の喫水線業務は、当該国の政府機関と緊密なる接触を保ちつつその代行として行なうものであるが、1966年条約は、喫水線の指定に関する細かな点においてなお検討を要する部分が少くない。殊に新設計の船や条約が起草された時点において予知できなかった設計の船、さらには普通の型の船についてさえ詳びらかにされていない点がある。

これらの諸点を解明すべく上記の各船級協会は、1966年5月に分科会を組織し、今回、同条約に関する船級協会間の解釈が統一された。

船級協会の分科会は、この喫水線に関するもののほかに現在、次のようなものが組織されている。

船体用鋼材に関する分科会

溶接棒に関する分科会

係船に関する分科会

船の強度に関する分科会

船体用高張力鋼に関する分科会

機関に関する分科会

タンカの安全設備に関する分科会

圧力容器と管に関する分科会

これらの分科会は、各船級協会の規則や勧告の妥当な分野における統一に当たっている。規則の統一化は、材料、機装品および機関部品に関するものが特に重要と考えられる。

船体用普通鋼材の種別については、化学成分、熱処理および試験方法に関してすでに船級協会間の統一がなされているが、このような要求の統一は、最近の船に大幅に使用されてきている高張力鋼についてもなされるものと期待される。

機関部品の圧力試験に関する規則の統一はすでになされているが、今回、予備品に関する統一規則案が提示された。

各船級協会は、船体および機関の検査間隔について同一步調をとるようさらに協力することに意見が一致した。

船体強度に関する分科会は、将来の船の質的低下を来さない範囲の縦強度の暫定基準を発表した。

各船級協会は、船の安全性を向上することがらについては何ごとであれ協力することが重要であることを特に強調した。(同会議には、NKより佐藤正彦船体部長、ロンドン駐在の角尾光正技師が参加した——編集部)

## K型ディーゼル機関, 超大型機関 K 98 FF型 の設計開発について

\*Søren Hansen



講演中の Søren Hansen 氏  
(5月20日東京パレンホテルにおいて)

〔去る5月20日, B&W社のディーゼル機関設計担当重役 Søren Hansen 氏, 技師長 Carsten Andersen 氏, 技師 Henry Klintorp 氏の3氏は, 東京パレスホテルにおいて, それぞれ“超大型機関 K 98 FF型の設計開発”, “中速ディーゼル機関 U 45 H 型の設計開発”, “機関室配置”について講演を行なった。本篇は, Søren Hansen 氏の講演“K 98 FF 型の設計開発”の全貌である。——編集部〕

### まえがき

このたび開発された K 98 FF 機関の常用出力は, 100 r.p.m でシリンダあたり 3,500 B.H.P. 平均有効圧力約  $10.5 \text{ kg/cm}^2$  であり, 最大連続出力は, 103 r.p.m にてシリンダあたり 3,800 BHP. そのときの平均有効圧力は約  $11 \text{ kg/cm}^2$  である。この機関の開発段階で得られた設計手法を基にして, 従来の 62, 74, 84 VT 2 BF 機関に改良を加え, 平均有効圧を  $9.3 \text{ kg/cm}^2$  から  $9.6 \text{ kg/cm}^2$  にあげ同時に回転数も若干上げて, パワーアップした KEF 形と称する新機種が同時に開発されたので, これについても随所に説明を加えておく。

KEF 機関も, これまでのものと同じくユニフロー掃気, ターボ過給機付きのクロスヘッド形機関で, Fig. 1 に機関本体, クランクケース内の運動部分, カム軸, 過給機, 空気冷却器などの配置を示す。構造の大部分は, これまでの B&W 形 2 サイクル機関にならっているが, 主として, 燃焼室回り, 燃料ポンプおよび同駆動装置, 操縦装置などに特別な考慮が払われている。

### 過給方式

これまでの研究と試験結果から, ユニフロー掃気の長行程機関では, 動圧過給方式で, 平均有効圧を  $11 \text{ kg/cm}^2$  に増加させても, 燃料消費率をそこなうことなく十分な量と圧力の掃気を, シリンダに供給できることが確かめられていたので, 部分負荷性能のよい動圧過給方式を踏襲した。

過給機諸元を, 最終的に調整したあとのシリンダ内充填空気量は, 非対称タイミング掃排気および本過給方式で, 容易に確保しうる高過給圧力とあいまって, 常用出力で燃料の完全燃焼に必要な空気量の 2.2 倍となっている。掃気空気量はシリンダ内に充填される量の 1.5 倍近くあるため, 燃焼用空気はほとんど純粋な空気であると考えてさしつかえない。これらのデータが, ターボ過給については 3 シリンダグループの機関より不利な条件にあるといわれる 7 シリンダ機関で計測されたものであること。また, それにもかかわらず, 燃料消費率は全力時

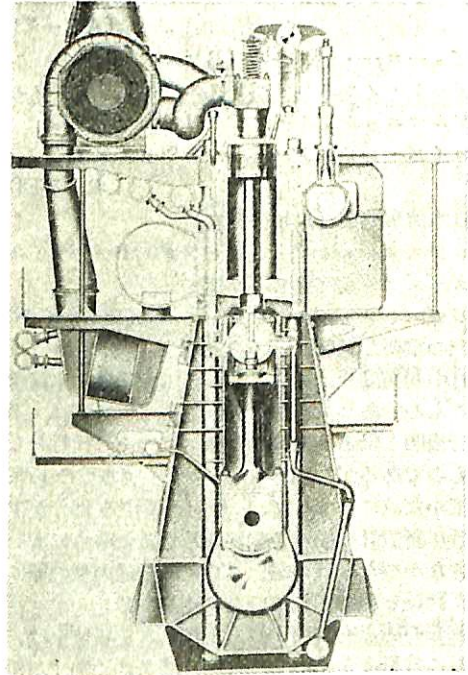


Fig. 1

\*デンマーク工科大学卒業

1928年 B&W 社入社, 1949年 同社 技師長, 1963年 同社 副社長代理, ディーゼル 機関設計担当重役 NV の技術委員会委員, C.I.M.A.C. およびその他の学会に, 研究論文を多数発表し, 現在にいたる。

153 g/B.H.P.h., 50% 負荷時で 150 g/B.H.P.h. 位の低さであることは、特筆すべきことであろう。(Fig. 2 参照)

過給機ロータの慣性モーメントが大きいので、冷態時の起動をよくするために、所要馬力 50 BHP の補助プロアが、掃気管に組み込まれる。一方、ロータの慣性モーメントが大きいことは、最低回転域で 25 r.p.m. まで過給機の安定した回転を維持できることに役だっている。

動圧過給方式によつて実際に得られた燃焼条件は、初期の設計段階で最大負荷をうるために必要と想定した条件に比べてむしろよく、このことは過給機と機関のサイズが大となつたことが空気供給量と燃料消費率の向上の面で予想以上に良い影響をおよぼしたためであろう。

### 燃焼室およびシリンダ内の構造

シリンダ径や平均指示圧力を増大する場合には、燃焼室回りには、十分な配慮が必要である。なぜなら、シリンダ直径の増加や圧力の増加にともなつて、増加するガス圧に対処するために壁を厚くすると、シリンダ内充気の密度の増大による熱流の増加とあひまつて、シリンダ壁の温度レベルおよび熱応力を増加させることになるからである。

しかし、燃焼状態は空燃比および燃焼室内における噴霧状態によつても影響される。噴霧状態は噴射方向およびアトマイザーの構造によるばかりではなく、噴射時、旋回する空気速度によつても影響される。

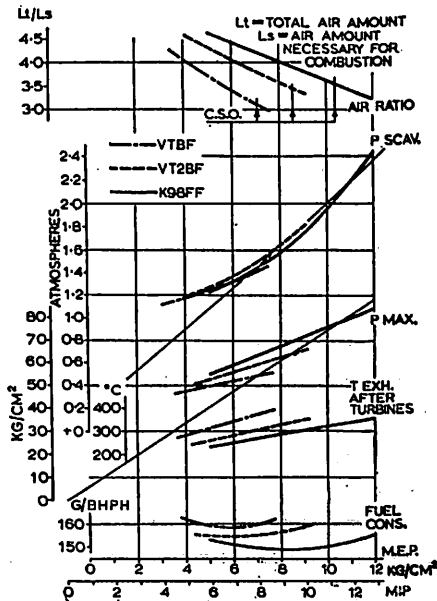


Fig. 2

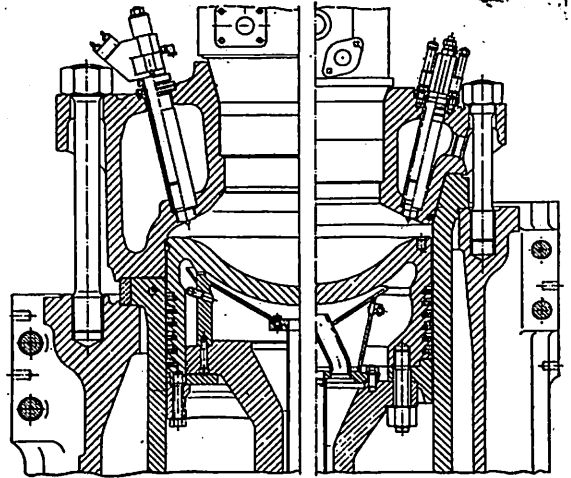


Fig. 3

これらの改良による B&W 社の実験研究は、例えば排気温度および燃料消費量などのデータから明らかのように燃焼室壁を特に材質変更する必要のないことを示している。

燃焼室を形成する主要部は Fig. 3 をみればわかるようにガス圧力に対する許容応力を越えることなく、比較的肉厚の薄い構造に設計し、そうすることによつて、燃焼室壁の温度および熱応力を許容範囲に保っている。

シリンダライナとカバーの当り面を低く下げ、燃焼ガスが高温のときにはライナの表面が直接ふれないようにした。シリンダライナ上部の熱応力や爆発圧力による接線方向の応力変動を減少させるために、鋼性リングが頂部フランジに焼ばめされている。ライナ上部の表面温度を低くするために、ライナの上部フランジの周上に十角形をなすようあけられた穴に冷却水を通すようにしている。

このために 3,500 BHP シリンダ出力のとき、ピストン上死点の第 1 リングの位置でのシリンダライナの表面温度は 170°C 以下にすることができた。この温度は、現在の 84 VT 2 BF 180 機関の計測値よりも低い。

ピストンクラウンは、鍛造ないしは鍛造製の耐熱クロムモリブデン鋼で全面を機械加工している。そしてシリンダ径の 3/4 程度の径を持つディスタンスリングと円環状の皿パネとを介して、弾性的にピストン棒に固定され、たとえばわずかなピストンの焼付きや圧縮圧力がかからないような状態で運転した場合でも、クラウンはピストン棒に対して相対運動をするようなことはない。この支持方法によれば、爆発力は、鋼製のディスタンスリングを介して直接ピストンクラウンからピストン棒に伝えられるので、ピストンスカートは自由に熱膨張することができ、ピストンクラウンおよびスカートの壁厚は薄

肉にでき、だいたい 84 VT 2 BF 180 形のものと同じ厚さとすることができた。

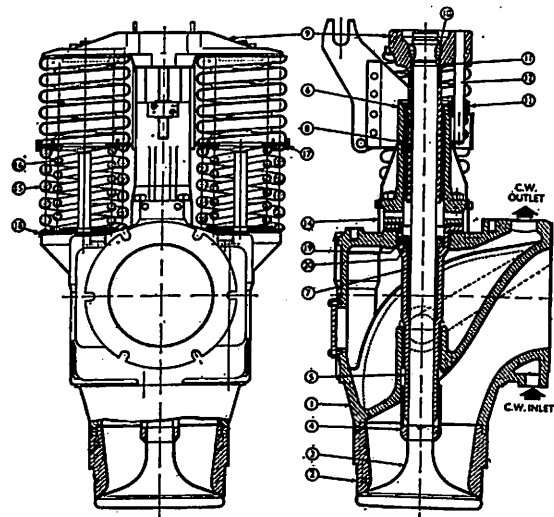
ピストン冷却油は外側のリング状の冷却室へ接線方向の速度をもつてはいり、ピストン円筒部内周を冷却したあと中央の冷却室へはいり、頂板を冷却する。ピストン壁を薄めにしたことと、効果的な冷却方式とによって、ピストン表面温度は最高 460°C にしかならず、従来の VT 2 BF 形と同じレベルに収まった。上部ピストンリングの裏面温度は、110°C 程度の低さであり、これがシリンダライナ温度の低いのとあいまって、ピストンリングの清浄性も保たれ、良好な潤滑条件を形成している。

ピストンリング溝には普通、鋳鉄製の耐摩リングをかきこんでいるが、そのかわりに、リング溝に耐摩性のクロムメッキを施すこともできる。

シリンダカバーにおいては、爆発力の大きな部分が中心位置にある排気弁用ボスを通して上面の厚肉の円すい形の壁面に伝えられ、さらにカバー締付けボルトへと伝えられる。それゆえ、爆発面を形成する下面は、同じく円すい形とはするが、その壁厚はむしろ薄肉とし、適当な壁温が得られるようにした。

### 排 気 弁

排気弁 (Fig. 4 参照) は、その熱的影響が排気弁の位置をわずかに変えるだけで相当に緩和されるので、燃料噴霧から適当に離れた高い位置におき、弁の温度が不当



Key  
 1.—Housing. 2.—Steel seat with Stellite hard-facing. 3.—Valve spindle, also Stellite. 4.—Flame guard. 5.—Spindle lower guide. 6.—Spindle upper guide. 7.—Bottom guide bush. 8.—Top guide bush. 9.—Spring keep. 10.—Split collet. 11.—Securing ring. 12.—Guide rod. 13.—Guide bracket. 14.—Guard. 15.—Lower outer spring. 16.—Lower inner spring. 17.—Intermediate spring plate. 18.—Bottom spring plate. 19.—Lower guide bush retaining ring. 20.—Sealing ring.

Fig. 4

に高くなりすぎるのを防止している。また K 型機関用排気弁には、弁棒の座だけでなく弁箱のほうの座にも、ステライト盛りをしている。

従来、特にイオウ分、バナジウム分の含有量の多い燃料を使用した場合、排気弁座の吹き抜け焼損を避けるために、その開放間隔を非常に縮めなければならない例が何度かあった。これが想像とは逆に 84 VT 2 BF 機関より小形の 74 VT 2 BF 機関で、排気弁開放間隔が短いという結果が得られたが、これは燃料の噴霧のパターンが異なっていることによるものであろうとして調査した結果、燃焼室壁温度および排気弁の寿命は、噴霧方向およびパターンによって大幅に影響されるものであるということが分った。B&W 社の研究によれば、燃料油中や機関部品の摩耗粉中に含まれるバナジウムや他の金属は、硫酸生成の触媒として働き、こうして生成された酸が排気弁などの鋳鉄の弁座を腐食する。すると腐食生成物と灰分とが結合して、多かれ少なかれデポジットの層を形成する。腐食の激しい箇所および厚いデポジットの付いた箇所では、ブローバイを起こし焼損を起こすことになる。鋼にステライト盛りをした弁座の弁箱を使用することにより上記の点を解決できることが判明した。このような弁座を低質油専焼の 74 VT 2 BF 機関で、現在、7,000 時間以上使用中であるが、数回点検した結果では弁座のデポジットはほとんどなくなり、また弁はすり合わせや研磨を全く必要とするに至っていない。ステライト盛りを行なうときに、完全に溶かすには温度が十分高くなければならないが、あまりに高温度とすると、ステライトはオーステナイト系からパーライト系に変わり、その結果、耐食性が減ってしまうことがわかった。従来の溶接方法ではこの種の過熱はしばしば起こっていたと考えられたので、溶接技術を改善し、オーステナイト組織を確保すべく、緻密な温度制御技術を確立した。機関室へのガス漏れを減らし、潤滑を改善するためガスシールリングが排気弁棒の回りに取り付けられた。

### 諸 弁

シリンダカバーにはブッシュを圧入し、その中に 1 個の起動弁と 3 個の燃料弁 (Fig. 5 参照) を配置している。これによりボスの鋳造部が取り除かれたので、より単純で欠陥のない鋳物が得られるようになった。このボス部を一体で鋳造したときには、ときおりクラックに結びつくような鋳巣ができたようなこともあった。これらについてはブッシュを挿入することによって、容易に補修することが可能ではあった。なお、圧入ブッシュは、1~2 の形式の VT 2 BF 機関の燃料弁に用いて、実際

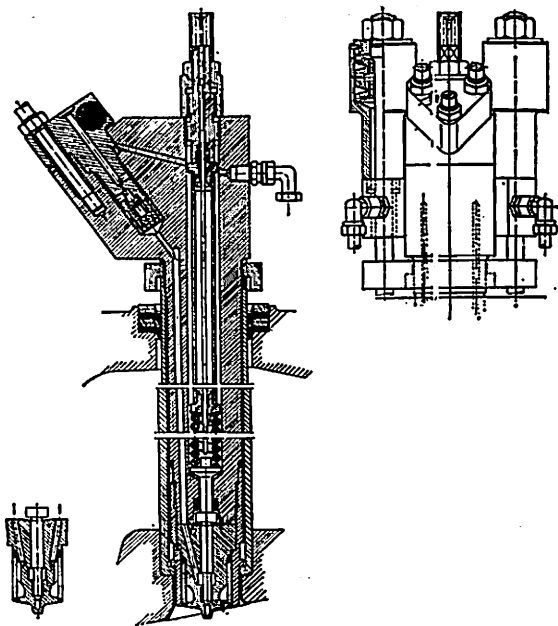


Fig. 5

に良い結果を得ている。本機関では、これをさらにブッシュ上端部の熱膨張に対しクリアランスを増し、2個のゴムリング付きグランドで、シーリングを行なうといった改良を施している。

