

SHIPPING

1963. VOL. 36

船舶

10



S.38.10.16

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十一年四月十二日 発行
昭和三十三年三月二十八日 運輸省特別承認雑誌第四〇六号
昭和三十八年十月七日 印刷
昭和三十八年十月十二日 発行

伊豆箱根鉄道(株)御注文
 双胴観光船 “第二くらげ丸”
 総トン数 232トン
 旅客定員 850名
 速力 約10ノット
 日本鋼管・清水造船所建造



日本鋼管

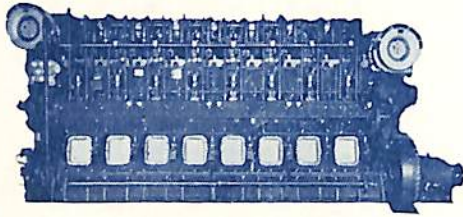
天然社

Akasaka Diesel

三菱UEディーゼル機関

漁船並に一般客貨船用
発電用、原動機用ディーゼル機関

赤阪4サイクル 75~2,400馬力

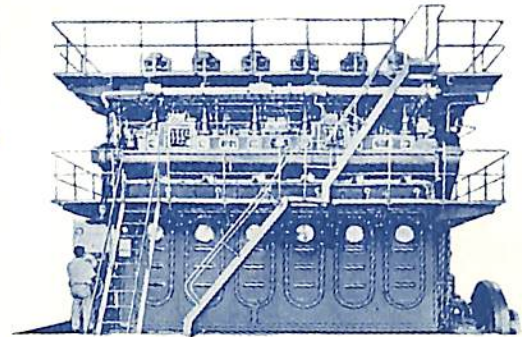


三菱造船株式会社との技術提携に依り製造開始

1,500~5,700馬力

UET 33/55 39/65 45/75

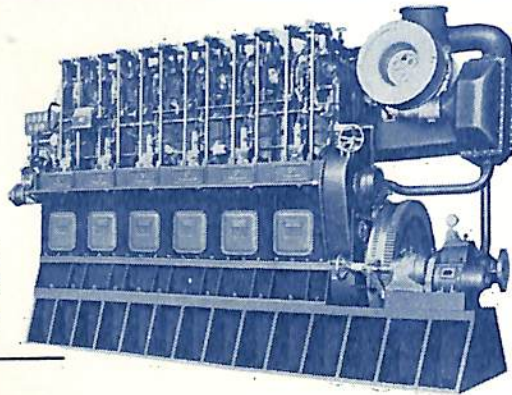
UEC 52/105



株式会社 赤阪鐵工所

本社 東京都中央区銀座東1-10三晃ビル TEL. (561)4902~3,4905,4676
工場 静岡県焼津市中港町 594 TEL. (焼津) 2121~5
出張所 札幌出張所, 大阪出張所, 福岡出張所,

船舶用・動力用
ディーゼル機関
100~4,500馬力

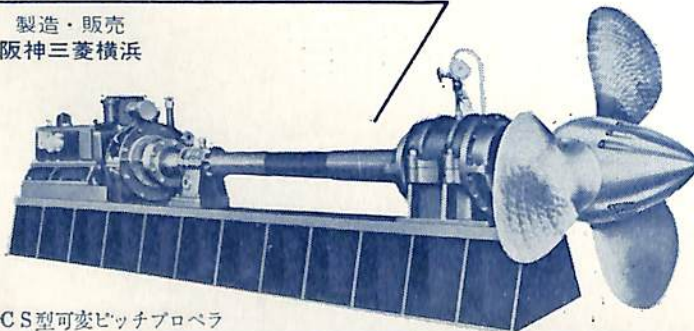


6JSH型ディーゼル機関 2,000馬力

最高の品質性能
完全なアフターサービス

ハンシン ディーゼル

製造・販売
阪神三菱横浜



CS型可変ピッチプロペラ



阪神内燃機工業株式会社

本社・工場 神戸市長田区一番町三丁目
TEL 神戸 (5) 1531~6

支店・出張所 東京 下関・仙台・清水
工場 神戸・明石

営業品目

◇東京機械株式会社製品

中村式 浦賀操舵テレモーター
 中村式 パイロットテレモーター
 浦賀電動油圧舵取装置(型各種)
 全密閉型汽動揚貨機
 揚錨機、揚貨機、繫船機
 テンションウインチ
 (各汽動及電動)

◇白川製作所製品各種脱湿装置

◇東京機械・北辰協同製作

北辰中村式オートパイロット
 テレモーター

◇浅野防災株式会社製作

熱電気式火災報知装置

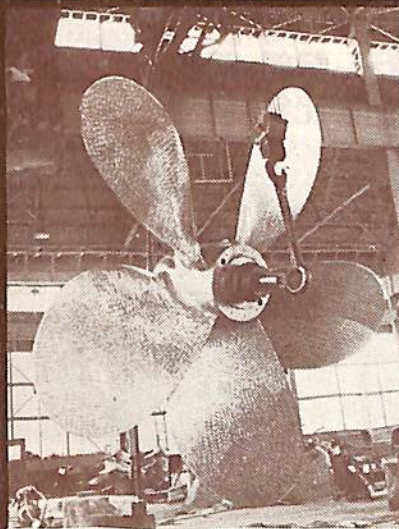
◇ハッチカバー(カヤバーゲターフェルケン)

◇各種油圧装置



東京通商株式会社船舶機械課

本社 東京都中央区京橋3-5
 電話 (535) 3151 (大代表)
 支店 大阪・名古屋・門司・広島・長崎



プロペラのトップメーカー!!

プレジャーボートからスーパータンカーまで

営業種目

貨物船・専用船
 油槽船・客船
 漁船・水中翼船
 モーターボート用各種

溶解能力 70 吨

(40吨炉他)

鑄造用ビット 最大直径10米

製品最大重量 35吨

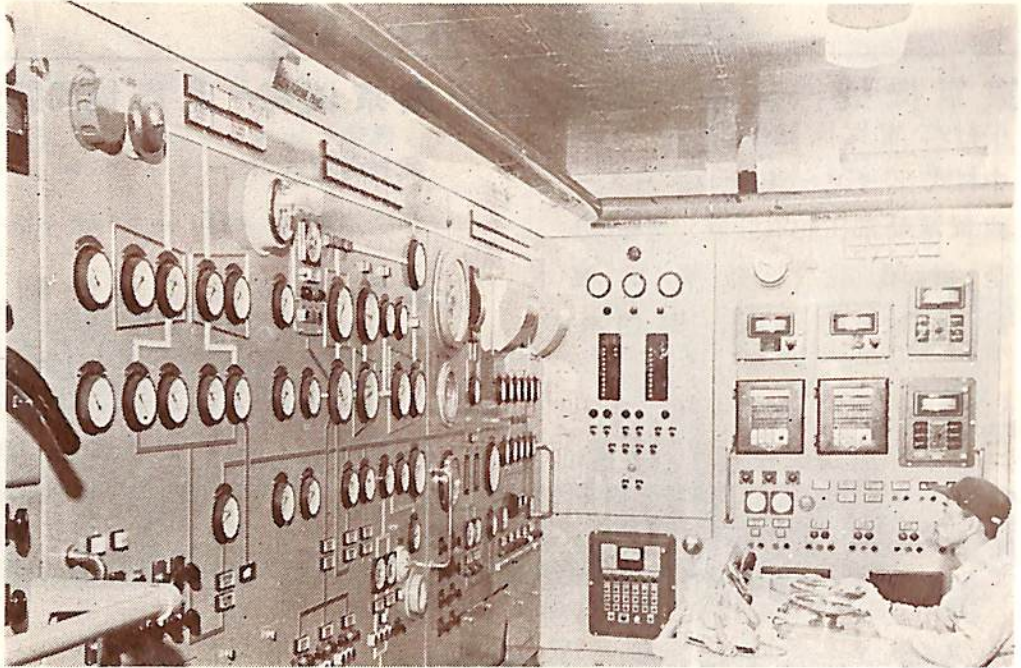
製品最大直径 8米

製品(年間) 1200屯



中島鑄工業株式会社

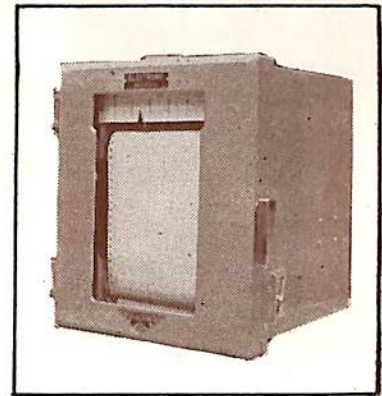
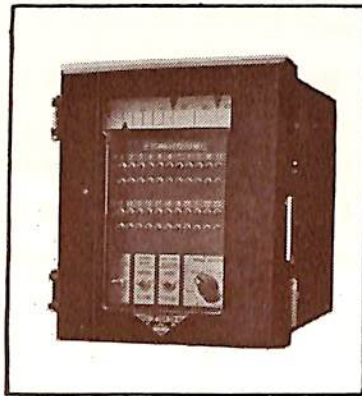
本社・工場 岡山市中島田町2丁目26番地 電話 岡山 代表③6221-5
 東岡山工場 岡山県上道郡上道町北方688の1 電話(長岡)142番
 東京事務所 東京都中央区日本橋蛸殻町2丁目10和孝ビル 電話(671)1697番



船舶自動化に理化電機工業の

オートメーション計器

温度計(抵抗・熱電式) [指示・記録・調節]
 検温計(水質計) [指示・記録・調節]
 その他各種自動制御装置



理化電機工業株式会社

本社・工場；東京都目黒区唐ヶ崎625番地
 電話 東京(712) 3171 (代表)
 出張所；小倉・札幌

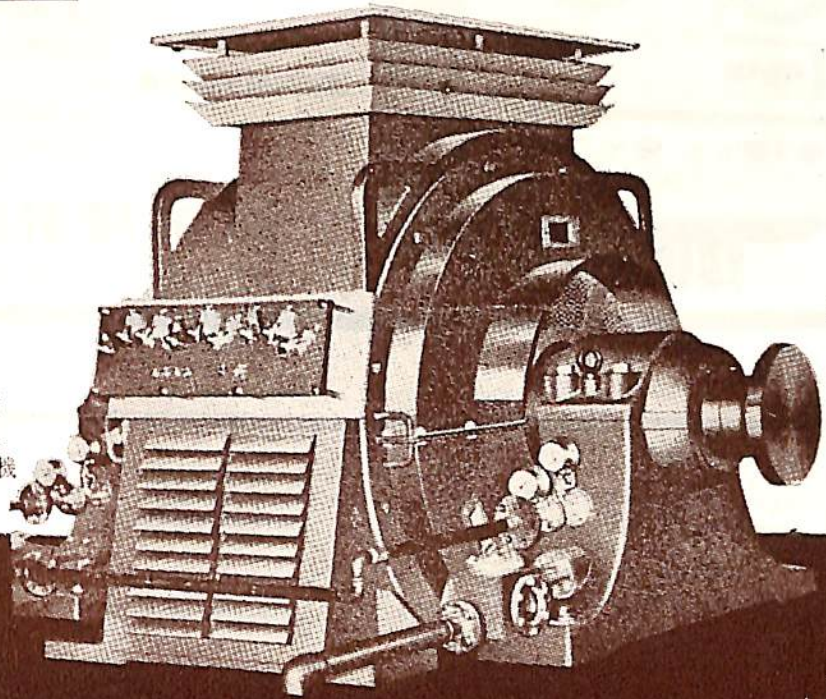
船舶用

中型専門メーカー 100~3000KW

自励、他励交流発電機
直流発電機
各種電動機
制御装置及配電盤

発電機・電動機

(株)渡辺製鋼所建造
若松築港(株)玄海丸納入
800KVA自励式三相交流発電機

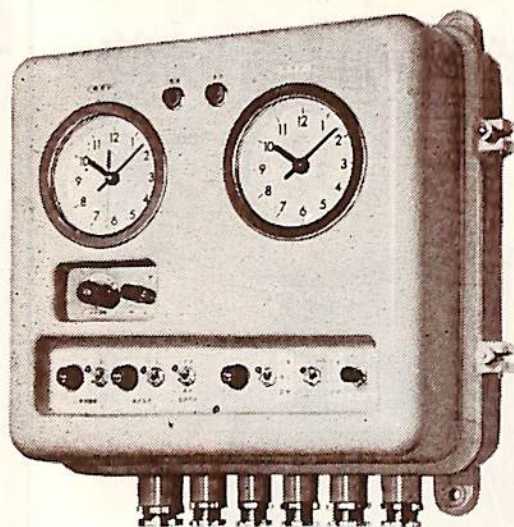


東京電機製造株式会社

営業所	東京都台東区御徒町3-50 (借染ビル)	電話(832)4261(代)-5
本社工場	茨城県土浦市中高津町950	電話(土浦)910-2-465-1287
出張所	下関市大和町33	電話(24)0703
	大阪市北区浮田町32	電話(371)8028

SEIKO

船舶用 **セイコー** 電子時計 **QC-6TM**



- 標準時計 ● マリンクロノメーター+船内親子時計
- 精度 ● 日差±0.2秒以内
- 動作温度範囲 ● -10°C ~ +50°C
- 電源 ● 常用AC 100/110V
子備DC 24/12V
- 無休止体制構成
- 構造 ● 親時計、パイロット子時計、自動早送装置を同一防滴、耐塩蝕ケースに収納
前面操作方式

- 運転可能子時計 ●
- | | |
|------------------|------|
| (1)グリニッジ標準時計(三針) | 1台 |
| (2)日本標準時計(四針) | 1台 |
| (3)各種船内子時計(二針) | 100台 |
| (4)エンジンテレグラフ記録計 | 1台 |

株式
会社

服部時計店

本社：東京都中央区銀座4-2 TEL (561) 2111
支店：大阪市東区博労町4-17 TEL (251) 1251

其他船舶用機器
レーダー・ロラン
ジャイロコンパス
ジャイロコンパスパイロット
エンジンモニタ
フロート式液面計
炭酸ガス消火装置

これからの造船に船舶の自動化をお進めします。

昨年世界の注目を集めた主機関遠隔操縦装置（エンジンリモートコントローラ）は金華山丸を第一号機として、さくら丸など拾数船に装備され好評を博しています。船舶の自動化は弊社におまかせ下さい。

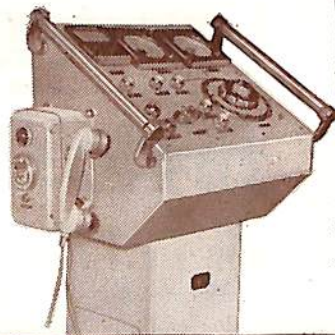
さあどうぞ!

TOKYO KEIKI

東京計器

エンジンリモートコントローラ

株式
会社 **東京計器製造所**
東京都大田区東蒲田4の31 TEL (732) 2111 (大代)



船舶

第 36 卷 第 10 号

昭和 38 年 10 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

- 旅客船「ぐれいす」について 原田久明…(1041)
バルクキャリアーの二重底の強度計算法について 山越道郎・森 正浩…(1052)
波形板を側壁に使用した船体上部構造 八木 順吉…(1063)
構造物の最小重量計算について 長 沢 準…(1073)
ライトコルゲートパネルの実際使用例について 吳造船所・造船設計部…(1081)
6 翼プロペラについて 矢 崎 敦 生…(1092)
護衛艦電気装置の最近の傾向について (2) 辻 順 三…(1099)
〔提 言〕船型あれこれ (3) へりっくす…(1090)
〔水槽試験資料 153〕1 軸大型油送船のクルーザー・スターンの形状と
プロペラ直径について 船舶編集室…(1106)
鋼船建造状況月報 (昭和38年 5 月) 船舶局造船課…(1109)
〔特許解説〕・水圧緩衝部を有する防舷材・発射式自動膨脹救命浮環の
自動膨脹装置 (1111)

写 真 進 水—☆山城丸 ☆対州丸 ☆ろんぐびいち丸 ☆天竜山丸
☆ UNION LEADER ☆ VIKRAM JAYANTI ☆ KOSICE ☆ MOBIL DAYLIGHT

竣 工—☆五十八海形丸 ☆鞍馬丸 ☆大展丸 ☆順洋丸 ☆尾上丸 ☆福崎丸
☆神久丸 ☆あわじ丸 ☆宮梅丸 ☆PANACHAIKON ☆CHANDRAGUPTA
JAYANTI ☆ RICHARD C. SAUER ☆ CHARLES E. WILSON ☆ INAGO

- ☆ アスファルトタンカー オーめっくすふあると号
☆ IONIAN CHALLENGER の新船体部の進水



船齡を延ばす

ダイメットコート®

塗る亜鉛メッキ

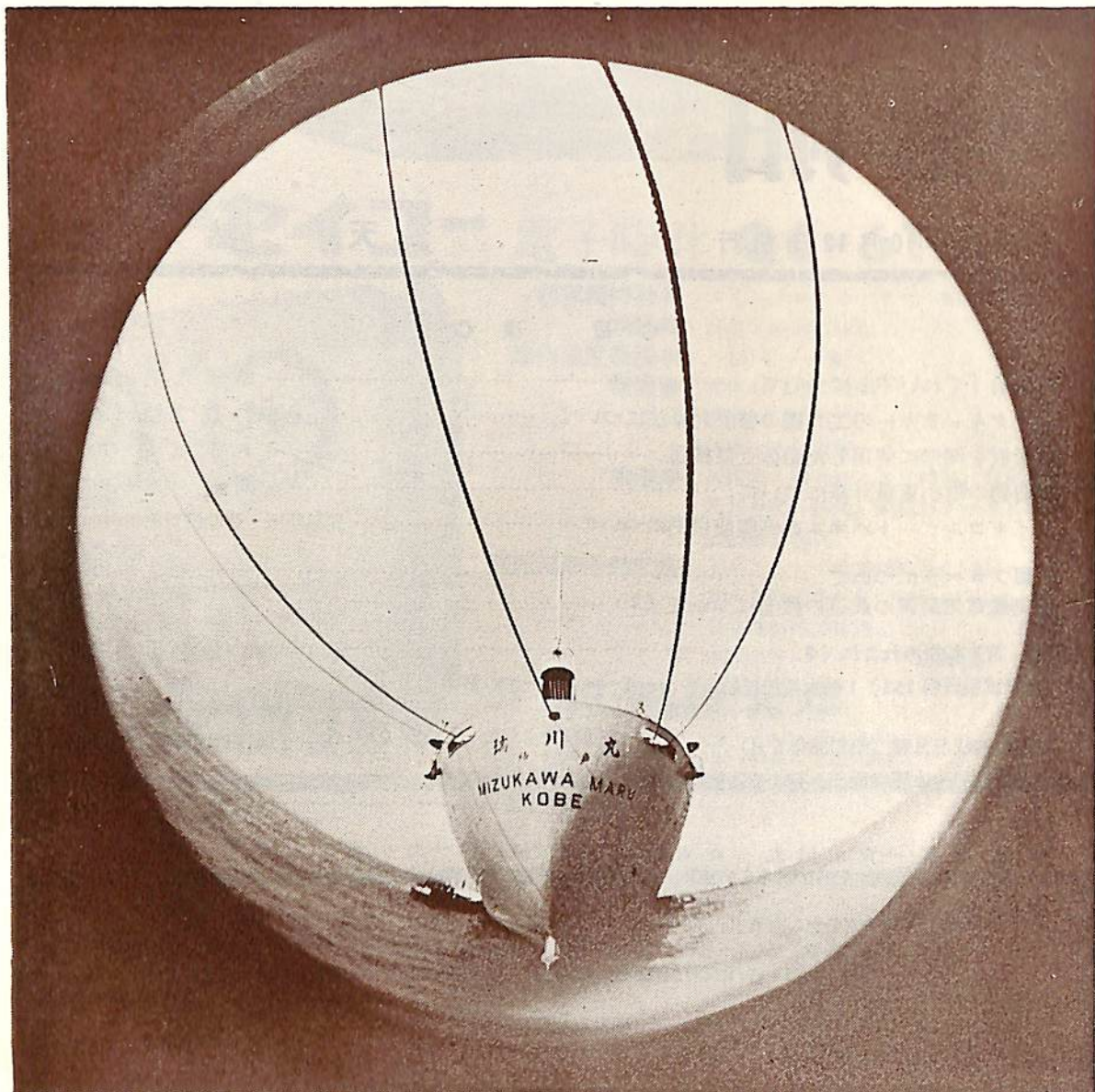
弊社工事は最新の設備と優秀な技術によりサンドブラスト処理からスプレー塗装まで一貫した完全施工をしております。国内施工実績100万平方メートル。

米国アマコート会社日本総代理店

有限 井 上 商 会
会 社 井 上 正 一

横浜市中央区尾上町 5-80 TEL (68) 4021-3

LPGタンカーのバラストタンク内主要部にダイメットコートNo.3を塗装し12ヶ月経過したものです(左の白色部が塗装した箇所)



合成せんい 海の横綱

4万トンにもビクともしない底力の持主。クレモナロープ。マサツにも引張りにもずばぬけて強い。腐らず薬品や油にもおかさされない。天然せんの3倍は永持ちします。キンクや型くずれをおこさず、軽くて扱いやすい。労力をはぶき、船の安全性を高めます。クレモナロープはあらゆる合成せんいをおさえて、質量ともにトップ。横綱の貫録十分です。

クラレビニロン クレモナ®

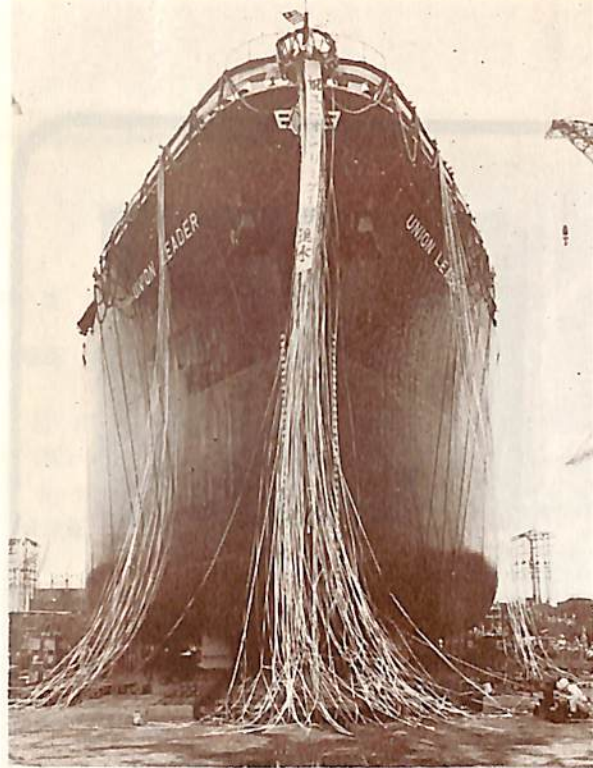
ロープ

ホーサー・ガイロープ・タグロープ
フラグライン・錨綱など



クラレのテレビ番組
江利子エミの「咲子さんち」と
毎日曜日夜9時から東京テレビ他

倉敷レイヨン株式会社



← UNION LEADER

(石炭運搬船)

船主 INTERNATIONAL UNION LINES. (リベリヤ)

造船所 日本鋼管 鶴見造船所

長(垂) 213.36 m 幅(型) 31.09 m 深(型) 17.069 m

吃水 11.125 m 総噸数 約 29,500 噸 載貨重量

約 49,000 噸 速力(最大) 17.5 ノット 主機

新三菱重工製タービン1基 出力 16,000 PS

船級 AB 起工 38-5-27 進水 38-9-10



VIKRAM JAYANTI →

(油槽船)

船主 JAYANTI SHIPPING CO. (インド)

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 218.00 m 幅(型) 32.90 m 深(型) 15.60 m

吃水 11.125 m 総噸数 33,500 噸 載貨重量

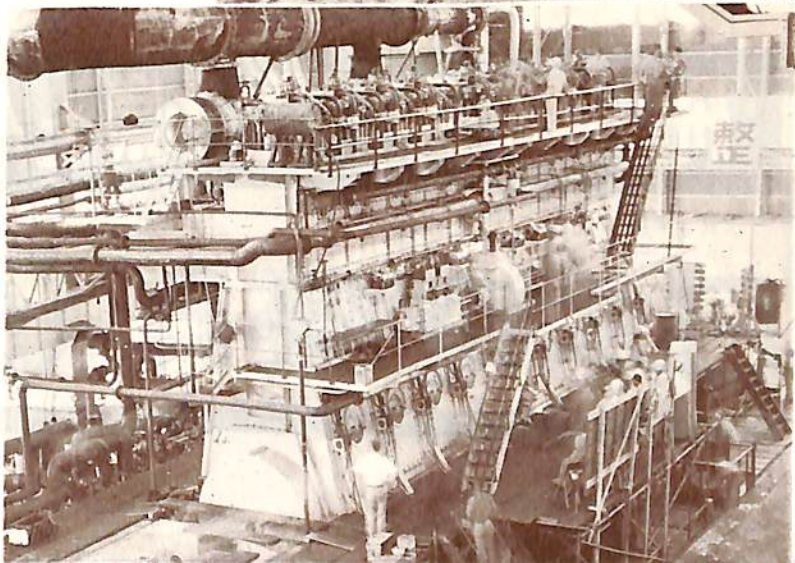
51,800 噸 速力(公試) 17.2 ノット 主機 三菱広

島スルザー 9 RD 90 型ディーゼル機関1基 (1気筒当り

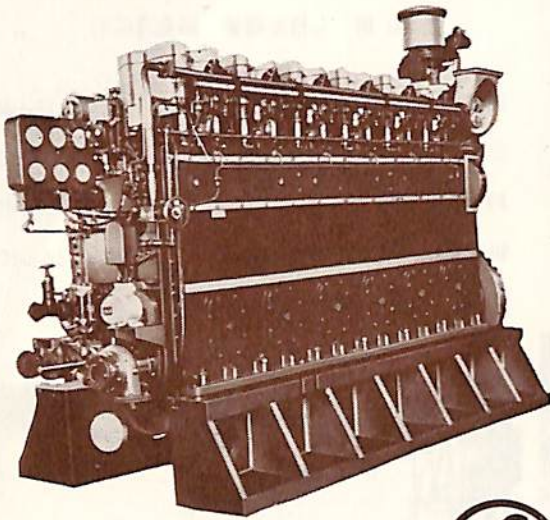
2,300 PS) 出力 20,700 PS 船級 LR

起工 38-5-9 進水 38-9-9

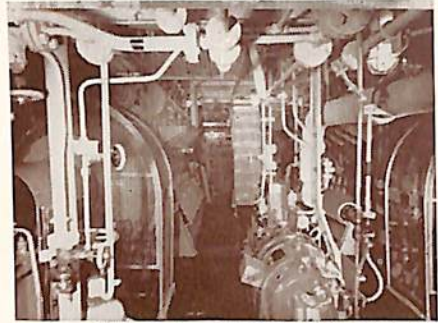
右図は同船に搭載の機関で、1気筒当り 2,300 PS の出力は、船用として世界最大のものである。



富士ディーゼル機関



シュナイダプロベラ用主機
6 MD 32H700 ~ 1000 P S



シュナイダプロベラ曳船 機関室内部
1000 P S × 2 搭載

180 P S ~ 4,000 P S
船舶 { 主機関用
補機関用
陸上各 種

富士ディーゼル株式会社

東京都中央区京橋 2 - 2 (京橋ビル)
TEL (281) 1 2 5 1 (代表)



船舶用電線とケーブル

日本電線

本 社 東京都中央区西八丁堀 2 - 1 長岡ビル内
TEL (551) 6 4 7 1 (代表)

営業所 大阪・福岡・名古屋・仙台・札幌
工場 東京・川崎・熊谷

MOBIL DAYLIGHT

(油槽船)

船主 MOBIL TANKSHIPS.
(イギリス)

造船所 佐世保重工業株式会社

全長 270.60 m 長(垂) 257.00 m
 幅(型) 38.80 m 深(型) 19.55 m
 吃水 14.78 m 総噸数 56,300 噸
 載貨重量 94,740 噸 速力(公試)
 18.00 ノット 主機 GE製タービン
 1基 出力(最大)28,000 PS×108.5RPM
 船級 AB 起工 38-3-1
 進水 38-8-31



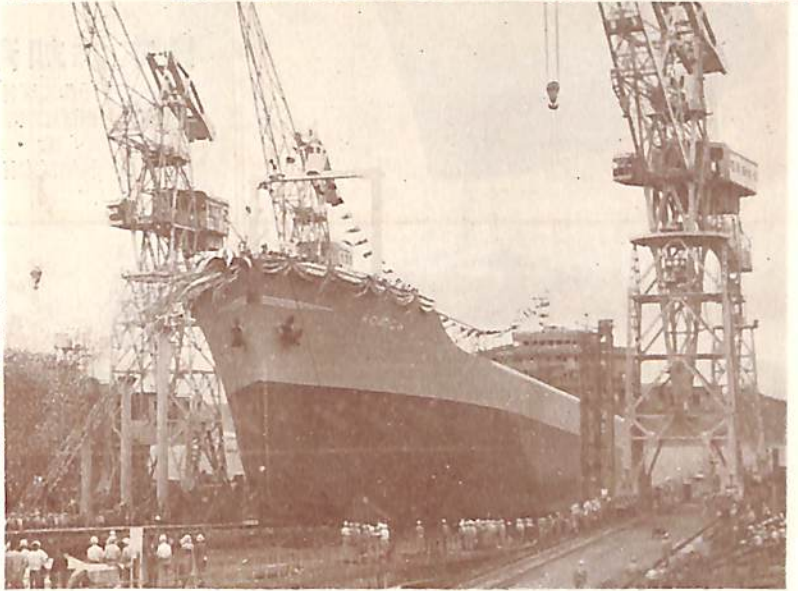
KOSICE

(鉾石運搬船)

船主 CEECHOSLOVAK OCEAN
SHIPPING
INTERNATIONAL JOINT-
STOCK CO. (チェッコ)

造船所 日立造船 因島工場

全長 181.20 m 長(垂) 172.00 m
 幅(型) 24.80 m 深(型) 13.00 m
 吃水 9.60 m 総噸数 15,500 噸
 載貨重量 25,000 噸 速力(最大) 17.7
 ノット 主機 日立 B&W 774-VT 2
 BF-160 型ディーゼル機関 1 基
 出力 11,600 PS 船級 LR
 起工 38-6-5 進水 38-8-8



つの
船舶塗料

- ・C.R.マリーンペイント (ノンチョーキング型 合成樹脂塗料)
- ・アクチブ プライマー (ウオッシュプライマー)
- ・ビニレックス (塩化ビニル樹脂塗料)
- ・L.Z.プライマー (鉄面用下塗塗料)
- ・槌印鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・鉄船々底O.P.2号塗料 (有機毒物型・油性系 並びにビニル系)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ポデラック (フタル酸樹脂塗料)

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4



日本ペイント

船舶用重油添加剤

カタログ 請求券
月号

PCC

PAT

178013
192561
238551

請求
券ヲ
添付
シテ
御送付
下サイ
コノ
ハガキニ



効用

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

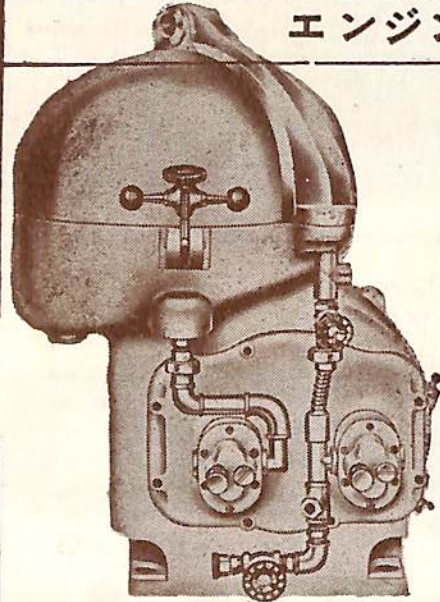
日本添加剤工業株式会社

東京支店 千代田区神田鎌倉町1-7 291-3887・3886
 大阪支店 西区江戸堀北通1-6-9 441-162・8491
 出張所 小倉・名古屋
 本社工場 板橋区志村前野町1-21 960-1738・3737

エンジン・ルーム自動化への一紀元!

完全自動式油清浄機の出現

■特許申請中■



**Sharples
Gravitrol
Centrifuge**

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

巴工業株式会社

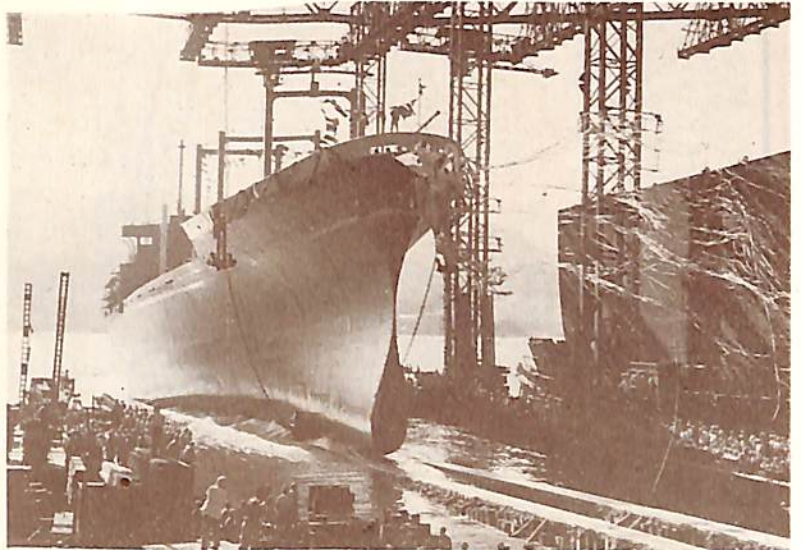
本社 東京都中央区日本橋江戸橋3ノ2(第二丸善ビル) 電話 東京(271) 4051(大代表)
 神戸出張所 神戸市生田 京町7-9(日本ビル) 電話 神戸(39) 0288番(代表)

山城丸
(貨物船)

船主 日本郵船株式会社

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 150.00 m 幅(型) 23.00 m
 深(型) 12.80 m 吃水 9.32 m
 総噸数 10,350 噸 載貨重量 12,000 噸
 速力 約 22.00 ノット 主機 三菱 9 UEC
 75/150 型ディーゼル機関 1 基 出力 13,000
 PS 船級 NK 起工 38-3-1
 進水 38-8-20

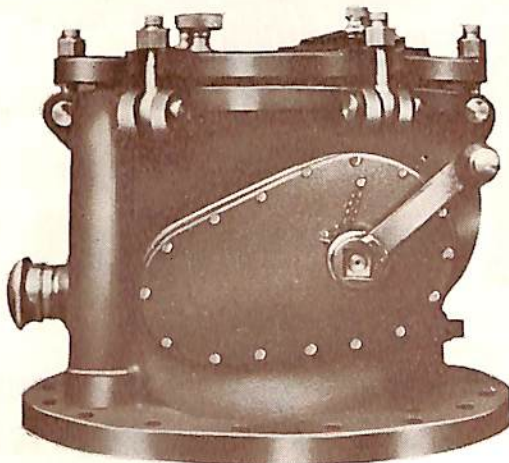
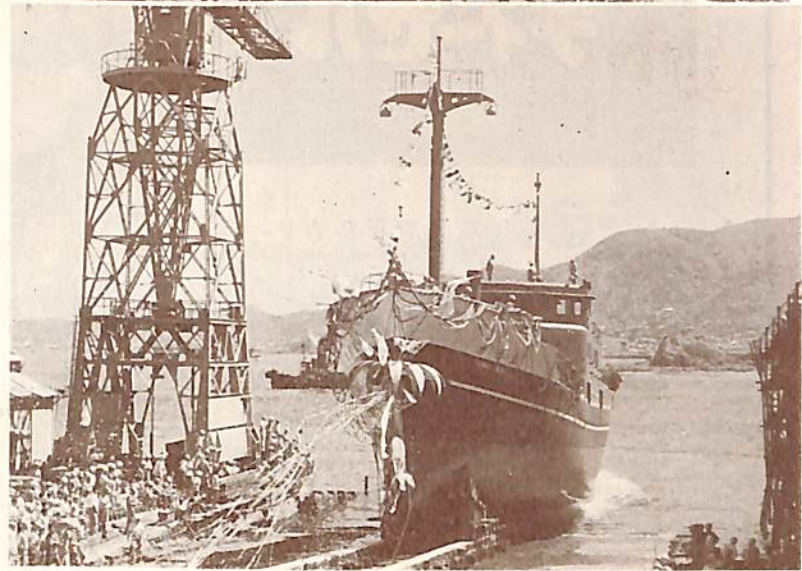


対州丸
(貨客船)

船主 九州郵船株式会社

造船所 三菱造船・下関造船所

長(垂) 52.20 m 幅(型) 8.75 m
 深(型) 9.20 m 吃水 3.10 日
 総噸数 約 660 噸 載貨重量 約 330 噸
 速力(公試) 約 15.5 ノット 主機 日立
 B&W ディーゼル機関 1 基 出力 1,520 PS
 起工 38-5-28 進水 38-9-7
 旅客定員 約 360 名 乗組員 24 名



船舶用液面計指示部

東京計装の 船舶用液面計

《製品》

面積流量計 ■ 工業用液面計
 連続粘度計 ■ 連続比重計

東京計装株式会社


本社・営業所 東京都港区芝田村町 6-10 (創和ビル)
 TEL 東京(501)7414・7909 (431)8947 (581)6901
 大阪営業所 大阪市北区西扇町 1-7 (日扇ビル)
 TEL 大阪(361)7462 (312)0785
 工場 横浜市鶴見・横浜市港北

世は完全にディーゼルの時代です



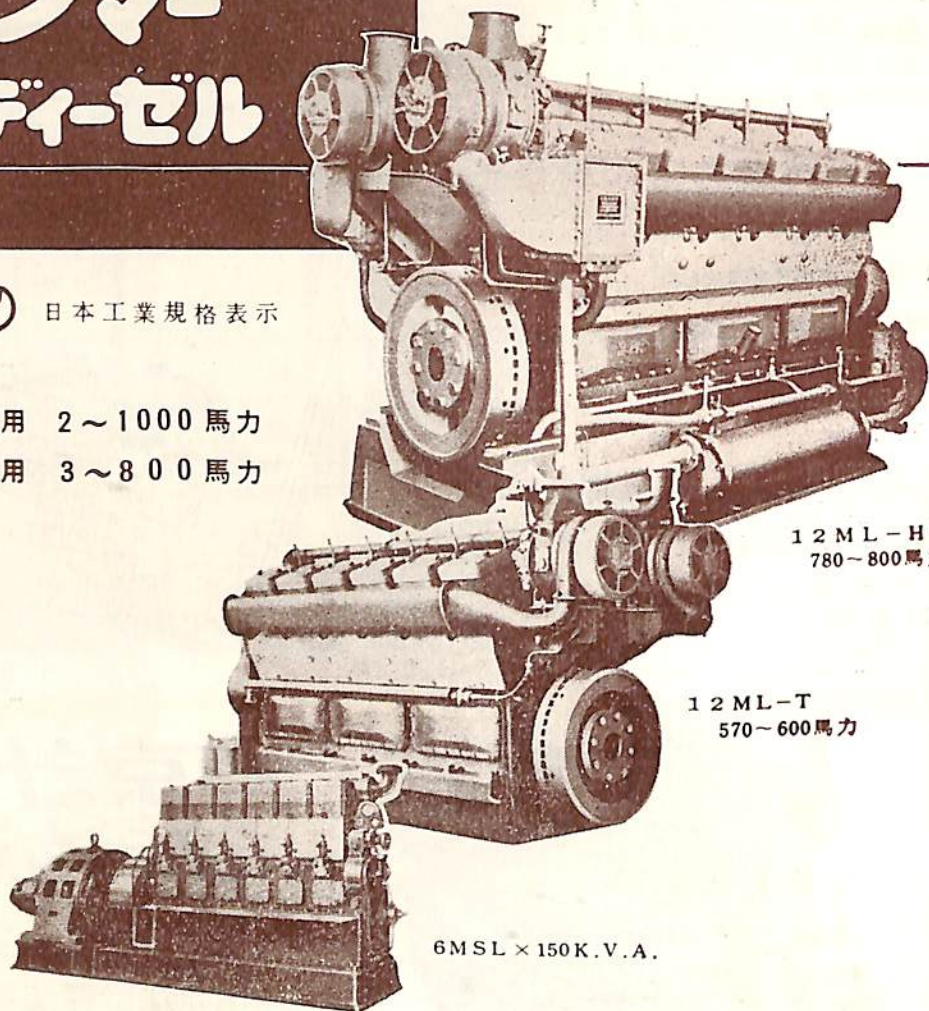
船舶補機に

ヤンマー ディーゼル

 日本工業規格表示

船舶補機用 2~1000馬力

船舶主機用 3~800馬力



12ML-HT
780~800馬力

12ML-T
570~600馬力

6MSL x 150K.V.A.