燃料弁スピンドルは、オーバホール間隔5,000時間を確保すべくコニカルシート形とした。

燃料弁のアトマイザーは噴孔の摩耗によつてしばしば取り替えねばならない部品である。

従来 B&W 社の標準として適用してきたフラットシート形の燃料弁は比較的安価で、アトマイザーおよびスピンドルの取り替えが容易であり、また船内でラッピングによる補修が可能であるという利点があつた。

しかしながら、最近では船内でそのような熟練を要する作業は除かれる傾向になりつつある。これらの状況を考慮し、弁の形状について研究を行なつた。調査には4サイクルのテスト機関およびその他の機関ですでに発表(注1)されている方法によりカーボン堆積率について研究を行なつた。

調査の結果、Fig. 6 に示すように驚くべき結果が確認された。

コニカルシート形燃料弁は、カーボンの堆積が少く、このことが就航している大形推進機関におけるテストに

注1) V. Bock and A. Østergaard:  
The development of a High-Pressure  
Charged 4-stroke-Engine  
(CIMAC Congress, London, 1965)

においても確認されている。就航船におけるテスト報告によれば、燃焼室、ピストン排気系統ばかりでなく、スカベンジングボックス内も汚れが少なくなつており、スカベンジングボックス内の火災の危険も減つている。

#### 燃料ポンプおよび排気駆動装置

燃料ポンプは、在来どおりシリンダジャケットにボルト止めされたハウジングに、排気弁駆動装置と並んで配置されているが、その設計は Fig. 7, 8 にみられるように、新奇的な設計となつている。燃料ポンプハウジング(1)は鋳鋼製であり、その中に燃料ポンプバレルが中央に置かれ、下部はハウジングによりガイドされ、上部はハウジングカバーから下方に突起している中央ガイド(4)によつてガイドされている。シリンダ内最高圧力を調整するためにバレルは、4個の頂部ネジをゆるめたあと、ハウジングカバーとネジでかみ合つているディスタンスリング(6)を回すことにより軸方向に動かされるようになっていゝ。ディスタンスリング(6)は、その歯形リムにかみ合つたピニオンおよび軸によつて回すことができる。燃料はハウジングの下方からはいり、ハウジングとバレル間の環状の空間を通り、中央のガイドピースにある穴を通つてバレル内にはいる。ガイドピースの下面は、バナネ式深状吸入弁の座になつている。高圧燃料油は吸入弁中央の穴を通り、中央ガイドピースから高圧管分岐金物を経て燃料弁へ至る。燃料ポンプにも燃料弁にも、高圧油孔は交差しないようになっており、したがつて、クラックの原因となる応力集中が避けられている。

カム軸は、各シリンダごとに分割され懸垂形軸受で支持されている。カムおよびカップリングの角度の調整、および取りはずしは SKF の油圧方式により行なわれる。これによつて締め付けおよび軸心のフレに対して敏感で、細心の注意が必要であつたセレクション継手を取り除くことにした。ポンププランジは、機関運転中で

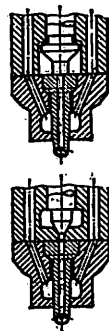
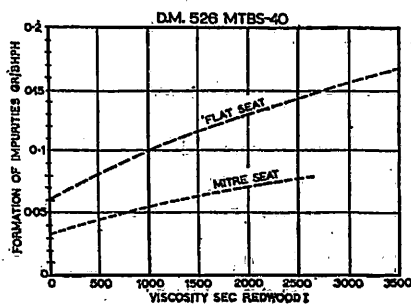
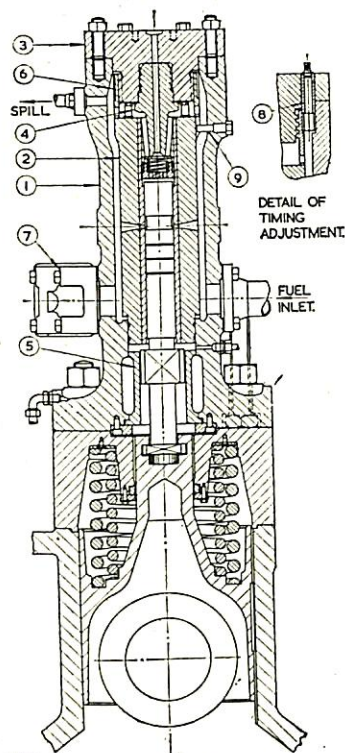


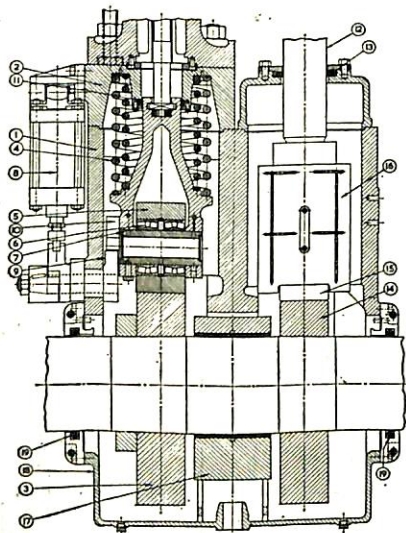
Fig. 6





Key  
1.—Housing. 2.—Barrel. 3.—Cover. 4.—Central guide and suction valve assembly. 5.—Regulating arm. 6.—Threaded distance ring. 7.—Shock absorber. 8.—Timing adjustment shaft and pinion. 9.—Guide pin.

Fig. 7



Key  
1.—Cam box. 2.—Fuel pump pedestal. 3.—Fuel pump cam. 4.—Fuel pump return spring. 5.—Fuel pump cam follower. 6.—Double, self-aligning roller bearings. 7.—Follower pin. 8.—Fuel pump pneumatic lifting cylinder. 9.—Fuel pump lifting cam. 10.—Camplate. 11 and 13.—Oil scraper ring. 12.—Exhaust valve push rod. 14.—Exhaust valve cam. 15.—Exhaust valve cam follower. 16.—Follower guide. 17.—Under-slung bearing. 18.—Lightweight sump tray. 19.—Camshaft seals.

Fig. 8

も自動的に空気シリンダにより、そのトップ位置に保持したり、また旧に復したりすることができる。

高圧管に対しては、管端にねじ込みのスラストブッ

シュを設けた新形の継手 (Fig. 9 参照) が開発された。スラストブッシュ、つまりパイプはフランジで締め付けられる。フランジは内部が円すい形になっているため、ブッシュ上部のネジ部がパイプにしっかりと固着されることになり、パイプの振動によるネジに対する影響がかなり減少される。また、高圧パイプはフレキシブルな保護管に囲まれ、パイプが破損したような場合、油が飛散して高温の排気管などに触れて、火災を起こす危険を未然に防いでいる。

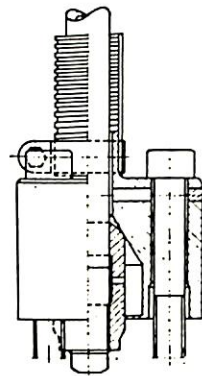


Fig. 9

### チェーン駆動装置

チェーン駆動は、4 1/2 インチの 3 連チェーンによつて行なわれる。(Fig. 10 参照) チェーン横振動を防ぐためにガイドバーが使われている。これはゴム層を張り付けた鋼製のバーで、この上をチェーンローラが走行する。鋼製バーにゴムを焼き付ける技術を改善して、1963 年以来ほとんど事故もなく、この構造を採用している。

チェーンは油圧で締め付けられ、チェーンを正確に締め付けたあと、チェーンタイトナはブロックされる。チェーン中間車から、ガバナ、起動空気管制器、排気弁、給油ポンプおよびシリンダ注油器が、機関の長手方向に走る一体の軸によつて駆動される。

### 機 関

機関本体は Fig. 1 に示すようにおおよそわれわれの伝統的設計に従っているが、連桿比は 1: 3.6 に減少しており、その結果フレームの高さ、したがって、また、機関全高が低くなっている。台板、A フレーム、掃気箱は鋳物か、溶接構造か、それらの組合わせて作ることができる。燃焼圧力は貫通ボルトを通して、シリンダジャケットの上端から台板クロスガーダの下側へ伝えられる。Sig Bergessen 社納めの B&W 社製の最初の 3 台の機関はすべて溶接構造である。台板は、数個のプロッ

## 運 動 部 分

クランク軸は Fig. 11 に示すようにシリンダ数のいかによらず半組立て式で、バランスウェイトを付けていない。バランスはクランクピン穴の大きさを変えることによつて行なっている。シリンダ数により必要に応じて回転はずみ車にバランスウェイトを付けることもある。

クランクピン軸受はテレスコピック管により、クロスヘッドに供給される潤滑油で潤滑されるので、クランク軸には半径方向の穴はない。潤滑油はクロスヘッド中で2系統に分けられ、その中の一つはピストンの冷却に、他の一つは上述の軸受とクロスヘッドシューの潤滑に使われる。主軸受は1本の共通主管から出る枝管によつて潤滑される。この潤滑方法は VT 2 BF 機関の幾つかでも採用されており、この形の機関の最初のもは 1966 年 3 月以来就航している。起動は注意の軸位置から行なうことができ、慣性力のバランスは可能な限り最良であり、ねじり振動、縦振動に対する特性も満足なものである。数年前、われわれは軸系に二次のねじり振動が存在し、そのためある次数のトルクハーモニ

ックが、それとは異なる次数のねじり振動を起振する可能性があることに気付いた。この現象は、P. Draminsky 氏(注 2)によつて Acta Polotechnica Scandinavia 1961 に発表された論文文中で取り扱われ、彼が開発した計算法は現在すべてのクランク軸系に適用されて、危険なねじり振動共振が完全に避けられている。

主軸受とクランクピン軸受は、4 mm の厚さのホワイトメタル層からなる。クロスヘッド軸受は、カドミウムを含む特に強じんな 2 mm の厚さのホワイトメタル層からなる。接合棒端部の剛性は増加され、クロスヘッド軸受はクロスヘッドと接合棒の変形の作用を打ち消すように弾性的に作られ、軸受荷重の分布を均一化している。クロスヘッド軸受は、将来スクレーピング後、なじみ運転を容易にするため薄い軟質金属層をオーバーレイすることになるだろう。スラストブロックは、機関に組み込まれた形式のもと、機関とは別個に設けられる分離形のもと両方が用意されており、いずれも選べるようになっている。

過給機および掃気冷却器

7,8,11 シリンダの K 98 FF 機関用の過給機 T 1080 F

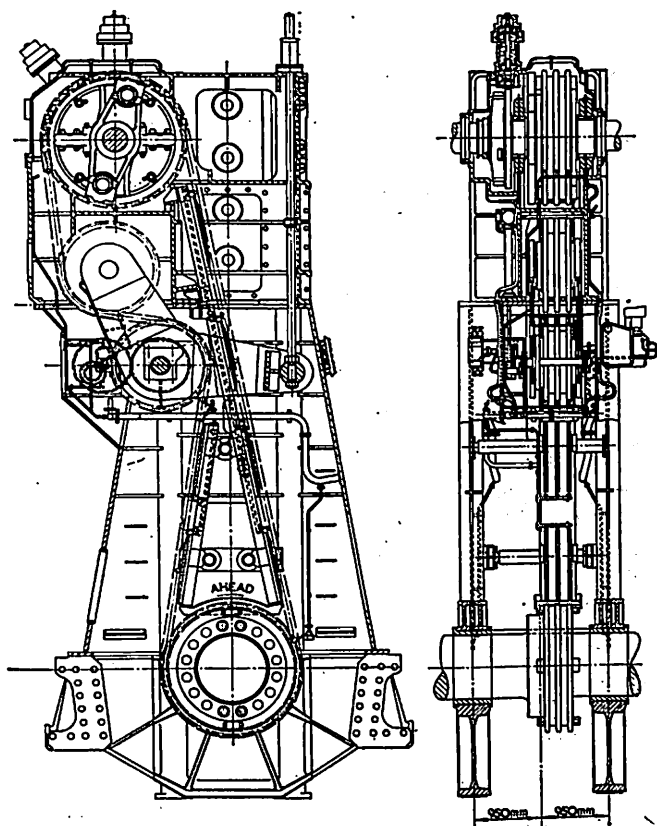


Fig. 10

クから組み立てられる。

クロスガードは 1 枚板で、溶接構造の場合応力レベルの高い溶接部は両側完全溶け込み溶接である。これまで同様、溶接台板は主軸受と貫通ボルト用ボスを含む鋳造のセンターピースを持つ。貫通ボルト、貫通ボルト用管の断面積を増加しており、台板でもフレームでも掃気管でも、貫通ボルトにかかる張力の増加に対処し、また変形を減らすことを図っている。シリンダジャケット下部はリーマボルトで掃気箱に固定され、貫通ボルト張力および貫通ボルト用管の断面積がともにふえたために、相対的なずれを防ぐのに役だっている。掃気箱はこれまで同様、二重底を持っている。貫通ボルト用管は掃気室内火災が生じた場合でも、損傷や変形が起らないように熱シャ断用のシールドを設けて保護されている。この保護板はまた、掃気室の掃除を容易にする。無人機関室では特に重要な火災検知器と蒸気、 $\text{CO}_2$ 、噴霧水による自動消火装置を取り付けることができる。

注 2) P. Draminsky:  
Secondary Resonance and Subharmonics  
in Torsional Vibrations  
Acta Polotechnica Scandinavia 299/1961

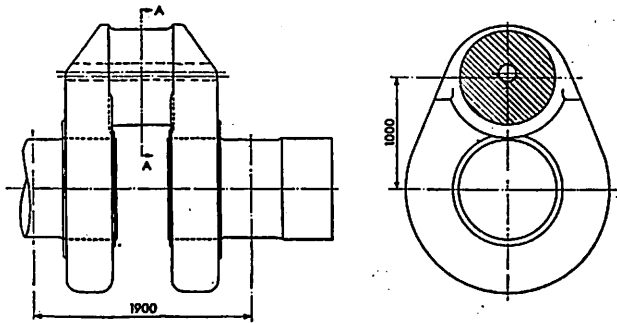


Fig. 11

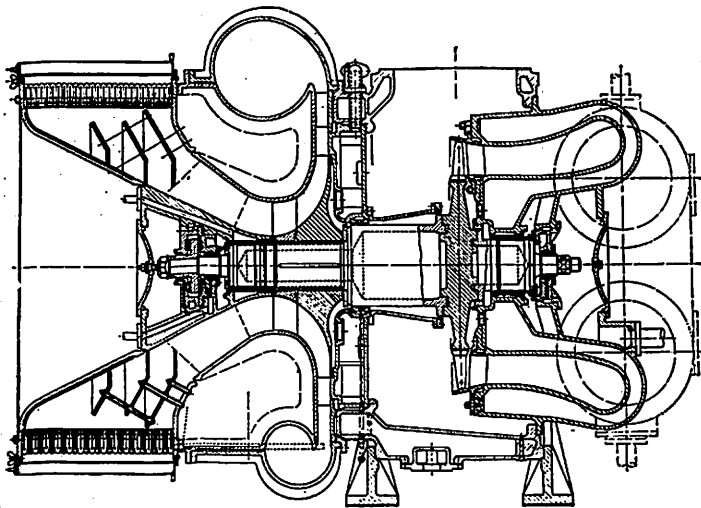


Fig. 12

(Fig. 12) は、B&W の過給機系列をさらに発展させたものである。これは 2 ata 以上の過給圧力に対して設計され、3~4 シリンダ分の容量を持つ。タービン出力は機関出力の約 25% である。過給機は一段の遠心送風機と、一段の軸流タービンから成る。設計は風量風圧の増加に必要な変更を行ない、また効率をできるだけよくして、風量を多くするような配慮を行なったが、大筋はこれまでのわれわれの諸機種と同様な方針で行なわれている。掃気冷却器は掃気のための下側において停泊の際、蒸気で加熱した清掃液を循環させて掃除できるようにしてある。したがって掃気冷却器内部構造の取りはずしは不要である。

### 操縦装置

船橋操縦装置を設けない船でも、機関制御室を独立した部屋として設け、各種補機操作、監視をここで行なうのが最近のすう勢であるが、これが機関と離れている場合には機関と船体が別個に振動することもあり、機械リンクでは問題のあることも経験されており、また機関室の設置場所にもおのずから制限があつた

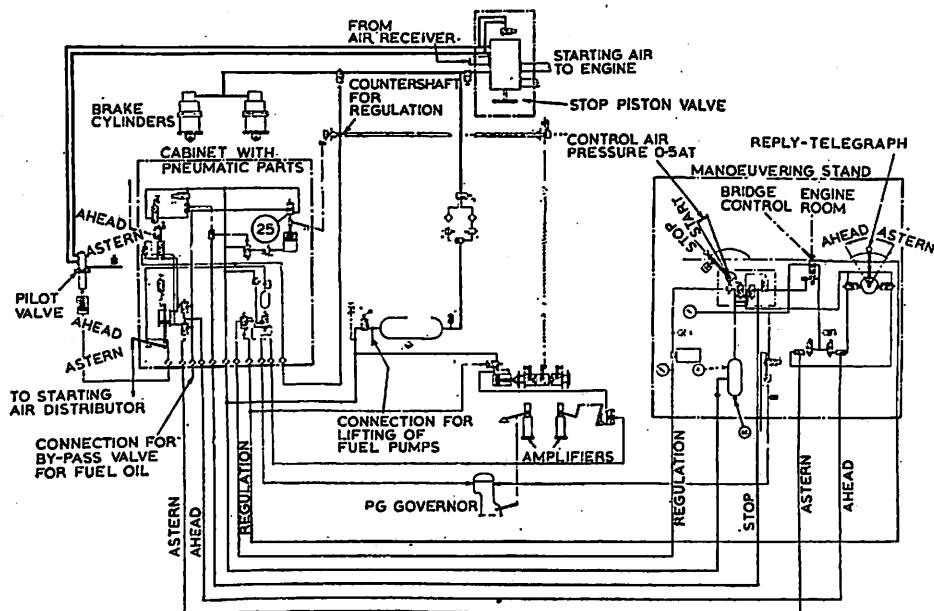


Fig. 13

ので、KFF, KFE 形機関では 空気式の操縦装置を採用し、機関室配置に柔軟性を持たせた。また、将来の船舶は、自動化がますます普及し、船橋からの遠隔操縦装置を装備するものが一般化すると見られるので、空気式操縦装置には、容易に船橋操縦装置が付けられるよう配慮が払われている。(Fig. 13 参照)