本邦唯一のディーゼル専門メーカー
ヤンマーディーゼル(株)では小は2馬
力から、大は1000馬力におよぶあ
らゆる用途に応じた100余機種のデ
ィーゼルエンジンを生産しています。

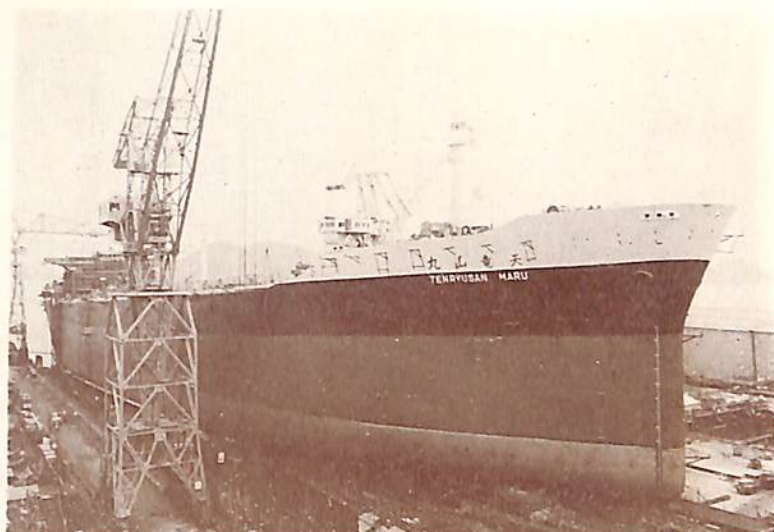
ヤンマーディーゼル株式会社

本社 大阪市北区茶屋町62番地
支店 大阪・東京・福岡・札幌・高松・広島
出張所 金沢・岡山・旭川・大分

天 龍 山 丸
(油 槽 船)

船 主 三井船舶株式会社
造船所 三井造船・玉野造船所

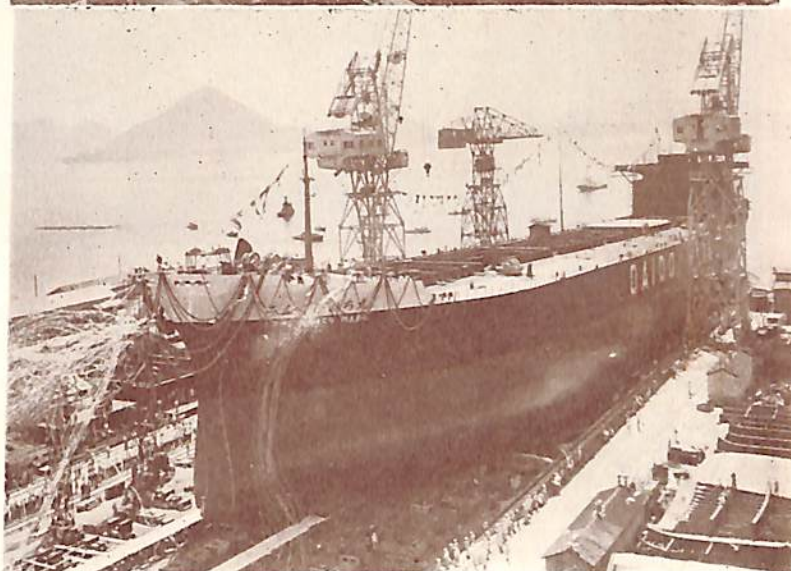
長(垂) 228.00 m 幅(型) 35.00 m
深(型) 13.70 m 吃水 12.00 m
総噸数 約 37,500噸 載貨重量 約 65,000噸
速力 約 16.5ノット 主機 三井 B&W
98.VT2BF180型ディーゼル機関1基
出力 20,800PS 船級 NK
起工 38-3-24 進水 38-9-20



ろんぐびいち丸
(鉍石専用船)

船 主 大同運海株式会社
造船所 三菱造船・広島造船所

長(垂) 25.00 m 幅(型) 31.60 m
深(型) 17.0 m 吃水 11.55 m
総噸数 約 33,900噸 載貨重量 約 53,900噸
速力(公試) 16.6ノット 主機 三菱 9 UEC
75/150型ディーゼル機関1基 出力 13,000 PS
船級 NK 起工 38-5-30
進水 38-9-7



一体型製品の重量 5 屯まで
高耐蝕性の材質と



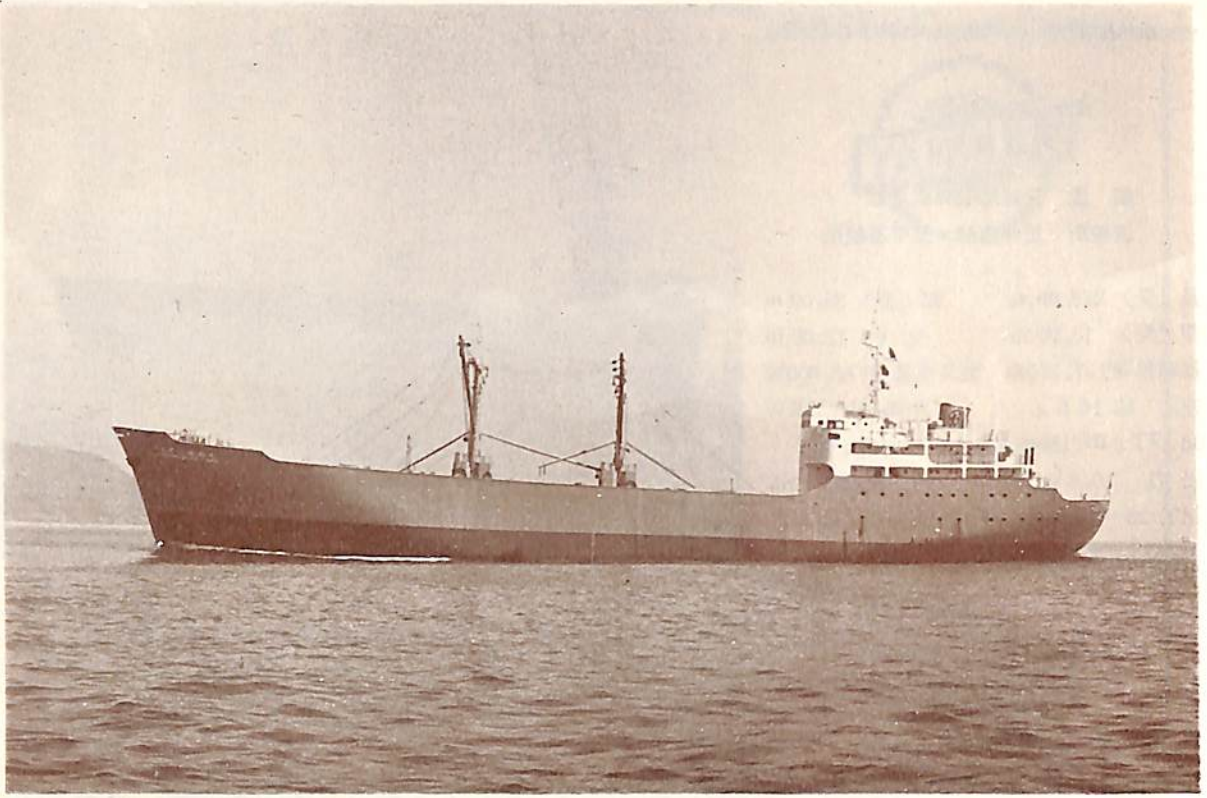
仕上精度に定評ある

ミカド
プロペラ

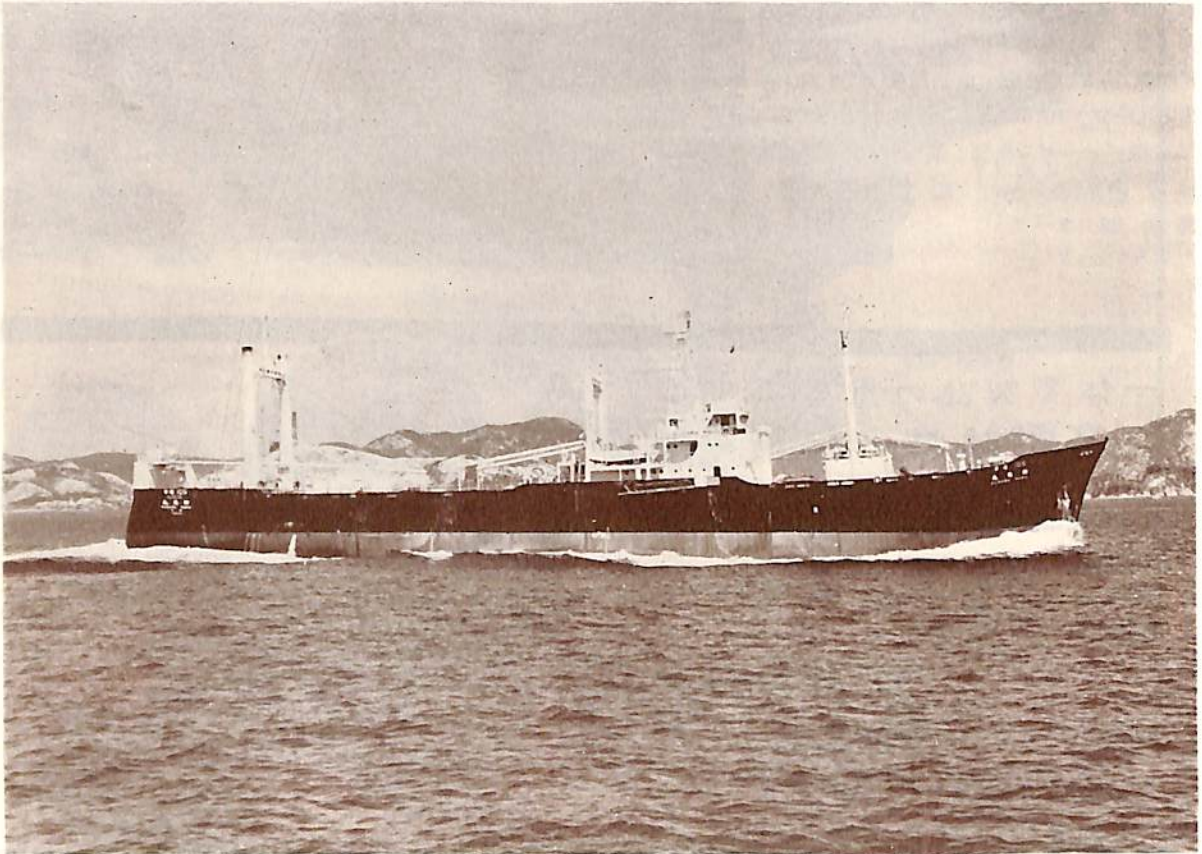
株式会社 河野鑄工所

大阪市東住吉区加美絹木町 1-28 電話 (791) 2031~2033





五十八海形丸 (鮪延縄母船)



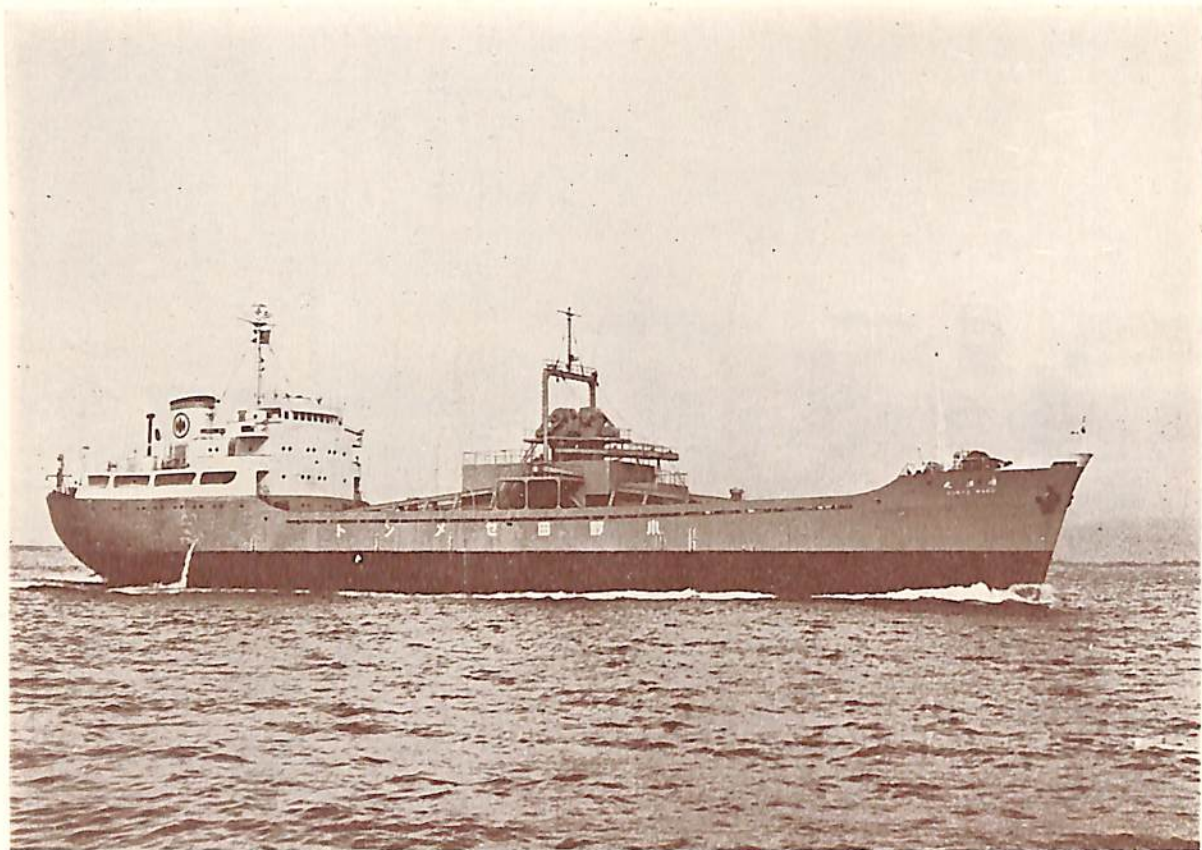
鞍馬丸 (トロール漁船)



大 展 丸 (自動車運搬船)

船 名	五 十 八 海 形 丸	鞍 馬 丸	大 展 丸
要 目			
全 長	98.00 m		71.60 m
長 (垂)	88.00 m	77.00 m	65.00 m
幅 (型)	14.80 m	13.50 m	10.80 m
深 (型)	8.25 m	9.00 m	4.85 m
吃 水	5.718 m	5.30 m	3.11 m
総 噸 数	2,801.32 噸	2,522.43 噸	1,379.63 噸
載 貨 重 量	3,513.00 噸	2,272.00 噸	360.00 噸
速 力		14.8 ノット	13.285 ノット
主 機	新潟鉄工製 M6 T42 S 型 ディーゼル機関1基	三井 B&W 742 VBF-75 型ディーゼル機関1基	阪神内燃機製4サイクル 縦単動無気噴油過給機空 気冷却器付ディーゼル機関
出 力	2,400 PS	2,750 PS×240 RPM	1,300 PS
船 級	NK	NK	
起 工	38-4-8	37-11-27	38-4-8
進 水	38-6-18	38-5-7	38-6-24
竣 工	38-8-18	38-8-31	38-8-10
船 主	大塚権右衛門	日本水産株式会社	杵本海運産業株式会社
造 船 所	三保造船所	三井造船・玉野造船所	波止浜造船株式会社

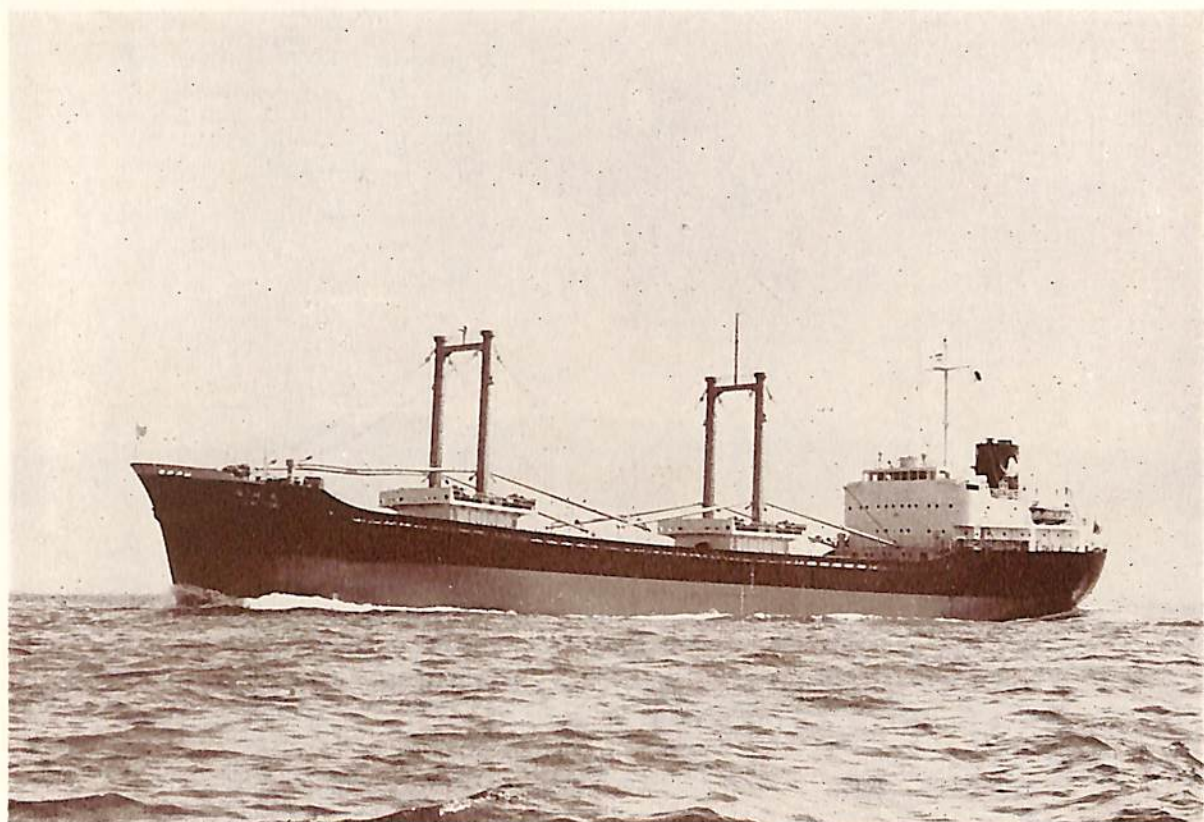
鞍馬丸 冷蔵艙 2,303.8 m³ 冷凍装置 三井エッシャーウイス・ロタスコ冷凍機
RL-300 (90kw)×3, RL-150 (60kw)×1



丸 洋 順 (セメントタンカー)

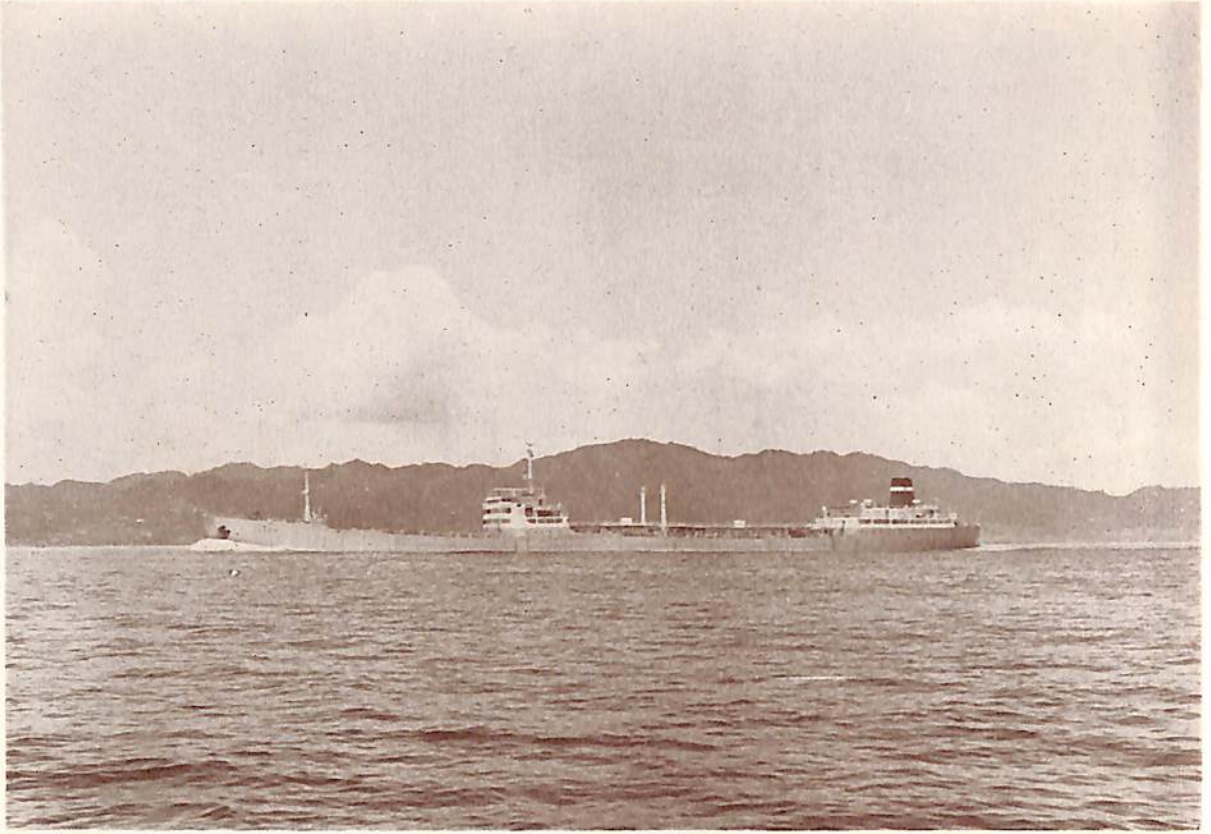


丸 上 尾 (鉄石運搬船)



福 崎 丸 (木材運搬船)

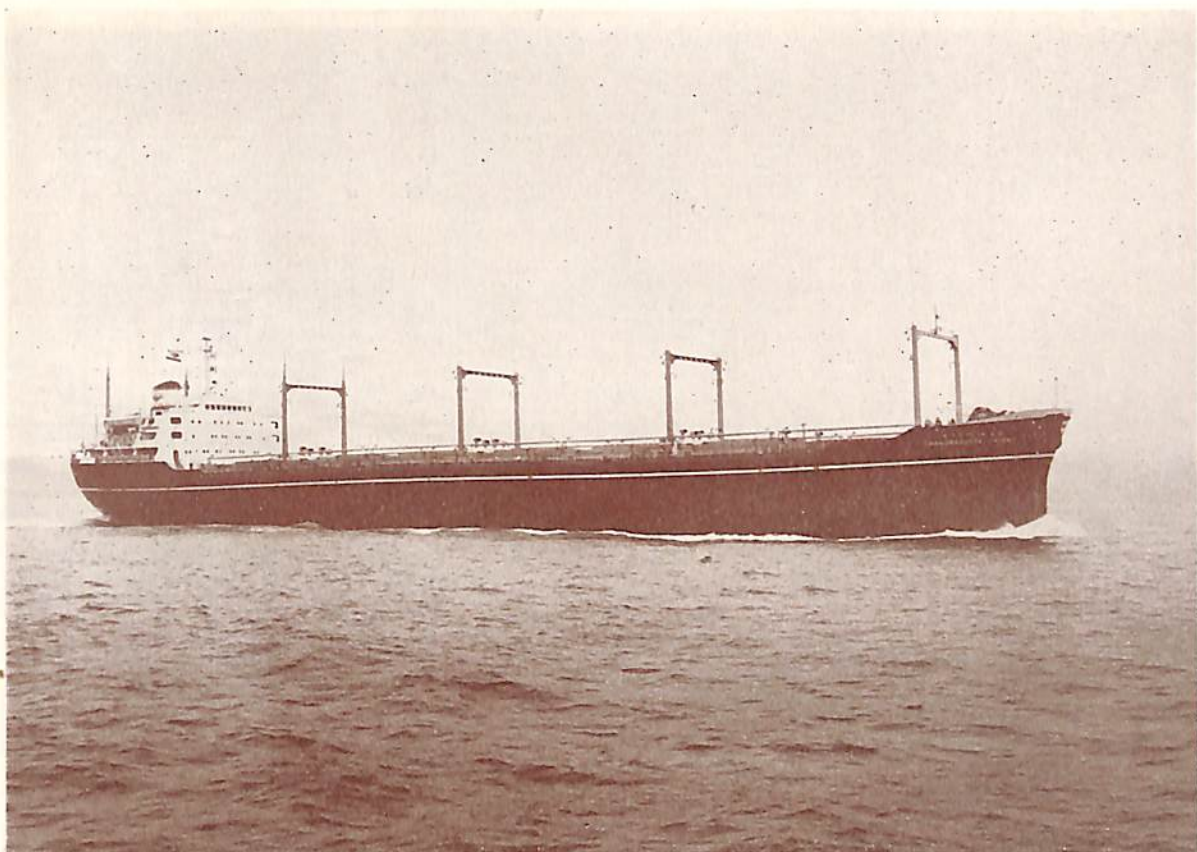
船 名		順 洋 丸	尾 上 丸	福 崎 丸
要 目				
全 長	長	92.45 m		108.924 m
長 (垂)	(垂)	85.00 m	205.50 m	101.000 m
幅 (型)	(型)	14.00 m	30.00 m	15.800 m
深 (型)	(型)	7.30 m	16.80 m	7.900 m
吃 水	水	6.191 m	11.529 m	6.486 m
総 噸 數	噸	2,692.61 噸	29,604 噸	3,902.30 噸
載 貨 重 量	噸	4,193.80 噸	48,680 噸	5,812.10 噸
速 力	力	14.041 ノット	16.5 ノット	14.557 ノット
主 機	機	伊藤鉄工製ディーゼル機 関1基	浜横MANディーゼル機 関1基	神発長崎7 UET ^{39/65} DE ディーゼル機関1基
出 力	力	2,100 PS×250 RPM	13,500 PS	2,350 PS×20 RPM
船 級	級	NK	NK	NK
起 工	工	33-2-27	37-12-26	38-1-25
進 水	水	38-5-15	38-5-24	38-6-18
竣 工	工	38-8-1	38-9-9	38-8-7
船 主	主	東 海 運 株 式 会 社	日 本 郵 船 株 式 会 社	株 式 会 社 大 阪 造 船 所
造 船 所	所	日 本 海 重 工 業 株 式 会 社	日 本 鋼 管 ・ 鶴 見 造 船 所	株 式 会 社 大 阪 造 船 所



INAGO (油槽船)

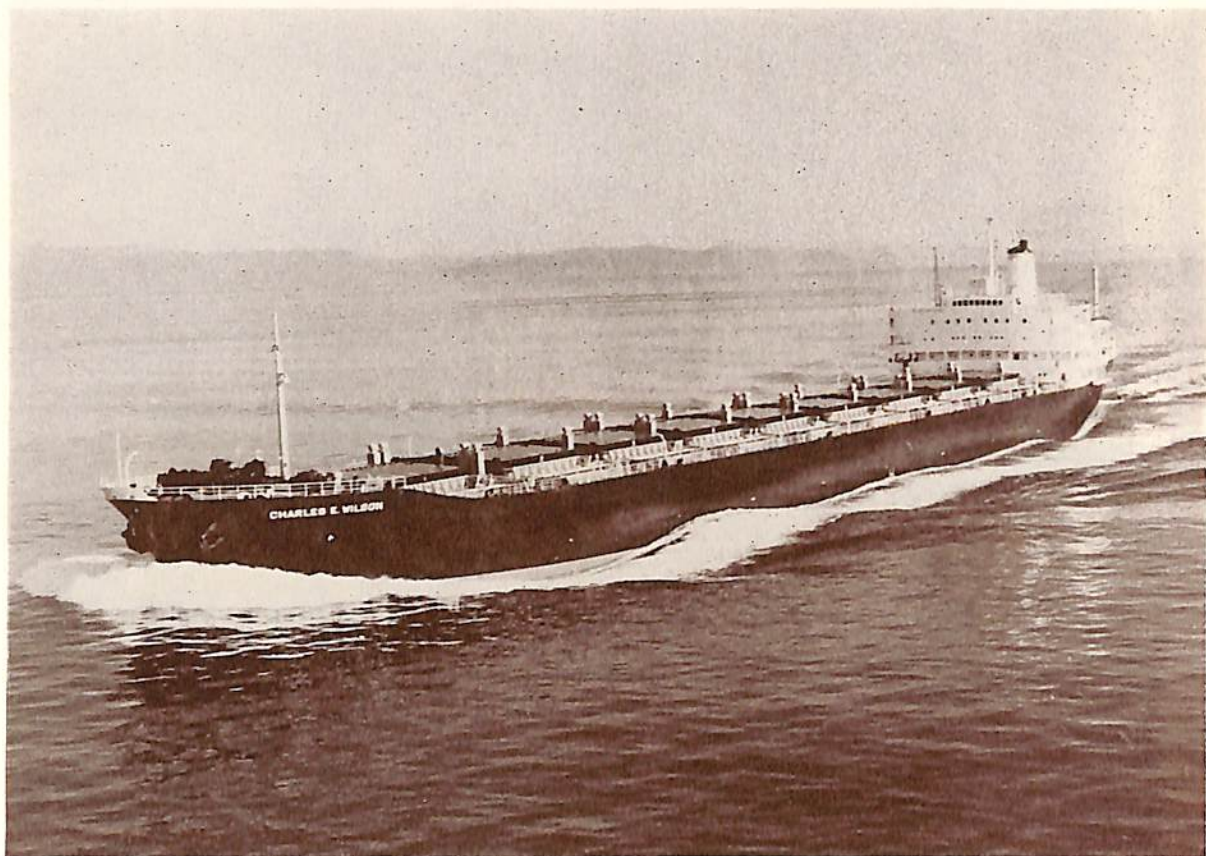


PANACHAIKON (油槽船)



CHANDRAGUPTA JAYANTI (散積貨物船)

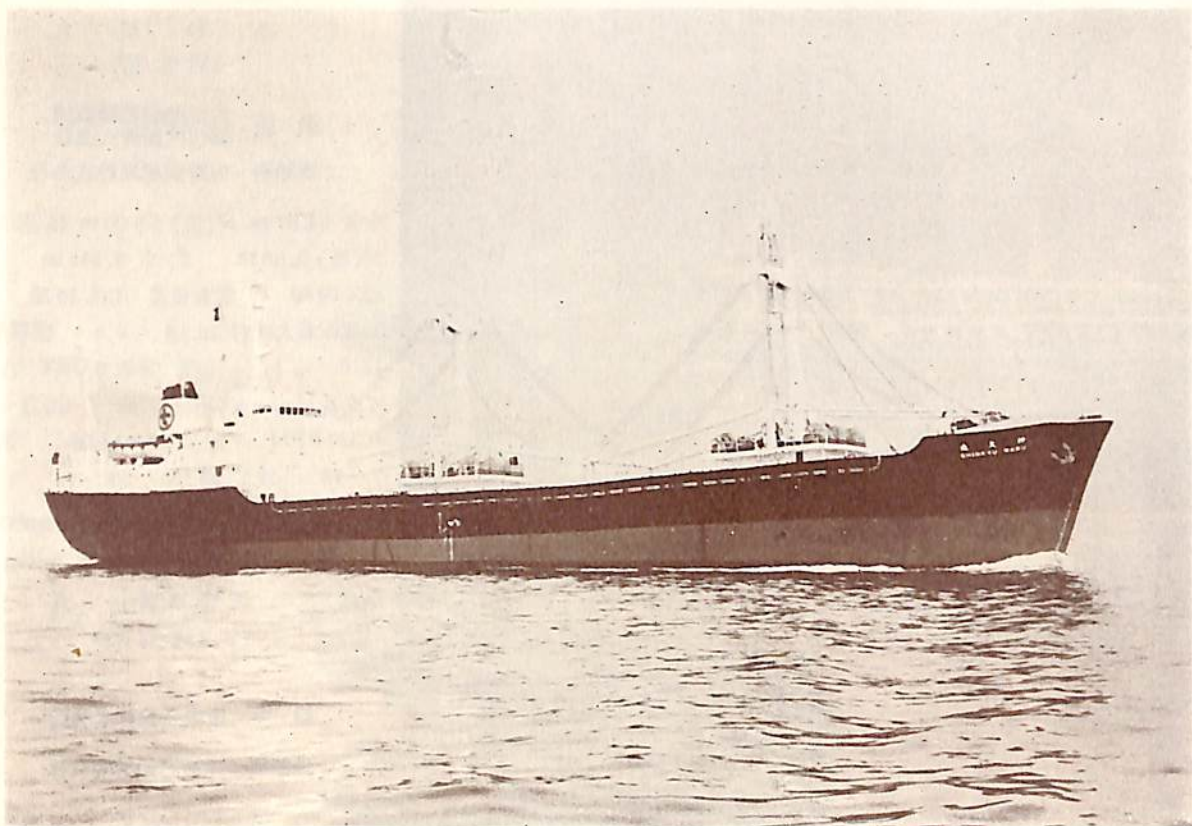
船名		INAGO	PANACHAIKON	CHANDRAGUPTA JAYANTI
要目				
全長		216.39 m	233.650 m	191.11 m
長	(垂)	205.00 m	223.007 m	183.00 m
幅	(型)	28.20 m	31.090 m	27.40 m
深	(型)	14.80 m	16.070 m	14.80 m
吃水		11.12 m	11.582 m	10.243 m
総噸數		24,850 噸	30,200 噸	21,635.30 噸
載貨重量		40,265 噸	54,000 噸	32,608.00 噸
速力		17.3 ノット	15.45 ノット	15.75 ノット
主機		川崎 H-165/175 型 蒸気タービン 1 基	新三菱重工製二段減速歯車付タービン 1 基	浦賀スルザー 6 RD 76 型ディーゼル機関 1 基
出力		16,500 PS×110 RPM	13,400 PS	9,000 PS
船級		LR	AB	LR
起工		37-12-28	37-12-20	37-11-1
進水		38-5-25	38-5-2	38-2-25
竣工		38-8-5	38-9-9	38-8-29
船主		SOPONATA (ポルトガル)	ZEPHR SHIPPING CORP (リベリヤ)	JAYANTI SHIPPING (インド)
造船所		川崎重工業株式会社	三菱日本重工・横浜造船所	三菱造船・長崎造船所



CHARLES E. WILSON (石炭鉄石船)

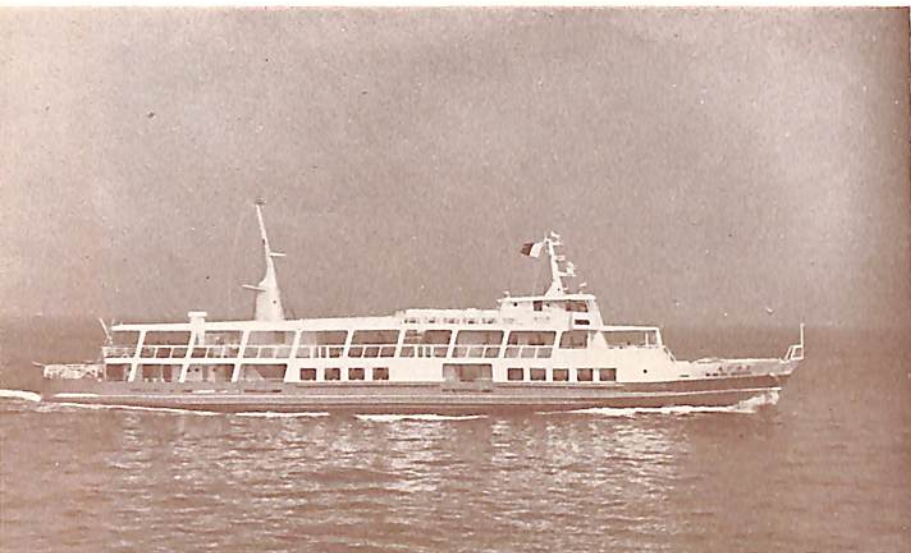


RICHARD C. SAUER (油槽船)



神 久 丸 (貨物船)

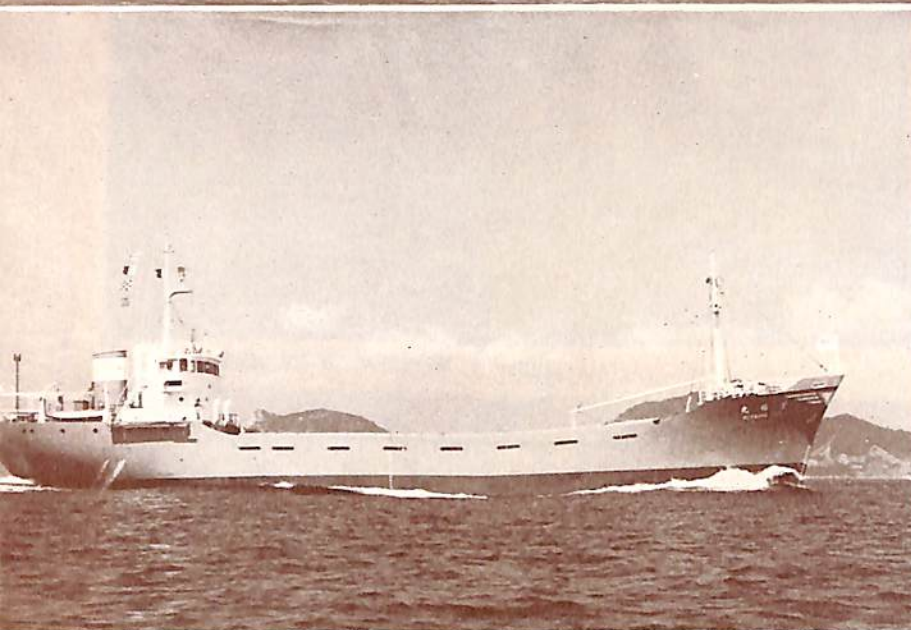
船名	CHARLES E. WILSON	RICHARD C. SAUER	神 久 丸
要 目			
全 長	232.019 m	221.83 m	
長 (垂)	220.00 m	210.00 m	91.00 m
幅 (型)	31.10 m	30.50 m	14.80 m
深 (型)	17.20 m	15.25 m	7.60 m
吃 水	11.79 m	11.533 m	6.25 m
総 噸 数	28,213.77 噸	約 28,600 噸	2,991.8 噸
載 貨 重 量	51,602.00 噸	約 47,200 噸	4,738.0 噸
速 力	17.489 ノット	16.65 ノット	14.9 ノット
主 機	IHI-TURBINE 1 基	三菱ウエスチングハウス タービン 1 基	浦 賀 スルザー 6 TAD 48 型ディーゼル機関 1 基
出 力	18,700 PS × 105 RPM	(最大) 18,500 PS	2,640 PS
船 級	AB	AB	NK
起 工	37-9-21	37-12-14	38-5-22
進 水	37-12-14	38-4-13	38-7-6
竣 工	38-8-27	38-8-25	38-9-16
船 主	OSWEGO OCEAN CARRIERS CORP.	OSWEG PETROLEUM CARRIERS.	共同海運株式会社
造 船 所	石川島播磨重工 相生第一工場	新三菱重工・神戸造船所	日本鋼管・清水造船所



あ わ じ 丸
(旅客船)

船主 特定船舶整備公団
関西汽船株式会社
造船所 佐野安船渠株式会社

全長 54.47 m 長(垂) 50.00 m 幅(型) 8.60
深(型) 3.50 m 吃水 2.315 m 総噸
493.60 噸 載貨重量 133.10 噸 速
試運転最大速力 16.28 ノット 満載航海速
15.0 ノット 主機 赤坂 6 UET³³/65 型 2
イクルディーゼル機関 1 基 出力 1,500 P
×320 RPM 起工 38-4-25 進水 38
7-12 竣工 38-8-30



宮 崎 産 業 丸
(貨物船)

船主 宮崎産業株式会社
造船所 尾道造船株式会社

全長 54.10 m 長(垂) 49.00
幅(型) 8.60 m 深(型) 4.30 m 吃水 3.95
総噸数 499.71 噸 載貨重量 964.97
速力(公試) 12.896 ノット 主機 木下
工製 4 サイクル 単動 過給機付 ディーゼル機
1 基 出力 750 PS × 360 RPM
起工 38-5-7 進水 38-6-
竣工 38-8-23



造船間仕切に



ノボパンは世界各国に於て10数年来の歴史をもつ造船隔壁材で、我国に於ても主要造船所で使用された実績が数多くあります。



安価………182cm×400cmから適寸にカットします
強度………ベニヤ合板に劣りません。また狂いは驚くほど僅少です
耐水性………木口面を塗装すれば充分です
NovopanB……航海安全条約によるB隔壁(アスベスト層入り)

厚み 8mm~25mm
寸法 910×1820mm
910×2420mm

遮音・断熱・難燃材
JIS表示許可工場

NOVO pan

日本ノボパン工業株式会社

(カタログ請求は企画係へ)

営業部 大阪府堺市築港南町4番地
TEL 堺(3)2121-1395
本社 東京都中央区新川2丁目4番地
TEL 東京(552)0661-3

信頼できる綱！



ニチポービニロンは日本で発明された合成セシイです。外国から技術を導入しないので、価格は割安、製品の優秀さはアメリカをはじめヨーロッパの各国でも注目のまとなっています。ニチポービニロン・ロープは、海の仕事に最適の信頼できるロープです。

■スレ・シヨックに強い
マニラロープに比べて、その強さは2倍〜3倍、急激なシヨックにも絶対の強さをもっています。

■腐らざ長持ちする
水中・土中・空中に長く放置しても、全然腐りません。マニラロープに比べて4倍も長持ちします。

■軽くて扱いよい
軽くて、水切れがよく、適当に柔らかいので、操作が簡単です。型くずれ、キンクの心配はありません。

ニチポー ビニロン

船舶用 認定 NK / 運輸省
0-7・帆布
運輸省型式承認番号
#201…第1079号甲種
#202…第1089号甲種

アスファルトタンカー

第一めつくすふあると丸

瀬戸田造船株式会社は上野運輸商会よりの注文により、その所有船羽立丸（オイルタンカー）を改造してアスファルトタンカーにする工事をすすめて来たが、8月20日完工した。そして、22日四日市港にて171度の高温溶融のアスファルト液 約850立方メートル積載し

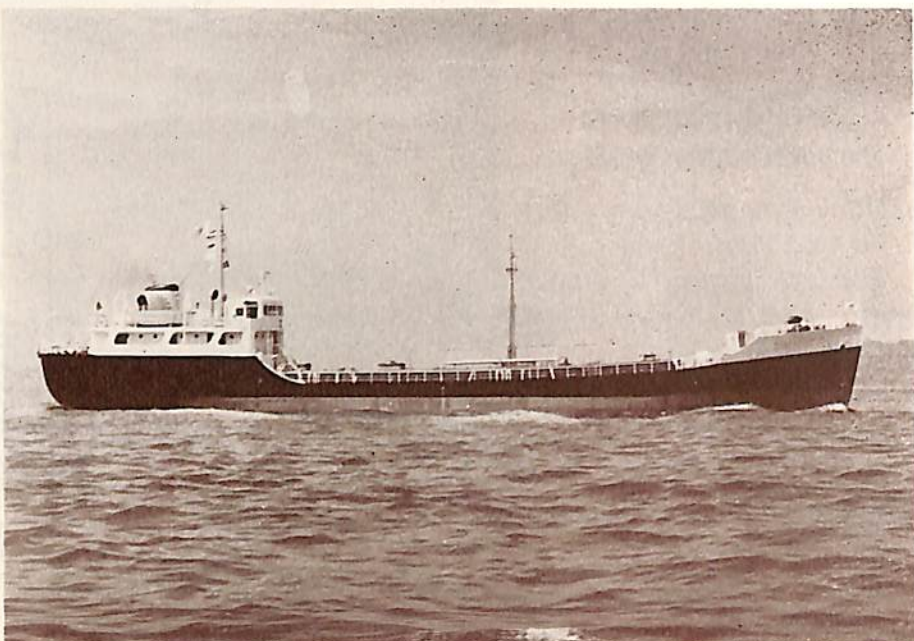
24日横浜に到着、それを陸揚げしたが、陸揚当時における温度は166度で積込完了時より陸揚完了時に至る約47時間における失温5度であったことは、当時計画失温10度に比して格別な好成績を挙げ得たものである。

改造前と改造後における本船要目

項目	改造前	改造後
船名	羽立丸	第一めつくすふあると丸
資格船級	近海区域第二級船 NS* MNS*	沿海区域 第二級船 NS* MNS* Asphalt tanker
船型	三島型単底	船尾機関型二重底
全長	69.850 m	左と同じ
垂線間長	66.000 m	〃
型幅	10.000 m	〃
型深	5.300 m	〃
満載吃水	4.755 m	〃
総噸数	999.00 噸	989.15 噸
重量噸数	1372.05 噸	1161.07 噸
載荷容積	1531 立方メートル	907.56 立方メートル
載荷倉数	4 倉	2 倉
主機関	ディーゼル 600馬力	左と同じ
荷役ポンプ	150 m ³ /H × 1台	180 m ³ /H × 1台
航海速力	9 節	左と同じ
乗組員	26 名	〃

次に工事概要をのべる。

(イ) 中央部にあった船橋楼を船尾部に移設して、三島型船を船尾機関型船として改造した。



(ロ) カーゴオイルタンク（4タンク）内の縦横隔壁、配管等を撤去して、その跡にアスファルト溶液を積み入れる置タンク2個を新設した。

(ハ) シングルボトムをダブルボトムに改造し、かつサイドタンクを新設して、空船時これにバラストウォーターを搭載し得るようにした。

(ニ) 新設置タンクの四周は保温を計るため厚さ300 枚のアスベスト製インシュレーションを施した。

(ホ) 上記インシュレーションを施した置タンクとダブルボトム並びにサイドタンクは夫々密着せしめて空間を設けぬことにした。（従来のアスファルトタンカーではエアスペースを設けてある）

(ヘ) タンク内のヒーティングを行うためにオイルヒーターを新設したが、これは溶液搭載前タンク内を予熱するに当たったものである。

上述の通り完成したアスファルトタンカー第一めつくすふあると丸は今後もアスファルト溶液を四日市にて積載して日本各地にこれを運搬することになるが、これによって従来同型アスファルト運搬に要したドラム缶等の梱包費は不要になり、運搬量は増え、高温の溶液をそのまま使用し得る等、その利点は大きく広い範囲に亘ることになった。

なお本船改造後の初航海において積載したアスファルト溶液は冒頭に記載した通り温度171度のものであったがアスファルトの種類によっては温度280度を超える溶液があるので、こたは対応し得る計画を樹てて、この改造工事を完成したものである。

IONIAN
CHALLENGER

新船体部の進水

(油槽船)



三菱造船・長崎造船所では、昨年11月末リベリア国ベトロリウム・トランスポート社から受注の油槽船 IONIAN CHALLENGER (20,456 重量トン) を 35,480 重量トンに巨体化する改造工事をすすめていたが、このほどその新船体部の進水式が行なわれた。

この改造工事は、昨年初めキューバ沖で海難した同船の船尾部を約45メートル残して船首部を含む全タンク部を長さ、幅、深さともに拡大して新造し、旧船体の船尾部(機関部)に接合するものである。このためこのほど進水した新船体部は長さ約160メートル、幅 27.33メートル、深さ 14.80メートルにおよぶ長大なものである。本工事は、工期約9カ月、使用鋼材は 6,000トンを上まわる大がかりなもので完成は本年9月末の予定である。同船の改造前および改造後の要目は次のとおり。

	改造後	改造前
長さ(垂線間)	204.00 m	167.64 m
幅(型)	27.33 m	22.55 m
深さ(〃)	14.80 m	12.34 m
吃水	10.06 m	9.54 m



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清罐剤

登録
実用新案 罐水試験器

一般用・高圧用・特殊用・各種

最新の技術、40年の経験による
特許三ツ目印清罐剤で汽罐の保護と
燃料節約を計って下さい。

罐水処理は何んでも御相談下さい。

営業品目

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

内外化学製品株式会社

本社 東京都品川区大井寺下町 1421
電話 大森 (761) 2464~6
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(3)9615

信頼できる《八幡グループ》の製品



エコノ ハット ウォール

《造船用 波形鋼板》



八幡エコンスチール

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3-2
(第二丸善ビル) 電話代表(272) 3751・3761

営業所 大阪・広島・名古屋・八幡・札幌・仙台・新潟
工場 大阪・東京・戸畑

船体構造の合理化と 船価の低減

《特長》

1. 波形鋼板ですから、従来の平板構造に比べ、すぐれた断面性能をもっています。
2. 材質に無理がなく形状寸法が均一なので突合せ溶接も可能です。
3. 防撓材の取付け加工手間および二次的に重取り工数が不要となります。
4. 長尺物の得られる利点があります。
5. 従来のアスベスト系マリナイトに比べ、非常に安価で防火構造にできます。
6. 汎用性のある形状なので、設計の単純化、現場工数の節減がはかれます。

《用途》

大型船舶においては居住区、倉庫類の仕切り壁などに、小型船舶・艦艇などにおいては上部構造の室壁、周壁などに使用できます。

*炭素含有量にご注目ください!!