従来の機械リンク方式のものとは比べて信頼性が落ちないよう十分配慮が払われており、調速系統は空気式のガバナを用いる系統と、ガバナ故障の非常時にはポジションを介して、機関の燃料ポンプ指度を直接操縦ハンドルで制御できるようにした系統と 2 系統を備えている。逆転系統は 1 系統であるが、各種構成要素は単純な on-off 動作の切換弁および空気シリンダであり、信頼性は非常に高い。構成要素は、機関デスク、機関に取り付けられた空気ユニットボックスおよびガバナユニットである。

### 保守点検

乗員減少の時代の要求にこたえるべく、信頼性の向上を図るだけでなく、保守に要する時間と労力を削減させるため、機造に考慮を払う一方、用具にも慎重な配慮が払われており、用具の一部についてはいまなお研究段階にある。

構造についてはすでに随所で触れてきたように、カム点検を容易にするためにカム軸軸受の構造を変えた点、カムの抜出しとか角度の調整に SKF の油圧装置が利用できるようにした構造にしたこと、燃料ポンプカットアウトを空気シリンダで行なうようにしたこと、などがあげられる。またピストン抜き作業についても、ピストン、シリンダカバーなどの燃焼室回りは合理的な構造により薄肉にできたため、機関の寸法が大きくなつたにもかかわらず、ピストン棒を含めてのピストンの重量は約 4.5 トン、排気弁棒や排気弁箱、起動弁、燃料弁などの諸弁を含むシリンダカバー完備の重量は約 10.5 トンにしかない。実際ピストンを抜き出して、それを取り付けるのに、つまり部品を交換して、すぐ運転可能な状態にするのに 2 時間弱しか要さなかつた。

用具についても、従来の VT 2 BF 機関で採用されてきた油圧締付け装置、空気式インパクトレンチはそのまま採用される。ピストン棒取りはずしのための用具、ピストン棒スタフィングボックスの開放用具、主軸受の下プラス抜出し用具などの機関内で作業するのに必要な大形用具は、できるだけ軽量にするために、アルミ合金製のものになっている。

### テスト結果

Fig. 14 に熱電対の位置、およびこれらの点における

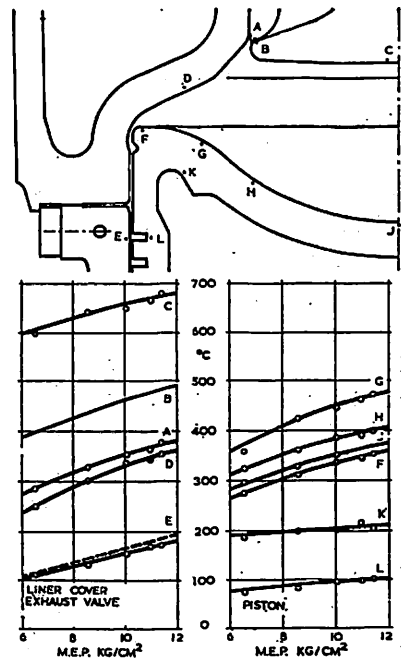


Fig. 14

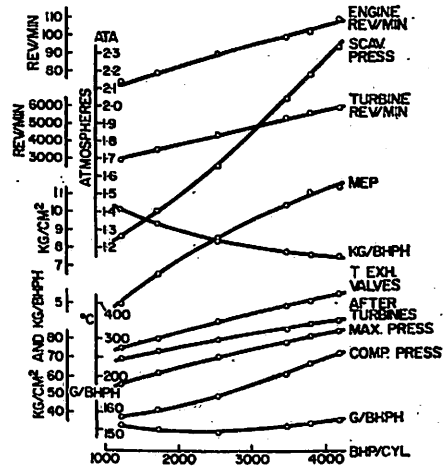


Fig. 15

計測値を示す。点線で示したものは、シリンダライナーの E 点における実測値に基づいて、ライナー表面の温度を計算したものである。

Fig. 15 にシリンダあたりの馬力をいろいろ変えて計測された温度、圧力、風量、燃料消費率を示す。(完)

5. 国立研究機関

(1) 概説

国立研究機関の担当すべき研究分野、これらの研究機関を刷新充実するための方策等については、科学技術研究会議の打出した基本方針があり、これらは次第に一般にも認識されてその方向に進みつつあるが、まだ多くの未解決の問題が残っていて、理想的な姿には程遠い現状と考えざるを得ない。

造船技術研究を主目的とする国立研究機関としては、運輸省船舶技術研究所、防衛庁技術研究本部第1研究所第3部および水産庁生産部漁船研究室の3機関があるが、造船は広い分野を含む総合工業であるだけに、造船技術研究にはその他多くの各種の国立研究機関の協力を必要とする場合がある。

船舶技術研究所は造船技術に関する国の代表的かつ中核的な総合的研究機関としての体制を次第に整えて来つつあるが、海軍なき後の研究のギャップを十分に埋め得るほどの能力を持つまでにはまだまだであつて、これは日本造船界にとって大きなハンディキャップとなつている。しかしこれは避け得なかつたことでもあり、この欠陥は今後の官民の熱意ある、協力により補つて行く必要がある。

(2) 船舶技術研究所\*

運輸省の附属機関、昭和38年4月に従来の運輸技術研究所を改組再編成し船舶技術研究所として発足、現在別表の14部、1室、3支所より成り、現定員343人、年間総予算10億円余である。総合的造船技術研究所としての骨組の整つていることは世界にも類のないものと考えられるが、何としても肉付けには見劣りするところがある。速かに十分な手当て(定員、施設整備費および一般研究費等の増加)をすることが望まれる。

a. 機 構

別表のとおりであるが、交通安全部と交通公害部の2部は、船舶以外の交通機関に関する部門である。運輸技術研究所から改組されるに当り、これらの部は別の試験研究機関として独立する計画であつたが、新機関設立を強く抑制しようとする政府の方針により、不自然な形で残されたものである。

b. 所 在

本 所 : 東京都三鷹市新川 700  
 大阪支所 : 大阪市都島区中野町 2-8  
 北九州支所 : 北九州市門司区西海岸通九州運海局内

\*船舶技術研究50年(船舶技術研究所、昭和40年9月刊行)および船舶技術研究所要覧(1968年版)等参照

東海支所 : 茨城県東海村松日本原子力研究所内

c. 業 務

流体力学関係研究

1. 船舶の抵抗に関する研究
2. 船舶の推進に関する研究
3. 船舶の安定性能 //
4. 船舶の耐航性能 //
5. 船舶の操縦性能 //

構造強度関係研究

1. 船体の構造および強度に関する研究
2. 船体工作法 //
3. 船体用材料 //
4. 溶接法および溶接工作法 //
5. 溶接性能 //
6. 溶接材料 //
7. 溶接構造物の探傷 //

舶用機関関係研究

1. 舶用ガスタービンおよび附属機器に関する開発研究
2. 舶用内燃機関に関する研究
3. 舶用ボイラおよび蒸気タービン //
4. 舶用機関補機 //
5. 舶用機関材料 //
6. 舶用燃料および潤滑油 //

鐵装、関連、共通工学関係研究

1. 船舶の鐵装および設備に関する研究
2. 船舶用品 //
3. 航海機器 //
4. 船舶の接岸および係留 //
5. 船舶における荷役 //
6. 船舶の建造施設 //
7. 各部門に共通する基礎的物理工学 //
8. 船舶に関する体系工学 //

原子力船関係研究

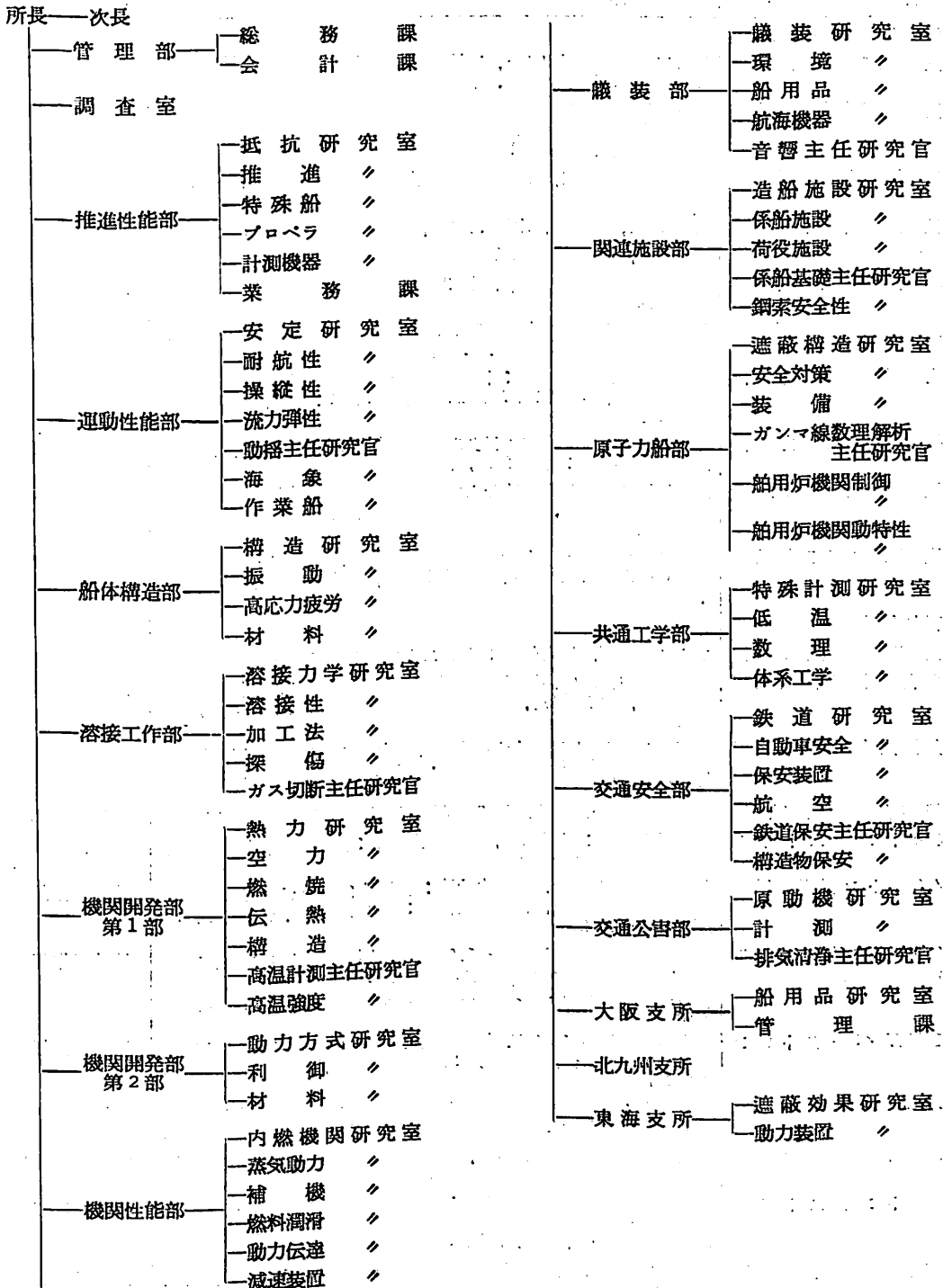
1. 原子力船の遮蔽材料に関する研究
2. 原子力船の装備 //
3. 原子力船の放射性燃料交換および廃棄物処理 //

交通技術関係試験研究

1. 鉄道、軌道、索道および無軌条電車の施設、車両、信号保安装置その他陸運機器に関する試験研究
2. 自動車の保安装置ならびに検査および整備機器 //

船舶技術研究所の機構図

(昭和43年3月31日現在)



備考 (1) 従来の電子航法部は、昭42,7,10 電子航法研究所として独立。

(2) 従来の船型試験部は、目白船型試験水槽施設が昭43,3,30 日本造船技術センターに私下げられたので、これに伴い昭和43,4 廃止。

船舶技術研究所の主要研究施設

名 称	諸 元	所 属 部
水槽および附属試験設備		
三階第1船舶試験水槽	80m×80m, 水深4.5m, 造波装置:波長0.7~23m, 波高最大0.6m(波長6mのとき), 不規則波発生制御装置つき	運動性能部
三階第2船舶試験水槽	長さ400m, 幅18m, 水深8m, 最高試験速度15m/s, 曳引車:ボギー台車方式, 長さ17.14m, 幅20.25m, 高さ3.8m, 自動速度制御装置付, 造波装置:波長0.5~15.0m, 最大波高0.6m	推進性能部
空洞試験水槽	鋼鉄製堅型回流式, 最高速度8m/s, 測定部断面500mm×500mm	推進性能部
性能試験水槽	長さ35m, 幅8m, 水深3.25m, 最高試験速度3m/s	運動性能部
旋回水槽	直径11m, 最高速度3m/s	運動性能部
小型回流水槽	長さ7.65m, 幅1.1m, 高さ2.6m, 測定部断面600×450mm, 流速0.4~2.0m/s	運動性能部
動揺試験水槽	長さ50m, 幅8m, 水深4.5m, 最高試験速度6m/s, 造波装置:波長0.5~15m, 波高最大0.5m, 不規則波発生制御装置つき	運動性能部
自航動力計	重錘自動操作式, 大型:トルク8kg-m, スラスト100kg, 模型船長約15m, 小型:トルク1kg-m, スラスト20kg, 模型船長9mまで	推進性能部
抵抗動力計	電子管式自動送錘式デジタル表示, 大型:容皿100kg, 模型船長約15m, 小型:容皿20kg, 模型船長9mまで	推進性能部
模型船削成機	削成し得る船の最大寸法および精度:長さ12m(±2.0mm), 幅2m(±0.5mm), 深さ1m(±0.3mm), 1/2~2倍の拡大縮小削成可能	推進性能部
模型プロペラ削成機	直径130~600mm, ピッチ52~1,200mm, 翼数1~9, レーク角0~±20°のプロペラの削成が可能, 仕上精度±5/100mm以下	推進性能部
材料および構造試験設備		
構造物試験機	アムスラー型, 最大荷重300t, ストローク800mm	船体構造部
多荷重構造物試験機	水平荷重1,000t(引張および圧縮), 垂直荷重20t×6(分布荷重ラム6基, 分布曲げ), 試験架橋内部長さ10m, 高さ5m, 幅4m	船体構造部
共振式大型疲労試験機	回転数1,200~4,000c/min, 試験片の大きさ2,000mm×500mm×10mm(引張りおよび圧縮)・4,300mm×600mm×300mm(曲げ試験)	船体構造部
静荷重試験機	最大秤量300t, 負荷間隔5t, 材料試験機検定標準器検定用	船体構造部
600トンテストリグ	静的最大荷重:引張600t, 繰返最大荷重:引張300t, 圧縮100t, 繰返最高速度10c/min	船体構造部
4,000トン引張試験機	最大引張力4,000t, 試験片寸法:最大厚200mm×幅1,600mm×最大長2,500mm, 荷重発生装置:500t油圧ジャッキ8本, 加圧ストローク200mm	溶接工作部
3,000トン低サイクル疲労試験機	繰返変動荷重範囲1,000t~3,000t, 最大振幅荷重3,000t, 荷重繰返速度1~60c/min, 最大ストローク:静的200mm, 動的30mm, 試験片寸法:最大厚200mm, 取付最大平板:長さ3,000×幅1,500mm	溶接工作部
15MeVベータトロン	エネルギー最高15MeV, 撮影能力:鉄材200mm厚を1分以下にて撮影可能, 欠陥判別能力:厚さの1%以下, 焦点0.2mm×0.2mm	溶接工作部
ベータトロン用X線テレビおよび断層装置	検査能力:透過度計識別度4%以下(鉄厚100mmの場合), 架台旋回角度左右各33°, 旋回速度2~12分/60°	溶接工作部
300KVP工業用X線装置	最大透過能力 鉄板95mm, X線焦点2.5×2.5mm, 重量80kg(ポータブル)	溶接工作部
600トンテストリグ	最大引張力600t, 試験片寸法:最大厚50mm, 幅500mm, 長さ1,000mm, 荷重発生装置:油圧450kg/cm <sup>2</sup> , 吐出量3ℓ/min, 300c油圧ジャッキ2本, 加圧ストローク200mm	溶接工作部
溶接変形制御装置	最大曲げ角度30°, 曲げ速度0~45°/sec無段変速, 試験片寸法:板厚40mm, 幅300mm, 長さ300mm	溶接工作部
大型ねじり疲労試験機	最大繰返しトルク±1,000m-k, 最大平均トルク2,000m-k, 繰返速度2,000c/s	機関性能部