YSC

《機械構造用炭素鋼》



《特長》

- 厳選された原料の使用により、不純物の混入がきわめて少なく、容量の大きい炉で溶製するので化学成分の均一なものが多量に得られます。また、厳密な各種の検査および試験を行なっているため寸法、形状が正確で表面キズがなく、加工性が良好です。
- 各種丸鋼のほか、径25mm以下のものについてはバーインコイルの製造が可能です。鋼板についても大

型の厚板、薄手の熱延コイルおよび切板が製造できます。

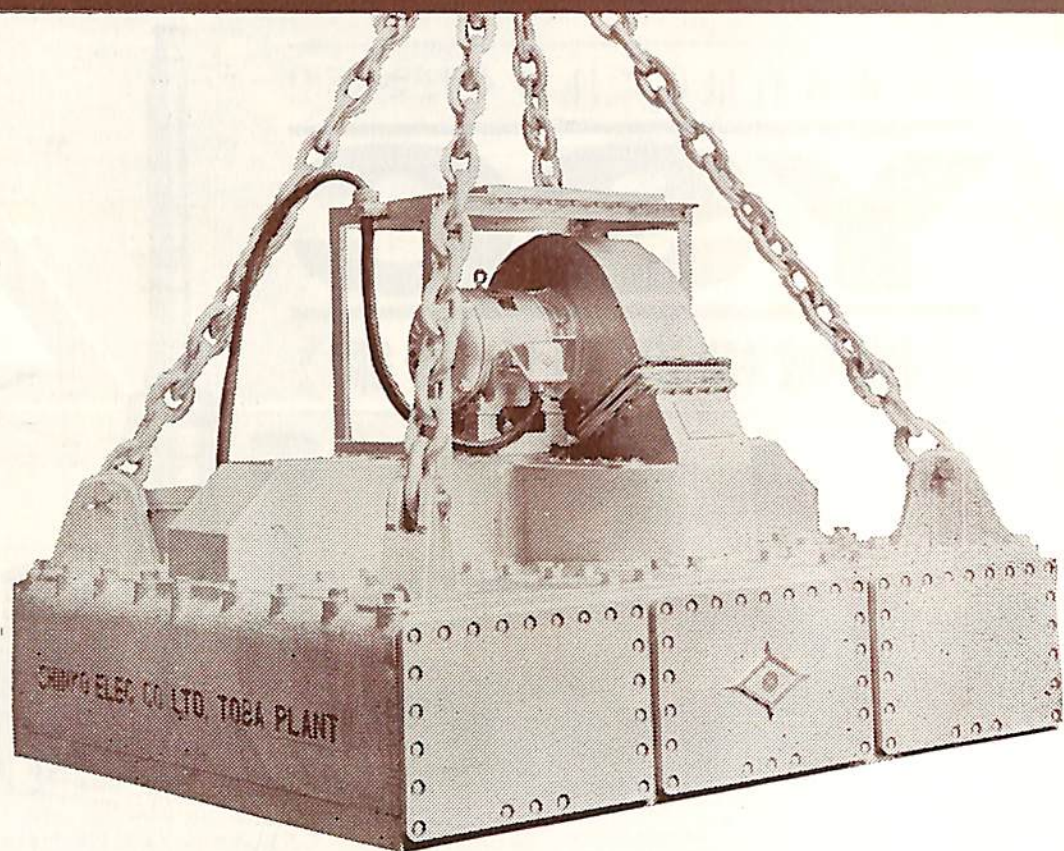
- 機械構造用炭素鋼の焼入性や機械的性質は炭素含有量に大きく影響されます。YSCの炭素含有量はJISよりも規格範囲をせはめて種類を豊富にするとともに、Cu、Ni、Crなどの特殊元素含有量も少なくしてあります。下表をごらんください。

記号	化 学 成 分 分 分 (%)						
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni+Cr
YSC 10	0.08~0.13	0.15~0.35	0.30~0.60	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 15	0.13~0.18	0.15~0.35	0.30~0.60	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 20	0.18~0.23	0.15~0.35	0.30~0.60	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 25	0.22~0.28	0.15~0.35	0.30~0.60	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 30	0.28~0.34	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 35	0.32~0.38	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 35-1	0.30~0.35	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 35-2	0.35~0.40	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 40	0.37~0.44	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 45	0.43~0.50	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 45-1	0.40~0.45	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 45-2	0.45~0.50	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 50	0.48~0.55	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 55	0.50~0.60	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 55-1	0.50~0.55	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下
YSC 55-2	0.55~0.60	0.15~0.35	0.60~0.85	0.030以下	0.030以下	0.20以下	0.20以下



八幡製鐵

マル エス 本社 東京都千代田区丸の内1ノ1 (鉄鋼ビル) 電話・東京 (212) 4111 大代表



鋼材・鉄鋼板・スクラップの

速い運搬に—安全な運搬に—能率的な運搬に—

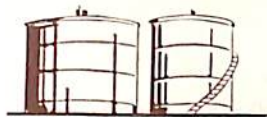
神鋼 リフティング マグネット

- 外国製品に負けない吊上げ能力
- 線輪焼損の恐れがない絶縁方式
- 堅牢な一体構造で耐久力は絶大
- 水中も安心して使える特殊設計
- 高温鋼材の運搬も安全・自由
- 停電時に安全な完全無停電装置



神鋼電機

SHINKO ELECTRIC CO., LTD.



Teyon-100A

〔低温用アルミキルド鋼板〕

この鋼板は、プロパンなど -60°C から -105°C の低温で液化された、各種ガスの輸送船や、貯蔵容器用に好適な材料として、当社が独自の技術により、開発したものです。特に低温における切欠きじん性と溶接性にすぐれ、焼準を施してあり、特別の合金元素を必要としません。

規 格

引張り及び曲げ試験

引 張 り 試 験					曲 げ 試 験		
降伏点 kg/mm^2	引張強サ kg/mm^2	板 厚 mm	使 用 片 試 験 片	伸 び %	使 用 片 試 験 片	曲 げ 半 径 t = 板厚	曲 げ 角 度 180° において $1.5 \times t$
33 以上	45 以上	13 以下	JIS 5号	22 以上	JIS 1号		
		13 超	JIS 5号	28 以上	JIS 1号		
		38 以下					

化学成分 (%)

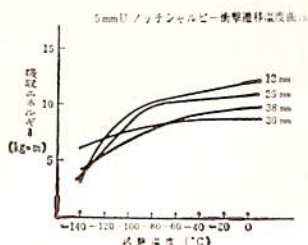
C	Si	Mn	P	S
0.14以下	0.15~0.35	1.50以下	0.030以下	0.035以下

衝撃試験 WES低温構造用鋼板判定基準案 G種

試験温度 $^{\circ}\text{C}$	使 用 試 験 片			3 コの試験の最低 吸収エネルギー $\text{kg}\cdot\text{m}$
	種 類	板 厚 mm	厚 \times 幅 \times 長 mm	
1種 -75	JIS 5号 (5mm Uノッチ)	6以上 8以下	$5 \times 10 \times 55$	1.0以上
		8 超 11以下	$7.5 \times 10 \times 55$	1.2以上
2種 -120	シャルピー衝撃試験片	11 超 38以下	$10 \times 10 \times 55$	1.4以上



オーステナイト結晶組織
 $\times 100$



株式会社 日本製鋼所

東京都千代田区有楽町1-1-2 日比谷三井ビル
電話(50) 6111(大代表)
支社 大阪市北区中之島2-1-1
営業所 福岡市天神町・名古屋市中区区篠馬町
山崎所 札幌市南一・条・新島市東2条

MINORIKAWA

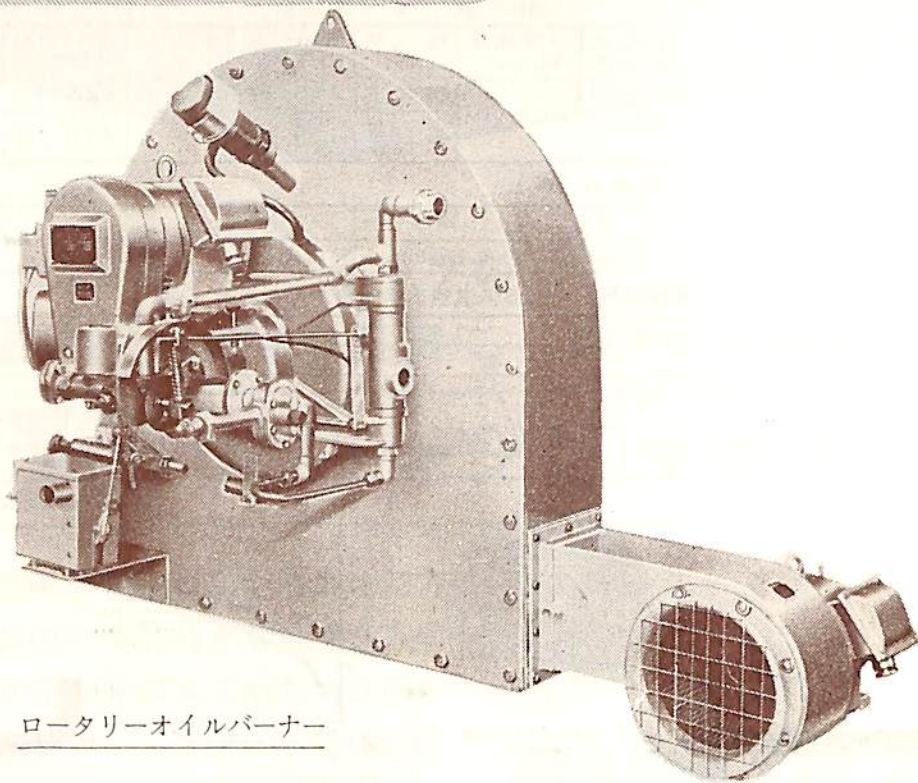
古の歴史と高性能を誇る

御法川の船用燃焼機

船用汽罐のオートメーション化には信頼の出来る御法川のロータリーバーナーで!!!

船舶汽罐用

Rotary
OIL BURNER



ロータリーオイルバーナー

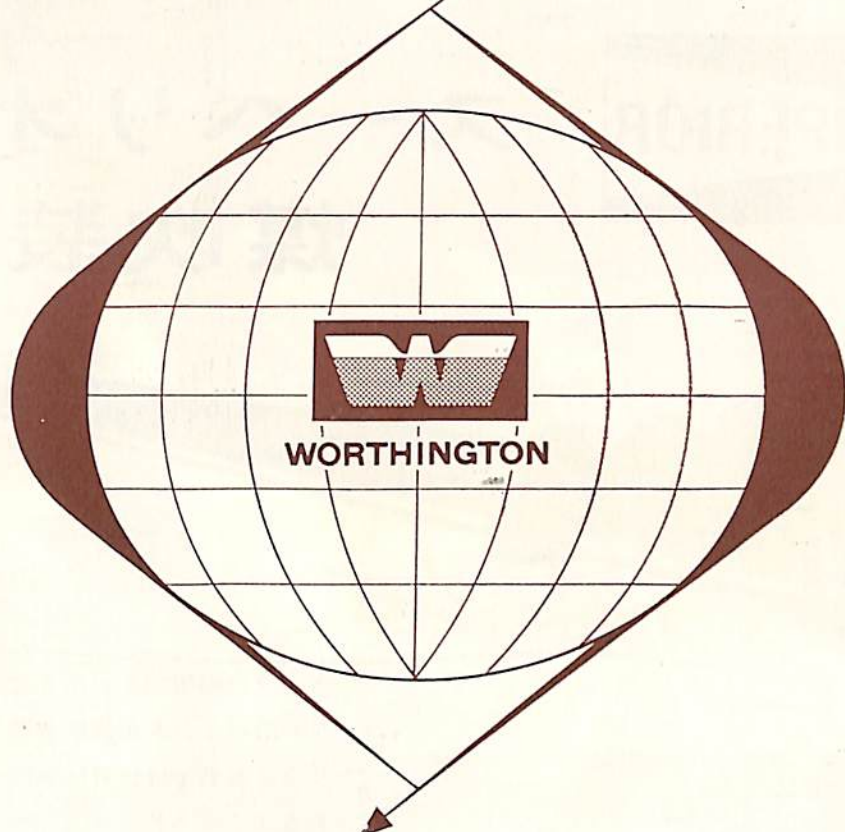
御
申
越
次
第
カ
タ
ロ
グ
送
呈

株式御法川工場

東京都文京区初音町4番地
電話(812)代表-1291~5 直通-0241

代理店
東京通商株式会社
東京都中央区京橋3-5
電話(535)-3151(大代表)

●全世界を網羅する ← ウオシントンのサービス網

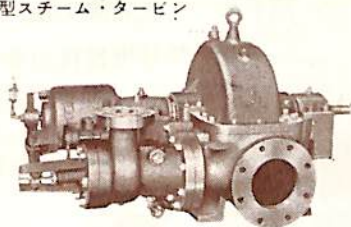


全世界同一設計……完全な規格による互換性……
 ウオシントンの船用機器は米国を初め、日本、英国、ドイツ、カナダ、フランス、イタリア、スペイン、アルゼンチン、メキシコ、ブラチル等
 主要港の所在する世界10数カ国において、同一設計の下に完全な互換性
 を持つ機器が製作されておりますから、緊急の場合、短期間の入港期限
 内に充分なサービスが受けられます。

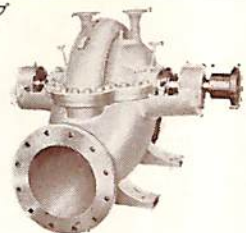
堅型循環ポンプ



横型スチーム・タービン



荷油ポンプ



詳細につきましては下記弊社にお問合せ下さい。なお新潟ウオシントンでは
 米国ウオシントン製品の輸出入業務も併せて行っております。

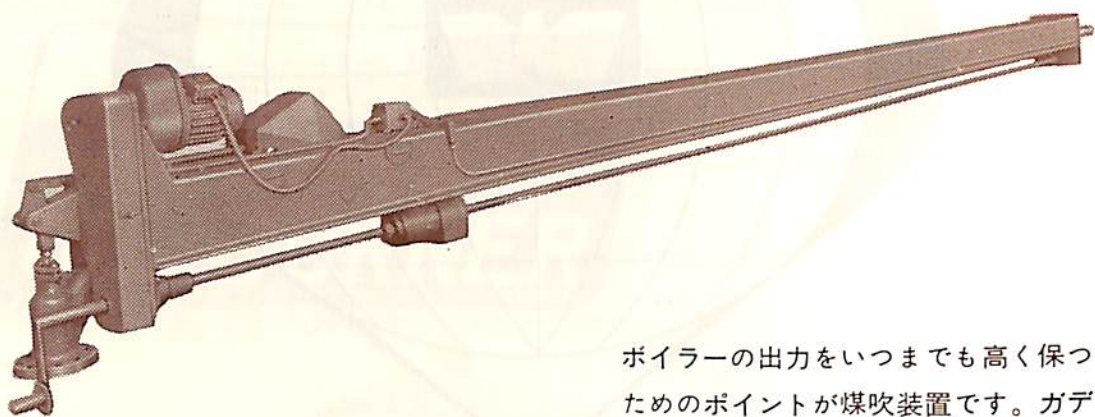
技術提携

新潟ウオシントン株式会社

東京都港区赤坂新坂町	赤坂国際館	電 (401) 2137代
営業所 大阪市北区梅田町	新阪神ビル	電 (361) 9013
福岡市東中州	花の関ビル	電 (3) 574
広島市小町	共電ビル	電 (4) 4826

SUPERIOR

スーペリオ 煤吹装置



ボイラーの出力をいつまでも高く保つためのポイントが煤吹装置です。ガデリウス商会では世界的専門メーカーであるスウェーデン・スーペリオ社との技術提携により過去24年にわたって優れた装置を提供、戦後だけでも10,000台の納入実績をもっています。現在では電動式、空気作動式を合わせて15種類以上を製造し、豊富な経験と相まって各プラントの条件にマッチした煤吹装置を提供しております。詳細は弊社機械技術部へお問合せ下さい。

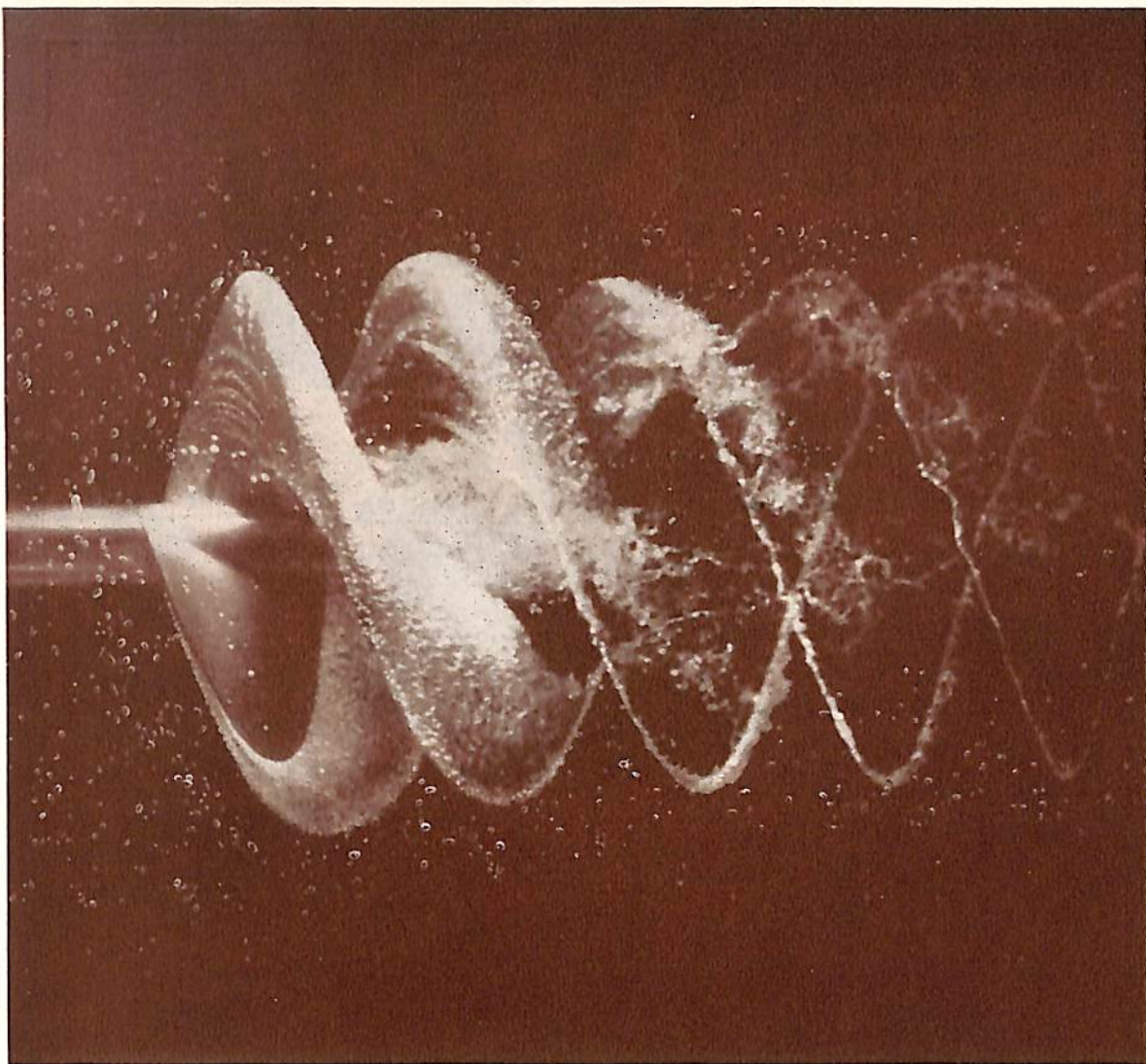
左の写真は大協石油四日市製油所へテストケースとして納入されたU型スーペリオ短抜差自動（空動式）煤吹器



日本総代理特許分権製造社

株式会社 **ガデリウス商会**

東京都港区赤坂伝馬町3-19 電話 408 2131-2141(代)
神戸市生田区浪花町27 興銀ビル 電話 39 0701-6811(代)
福岡市下西町1 福岡第1ビル 電話 2 2444-5606
札幌市北4条西4-1 ニュー札幌ビル 電話 5 3580-6634



英国ボーツマスのバスバー社の水洞で、高速回転試験中の推進翼

船舶動力に一大転機をもたらした……

4,250馬力の出力をもつブリistol シドレーの マリンプロテウス ガスタービンは船舶推進に大きな転機をもたらしました

今まで生産された他のあらゆるエンジンよりも一平方呎当りの出力がすぐれており、しかも僅か2,880ポンドという軽量です

その上、あらゆる気象条件下に於いても始動後僅か1分間で最大出力を得ることができるといった優れた特徴をもっています

既に英国海軍の哨戒艇には装備されてすばらしい成果をあげておりますが、最近アメリカ海軍に於ても 高性能水中翼船の動力として、このエンジンが搭載されました。その他、ドイツ、スウェーデン、オランダ、イタリーからも発注を受けています

弊社のマリン プロテウスには 軸回転速度が 5,260 と 1,500及び1,000のものがあり、ディーゼルエンジン同様に単独機関として、または巡航用と機動用の両エンジンを連結

した場合など、いろいろの形で運転することができます
詳細は下記へお問合せください



**BRISTOL SIDDELEY
SUPPLY THE POWER**

日本総代理店

サイノブリティッシュ(ホンコン)リミテッド
東京都中央区日本橋通2の1 大同生命ビル
電話 (271) 7256-9

いすゞ船用ディーゼル機関

ターボチャージド DH 100 T - MF 6 RC 型 13.5米型交通艇

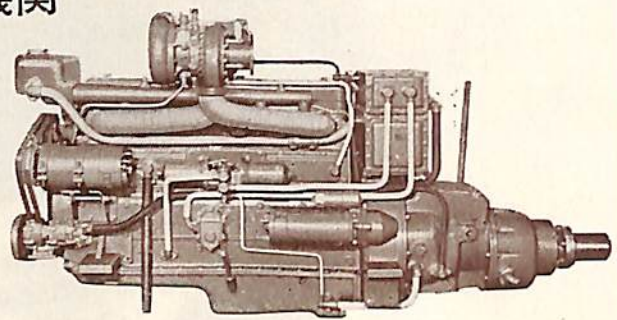
小型高速ディーゼルを主機とする半滑走型高速艇の建造は、速力の点で失敗に帰する場
合が少なくありません。

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

これは、小型で軽量の、信頼のできる適当
な機関が得られなかったためですが、こんど
製造された……

“いすゞ DH 100 T - MF 6 RC” エンジンは
この種の目的にはじめて合致するものです。

広く各方面の御採用を懇請致します
ここに、この種の艇として確実に成
功し得る、見本的な計画の一つを御紹
介致します。

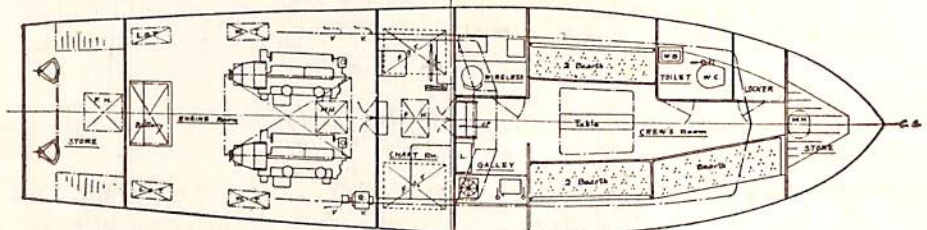
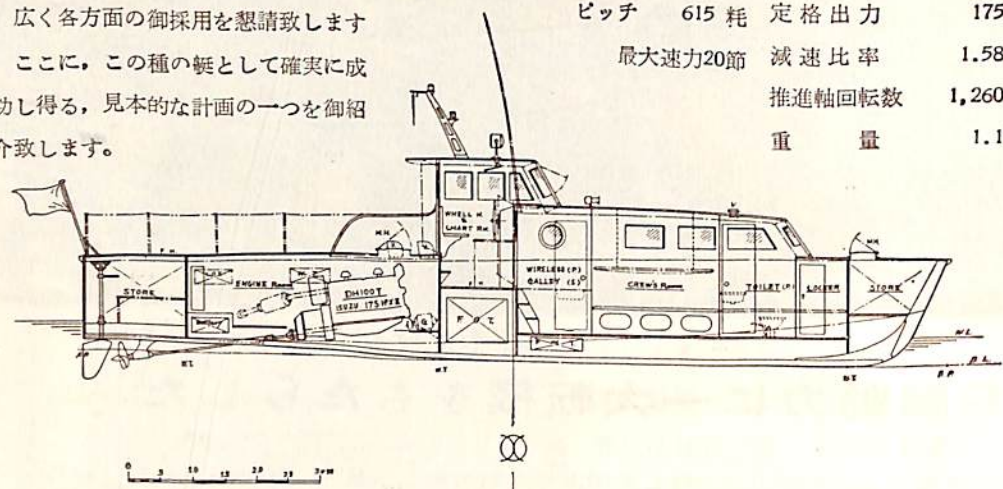


船 体

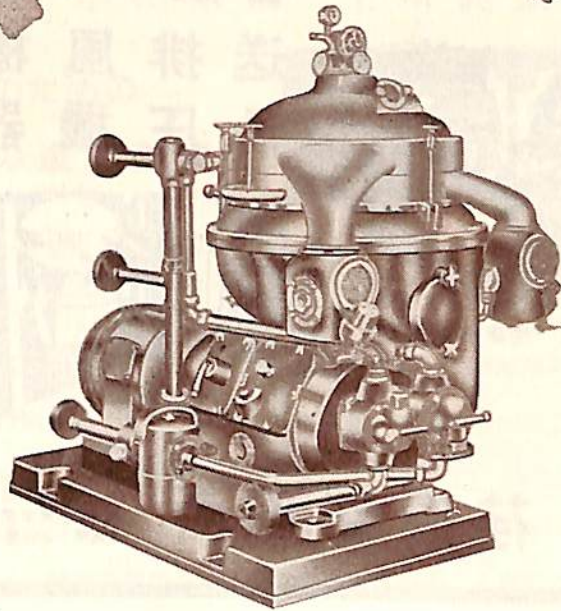
主 機

木造組立肋骨2重張軽量構造 DH 100 T 過給 175 馬力 2台

全 長	13.500 米	気 筒 数	6
全 幅	3.600 米	気 筒 径	115 耗
深 さ	1.600 米	衝 程	150 耗
排 水 量	12.000 屯	総排気量	9,384 立
推 進 器 直径	580 耗	定格回転数	2,000 毎分
	ピッチ 615 耗	定格出力	175 馬力
	最大速力20節	減速比率	1.58 対 1
		推進軸回転数	1,260 毎分
		重 量	1.150 屯



東京都中央区銀座3の2 **東京ボート株式会社** 電話 (561) 5400, 5501
(5705)



セルフ・オープニング・セパレーター
TYPE PX 309.00F

油清浄機

技術提携先

Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃 料 油 清 浄 機

ディーゼル油用

パンカー油用

潤 滑 油 清 浄 機

ディーゼル用

及タービン用

其他 各種 遠心分離機

瑞典セパレーター会社日本総代理店

DE LAVAL

長瀬産業株式会社機械部

本 社 大阪市西区立売堀南通 1-19 電話(541)大代表 1121
 東京支店 東京都中央区日本橋小舟町 2-3 電話(661) 0970-3083
 支 店 京 都・名 古 屋・福 山
 製作工場 京都機械株式会社分離機工場/京都市南区吉祥院船戸町 5 0

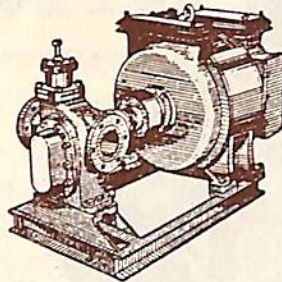
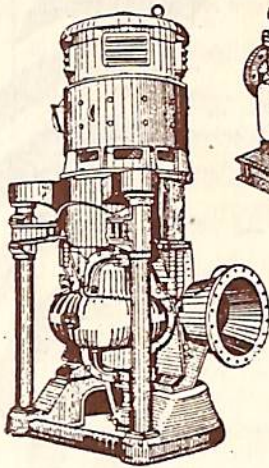


エハラの 船用

各種ポンプ 送排風機 油圧機器

自吸式渦巻ポンプ

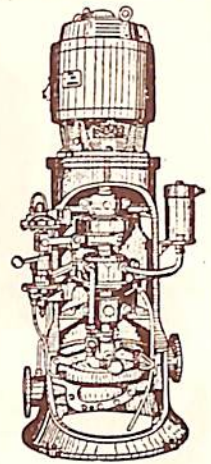
冷却水ポンプ



歯車ポンプ



軸流送風機



荏原製作所

本社 東京都大田区羽田
営業所 東京朝日新聞新館・大阪朝日ビル
出張所 名古屋・福岡・札幌・仙台・広島・新潟



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、緊留ブイ、浮ドック
港湾施設（鋼矢板岸壁、水門扉、閘門、棧橋）



船尾に取付けたCPZ-8F

三菱金属鋳業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地（大手ビル） 電話(231)2431, 3321, 4311

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

発 売 中

監 修 者

川崎重工業 横浜国立大学 富士電機製造 日本海事協会
上野 喜一郎 小山 永敏 土川 義朗 原 三郎

実際家のための
世界最初の造船辞典

船舶辞典

A5判 700頁 布クロス装函入 定価 2,800円 千120円

(十月末日まで) 特価 2,600円 千共

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

内 容 造船関係の現場の人にすぐ役立つよう、凸版・写真版を多数挿入して、平易に解説されている。執筆者数45名。斯界の第一線に活躍する権威者を揃えている。

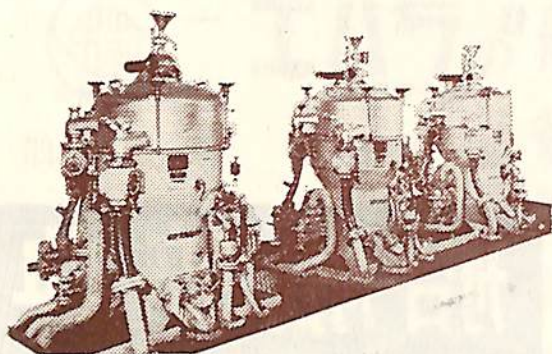
附 録 欧文索引、船の歴史年表、世界及び日本の船腹その他の諸統計表、造船所・船主・関連工業会社の住所録等を収録してある。

執筆者

石川島播磨重工業	井上 宗一	横浜国立大学教授	小山 永敏	日本海事協会	原 三部
三菱日本横浜造船所	猪熊 正元	日本鋼管鶴見造船所	地引 祺真	三井造船玉野造船所	原野 二郎
日本海事協会	今井 清	日本鋼管鶴見造船所	鈴木 宏	東京大学助教授	平田 賢
東京商船大学助教授	岩井 聡	運輸省船舶局	芹川伊佐雄	史料調査会	福井 静夫
石川島播磨重工業	岩間 正春	三菱造船長崎造船所	竹沢五十衛	東京商船大学助教授	巻島 勉
川崎重工業	上野喜一郎	東京大学助教授	竹鼻 三雄	三菱日本横浜造船所	増山 毅
日本鋼管鶴見造船所	太田 徹	東京商船大学教授	谷 初蔵	日本鋼管鶴見造船所	松尾 元敬
船舶技術研究所	翁長 一彦	富士電機製造	土川 義朗	石川島播磨重工業	村山 太一
日本鋼管鶴見造船所	大日方得二	三菱日本横浜造船所	徳永 勇	船舶技術研究所	矢崎 敦生
三菱日本横浜造船所	小口 芳保	防衛庁技研本部	永井 保	航海訓練所教授	矢野 勉
日本鋼管鶴見造船所	金湖 克彦	東京商船大学助教授	中島 保司	三井造船本社	山下 勇
東京商船大学助教授	川本文彦	東京商船大学助教授	西山 安武	船舶技術研究所	横尾 幸一
船舶技術研究所	木村 小一	運輸省船舶局	野間 光雄	横浜国立大学教授	吉岡 勲
運輸省船舶局	工藤 博正	浦賀重工浦賀工場	泊谷 公人	三菱日本横浜造船所	吉田 兎四郎
水産庁漁船課	小島誠太郎	東京計器製造所	波多野 浩	東京商船大学教授	米田 謹次郎
日本鋼管鶴見造船所	駒野 啓介				

東京都新宿区赤城下町50 天 然 社 振替東京79562番

新機構！運転中にスラッジ排除



特長

- 連続自動運転可能
- 清浄効率・容量は最高最大
- 超高速回転でも絶対安全
- 精密な工作仕上げ
- 完備した潤滑油方式
- 周到な動揺対策

● カタログをさしあげます

三菱セルブジエクター

MITSUBISHI KAKOKI CO., LTD.

三菱化工機株式会社

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



マイクロレーダー

わが国で初めて水中翼船に装備された

マイクロレーダー

- 特長
1. 超小型MG不要
 2. 1.8kgの軽量アンテナ
 3. 消費電力320W
 4. 二つのパルス使用により大型に勝る高性能
 5. 自動電圧調整器内蔵

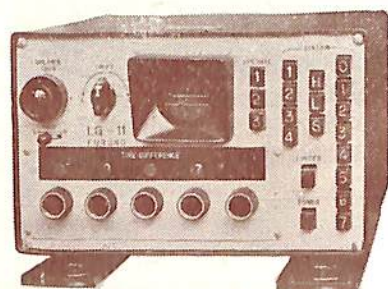
船用電波航法の



完全トランジスタ

マイクロラン

- 特長
1. 完全トランジスタ化で消費電力12VA
 2. 機械部分がないので故障の心配がない
 3. マトリックス計数方式
 4. 自動電圧調整器内蔵
 5. 低廉（従来の4割安）

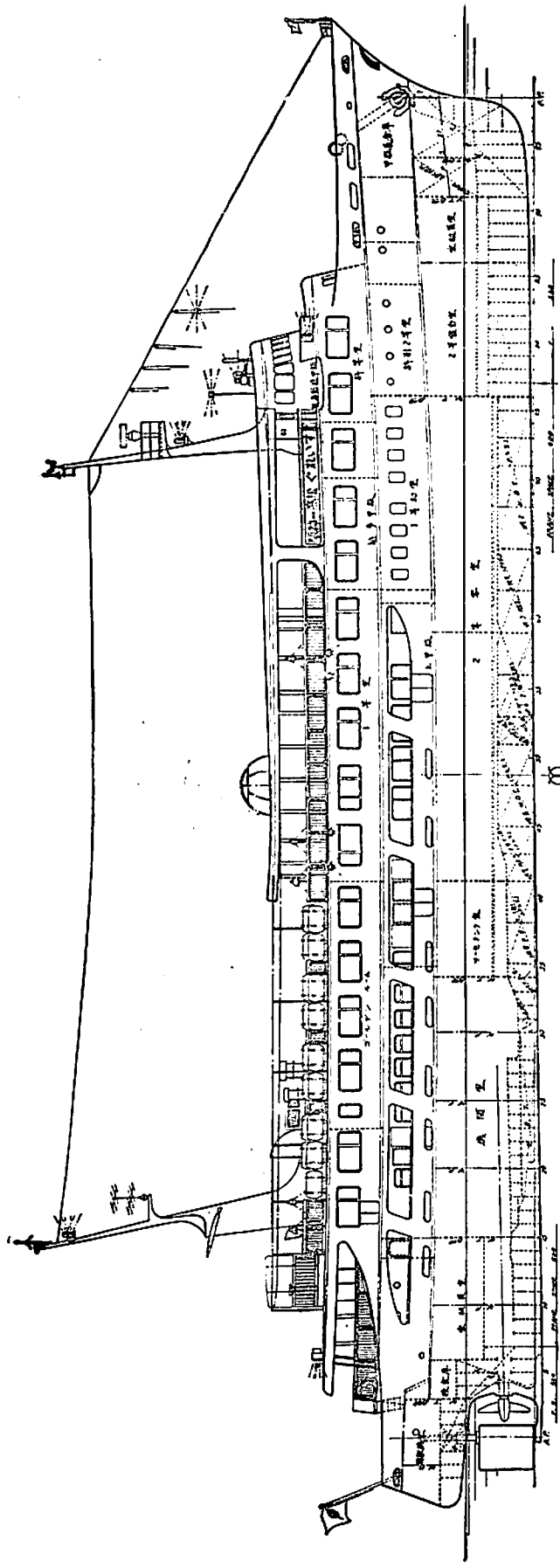


マイクロラン

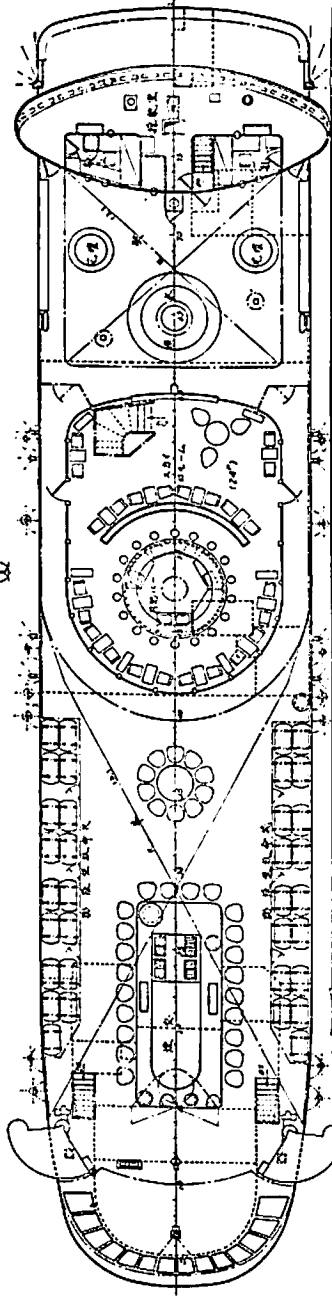
古野電気株式会社

西宮市芦原町85・東京都品川区五反田1の423
神戸・長崎・下関・八戸・札幌・清水

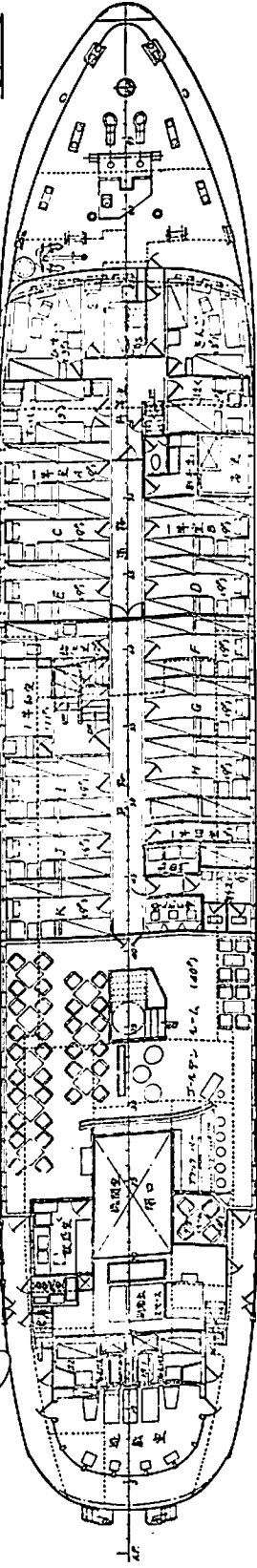




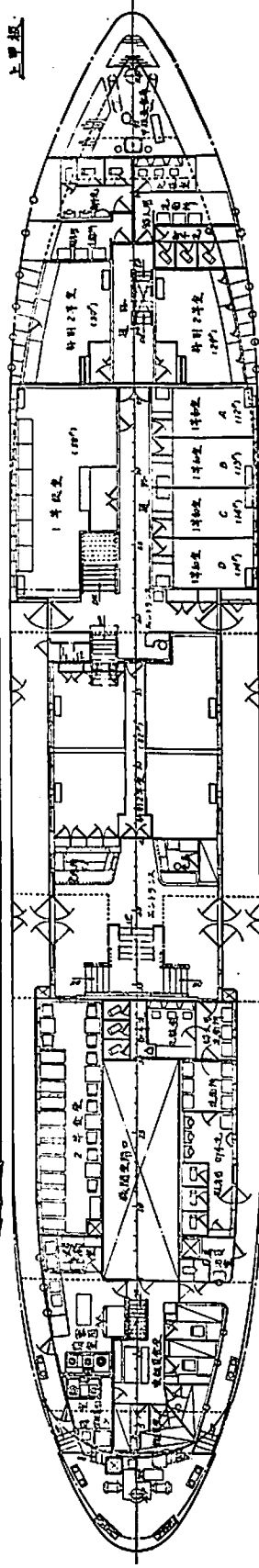
遊船船中甲板



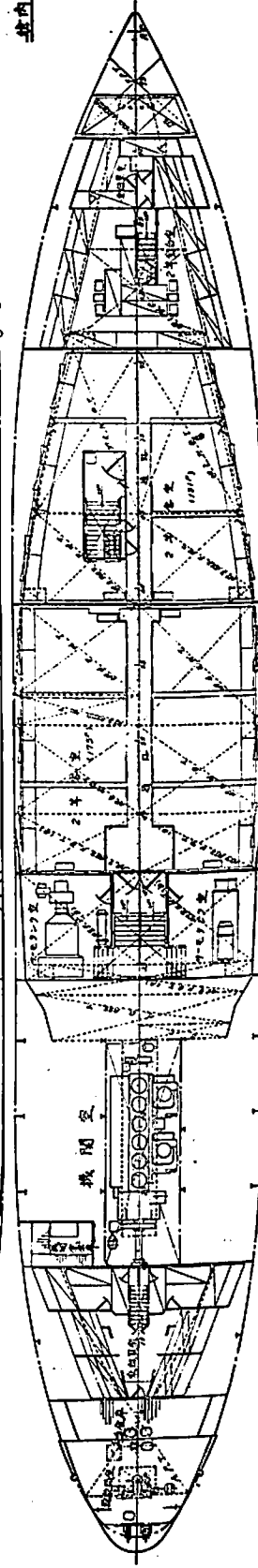
遊船甲板



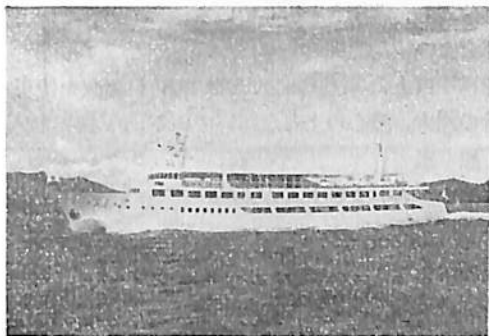
上層甲板



船内甲板



ぐれいす一般配置図



ぐれいす

旅客船「ぐれいす」について

原 田 久 明

三菱造船株式会社
下関造船所

瀬戸内海のハイウェイ大阪～神戸～小豆島～高松間をむすぶ豪華旅客船を38年7月当所で完成したので、ここに御紹介する。

本船は風光明媚なる航路にふさわしく、その船名も「ぐれいす」と命名され、船体の外観的形狀は勿論のこと、内部の装備および諸設備についても粋をこらして設計施行されたものである。また本船の性能は、船の大きさに比べ特に重装備な内部設備に充分マッチするような復原性を確保し、本航路にふさわしい耐航性をもたせ、船体の安全性および旅客の安心感をはかっている。速力は大阪～高松間を5時間50分で定期を確保することから航海速力は15.6節を必要とした。これら外観、復原性、耐航性、速力等を充分に考慮して、当社の水槽試験成績を利用して線図を決定し、これにもとづき建造されたものである。

1. 一般概要

本船は昭和37年度特定船舶整備公団の計画により建造された旅客船で、起工38年2月、進水38年5月、竣工38年7月の短期間で完成させた。船主のすぐれた構想にもとづき新しい内装設備を完備し、1,000 G. T 型旅客船として、充分なる復原性、耐航性、航洋性をもたせた。



夜 景

2. 諸設備の特徴

設備の概要は

(1) 上甲板下客室内に隔壁を設備し、スルースドアーを設けた。

国際航路の旅客船には船舶区画規程が適用されるが、本船はこの法の精神をとり入れて2等客室の中央部に本装置を設備した。なお操作は操舵室およびドアーの側部にて操作出来るようにした。これにより本船を不沈構造とし1区画浸水による危険性から全く開放され一段と安全性をましている。(可許長曲線図参照)

(2) ウイングテーブル

航海船橋甲板後部両舷に電動による半径2mの扇型のテーブルを舷外の海面上にはり出し、旅客にスリルと壮快感を与えるものである。骨組構造はステンレスであり人命の安全上絶対に危険なものであつてはならず、本テーブルの設計にあつては考えられるあらゆる荷重を想定して、充分なる安全率をとつている。

(3) スカイルーム

中央部に円型スタンドバーを配し、周囲には豪華な椅子を配置している。なお天井部に円型ドームを設け、そのカバーはエアーにより開閉出来、居ながらにして星空が透視出来る。

(4) 噴水およびデッキガーデン

他の交通機関でみることの出来ない噴水およびデッキガーデンを航海船橋甲板上に設けている。噴水は3色の照明灯で交互に照明することが出来る。

(5) スティームバス

遊歩甲板後部に配し、船旅のつれづれを慰めている。

(6) 遊 戯 場

遊歩甲板後部に配し、内部には数台の遊戯機械を設けている。

(7) 2等寝台室

普通2等寝台室を前部上甲板下に設けて旅客の便をは

かっている。

(8) 膨脹型救命筏落下装置

従来は手でそれぞれ落下させていたのであるが、本船のごとく旅客定員も多くなると火急の際には迅速性を要求されるので手動の他に圧縮空気によりハンドルで落下される装置にしてある。(特許申請中)

(9) 光階段

斬新な着想としてアクリライトをもつて構成した光階段を上甲板よりスカイルームに至る階段に採用している。

(10) 冷暖房装置

陸上のホテルと同一の方式で、冷温水をシーズンマスターに循環させる方式とセントラル方式を併用して各室にて自由に温度の調節が出来るようにしてある。また特別室および1等室関係の洗面器には冷温水以外にチルドウォーターの給水設備をした。

(11) 5翼プロペラの採用

吃水の関係によりプロペラの径に制限があり、推進効率増大と振動防止のために5翼プロペラを採用した。

(12) 内装諸材料

内装諸材料についてはすべてそれぞれにマッチした一流品を用いた。すなわち主要なものをあげると

- 1. スカイルーム窓 グレーの曲面ガラス
- スカイルーム パー天板 アクリライトドーム
- 2. 特等1等室内張 外国産ビニール
- 3. 浴室 イタリア産 大理石
- 4. ゴールデンルーム クリスタル硝子 積み上げの装飾壁
- 5. エントランス階段部 大理石壁
- 6. 上甲板の木甲板および手摺り チーク

その他アクリ、ステンレス、メラミン化粧板等を目的に

合致して使用し、華麗さを出している。

(13) 軽合金の使用範囲

航海船橋甲板上の構造物には耐蝕アルミ合金を使用し、重量の増大、重心の上昇を防いでいる。

操 舵 室

スカイルームおよびドームカバー

レーダーマスト

煙 突

機関室頂部四壁

遊 戯 室

(14) スカッパーパイプの閉塞防止

汚物管が閉塞することは大変困ることになる。この防止に対して径を大きくして、極力独立に導くこととした。

更に本船には洗滌管として前後の2グループにそれぞれ1本ずつ設け、乗組員が毎日数回バルブを開けば水流および水圧により洗滌されるようにし、異物の流出に役立たしめた。

3. 一 般 計 画

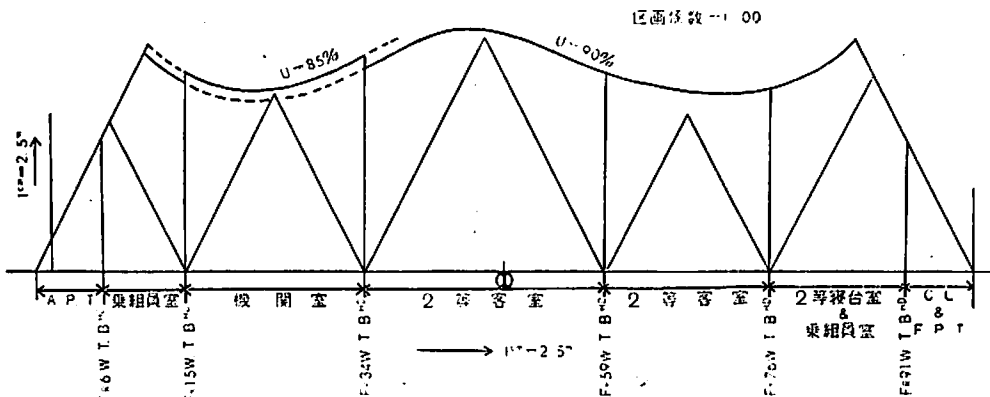
本船の契約時に船主より一般配置図仕様書および内装仕様書が交付され、当所で上記により計画した際にもつとも注意をはらつたのは復原性であつた。すなわち重量と重心の推定精度に最大の努力を行つた。