名 称	諸 元	所 属 部
<b>機関試験設備</b>		
試験用ガスタービン	ガス温度 650℃, 圧力比 3.0, 空気量 22kg/s, 回転数 5,500r.p.m., 出力 2,000PS	機関開発1部
圧縮空気源装置	1,000PS軸流圧縮機, 空気量 10kg/s, 圧力比 2	機関開発1部
高圧空気源設備	1,300PS遠心圧縮機, 空気量 2kg/s, 圧力比 5 850kW軸流圧縮機, 空気量 5.5kg/s, 圧力比 3.5, 駆動用直流電動機(動力計形式) : 低速軸 1,800rpm, 高速軸30,000rpm, 出力 880kW, 入力 1,100kW	機関開発1部
超臨界圧ボイラ実験装置	蒸気圧, 温度 300kg/cm <sup>2</sup> ×580℃, 蒸発量2t/h, 過給比 1.43	機関開発2部
過給ボイラ実験装置	蒸気圧 150kg/cm <sup>2</sup> , 温度 540℃, 蒸発量 3t/h, 過給圧力 1kg/cm <sup>2</sup> g	機関開発1部
80PS実験研究用ディーゼル機関	80PS(無過給時), 145PS(過給時), 275mm×400mm×500r.p.m.	機関性能部
2サイクル実験研究用ディーゼル機関	出力Pme 7.0kg/cm <sup>2</sup> において 110PS/400rpm, Pme15.0kg/cm <sup>2</sup> において 225kg/400rpm, D240%×S380%×1	機関性能部
減速歯車試験装置	大型試験機 : 最大循環動力20,000PS, 小歯車回転数 1,000~7,500rpm, ピッチ円径 P/W 237/1203mm, モジュール5, トルク付加方式 油圧式, 変速方式 流体接手および2段変速機 小型試験機 : 最大循環動力75PS, 小歯車回転数 4,500rpm, ピッチ円径P/W 50/153mm, モジュール5, トルク付加方式 接手ネジリ方式	機関性能部
水潤滑式船尾管軸受試験機	プロペラ軸径 100mm, 最大軸受荷重 5kg/cm <sup>2</sup> , 最大周速 5m/s	機関性能部
<b>荷役作業解析試験設備</b>		
メモ・モーションカメラ	ボレックス(16ミリ)撮影機および緩速度駆動装置2台, パッダリー, コンバータおよび映写装置1式	艦装部
荷役解析装置	ブーム仰角, 回転角, カーブホール, 移動長さ, 速度長さ, 速度および張力等荷役機械の運動を検出記録する。また貨物軌跡自画装置の取付も可能	艦装部
<b>環境試験設備</b>		
調温調湿通風装置	送風量 50m <sup>3</sup> /mm, 有効圧 105mmH <sub>2</sub> O, 加熱容量 30kW, 冷凍機 3.75kW, 冷却能力約 10,000kcal/h	艦装部
<b>音響試験設備</b>		
第1残響室	不整五角形, 天井面 12°傾斜, 内容積434m <sup>3</sup> , 供試体取付口寸法(垂直・水平両面) 2.5m×4.0m	艦装部
第2残響室	第1残響室と対象同形	艦装部
加振室	8m×4m×1.15m, 床・垂直壁 300mm厚ガラス綿内張り, 第1残響室に付設	艦装部
計測室	7m×3.5m×5.0m	艦装部
音響分析装置類	高速度レベル記録器, 周波数分析器, 振動ピックアップ, 前置増幅器1式, セットとして運動自動分析可能	艦装部
無響室	有効容積 5m×3m×4m, 吸音材19ミクロン長させいガラス綿	交通安全部
<b>船舶防火試験設備</b>		
標準火災試験炉	船体の一部を構成する隔壁の標本(高さ 2.44m×幅 1.91m, 高さ 2.44m×幅 3.00mの2種)の加熱試験ができる。加熱温度最高 1,000℃以上, 加熱時間 1h以上, 燃料L.P.G, 加熱温度プログラム制御(手動可能)	艦装部
甲板床張材試験炉	船体の一部を構成する甲板の標本(0.50m×0.50m)の加熱試験ができる。550°±25℃に調節可能, 容量 12kW	艦装部
有機材料発火点試験装置	計測可能試験温度約900℃, 加熱分解速度計測最大秤量50g(10, 20, 50gの3レンジ切換), 煙濃度は光の透過率で測定。(所謂積分型)	艦装部
箱型試験炉	船舶居住区に用いられる内装材の表装材料の火災伝播性および発煙量を計測する。炉の内寸法 230mm×240mm×285mm, 燃料: プロパンガス(JIS 1号, 6気圧), 煙濃度は光の透過率で測定。(所謂微分型)	艦装部
<b>船用品試験設備</b>		
救命器具落下試験設備	鉄塔高さ 19m(フラットより地平面まで), 水槽: 25m×15m,	艦装部



名 称	備 考	元	所 属 部
全自動万能耐候試験機	水深 3.0~1.7m, 釣り上げ装置:電動 4kW, 能力 600kg		機 装 部
防爆型電気機器試験設備	温度調節範囲 室温 +10°+80°C, 湿度 35° において 45~75% R.H, 55° において 30~85% R.H		機 装 部
自記分光光度計	大型試験槽:内法 600mmφ×1,075mm, 小型試験槽:内法 400mmφ×500mm, 爆発ガス混合槽:最高使用圧力 10kg/cm <sup>2</sup> , 内容積 62l		機 装 部
電子管式万能試験装置	測定波長範囲 400~760mμ, 測光器:ダブルモノクロメーター, セクター方式, 広波長域光電管, 単色波長域約 3mμ, 測光精度 ±0.5%, 記録方式:光学的零位法, 20%カムおよび-logt カム付属, 記録時間 2.5分, CIE 表色系による色度計算器付属		機 装 部
関連施設試験設備	S.C.R制御式島津オートグラフ, 各種有機材料の引張, 圧縮, 曲げ試験に使用, 秤量 2g~5t, チャート送り速度 16段, クロスヘッドスピード20段		機 装 部
壁体滑動抵抗試験装置	鉛直荷重 0~12t, 水平荷重 0~60t		関連施設部
接岸力実験装置	水槽 10m×8m×0.8m, 造波装置:プランジャー式, 起波周期 0.4~1sec, 接岸衝撃力はストレーンメーター記録		関連施設部
航路浮泥実験装置	使用周波数 7・14・25・50・100・200kc 音響測深機, 水槽 7m×1m×0.75mの鋼製ガラス張資料槽付; 附帯設備; 計測用シンククロスコープ, 浮泥検出器類		関連施設部
鋼索引張試験機	最大容量 150t, トルク測定最大容量 500kg-m, 解燃数20回		関連施設部
鋼索繰返曲げ疲労試験機	最大供試索径 45mm, 曲げ半径 1,500mm, 最大引張荷重 10t, 毎回回転数 500回		関連施設部
低温低圧試験設備			
低温低圧実験室	8m×5m×2.5m, 最低温度 -60°C, 最低圧力 0.2気圧		共通工学部
超低温実験室	2m×2m×1.5m, 最低温度 -100°C, 2室		共通工学部
風洞試験設備			
普通風洞	吹口 1m円形, 風速最大 20m/s, 動力 100PS		機関開発1部
翼列風洞	吹口 1m×1.5m 楕円形, 風速最大 40m/s, 動力 60PS		交通安全部
小型亜音速風洞	測定断面 0.25m×0.75m, 風速最大 100m/s, 動力 400PS		機関開発1部
計算設備	吹口 50cm円形, 風速最大 280m/s, 動力 400PS		交通安全部
水槽用解析設備	計算機本体: TOSBAC 3300-B, 記憶装置 (23ビット) 磁芯 8k, 磁気ドラム 14k, クロック周波数 200kc, 入出力装置: タイプライタ 4台, 高速テープさん孔機 1台, 計測用磁気テープ 2台他, 計測処理装置: スキヤンナー 5kc, 27素子, データ伝達装置 1,500ボ-		推進性能部
低速度型アナログコンピュータ	任意函数記録装置 (相関計算およびアイレラインシンセサイザー用) サンプリングシュミレータ 0.1~5sec, 3出力 1台, 演算増幅器12台, 加算機 6台, 特殊非線型要素 3台, 掛算器 3台, 光電型任意函数発生器 1台, 原子炉シュミレータ 1台		原子力船部
高速度型アナログコンピュータ	積分器12台, 加算器・係数器20台, ポテンションメータ56個, サーボ式掛算器 3台, 電子管掛算器 4台, 特殊非線型要素 3台, サーボ式函数発生器 1台, 電子管式函数発生器 1台, 原子炉シュミレータ 1台, プリパッチ方式, 遠隔制御付, 遅延時間発生装置 0.05~2sec, 5台		原子力船部
原子炉スペースシュミレータ	原子炉内中性子束密度の分布を 2組拡散理論に基いて計算する (専用計算器)		原子力船部
デジタル計算機 (原子力船研究用)	計算機本体 (NEAC-2206) 1台, 磁気コア記憶装置10,000語, 操作卓 1台, 磁気ドラム記憶装置 1台, 磁気テープ装置 5台, 高速製表装置 1台, 高速テープさん孔機 1台, さん孔タイプライタ 3台		原子力船部
蒸気プラント制御装置	アナログ入力 100点, ON-OFF 入力 16点, パルス入力 2点, アナログ出力 5点, ON-OFF 出力 100点, 1語 34ビット, 記憶 8,000語磁気ドラム, 演算要素トランジスタ, プログラム記憶式, 演算速度乗除 12msec		機関開発2部
相関係数計算装置	継電式, 入力 6単位印刷電信穿孔テープによる		運動性能部

名 称	諸 元	所 属 部
相 関 計 算 機 N.B.M.解 析 計 算 機	磁気テープ式 P.C.S.計算装置1式：(内訳)穿孔機1台、選別機1台、集計作表機1台、穿孔能力毎時120枚、選別能力毎分250枚、集計作表能力毎分6枚、カード寸法20.5cm×9.5cm	交通安全部 機 装 部
そ の 他		
ト レ ー サ ー 実 験 室	構成：オークリッチ型フード1台、ドラフトチャンパー1台、グロブドボックス1台、測定器 シンチレーションエネルギー分布直記装置1台、ガイガー・ジェラーカウンター1台	溶接工作部
電 子 顕 微 鏡	50kV, 高周波電流倍率 500~1,500 (直接), 500~100,000 (引伸)	溶接工作部
ガンマー線エネルギー分析直記装置	シングルチャンネル型, NaI シンチレーションカウンター分解時間1マイクロ秒, ガンマー線エネルギー分布を分析記録する	溶接工作部
マイクロフォトメーター	測定濃度 0~3.0, 原板上の最小照射面積 50μ×100μ	溶接工作部
ガスシールドアーク溶接装置	交通両用, ミグ溶接およびティグ溶接両用, 最大使用電流 500A 被溶接材寸法 板厚1~50mm, 巾 400mm, 長さ 800mm, 薄板押え圧力 18kg/cm <sup>2</sup>	溶接工作部
ス ラ グ 溶 接 機	SLC-124型, 溶接電極数 2, 溶接可能板厚 50~200mm, 最大長 2,000mm	溶接工作部
ガスコントロール装置	ガス流量: 酸素 10~10,000l/h, アセチレン 10~10,000l/h, プロパン 10~10,000l/h	溶接工作部
動的平衡試験装置	試験体重量 15kg~3,000kg, 試験体直径最大 2,000mm, 軸受間隙 400mm~3,100mm, 軸受直径 40mm~180mm, 回転数 208/360/520/820/1,230/1,950r.p.m., 感度記録し得る最小軸受振幅 0.001mm	機関開発1部
船用原子炉プラント振動動揺試験装置	振動台: 大きさ 4m×4m, 振動方向上下および水平, 搭載重量: 7t, 振動数 150~1,500r.p.m., 振動加速度 7t にて 1g	原子力船部
船用原子炉大型上下動試験装置	載荷重 1,800kg, 加速度 0.1~1.2g, 周期 3~153S, 垂直走行距離 5.2m, 動揺角±20°, 油圧・空気圧併用, 所要動力 100PS	原子力船部
電子管式応力頻度計	スライサー13段, スライスベル可変 1/1,000, 等分誤差 0.2%, 頻度表示: 1) 経過頻度 2) 振幅頻度 3) 極地頻度	交通安全部
実 験 艇	鋼製V型, L=12m, 総屯数12, B=3.3m, D=1.5m 主機4, サイクルディーゼル機関1基, 出力: 連続最大 130ps/1,800r.p.m., 試運転速度(連続最大) 12節 定員: 乗員を含み20名	各部共通

- 3. 自動車の事故防止 ◇
- 4. 航空機および飛行場保安施設 ◇
- 5. 交通機関による公害の防止 ◇

受託試験研究および技術指導

「船舶技術研究所、電子航法研究所および港湾技術研究所受託試験規則」(昭和26年3月31日運輸省令第22号)により、当所の所掌事務の範囲内で本来の業務に支障のない限り、公共団体や民間からの設計、調査、試験、研究および技術指導の依頼に応じている。

研究施設の開放

当所の試験研究施設を、当所の業務に支障のない限りにおいて、所外の公共目的等のための使用に開放している。

共同研究

当所の研究推進にも効果があると認められる場合、外部(民間団体および会社等を含む)との共同研究を行なう場合がある。

研究成果の発表

当所における設計、調査、試験および研究の成果は、春秋2季における定期研究発表会および随時の講演会等の開催、ならびに船舶技術研究所報告(和文)、同別冊(和文または英文)、Papers of Ship Research Institute(英文)、船舶技術研究所年報およびその他の刊行物により公表されている。研究発表会等は一般に公開されており、刊行物は広く内外の関係方面に配布されている。

d. 主要な試験研究施設

船舶関係の現施設は別表のとおりであるが、整備の途上であり、昭和43年度においても波浪荷重試験装置、高圧蒸気源装置およびその他の諸装置が新設される予定である。ただし、国立研究所の施設として緊急に整備することが要望されている多くの重要施設が未だ残されている。

米国 PERSPECTIVE INC. 製  
ILLUSTROMAT 1100 電子式  
立体製図機

久保和則  
極東貿易株式会社 特器部

最近デジタル・コンピューターを利用した製図作業の自動化が進められており、ソフトウェアの開発も行われている。

しかしながら、これらデジタル・コンピューターを利用する方法では、透視図や各種立体図を描かせるような、複雑な図面を数式化し、スリー・ディメンショナル(3-D)・インホメーションに変換する作業は大変な手間がかかり、ルーチン化された作業を除きソフトウェアの点で無駄が多い。

図1に示す米国 PERSPECTIVE INC. 製 ILLU-  
STOMAT 1100 電子式立体製図機は、かような作業の無駄を省き能率よく各種立体図を描き出すので、合理化に大いに役立つものと考えられている。

参考までにこの機械の概要、特長、仕様、実際の応用例を紹介する。

### 1. 概要

この機械はアナログ・コンピューターを使用した機械で、図2で示すように入力部、演算および制御部そして出力部の3つの部分から成り立っており、三面図、または、それに相当する各種図面から空間位置を読みとり、それを3-Dインホメーションに座標変換する。各部分の機能は次のとおりである。

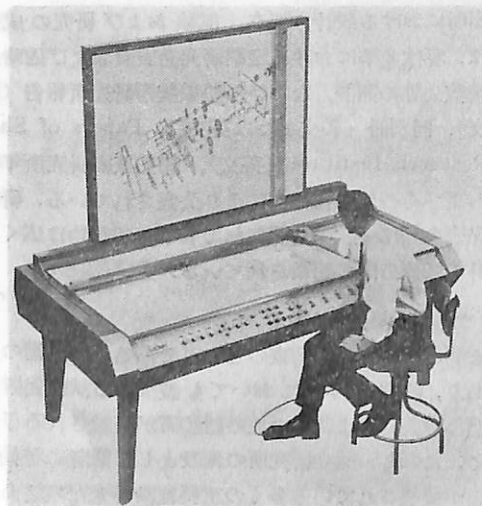


図 1

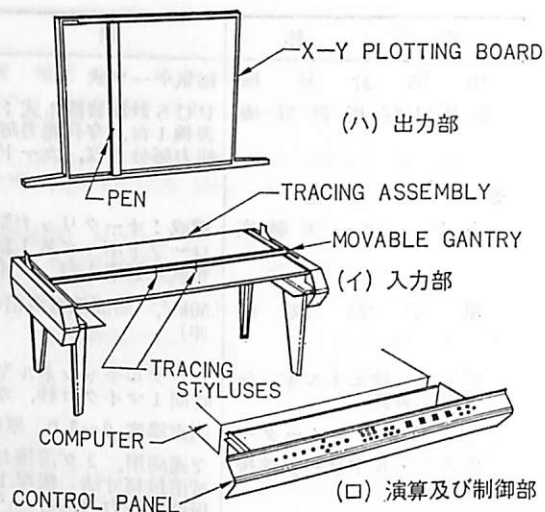


図 2

(イ) 入力部 これは机上に位置する製図台にあたる。ここで入力として使用する図面から点、または、線の空間的な相対位置をアナログ信号の形で取出す。

(ロ) 演算および制御部 これは机の中に収納されたアナログ・コンピューターと前面のコントロール・パネルより成り立っている。

入力部で読みとられた空間位置は、あらかじめ、前面のコントロール・パネルで設定された条件で制御されるアナログ・コンピューターの算演部で3-Dインホメーションのシグナルに変換される。制御部で設定する制御の主な内容は、

A. 透視図 (Perspective Views), 軸測投象図 (Axonometric Views), 人間の両眼でみた、おのおのの画面を重ね合わせた、立体透視図 (Stereo Scpic Views), その他のうちのいずれを描くかの選定。

B. 視点の選定 (視点と物体との距離, 回転角度, 傾度を自由に選択できる。)

C. 図面の拡大・縮小の選定。

D. その他。

である。

(ハ) 出力部 これは後部に垂直に立っている X-Y プロッターにあたる。演算部で得られた3-Dインホメーションはそのまま描写ペンの動力となる。

### 2. 特長

A. デジタル・コンピューターと異り、ソフトウェアを開発する必要がないので誰でも簡単に操作できる。

B. 操作は制御部のツマミの設定のみなので、コンピューターの知識がなくても十分に操作でき、特別な訓練を必要としない。

C. 経費の節減に役立つ。

- D. 保守が簡単.
  - E. 作業時間を大幅に短縮できる.
  - F. 精密な立体図が描ける.
  - G. 各種の立体図が描ける.
  - H. 応用範囲が広い.
- 等々である.