1. 復原性能

1) 本船を復原性より見たる特徴

(a) G/T と定員との関係 (沿海)

	G. T	旅客定員	人/G. T
本 船	1,057	801	0.76
むらさき丸	2,912	1,139	0.39



船首、尾は2区画浸水、その他は1区画可許【長曲線図】

はびねす	725	475	0.66
るり丸	1,862	911	0.49
須磨丸	1,207	688	0.57
すみれ丸	2,694	1,080	0.40

上表のごとくなり、本船は人/GTが多い、これによつても重心が高くなる方向を示している。

2) 風圧面積

風圧面積/水中面積を調べると

本船	2.62
むらさき丸	2.69
はびねす	2.17
べつぶ丸	2.41

となる。参考までに軍艦の大略値は、

	軽荷時	公試
戦艦	1.5	1.2
空母	2.0	1.6
駆逐艦	2.3	1.9

となり、風圧面積も相当多くなるのは、人/GTよりも推定される。

一般に 風圧 $mt \propto L^3$

$W \cdot GZ \propto L^4$

従つて船体傾斜角 $\theta \propto \frac{1}{L}$ となり相似船型を考えると

船体の大きい方は同一風圧面積比であつても風圧による影響が少ない。逆に船型の小さい方は影響が L に逆比例して大きくなることを考えると、本船は注意して設計計画をする必要があることがわかる。

3) 吃水

大阪の港が木津川、大浪橋の棧橋であるので吃水に制限がある。今 L/d については

本船	20.00
むらさき丸	20.50
はびねす	19.86
べつぶ丸	19.56

となつている。

以上の数点でもわかる如く、本船は重心の上昇を来たし、その精度は本船の性能上の基本的な決定をなすものである。詳細に計算して計画軽荷重量を決定した。

建造中は艤装品の重量実測をおこない、初期計画との比較追求をした。幸いにして完成時重心試験結果とよくあつており、充分に初期の目標を達し得た。

次に本船の復原性を検討するにあたり、本船のごとく風圧面積大にして最大限につみ上げた旅客船であることから安全法の復原性規則中の Z 基準のほかに C_2 基準で

check することが望ましいと判断した。なお旧海軍の $GM \sim OG + \frac{d}{2}$ も参考にして検討した結果、本船の復原性について充分であるとの結論に達した。

4) 船体構造上振動対策

本船の内装要求からして、部材の連続性、梁柱配置が困難であつた。しかし、あくまで内装を主体として、梁柱の配置も合理的に行つた。すなわちゴールデンルームには無梁柱方式とし、ガーダーにより補強し、その他 1 等洋室のごとく、中央部に通路のある場合は壁面内に梁柱を充分に立てた。またゴールデンルームのクリスタルガラスの装飾壁については充分の考慮をほらい下部補強は勿論のことその支持についても充分意を払つた。本船試運転時に振動の調査をしたのであるが、常用主機回転数近辺では、全船全く振動がなく、運転後手摺のスティを取除いたほどであつた。

4. 一般配置

一般配置図に示すように、本船は長船首楼に連続した遊歩甲板を有し、機関室は船尾機関として船体中央部の広大な部分に旅客区画を集中的に配置した。

甲板は遊歩甲板上に航海甲板を配してある。

客室配置については船主が本航路の特性に鑑み十分に検討されたものであり、その意図を尊重して建造されたものである。

航海甲板には前より操舵室、士官室を配し、後部にデッキガーデン、スカイルームおよび遊歩場を設けた。

舷側には膨脹型救命筏およびウイングテーブルを配置した。遊歩甲板には特別 1 等室、1 等洋室、浴室、御手洗、化粧室、洗面所、ゴールデンルーム、ブラックバー、グリーンルーム、配膳室、スチームバスおよび遊戯室を配置した。上甲板には御手洗、化粧室、洗面所、特別 2 等室、1 等総室、1 等和室、サブエントランス、特別 2 等室、エントランス、案内所、売店、2 等食堂、御手洗、化粧室、洗面所、配膳室、乗組員浴室、便所、暗室(客用)、賭室(乗組員用)、乗組員食堂および乗組員室を配置した。上甲板下には船首バラストタンク、錨鎖庫、乗組員室、2 等寝台室、2 等室、サーモタンク室、機関室、乗組員室、糧食庫および操舵機室を配置した。

外観は船名にふさわしい優雅な形状とした。

5. 船体部要目

(1) 主要寸法等

全長	64.245 m
長さ(垂線間)	58.00
幅(型)	10.00
深さ(型)	4.10

計画満載吃水 (型)	2.90
ノルマルトリム	0.60 船尾へ
(2) 資格およびトン数	
資格および航行区域	第3級船 沿海区域
総トン数	1,056.87 トン
純トン数	535.01 トン
(3) 載貨能力	
載貨重量	166.30 トン
燃料油タンク (予備を含む)	59.75 t
清水タンク ()	85.84 t
	(養繕水を含む)

(4) 速 力	
試運転最高速度	16.89 節
航海速度	15.60 節

(5) 旅客および乗組員		
旅客定員	6~24 時間	6 時間未満
特別 1 等	12 名	12 名
1 等 (洋)	102 名	102 名
1 等 (総)	48 名	58 名
1 等 (和)	52 名	64 名
特別 2 等	117 名	141 名
2 等	252 名	306 名
2 等 (寝)	24 名	24 名
スカイルーム	24 名	24 名
グリーンルーム	4 名	4 名
ゴールドンルーム	40 名	40 名
2 等 (食)	26 名	26 名

合 計	701 名	801 名
乗 組 員	職員 6 名	
	部員 34 名	
	合計 40 名	
最大搭載人員	841 名	

(6) 甲板機械	
揚 錨 機	電動 15 kW 5.1 t×9 m/min 1
繫 船 機	電動 11 kW 3.5 t×12 m/min 1
操 舵 機	電動 油圧 3.7 kW 1

(7) 救命, 消火設備	
膨脹型救命筏	乙型 (25 人乗) 9
	丙型 () 25
救命浮環	4
救命胴衣	A-2 型 763
	CO ₂ 膨脹型 161
救命 箔	2
膨脹型救命筏はプラスチックコンテナに格納した。	

救命胴衣は出来得る限り A-2 型を使い, 格納場所の困難な客室には CO₂ 膨脹型胴衣を備えた。

消火設備は消火ポンプと携帯用消火器による方式で手動火災報知器を船内主要個所に配置し, 電鈴付き報知盤を操舵室に設けた。

なお防火扉を遊歩甲板上客室区画通路に 2 箇所, 上甲板上に 3 箇所設けた。

(8) 冷暖房装置
旅客室および公室はすべて冷暖房を行つた。

外気中央式および室内ユニット式の両方を併用し, 各室にシーズンマスターが装備されている。各室の温度はシーズンマスターのファンの容量を加減することにより各室別個に調整出来るような機構とした。なお上甲板下乗組員にも冷房を行つている。

その他の乗組員室, 賄室は送風機による給排気, 洗面所, 便所, 化粧室および浴室等には送風機による排気を行つている。

ターボ冷凍機	100 kW	1
空気調和送風機	22 kW	1
冷温水ポンプ	11 kW	1
冷却水ポンプ	3.7 kW	1

(9) 航海計器	
主な航海計器は次の通りである。	
磁気羅針儀 (190 mm カード)	1
予備羅盆	1
風向風速計	1
旋 回 窓 (300φ)	2
霧 中 号 角 (機械式)	1
エンジンテレグラフ (セルシン式)	1
舵角指示器 (セルシン式)	1
レ ー ダ ー (10 吋)	1
主機回転計 (電気式)	1

6. 室内 装 装

本船はさきに建造された「はつびねす」と同様に, 阪神—高松間の定期旅客船としての基本的な考え方のもとに, 室内装を計画, 実施した。本船は阪神—高松往復を昼便, 夜行便と交互に就航する。

本船の配置並びに装の大綱は船主にて立案されて, その線にそつて船主, 造船所および施工業者が一体となり設計, 施行をしたが, その間における設計打合は数十回におよんだ。本船の設計にあつては, 進歩的な idea および新材料の使用および陸上建築の長所を取り入れるようにし, ややもすれば船という制約のためにおちいりやすい, 従来の船室装の概念をすてて, 船の旅をいく

らかでも楽しく出来るよう種々の設備を設けた。すなわちデッキガーデン、池、噴水、ウイングテーブル、円型バー、スチームバス、遊戯場等を設けた。

その反面、船として復原性に対しては十分な考慮をほらい、また船の安全性を高めるため、電動のスルースドアー、防火扉を可能な範囲採用して不測の災害をいらかでも少なくするようにした。

7. 各室、設備の詳細について

(1) デッキガーデン (写真1)

航海船橋上、操舵室と展望室の間を庭園とした。

庭園の形態上その床の様式、設備等いろいろと考えられるが、復原性上より極力軽く形成することを主眼とした。

床の様式は、ラテックスにて白色ロッキータイルを円型模様で Deck に接着した。設備としては、デッキガーデンのほぼ中央に池並びに噴水を、操舵室よりには花壇を、両舷にそれぞれ1個所設けた。池には水中ポンプ2台および青、緑、赤自動点滅投光器を埋込んだ噴水設備を設けて庭園の感じを出さした。

天井はオープンスタイルで、軽合金構造の骨組の上にテトロン製のオーニングを張つて明るい感じをもたした。周囲の手摺も普通の船舶に使用する手摺と構造、様式をかえた堅子式手摺を採用して一段とガーデンの雰囲気を出さした。

(2) スカイルーム (写真2, 3)

このスカイルームは、航海船橋甲板上のほぼ中央部に設けて展望に便なる如く、壁面は一部を除いて床から天井まで一杯に窓を取つた。

この部屋はゴールデンルームと併せ、本船のもつとも特長を有する部屋である。すなわち天井には円型のプラスチックのドームを有し星空が眺められ、床にはドームの位置を中心とする円型のバーカウンターがあり、その外側には更に椅子、卓子等が円型に配置されている。ま

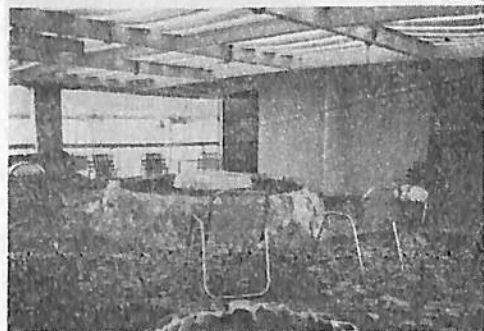


写真1 デッキガーデン



写真2 スカイルーム

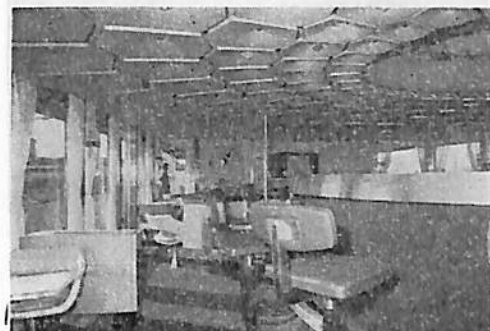


写真3 スカイルーム

たバーの中心部は、湧水式の水盤2段を設け4色の水中照明灯をくみ込んでこれが点滅して天井のドームに反映させるよう考慮した。

カウンタートップは、アクリライトの積層材で作られ、また周囲の卓子の天板内に蛍光灯を組込んで、アクリライト天板のエッジライトでアクセントをつけた。

壁面、天井は全てビニール張りとし、とくに天井はその下面に更に亀甲型凹面連続模様のもを取付けて二重天井の様式を取つた。

この部屋の考え方としては、カーペットおよび金属部(ステンレス)を除き、アクリライト、ビニールレザー、メラミン化粧板等、化学製品で室内装飾を取り纏めた。これを表現するに、化学式を表わす○型すなわち亀甲を取つて天井の装飾を行つた。

色彩は天井、壁がボーンホワイト、床はブルー、バーカウンターは赤がまじつたダークブルー系、椅子がパーミロンおよび白となり、アクセントカラーとなつている。

(3) ゴールデンルーム (写真4, 5, 6, 7)

このゴールデンルームは特等、1等船客用の食堂である。配置上左舷側は食事用のテーブルを主体とし、右舷側にはティーテーブルを配置し、中央部は丸テーブルを



写真4 ゴールデンルーム



写真5 ゴールデンルーム

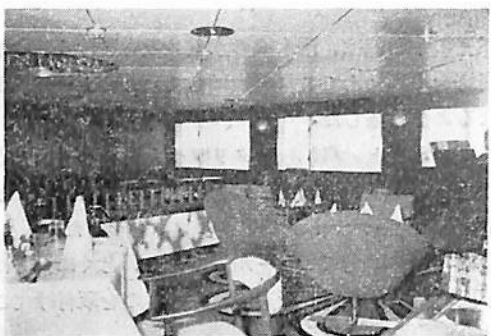


写真6 ゴールデンルーム

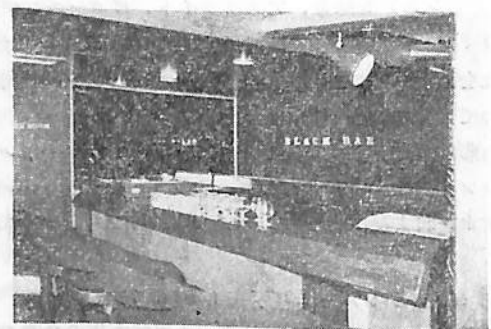


写真7 ブラックバー、ゴールデン
ルームの一隅にある

おいた。中央部の丸テーブルの部分はテーブル、椅子を移動することによりダンスフロアとなりうるよう円型の特別のフロアにした。また右舷側後部の一隅はブラックバーを配置した。

装飾のテーマは、ゴールデンルームと名の示す如く、旭日が金色にかがやくのを象徴して金色、円型をテーマとしている。すなわち床は金茶色のカーペット、後部壁面は金色のクリスタルグラスを積みかさねた壁面、円型のダンスフロアおよびその放射状の模様、階段部手摺の円型グリルおよび階段部天井に円型のステンドグラス模様のスカイライト等、調和したデザインとしてある。

後面のクリスタル壁面は、幅約 5.50 m の床から天井までクリスタルのブロックを積みあげた壁面で後部には照明灯を配置し金色にかがやく効果を出させた。また前壁の左舷側半分は鏡の壁面としてその前にグリルを全面に配置、右舷側半分はブリンガーを使用し、それに彫金のレリーフを配置した。舷側部は両舷とも出来るだけ大きな窓をとつた。

音楽をたのしむばかりでなく、ダンスのためにもとくに雰囲気をつくるよう Hammond オルガンの設備をした。

(4) 2等食堂 (写真8)

本食堂は特別のテーマとしては設けず、明るいスマートな感じをもたせるようにした。

窓も出来るかぎり大きく取り、配置上細長い部屋であるためより広く、明るく感ずるように窓と反対側の壁面は鏡の壁面を採用した。カラーのポイントとしては赤色の椅子をポイントとして、明るいスマートな雰囲気とした。

(5) 特別1等室 (写真9)

遊歩甲板前部に配置した。室数は5室で、うち3人室が3室、2人室が1室、1人室が1室となっている。

■3人室のうちの1室は移動式ベッドを備え、ダブルベ

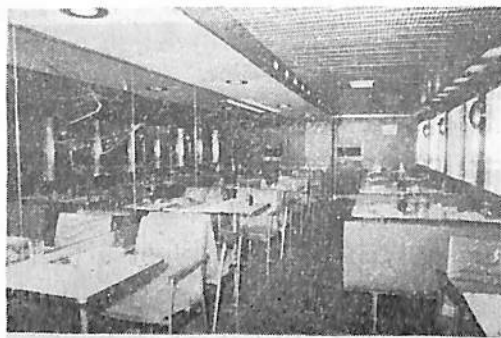


写真8 2等食堂



写真9 特別1等室



写真10 1等洋室

ッドにも利用出来るようにしている。2人室はダブルベッド室となつている。各室には洗面器を設備しとくに冷水の給水設備を設けている。また5室兼用のトイレットを1箇所設けた。

(6) 1等洋室(写真10)

遊歩甲板上、中央部両舷に配置され、9人室11室、3人室1室となつている。9人室は普通の場合は7人であるが多客の場合定員が取り得るよう考慮してある。すなわち二重寝台2台、はね上げ寝台1台、列車B式寝台1台を設けている。3人室はとくに個室を好む人々のために設けた。

(7) 1等和室(写真11)

遊歩甲板中央部に1室、上甲板前部右舷に4室、合計5室を配置した。入口部はふみ込およびはきもの入を設けて上座敷風の客室となつており、5室のうち3室は純日本風の雰囲気をもたせようとした。また各室にはそれぞれ入口部附近に洗面器をそなえてある。

また上記5室以外に1等総室とよばれる割合に大きな和室を上甲板左舷に配置した。この部屋は団体客の利用に便利なよう大部屋とした。

(8) 特別2等室(写真12, 13)

上甲板中央部に1室、前部に2室配置した。中央部の

ものは開放的な感じをあたえる如く、また前部の2室は小団体客に向くような配置を取つた。

(9) 2等室(写真14, 15)

上甲板下、中央部に座席室を2室、前部に寝台室を1室配置した。座席室は普通の場合は仕切壁部のスルースドアーをオープンにすることにより両室ゆきき出来るようにした。



写真11 1等和室

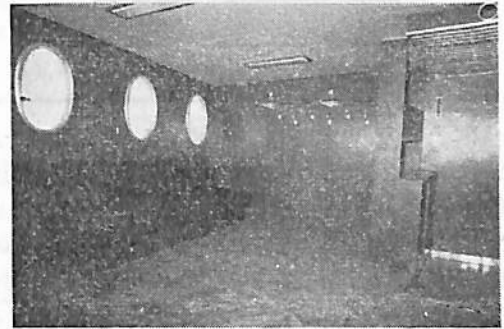


写真12 前部特別2等室

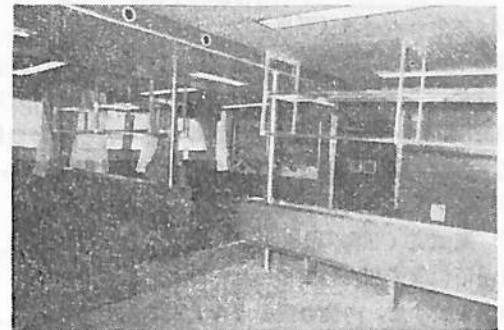


写真13 中央部特別2等室

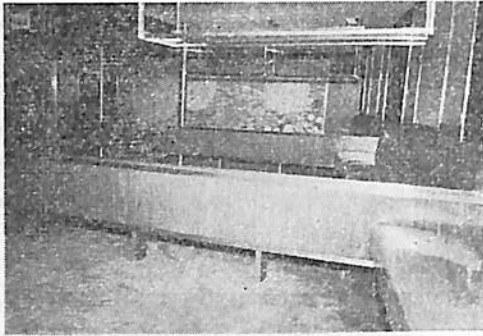


写真 14 2 等 室

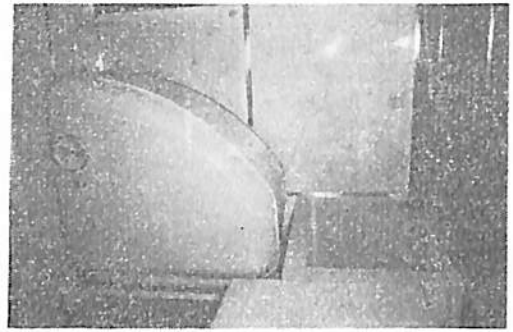


写真 16 スチ ーム バ ス



写真 15 2 等 寝 台 室



写真 17 遊 戯 室

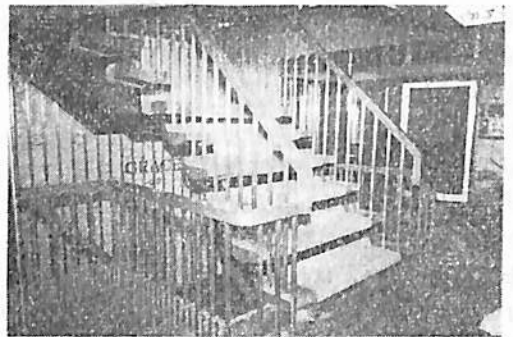


写真 18 メ ー ン エ ン ト ラ ンス, 階 段

一般に上甲板下の客室は穴蔵にもぐるような感じをあたえがちであるので、この点室内の照明とくに階段部の照明には充分の注意をはらい、地下室にはいるようないやな感じを与えないよう考慮した。またまとまりのない感じをあたえないよう座席をフラワーベッドで仕切りその上部に荷物棚を配置した。また本船はとくに船主の御意向により2等の寝台室を設けた。この点利用客の好評を得ている。

(10) スチームバス (写真16)

遊歩甲板後部にスチームバス (通称トルコ風呂) 2室を設けた。内部はプラスチック製のスチームバス、大理石の浴槽、マッサージ台、洗面器等を配し、利用客の便をはかつた。清潔な明るい感じを出すために壁面はすべてアクリライトで内張りをした。

(11) 遊戯室 (写真17)

遊歩甲板最後部に船旅のつれづれをなぐさめるための遊戯室を設けた。内部の設備は大人も子供も楽しめるような種々の遊戯道具を配置した。

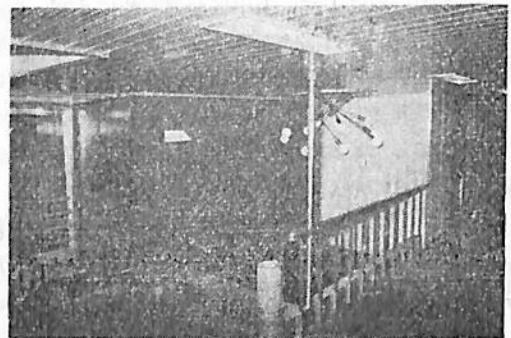


写真 19 サブエントランス, 階段

(12) エントランスおよび階段 (写真 18, 19)

エントランスは船の玄関であり、これによつて乗客の第一印象がよくもなり悪くもなる重要な場所である。メインエントランスには売店、案内所を、サブエントランスには小案内所を設け、乗客の自然な誘導がなされるよう上下への階段も機能中心に明るい直線的な形式を取つた。

(13) 通路 (写真 20)

通路の幅は通路自身の機能と、非常の場合の脱出の機能との両方より決定されるが、本船では出来るだけ広く取り、また両方の壁からの圧迫感をやわらげる意味で、遊歩甲板上の通路および上甲板の通路も壁面はビニールレザー張りとした。また天井がひくいで通路灯は天井灯でなく壁灯とした。天井はすべてアルミの有孔スペン ドレールを用いた。床は遊歩甲板上の部分はカーペット、上甲板上の部分はゴムタイル張りとした。

なお通路の出入口扉はフレームレスのテンパーガラス扉とし、上甲板上中央特 2 後部出入口扉は自動開閉扉を採用した。また火災時に延焼防止のため仕切壁を鋼壁としその部分には防火扉を採用している。

(14) 婦人化粧室 (写真 21)

本船はとくに船主の指示により洗面所、便所をすべて男子と女子とはつきり区別して設備した。したがつて便所、洗面所のしめる面積の割合が大きくなつているのが特徴である。またとくに婦人用には各等差別なく化粧室を設けた。すなわち三面鏡、香水ボックス、スツール付の化粧室を設備し、床は特 1, 1 等はカーペット、2 等はゴムタイルとしたことは、本船の船名である「ぐれいす」をそのまま象徴している。



写真 20 通路 (特 1, 1 等通路)

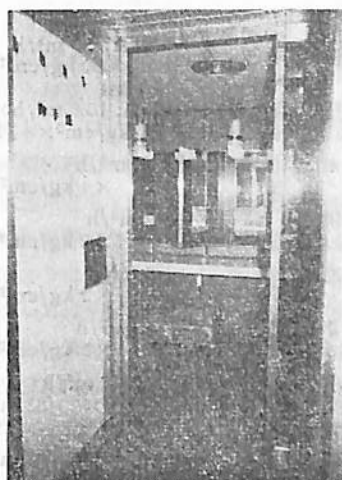


写真 21 婦人化粧室

8. 機 関 部

機関部主要機器の要目は次の通り。

1) 主 機 関

形式: ニイガタ, 2 サイクル単動過給機付ディーゼル
機関 M 6 T 42 S 形

台数: 1 基

出力: 連続最大 2,400 PS×250 rpm

使用燃料油: B 重油

製造所: 株式会社新潟鉄工所

2) 蒸気発生装置

形 式:	横形多管蒸気噴霧式油焚	強制循環式排ガスエコノマイザー
台 数:	1 基	1 基
圧 力:	4.0 kg/cm ² (飽和)	4.0 kg/cm ² (飽和)
蒸発量:	合計約	1200 kg/h
製造所:	平野鉄工所	平野鉄工所

3) 軸 系

第 1 中間軸: 235 φ×2778.8 L

第 2 軸: 235 φ×2800 L

プロペラ軸: 245 φ×3950.4 L

プロペラ: エロフェイル形 5 翼-1 体形高力黄銅物×1 基

4) 補助機械類

名 称	台数	形 式	容 量	製造所
主発電機	2	3 相交流	160 kVA × 445 V	三菱電機
同上用原動機	2	4 サイクル過給機付ディーゼル	200 PS × 720 rpm	ダイハツ工業

主空気圧縮機	2	マグネットクランプ付2段圧縮	F. A. 50 m ³ /h ×30 kg/cm ²	田辺空気
非常用空気圧縮機	1	石油機関直結2段圧縮	F. A. 10.5 m ³ /h× 30 kg/cm ² ×4 PS	ヤンマー
予備潤滑油ポンプ	1	横電動歯車式	70 m ³ /h ×4 kg/cm ²	大晃機械
予備燃料油供給ポンプ	1	〃	2 m ³ /h ×2 kg/cm ²	〃
予備燃料弁冷却油ポンプ	1	〃	2 m ³ /h ×2 kg/cm ²	〃
燃料油移送ポンプ	1	〃	10 m ³ /h ×3 kg/cm ²	〃
雑用水ポンプ	1	立電動自吸渦巻式	80/40 m ³ /h ×20/35 m	石井工作所
ビルジバラストポンプ	1	〃	80/40 m ³ /h ×20/35 m	〃
ビルジポンプ	1	ピストン式	5 m ³ /h×20 m	〃
清水ポンプ	2	横電動自吸渦巻式	10 m ³ /h×35 m	〃
サニタリーポンプ	1	横電動渦巻式	10 m ³ /h×18 m	〃
温水循環ポンプ	1	〃	2 m ³ /h×40 m	〃
ボイラ給水ポンプ	2	プランジャー式	1.5 m ³ /h×75 m	〃
ボイラ循環水ポンプ	1	横電動渦巻式	3 m ³ /h×40 m	〃
同上用軸受冷却水ポンプ	1	横電動自吸渦巻式	1.5 m ³ /h×20 m	〃
重油噴燃用供給ポンプ	1	歯車式	110 l/h ×0.8 kg/cm ²	大東工業
燃料油清浄機	1	シャープレス形	1000 l/h	巴工業
潤滑油	1	〃	1000 l/h	〃
送風機	1	横電動シロッコ式	18 m ³ /min ×40 mmAq	西芝電機
機関室通風機	1	立軸流可逆式	300 m ³ /min ×30 mmAq	〃
主機関起動空気槽	2	立円筒形	1200 l ×30 kg/cm ²	新潟鉄工所
発電機関起動空気槽	1	〃	150 l ×30 kg/cm ²	ダイハツ工業

熱交換器

名称	台数	形式	冷却または加熱面積	製造所
潤滑油冷却器	2	立形表面式	25.6 m ²	新潟鉄工所
燃料弁冷却油冷却器	1	横形	1.13 m ²	〃
主機関燃料油加熱器	1	〃	1.0 m ²	三菱下関造船所
清浄機用燃料油加熱器	1	〃	2.0 m ²	〃
清浄機用潤滑油加熱器	1	〃	2.0 m ²	〃
ドレン冷却器	1	〃	5.0 m ²	〃

本船の機関部自動化は次の通り。

1) 主機関の遠隔操縦装置

本装置は操舵室において機関室で直接操縦すると全く同様な方法にて操縦が出来るようにしてある。

すなわち操縦盤上の操作ハンドルを前進あるいは後進に切替えることにより機関に取付けられた駆動箱内蔵の2台のモーターにより操縦ハンドルおよび逆転ハンドルをそれぞれ直接に駆動し機関の操縦を行う。いわゆる切替の一操作 (ONE TOUCH CONTROL) により自動的に行われるようになっていた。万一遠隔操縦装置が故障の場合には手動に切替えることにより機側運転も出来る。

なお主機関遠隔操縦にともない主空気圧縮機および予備潤滑油ポンプは自動発停方式を採用している。

操縦盤には下記の計器、ハンドルおよびランプが装備されている。

回転計指示器

ハンドル目盛指示器

操縦ハンドル

速度制御ハンドル

自動始動用検出計

逆転動作検出計

始動空気正常、異常ランプ

回路正常、異常ランプ

機関正常、異常ランプ

手動、遠隔、始動、運転、停止、後進、前進各ランプ

2) 補助ボイラ

補助ボイラの水面は自動給水加減装置により制御し、排ガスエコマイザー使用の際の余剰蒸気処理装置を装備している。

3) 清水系統

ハイドロフォア方式を採用し所要個所に送水するようしている。なお給水ドレンタンクには自動給水加減器を装備している。

その他特記事項。

1) 軸系

プロペラ軸は電気防蝕を施している。

2) 後部マスト

後部マストは主機関、補助ボイラ、発電機関等の排気管を挿入し煙突兼用になっている。

3) 吹鳴装置

高低音共鳴式の二連式空気タイホンを装備している。

9. 電 気 部

本船の発電機は下記の通りとし、2台を並列運転可能

なるものとする。

なお本機の自動装置は主配電盤に組み込み装備した。

交流発電機 2台

160 kVA A.C. 445 V 3φ 60 c/s 720 r/m 自動式

自己通風防滴形 ディーゼル機関駆動

変圧器は照明、通信、航海計器、その他の 100 V 回路用として下記 2 組を装備した。いずれも乾式 B 種絶縁とし、一次、二次とも Δ 接続としている。

変圧器 1組

15 kVA 単相 440 V/100 V 3台

変圧器 1組

7.5 kVA 単相 440 V/100 V 3台

予備電源としては 24 V 200 AH 蓄電池 2 組を装備し、そのうち 1 組は主として通信用、他の 1 組は予備灯用電源とし、発電機母線が無電圧状態となつたときは自動的に 2 組が並列に接続され、予備灯、通信回路に同時に給電出来るようになってゐる。

電動機は一部小容量のものを除き三相誘導形電動機を採用し、原則として直入起動方式とした。(冷房用冷凍機用電動機は減電圧起動)

揚船機用電動機は極数変換 3 段変速、ムアリングウインチ用電動機は極数変換 2 段変速である。

冷房用冷凍機用電動機はターボ冷凍機に一体に組込んだ形式のもので、冷却方式に冷媒を利用した特殊のものである。

照明装置は蛍光灯を基調とし、客室では部屋の雰囲気にも適合するようスポットライト、ブラケットライト等の白熱灯をもふんだんに使用している。

またデッキ照明には水銀灯を並用し、機関室の一部、倉庫、舵機室、冷凍機室等には白熱灯を使用している。

また客室の照明は系統を常時と就寝時に分け、深夜は就寝に都合のよいよう客室の照度を落すよう考へてある。

航海計器、船内通信装置は下記を装備している。

モーターサイレン (霧中信号装置付)

電気式エンジンテレグラフ

舵角指示器

レーダー (10 吋 30 哩)

風向風速計

電気式主機回転計

主機および補機警報装置

電気式主機排気温度計

旋回窓

手動式火災報知機

操舵用高声電話器

客室用高声電話器

インターホーン

呼鈴装置

その他各種信号ベル

無線装置としては、公衆無線電話 1 組を設備し陸上の電話器に直接接続して通話出来る。

船内外放送用として 100 W 拡声装置を設け、本機は A.C. 100 V 電源の外 D.C. 24 V 蓄電池を電源として使用しうるようにしてある。

その他テレビは船内に計 12 台を有し、テレビアンテナは電動回転装置付としている。またラジオ放送は拡声装置により全船に流せる外、特別 1 等客室およびゴールデンルームに受信装置を設備してある。

10. 諸 試 験

(1) 海上試運転

本船の竣工間近に海上試運転を行い、下記の結果を得た。

負 荷	速力 (節)	出力 (BPS)
1/4	12.77	636
2/4	14.47	1129
85%	16.54	1981
4/4	16.71	2400
O. L	16.89	2601

(2) 復原性試験

復原性規則による諸試験を行った。

動揺試験は甲板上に 38 名の人員を反覆走行させて動揺させた結果、横揺れ角 4.0 度、平均横揺れ周期 8.9 秒であつた。

復原性試験の結果は下記の通りである。

	満 載 出 港	満 載 入 港
Go.M	0.83 m	0.72 m
GZ max	0.258 m	0.240 m
C 係 数	1.47	1.42
C ₁	1.25	1.00

11. 結 語

本船建造に当つては種々の困難な問題に遭遇したが無事引渡しを完了し、現在優秀なる成績をもつて活躍している。

これはひとえに運輸省、特定船舶整備公団関係各位ならびに船主加藤会長を初め監督各位の御指導の賜と深く感謝致しています。なおメーカー各位の御協力を感謝致します。

最後に加藤汽船株式会社の御発展および“ぐれいす”の今後の御多幸をお祈りいたします。

バルクキャリアの二重底の強度計算法について

山越道郎*
森正浩**

1. 緒言

4, 5年前からバルクキャリアが盛んに建造されるようになったが、バルクキャリアに比重の大きい鉱石を積む場合には、重心を上げるために船倉一つ置きに載貨することが多い。このような場合には、鉱石を積載した船倉の二重底には非常に大きな荷重が下向に作用し、また空の船倉の二重底には反対に大きな荷重が上向に作用することになるので、二重底の強度が重要な問題となる。一方バルクキャリアは通常船側にかなり大きなホッパータンクを有するので、このホッパーの剛性が二重底の強度、剛性のある程度高める作用をしている。

船体構造委員会西部地区部会並びに西部造船会技術研究会構造部会では昭和35年春以来この問題を取り上げ、種々研究を行なつて来た。ここではその中から二重底の強度計算法の概要を簡単に紹介して御参考に供したいと思う¹⁾。なおこの問題は船体構造委員会関東地区部会でも検討されている。

2. 二重底の強度計算法

二重底には横隔壁および船側で支持されたパネルの曲げによつて生ずる応力のほかに、船体の縦曲げによる応力、肋板の位置で支持された縦肋骨の曲げによる応力および肋板と縦肋骨で支持された外板または内底板の曲げによる応力が生ずる。したがつて二重底の強度を判定する場合には、これらの応力をも合わせて検討する必要があるが、後者は容易に計算することが出来るので、ここでは前者についてのみ考える。

上にも述べたように船倉一つ置きに載貨する場合には、載貨した船倉の二重底には下向の荷重が作用し、空の船倉の二重底には上向の荷重が作用するので、二重底の横隔壁の位置における条件は単純支持の状態に近いと考えられる。したがつて、ここで述べる計算法では、簡単のため二重底を横隔壁の位置で単純支持、ホッパーの位置で弾性支持の直交異方性板と考え、ホッパーと二重

底との接合部において変形および応力の連続の条件を考える。また本稿では二重底の強度を考えているので、ショルダータンクの変形を無視して船側肋骨はショルダータンクとの接合部で固定されていると仮定し、ホッパーと船側肋骨との接合部において変形および応力の連続の条件を考える。

さて船の長さ方向に単位長さのホッパーを取り出し、Fig. 1 に示すように二重底構造からホッパーに作用する曲げモーメントを m_A 、剪断力を q_A 、振りモーメントを t_A 、軸力を r_A 、船側肋骨からホッパーに作用する曲げモーメントを m_B 、剪断力を q_B 、軸力を r_B とする。一般にこのような力およびモーメントを受けると、ホッパーは剪断中心 O_1 のまわりに振れ変形を生ずると同時に曲げによる変形を生ずる。一方 Fig. 2 の A 点および B 点をそれぞれ二重底構造および船側肋骨の中立軸の位置とすれば、A 点の水平方向の変位および B 点の

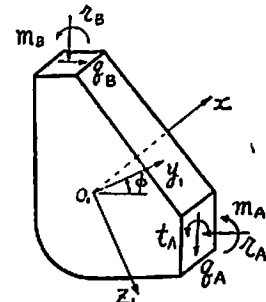


Fig. 1

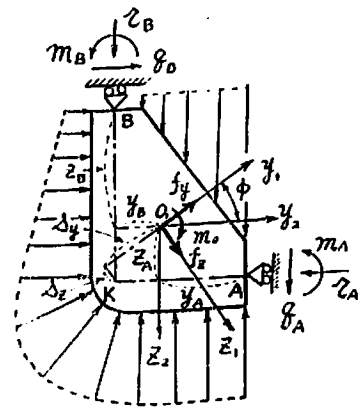


Fig. 2

* 九州大学工学部造船学教室

** 三菱造船研究部

1) 詳細は次の論文を参照のこと
山越道郎・森正浩：“バルクキャリアの二重底の強度計算法”西部造船会会報 第25号 昭和38年3月

鉛直方向の変位は近似的にゼロと仮定することが出来る。(二重底および船側構造の中立面内の変形を無視しているのでこのような仮定が成立する。) この仮定により、ホッパーは K 点を中心として回転することになるが、K 点は一般には剪断の中心 O_1 とは異なるから、この場合にはいわゆる純粋な振りの問題ではなく、曲げと振りの組み合わせの問題として取り扱わなければならない。

さて船倉の長さおよび幅(ホッパー部を除く)をそれぞれ a および b とし、座標軸 $O-x, y$ を Fig. 3 に示すように取る。しかる時は二重底構造の下方への撓みを w 、二重底構造に作用する単位面積当りの下向の荷重を p とすれば、二重底の撓み方程式は次のようになる。

$$D_x \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2H \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p \quad \dots (1)$$

ここで p を一様分布荷重とし、横隔壁の位置における境界条件を単純支持と仮定すれば、(1) 式の解は次のようになる。(今の場合 w は x 軸に対称であるから、 y の偶函数部分のみを取る)。

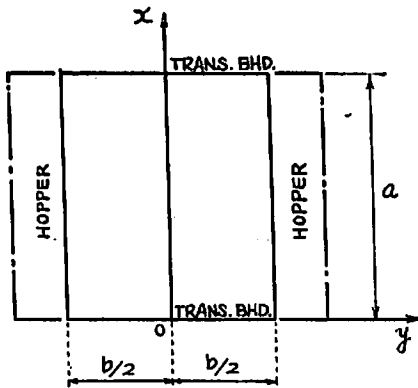


Fig. 3

$$w = \sum_{n=1,3,5,\dots} w_n \left[1 - A_n \cos h \frac{2\alpha_n y}{b} \cos \frac{2\beta_n y}{b} + B_n \sin h \frac{2\alpha_n y}{b} \sin \frac{2\beta_n y}{b} \right] \sin \frac{n\pi x}{a} \quad \dots (2)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} w_n &= \frac{4pa^4}{n^5 \pi^5 D_x} \cdot \alpha_n = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{1+\eta}{2}} \rho_n, \beta_n = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{1-\eta}{2}} \rho_n \\ \rho_n &= \frac{nb}{a} \left(\frac{D_x}{D_y} \right)^{1/4}, \eta = \frac{H}{\sqrt{D_x D_y}} \end{aligned} \right\} (3)$$

(2) 式の積分常数 A_n, B_n は次の 2 式より求められる。

$$\left. \begin{aligned} A_n (\cosh \alpha_n \cos \beta_n + \gamma_1 \theta_{An}) - B_n (\sin h \alpha_n \sin \beta_n + \gamma_1 \theta_{Bn}) - 1 &= 0 \\ A_n [(\kappa_{Jn} + \kappa_{In} - \kappa_{Dn} + \kappa_F) \theta_{An} + \psi_{An} - \gamma_1 \Psi_{An}] \\ - B_n [(\kappa_{Jn} + \kappa_{In} - \kappa_{Dn} + \kappa_F) \theta_{Bn} + \psi_{Bn} + \gamma_1 \Psi_{Bn}] \\ + \psi_{On} - \varrho_{Bn} - \varrho_{Dn} - \varrho_{Kn} &= 0 \end{aligned} \right\} (4)$$

ただし

$$\begin{aligned} \kappa_{Jn} &= \frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{GJ}{bH} \eta \rho_n^2, \kappa_{In} = \frac{\pi^4}{2} \cdot \frac{E(I_{20} S_z^2 + I_{y0} S_y^2)}{b^3 D_x} \rho_n^4 \\ \kappa_{Dn} &= \pi^2 \frac{y_B D_{xy}}{bH} \eta \rho_n^2, \kappa_F = \frac{bE j_{3M}}{S I D_y} \left[\frac{j_{1M}}{j_{3M}} + 2(\tau_2 + \tau_2^2) \right] \\ \varrho_{Bn} &= (1 + 7\tau_2) \frac{\pi^4}{80} \left(\frac{P_n l^2}{p b^2} \right) \rho_n^4, \\ \varrho_{Dn} &= (1 + 4.5\tau_2) \frac{\pi^4}{120} \left(\frac{P_D l^2}{p b^2} \right) \rho_n^4, \varrho_{Kn} = \frac{\pi^4}{4} \left(\frac{m_K}{p b^2} \right) \rho_n^4 \\ \gamma_1 &= 2(y_A + y_B)/b, \tau_2 = (z_A + z_B)/l \end{aligned}$$

$$j_{1M} = \frac{1}{1+n_0} \left[\frac{2+\eta_{FW}}{1+2\eta_{FW}} I_{FW} + n_0 \frac{2+\eta_{F0}}{1+2\eta_{F0}} I_{F0} \right]$$

$$j_{3M} = \frac{1}{1+n_0} \left[\frac{3}{1+2\eta_{FW}} I_{FW} + n_0 \frac{3}{1+2\eta_{F0}} I_{F0} \right]$$

$$\eta_{FW} = \frac{6EI_{FW}}{GA_{FW} l^2}, \eta_{F0} = \frac{6EI_{F0}}{GA_{F0} l^2}$$

$$\theta_{An} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \rho_n \left[\sqrt{1+\eta} \sin h \alpha_n \cos \beta_n - \sqrt{1-\eta} \cosh \alpha_n \sin \beta_n \right] \quad (5)$$

$$\theta_{Bn} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \rho_n \left[\sqrt{1+\eta} \cos h \alpha_n \sin \beta_n + \sqrt{1-\eta} \sin h \alpha_n \cos \beta_n \right]$$

$$\psi_{On} = (\pi^2/4) \eta \rho_n^2$$

$$\psi_{An} = \frac{\pi^2}{4} \rho_n^2 \left[(1-\nu) \eta \cos h \alpha_n \cos \beta_n - \sqrt{1-\eta^2} \sin h \alpha_n \sin \beta_n \right]$$

$$\psi_{Bn} = \frac{\pi^2}{4} \rho_n^2 \left[(1-\nu) \eta \sin h \alpha_n \sin \beta_n + \sqrt{1-\eta^2} \cos h \alpha_n \cos \beta_n \right]$$

$$\Psi_{An} = \frac{\pi^3}{8} \rho_n^3 \sqrt{\frac{1-\eta^2}{2}} \left[\sqrt{1+\eta} \cos h \alpha_n \sin \beta_n + \sqrt{1-\eta} \sin h \alpha_n \cos \beta_n \right]$$

$$\Psi_{Bn} = \frac{\pi^3}{8} \rho_n^3 \sqrt{\frac{1-\eta^2}{2}} \left[\sqrt{1+\eta} \sin h \alpha_n \cos \beta_n - \sqrt{1-\eta} \cos h \alpha_n \sin \beta_n \right]$$

ここに GJ = ホッパーの撓り剛性

I_{y0}, I_{z0} = ホッパーの 2 つの主軸のまわりの断面二次モーメント (I_{y0} は y_1 軸に平行な軸のまわりの断面二次モーメント)

$y_A, y_B, z_A, z_B, s_y, s_z$ = Fig. 2 に示す長さ

$m_K = m_0 + f_y s_z + f_z s_y$ = ホッパーに直接作用する荷重の K 点のまわりのモーメント (Fig. 2 参照)

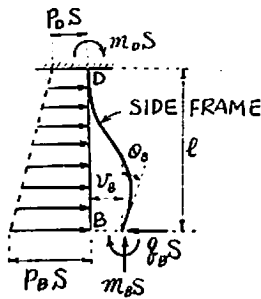


Fig. 4

S=肋骨心距,
 l=船側肋骨の長さ
 (Fig. 4 参照)
 P_B, P_D=船側肋骨の下端
 および上端における単
 位面積当りの水圧
 (Fig. 4 参照)
 I_{FW}, I_{FO}=l 肋骨心距の
 外板を含んだ特設肋骨
 および普通肋骨の断面
 二次モーメント

A_{FW}, A_{FO}=特設肋骨および普通肋骨のウェブの断面
 積

n₀=1 特設肋骨心距内にある普通肋骨の数

これら両式において γ_1, γ_2 はホッパーの大きさに関係する係数, K_{J1}, K_{Ia} はホッパーの剛性に関する係数, K_F は船側肋骨の剛性に関する係数であつて Q_{Bn}, Q_{In}, Q_{Kn} は船側に作用する荷重の影響を表わす係数である。また η_{FW}, η_{FO} は船側肋骨の剪断変形の影響を表わす係数で、曲げ変形のみを考える場合には $\eta_{FW}=\eta_{FO}=0$ である。(4) 式より A_n, B_n を求めれば二重底構造の撓み w は (2) 式より求められ、また二重底構造に生ずる曲げモーメント M_x, M_y , 剪断力 Q_x, Q_y および振りモーメント M_{xy} はこの w を用いて次式よりそれぞれ計算することが出来る。

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -\left(D_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + D_1 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right), \\ M_y &= -\left(D_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + D_1 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right), \\ Q_x &= -\left(D_x \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + H \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2}\right), \\ Q_y &= -\left(D_y \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} + H \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y}\right), \\ M_{xy} &= -M_{yx} = 2 D_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{aligned} \right\} (6)$$

ただし $H=2 D_{xy}+D_1$

3. 数値計算例

積貨重量 24,500 トンの実船を例にとり、上述の方法で数値計算を行なつた結果について説明する。Fig. 5a はこの実船の中央横断面図であつて、比較のため Fig. 5b に示すようにホッパーを大きくした場合についても計算した。荷重状態は比重 2 の鉱石を船倉一ぱいに積載し、平水中で満載吃水で浮いている状態を想定した。この荷重状態は Fig. 6 に示してある。

まず船倉の長さ a を実船と同じ 21.28 m と仮定し、

Fig. 6 に示す荷重によつて二重底に生ずる撓みおよび応力の分布を計算した結果を Fig. 7~Fig. 10 に示してある。これらの図にはホッパーの小さい場合について、

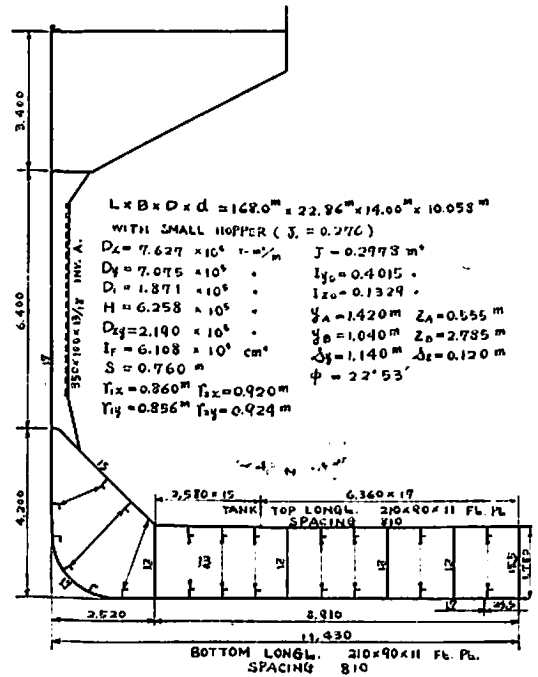


Fig. 5a

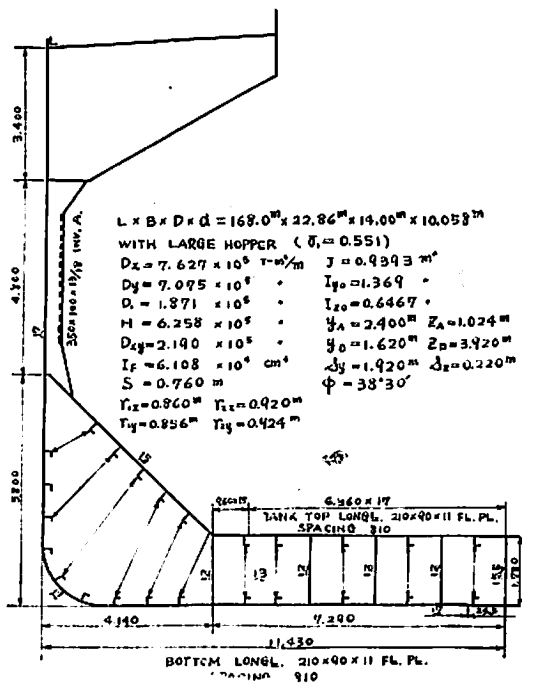
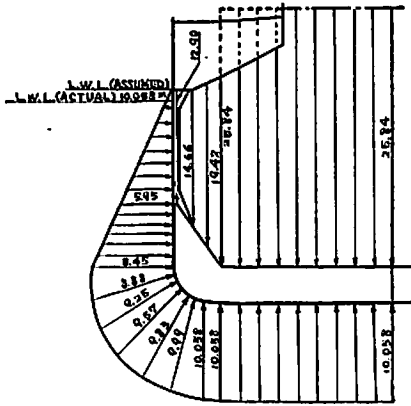


Fig. 5b

2) σ_{1x}, σ_{1y} は外板に生ずる応力, σ_{2x}, σ_{2y} は内底板に生ずる応力を意味する。

SMALL HOPPER



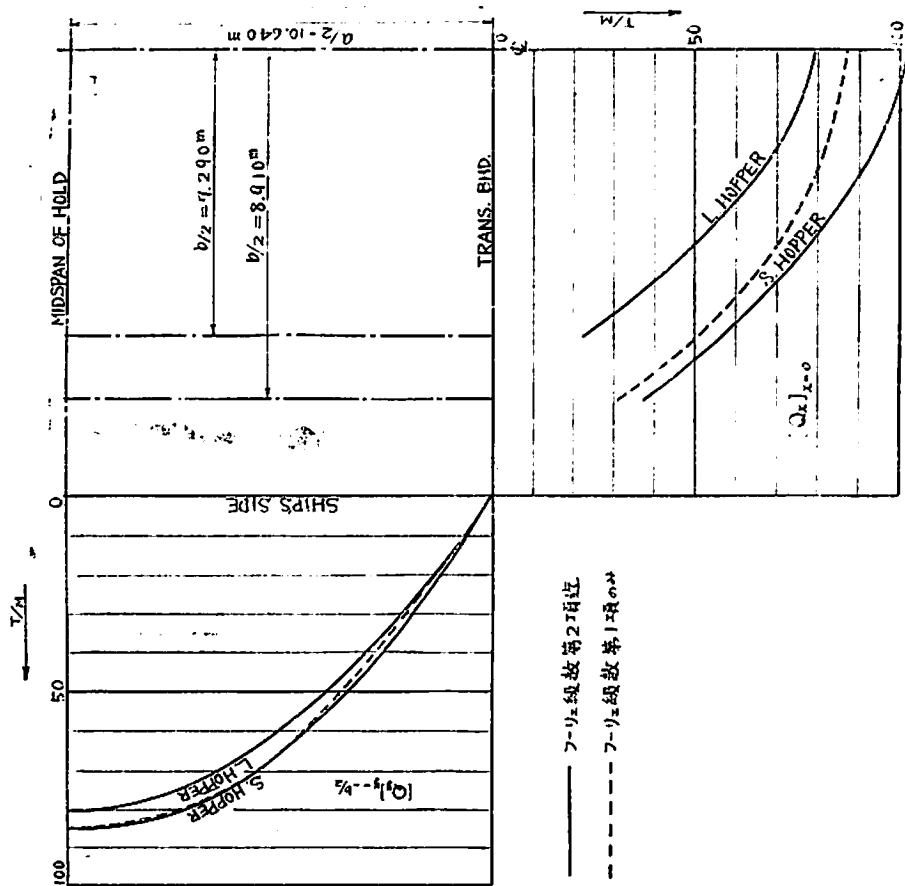


Fig. 10 $[Q_x]_{x=0}$ $[Q_y]_{y=-b/2}$

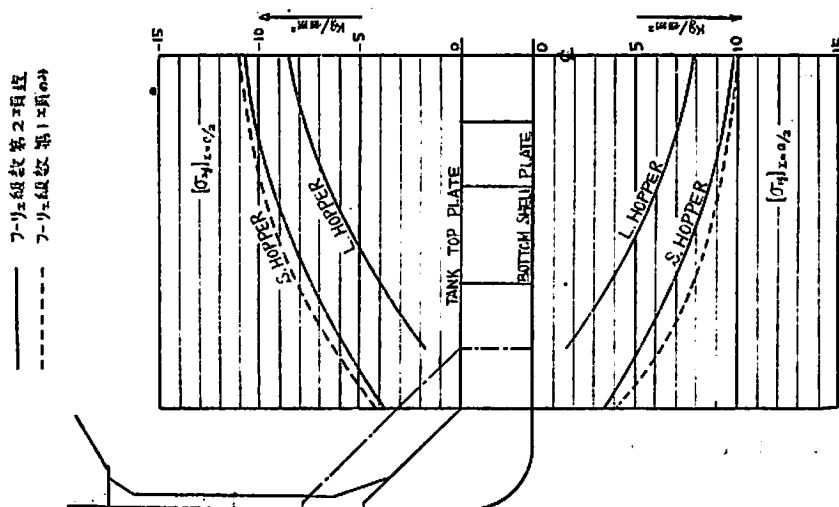


Fig. 9 $[\sigma_{1x}]_{x=a/2}$ $[\sigma_{2y}]_{y=a/2}$

[第1表]

		a=42.56 m		a=21.28 m		a=10.64 m	
		S. Hopper	L. Hopper	S. Hopper	L. Hopper	S. Hopper	L. Hopper
(w)	mm	66.4 (52.8)	32.4 (52.8)	20.6 (20.5)	14.1 (20.3)	2.98 (2.90)	2.32 (2.90)
(σ_{1x})	kg/mm ²	11.3 (10.7)	6.37 (10.7)	10.3 (10.7)	7.29 (10.7)	5.19 (5.29)	4.05 (5.29)
(σ_{1y})	kg/mm ²	20.2 (22.0)	14.9 (22.0)	9.90 (9.84)	7.91 (9.84)	2.19 (2.27)	1.89 (2.27)
(τ_x)	kg/mm ²	6.05 (7.81)	4.62 (7.81)	5.93 (6.99)	4.65 (6.99)	4.52 (4.63)	3.75 (4.63)
(τ_y)	kg/mm ²	8.54 (8.28)	6.77 (6.70)	5.58 (5.30)	5.29 (4.06)	2.05 (2.00)	2.64 (1.14)
(θ)	10 ⁻³	6.54 (7.45)	4.22 (7.45)	2.80 (2.99)	1.68 (2.99)	0.483 (0.515)	0.265 (0.515)

フーリエ級数の第1項のみを取つて計算した結果と第2項まで取つて計算した結果とが一緒に示してあるが、両者の差異は小さいので a/b があまり大きくない限り第2項まで取つて計算すれば実用上充分であろう。

次に船倉の長さを a=10.64 m とした場合および a=42.56 m とした場合について主要な点の撓みおよび応力を計算し、a=21.28 m の場合の結果と比較して〔第1表〕に示してある。

ただし a=42.56 m の場合にはフーリエ級数の第3項まで取つて計算している。また〔第1表〕の()の中の数字は二重底を横隔壁および船側で支持された等方性板と仮定し、これに船底荷重のみが作用していると考えて計算した値である。〔第1表〕を見るとホッパーが小さい場合には上述の方法で計算した結果と四辺支持の等方性板と仮定して計算した結果とは比較的近い値を示している。これはホッパーおよび船側肋骨の剛性の影響と船側荷重の影響とが、この場合にはほぼ打消し合つているためであつて、ホッパーが大きい場合には前者の影響の方が大きいためかなりの差異を生じている。

なお以上は比重2の鉱石を船倉一ぱいに積載した状態を想定して数値計算を行なつた結果であるが、この状態はこの船の実際の積付状態と比較すると多少苛酷に過ぎるようであつて、この船に実際に生ずる撓みおよび応力は〔第1表〕の a=21.28 m, Small Hopper の場合の値の70~80%程度であろうと思われる。

4. 近似計算法

次に簡単に大略の値を求めるための近似計算法について述べる。まず Fig. 7~Fig. 10 を見ると、上述の計算法はフーリエ級数の第1項のみを取つて計算しても大略の値を与えることがわかる。したがつてフーリエ級数の第1項のみを取つて計算した結果に適当な係数を乗じて修正することにすれば、主要な点の変形および応力の近似計算式として次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned}
 (w)_{x=\frac{a}{2}, y=0} &= k_w \left(\alpha_w + \beta_w \frac{m_s}{p b_1^2} \right) \frac{p b_1^4}{D_y} \\
 (\theta)_{x=\frac{a}{2}, y=-\frac{b}{2}} &= k_\theta \left(\alpha_\theta + \beta_\theta \frac{m_s}{p b_1^2} \right) \frac{p b_1^3}{D_y} \\
 (\sigma_{1x})_{x=\frac{a}{2}, y=0} &= k_{M_x} \left(\alpha_{M_x} + \beta_{M_x} \frac{m_s}{p b_1^2} \right) \frac{p b_1^2 E r_1}{D_y} \\
 (\sigma_{1y})_{x=\frac{a}{2}, y=0} &= k_{M_y} \left(\alpha_{M_y} + \beta_{M_y} \frac{m_s}{p b_1^2} \right) \frac{p b_1^2 E r_1}{D_y} \\
 (\tau_x)_{x=0, y=0} &= k_{Q_x} \left(\alpha_{Q_x} + \beta_{Q_x} \frac{m_s}{p b_1^2} \right) \frac{p b_1 S_x}{A_x} \\
 (\tau_y)_{x=\frac{a}{2}, y=-\frac{b}{2}} &= k_{Q_y} \left(\alpha_{Q_y} + \beta_{Q_y} \frac{m_s}{p b_1^2} \right) \frac{p b_1 S_y}{A_y}
 \end{aligned} \right\} (7)$$

$$m_s = m_R - \frac{p b_H^2}{2} + (1+7r_2) \frac{p b^2}{20} + (1+4.5r_2) \frac{p D^2}{30} \dots\dots\dots (8)$$

- ただし b_1 : ホッパー部を含んだ船の全幅
 b_H : ホッパーの幅 ($2b_H = b_1 - b$)
 r_1 : 二重底の中立軸より船底外板までの距離
 S_x, A_x : 縦桁の心距および断面積
 S_y, A_y : 肋板の心距および断面積

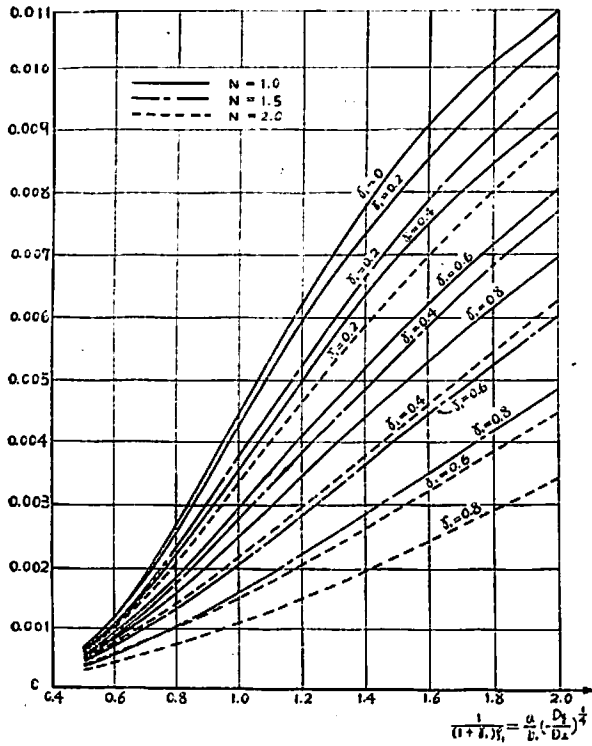


Fig. 11 α_w

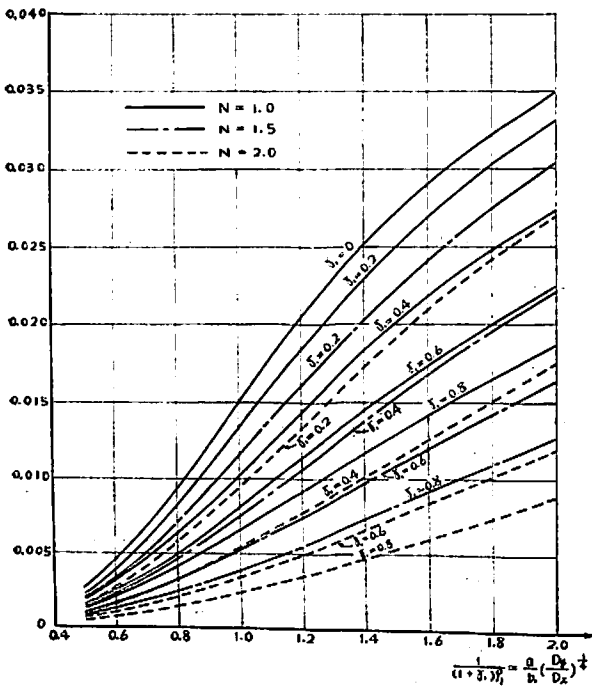


Fig. 12 α_0

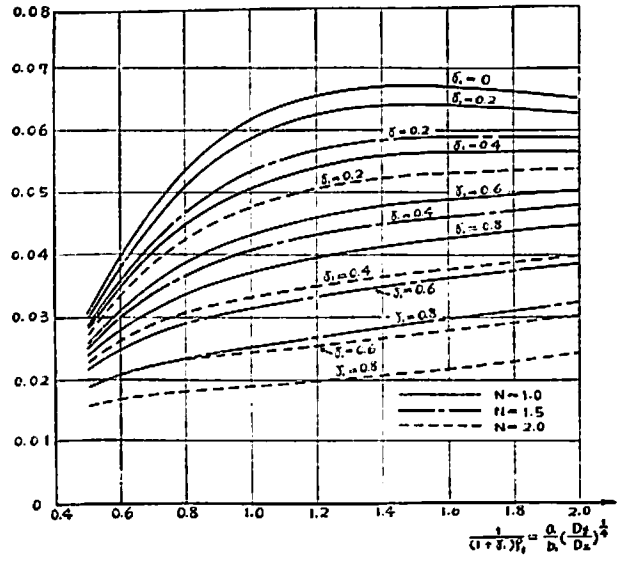


Fig. 13 α_{Mx}

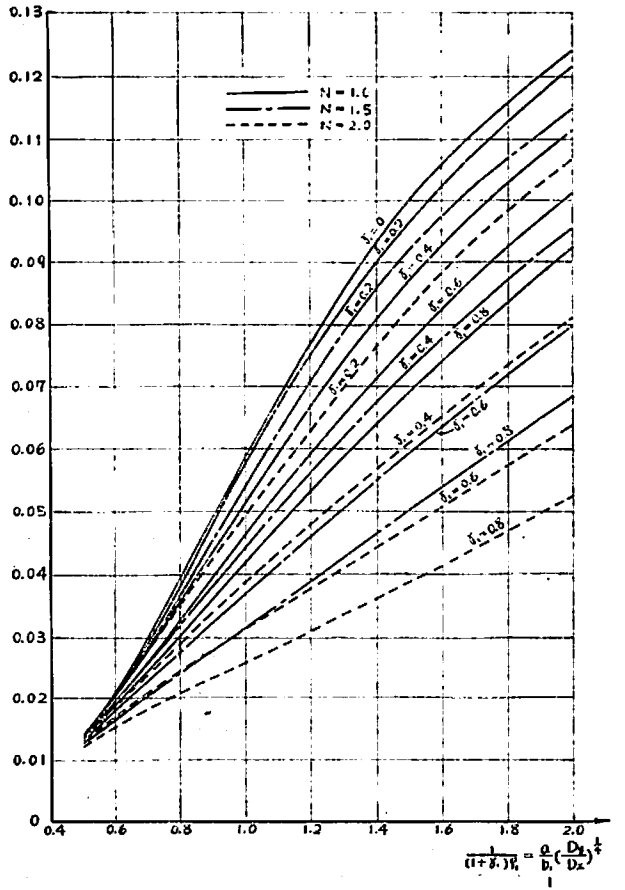


Fig. 14 α_{My}

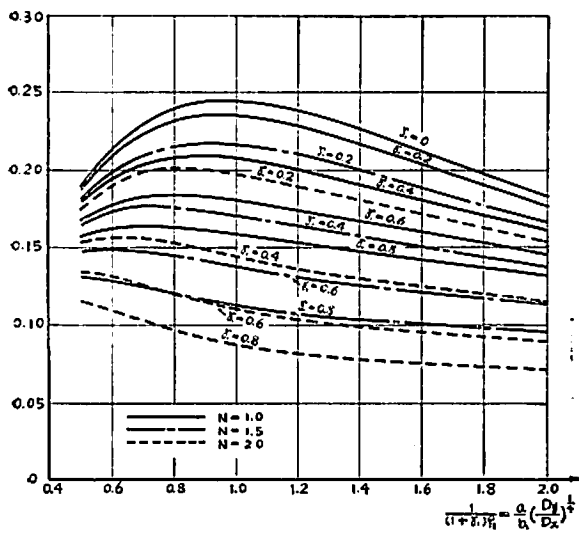


Fig. 15 α_{Qx}

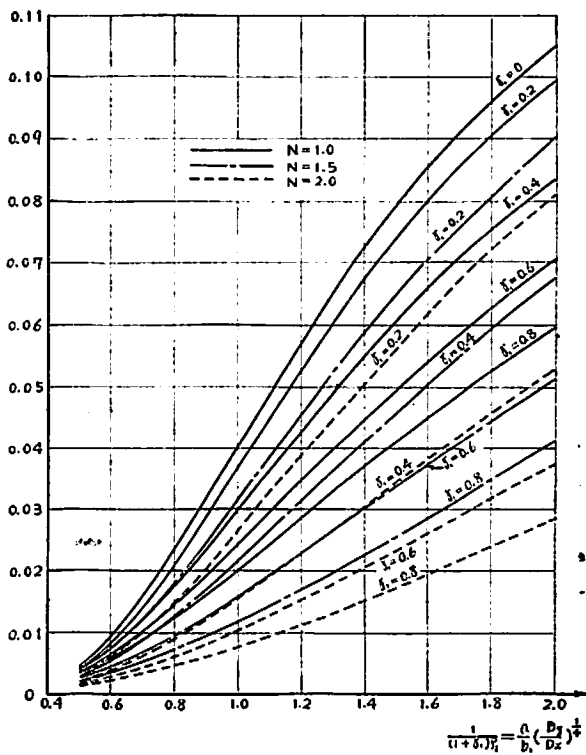


Fig. 17 β_w

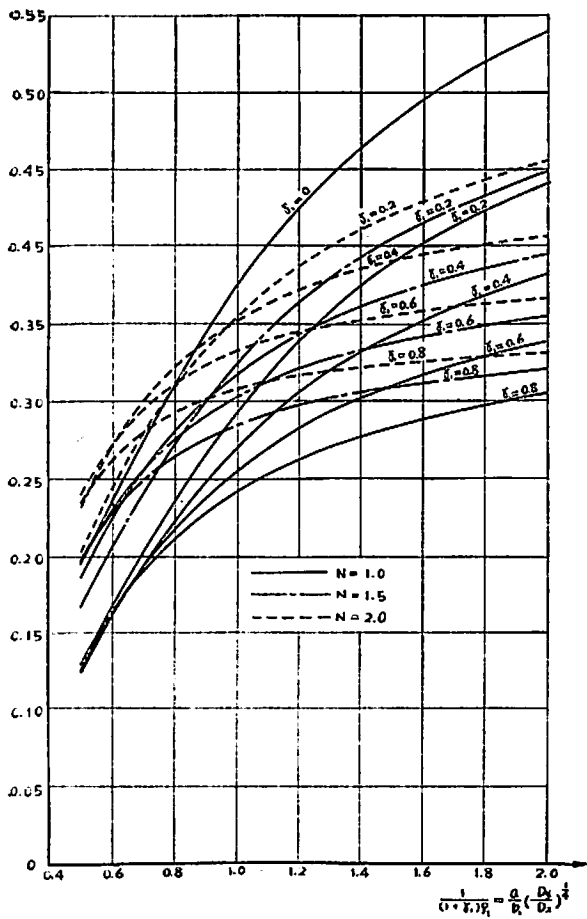


Fig. 16 α_{Qy}

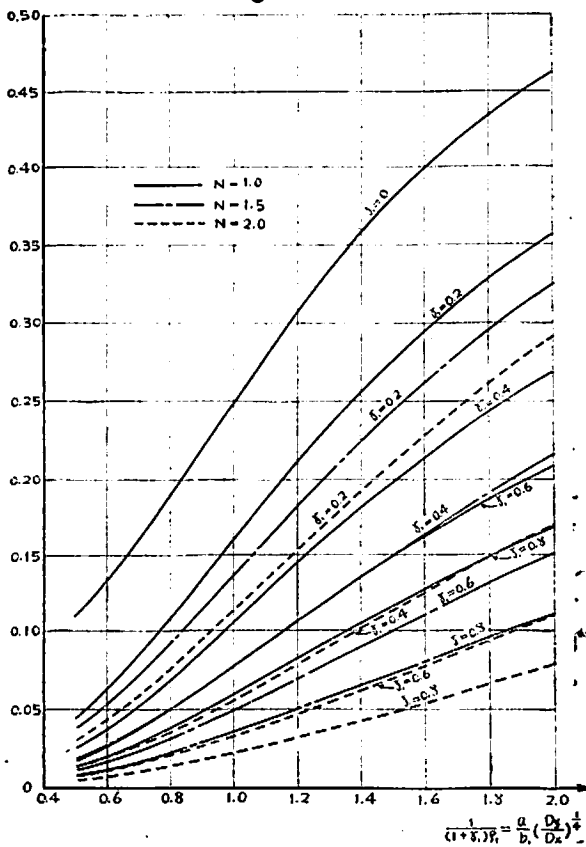


Fig. 18 β_θ

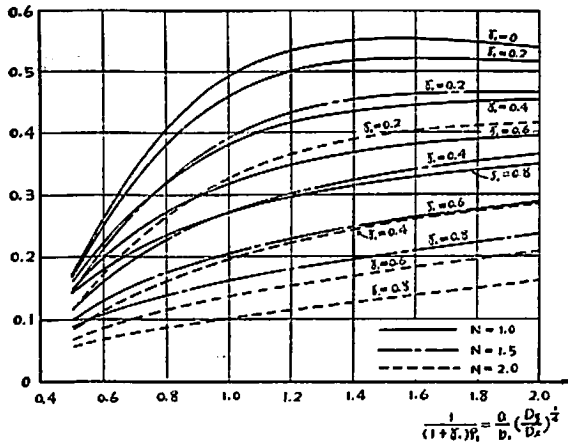


Fig. 19 β_{Mx}

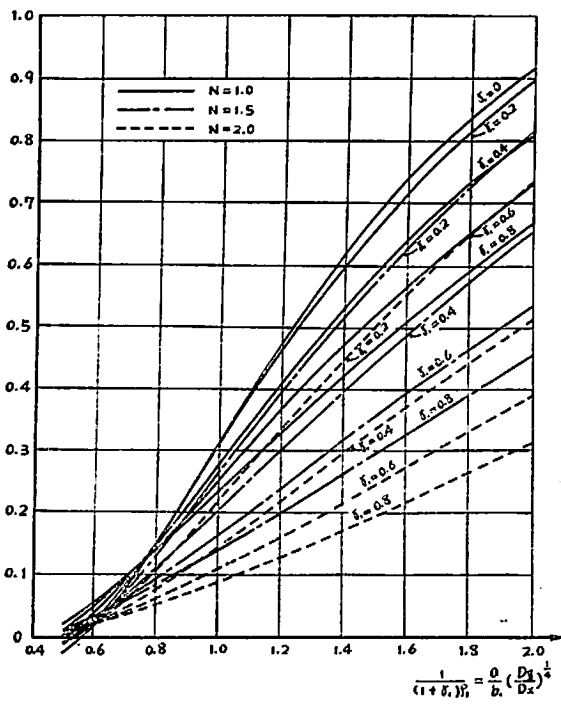


Fig. 20 β_{My}

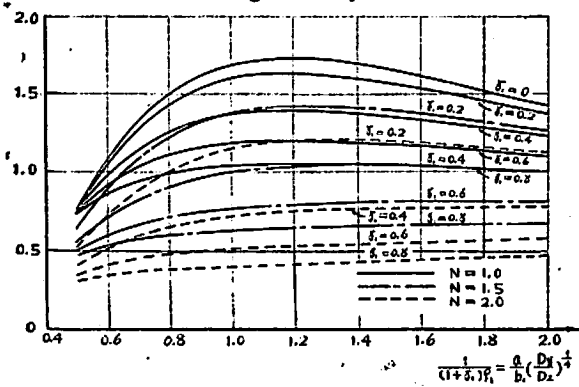


Fig. 21 β_{Qx}

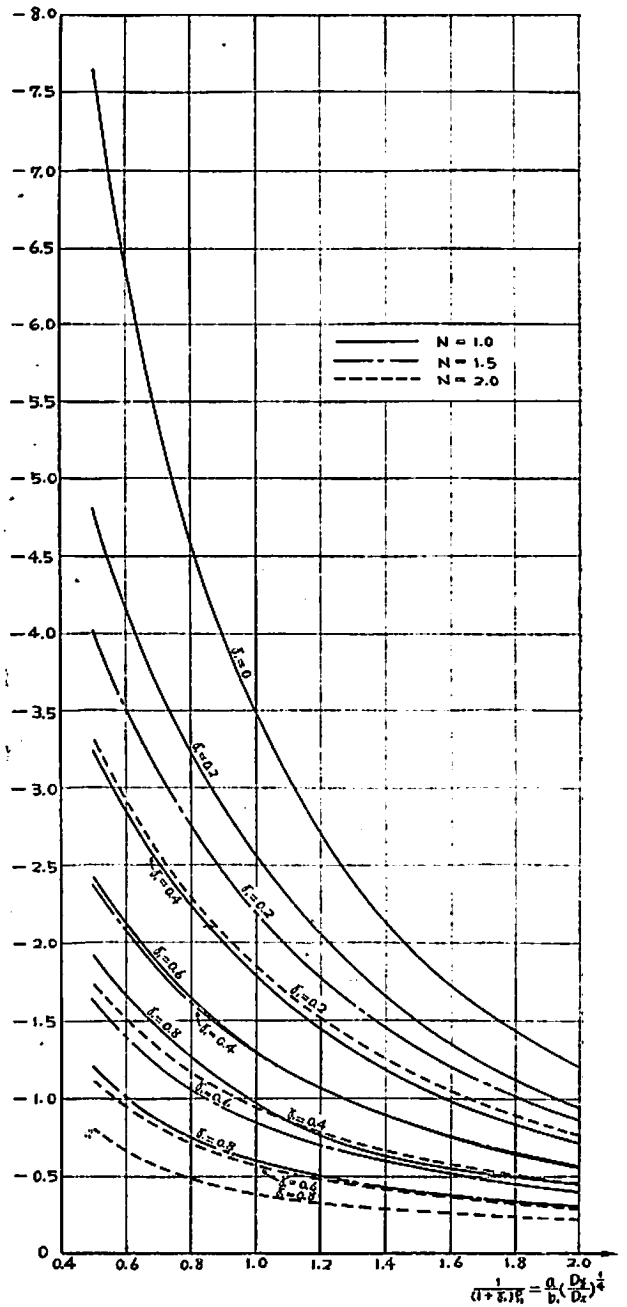


Fig. 22 β_{Qy}

5. 結 言

本稿ではバルクキャリアの二重底の強度計算法について簡単に説明した。2で述べた計算法は数値計算が若干面倒であるが、4で述べた近似計算法を用いれば、主要な点の変形および応力を比較的簡単に計算することが出来る。

なお本稿では二重底の横隔壁の位置における条件を単純支持と仮定した場合について述べたが、実際の条件は隣接せる船倉の荷重状態によつて影響を受けるはずであつて、本稿の方法で計算した結果を若干修正する必要がある。実船の積付状態より推定すると、この修正により二重底構造に生ずる曲げ応力および肋板に生ずる剪断応力は若干小さくなる傾向にあるが、縦桁の剪断応力は逆に太くなる傾向がある。また本稿ではソルダータンクの変形の影響を無視した場合について述べたが、これを考慮すると船側肋骨の上下端の曲げ応力は若干小さくなる傾向がある。これらの点については、近い中に委員会からまとめて報告される予定である。

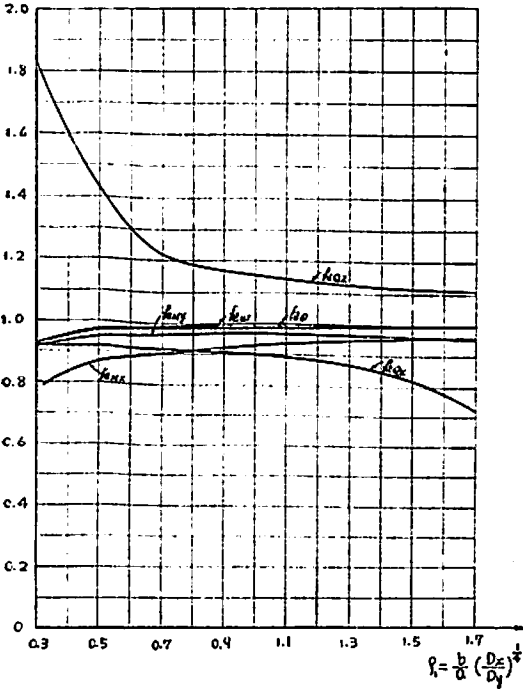


Fig. 23

であり、 $\alpha_w, \alpha_0, \alpha_{Mx}, \dots, \beta_w, \beta_0, \beta_{Mx}, \dots$ は ρ_1, τ_1 および N の値によつて定まる係数であつて、Fig. 11~Fig. 22 に示してある。ここに N は

$$N = \frac{\sqrt{\kappa_{J1} + \kappa_{I1} - \kappa_{D1} + \kappa_F}}{4 \tau_1 \rho_1} \dots\dots\dots (9)$$

であつて、ホッパーおよび船側肋骨の剛性に関する係数である。また k_w, k_0, k_{Mx}, \dots はフーリエ級数の第2項以下の影響の修正係数であつて、Fig. 23 に示してある。内底板の応力 σ_{2x}, σ_{2y} は(7)の σ_{1x}, σ_{1y} の式の r_1 の代りに r_2 (二重底の中立軸より内底板までの距離) を代入し符号を変じた式より計算することが出来る。

さて(9)式より N の値を求めるためには、まず(5)式より $\kappa_{J1}, \kappa_{I1}, \kappa_{D1}$ および κ_F を計算しなければならない。この中 κ_F は比較的容易に計算出来るが、 $\kappa_{J1}, \kappa_{I1}, \kappa_{D1}$ を正確に計算することはかなり面倒である。したがつて簡単に大略の値を計算したい場合には Appendix に示してある $\kappa_{J1}, \kappa_{I1}, \kappa_{D1}$ の近似式を用いるとよい。 N の値が求められれば、 $\alpha_w, \alpha_0, \alpha_{Mx}, \dots, \beta_w, \beta_0, \beta_{Mx}, \dots$ は τ_1 と N についてそれぞれ内挿法を適用することにより Fig. 11~Fig. 22 より求められ、主要な点の変形および応力は(7)式より容易に計算することが出来る。なお(7)式の右辺()の中の第2項は船側荷重の影響を表わす項であつて、普通この項は第1項の10~20%程度である。

APPENDIX

($\kappa_{J1}, \kappa_{I1}, \kappa_{D1}$ の近似式)

$$\left. \begin{aligned} \kappa_{J1} &\doteq \left(1.00 - 0.14 \frac{hh}{bh}\right) \frac{\left(1 + \frac{hh}{h}\right)^2}{\left(1 + \frac{hh}{bh}\right)} \tau_1 \rho_1^2 \\ \kappa_{I1} &\doteq \left(0.72 - 0.17 \frac{hh}{bh}\right) \left(1 + \frac{hh}{bh}\right) \left(\frac{hh}{h}\right)^2 \tau_1^3 \rho_1^4 \\ \kappa_{D1} &\doteq \left(0.47 + 0.09 \frac{hh}{bh}\right) \tau_1 \rho_1^2 \end{aligned} \right\} (10)$$

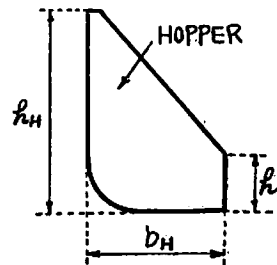


Fig. 24

上式の hh, bh および h はそれぞれ Fig. 24 に示す長さである。実船例につき(10)式より計算した $\kappa_{J1}, \kappa_{I1}, \kappa_{D1}$ の値と正確に計算した値とを比較すれば(第2表)に示す如くであつて、両者の差異はほぼ10%以下である。

(第 2 表)

		A	B	C	D	E	F
D_x	10^5 tm	7.627	7.627	7.627	17.90	14.00	10.65
D_y	〃	7.075	7.075	7.075	16.65	13.10	9.17
η		0.852	0.852	0.852	0.861	0.870	0.876
h	m	1.780	1.780	1.780	2.300	2.050	1.800
h_H	〃	4.200	5.000	5.800	5.750	8.100	10.450
b_H	〃	2.520	3.330	4.140	2.480	4.000	5.500
a	m	21.28	21.28	21.28	16.00	16.00	16.00
b	〃	17.82	16.20	14.58	25.64	22.60	19.60
ρ_1		0.853	0.776	0.698	1.631	1.437	1.272
τ_1		0.276	0.396	0.551	0.185	0.345	0.551
h_H/h		2.359	2.809	3.258	2.500	3.951	5.806
h_H/b_H		1.667	1.502	1.401	2.319	2.025	1.900
κ_{J1}	近 似 値	0.652	1.092	1.629	1.226	4.139	10.45
	正 比	0.618	1.055	1.709	1.295	4.30	10.86
	比	1.06	1.04	0.95	0.95	0.96	0.96
κ_{I1}	近 似 値	0.072	0.207	0.488	0.303	3.109	17.00
	正 比	0.066	0.207	0.522	0.325	3.480	15.80
	比	1.09	1.00	0.93	0.93	0.89	1.08
κ_{DI}	近 似 値	0.125	0.144	0.160	0.334	0.464	0.571
	正 比	0.125	0.144	0.158	0.312	0.494	0.569
	比	1.00	1.00	1.01	1.07	0.94	1.00

海 技 入 門 選 登

東京商船大学学長 浅井栄資 共著
東京商船大学助教授 卷島勉

気 象 と 海 象

A 5 判 170 頁 定価 480 円 (〒 70 円)

目 次

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

- 第 6 章 温帯低気圧 (旋風) (暴風雨その I)
- 6.1 暴風概説 6.2 低気圧の発生から衰滅まで
6.3 低気圧の構造と天気 6.4 低気圧の進路と速力
6.5 低気圧による海難
- 第 7 章 熱帯低気圧 (台風) (暴風雨その II)
- 7.1 熱帯低気圧概説 7.2 台風の発生 7.3 台風の進路と速力
7.4 台風の構造と天気 7.5 台風の猛威と被害

第 8 章 霧

- 8.1 霧の発生原因 8.2 霧の発生地域と季節
8.3 霧と海難

第 9 章 天気予報と予察

- 9.1 海上で入手できる天気予報 9.2 天気図と書き方と見方
9.3 海上での天気予察

第 10 章 波のうねりなど

- 10.1 風浪 10.2 うねり 10.3 いろいろな波

第 11 章 潮汐と潮流

- 11.1 潮汐 11.2 潮流 11.3 海峡および湾内の潮汐と潮流
11.4 潮汐表とその利用

第 12 章 海 流

- 12.1 風による表面波流 12.2 世界の主な海流
12.3 日本近海の流れ 12.4 海流に関する現象

第 13 章 海 氷

- 13.1 海水の物理的性質 13.2 海氷の種類
13.3 世界の主な海氷、氷山 13.4 日本近海の海氷
13.5 氷海の航海

波形板を側壁に使用した船体 上部構造

八木 順 吉
大阪大学工学部

緒 言

船体上部構造の曲げ変形機構については、本誌の第30巻、第4号（昭和32年4月発行）において述べた。すなわち上部構造は、主構造が縦曲げモーメントによって曲げ変形を生じると、主構造との結合部において歪の連続性を維持しなければならないから、その部で主構造と同じ大きさの縦歪を強制されることになる。その結果上部構造は、その下縁において長さ方向の剪断力を受け、そのため全体として引張りまたは圧縮作用と曲げ作用とを同時に受けることとなり、主構造の上縁と上部構造の下縁の縦歪が一致するまで変形する。

この場合に上部構造を支持する構造の垂直方向の剛性が小さいときには、上部構造は比較的自由に撓み変形を生じ易く、そのため主構造と逆向きの曲率を持つ傾向になる。一方これに反して、上部構造を支持する構造の垂直方向の剛性が大きい場合には、両構造の相対撓みが生じにくいので、上部構造は主構造と同じ曲率を持つ傾向が強くなり、船全体が1本の梁としての曲げ変形に近づく。一般に側壁が船側より内側に入り込んでいる甲板室の場合は前者の傾向が大きく、また側壁が船側外板と同一面内で連続している船楼の場合は後者の傾向にある。

これらの現象の定量的な関係は前回に述べられた通りである。更にまた上部構造ではその下縁に働らく剪断力による剪断遅れの現象があり、短いものほどその現象が顕著であることも以前に述べた通りである。

これらの変形機構について、前回では補強された平板で構成された普通の上部構造に対して検討したが、今回では、側壁に波形板を使用した構造の変形状態について述べることにする。

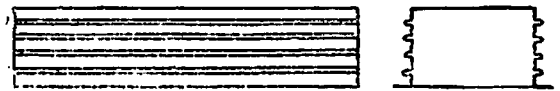
補強平板と横荷重に対して同等の強度または剛性を持つ波形板は、一般に補強平板よりも軽い。特に薄板構造の場合は、波形板では溶接歪の歪取りを行う必要がないので、それが使用されることがある。上部構造の側壁に波形板を用いるときは、軽量であること、歪取り作業の工数を減少できること以外に、更に次に述べられるように、主構造から伝達される縦応力を軽減し得る利点がある。今回は主として上部構造の波形側壁板の変形機構について述べ、それによる縦応力減少効果について検討する。

1. 水平波形板を側壁に持つ上部構造

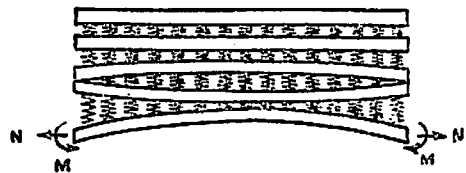
1.1. 水平波形側壁の変形機構

第1図に示されるような側壁に水平波形板（波の山および谷を示す線が水平の場合）を持つ上部構造の曲げ変形機構について考える。

上部構造は緒言で述べられたように、主構造からその結合部で水平方向の剪断力を受け、その結果その部で長さ方向の引張りまたは圧縮作用と曲げ作用とを受ける。波形板は波の方向への引張剛性が小さいので、水平波形板を第2図に示されるように、波方向の一波長間の引張剛性を持つパネで結合された多数の重ね梁と見做す。



第1図 水平波形側壁を有する上部構造

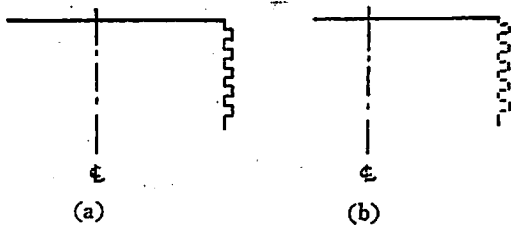


第2図 水平波形側壁の変形機構

この重ね梁りの下縁に主構造からの引張り力 N と曲げモーメント M が作用すると、一番下の梁が第2図に示されるようにホッグ状態に曲げ変形を生ずる場合は、下から2番目の梁はその下縁で引張り歪を強制される。この場合重ね梁間のパネ常数は一般に小さいので、2番目の梁は比較的自由に曲げ変形を生じることができて、その結果サグ状態となる。下から第3番目の梁は、第2番目の梁の上縁が圧縮歪を生じておれば、その下縁で圧縮作用を受けて再びホッグ状態に曲がり、順次上方の梁はホッグとサグの曲げ変形を交互に繰返しながら縦歪が伝達されて行く。これらの曲げ変形の伝達状況は次節の模型実験結果または理論に見られるように、非常に減衰が速く、下から数波上ると変形状態は殆んど0に近づき、上部構造の甲板には殆んど縦応力が伝達されないことになる。次にこの変形機構について考察する。

1.2. 水平波形上部構造の曲げ理論³⁾

(i) 補強材を有しない場合



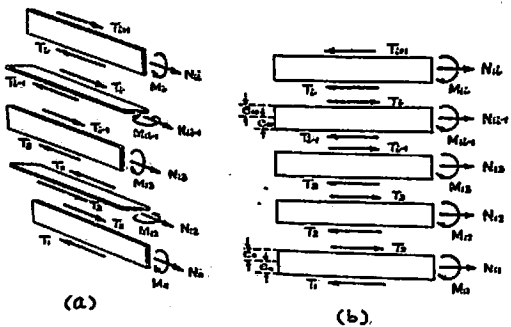
第3図 水平波形上部構造の横断面

本項では模型実験結果と比較する都合上、第3図に示されるような幅の等しい矩形板からなる正方形波形板について考える。

今第3図(a)に示されるような断面を、同図(b)に示されるように波形を各板に切離して、それぞれ独立した梁と見做す。側壁が引張りまたは曲げ変形を起した場合の各部の変形状態を考えると、各板はそれぞれの結合部で歪の連続性を保つため、面内の引張りまたは圧縮変形と面内の曲げ変形を生じるとともに、面に垂直な撓みを生じるような曲げ変形および捩り変形が同時に起る。この場合各板の面内の変形に対する剛性と、面に垂直な撓みを生じる変形に対する剛性とを比較すると、後者は前者に比べて一般に尠少であるので、簡便上後者の剛性を無視する。このことは、前節で示した重ね梁間のバネ常数が、各梁の曲げおよび引張り剛性に比較して、非常に小さいと考えて無視することに相当する。

このように仮定すれば各板に働らく力は第4図(a)に示されるように、各切断面では長さ方向の水平剪断力のみを受けることになり、これらの板を一平面内に展開して考えると第4図(b)に示された状態となる。

この場合に最下層の梁に働らく引張力および曲げモーメントが与えられると、それより上部の各梁に生ずる引張力および曲げモーメントは次のようにして求められる。今各梁に働らく剪断力 T およびそれによつて生ずる曲げモーメント M 並びに引張力 N を第4図に示さ



第4図 波形板の各要素に働らく力

れるような記号を用いて表わせば、下から i 番目の梁に作用する引張力 N_{11} および曲げモーメント M_{11} は剪断力によつて次のように表現できる。

$$N_{11} = T_1 - T_{1+1} \quad M_{11} = -e_{10} (T_1 + T_{1+1}) \quad (1)$$

ただし $T_1 = i$ 番目の梁と $i-1$ 番目の梁との間から剪断力 $e_{10} = i$ 番目の梁の中性軸からその梁の上下縁までの距離で、 $i=2 \sim k-1$ については一定とする。(k は上端の梁の番号)