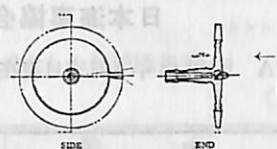


図3-3 断面図によるファンの完成図

• Requirement: An accurate perspective drawing - in less than 4 hours!  
 • Impossible or Expensive? - not any more.

3. 仕様

- A. 入力: 2本のトレーシング・ペンによる.
- B. トレーシング・エンド・コントロール: X-Yプロッター上での描写位置範囲の設定, トレーシング・ペンの固定が可能.
- C. 描写図面の種類: 透視図, 軸測投影図, 入力図面と異なる別の面の正射影図, 縮尺及び拡大図.
- D. 描写方法: ペン, 鉛筆, その他
- E. 描写図面の寸法: 38" (96.5 cm) × 47.5" (120.7 cm)
- F. 描写図面に対する制御: 回転角度, 傾度, 視点距離, 倍率, 補助図面描き込み, 立体透視図, 鏡像効果

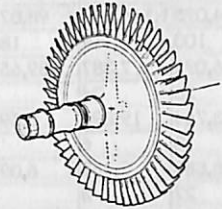


図3-4 部品引出図

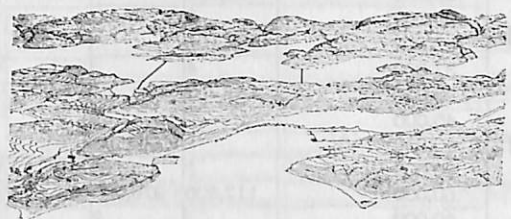
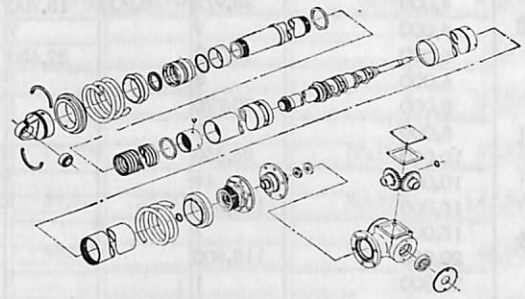


図3-5 等高線による地勢図

4. 応用例 (図3参照)

- A. 造船: パイプラインの設計, 内部設計, 外部設計, 部品工作図, 仕様見取図, 等々.
- B. 自動車, 航空機および一般産業: 製品内部, 外部設計, 人間工学研究, 部品の配置設計, 取扱い説明用展開図面, 等々.
- C. 土木: ハイウェイデザイン, 道路透視図, 地勢図, 地層図, 等々.
- D. 建築: 各種建物の外部, 内部設計, 工場の配置設計, 等々.

◀本製品の板扱い先は極東貿易株式会社特器部 (東京都千代田区大手町2の4, 電話, 270-7711)▶

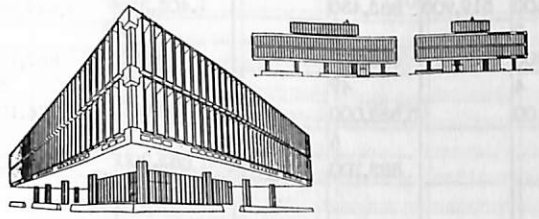


図3-1 建設外観見取図

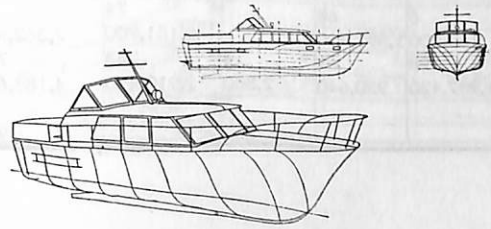


図3-2 線図による船舶完成予想図



図3-6 ILLUSTROMAT 1100 によって作製した超音速旅客機用カタログ

日本海事協会 造船状況資料

表 A 昭和43年4月末日現在の工事中および製造契約済の船舶総括表

(100総トン以上)

	国内船				輸出船				総計
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計	
隻数	218	67	200	485	204	129	4	337	822
総噸数	904,095	1,146,649	98,071	2,148,815	3,586,579	9,507,288	585	13,094,453	15,243,268
100以上隻数	100	19	180	299			4	4	303
500未満総噸数	36,092	7,387	39,651	83,130			585	585	83,715
500	26	24	4	54					54
1,000	23,764	19,896	3,597	47,257					47,257
1,000	10	6	4	20					20
2,000	18,883	9,467	6,093	34,443					34,443
2,000	27	3	1	31					31
3,000	74,494	8,199	2,400	85,093					85,093
3,000	6	1	4	11	3	2		5	16
4,000	23,972	3,900	13,700	41,572	10,319	6,900		17,219	58,791
4,000	9		7	16	2			2	18
6,000	43,030		32,630	75,660	9,100			9,100	84,760
6,000	3			3	1			1	4
8,000	20,770			20,770	6,850			6,850	27,620
8,000	3			3	56			56	59
10,000	26,350			26,350	526,400			526,400	552,750
10,000	18			18	60	18		78	96
15,000	199,040			199,040	685,970	237,200		923,170	1,122,210
15,000	7			7	36	5		41	48
20,000	118,900			118,900	582,260	86,500		668,760	787,660
20,000	1			1	7	1		8	9
25,000	20,500			20,500	165,980	21,200		187,180	207,680
25,000	2			2	11	1		12	14
30,000	53,100			53,100	293,500	27,400		320,900	374,000
30,000	4			4	16			16	20
40,000	132,700			132,700	571,800			571,800	704,500
40,000		1		1	5	12		17	18
50,000		45,900		45,900	214,500	533,708		748,209	794,109
50,000	2	5		7		15		15	22
60,000	112,500	276,000		388,500		818,850		818,850	1,207,350
60,000		2		2	7	13		20	22
80,000		144,600		144,600	519,900	885,430		1,405,330	1,549,930
80,000		2		2		7		7	9
100,000		193,200		193,200		668,900		668,900	862,100
100,000		4		4		49		49	53
120,000		438,100		438,100		5,338,000		5,338,000	5,776,100
120,000						6		6	6
160,000						883,200		883,200	883,200
160,000									
200,000									
200,000									
240,000									
タービン隻数	1	6		7	6	68		74	81
タービンPS	10,000	201,000		211,000	160,000	1,991,900		2,151,900	2,362,900
ディーゼル隻数	216	61	200	477	193	61	4	263	740
ディーゼルPS	768,970	237,260	271,975	1,278,205	1,987,420	920,640	2,380	2,910,440	4,188,645
その他隻数	1			1					1
その他PS	930			930					930

註 統計は、建造未許可のものは除外してある。

表 B 昭和43年3月、4月中に進水した船舶総括表

(100総トン以上)

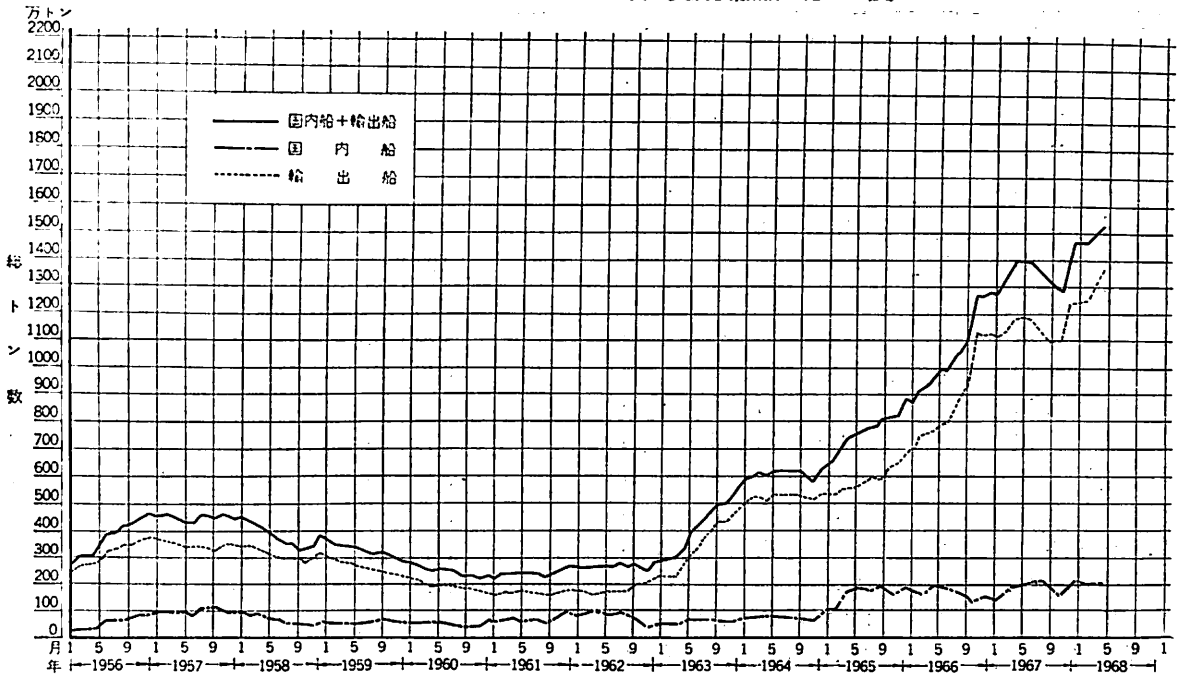
	国内船				輸出船				総計
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計	
隻数	97	19	63	179	20	11	1	32	211
総 噸 数	388,266	347,421	25,138	760,825	342,930	742,308	195	1,009,723	1,770,548
総 噸 数 別 内 訳	100以上 隻数	51	2	58	111		1	1	112
	500未満 総噸数	18,231	630	13,659	32,520		195	195	32,715
	500	10	8	2	20				20
	1,000	8,151	6,645	1,779	16,575				16,575
	1,000	1	3		4				4
	2,000	1,999	4,571		6,570				6,570
	2,000	11	2	1	14				14
	3,000	29,290	4,675	2,800	36,765				36,765
	3,000	7		2	9	1	1	2	11
	4,000	27,663		6,900	34,563	3,160	3,500	6,660	41,223
	4,000	2			2				2
	6,000	9,510			9,510				9,510
	6,000	3			3				3
	8,000	20,850			20,850				20,850
	8,000	1			1	6		6	7
	10,000	9,750			9,750	58,100		58,100	67,850
	10,000	6			6	5	2	7	13
	15,000	65,022			65,022	59,370	23,000	82,370	147,392
	15,000					3		3	3
	20,000					48,900		48,900	48,900
	20,000	1			1				1
	25,000	20,500			20,500				20,500
	25,000					2		2	2
	30,000					55,100		55,100	55,100
	30,000	2			2	2		2	4
	40,000	64,800			64,800	69,800		69,800	134,600
	40,000					1	2	3	3
50,000					48,500	92,908	141,408	141,408	
50,000	2	1		3		1	1	4	
60,000	112,500	55,300		167,800		57,500	57,500	225,300	
60,000	1	1		1		1	1	2	
80,000		71,100		71,100		60,900	60,900	132,000	
80,000		1		1				1	
100,000		99,200		99,200				99,200	
100,000	1	1		1		2	2	3	
120,000		105,300		105,300		212,500	212,500	317,800	
120,000						2	2	2	
160,000						292,000	292,000	292,000	
160,000									
200,000									
200,000									
240,000									
機 関 別 内 訳	タービン 隻数		2	2		4		4	6
	PS		68,000	68,000		130,800		130,800	198,800
	ディーゼル 隻数	97	17	69	177	20	7	28	205
PS	273,735	70,790	77,500	422,025	210,450	108,000	550	314,000	736,025
その他 隻数									
PS									

表 C 昭和43年3、4月中に竣工した船舶総括表

(100総トン以上)

	国内船				輸出船				総計
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計	
隻数	86	17	66	169	25	11	6	42	211
総噸数	194,318	165,162	18,651	378,131	485,555	431,496	1,642	918,693	1,296,824
100以上隻数	49	3	63	115			6	6	121
500未満総噸数	16,690	1,125	14,301	32,116			1,642	1,642	33,758
500	9	6	2	17					17
1,000	3	3		6		1		1	7
2,000	5,452	4,587		10,039		1,572		1,572	11,611
2,000	8	2	1	11					11
3,000	22,388	5,057	2,800	30,245					30,245
3,000	5			5		1		1	6
4,000	19,520			19,520		3,562		3,562	23,082
4,000	1			1	1			1	2
6,000	4,429			4,429	4,999			4,999	9,428
6,000	2			2					2
8,000	12,304			12,304					12,304
8,000	2			2	3			3	5
10,000	19,530			19,530	28,168			28,168	47,698
10,000	5			5	6	1		7	12
15,000	51,415			51,415	68,000	12,600		80,600	132,015
15,000	1			1	4			4	5
20,000	15,331			15,331	64,254			64,254	79,585
20,000	1			1	5			5	6
25,000	20,686			20,686	113,031			113,031	133,717
25,000					2			2	2
30,000					54,100			54,100	54,100
30,000		1		1	3	3		6	7
40,000		39,213		39,213	109,303	117,012		226,315	265,528
40,000					1	3		4	4
50,000					43,700	130,350		174,050	174,050
50,000		2		2					2
60,000		109,846		109,846					109,846
60,000						1		1	1
80,000						60,900		60,900	60,900
80,000									
100,000									
100,000						1		1	1
120,000						105,500		105,500	105,500
120,000									
160,000									
160,000									
200,000									
200,000									
240,000									
タービン隻数					1	1		2	2
PS					16,500	28,000		44,500	44,500
ディーゼル隻数	86	17	66	169	24	10	6	40	209
PS	100,410	82,300	76,160	258,870	251,810	156,000	6,550	414,360	673,230
その他隻数									
PS									

図表1 鋼船建造状況  
(下記月末において工事中および製造契約済船舶の総トン数)



図表2 鋼船建造状況  
(下記月末においてそれぞれ過去1カ年に竣工した船舶の総トン数)

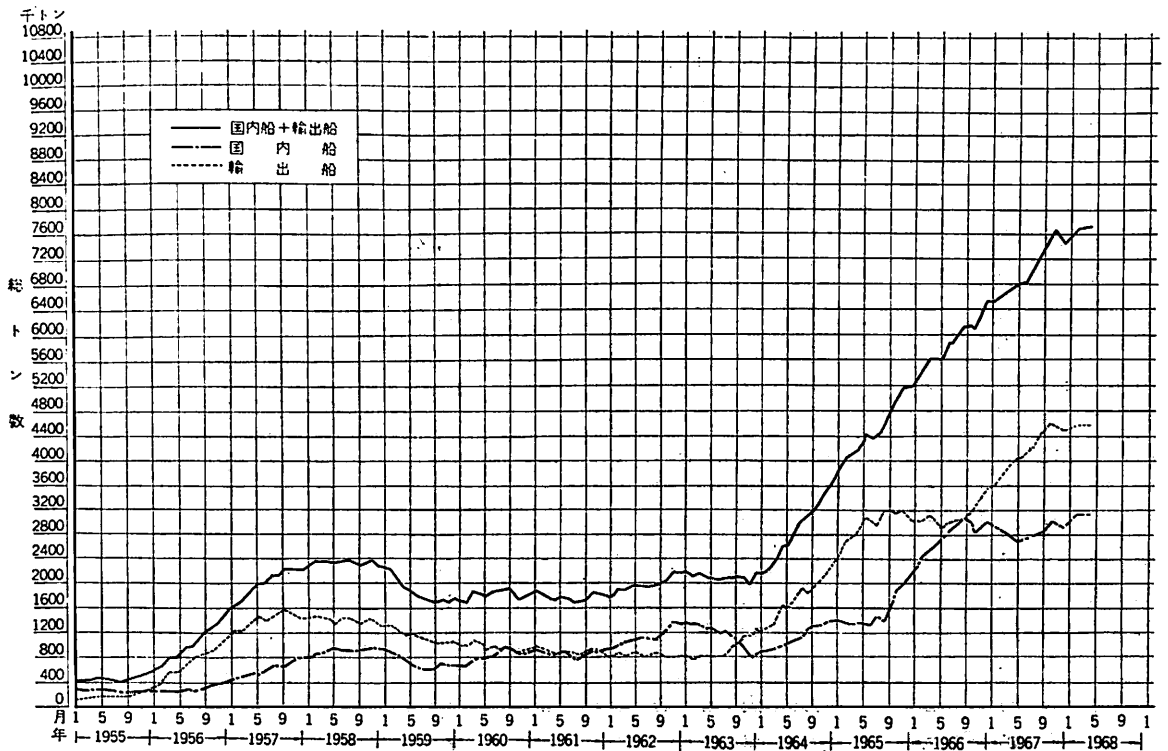




表 D 工事中および製造契約済の船舶の製造工場別表

(本表は表 A に掲げた船舶につき集計したものである)

工場名	隻数	総屯数	工場名	隻数	総屯数	工場名	隻数	総屯数
函館ドック	14	208,699	市川造船	2	1,054	向島造機	4	1,416
三井千葉	8	669,400	西井船渠	2	693	木村造船		
石播東京	37	351,500	新浪速船渠	2	5,200	竹原造船		
石播横浜	13	1,501,300	勝浦船渠	2	998	木曾積造船	1	135
日鋼鶴見	11	431,050	金川造船	1	199	山中造船	3	1,297
三菱横浜	7	385,908	栗津造船	3	1,197	村上秀造船	2	798
浦賀重工	15	435,900	徳島造船産業	7	5,806	(有)田熊造船所		
日鋼清水	15	205,200	浦共同造船	2	398	佐々木造船	13	4,305
石播名古屋	15	207,080	寺岡造船	2	2,249	古本鉄工		
日本海重工	2	12,600	新浜造船	6	2,394	日新商事向島造船		
舞鶴重工	7	103,693	阿部造船	4	746	底押造船	6	1,494
日立堺	10	1,015,400	大幸船渠	2	2,449	松浦造船所	5	2,048
三井藤永田	15	228,260	今井造船	4	7,298	大東造船工業	3	597
佐野安船渠	11	118,640	高知県造船	9	4,087	西造船	3	1,698
名村造船	5	52,450	高知重工	4	5,644	望月造船	2	398
大阪造船	15	151,540	新山本造船	2	7,998	深江造船	1	499
川崎重工神戸	16	552,900	四国ドック	5	9,470	須波造船		
三菱神戸	12	176,720	増井造船	3	897	今村造船	7	2,530
石播相生	24	893,830	強力造船	3	553	神田造船	1	999
三井玉野	16	522,900	福島造船鉄工			芸備造船工業	7	3,986
川崎重工坂出	11	1,170,600	中村造船	3	965	宇品造船	8	16,165
日立因島	12	550,140	常石造船	7	27,237	磐固屋船渠	4	1,796
日立向島	13	144,030	田熊造船(株)	4	4,987	笠戸船渠	2	20,000
三菱広島	10	416,100	尾道造船	4	29,720	三菱下関	13	101,460
石播呉	26	947,000	瀬戸田造船	3	20,940	林兼下関	11	20,812
佐世保重工	15	1,452,800	松浦鉄工造船	6	2,159	中山重工		
三菱長崎	16	1,764,400	幸陽船渠	3	6,749	本田造船	5	1,857
橋崎造船	13	4,168	渡辺造船	2	1,998	日本造船		
山西造船鉄工	9	2,748	今治造船	8	15,330	若松造船	1	999
東北造船	3	9,260	浅川造船	5	3,828	関門造船	2	653
新潟鉄工所	9	3,348	波止浜造船	8	18,906	福岡造船	19	3,437
安藤鉄工	3	370	伯方造船	1	299	白杵鉄工	15	36,006
石川島化工機	4	3,520	来島どっく	15	52,677	林兼長崎	26	19,638
本間造船	2	328	大浦船渠	1	600	旭洋造船	4	1,878
相模造船	2	490	宇和島造船	3	2,997	東和造船	8	2,223
金指造船	13	17,564	檜垣造船	4	2,196	吉浦造船	1	600
三保造船	16	9,772	安芸津造船	3	1,999	徳島造船	12	1,485
林兼横須賀			太平工業	2	3,379	博多船渠	16	1,834
袖野造船	2	360	橋造船			小門造船		
日魯造船	2	998	山陽造船	3	1,349			
内田造船	5	1,746	岸本造船	13	6,868	合計	822	15,243,268

表 E 主機関の製造工場別表

(本表は表 A に掲げた船舶につき集計したものである)

工場名	ディーゼル主機	
	台数	馬力
新 潟 鉄 工 所	78	74,390
石 播 東 京		
富 士 デ ィ ー ゼ ル	18	22,300
鐘 淵 デ ィ ー ゼ ル		
三 菱 横 浜	18	159,000
白 杵 鉄 工 工	11	8,000
舞 鶴 重 工 工	5	57,000
赤 阪 鉄 工 工	67	84,865
伊 藤 鉄 工 工	12	30,100
日 立 因 島	8	34,650
松 井 鉄 工 工	10	7,200
日 立 桜 島	25	352,500
三 菱 神 戸	36	377,300
三 川 崎 高 砂		
川 崎 重 工	22	289,040
阪 神 内 燃 機	73	84,860
日 本 発 動 機	20	29,850
神 戸 発 動 機	30	72,850
ヤンマーディーゼル	11	4,050
石 播 相 生	134	1,231,280
三 井 玉 野	37	535,700

浦 賀 玉 島	40	521,500
楓 田 鉄 工	26	27,720
三 菱 広 島	2	36,800
三 菱 長 崎	3	53,800
佐 世 保 重 工		
大 塚 鉄 工 業	64	54,150
日 立 舞 鶴	1	1,000
東 京 ポ ー ト	2	360
宇 部 鉄 工	2	15,300
松 江 内 燃 機	2	1,600
日 鋼 鶴 見	2	15,200
三 菱 名 古 屋	3	1,070
柳 原 鉄 工 工		
林 兼 造 船 工		
石 橋 鉄 工 工	1	420
三 菱 東 京 製 作 所		
住 吉 鉄 工	2	870
合 計	765	4,184,725

工場名	タービン主機	
	台数	馬力
石 播 東 京	40	1,001,400
川 崎 重 工	15	431,500
三 菱 長 崎	23	665,000
合 計	78	2,097,900

表 F 船級船の総隻数および総トン数 (昭和43年4月末現在)

総トン数 以上・未満	NS*		NS		合 計	
	隻 数	総 ト ン 数	隻 数	総 ト ン 数	隻 数	総 ト ン 数
100	34	2,306	4	368	38	2,674
100 ~ 500	112	36,456	17	7,139	129	43,595
500 ~ 1,000	205	167,863	23	16,227	228	184,090
1,000 ~ 2,000	325	534,998	6	8,966	331	543,964
2,000 ~ 3,000	266	699,616	9	23,501	275	723,117
3,000 ~ 4,000	202	721,406	7	25,214	209	746,620
4,000 ~ 6,000	138	665,271	5	27,346	143	692,617
6,000 ~ 8,000	196	1,396,905	5	34,707	201	1,431,612
8,000 ~ 10,000	237	2,134,122	5	46,584	242	2,180,706
10,000 ~ 15,000	133	1,560,798	3	33,511	136	1,594,309
15,000 ~ 20,000	27	468,599	1	16,433	28	485,032
20,000 ~ 25,000	42	936,173	2	43,706	44	979,879
25,000 ~ 30,000	40	1,124,050	3	81,289	43	1,205,339
30,000 ~ 40,000	60	2,081,199			60	2,081,199
40,000 ~ 50,000	38	1,686,982			38	1,686,982
50,000 ~ 60,000	17	925,972			17	925,972
60,000 ~ 80,000	19	1,292,337			19	1,292,337
80,000 ~ 100,000	5	454,360			5	454,360
100,000 ~ 120,000	1	107,957			1	107,957
合 計	2,097	16,997,370	90	364,991	2,187	17,362,361

# NKコーナー



## 建造後10年を経過した船の倉内肋骨の検査について (68 HK 476-EG 昭和43年5月8日)

建造後10年を経過した船の肋骨の損傷が近時かなり報告されており、特に肋骨と外側甲板が溶接されている船で肋骨がその固着部で折損する例が多い。この部分は、リンバープレート、セメント等でおおわれ検査が困難な場合が多く、とかく不良部分の発見が遅れがちと考えられる。鋼船規則では、第一次第三種定期検査以後の各定期検査においてこの箇所の検査を行なうこととしているが、今後は、建造後10年を経過した船の第一種中間検査においてもできる限りリンバープレート、セメント等を適宜撤去の上該部の検査を行なうこととした。

## 海上コンテナの工場承認および型式認定について

(68 HK 545-M 昭和43年5月31日)

海上コンテナについて、本年4月末日までに製造所の工場承認および型式の認定を終了したものは次のとおりである。

### 海上のコンテナ承認工場

1. 日本フルハーフ株式会社厚木工場
2. 三菱重工業株式会社三原製作所
3. 日本トールモービル株式会社豊橋工場
4. 川崎航空機工業株式会社自動車事業部
5. 富士重工業株式会社宇都宮製作所

### 認定済コンテナ型式

1. KA 2-20. 1C, 鋼材耐食アルミニウム合金製一般貨物用, 自重 1,600 kg, 日本フルハーフ K.K.
2. MAD 1-203. 1C, 鋼材耐食アルミニウム合金製一般貨物用, 自重 1,670 kg, 三菱重工業 K.K.
3. MAD 2-203. 同上, ただし, 自重 1,730 kg.
4. CDI-IA 20 A, B, C, D. 1C, 鋼材耐食アルミニウム合金製一般貨物用コンテナ, 自重 A=1,600 kg, B=1,680 kg, C=1,620 kg, D=1,700 kg. 日本トールモービル K.K.
5. MAR-201. 1C, 鋼材アルミニウム合金製防熱コンテナ(発泡ポリウレタン防熱材), 自重 2,520 kg, 三菱重工業 K.K.

6. NKK-220. 1C, 鋼材耐食アルミニウム合金製一般貨物用コンテナ, 自重 1,730 kg, 日本鋼管 K.K.

7. KCD-2. 1C, 鋼材耐食アルミニウム合金製一般貨物用コンテナ, 自重 1,590 kg, 川崎航空機工業 K.K.

8. NFC-A1. 1C, 鋼材 FRP 合金パネル製一般貨物用コンテナ, 自重 2,080 kg, 日本車輛製造 K.K.

9. JSC-20 A, B, A-1. 1C, 鋼材耐食アルミニウム合金製一般貨物用コンテナ, 自重 A=1,680 kg, B=1,680 kg, A-1=1,750 kg, 富士重工業 K.K.

10. KCD-3. 1C, 鋼材耐食アルミニウム合金製一般貨物用コンテナ, 自重 1,800 kg, 川崎航空機工業 K.K.

## 曲げを受ける鋼板の脆性破壊限界応力に関する研究概要

鋼板の脆性亀裂伝播特性を検討する試験法の一つに二重引張試験があるのは周知のとおりである。この試験法では鋼板に引張応力のみをあらかじめ与えておいて脆性亀裂を伝播させている。しかし、実際の構造物を構成する鋼板は必ずしも引張応力のみを受けるとは限らない。圧縮応力を受けるかも知れないし、圧縮応力と引張り応力とを同時に受けるかも知れない。そこで、圧縮応力と引張応力とが鋼板の表裏に同時に存在する状態すなわち、板に曲げ荷重が加わった状態ではどのような脆性破壊の仕方をするかについて NK 技研で実験を行なった。仮りにこの試験法を曲げ引張試験と呼ぶことにする。供試材は、軟鋼材4種、高張力鋼2種である。二重引張試験の結果と曲げ引張試験の結果とを比較してみると、曲げ引張試験による“応力-亀裂停止温度”曲線は、二重引張試験のそれよりもいずれも低温側になることがわかった。すなわち同応力レベルでは曲げ引張試験の方が亀裂が伝播しにくいことになる。また、両試験法による破面にも明らかな相違が認められた。

今回の実験結果をまとめると、

(1) 引張応力と圧縮応力とが同時に板の表裏に存在する場合でも脆性亀裂は十分伝播する。

(2) 実際の構造物を構成する鋼板で曲げ荷重を受けることが想定される場合、その鋼板の脆性特性を検討するには曲げ引張試験を実施するのが望ましい。

(3) 曲げを受ける鋼板の脆性亀裂伝播限界応力曲線を決定する場合近似的には引張応力のみ $1/2$ を基準にしてよいと考えられる。

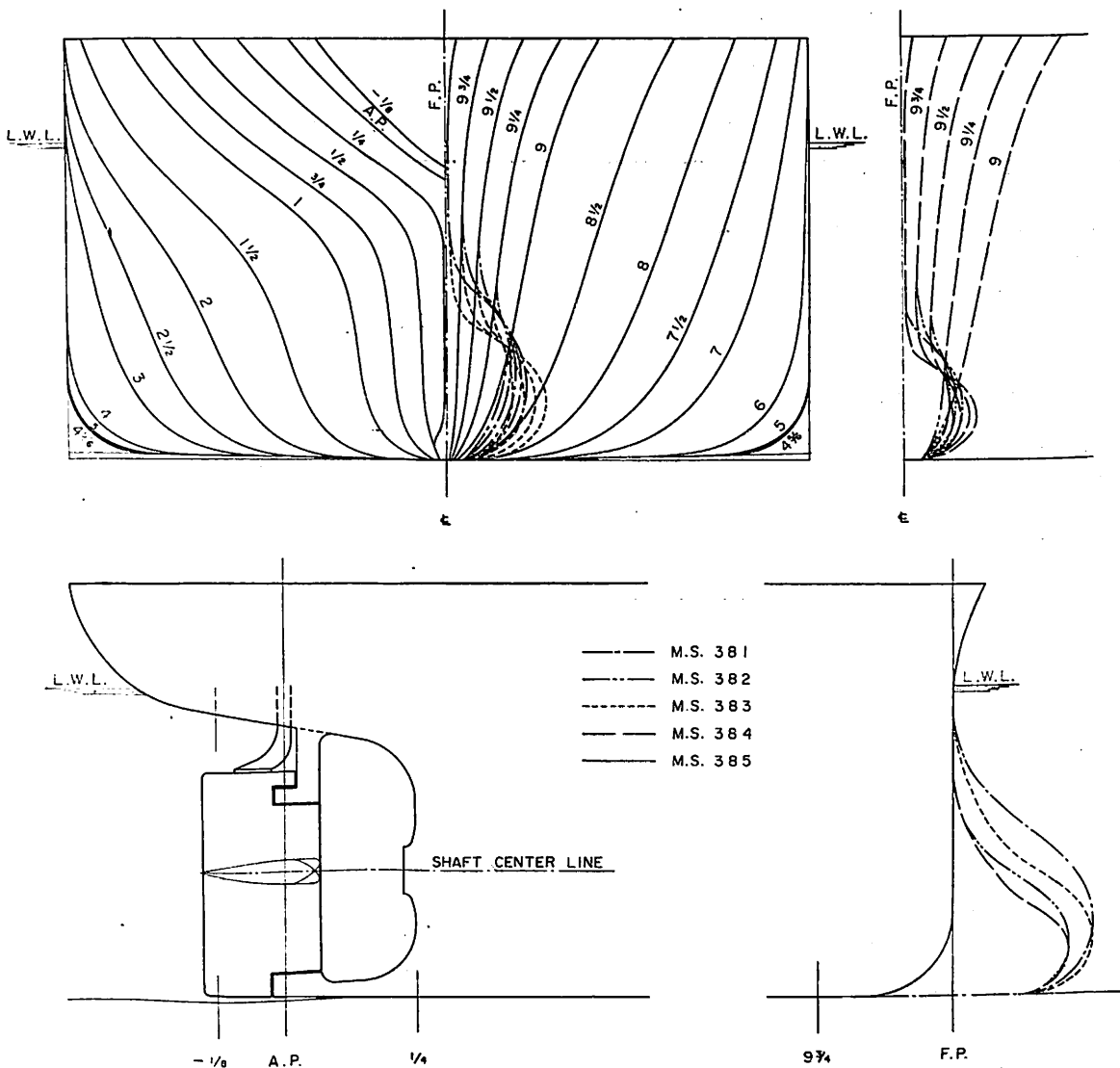
今回の実験では、以上の3点の事柄がわかったが、これらに関連して、今後圧縮応力のみ $1/2$ の応力場で果して脆性亀裂が伝播するものかどうか、伝播するとすればどのような仕方をするか検討する必要があるように思われる。

### 高速貨物船の船首形状変化の模型試験例

船舶編集室

M.S. 381, 382, 383, 384 および 385 は垂線間長さ 150.00 m の高速貨物船に対応する模型船で、船首形状を普通型船首、球型バルブ（約 5%、10%）および玉ねぎ型バルブ（約 5%、10%）の 5 種類に変化させて試験した。模型船の垂線間長さおよび縮率は、それぞれ

6.0 m, 1/25.000 である。各船の主要寸法等は実船の場合に換算して第 1 表に、試験に使用した模型プロペラの要目を第 2 表に示し、正面線図および船首尾形状は第 1 図に示す。舵は全模型船とも反動舵が採用されている。また、L/B は約 7.2, B/d は約 2.3 である。



第 1 図 正面線図および船首尾形状

第1表 船体要目表

M. S. No.		381	382	383	384	385
長さ	L <sub>PP</sub> (m)	150.000				
幅 (外板厚を含む)	B (m)	20.840				
満 載 状 態	喫水 d (m)	9.070				
	喫水線の長さ LWL (m)	154.005				
	排水量 ρ <sub>s</sub> (m <sup>3</sup> )	18,094	17,966	18,125	17,969	17,875
	C <sub>B</sub>	0.638	0.634	0.639	0.634	0.630
	C <sub>P</sub>	0.653	0.648	0.654	0.648	0.645
	C <sub>M</sub>	0.967				
	l <sub>CB</sub> (L <sub>PP</sub> の%にて 真より)	+1.20	+1.60	+1.19	+1.60	+1.80
平均外板厚 (mm)	0.020					
船首形状	球型	玉ねぎ型		普通型		
バルブ	大きさ (船体中央部断面積の%)	10.4	5.6	10.5	5.6	—
	突出量 (L <sub>PP</sub> の%)	2.58	2.14	2.58	2.14	—
	沈下量 (満載喫水の%)	0.775	0.828	0.828	0.856	—
摩擦抵抗係数*	フルード λ <sub>s</sub> = 0.14038 λ' <sub>s</sub> = 0.1419					

\*印 LWL に基く

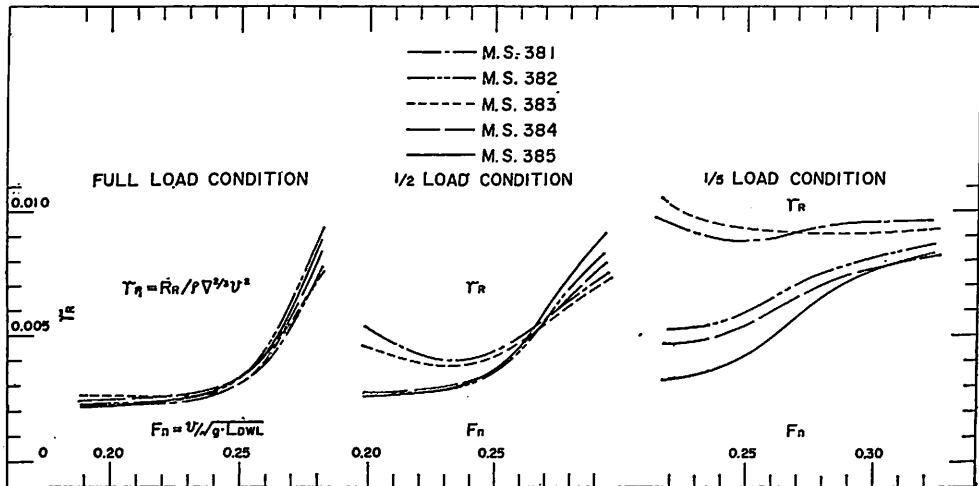
第2表 プロペラ要目表

M. P. No.	331
直径 (m)	6.250
ボス比	0.180
ピッチ (一定) (m)	5.000
ピッチ比 (一定)	0.800
展開面積比	0.500
翼厚比	0.050
傾斜角	10°~0'
翼数	5
回転方向	右
翼断面形状	MAU