各梁の接合部での水平方向の応力の連続条件から

$$\begin{aligned} & -\frac{e_{10}^2}{I_{10}} (T_{i-1} + T_i) + \frac{1}{A_{10}} (T_{i-1} - T_i) \\ & = \frac{e_{10}^2}{I_{10}} (T_i + T_{i+1}) + \frac{1}{A_{10}} (T_i - T_{i+1}) \end{aligned} \quad (2)$$

ただし $I_{10} = i$ 番目の梁の断面2次モーメントで $i=2 \sim k-1$ まで一定とする。

$A_{10} = i$ 番目の梁の断面積で $i=2 \sim k-1$ まで一定とする。

上式を変形して

$$T_{i-1} + 2r_0 T_i + T_{i+1} = 0 \quad (3)$$

ただし $r_0 = b_0/a_0$, $a_0 = \frac{e_{10}^2}{I_{10}} - \frac{1}{A_{10}}$, $b_0 = \frac{e_{10}^2}{I_{10}} + \frac{1}{A_{10}}$

(3) 式を解けば次のようになる。

$$T_i = C_1 \beta^i + C_2 \beta^{-i} \quad (4)$$

ただし $\beta = -r_0 - \sqrt{r_0^2 - 1}$

C_1 および C_2 なる常数は側壁部の上下端の梁とその隣接梁との縦応力の連続条件より定められる。すなわち上端 (k 番目) の梁と $k-1$ 番目の梁の応力の連続条件から

$$\begin{aligned} & -\frac{e_{10}^2}{I_{10}} (T_{k-1} + T_k) + \frac{1}{A_{10}} (T_{k-1} - T_k) \\ & = \frac{e_{1k}^2}{I_{1k}} T_k + \frac{1}{A_{1k}} T_k \\ & \therefore a_0 T_k + b_0 T_k = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

ただし $b_k = \frac{e_{1k}^2}{I_{1k}} + \frac{1}{A_{1k}} + b_0$

I_{1k} = 上端の梁の片舷部についての有効断面2次モーメント (甲板部に当る)

A_{1k} = 上端の梁の片舷部についての有効断面積

e_{1k} = 上端の梁の中性軸からこの梁の下縁までの距離

次に下端の梁との連続条件より

$$\begin{aligned} & \frac{e_{11}}{I_{11}} M_{11} + \frac{1}{A_{11}} N_{11} = \frac{e_{10}^2}{I_{10}} (T_2 + T_3) \\ & + \frac{1}{A_{10}} (T_2 - T_3) \end{aligned} \quad (6)$$

ただし I_{11} = 下端の梁の断面2次モーメント

A_{11} = 下端の梁の断面積

e_{11} = 下端の梁の中性軸からこの梁の上下縁

までの距離

ここで M_{11} および N_{11} は下端の梁り働らく曲げモーメントおよび引張力であるが、これは主構造から直接作用する外力と2番目より上部の梁から受ける抵抗力との差によつて生ずるものである。便宜上 N_{11} を T_1 および T_2 で表わして (6) 式を変形すれば次のようになる。

$$b_1 T_2 + a_0 T_3 = m + n \quad (7)$$

$$\text{ただし } b_1 = \frac{1}{A_{11}} + b_0, \quad m = \frac{e_{11}}{I_{11}} M_{11}, \quad n = \frac{1}{A_{11}} T_1$$

$T_1 =$ 主構造から受ける剪断力

(5) および (7) 式に (4) 式を代入して常数 C_1 および C_2 を定めると次のような値となる。

$$C_1 = \beta^{-(k-1)} (a_0 + b_k \beta^{-1}) (m + n) / \Delta$$

$$C_2 = -\beta^{k-1} (a_0 + b_k \beta) (m + n) / \Delta$$

$$\Delta = \beta^{-(k-3)} (b_1 + a_0 \beta) (a_0 + b_k \beta^{-1})$$

$$- \beta^{k-3} (b_1 + a_0 \beta^{-1}) (a_0 + b_k \beta)$$

C_1 および C_2 が定まると剪断力 T_1 が求められ、各梁に働らく引張力および曲げモーメントは次のように表わされる。

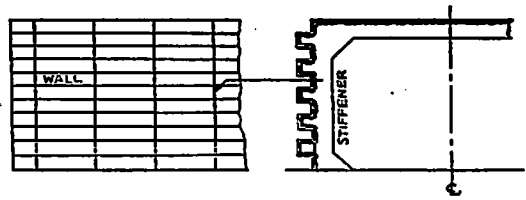
$$\left. \begin{aligned} N_{11} &= T_1 - (C_1 \beta^2 + C_2 \beta^{-2}), & M_{11} &= M_{11} \\ N_{11} &= C_1 \beta^1 (1 - \beta) + C_2 \beta^{-1} (1 - \beta^{-1}), \\ M_{11} &= -e_{10} [C_1 \beta^1 (1 + \beta) + C_2 \beta^{-1} (1 + \beta^{-1})], \\ N_{1k} &= C_1 \beta^k + C_2 \beta^{-k}, \\ M_{1k} &= -e_{1k} (C_1 \beta^k + C_2 \beta^{-k}) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

一般に $|C_2| > |C_1|$ であり、また $\beta < -1$ (矩形波形では $\beta = -2 - \sqrt{3}$) であるので、下端から数波離れると、上式から判るように、その部の引張力および曲げモーメントは β^{-1} に比例して減少する故、殆んど0となる。従つて水平波形上部構造の甲板には一般に縦応力は伝達されないと考えられる。なお最下端の梁に作用する曲げモーメント M_{11} は、その部の曲率が主構造のそれに等しいという条件で定められ、その部に働らく剪断力は上部構造と主構造との相互干渉を考慮して定めることができる。1)2)

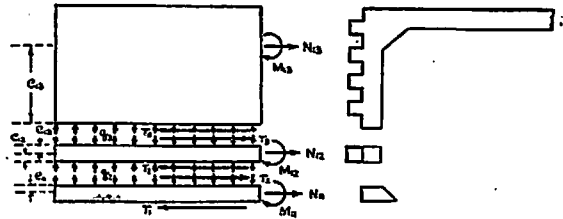
(ii) 垂直補強材を有する場合

前項では補強材のない水平波形側壁について述べた。ところが水平波形側壁構造では一般にその横断面の横方向の剛性が小さいので、垂直方向の補強材が必要となる。この場合に、補強材を各波形に完全に結合すれば、各波形の変形が拘束され、その結果前項で示されたような波形の特性が失われ、従来の平板構造と大差がなくなり、大きな縦応力が伝達される可能性が生じる。

そこで波形板の特性を失わず、しかも横方向の剛性を充分維持させるような補強法として、一部の波形を自由にし、他の波形に補強材を結合させた場合を検討する。



第5図 補強材を有する水平波形上部構造 (最下の波形のみ自由)



第6図

この場合、縦応力は下層の波形から順次上層の波形へと伝達される故、自由な波形を下方に設ける方が応力軽減上有効であると考えられる。それで第5図に示されるように最下層の波形だけ補強材に結合せず上下方向に変位し得るようにし、他の波形はすべて補強材に取付けられた場合について検討する。

今上部構造の片舷部を第6図に示されるように、補強材に直接結合されている上下の部分と、その中間の部分に分けて考える。各切断面には図に示されるように、水平剪断力 T と垂直反力 q とが働らくことになる。今補強材は密に取付けられており、しかもその剛性が大きく、従つてそれに結合されている各波形は、その断面形状が変化しないものと仮定し、各三つの部分はそれぞれ梁理論に従うものとする。

今中間の部分について梁理論によつて力と変形との関係を考えて、次式が成立する。

$$EI_{12} \frac{d^4 v_{12}}{dx^4} = q_3 - q_2 - e_{12} \frac{d^2}{dx^2} (T_2 + T_3) \quad (9)$$

ただし $x =$ 上部構造の中央断面より長さ方向にとつた座標

$v_{12} =$ 中間の梁の撓み

$E_1 =$ 弾性係数

$I_{12} =$ 中間の梁の断面2次モーメント

$e_{12} =$ 中間の梁の中性軸からその上下縁までの距離

$T_1 =$ 各梁に働らく水平剪断力

$q_1 =$ 各梁間に働らく垂直反力

一方垂直反力 q_1 はその部の単位長さ当りの垂直方向の剛性 k_1 を用いて次のように表わされる。

$$q_2 = k_2 (v_{12} - v_{11}), \quad q_3 = k_3 (v_{13} - v_{12}) \quad (10)$$

ただし v_{11}, v_{13} = それぞれ下端および上端の梁の撓み
 k_2, k_3 = それぞれ下端の梁と中間の梁および
 上端の梁と中間の梁を単位長さだけ上下方向に
 相対変位させるに要する単位長さ当りの力
 補強材は剛であると考え、 $v_{11} = v_{13}$ となり(10)式を
 (9) 式に代入して

$$E_1 I_{12} v_{12}'''' = k_0 (v_{11} - v_{12}) - e_{12} (T_2'' + T_3'') \quad (11)$$

ただし $k_0 = k_2 + k_3$

一方各梁の接合部での応力の連続条件より

$$\left. \begin{aligned} \frac{N_{11}}{A_{11}} + \frac{M_{11}}{I_{11}} e_{11} &= \frac{N_{12}}{A_{12}} - \frac{M_{12}}{I_{12}} e_{12} \\ \frac{N_{12}}{A_{12}} + \frac{M_{12}}{I_{12}} e_{12} &= \frac{N_{13}}{A_{13}} - \frac{M_{13}}{I_{13}} e_{13} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ただし N_{11} = 各梁に働らく引張力

M_{11} = 各梁に働らく曲げモーメント

A_{11} = 各梁の断面積

I_{11} = 各梁の断面 2 次モーメント

e_{11} = 各梁の中性軸から隣接梁との結合面までの距離

各梁の引張力 N_{11} は水平剪断力 T_1 との平衡から次のように表わされる。

$$N_{11} = T_1 - T_2, \quad N_{12} = T_2 - T_3, \quad N_{13} = T_3 \quad (13)$$

各梁の曲げモーメント M_{11} は梁理論により

$$\begin{aligned} M_{11} &= E_1 I_{11} v_{11}''''', \quad M_{12} = E_1 I_{12} v_{12}''''', \\ M_{13} &= E_1 I_{13} v_{13}''''' = E_1 I_{13} v_{11}''''' \end{aligned} \quad (14)$$

(12), (13) および (14) 式を用いて (11) 式の T_2'' および T_3'' を撓み v で表わせば

$$\begin{aligned} E_1 (I_{12} + e_{12}^2 A_{12} + 4 e_{12}^2 A_{13}) v_{12}'''' &= k_0 (v_{11} - v_{12}) \\ &- E_1 (e_{11} e_{12} A_{12} + 2 e_{11} e_{12} A_{13} + 2 e_{11} e_{13} A_{13}) v_{11}'''' \\ &- E_1 (e_{12} A_{12} + 2 e_{12} A_{13}) e_{11}'' \end{aligned} \quad (15)$$

ただし $\rho_1 = N_{11}/A_{11} e_1$

今側壁下端部の曲率 v_{11}'' および引張歪 ϵ_{11} が長さ方向に一定の場合を考えると(15)式は次のような形となる。

$$v_{12}'''' = -4 r_1^4 v_{12} + 4 r_1^4 v_{11} \quad (16)$$

ただし $r_1 = \sqrt[4]{\frac{k_0}{4 E_1 [I_{12} + e_{12}^2 (A_{12} + 4 A_{13})]}}$

上式を解き、上部構造の中央断面 $x=0$ に関して対称なることを考慮して偶函数のみをとると

$$v_{12} = C_1 \cos r_1 x + \cosh r_1 x + C_2^2 \sin r_1 x + \sinh r_1 x + v_{11} \quad (17)$$

C_1 および C_2 なる常数は垂直反力の合計が 0 であること、すなわち

$$k_0 \int_0^{\frac{l}{2}} (v_{11} - v_{12}) dx = 0 \quad (18)$$

ただし l = 上部構造の長さ

および上部構造における中間の梁の曲げモーメントが次式で与えられること

$$M_{12} = -e_{12} (T_2 + T_3) \quad (19)$$

によつて定められる。これらの常数を決定すると中間の梁の曲率は次のようになる。

$$v_{12}'' = (\Phi_2 \sin r_1 x + \sinh r_1 x - \Psi_2 \cos r_1 x + \cosh r_1 x) \cdot (\xi_1 v_{11}'' + \eta_1 \epsilon_{11}) + v_{11}'' \quad (20)$$

$$\text{ただし } \Phi_2 = \frac{\cos u_1 \cdot \sinh u_1 - \sin u_1 \cdot \cosh u_1}{\cos u_1 \cdot \sin u_1 + \cosh u_1 \cdot \sinh u_1}$$

$$\Psi_2 = \frac{\cos u_1 \cdot \sinh u_1 + \sin u_1 \cdot \cosh u_1}{\cos u_1 \cdot \sin u_1 + \cosh u_1 \cdot \sinh u_1}$$

$$\xi_1 = 1 + \frac{e_{11} e_{12} A_{12} + 2 e_{11} e_{12} A_{13} + 2 e_{12} e_{13} A_{13}}{I_{12} + e_{12}^2 (A_{12} + 4 A_{13})}$$

$$\eta_1 = \frac{e_{12} A_{12} + 2 e_{12} A_{13}}{I_{12} + e_{12}^2 (A_{12} + 4 A_{13})}, \quad u_1 = \frac{r_1 l}{2}$$

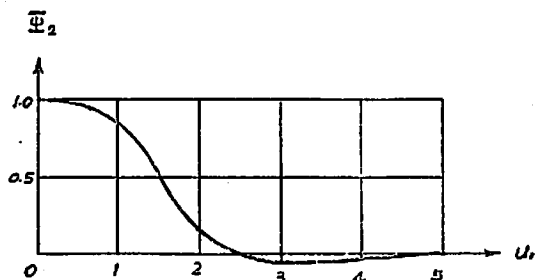
これで中間の部分の曲率が求められたから、その部の曲げモーメントが定まり、(12) 式によつて中間部の引張力が求められる。上部の梁は下部の梁と撓みが等しいから、その部の曲率より曲げモーメントが判り、(12) 式を用いてその部の引張力を求めることができる。従つて上部構造の全断面の応力分布は、下端の梁に作用する曲げモーメント M_{11} および引張力 N_{11} によつて表わされる。

上部構造の中央断面での変形状態を調べるため、(20) 式において $x=0$ とすれば

$$(v_{12}'')_{x=0} = -\Psi_2 (\xi_1 v_{11}'' + \eta_1 \epsilon_{11}) + v_{11}'' \quad (21)$$

となり函数 Ψ_2 の値によつて変形状態が支配されることが判る。今 Ψ_2 と u_1 との関係を図示すれば第 7 図のようになる。それによると $u_1 > 2.5$ では $\Psi_2 \approx 0$ となり $v_{12}'' \approx v_{11}'' = v_{13}''$ で波形板の特性は現われず、平板と同様な変形を生ずることになる。従つて波形上部構造の中央断面での縦応力を、平板構造の場合よりも減少させるためには $u_1 < 2.5$ でなければならぬことが判る。

すなわち下端の一層の波形だけ自由にした場合にも $u_1 > 2.5$ であれば、更にその次の波形も自由にして r_1 の値を小さくし、 $u_1 < 2.5$ の範囲になるような構造にした



第 7 図

ければ波形板を用いた効果を期待することはできない。

次にこれらの理論の妥当性を検討するために行われた模型試験結果について述べる。

1.3. 水平波形上部構造模型試験

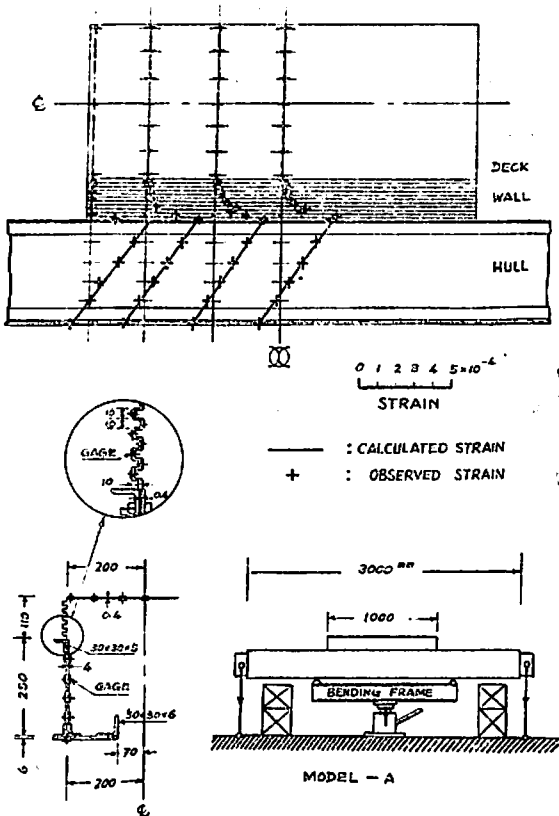
水平波形上部構造模型として、まず補強材を有しない波板構造の場合について均一曲げ試験を実施した。次にそれに最下層の波形のみを自由にした状態で補強材を取付けて曲げ試験を行い、更に全部の波形の変形を拘束した場合についても実験を行った。

実験に用いられた模型の上部構造は、いずれも長さ1,000 mm 幅 400 mm、高さ 110 mm の水平波形構造で、波形の形状は各辺の長さが 10 mm の正方形である。またこれに補強材を取付ける場合に生じる歪をなくするために、板厚 0.4 mm のブリキ板で側壁を作成し、補強材は 0.8 mm のブリキ材を使用し、ハンダ付けによつて取付けた。上部構造と主構造との結合は、第 8 図に示されるように側壁と船側外板とを重ねてボルトによつて取付けた。

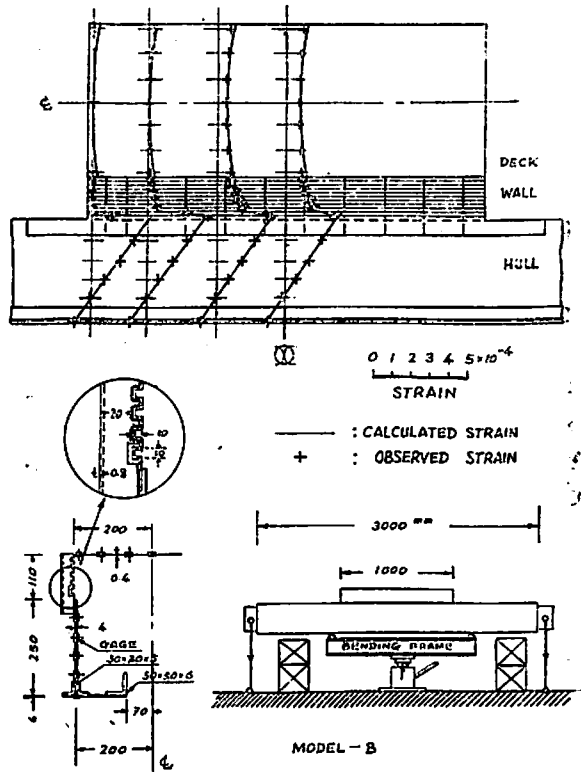
第 8 図は補強材を有しない水平波形上部構造の均一曲

げ試験結果と、前節の (i) で示された理論値とを比較したものである。図中+印が縦歪の実測値を示しており、実線が理論値を示すものである。主構造および上部構造の甲板では両者は殆んど完全に一致しているが、側壁部では実験値の方が大きくなっている。これは側壁部の重ね梁としての計算において、各板の面内の剛性のみを考慮し、板の面に垂直な撓みを起す変形に対する剛性を無視したためと思われる。何れにしても補強材を有しない場合には上部構造の甲板には殆んど縦応力が伝達されないことが認められる。

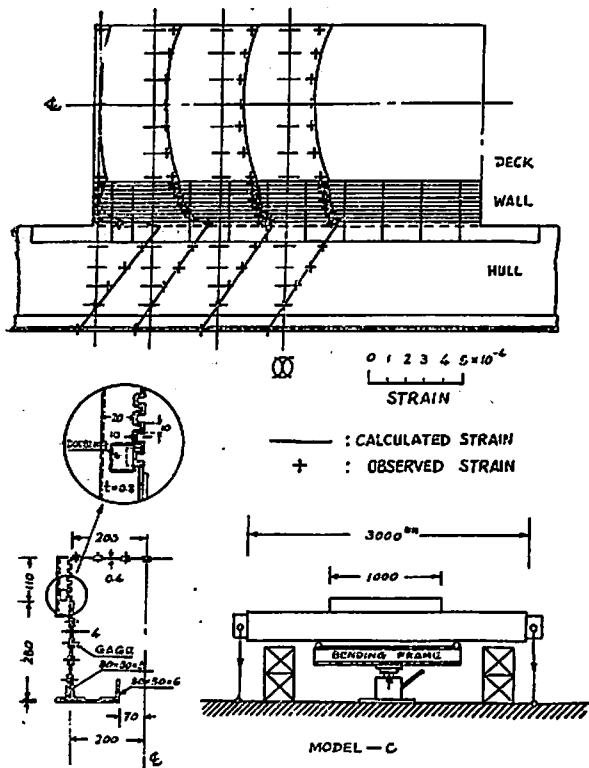
第 9 図は下端の波形のみを自由にしておき、他の波形に対して両舷部にそれぞれ 10 本ずつの補強材を取付けた模型の実験値と理論値とを比較したものである。前と同様に+印が実験値を示し、実線が前項 (ii) で述べられた理論による値を示すもので両者はよく合致している。これによると、主構造はホッグに曲つているが、側壁下端の波形部はサッグに曲つており、そのためこの部分で縦歪が急激に減少していることが認められる。なおこの模型ではパラメーター u_1 の大きさは 1.74 であり、従つて $\Psi=0.31$ で第 10 図に示される補強材をすべての



第 3 図 水平波形上部構造模型の均一曲げ試験結果と理論値との比較 (補強材を有しない場合)



第 9 図 水平波形上部構造模型の均一曲げ試験結果と理論値との比較 (補強材を有する場合)



第10図 水平波形上部構造模型の均一曲げ試験結果と理論値との比較（補強材を有する場合）

波形に結合させた場合に比べて上部構造の甲板の縦応力は約半分減少している。第10図は第9図の模型の補強材の下部に二重張りを実施して、側壁下端の波形の変位も拘束した場合のものである。この場合の理論値は補強材を剛と考えて波形の形状が変化しないと仮定した場合のもので、実験値とほぼ合致している。

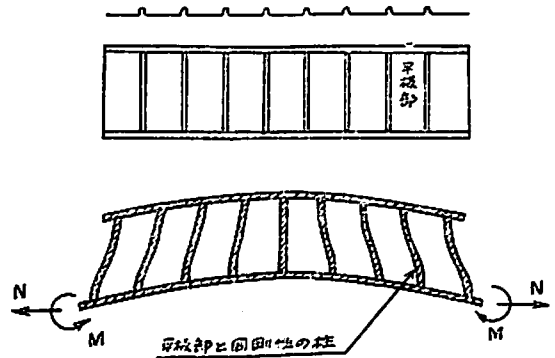
以上の結果から補強材を有しない水平波形上部構造では、一般にその上の甲板には縦応力が殆んど伝達されないこと、および補強材を持つ場合でも下部の一部の波形を自由にしておけば、縦応力の伝達を減少させることができることが確認された。

2. 垂直波形板を側壁に持つ上部構造の

2.1. 垂直波形側壁の変形機構

第11図に示されるような側壁に垂直波形板（波の山および谷を示す線が垂直の場合）を持つ上部構造の変形機構について考える。

この場合は波板の彎曲部の波長方向の引張剛性が微小であるため、波板自身の船長方向の引張剛性は非常に小さく、側壁自体は縦荷重を殆んど分担しない。ところが



第11図 垂直波形側壁の変形機構

上部構造の甲板の抵抗が存在するため、波板は第11図に示されるような変形を生じ、波板の平板部と等価な面内曲げ剛性および剪断剛性を持つ柱が連立している場合のような変形が生じ、その柱の剛性に依じて上部構造の甲板に縦応力が伝達されることになる。厳密には、これらの柱と柱の間には、彎曲部の引張剛性と等価なバネが存在すると考えられるが、その剛性は非常に小さいので無視して取扱うことにする。次にこの側壁の変形機構を便宜上引張作用のみが働らく場合と、曲げ作用のみが働らく場合とに分けて検討する。

2.2. 垂直波形上部構造の曲げ理論

(i) 引張作用のみを受ける場合

この場合は垂直波形側壁は上下端で水平剪断力を受けることになるが、その力によって波形板は変形する故、一般に主構造の上甲板と上部構造の甲板との水平方向の変位は等しくなく、互にずれを生じる。今その相対変位を δ とし、上甲板の縦歪を ϵ_0 、上部構造の甲板の縦歪を ϵ_d とすれば、これらの間に次の関係がある。

$$\frac{d\delta}{dx} = \epsilon_0 - \epsilon_d \quad (22)$$

ただし x = 上部構造の中央断面を原点とし長さ方向にとつた座標

ところが側壁の上下端に働らく両側壁についての単位長さ当りの剪断力を f とすれば、上部構造の側壁とその上の甲板との結合部における水平方向の力の釣合より、 f は次のように表わされる。

$$f = -E_1 A_{1d} \frac{d\epsilon_d}{dx} \quad (23)$$

ただし A_{1d} = 上部構造の甲板の断面積
一方側壁の変位係数を D_0 とすれば、

$$D_0 = f/\delta \quad (24)$$

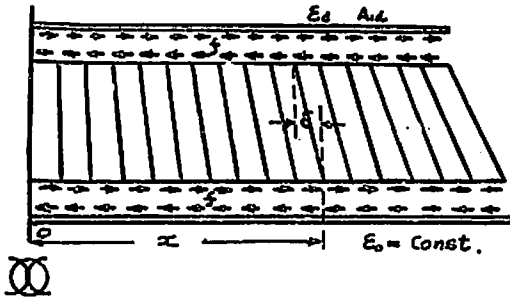
(22), (23) および (24) 式より f および δ を消去す

れば

$$-\frac{d^2 \varepsilon_d}{dx^2} + \omega_2^2 \varepsilon_d = \omega_2^2 \varepsilon_0 \quad (25)$$

ただし $\omega_2 = \sqrt{D_0/E_1 A_d}$

(25) 式において上甲板の縦歪 ε_0 を一定とすると、上式の解は ε_d が中央断面 $x=0$ に関して対称であることおよび端部で ε_d が 0 となることを考慮して次のように求められる。



第 12 図

$$\varepsilon_d = \varepsilon_0 [1 - \cosh \omega_2 x / \cosh (\omega_2 l/2)] \quad (26)$$

この式によつて上部構造の下縁に ε_0 なる縦歪が強制された場合、上部構造甲板に伝達される縦歪が求められる。

(ii) 曲げ作用のみを受ける場合

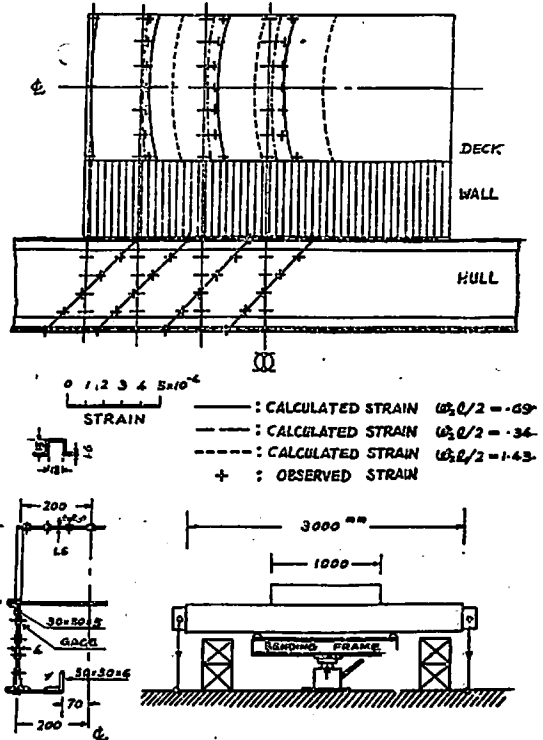
上部構造が曲げ作用のみを受ける場合について考える。側壁部の長さ方向の引張剛性は一般に非常に小さいので、側壁部だけに曲げ変形を与えるに要する曲げモーメントは 0 であると仮定する。このように考えると、垂直波形上部構造の曲げ剛性は、その甲板のみの曲げ剛性だけとなる。ところがこれも非常に微小であるので、上部構造全体の曲げ剛性は 0 であると考えられる。

すなわち垂直波形上部構造は引張剛性のみを有し、曲げ変形に対しては任意の曲率に自由に変形できると考えて取扱うこととする。

2.3. 垂直波形上部構造模型試験

垂直波形上部構造の変形状態を調べるため、第 13 図に示されるような長さ 1,000 mm、幅 400 mm、高さ 205 mm、板厚 1.6 mm の鋼製垂直波形上部構造模型の均一曲げ試験を行った。図中の + 印で示された値は縦歪の実測値であり、点線、鎖線および実線で示された値は前項で述べられた理論によるものである。

この場合上部構造の甲板に伝達される縦応力の大きさは、側壁部の変位係数 D_0 の大きさに支配される。ところが変位係数の大きさは、波形の形状寸法によることは当然であるが、波形側壁の上下の構造の剛性およびその

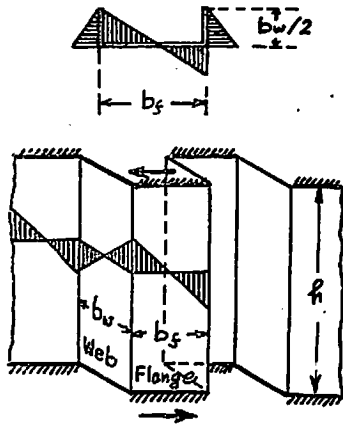


第 13 図 垂直波形上部構造模型の均一曲げ試験結果と理論値との比較

固着法等によつて変化する。今の場合その固着度を正確に評価することは困難であるので、変位係数の算定に当つては次に述べるような各種の場合を仮定してその値を求めた。

一つは波形のウェブおよびフランジがともに上下の甲板で完全に固定されており、しかも甲板は局部的に曲げ変形を生じないと仮定した。その時はウェブおよびフランジはともに曲げ変形を生じないので、波形板はフランジの水平方向の剪断によるさり変形のみが起るものと仮定して変位係数を求めた。その結果 $D_0/E_1 = 5.20 \times 10^{-3}$ 従つて $\omega_2 l/2 = 1.43$ となり図中の点線で示されるような縦歪分布が得られた。この仮定は変位係数を過大に評価したことになるので、図に見られるように計算値の方が大きくなつている。

次に第 14 図に示されるように、波板はフランジのみが上下端で完全固定の状態では曲げ変形を起し、ウェブは上下端で単純支持の状態であると仮定し、フランジおよびウェブの歪の連続条件を考え、フランジにウェブの幅の $1/4$ の有効幅がついた一形柱が波形と同じ間隔で連立していると考えて変位係数を求めた。この場合は $D_0/E_1 = 2.92 \times 10^{-4}$ 、 $\omega_2 l/2 = 0.34$ となり、図中の鎖線で示さ



第 14 図 垂直波形板の変形状態

れるような分布が得られた。この値は実験値よりも少し小さく、変位係数をやや過少評価したことになっている。

以上 2 種の仮定を考察すれば、前者の場合はウェブおよびフランジがともに曲げ変形を生ずることなく、単に剪断変形のみを起すと考えたので、これは明かに側壁の剛性を過大評価したことになる。また後者の場合はフランジに対しては上下端で完全に固定の状態その部の角変化を生じないと仮定したことは、少し変形を拘束し過ぎたようであるが、ウェブの方は上下単純支持としており、その上下端は自由に角変化を起すことができると仮定したことは、逆に剛性を過少評価したことになっている。これらフランジおよびウェブの両方の影響を考慮すれば、全体として側壁の剛性を少し過少に見積った結果になっている。

次に逆に実験値に合致するような側壁部の剛性を逆算すれば、丁度フランジにウェブの幅の 1.5 倍の有効幅の板が付いた一形柱が波形と同間隔で存在していると見做した場合に相当し $D_0/E_1=1.20 \times 10^{-3}$ 、 $\omega_2 l/2=0.69$ となり図中の実線で示される値となつた。

波形板の剪断剛性を調べるため両側辺を剛な枠に取付

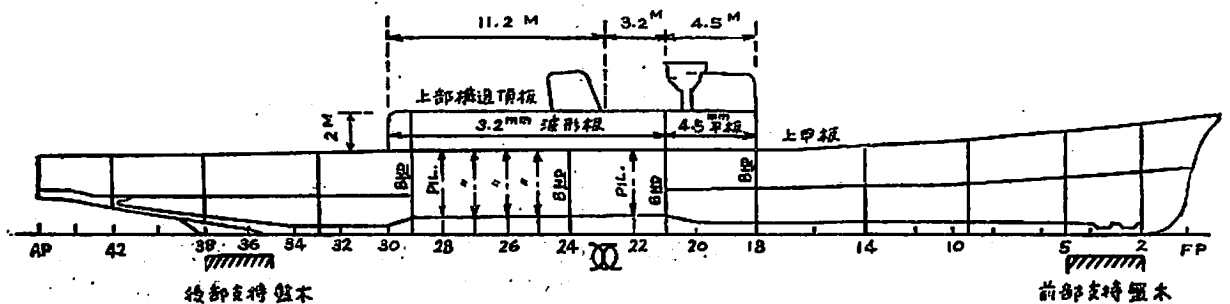
けて剪断試験を行つた結果によれば、剪断剛性は本項の最初の仮定によつて求められたフランジのみの剪断変形による剛性に大体等しいことが認められた。ところが波形板を上部構造の側壁に使用する場合は、その上下の甲板構造の剛性が、波形板の上下端の局部変形を完全に拘束する程剛ではないので、波形板のフランジは純粋な剪断変形以外は曲げ変形も伴つていると考えられる。このことは次項で述べられる実船試験による垂直波形側壁の歪分布からも実証されている。この剛性の評価法については今後解明されるべき問題が残つている。

垂直波形上部構造の甲板に伝達される縦応力は変位係数 D_0 の大きさ、すなわち $\omega_2 l/2 = (l/2) \sqrt{D_0/E_1 A_{1d}}$ の値に支配され、 $\omega_2 l/2 > 4$ では波形板の効果は殆んど現われず、従来の平板上部構造と同程度の縦応力が生じる。また $\omega_2 l/2 < 0.5$ では上部構造の甲板には殆んど応力が伝達されない。

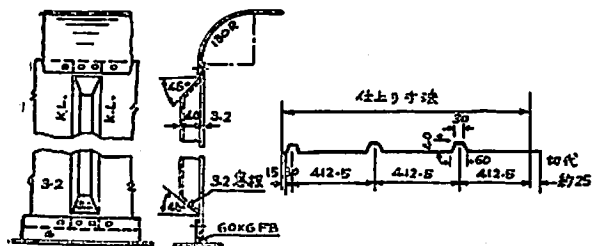
2.4. 実船試験

上部構造の側壁に垂直波形板を使用した $L \times B \times D = 59.0 \text{ m} \times 7.1 \text{ m} \times 4.38 \text{ m}$ の 450 t 型甲型駆潜艇の曲げ試験が行われ、その上部構造の縦歪が計測されている。⁶⁾ 本船は第 15 図に示されるように、甲板室は全長 18.9 m、高さ 2 m、幅 4.6 m で、その側壁の前方の一部 4.5 m 間は板厚 4.5 mm の平板構造であるが、その他の大部分 14.4 m は板厚 3.2 mm の垂直波形板で作られている。甲板室を支持する上甲板下には 4 枚の横隔壁および多数の柱が存在しているので、この甲板の垂直方向の剛性はかなり大きく、従つて甲板室と主構造とは殆んど同一曲率に曲げ変形を生じると考えられる。波形板の形状は第 16 図 (b) に示されるように、波のピッチは 412.5 mm、波の高さおよび幅はそれぞれ 40 mm および 60 mm で梯形であり、側壁の上縁および下縁では波形を同図 (a) に示されているように 45° にテーパーさせて平板部と銲接されている。

本船の入渠時を利用して曲げ試験が行われた。荷重方



第 15 図 甲型駆潜艇の構造



第16図 波形側壁の形状

法は、船首部 Fr. 2~5 および 船尾部 Fr. 35~38 で船底が支持されるように、その部の盤木を約 40 mm 高くしておき、入渠後排水によつて船体中央部に 680 t-m のサギングモーメントを与えるようにした。

第17図は甲板室頂板および上甲板の縦応力の長さ方向の分布状態を示したもので、実測値は各断面での平均値を表わしたものである。同図(a)は上甲板の縦応力分布を示しており、側壁が波板の部分では、実験値は上甲板まで有効とした梁理論による値と、全断面を有効とした計算値とのほぼ中間にあり、前方の平板部では実測値は主構造および甲板室頂板のみ有効とした計算値に近い。(b)は甲板室頂部の縦応力分布を示したものである。実測値をみると波板部では縦応力は甲板室端から徐々に増大しているが、前方の平板部ではそれより急に応力上昇が生じており、平板部の方が波板部よりも縦応力の伝達作用が大きいことが判る。縦応力の最大値は σ より少し前方に生じており、主構造および甲板室頂板のみ有効とした梁理論値と全断面が有効と仮定した計算値

の中間の値になつている。

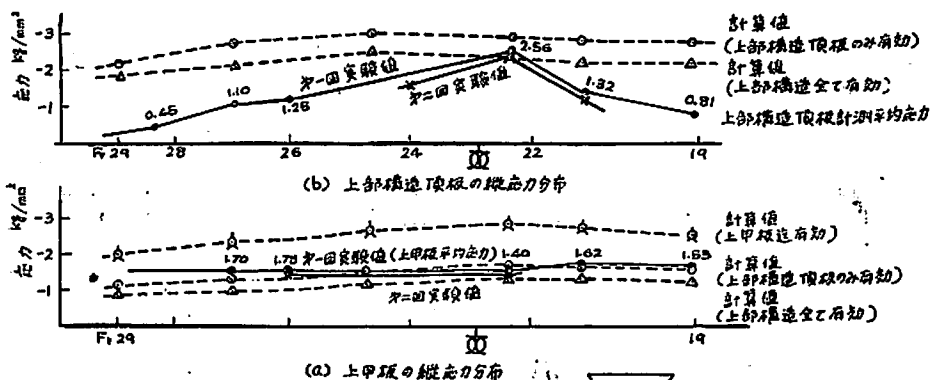
第18図は各横断面での縦応力分布を図示したもので、なるべく局部曲げ応力を除くため、板部は表裏両面の平均応力を示し、他の部はスチフナーの背面の応力またはそのごく近傍の板部の応力を示したものである。

第19図は Fr. 27 および Fr. 22 $\frac{1}{2}$ での断面の縦応力分布の実測値と梁理論による縦応力とを比較したもので、Fr. 22 $\frac{1}{2}$ では実測値は全断面を有効とした梁理論に近くなっており、Fr. 27 の断面では上甲板での実測値は主構造と甲板室頂板を有効とした計算値に近い値を示している。

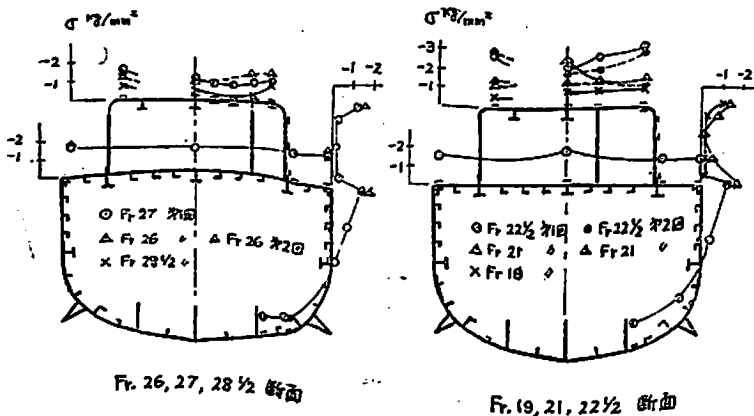
以上の結果から波板部は平板部に比べて甲板室頂部への縦応力の伝達効果は小さいことおよび波形板自身は殆んど縦応力を分担しないことが判る。

次に波形板の変形機構を調べるため、波形板の上下方向の応力分布の計測が行われた。それらの結果を第20図に示す。本図から波板の平板部および波形を形成する各板部はそれぞれ曲げ変形を生じており、波板の平板部はそれぞれの幅を持つ柱として作用していることが判る。すなわち平板部はその上下端で甲板室頂板および上甲板から水平剪断力を受けて曲げ変形を生じ、波形部は平板部との境界で、平板部の曲げ変形による歪を強制されて曲げ作用を受けていると考えられる。このことは前項で述べられた垂直波形側壁の変形機構の中で、波板の上下端の固着状態が完全固定でないと考えた場合の機構と同様な変形を生じていることを示している。

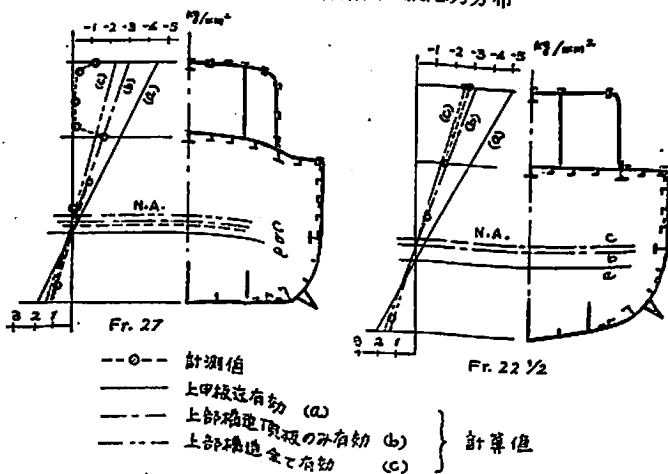
今の場合前にも述べられたように、波板の甲板室頂板



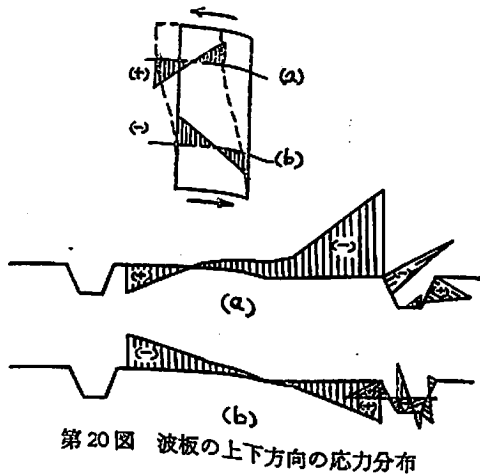
第17図 長さ方向の縦応力分布



第18図 各断面の縦応力分布



第19図 縦応力分布の実測値と梁理論値との比較



第20図 波板の上下方向の応力分布

および上甲板での固着度が明らかでないで、この側壁の変位係数を正確に求めることが困難である。それで前述の模型実験結果から逆算された値、すなわち平板部に波形の斜辺の幅の $\frac{1}{4}$ が有効幅として臨らくと考えて、柱

の剛性を求め、これを使用して実験結果の解析を行つた。その結果は波形側壁部では上部構造頂板で縦応力は、計算値の方が小さくなり、波板の剪断剛性を過少評価したことになつた。この剛性の評価法に対しては、前にも述べられたようなお解明すべき問題が残されているが、特に上甲板および上部構造頂板自体の局部変形を考慮したその部の波板の固着状態を究明する必要があると考えられる。

3. 結 言

以上前回に引続き波形板を側壁に使用した上部構造の曲げ変形について述べ、それをを用いることによつて上部構造に伝達される縦応力を軽減できることを示した。

これらの問題の他に、上部構造端に臨らく垂直力の大きさおよびその緩和法、あるいは側壁に設けられた開口の影響、また上甲板下の横隔壁が上部構造の応力分布におよぼす影響等に関する研究が行われており、第2回国際船体構造会議においても、上部構造に関する最近の研究成果について討論されることになつている。これらの研究についてはまた別の機会に述べる予定である。

また将来の研究に残された問題として、上部構造は主構造と一体となつて縦強度に寄与させるべきか、または逆に縦応力が伝達されない軽構造とするべきか、それらに対しては如何なる構造法が最適であるか、あるいはまた上部構造に高張力鋼を使用した場合の利害得失はどうであるか等多くの問題がある。これらについては今後更に研究を進める必要があると思われる。

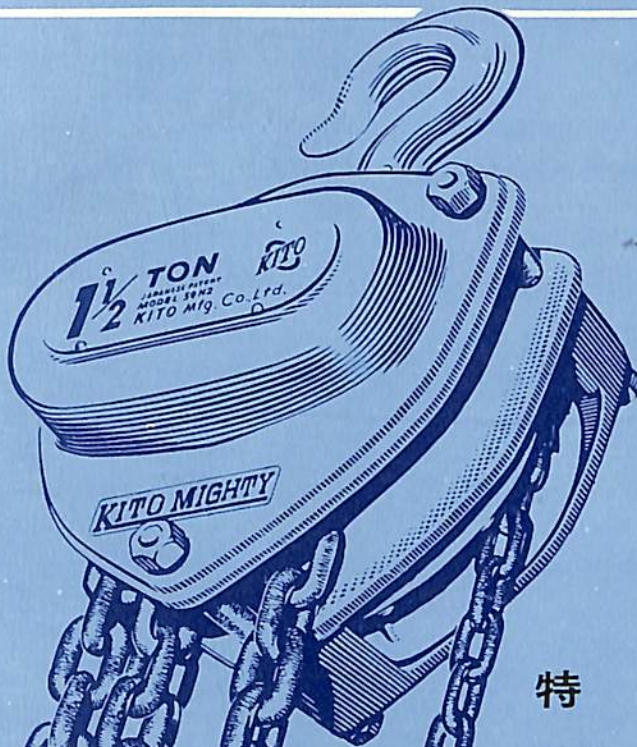
参 考 文 献

- 1) 寺沢一雄, 八木順吉; 上部構造の効きに関する研究 (第2報), 造船協会論文集 第101号 昭和32年
- 2) 寺沢一雄, 八木順吉; 上部構造の効きに関する研究 (第3報), 造船協会論文集 第102号 昭和33年
- 3) 八木順吉; 上部構造の効きに関する研究 (第5報) 造船協会論文集 第105号 昭和34年
- 4) 八木順吉; 上部構造の効きに関する研究 (第6報) 造船協会論文集 第106号 昭和35年
- 5) 国安常雄外; ライトコルゲートパネルを使用した上部甲板室について, 造船協会論文集第110号 昭和36年

世界水準をぬく強力チェーンブロック

キトー・マイティ

株式会社 鬼頭製作所 / 鬼頭商事株式会社
東京都中央区八重州3~5 横町ビル 電話271-4821(代)



特 長

- 合金鋼クサリに高周波熱処理
- 画期的なローラーベアリング入り
- 全密閉型の新しいデザイン

1/2 · 1 · 1 1/2 · 2 · 3 · 5 トン

KITO

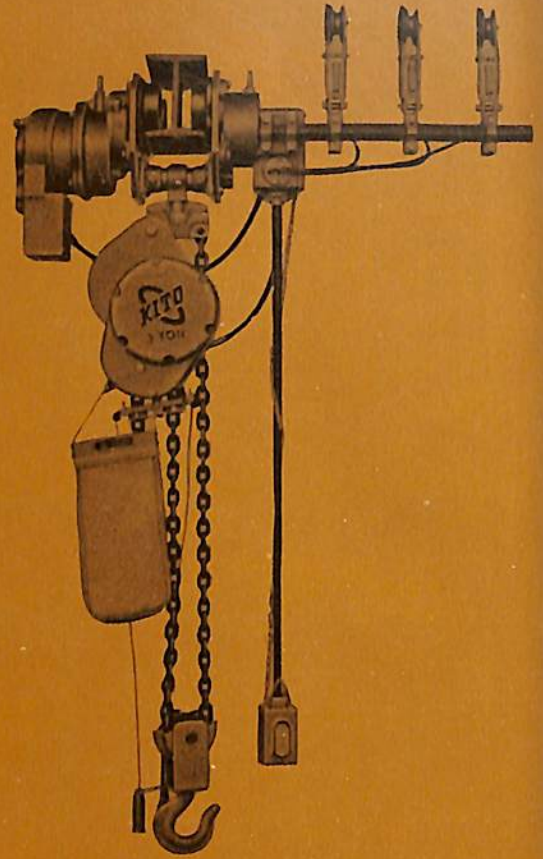
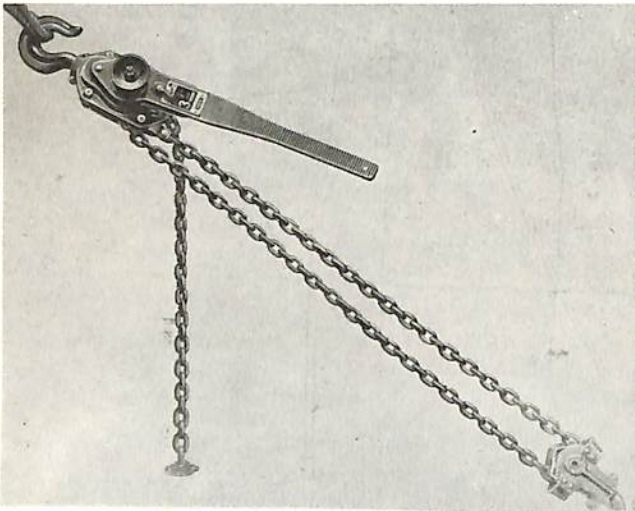
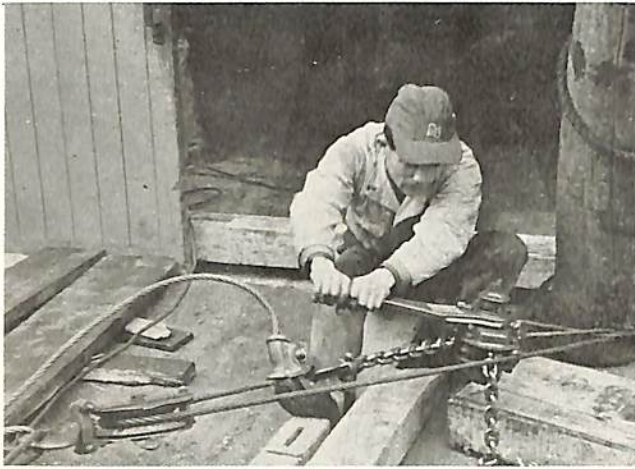
たて・よこ 斜めの けん引機!