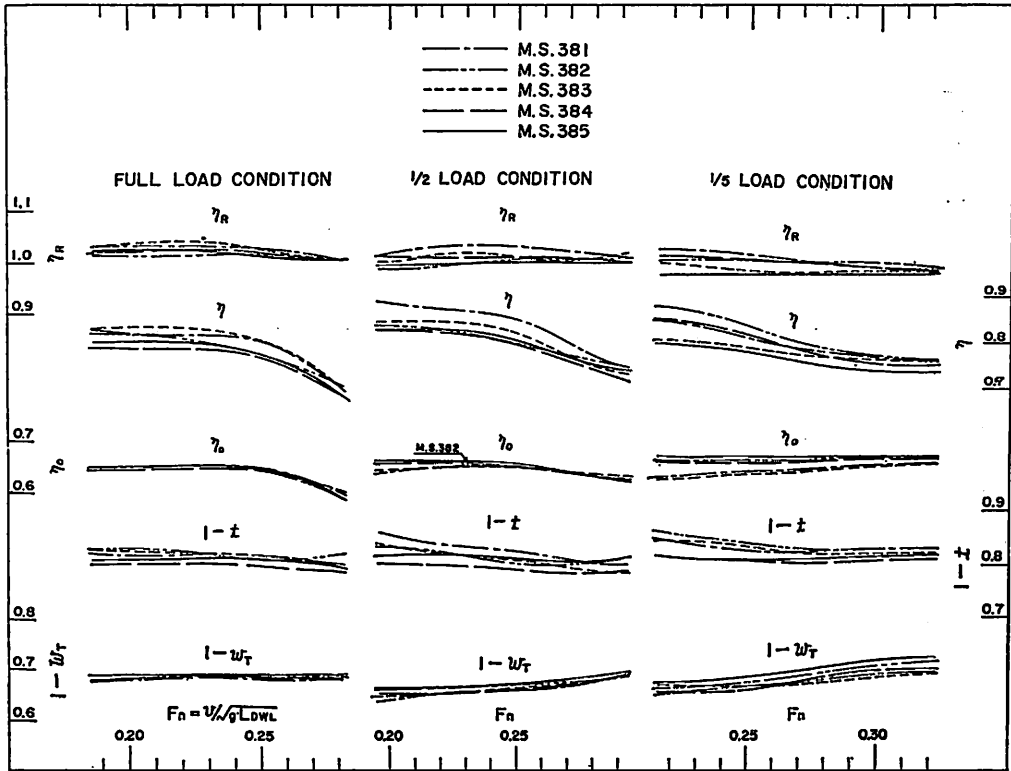
なお、主機は連続最大出力 16,000 BHP × 119 RPM のディーゼル機関の搭載を予定された。

試験は、全模型船とも満載、1/2 載貨および 1/5 載貨の 3 状態で実施された。

試験により得られた剰余抵抗係数および自航要素を第2図および第3図に示し、これらの結果に基づき、実船の有効馬力および伝達馬力等を算定したものを第4~6図および第7~9図に示す。ただし、試験の解析に使用した摩擦係数はすべてフルードのものである。また、実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。



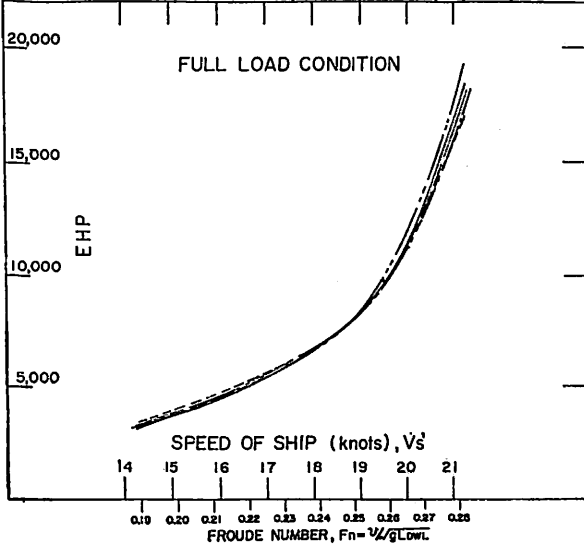
第2図 剰余抵抗係数



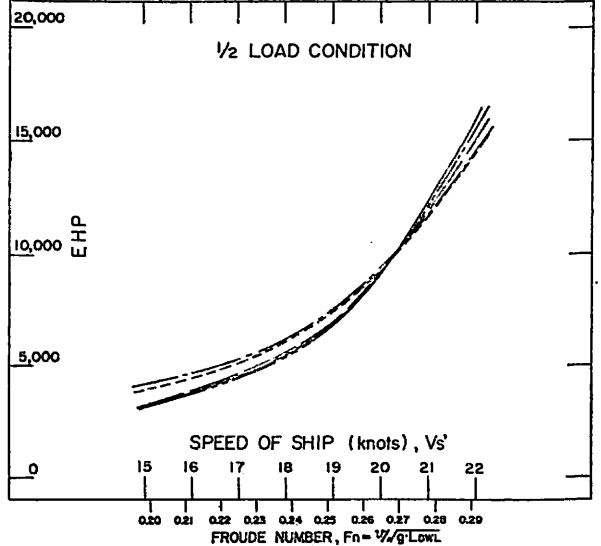
第3図 自航要素

M.S. NO.	DRAFT (m) INCLUDING SHIN			TRIM (m)	DISPLACEMENT		MARKS
	A. P.	M. S.	F. P.		Vs (m <sup>3</sup> )	Δs (ton)	
381	9.070			0	18,094	18,546	-----
382					17,966	18,415	-----
383					18,125	18,578	-----
384					17,969	18,418	-----
385					17,875	18,322	-----

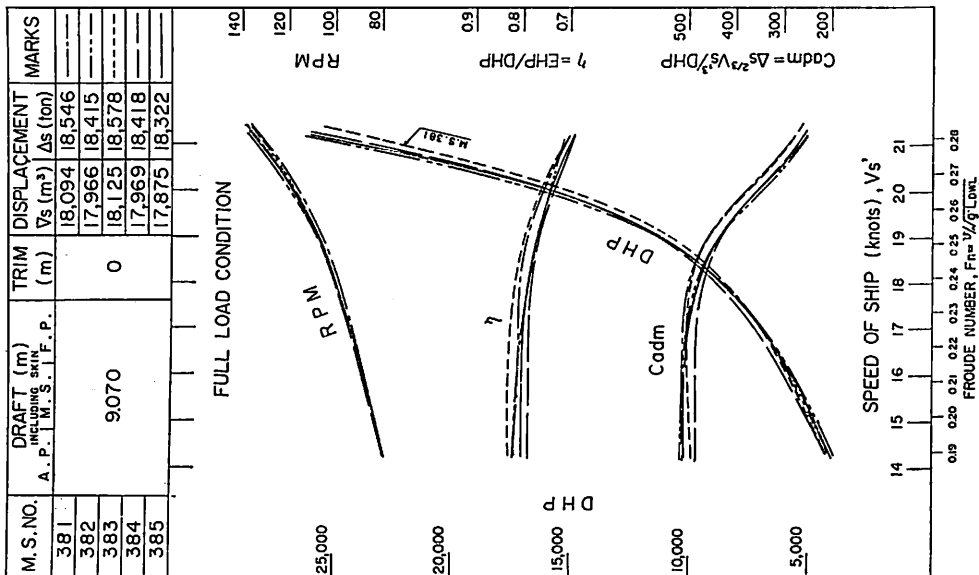
M.S. NO.	DRAFT (m) INCLUDING SHIN			TRIM (m)	DISPLACEMENT		MARKS
	A. P.	M. S.	F. P.		Vs (m <sup>3</sup> )	Δs (ton)	
381	7.270	6.520	5.770	1.500	12,347	12,656	-----
382					12,218	12,524	-----
383					12,362	12,671	-----
384					12,219	12,524	-----
385					12,128	12,431	-----



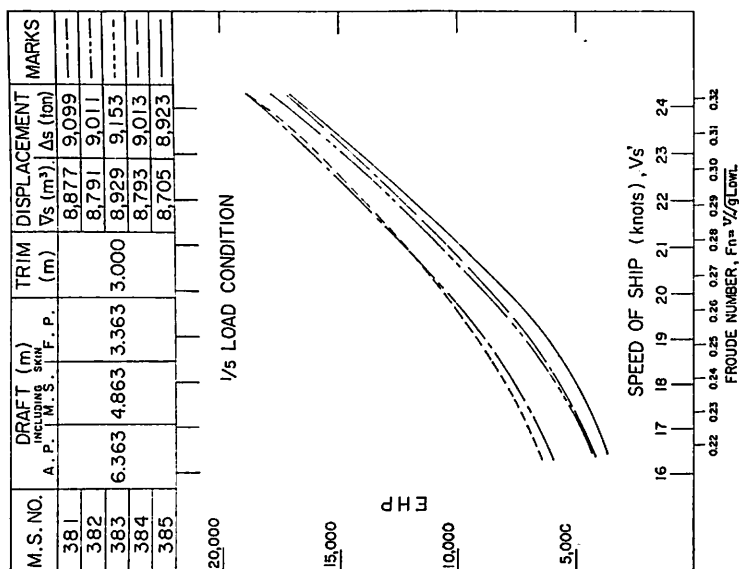
第4図 有効馬力曲線図 (満載状態)



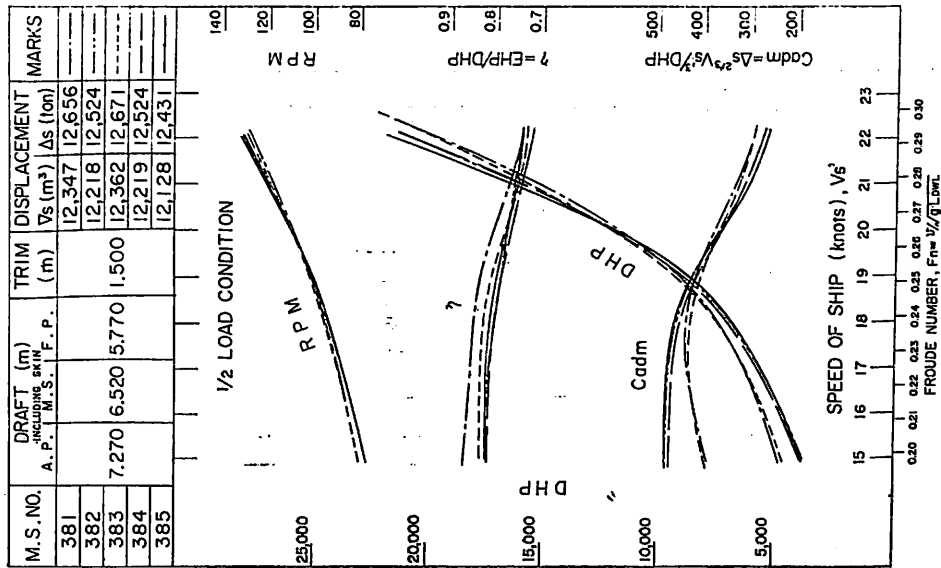
第5図 有効馬力曲線図 (1/2 載貨状態)



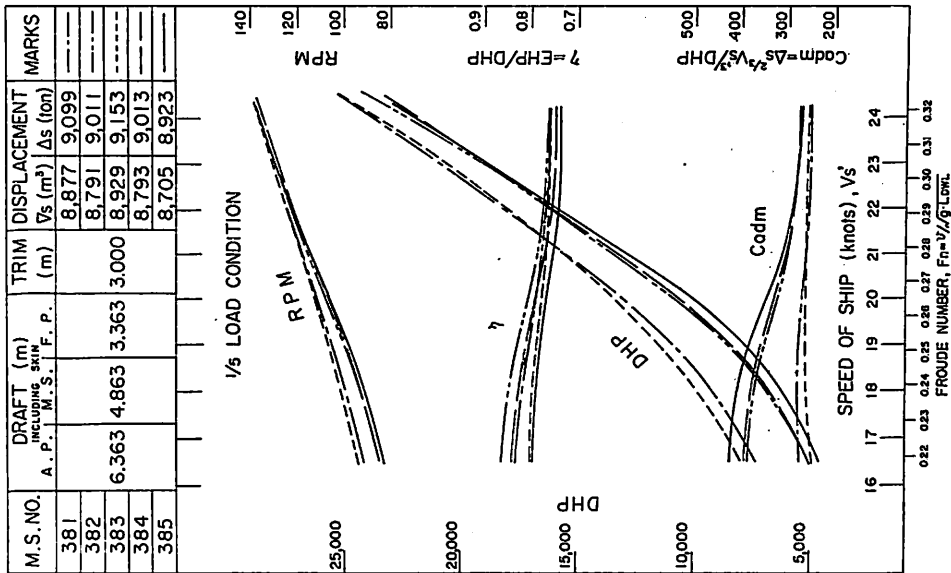
第7圖 全速馬力等曲線圖 (滿載狀態)



第6圖 有効馬力曲線圖 (1/5 載貨狀態)



第8图 伝達馬力等曲線図 (1/2 載貨状態)



第9图 伝達馬力等曲線図 (1/5 載貨状態)



昭和43年度(5月分)建造許可集計

運輸省船舶局造船課

国内船(昭和43年5月分建造許可)(計18隻, 345,939 G. T., 585,070 D.W.)

造船所	船番	注文者	用途	G. T.	D. W.	速力	L × B × D × d	主機	船級	竣工
三菱横浜	902	三光汽船	貨(鉄)/油	46,000	76,400	15.5	226.0 × 36.0 × 19.1 × 13.24	三菱MAN 18,400	NK	44. 4. 末
〃	903	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	44. 8. 末
日立因島	4220	大阪商船三井船舶	貨(自動車/撤)	11,140	16,000	14.3	142.5 × 21.6 × 12.5 × 9.0	日立B&W 7,200	〃	43. 9. 末
東北造船	104	公団・熊野汽船	貨(自動車)	2,050	800	13.5	86.9 × 15.85 × 7.2 × 3.85	阪神D 2,700	〃	43. 10. 中
尾道造船	201	山和商会・双葉海運	貨(木)	10,550	16,500	14.7	142.5 × 22.2 × 12.1 × 8.75	日立B&W 8,400	〃	43. 9. 末
三井玉野	818	三光汽船	貨(木)	11,600	18,970	14.75	146.0 × 22.8 × 12.5 × 9.14	三井B&W 9,400	〃	44. 3. 末
常石造船	186	池田商船	貨	3,999	6,300	12.8	99.5 × 16.4 × 8.25 × 2.76	日立B&W 3,850	〃	43. 10. 上
四国ドック	727	昭和近海汽船	貨(冷運)	2,600	3,050	15.0	93.5 × 14.5 × 7.65 × 6.80	IHI ビール スチック 3,520	〃	43. 10. 上
石幡相生	2006	川崎汽船	貨(定)	8,300	12,000	15.0	128.0 × 20.5 × 11.5 × 8.70	IHI スルザー	〃	43. 11. 中
幸陽船渠	512	藤田海運	貨	2,250	3,600	12.0	82.50 × 13.75 × 6.7 × 5.66	伊藤D 2,500	〃	43. 10. 下
日立堺	4194	川崎汽船・飯野海運	油	105,300	187,500	16.2	298.0 × 50.8 × 24.2 × 17.4	川崎T 34,000	〃	44. 11. 5
四国ドック	729	東和汽船	貨(冷運)	2,600	3,050	15.0	93.54 × 14.5 × 7.65 × 5.8	IHI ビール スチック 3,520	〃	43. 12. 5
白杵鉄工	1105	ジャパンライン ジャパン近海	貨	4,200	6,600	12.5	105.0 × 16.6 × 8.4 × 6.825	神発D 3,500	〃	44. 1. 31
林兼下関	1132	万野汽船	油(化学薬品)	2,370	3,800	12.5	87.5 × 13.8 × 6.55 × 5.70	赤坂D 3,200	〃	43. 11. 30
来島どつく	445	宇和島商船・東京海事	貨	5,350	7,900	13.0	115.0 × 17.0 × 9.0 × 7.10	三菱UD 4,200	〃	44. 1. 末
金指造船	831	金石海運	貨(木)	3,980	6,200	12.4	101.9 × 16.2 × 8.2 × 6.5	伊藤D 3,400	〃	43. 9. 末
石幡呉	1174	日本郵船	油	75,000	135,800	15.75	260.0 × 43.3 × 22.4 × 16.5	三菱 25,300	〃	43. 11. 末
幸陽船渠	513	沖本海運	貨	2,650	4,200	12.0	86.5 × 14.6 × 7.10 × 6.0	伊藤D 3,000	〃	43. 9. 末

輸出船(昭和43年5月分建造許可)(計9隻, 306,909 G. T., 518,994 D.W.)