特長

- ▶ 小型・軽量で持運びがらく
- ▶ クサリの長さを迅速に調節できる特殊な機構

レバーブロック

3/4・1 1/2・3・5トン



キトー電気トロリ

キトー電気チェーンブロック

上下横行

いちばん経済的で
いちばん簡単で
いちばん能率的です

荷役の完全電動化に!

は し が き

構造物の重量軽減の問題は造船のみでなく広く一般の構造物例えば土木、建築、航空、車輛および機械など広い範囲の構造物について近代的な構造の一つの課題としてとりあげられている。構造物の重量軽減がもたらす効果はそれぞれの構造物によつて多少異つており、航空機に始まつてロケットさらに人工衛星などに至つては重量軽減の効果が最たるものであり、逆に静止した土木、建築等の構造物では比較的その重要性が薄いとわなければならない。船舶の場合はそれ自体の構造重量軽減による建造価格の低減と運航能率の向上という2つの独立した利益があるわけで、これらの一方を欠いては一般に重量軽減の得失を論ずることはできない。例えば高張力鋼を船体構造に利用する場合の効果は重量軽減による建造価格の低減は現状では殆んど期待されないが、載貨能力の向上という利点によつて高張力鋼利用の効果が認識されなければならない。したがつて重量軽減の問題は今後建造されるべき総合的な高経済船あるいは超高速船の構造設計上のもつとも重要な問題であるといえよう。

ここでは構造物の最小重量設計についての基礎的な概念について紹介し、これまで発表されてきた研究のうちとくに船舶構造に應用されるべき研究、資料などについての要点をのべたものである。

研究の進歩

最小重量設計の考え方はそれぞれの部材の受ける外力の性質によつて異なるわけであるが、一般的に圧縮荷重および曲げ荷重をうける構造物を中心として考えてみよう。

構造重量の軽減の実際的な必要性はまず航空の分野で高性能の飛行機を研究するため1940年頃からおこつており、圧縮荷重を受ける部材についての最小重量解析は最初 Wagner⁶⁾ によつて柱や板のような挫屈する構造要素について始められた。この研究では与えられた荷重 P と与えられた構造寸法 X により荷重係数 P/X^2 が最適設計をするための支配的パラメーターとして求められた。その後、Smith と Cox⁷⁾ が一般的に圧縮を受ける要素の最小重量解析の原則を求め、圧縮を受ける円柱、薄肉柱、角柱、I型断面柱、幅の広い柱および波型柱などについて広く構造強度の効率を重量係数 P/L^2 の項で求めている (L は柱の長さ)。一方 Shanley⁸⁾ は構造の荷重係数 P/X^2 を用いて最小重量に近い設計を強調し

ている。

柱あるいは板の強度の効率をあげるために、それらを長さ方向にそつて taper させることはかなり前から研究され、Feigen⁹⁾ は最適な taper を求めて、理想的な場合重量の節減が約11%になることを示している。

圧縮を受ける防撓パネルの最小重量構造についての研究は飛行機構造の分野で古くから研究が行われ、Cox と Smith⁷⁾ は柱、板等の解析の外に薄肉管、波型および帽子型の防撓パネル等の理想的な防撓パネルを考えるとともに、格子構造的な解析を行つて防撓材の効率の研究を行つた。ついで Zahorski⁷⁾ が最小重量解析の原理を求めそれに応じた防撓パネルの設計を行つた。彼の解析では防撓材の断面の挫屈荷重を実験的に求めて理論的な解析を行つている。Farrar¹⁰⁾ も殆んど同時に同じような研究を行い、防撓材断面をかえた実験を行つて種々の形状の防撓材の挫屈荷重を求めた。さらに Catchpole¹¹⁾ はフランジのない防撓材をもつパネルの最適設計を発表した。

しかし防撓パネルの圧縮挫屈についての理論的な研究には限界があり、さらに塑性の影響をも研究する目的で N. A. C. A (アメリカ航空宇宙局) は Y, Z 型および帽子型の防撓材に対する広範囲の実験計画を遂行し、最終的にこのような防撓材の設計図表を作製した。この結果は Dow¹⁰⁾ により編集されて N. A. C. A の報告に発表されている。

Donavan, Goland および Goodier¹¹⁾ は防撓パネルの研究で、圧縮を受ける場合の理想的な型は、非常に小さい面積の心をもつ Sandwich plate ですべての材料が縁にあると仮定されるようなものであると結論し、実際のパネルをこの理想化したパネルの重量と比較してその有効性を求めている。また Micks¹²⁾ は防撓パネルを直交性の幅の広い柱として考えた Schutte¹³⁾ および Shanley の解析を拡張して、Zahorski によつて示されたような、板と薄肉防撓材の挫屈以外の他の挫屈形式も考慮した最適設計について研究を行つている。このほか防撓パネルの最小重量については Shanley¹⁴⁾ の剪断荷重に対する研究が行われている。

最近の研究では G. Gerard¹⁵⁾ が縦横に防撓されたパネルについて、直交異方性板の理論を用いて計算し、各種の形の防撓材について共通のパラメーターにより強度の有効性を比較した。また H. Hilton および M. Feigen¹⁶⁾ 等は構造要素の破損する確率と全重量が最小

になるような全構造の破損の確率をもとにして解析を行い、構造物の安全率と破損する確率との関係について論じている。

一方、曲げ荷重を受ける構造部材についての最小重量解析は圧縮部材に比べて一般に解析が容易であり、弾性的な考え方によれば、応力を最小にする構造と許容応力を最高にすることによつて最小重量設計がえられる。しかし最近では主として極限設計法の応用によつて飛躍的な構造重量軽減に対する研究の進歩がもたらされている。

極限設計法は1914年ハンガリーのKazinczyによつて初めて塑性関節の概念が発生し、1917年にはオランダのKistが極限強度によるはりの設計について論じ、1926年にはドイツのGrüningがトラスの崩壊条件を論じた。しかし本格的な研究は1928年および1929年にMajer、Leibnitzが連続はりについて行つたものが最初である。1931年にはGirkmannが高階矩形ラーメンの近似解法を示し、1940年にVanden Broeckが著書“Theory of Limit Design”を出版し塑性設計の基礎概念が確立した。その後英国のBakerのグループおよび米国リールハイ大学Johnston、Beedleのグループ等により1946年以後相ついで大型模型による実験的研究が行われ、一方Prager、Druckerを中心とする理論的研究²⁾とともに塑性設計法が大成されつつあり、すでに規格化されている部分も多い。

極限解析による最小重量の研究はHeyman¹⁷⁾がはりまたはフレーム構造について論じており、またPrager¹⁸⁾、Foulkes¹⁹⁾などもフレームについての最小重量設計の研究を發表している。

最小重量設計の概念

(a) 圧縮部材

構造の有効性、経済性のために最小重量設計が要求されるが、引張部材についての最小重量は与えられた静的、動的荷重に対し、設計に適合する最高の許容応力を使えば達せられることは明らかである。しかし圧縮荷重を受け挫屈する部材については、限界応力は一般に構造要素の厚さによるものであり、最小重量で要求される板厚は許容応力によつてきまるので両方の要求は一般に一致しない。したがつて圧縮の場合は一般に可能な最高の挫屈応力で設計することは最小重量にはならないことになる。

構造物はその全体について考える場合、一般に殆んど寸法の選択はできないが、各部分の構造法については変えることが可能である。このように強度的でなくきめられた寸法を既定寸法とし、最小重量をうるために変えられる寸法を可変寸法としよう。

まず単一の柱または板について考えてみる。これらの構造では既定寸法は構造要素の長さ L と幅 b と考えることができる。しかし一般の構造物では既定寸法は全体の寸法になり、したがつてこの場合は、板または柱要素の長さあるいは幅などは複雑な構造の最小重量をうるための可変寸法と変るわけである。

挫屈する単一要素の最小重量解析を説明するため、圧縮荷重下で安定な断面(局部挫屈を生じない)の柱を考えてみると、この場合可能な挫屈形式は1つで

$$\sigma_{co} = \frac{C \pi^2 E_t}{(L/\rho)^2} \quad (1)$$

ここで σ_{co} : 挫屈応力

E_t : 切線係数

L : 長さ

ρ : 慣動半径

C : 常数

また荷重を P とし断面積を A とすれば圧縮応力は

$$\sigma_a = P/A \quad (2)$$

柱では圧縮応力による崩壊は挫屈応力に非常に近いから、最小重量の条件として

$$\sigma_{co} = \sigma_a \quad (3)$$

この条件を最適応力 σ_o とし $\sigma_o = \sigma_{co} = \sigma_a$ として (1)、(2) 式を適当に組合せると、

$$\sigma_o = (\pi^2 C f)^{1/2} \cdot E_t^{1/2} \cdot (P/L^2)^{1/2} \quad (4)$$

ただし $f = \rho^2/A$

(2) 式から最適面積 A_o を求めると

$$A_o/L^2 = (P/L^2)/\sigma_o \quad (5)$$

したがつて一様断面の柱の重量

$$W = \rho \cdot A \cdot L \quad (6)$$

を用いれば (5) 式から次の関係をうる

$$\frac{W/L^3}{P/L^2} = \frac{\rho}{\sigma_o} \quad (7)$$

ここで ρ は材料の比重とする。(5) および (6) 式をみると、最適応力 σ_o が高いほど必要な断面の面積は小さく、したがつて重量が軽くなるのがわかる。しかし最適応力 σ_o は任意に選べず (4) 式のように構造荷重係数 P/L^2 、端部固着係数 C 、形状係数 f 、切線係数 E_t によるものである。この構造荷重係数 P/L^2 は最小重量の研究では大きな意義をもっている。

ごく一般的な場合、 C と P/L^2 が与えられたと仮定すると、構造の有効性は2つの要素によつてきまることになる。一つは f であらわされる断面の材料の分布によるものであり、もう一つは柱の場合 σ_o 、 E_t 、 ρ によつてあらわされる材料の種類によるものである。

ここで材料の有効性について考えてみるために材料が異なるだけで全く同じ型の構造物を比較してみよう。(4)

Table 1 材料の機械的性質

Alloys	Density, ϕ	Modulus, E	Compressive Yield Range, σ_{cy}
Magnesium	0.065 psi	6.5×10^6 psi	20,000 to 40,000 psi
Aluminum	0.100	10.5×10^6	40,000 to 80,000
Titanium	0.165	16.5×10^6	120,000 to 180,000
Steels	0.300	30.0×10^6	150,000 to 250,000

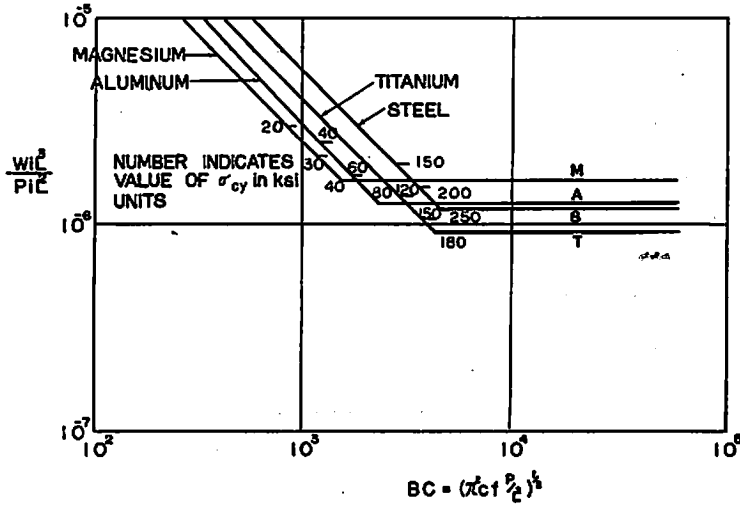


Fig. 1 各種材料別の有効率

式を

$$\sigma_0 = B_c \cdot E_t^{1/2} \quad (8)$$

$$B_c = (\pi^2 C f P / L^2)^{1/2}$$

として B_c で示した挫屈係数は幾何学的形状および荷重の性質を示すものとする。(8)式を(7)式に代入すれば材料の有効性を示す重量強度係数は

$$\frac{W/L^3}{P/L^2} = \frac{\phi/E_t^{1/2}}{B_c} \quad (9)$$

となる。

ここで主として航空機用に使用する Table 1 に示したような合金について材料の有効性を示すために、Fig. 1 に重量強度係数(9)式の値を柱の挫屈係数 B_c の関数として示した。ただしここで各材料の機械的性質は弾性の slope E と完全塑性域からなる理想化した応力-歪曲線を有するものとして考えたものである。Fig. 1 を見ると、 B_c の小さい値では、マグネシウム合金で $\phi/E_t^{1/2}$ の値がもつとも小さくしたがつてもつとも効率がよいことになる。これは比重 ϕ の値がマグネシウムで最低であるのに対し ϕ/E がここで考えている全金属で大体一定であるためである。 B_c が増してくると降伏応力に達するので重量強度係数が最小になるのがマグネシウムではなくてくる。したがつてある程度以上 B_c が増す

と、もつとも効率のよい材料は $\phi/E^{1/2}$ と ϕ/σ_{cy} (σ_{cy} は降伏応力)の適当な組合せの場合にえられることがわかる。

同じようなことが板の挫屈についてもいえ、挫屈応力を σ_{cr} とすれば、 \bar{E} を塑性挫屈の有効係数として、

$$\sigma_{cr} = \frac{C \pi^2 \bar{E}}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \quad (10)$$

与えられた寸法は板幅 b 、荷重は N で C は板の縦横比、境界条件の函数である。また圧縮応力は $\sigma_u = N/t$ (11)

前と同じように板の場合も挫屈応力と圧縮による降伏応力を等しいとおけば最小重量をうるための最適応力 σ_0 が求まると考えられる。すなわち(10)式と(11)式を等置して適当に組合せると

$$\left(\frac{t}{b}\right)_0 = \left[\frac{12(1-\nu^2)}{C \pi^2 \bar{E}} \frac{N}{b} \right]^{1/3} \quad (12)$$

ここで $\sigma_0 = B_{pc} \cdot \bar{E}^{1/3}$

とすれば、

$$B_{pc} = \left[\frac{C \pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{N^2}{b^2} \right]^{1/3} \quad (13)$$

したがつて単位幅当りの重量強度関係は $w = W/b$ とすると

$$\frac{w/b^2}{N/b} = \frac{\phi}{\sigma_0} = \frac{\phi/\bar{E}^{1/3}}{B_{pc}} \quad (14)$$

構造の荷重係数 N/b 、挫屈係数 B_{pc} は(9)式と若干異なるが、最適応力および重量強度関係の一般的な形は両方とも全く同じであることがわかるであろう。

以上考えた種々の材料については理想化した応力-歪関係をを用いたが実際の応力-歪関係では多少異なる。しかしその差は大局的に見ればあまり重要ではないと考えられる。

次に構造要素の断面の形状をかえた場合の有効性について考えてみる。柱全体としてのオイラー挫屈だけを考えれば、形状係数 $f = \rho^2/A$ が示すように中実の断面より中空薄肉のものの方がはるかに高い f となり、したがつて中空薄肉の方が有効性がはるかに高いことになる。しかし薄肉壁には別の形の挫屈が生ずるので、この場合はおこりうる各種の形式の挫屈を考慮しなければならな

い、一般にはこのような各種の挫屈形式が同じ荷重でおこると考えたとき最小重量をうるものと考えることができる。

断面が正方形の薄肉柱を考えてみると、2つの挫屈形式すなわち一つは全体の柱としての挫屈、もう一つは局部的な薄肉壁の挫屈がおこりうる。前者の挫屈応力を与える式は

$$\sigma_{co} = \frac{\pi^2 E_t}{6} \left(\frac{b}{L} \right)^2 \quad (15)$$

後者の挫屈応力は壁の両端支持と仮定すると

$$\sigma_{cr} = 3.62 \eta E (t/b)^2 \quad (16)$$

ここで $\eta = E_t/E$

これまで行われた多くの実験の結果によると、局部的な崩壊現象は全体の柱としての挫屈の影響を受けることが明らかになっている。柱としての挫屈と壁の局部挫屈が同時におこる場合には局部的な崩壊現象も局部挫屈応力と等しくなり、したがって崩壊は常に挫屈によつておこることになる。

最小重量解析に関する研究の大部分においては、最小重量は対象とする構造物の可能な挫屈形式が同時におこるようにすればえられるということを公理のように取扱っている。一例として圧縮荷重 P をうける長さ L の正方形の中空柱の最小重量の設計を考えてみよう。この場合の基本挫屈形式および局部挫屈形式に対する挫屈応力は (15) 式および (16) 式でそれぞれ与えられる。柱の断面積は

$$A = 4bt \quad (17)$$

$$\text{重量は } W = \rho LA \quad (18)$$

b, t を可変寸法とし、すべての挫屈形式に対して安全率を 1.0 とすれば

$$\sigma_{co} - P/(4bt) = 0 \quad (19)$$

$$\sigma_{cr} - P/(4bt) = 0 \quad (20)$$

(15) 式を用い、(19) 式を満足させるために必要な断面積を求めると

$$A_{co} = 6 PL^2 / \pi^2 E_t b^2 \quad (21)$$

局部挫屈に対しては (16) 式、(21) 式さらに (17) 式から

$$A_{cr} = \{ (16 Pb)^2 / (3.62 \eta E) \}^{1/3} \quad (22)$$

この場合について、全体としての挫屈および局部挫屈が同時におこることが最小重量なることを証明するため、(21)、(22) 式を図にあらわし Fig. 2 に示した。

Fig. 2 では重量 $W = \rho LA$ および挫屈応力 $\sigma = P/A$

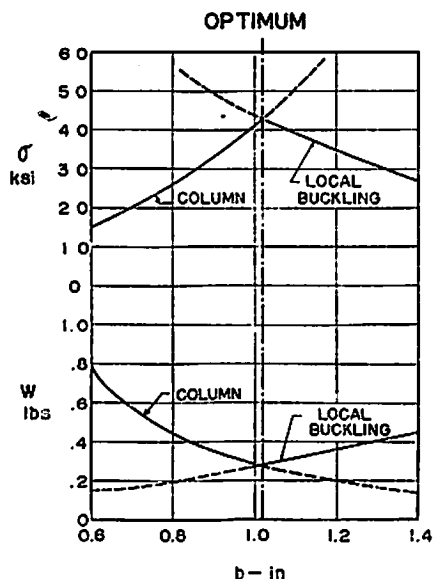


Fig. 2 最小重量からみた薄肉角柱の最適条件

を b の函数としてとつたもので、この図から最小重量は同時挫屈点に現われることがわかる。

このような証明は n 個の可変寸法をもち、 n 個の挫屈形式を生ずるような構造物に対しても同じように可能である。

以上のべたような最小重量解析の目的は構造物の荷重や大きさが与えられた構造物についてその形や材料の有効性について研究するもので、柱、板のような基礎構成部材については、長さ、幅等の寸法が与えられ、複雑な構造については構造全体としての寸法例えば箱型梁のような場合は全体の高さ、幅等の寸法が与えられ、この与えられた寸法におさまる最も有効な構造を検討することであり、この場合の最適応力は構造の荷重係数、材料の応力-歪関係および構造の幾何学的形状によることになる。もし設計の条件が大きさについて制限のないような場合は与えられた材料に対し絶対的な最小重量が求められる。また材料が弾性体であれば最適応力の上限はなくなるが一般には塑性状態のために E が減少し最適応力がえられることになる。

(b) 極限設計法

曲げ荷重を受ける構造要素の最小重量解析は極限設計法の導入により急速に進歩した。極限設計の意味は発展の初期の論文では極限解析との差異が明らかにされなかつた。しかし極限解析とは与えられた荷重、構造寸法のもとで、その構造物の支持する最大荷重を求めることで

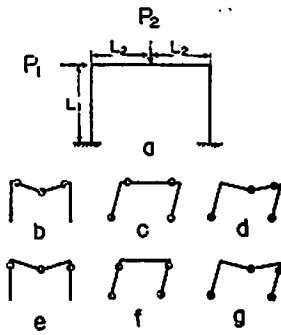


Fig. 3 梁間骨組の極限解析

あり、極限設計とは逆に与えられた荷重に対する最小重量設計を求めることであつて、現在では区別して使われている。

ここで極限設計を説明するために簡単な例をあげて、荷重 P と構造寸法が与えられた場合、構造の重量が最小になるような全塑性モーメント M_0 を求めることを考えてみよう。Fig. 3 a に示した一梁間の骨組を考えてみる。問題を簡単にするため2つの柱は同じ断面で作られ、梁は異つた断面をもつものと仮定し、それぞれの塑性モーメントを M_{01} , M_{02} であらわし、荷重 P_1 , P_2 が与えられたものとする。

この骨組は M_{01} と M_{02} の値に従つて Fig 3 b~g に示した6つの型の中の一つで崩壊することになる。もし $M_{01} > M_{02}$ であれば関節が梁の中にでき逆に $M_{02} > M_{01}$ であれば同じような変形によつて柱に関節を生ずる。これら6つの型のそれぞれに対応する崩壊荷重は仮想仕事の原理から容易に計算される。

$$\begin{aligned}
 \text{b. } P_1 &= \frac{4M_{02}}{L_2} \alpha \\
 \text{c. } P_1 &= \frac{2(M_{01} + M_{02})}{L_1} \\
 \text{d. } P_1 &= \frac{2(M_{01} + 2M_{02})}{L_1} \cdot \frac{\alpha\beta}{1 + \alpha\beta} \\
 \text{e. } P_1 &= \frac{4(M_{01} + M_{02})}{L_2} \alpha \\
 \text{f. } P_1 &= \frac{4M_{02}}{L_1} \\
 \text{g. } P_1 &= \frac{2(2M_{01} + M_{02})}{L_1} \cdot \frac{\alpha\beta}{1 + \alpha\beta}
 \end{aligned} \tag{23}$$

ただし $P_1/P_2 = \alpha$, $L_1/L_2 = \beta$ とする。

骨組が崩壊に対して安全であるという条件を満たすには、これらの式の左辺がそれぞれに対応する右辺よりも小さいことが必要である。したがつて (23) 式に対応す

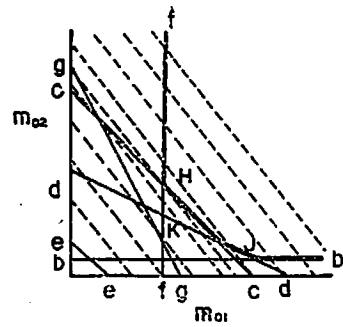


Fig. 4 一梁間骨組の塑性モーメント空間

る直線を、 M_{01} , M_{02} をそれぞれ縦横軸とつて求めると安全設計は各直線の正の側になければならないことになる。無次元量 $m_{01} = M_{01}/PL_1$ を用いて (23) 式を図示したのが Fig. 4 である。図中の太線の内側は安全な設計を与えることになり太線上では丁度 P_1 で崩壊する。

一方全重量は全塑性モーメントと重量 W の関係を線型近似した線型理論を使うと

$$\begin{aligned}
 W &= f(P_1, L_1, C) \cdot g \\
 g &= L_1 m_{01}
 \end{aligned} \tag{24}$$

で与えられる。ここで C は常数である。(24) 式の f は各崩壊形式に関係なく同じ値となるから、与えられた荷重、骨組に対して重量を最小にする条件は g を最小にすることによつてえられる。(24) 式を Fig. 4 に図示してみると点線で示したような直線群として与えられる。この直線群は g によつて平衡に移動し荷重線と呼ばれている。この荷重線が前に示した安全領域を横切らないと、その時のどの重量係数 g に対応した安全設計も成立しないわけである。反対に荷重線が安全領域を横切ると、安全領域の中にある荷重線上のどの点も要求する荷重を支持する設計を与える。等荷重線は原点から遠ざかるにつれて g が増すから荷重が大となるわけで、したがつて理論的な最小重量の設計は安全領域に接するような荷重線と与えられることになる。かくてこの骨組に対する最小重量は Fig. 4 の等荷重線 GI に対応し、最小重量の設計は点 H で与えられることになる。

以上の例はごく簡単な場合でありまた線型理論のような近似的仮定を応用した場合であるが、最小重量設計の考え方はこのような概念をより実際にさらに複雑な構造に対して拡張することによつてえられるものであり、これから極限設計定理あるいは最小重量設計の定理が求められる。

(c) 防撓板の問題

船体構造等の重要な構造要素となつている防撓板が、板の面に垂直な横荷重を受ける場合の最小重量設計の問題について考えてみよう。防撓板あるいは単に防撓材によつて囲まれるパネルの研究についてはこれまで数多くの実験あるいは理論的研究が行われており、最近では弾性域をこえた場合の解析も盛んに行われつつある。従来の弾性的な考え方による最小重量の検討に比較して、極限設計理論の応用による最小重量の検討は崩壊形式を仮定することによつて比較的容易に行うことができる。

しかし注意しなければならないことは板が横荷重を受ける場合、板は曲げ応力と幾何学的変形による膜力を受け、荷重が増大するにつれて曲げ応力はまず中央線に沿つて増加するが、この曲げ応力は断面が全塑性モーメントに達しないうちに減少しはじめてしまう。この減少は板厚の薄いほど影響が大きく、周辺固定の場合にはかなり厚い板でもこの減少の傾向がある。したがつて極限解析で仮定されるような塑性関節は厚い板を除いては一般に生じない。また薄板ほど膜力の影響が大きいのは曲げ応力に比して変形量が大きいためである。船舶に使用される程度の寸法の平板について膜力の影響を考えると、一般には極限解析の応用よりも膜力を考慮した解析法を適用すべき場合が多いと考えられる。

しかし極限解析の応用は平板よりも防撓材で補強され

た防撓板についてより 実的な意義があると考えられる。すなわち平板に比して曲げ剛性のはるかに大きい防撓板の場合には防撓材を中心とした崩壊がおりこれに伴つて板に塑性関節線があらわれる。勿論この場合にも膜力の作用によつて防撓板は崩壊荷重以上の荷重に対しても耐えることができ、最高荷重はかなり上昇する。この最高荷重と崩壊荷重との割合は平板と防撓材との剛性および断面積の比からきまるもので、極端な場合として防撓材のみからなる格子構造を考えれば、崩壊荷重は歪硬化の影響を無視すれば最高荷重に極めて接近する。

防撓板が崩壊によつてどのような塑性関節線を生ずるかを実験的に研究するため、著者はこれまで系統的な実験を行つてきたがこの結果の一部を Fig. 5 に示した。同図には横荷重を受けた場合の各種防撓板の残留変形を、たわみ量の等しい点を結んだ等高線で示してあるが、この等高線のかどの点を結べば塑性関節線の分布がかなり明らかに求められる。すなわち4隅の点から中央に向つてある角度で中心対称の塑性関節線があらわれている。この塑性関節線の角度を、一方において仮想仕事の原理から計算によつて求めた結果と比較してみると、両者が極めてよく一致する結果がえられた²¹⁾。

なお極限解析を行う条件として崩壊荷重以下で防撓材その他に挫屈を生じないことが必要であり、この実験も防撓材は平板の引張側において荷重を加えたので挫屈は生じていない。

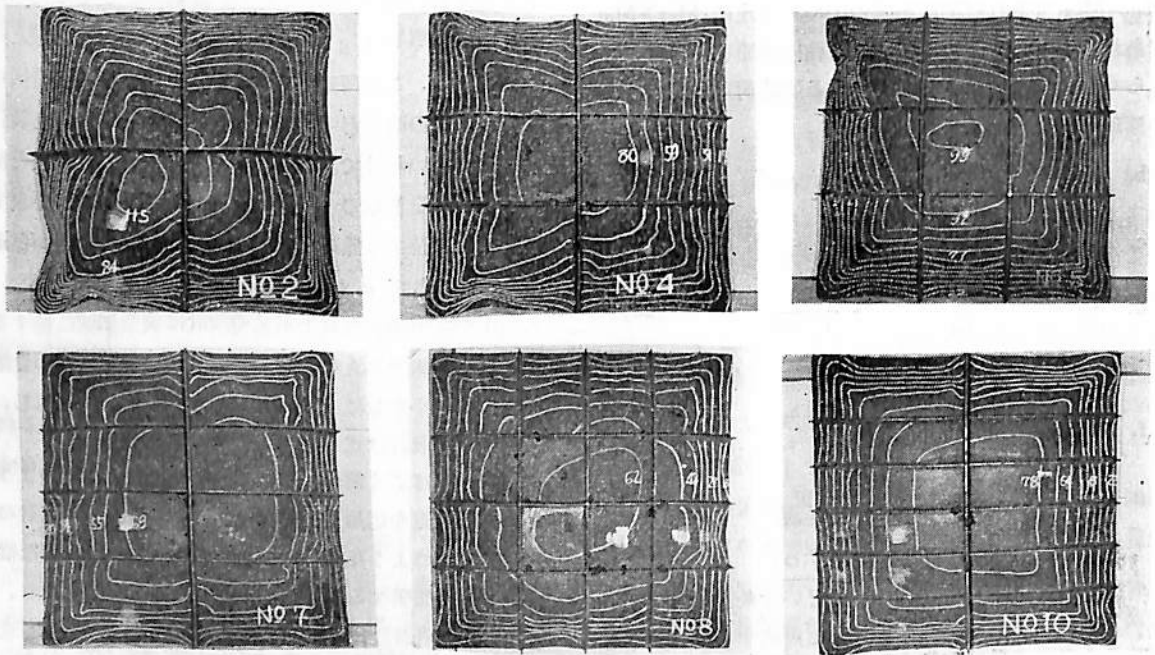


Fig. 5

以上のように防撓平板に極限解析の理論が応用できることを前提とすれば、与えられた横荷重のもとで縦横防撓平板の最小重量設計を求めるため、防撓材の本数、縦横防撓材の剛性比等を系統的にかえて防撓板を設計しその重量を比較することができる。一様分布の横荷重を受ける場合についてこの計算を電子計算機（船舶技術研究所 NEAC 2206 型）を用いて行つたがその結果の一例を Fig. 6 に示した。Fig. 6 (a) には縦横比 2 で縦横方向の防撓板の単位幅当りの塑性モーメント比 r が 1 の場合の防撓材本数と防撓板重量の関係、Fig. 6 (b) には

β 一定の場合の r に対する防撓板の重量比を求めたものであるが、この結果によると長さ方向の防撓材の本数が、ある値の場合を境にしてそれ以下では短辺方向の防撓材の本数は多いほど全体の重量が減る結果になり、それ以上では逆に短辺方向の防撓材の数が少いほど重量が減る結果になつている。

しかしこの計算には挫屈に対する検討は全く含まれていないこと、および実際には最小重量のみでなく工数を考慮した最小価格設計の採用が必要であることなどを考慮すれば、いたづらに防撓材の本数を多くすることは不可能であり、したがつて最適設計としては工数、挫屈の影響などを考慮した上で長さ方向の防撓材の本数を比較的減らして短辺方向の防撓材をなるべく増すことによつて重量を軽減することがもつとも実際的な結果を与えるであろうと推測される。

以上は非常に簡単な場合の計算例であり実際の場合にはもつと複雑な構造が多く、考慮すべき要素も多いと思われるが、このような考え方の拡張によつて最終的に実際的な結果がえられるであろう。

む す び

構造物は一般に複雑な荷重を受けることが多いので、実際にはここに紹介したような簡単な理論をそのまま応用するにはなお問題が多いが、比較的荷重条件が明らかな構造物に対しては最小重量設計は一般にかなり応用されている。

強度上もつとも有効な効率の構造法の実現化は研究者、設計者の夢であり、一方において外力と安全率の問題を解決することにより造船界においても高性能船の出現を期してやまない。

参 考 文 献

- 1) Gerard, G.: "Minimum Weight Analysis of Compression Structures."
- 2) Hodge, P.G.: "Plastic Analysis of Structures."
- 3) Wagner, H.: "Remarks on Airplane Struts and Girders Under Compressive and Bending Stresses." N. A. C. A. T. M. 500, 1929.

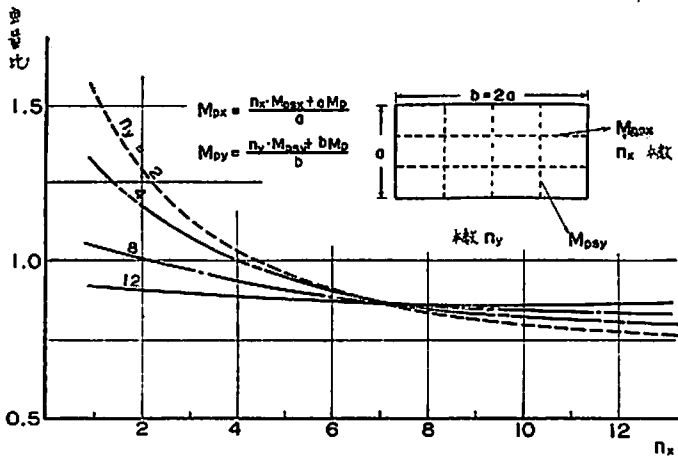


Fig. 6 (a) 防撓板の重量と防撓材本数の関係 ($\beta=2$ $r=M_{py}/M_{px}=1$ の場合, ただし $n_x=n_y=4$ を基準)

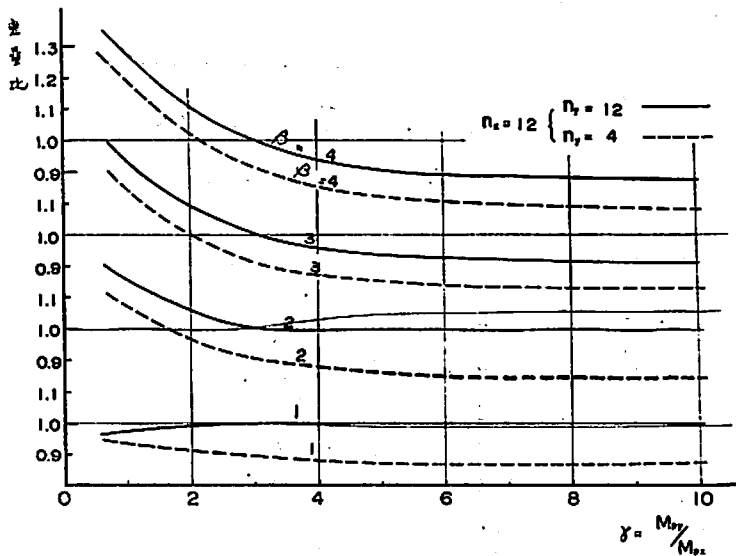


Fig. 6 (b) 防撓板の重量と M_{py}/M_{px} との関係 ($n_x=12, n_y=12; n_x=12, n_y=4$ の場合 ただし $M_{py}/M_{px}=3$ を基準)

- 4) Cox, H. L. and Smith, H. E.: "Structures of Minimum Weight." Aeronautical Research Council, Reports and Memoranda No. 1923, 1943.
- 5) Shanley, F. R.: "Principles of Structural Design for Minimum Weight." Journal of the Aeronautical Sciences, XVI, No. 3, 1949.
- 6) Feigen, M.: "Minimum Weight of a Tapered Round Thin-Walled Column." Journal of Applied Mechanics, XIX, No. 3, 1952.
- 7) Zahorski, A.: "Effects of Material Distribution on Strength of Panels." J. A. C., XI, No. 3, 1944.
- 8) Farrar D. J.: "The Design of Compression Structures for Minimum Weight." Journal of the Royal Aeronautical Society, 1949.
- 9) Catchpole, E. J.: "The Optimum Design of Compression Surfaces Having Unflanged Integral Stiffeners." J. R. A. C., LVIII, 1954.
- 10) Dow, Norris, F., and Hickman, William A.: "Direct-Reading Design Charts for 24 s-Ts Aluminum-Alloy Flat Compression Panels Having Longitudinal Formed Hat-Section Stiffeners and Comparisons with Panels Having Z-Section Stiffeners." N. A. C. A., TN 2792, 1953.
- 11) Donovan, A. F., Goland, M., and Goodier, J. N.: "The Structural Efficiency of Wing Covers." Journal of Applied Mechanics, XII, No. 1, 1945.
- 12) Micks, W. R.: "A Method of Estimating the Compressive Strength of Optimum Sheet-Stiffener Panels for Arbitrary Material Properties Skin Thickness, and Stiffener Shapes." J. A. S. XXI No. 10, 1953.
- 13) Schuette, E. H.: "Charts for the Minimum-Weight Design of 24s-T Aluminum-Alloy Flat Compression Panels with Longitudinal Z-Section Stiffeners." N. A. C. A., TR 827, 1945.
- 14) Shanley' F. R.: "Principles of Structural Design for Minimum Weight." J. A. S, XVI, No. 3, 1949.
- 15) Gerard, G.: "Minimum Weight Analysis of Orthotropic Plates Under Compressive Loading." J. A. S., Vol. 27, 1960.
- 16) Hilton, H. H. and Feigen, M.: "Minimum Weight Analysis Based on Structural Reliability." J. A. S. Vol. 27, 1960.
- 17) Heyman, J.: "Plastic Design of Beams and Frames for Minimum Material Consumption." Q. of Applied Mathematics, 8, 1951.
- 18) Prager, W.: "Minimum-Weight Design of a Portal Frame." J. Eng. Mechanics Div., Proc. ASCE, 82. 1956.
- 19) Foalkes, J.: "Minimum Weight Design and the Theory of Plastic Collapse." Q. App. Math, 10, 1953.
- 20) Foulkes, J.: "Minimum Weight Design of Structural Frames." Proc. Royal Society, A223, 1954.
- 21) 長沢準 "横荷重を受ける防撓板の塑性強度" 造船協会秋季講演会, 1963.