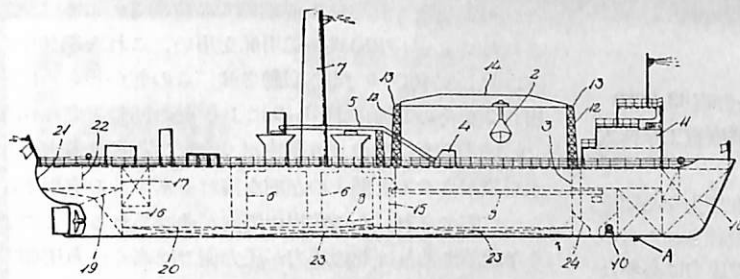
三井千葉	817	Skibsaktieselskabet Snefonn Skipsaksjeselskabet Bergehøum Sig (ノルウェー)	油	122,500	231,500	14.3	310.286 × 48.082 × 27.711 × 20.904	三井B&W 31,400	LR	45. 10. 下
舞鶴	132	Liberian Dignity Transports.	貨(撤)	12,370	18,000	15.0	146.0 × 22.6 × 12.9 × 9.18	日立B&W 8,400	AB	44. 6. 下
舞鶴	133	Liberian Silver Transports.	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	44. 9. 下
舞鶴	134	Liberian Venus Transports.	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	44. 12. 下
鋼管鶴見	873	Athos Shipping Company. (リベリア)	〃	60,000	95,857	16.3	248.0 × 38.0 × 21.3 × 14.63	三井B&W 23,200	LR	45. 10. 下
鋼管鶴見	874	Posthos Shipping Company (〃)	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	46. 2. 下
日立因島	4238	Windsor Company (リベリア)	〃	15,300	22,880	14.5	163.17 × 24.8 × 13.4 × 9.65	日立B&W 8,400	BV	43. 12. 末
市川造船	1267	有村産業(琉球)	貨	999	1,900	12.5	65.0 × 10.9 × 5.10 × 4.9	日発D 2,100	NK	43. 9. 末
佐野安	282	China Merchants Steam Navigation (中華民国)	貨(撤)	11,000	17,000	14.0	140.0 × 22.8 × 12.1 × 8.8	川崎MAN 7,200	AB CR	44. 12. 中

# 特許解説

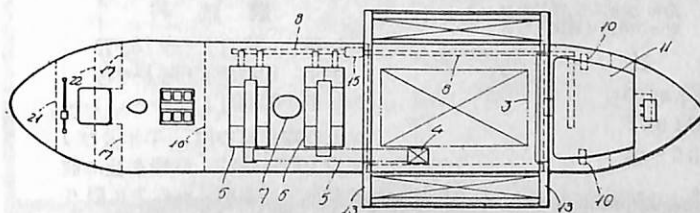
塵芥焼却船（特許出願公告昭43-8208号，発明者，平田胤幸，外1名，出願人，日本鋼管株式会社）

従来，塵芥焼却は陸上で行なっていたが，その処理場の建設等において色々な問題もあつたのでこの発明では船上で塵芥の焼却を行なうことに着目して海上において塵芥の処理をすることができる塵芥焼却船を提供せんとしたわけである。

図面について説明すると，船首部分に居住区11が設けられた船体Aの甲板上に走行支持座13，13を有する支持材12が設置され，その支持材12上の支持座13，13上に設けられた走行材14にはクレーンのような搬入機構2が取り付けられている。この走行支持座13，13間の船体Aの部分には貯塵倉3が形成され，その貯塵倉3より船尾側に向つて隣接して複数個の焼却炉6，6が設置されている。そしてその焼却炉6，6間に煙突7が設けられ，貯塵倉3の側方には投入ポッパー4が設けられ，そこから塵芥が定量的に供給されるようになっていゝ。焼却炉6，6の底部の側方に灰出しコンベヤー8が設置され，そこから揚出部15を経てさらに灰出しコンベヤー8が貯蔵倉3の側部を通過してその前側の灰溜タンク24まで配設され，焼却炉6，6の灰は灰出しコンベ



第1図



第2図

ヤー8，揚出部15，灰出しコンベヤー8を経て灰溜タンク24に送り込まれるようになっていゝ。そこでこのような構成の塵芥焼却船によつて塵芥処理を行なえば，その処理が円滑かつ適切に行なわれるのはいうまでもなく，その構造そのものも処理装置の配置が適正になされていゝるので船体の安定性もよい等の利点がある。

なお，16は機関室，17は清水タンク，18は船首水槽，19は船尾水倉，20は燃料タンク，21は操舵室，22は倉庫，23は脚荷水槽を示す。

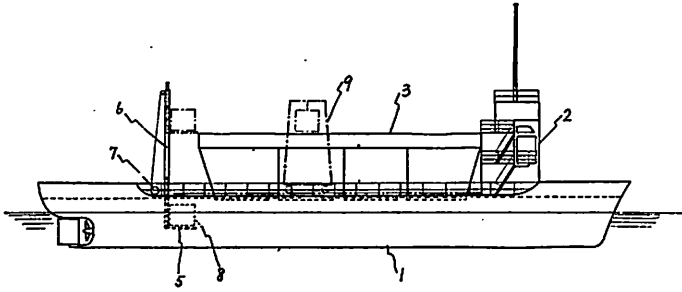
双胴型清掃船（特許出願公告昭43-8209号，発明者，高橋徳雄，外1名，出願人，日立造船株式会社）

従来の清掃船は船舶としての耐航性が不良で，清掃幅が船体幅によつて制限を受けるとともに，浮遊塵埃が水流に沿つて両舷側に流れ易いために清掃能力が小さく，また船艙からの回収塵埃の廃棄が容易でないなどの欠点があつた。

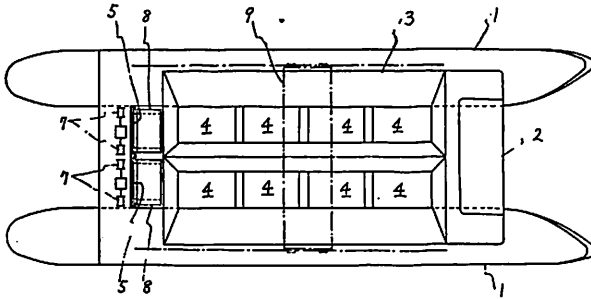
この発明は，上記の点を改良して耐航性が良好で清掃幅も大きく，塵埃廃棄も容易で清掃能率が著しく向上する双胴型清掃船を提供せんとするものである。

図面について説明すると，所定の間隔において連結された双胴型船体1，1の相互間の水面より高い位置に底開扉4を有するホッパー3が搭載設置されており，そのホッパー3の後部の両船体間の水面付近に塵埃収集カゴ8がホークリフト5に載せられ，補助案内6に沿つて水面下からホッパー3の上面まで昇降できるようになつていゝ。そしてホッパー3にまたがっている起重機9によつてホークリフト5で揚げられた収集カゴ8の塵埃をホッパー3内に積み込むことができるようになっていゝ。また船尾部にはホークリフト5の揚降を行なう巻機7が設けられている。さらに船首部には船橋楼2が設けられ，そこに装備された諸機械によりそれぞれの操作を行なうようになっていゝ。そこで，航行中は収集カゴを水面上に下降させ，塵埃を収集し，それをホークリフト5で引き揚げ，起重機9によつてホッパー3に積み込み，ホッパー3が一杯になれば，所定水域外で底開扉4を開き，塵埃の廃棄を行なう。

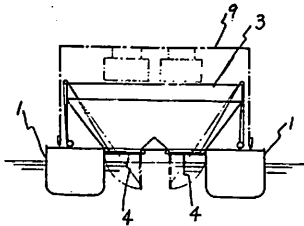
よつてホークリフト5で揚げられた収集カゴ8の塵埃をホッパー3内に積み込むことができるようになっていゝ。また船尾部にはホークリフト5の揚降を行なう巻機7が設けられている。さらに船首部には船橋楼2が設けられ，そこに装備された諸機械によりそれぞれの操作を行なうようになっていゝ。そこで，航行中は収集カゴを水面上に下降させ，塵埃を収集し，それをホークリフト5で引き揚げ，起重機9によつてホッパー3に積み込み，ホッパー3が一杯になれば，所定水域外で底開扉4を開き，塵埃の廃棄を行なう。



第 1 図



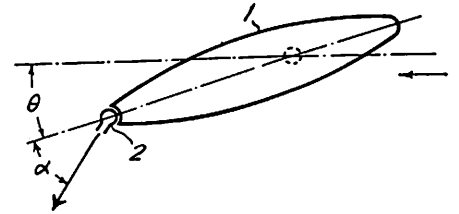
第 2 図



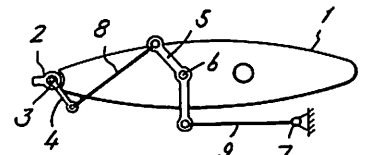
第 3 図

ジェット噴出式船舶用舵（特許出願公告昭 43-8220 号，発明者，吉田章一，出願人，石川島播磨重工業株式会社）

従来の船舶用舵は出入港時等の大きい舵圧力を必要とする場合に適するように舵面積を選んで設計されたものが多いが，大洋航行中はほとんど大きな舵圧力は必要としないので，出入港時等のみのためにそのような舵圧力を必要とするような構造にしたのでは重量も重く，大き



第 1 図



第 2 図

な舵回動用油圧ポンプを装備することになり無駄な面があつた。そこでこの発明では舵の使用頻度の多い航行中の需要をみだす程度の小さい面積にしておき，出入港等の大きな舵圧力を必要とする時にはジェットを噴出させて所要の舵圧力を得ることができるような舵を提供せんとしたのである。

図面について説明すると，1は対称の翼型をなす舵，2は舵の後端に回動自在に設けられた上下方向に延びていて，船内よりポンプによつて噴流水を供給される噴出口，3は噴出口に取り付けられた縦軸，4はこの縦軸に一端を取り付けられた腕材，5は舵上の支点6に中央部が支持された肘材，7は船体に設けられた支点，8，9は腕材の他端と肘材の一端および肘材の他端と支点7とがそれぞれ連結されている連結棒である。このように構成されたジェット噴出式船舶用舵を用い，これを船体中心線に対して角度  $\theta$  だけ回動させ，この舵からさらに噴出口2をその回動機構3~9により舵の回動方向に角度  $\alpha$  だけ傾け，これより船内ポンプによつて供給された水を噴射させると舵1の左右を流れる水がこの噴射水によつて隔てられ，かつ流出の方向が曲げられる。このような状態であれば舵の圧力が圧力側では高く，負圧側では負圧が大きくなるので舵の直圧力が高められることになる。（特許庁 安部 孝教）

船 舶 第 41 卷 第 7 号

昭和 43 年 7 月 12 日 発行  
定価 320 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

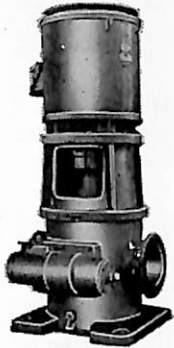
購 読 料

1 冊 320 円 (送 18 円)  
半年 1,600 円 (送料共)  
1 年 3,200 円 ( )

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

最高の性能を誇る

# スクリウポンプと圧力調整弁



425M<sup>3</sup>/H×4kg/cm<sup>2</sup>×1200r/m×95kw

潤滑油兼ピストン冷却用

静粛・無脈流・無攪拌・高速度

潤滑油装置用  
燃料油噴燃装置用  
燃料油移送装置用

スクリウポンプ……………

原油・灯油・軽油・重油・タール・潤滑油・及び化学繊維・合成繊維の原液・

一次圧力調整弁……………

原油・灯油・軽油・重油・タール・潤滑油等の油圧調整用

ウズ巻ポンプ………

油・水・その他各種液体

*Kosaka*

株式会社 小坂研究所

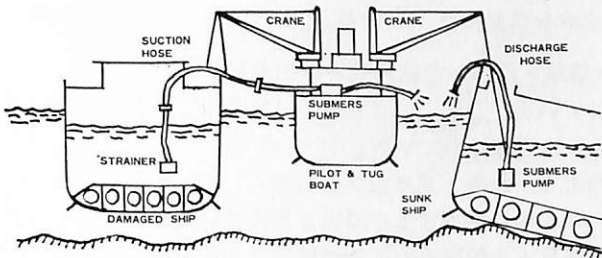
東京都葛飾区東水元1丁目7番19号 電話(607)1187(代)

トレックス 262-2295(KOSAKA LAB TOK)

# ライカ船用水中ポンプ

非常用備品として……………  
サルベージ用として

口径・揚程・水量・電圧  
各種専門製作



## ライカ電潜株式会社

大阪市大正区三軒家浜通4-16 TEL (552) 3001

関西造船協会 編

# 新訂 造船設計便覧

造船の設計部門に関する最新の理論とデータにより旧版を全面改訂。現代の最新技術に即応しうるユニークなデータブックとして、技術者に絶対必要な便覧であり、わが国最高の造船設計指針。

7月中旬刊 B6判 八八〇頁 辛四〇〇〇

## 船舶艤装

岩佐 英介著／船舶の艤装をはじめ、初期設計などやさしく解説。 辛七〇〇

## 鋼船構造

岩佐 英介著／船の種類・材料・名称・船首船尾構造・外板など解説。 辛五〇〇

## 造船工作法

岩佐 英介著／各種工事・鉸鉸施工・溶接工作・組立法など解説。 辛五〇〇

## 実用船舶算法

岩佐 英介著／曲線図形の面積の求め方・造船所での計算例など解説。 辛五〇〇

## 船舶工作

全造教編／現図・加工・組立・船台・進水・ぎ装・塗装工事を説。 辛八〇〇

### 好評の新訂版・造船図書

(初めて学ぶ人の入門書)

支店・神戸市生田区元町通3-146  
電話(33)2664 振替神戸815

### 海文堂

本社・千代田区神田神保町2-48  
電話(261)0246 振替東京2873

監 修 者

上野喜一郎 小山永敏 土川義朗 原 三郎

実務家のための  
世界最初の造船辞典

# 船舶辞典

A5判 700頁 布クロス装函入 定価 2,800円 千120円

項目数 独立項目数2,600。船体・機関・艤装・船種・法律規程その他造船技術者に必要な重要項目は余すところなく網羅されている。なお他に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。斯界の才一線に活躍する権威者を揃えている。

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

東京都新宿区赤城下町50

## 天 然 社

電話東京(269)1908番  
振替 東京79562番



ESTABLISHED — 1858 —

# THOMAS MERCER — ENGLAND —

一世紀にわたる…  
輝く伝統を誇る！



全世界に大きな信用を博す！  
英国・トーマス・マーサー製

## マリン・クロノメーター

デテント式正式クロノメーター

二日巻・八日巻・検定保証書付(温度補正書・等時性能書・日差書付)

マリン・クロック

八日巻・デテント式正式クロノメーター

8時(200%)真鍮ラッカー

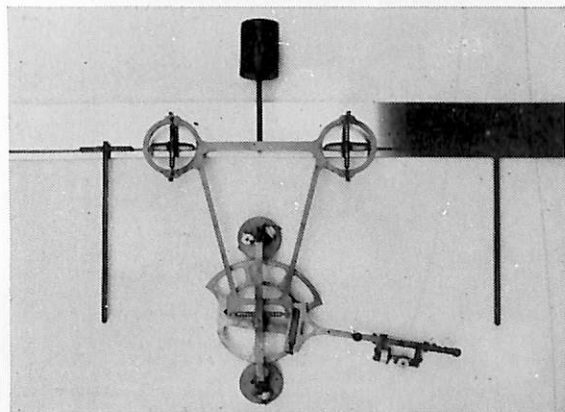
仕上 ダイヤルは白色エナ

メル仕上

総代理店 村木時計株式会社

東京都中央区日本橋江戸橋3の2 TEL (272) 2971 (代表)  
大阪市東区北浜2(北浜ビル) TEL (202) 3594 (代表)

## 世界の水準をいく玉屋のINTEGRATOR



○精度は定評があります。

○使いやすく能率的です。

下記の三項目を測定し計算できます。

Area  $\int Y dx = A$

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

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

測定範囲

X方向 155 cm

Y方向 68 cm

登録 商標 株式会社

## 玉屋商店

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

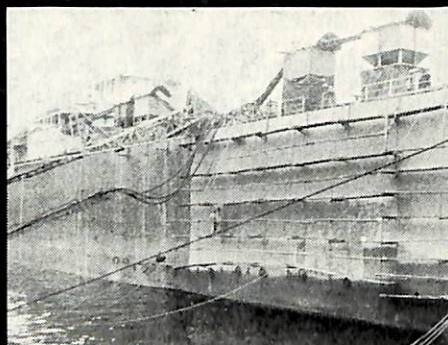
支店 大阪市南区順慶町4-2 電・(251) 9 8 2 1 (代表)

工場 東京都大田区池上2-14-7 電・(752) 3 4 8 1 (代表)

船齡を延ばす………塗る亜鉛メッキ

Dimetcote

# ダイメットコート®



弊社 沖浜 ダイメットコート工場へ接岸された MATHIASSEN TANKER IND. INCORP. S.S. "TAMPICO" のタンク内および DECK、外板に対しダイメットコートおよびアマコート塗装。

本社：横浜市中区尾上町5の80  
電話：045-681-4021~3  
045-641-8521~2  
テレックス：3822-253-INOUYE YOK

米国アマコート会社 日本総代理店  
**株式会社 井上商会**  
井 上 正 一

工場：横浜市保土ヶ谷区今宿町  
電話：横浜045-951-1271~2

保存委番号：

052101

IBM 5541

船舶 第四十一卷 第七号

昭和四十五年三月二十日 印刷 第三種郵便物認可  
昭和四十三年七月十二日 発行 (毎月一回)

編集発行 田岡健一  
兼印刷人 田岡健一  
印刷所 研修舎

本号 定価 三三〇円 発行所

天 然 社  
（郵便番号 一六二）  
東京都新宿区赤城下町五〇番地  
振替・東京七九五六二番  
電話東京（一）九〇八番