海技入門選書

東京商船大学教授 野原威男 著

船用プロペラ

A5 上装110頁 定価230円 (〒70)

目次

- 第1章 船体の形状・抵抗および馬力
- 第2章 プロペラの種類
- 第3章 プロペラに関する術語
- 第4章 プロペラの効率
- 第5章 キャピテーション試験
- 第6章 プロペラの設計
- 第7章 プロペラの構造
- 第8章 事故の原因とその対策
- 附 練習問題

ライトコルゲートパネルの実際 使用例について

株式会社呉造船所 造船設計部

§1 ま え が き

ライトコルゲートパネルとは、薄鋼板にコルゲートの波が適当なピッチでロールもしくはプレスしてあるスチールプレートのパネルを、仮にこのように名付けている。船舶においては、主として商船の居住区の仕切壁に使用し、また艦艇では上部構造の周壁ならびに居住区の仕切壁に使用して、重量の軽減、製作費の低下を意図して使用されている。

ライトコルゲートパネルについては、今までに種々の研究が行われて来ており、これらの研究がライトコル

ゲートパネルが強度的にもすぐれており、歪取り工数の減少、重量軽減にも非常に有効であることが判明している。

当所においてはライトコルゲートパネルの実用に関しては早くから関心をもち、1, 2の実用実験および実際の使用例を経験しているので、それについて簡単に述べてみたい。

§2 当所におけるライトコルゲートパネルに関する諸実験

当所では数年前八幡製鉄、中之島製鋼主催の軽量型鋼

第1表 船舶用ライトコルゲートパネル接手形式とその長所および短所

板厚 3.2 mm

パネル形式	A 3	A' 3	B 3	C		
① 浮 設 長 (計算値)	基準 1 (両面連続)	1	1	$0.7 \left(\frac{2A}{2V} 30-120 \right)$	1	
② アークタイム	16.3 分	14.3	22.9	24.3	13.6	
③ 工 数 (ノーム 1 本分に換算)	取 付 溶 接	47.5 分	66.5	79.5	46	9.5
	溶 接	36 分	27	23	50	17.5
④ 溶接歪	板 歪	2.2 mm	0.4	2.2	3.9	0
	縦 歪	8.2 mm	0.5	0	0	0
ロールの騒音	弱	中	中	中	中	-
仕上外観	不可	優	優	可	最優	
判 定	4	1	2	3	特	
備 考	第二番目に製作					

板厚 2.3 mm

パネル形式	A 2	A' 2	B 2	C 2	B' 2	
① 浮 設 長 (計算値)	基準 1 (両面連続)	1	1	$0.7 \left(\frac{2A}{2V} 30-120 \right)$	1	
② アークタイム	15.1 分	12.6	15.2	15.3	13.1	
③ 工 数 (ノーム 1 本分に換算)	取 付 溶 接	57.5 分	32.5	77.5	28.5	9.5
	溶 接	39 分	21.5	29	26	16
④ 溶接歪	板 歪	3 mm	1.5	2.3	4.9	0
	縦 歪	8.5 mm	減少	0	0	0
ロールの騒音	弱	中	中	中	中	-
仕上外観	不可	優	優	可	最優	
判 定	4	1	2	3	特	
備 考	第一番目に製作				平気で板接ぎ継ぎ取りローラーにて歪取りしてから プレス	

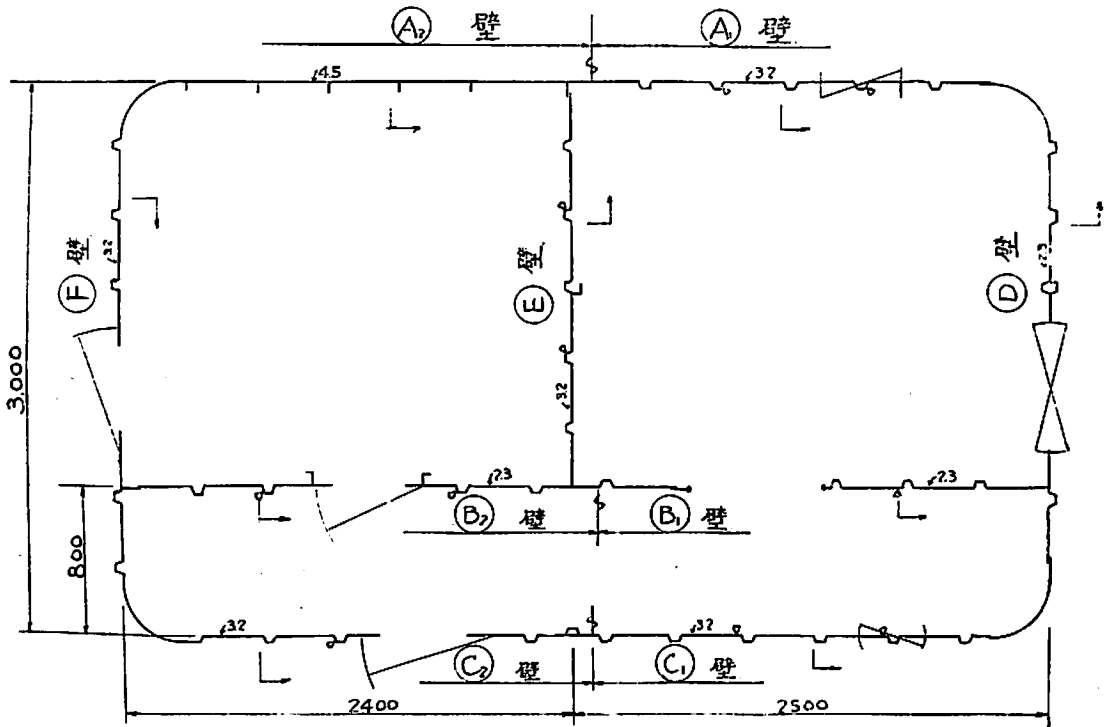
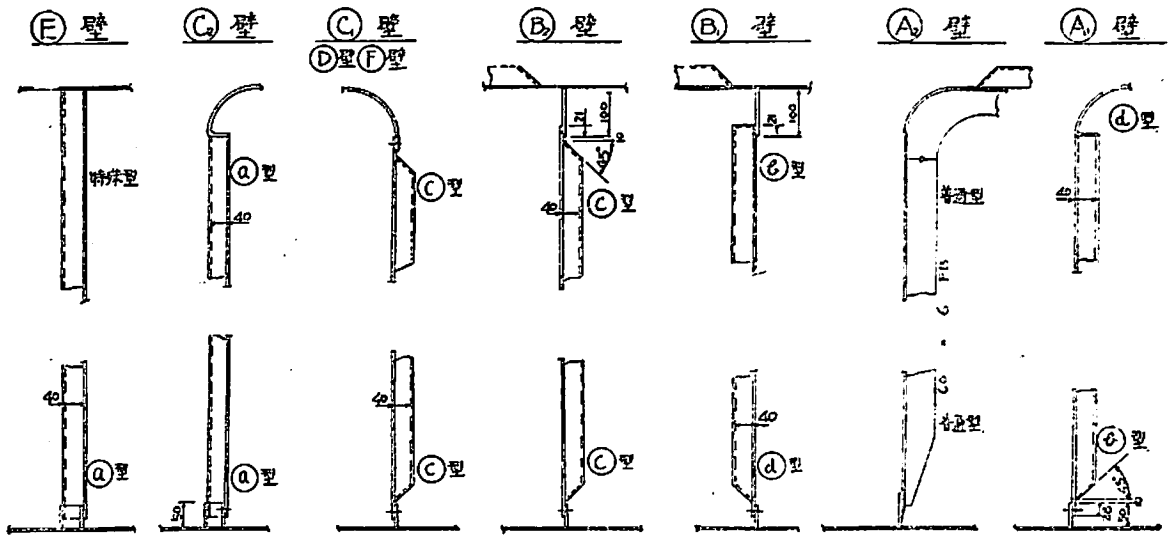


Fig. 1 ライトコルゲートパネル上下端取付要領

第2表 各種上下端取付要領の比較

位置および名称	周						壁							
	A ₂		A ₁		C ₂		C ₁ (=D.F.)		B ₂		B ₁		E	
	上端	下端	上端	下端	上端	下端	上端	下端	上端	下端	上端	下端	上端	下端
形状種類	普通型	〃	㊶型	〃=㊶型	㊶型	〃	㊶型	〃	㊶型	〃	㊶型	㊶型	㊶型	㊶型
形状図示														
取付方法	W.	RIV.	W.	RIV.	W.	RIV.	RIV.	RIV.	RIV.	RIV.	RIV.	W.	RIV.	RIV.
エンド・ピースの有無	×	×	×	○	×	×	○	○	○	○	△(取付)	○	×	×
板厚	4.5		3.2						2.3					
STIFF. SPACE 寸法	500 (380) 60×6FB.		380											
取付 F.B.	70×6FB		50×4.5FB		50×4.5 C.G.FB		50×4.5FB		100×3.2FB 50×4.5FB				50×4.5 C.G.FB	
重量 kg/m	76		54.5		54.7		54.5		42.5		42.5		42.6	
強 I/B mm ³	868		595						432					
度 Z/B mm ²	15		16.9						12.5					
工数 分/m	380		165		150		280		250		220		140	
波の向き			内		外		外		外(通路)		内(通路)			
外観			良		優		可		可		良		優	
判定	㊶		㊶		㊶		㊶		㊶		㊶		㊶	㊶

委員会の1委員として「コルゲートパネルの接手実験」,「ライトコルゲートパネルを用いた模型甲板室の製作および調査」を内容とした実地応用実験を行った。そしてコルゲートパネルが強度的にもすぐれており,また仕上りも良く製作工数の減少,重量軽減等にも有利であるという結果を得ている。

2-1 ライトコルゲートパネルの接手実験

ライトコルゲートパネルを実際の甲板室の仕切壁等に使用する場合,ある大きさの単位パネルを溶接してつなげなければならない。この場合接手形式および接手位置の差異が歪発生量等に相当の影響を及ぼすと考えられたので,それらについて調査した実験結果を第1表に示す。

第1表からわかるように,平板のまま板つぎをして,ローラで歪み取りをしてからプレスしたものは,もつとも出来がよくあらゆる点で出来ばえはすぐれているが,これを除外して考えると,総合的にはA',つまり波のすぐ傍の平板部に接手のあるものももつともすぐれている。すなわち

- 1) 溶接による歪み発生量ももつとも少ない。
- 2) 溶接組立工数が少なくすむ。
- 3) 下向きだけで溶接出来るので溶接棒の使用量も少なくてすむ。
- 4) 接手が波をはずれて平板部にあるので,ロールによる連続生産の場合に比較的適した形である。

以上実験例は3.2mmと2.3mmそれぞれ1組ずつであり,実験例としては数が少ないので結論づけるのは無理かも知れないが,大体の傾向は示しているものと考えられる。

2-2 ライトコルゲートパネルを用いた甲板室模型実験

コルゲートパネルのウォールとしての実際の使用方法について調査するために,接手実験において製作した10枚のパネルを利用して,甲板室の模型を製作した。(写真1参照)実験項目として1)上下端取付要領の異なつた各タイプについて,取付工数,仕上り外観等の点からみて比較検討を行った。(Fig.1参照)2)更にコルゲートウォールを採用することにより,それに関連する各種の実験を試みた。1)項の上下端取付各タイプの比較結果については周壁,室壁の場合に分けて第2表に示している。

また2)項についてはコルゲートと開口との問題,補機台取付との問題,防熱材取付との問題,振動との問題

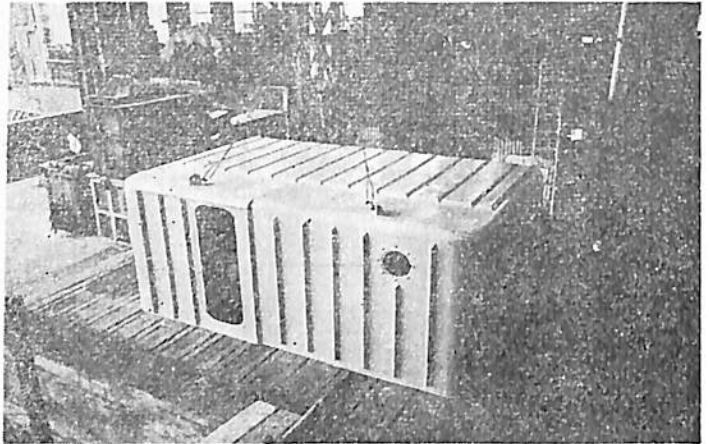


写真-1 甲板室模型全景

等簡単な実験調査を行ったが,いずれも満足すべき結果を得ている。

§3 当所における使用実績について

§2において当所で行つたライトコルゲートパネルに関する実験的な面について述べて来たが,次に実際の使用例について述べてみたい。

3-1 艦艇における適用例について

当所における艦艇での使用実績は,§2に述べた経験に基づいて32年度艇450T甲型駆潜艇が初めてのケースであつた。この時は内部仕切壁のみに試験的に適用されたが,結果は好成績であつた。その後ほぼ同型の34年度艇甲型駆潜艇の建造が具体化し,この艇ではこれまでの艇よりも重心を大幅に下げることが必要が生じ,種々の対策が考えられた。その一つとしてライトコルゲートウォールの採用が決まり,甲板下仕切壁および上部甲板室は,前部艦橋部附近および天井部を除き全面的にライトコルゲートウォールが採用され,上部構造の軽量化が計られた。上部甲板室の平面配置はFig.2に示す。またブレン構造の32年度艇との比較として,側壁の例をFig.3に示す。使用した単位コルゲートパネルはFig.4に示すようなもので,当所で製作した治具を用いてプレス製作したものである。厚さは3.2mmおよび2.3mmの2種類で殆んど全部この単位パネルをつなぎ合せて作っている。上下端の固着については周壁は上下端ともリベット固着,室壁については上端はクリップ固着,下端はリベット固着としている。重量に関しては,ほぼ同一アレンジメントを有する32年度艇で,上部構造物全体の鋼材重量は約11.2tonであつたものが,コルゲートウォールを採用した34年度艇では約9.1tonとなり,約

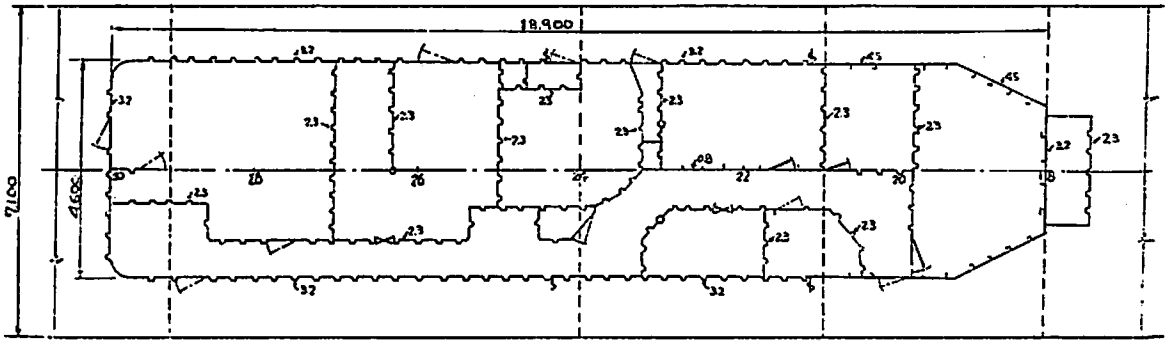


Fig. 2 上部構造鋼壁配置

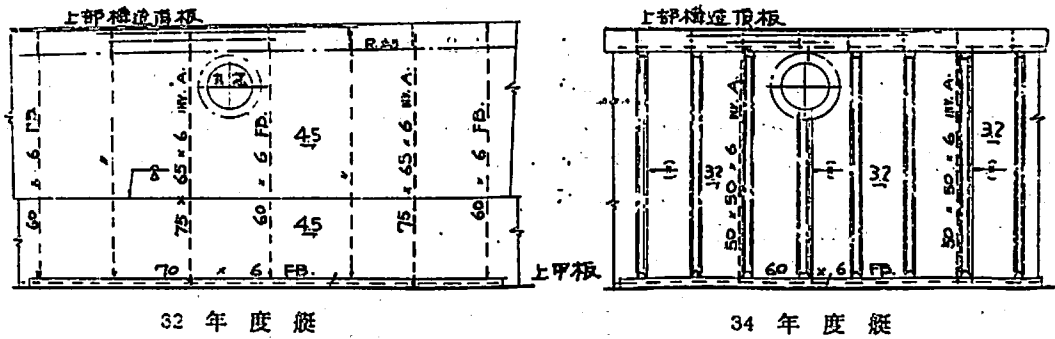


Fig. 3 上部構造側壁

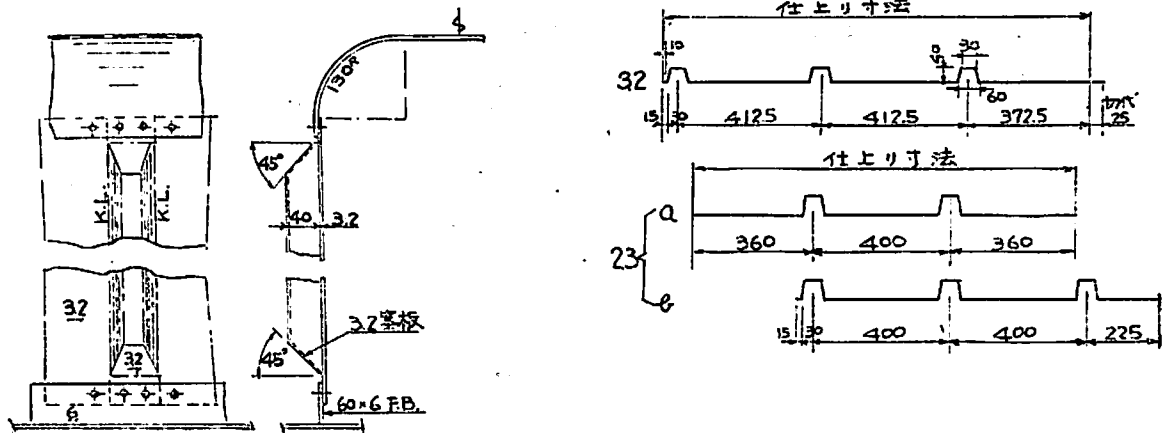


Fig. 4 コルゲートパネル

2.1 ton (約18%)の重量軽減となり、重心はこのため約27mm低下し、本艇のような小型艇では、重心降下策としては非常に有効であった。完成状況は写真2, 3, に示す。建造中は船殻工事過程および艤装工事過程でも、コルゲートパネル部に関しては殆んど歪み発生は見られず、3.2mmまたは2.3mmの薄板構造にもかかわらず、歪み取り工事は殆んど不要であった。また振動

に関しては、相当に重量の大きな艤装品や補機が取付けられているが、問題となる振動は発生しなかつた。一番心配された外観の問題も、あまり気になることもなく、また通路側にコルゲートの波が出るのが、交通の邪魔にならないかという心配も、実際上はたいしたことはなかつたようである。甲板室内面における防熱材の取付けは、コルゲートの波が外向きとなっているので、防熱

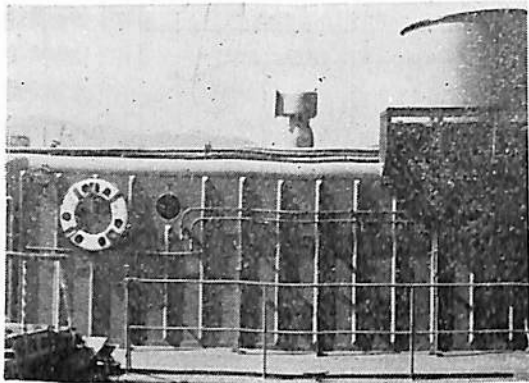


写真 2 コルゲート周壁右舷側

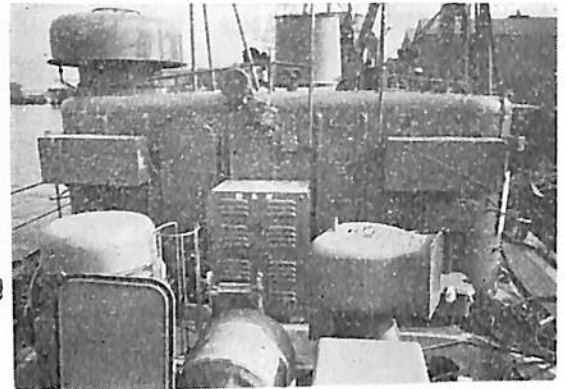


写真 3 周壁後端壁

材はピッタリと平面に張りつめられ、すつきりした感じになった。コルゲートウォールを上部構造の周壁に用いると、重量軽減等に有効であるばかりでなく、縦応力を伝えにくいという特長が期待されるが、このコルゲートウォールを用いた上部構造の効きに関しては、阪大八木助教授の研究があり、それによれば相当に上部構造の効きが少くなり、縦応力は入りにくいことが理論的にも確められている。従つてこれを実証する意味と今後の設計資料とするために、34年度艇について実船曲げ実験を行い、上部構造の応力分布を計測した。ここでは結果の1例を Fig. 5 に示す。Fig. 5 は各断面の縦応力分布を示したものである。図からわかるように、側壁コルゲートウォールの所は殆んど縦応力は流入していないことを示している。

3-2 商船の適用例について

商船においては、艦艇と相前後して昭和34年頃からライトコルゲートウォールを使用し始めている。商船では艦艇ほどの重心降下、重量軽減が問題とならないため、全面的採用というケースには未だ至っていない。しかし歪が出にくいという利点を生かして、甲板下および上部構造内の仕切壁には、船主の了解が得られる範囲において採用しているのが現状である。当所で建造した船での適用例を Fig. 6 に示す。また最初に商船に用いていたライトコルゲートパネルの形状および適用要領を Fig. 7 に示す。使用したパネルの形状は一種類で、当所でプレス治具を用いて加工製作したものである。上下端部の固着要領は、図に示すように上端はクリップ固着、下端はリベット固着とした。また下端部の塞板要領は工

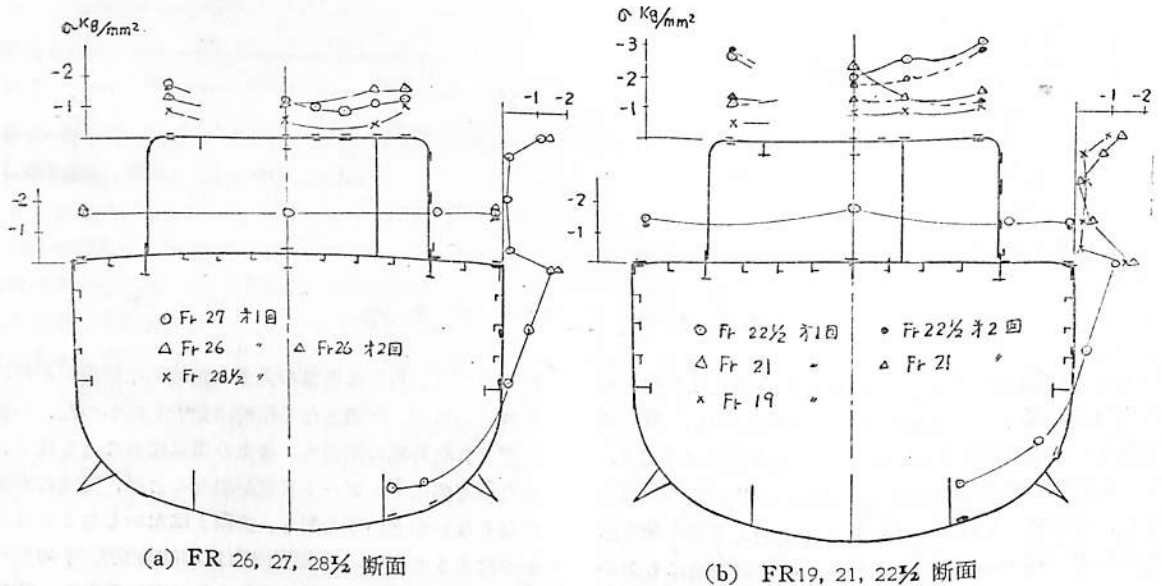


Fig. 5 断面縦応力分布

以外の居住区内の壁に使用されており、後部居住区における使用要領の1例を Fig. 9 に示す。ライトコルゲートパネルは、板厚 $\frac{3}{8}$ " 幅 $32\frac{3}{8}$ " ($3'-0"$ の板をロールする) の板のパネルから成り立っており、高さは甲板高さや内張りの有無により変るが、 $8'-0"$ を原則としている。(Fig. 10 参照) パネルとパネルとの接手は Fig. 11 に示す如く軽量型鋼を両側から取付け、パネルの強度を保つとともに室内の美観を保つようにしている。またライトコルゲートパネルの使用個所で特に強度を要求される個所には、社内製作の角柱を使用している、

(Fig. 12 参照) 船体との取付方法はフラットバーとコルゲートパネルをラップして固着する方法を採用している。(Fig. 13 参照)

§ 4 結 言

以上ライトコルゲートパネルの使用例について簡単に述べて来たが、現状では商船における使用範囲は艦艇に比較して非常に少ない。外国船では室の仕切壁にむき出しのまま使用されている例を聞かすが、日本船の場合未だそこまで行っていない。これは船員の居住区の仕切壁に対す

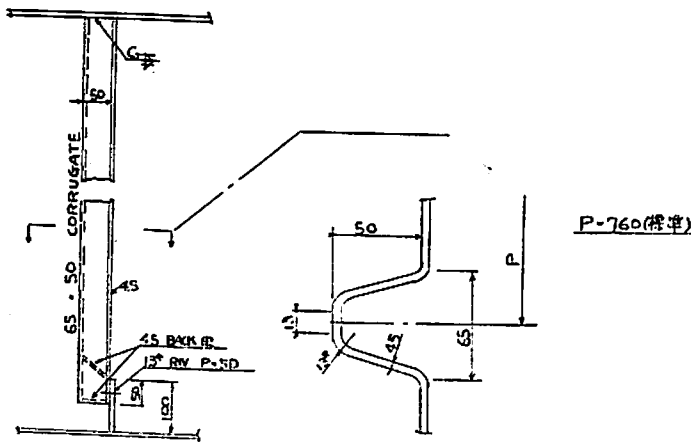
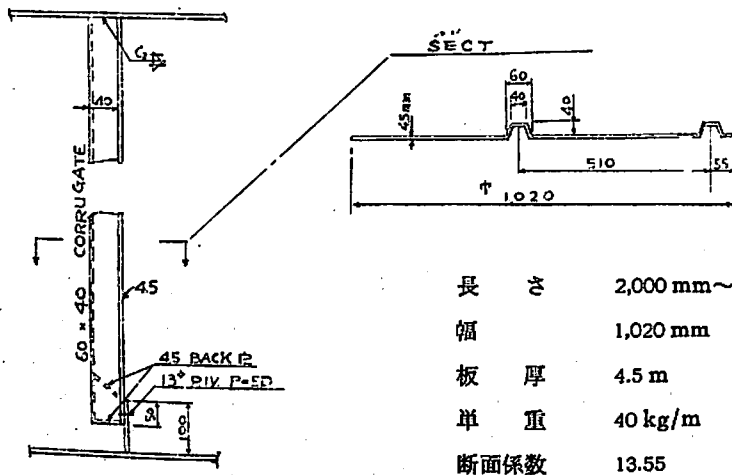
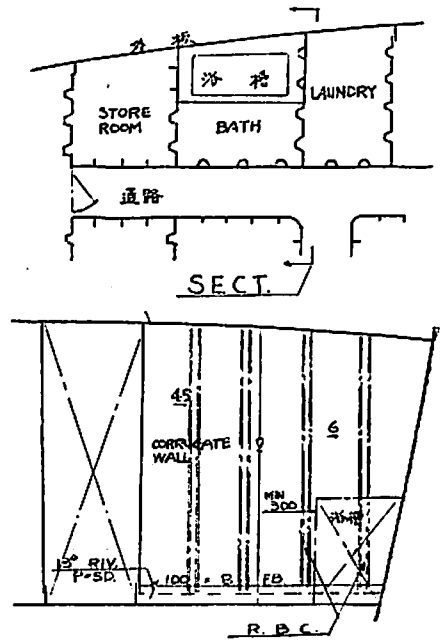


Fig. 7 コルゲート仕切壁の適用要領



長さ	2,000 mm ~ 3,000 mm
幅	1,020 mm
板厚	4.5 mm
単重	40 kg/m
断面係数	13.55

Fig. 8 市販のコルゲートパネル

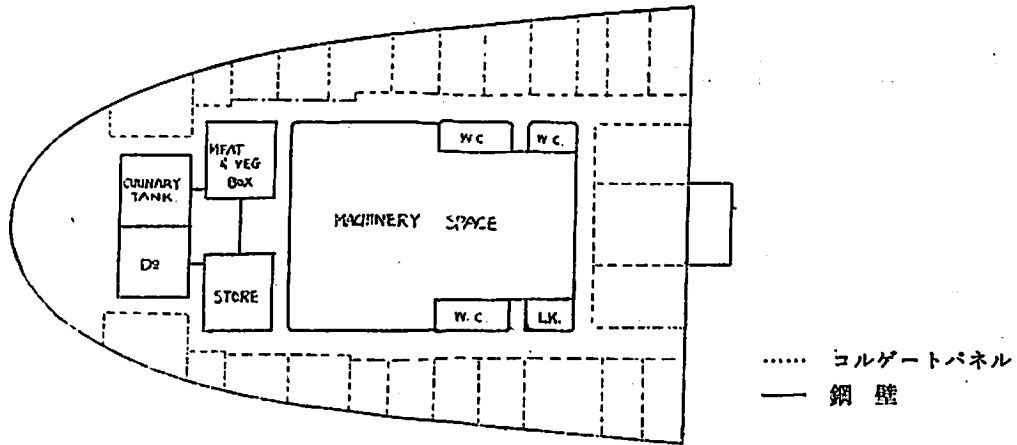


Fig. 9 コルゲートパネル使用範囲

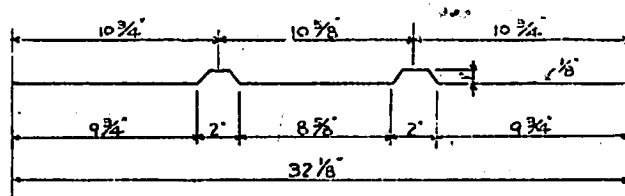


Fig. 10

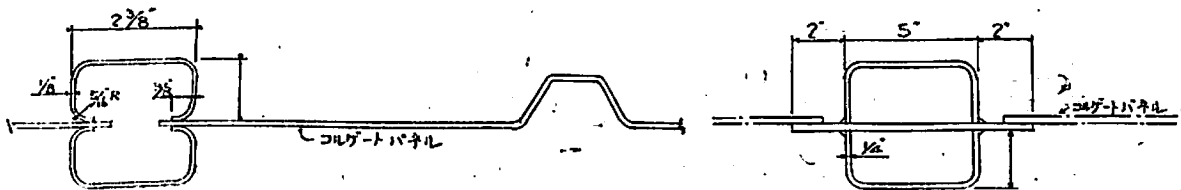


Fig. 11

Fig. 12

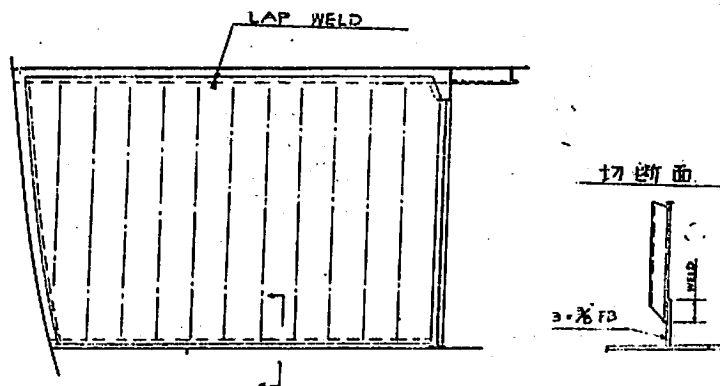


Fig. 13

る美的感覚、すなわち木材等の柔い感じを求める心理的なものがライトコルゲートパネルの採用に大きく影響しているものと考えられる。

しかし最近商船への使用例が増加するにつれて、船主の御理解を得て適用範囲が増加して来ているようで、非常に喜ばしい現象と考えている。

船型あれこれ(3)

へりつくす

標準船型(同型船型)

船型が大型化してくると、広幅、肥満型となつても運航性能には著しい影響のあらわれなところから、建造費の低廉をも加味した“経済船型”が最近の傾向となつている。これに対して“簡易船型”の考え方について前に述べたのであるが、これと平行して当然浮び上がってくるものとして“同型船”―“標準船”の問題がある。

簡易船型にしてもあるいは標準船型にしても、一般には船腹需要の急上昇に対処して、特に戦時中の急造船対策として採り上げられる場合が多いのであり、もちろん短期建造の一つの方法として目的にかなうものであるが、それは同時に工事の節減、建造費の低減をもたらすものである。とかく、急造すなわち低性能と簡単に考えがちであるが、この標準船型なる言葉には、元来そのような意味は少しもなく、むしろ高性能、低船価の場合をねらっているものである。

一般に工業製品は標準化することによつて、互換性を保ち、多量生産による安価、品質の技術水準維持を獲ることが近代工業の特色ともいえるのであり、またこれによつて需要者も供給者も直接、間接に大きい利益を享けているのである。こんなことは今更ここに述べるまでもなく、工業品生産者の常識であり、議論の余地のないところともいえるのであるが、さて実際問題としては、政府当局も種々苦心指導しているものの、なかなか完全実施とまではゆかないようである。特に造船関係について、船用機装品くらいは JIS の普及、実用となり、少なくとも日本船籍のものだけでも簡便に間に合わせられないものかと、筆者などは不思議に思っている。

船舶はもちろん国際性もち、近ごろでは大型船は輸出船の方が多様な状況であるから、国内のみを対象とした JIS 製品を使用することでは、船主の認可を得ることの困難な場合もあるのではあろうが、実状はむしろそれ以前の問題で、JIS 製品を使うべく努力する気持が足りないのではないかと思われる場合の方が多いのではないだろうか。もともと法律にしても規則にしても、もちろん適当なところで制定することは必要であるが、決めた以上は皆がそれを守ることで始めて「植威」が出てくるのであろう。誰も従わない規則などは作らない方がマシ

である。この意味で船舶 JIS 規則の方も、見直さなければならぬところも多々あるのではないだろうか。

話を本すじにもどして、戦前のわが国においては、N.Y.K. にしても O.S.K. にしても、何隻かの同型船を続けることは普通であり、また旧海軍にしても同型艦は一つの時期を画して各艦種におよんでいた。この時代には同型建造ということに何のヒケメも感じない、フリート構成の必要性もあつたのであろうが、むしろその時代のもつとも優秀な船型を繰返して、建造費の節約をも併せ考えていたものである。それがこのごろでは、漁船などではまだ同型船はみられるが、一般貨物船ではほとんど同じものを見ない。甚だしい例としては、定期航路にさえ 1 隻々々別の型のものが配船されているにいたつては、どういう考えであるのか理解に苦しむところである。

これは船会社の側に確固たる定見のないことに原因しているのかも知れない。もつと長期的な見透しをつけた計画の下に建造要求がなされるべきものが、その場かぎりの間に合せであれば、このような状態となるであろう。もちろん海運状況は不動のものではないし、時期によつて消長はあるのであるが、船舶の寿命は 5 年や 10 年のものではなし、また原価償却にだつて相当の年月を見込まねばならぬはずである。いやでも長期見透しをつけざるを得ない船腹要求が、短時日の間にそんなに一船ごとに変わらざるを得ないのであろうか。

これにも一つの弁解がなくもない。それは技術の進歩をどう取入れるかということであろう。とにかく世間には技術革新と唱えて従来と同じ型を踏襲することにヒケメを感じる向きがあるかも知れない。デパートの売品は毎日にもその意匠を変える必要のあることも認められる。しかしその本質はそんなに日進月歩であるはずはないのである。船舶の場合には、たまたま注文製造方式であるがために、ちよつと船型を変えることで船主の意向を迎えたり、あるいは船主側の趣味を満足さす程度にちよつと変更しているともみられる場合が多いのではないだろうか。大まかにいつて現在のところ学術的進歩のために、船型についてはそんなに急激な変更は期待されないだけに、同じ使用面に対して造られる船舶の長さが 1 m 長くなつたり、幅が 5 cm 狭くなつたりすることの根拠は、それを理由づけることに苦勞しなければならぬのではないだろうか。あるいは前の設計と同様、設計者自身の知識の不安定、自信のなさを示すものではないかとさえ極論したくなるのである。

もつとも、数年前に政府によつて推奨された20,000 T 油送船が、今日では解体の止むを得ざるところにまで変転するのである。もちろん未だ原価償却も終えているはずはない。そのような激しい海運市況に対して、そんな長期的観測の出来るものではないというかも知れない。しかしこれは前にも述べたように船主の要求条件が画期的に飛躍したということで、技術的の進歩とは必ずしもいうことは出来ない。いわば標準船型の決め方の問題であり、標準船という考え方そのものの否定にはならないのである。

このごろ造船技術指導助成の一環として、政府はいろいろの船種について“試設計”なるものを示している。まことに結構なことで、設計能力の不備な造船所などでは、これで設計水準の向上、完備に相当役立っているのではないかと考えられている。ところが、必ずしもそうでもないようにもみられる事情が報ぜられている（以下の記述は、業界紙の報ずるところだけで判じたもので、筆者はその真相を調べてのことではない）。

ある工業会から積貨重量5,250 T 型石炭専用船の標準試設計を公表してから未だ半年ほどしか経っていないのに、某公団募集の7隻（7船主、7造船所）の決定内容をみると、大きいものは5,750 T、小さいものは3,700 T までの範囲に亘り、5,250 T と同じものは1隻もみられない。別に試設計と全く同じものでなければ公団は受付けないとは冒明しなかつただろうが、われわれ部外者からみると、これは一体どういうことだと考えざるを得ない。応募船主にはそれぞれの事情、理由はあつたのであろうが、北海道からの内地向け石炭専用船であるから、使用状況にそんなに相違があるとは考えられない。どちらにしてもいくらかの相違（それを各船主、造船所の特色というか）が、このような範囲となつたのではないのだろうか。前記の試設計が余り見当外れのものでなかつたことは、応募船がその前後に亘っていることで証せられるのであるから、あとはそれを守ろうとする努力が造船所にならなければならないか、または船主にそれを理解せしめようとしなかつたか、あるいは公団側に特別の意向でもあつたのであろうか。

標準化というといくぶん統制的なヒビキをもち、しかも変に標準化されることで技術の進歩を阻害するとの反対のための反対論はある。そのためかどうか、政府としても“標準船”と言わず“試設計”なる語を使っているのかも知れない。しかし折角、業界の総力でまとめた試設計を、まだそれほど年月も経っていないのに、それから少しづつズレしたような

ものを建造するのなら、そんな試設計にわざわざ委員会を招集して作業することは、少しは参考にはなつただろうから無駄ではなかつたにしても、余り有効な施策ではないようにさえ見えるのである。

この稿を書き始めたときには、こんなニクマレロを述べる積りではなかつた。なにも各造船所の造るそれぞれの船型を、全国的に統一すべきであるという意図ではなかつた。建造費を低減する方法の一つとして、同じ使用目的の船なら同じ船型で造つた方が安く出来るといいただけのことである。甲造船所と乙造船所とは別々の船型であつても、それはそれぞれの事情があつたことだし、また設計者の考え方の相違もあるであろう。それが各造船所の特色ともなるのであるから、それについては必ずしも拘泥しない（それも、根拠のある技術的、運航的の明解な理窟があるべきであろう）。しかし少なくとも同一造船所で同一目的のものを造る場合には、同型船にすれば安く造れる、わざわざ型を変える必要があるのであろうかと言いたいのである。

同型船の建造費節減についてはいろいろの実績が報告されているが、2番船の工数減として5~7%が大方の通念であろう。ところが最近の某造船所の鉱石兼石油運搬船については、15%の工数減であつたと報ぜられている。これは建造方法の改善、従業員の手配など他の原因も併せての好結果であろうし、必ずしも一般的データとして受取れないかも知れないが、近代的造船工法をもつてすれば、同型2番船以降は第1船の10%程度のコスト・ダウンを期待できるのではないだろうか。

造船工業はいちおう注文生産となつているだけに、近代工業としての特色、甘味も少なく、先端的な産業として取扱われてはいない。甚しきに至つては斜陽産業とまできめつけられている。しかし現在の海上輸送の大宗はなんといつても船舶に拠らざるを得ないし、船舶の必要性はここ当分ゆらぐはずもない。それでいてその供給源たる造船工業を非近代的工業とすることは、その工業的手法に誤りないしは非近代性のあること、機械を駆使した多量生産的方向に律しきれないところを指摘されているのであろう。しかしこれが造船工業の特異性でもあり、この点に乗じて本邦造船が先進諸国を征覇したともみられるのである。これについての詳論は別の機会にゆずるとして、造船工業はあくまでアッセンブル工業であるということからして、その部分々々は少くとも近代的手法たる標準規格を利用して、出来るだけ船価を下げる方向に努力することが、日本の造船業をいつまでも維持してゆく手近かな途ではないだろうか。

(38. 9. 20)

最近の船舶の大型化高出力化に伴つて、プロペラの荷重度は、ますます増大している。このために、従来の船舶にくらべると、プロペラの効率は、かなり低下の傾向にある。

著者は、さきにプロペラの翼数がプロペラの性能におよぼす影響に関し簡単な報告〔1〕を行い、そのなかで、プロペラの荷重度が增加すると、従来よりもある程度翼数を増加し、6翼プロペラを採用した方が、プロペラの効率の面から多少有利になる場合もあることを示した。このために、6翼プロペラの性能に関して更に調査する必要を認め、その後、引続いて、6翼プロペラの系統的単独試験、自航試験、キャビテーション試験等を実施し、6翼プロペラを実用する際の資料の整備に努めた。

ここでは、今まで得られた資料のうち主なるものを取りまとめて紹介することにする。

1. 単独性能と設計図表

著者らのところでは、従来から AU 型プロペラに関する一連の開発的研究を実施しているが、その一環として、表-1 のような 3 シリーズの 6 翼プロペラの模型について系統的単独試験を実施した。

表-1

PARTICULARS OF PROPELLER MODELS			
	AUw 6-55	AUw 6-70	AUw 6-70
DIAMETER (M)	0.250	0.250	0.250
BOSS RATIO	0.180	0.180	0.180
EXP. AREA RATIO	0.520	0.700	0.700
MAX. BLADE WIDTH RATIO	0.208	0.264	0.264
BLADE THICKNESS RATIO	0.070	0.050	0.050
ANGLE OF RAKE	10°0'	10°0'	10°0'
NUMBER OF BLADES	6	6	6
WASH-BACK ON TRAILING PART	WITH	WITH	WITHOUT

表-2 レイノルズ数

プロペラの 型 種	レイノルズ数 R_n			
	(1)*	(2)*	(3)*	(4)*
AUw 6-55	5.60×10^5	5.13×10^4	0.98×10^6	2.55×10^6
AUw 6-70	5.60 //	6.53 //	1.25 //	3.24 //
AU6-70	5.60 //	6.53 //	1.25 //	3.24 //

* (1) $R_n = n D^2 / \nu$

(2) $R_n = n D^2 / \nu \cdot a \cdot Z$

(3) $R_n = n D^2 / \nu \cdot b_{mn}$

(4) $R_n = n D / \nu \cdot b_{0.7} \sqrt{J^2 + (0.7 \pi)^2}$

4翼および5翼の AU 型プロペラでは、翼断面の後縁にウオッシュ・バックを付さなかつたが、6翼プロペラでは、翼根付近の翼間干渉を減少させる意図のもとに、後縁ウオッシュ・バックを有する、いわゆる AUw 型プロペラを、メイン・シリーズとして扱うことにした。

単独試験は、船舶技術研究所常用の方法に従つて実施した。試験時のレイノルズ数は、表-2 のようになっている。

6翼プロペラの 3 シリーズ、すなわち AUw 6-55、AUw 6-70 および AU6-70 についての単独試験結果を、通常の無次元表現法に従い、図-1、図-2 および図-3 に示した。

これらの系統的単独試験結果を用いて、 $\sqrt{B_p} \sim \delta$ 型式の設計図表を作成したわけであるが、そのうち AUw 型プロペラに対するものを、図-4 および図-5 にかかげた。

プロペラの単独性能の翼数による相違を比較する方法には、いろいろなやり方が考えられるが、ここでは簡単のために、展開面積比を一定にした場合に、各出力係数

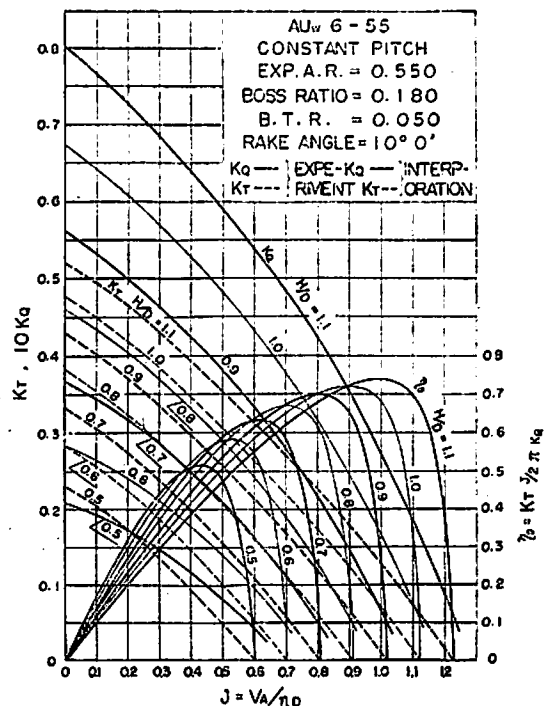


図-1 プロペラ単独性能 (AUw6-55)

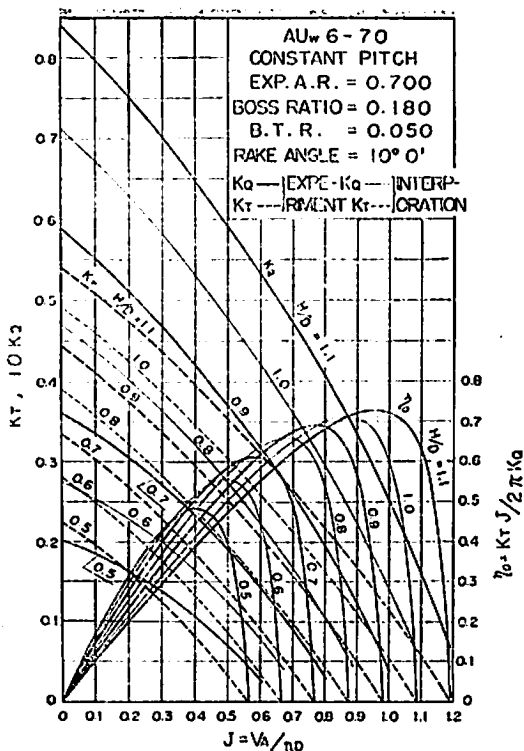


図-2 プロペラ単独性能 (AUw6-70)

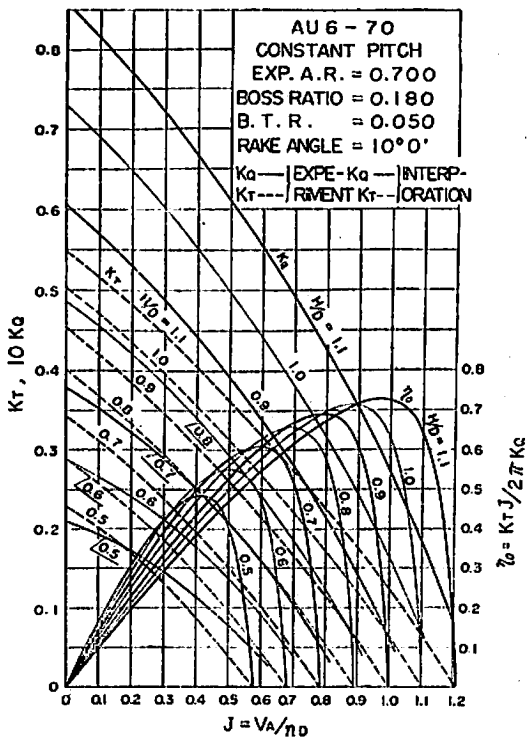


図-3 プロペラ単独性能 (AU6-70)

の値における単独効率最良直径の値およびそのときのプロペラ単独効率の値を、AU型プロペラの設計図表から求めて、図-6に比較してみた。図中、 B_p は、出力係数を、 σ_0 は、単独効率最良直径係数を、 τ_0 は、そのときの単独効率を示す。なお、この比較における展開面積比の値は、0.65としている。

本図によれば、出力係数の小さいところでは、この面積比の場合における最良プロペラ単独効率の値は、5翼プロペラがすぐれているが、出力係数の増大とともに、だんだん6翼プロペラの効率が他の翼数のプロペラよりまさってくる。4翼プロペラは、全出力範囲を通じて5翼プロペラと6翼プロペラの中間の効率を示している。大雑把にいつて、6翼プロペラの効率が、他のプロペラの効率とくらべて遜色なくなるのは、出力係数にして、大略35位とみられるから、たとえば、最近の広幅の超大型船などでは、十分6翼プロペラの使用を考慮してみる価値がある。

また、最適直径の値は、5翼プロペラとほぼ等しく、4翼プロペラよりも約3%程度小さい。

2. 船後性能

高速貨物船型および超大型油送船型の兩者について、4翼ないし6翼プロペラを装備した場合の推進性能およびプロペラ起振力 (Bearing forces) について調べてみた。

使用した模型船 M. S. No. 1189 および M. S. No. 1384 は、表-3に主要目を示すようなもので、これらの模型船に、表-4に示すような2組の4翼ないし6翼プロペラを装備した自航試験を行つた。表-4のうち、A群は、M. S. No. 1189に対応する実船の長さを220mとし、その搭載主機関を20,000 SHP×110 RPMと仮定した場合についてAU型プロペラのシリーズを用いて設計したものであり、B群は、M. S. No. 1189に対応する実船の長さを216mとし、それに20,250 SHP×109.7 RPMの主機関を搭載した場合について、トルースト型プロペラのシリーズを用いて設計されたものである。なおA群では、それぞれのプロペラは最適直径をとるものとしたが、B群では、翼数の如何にかかわらず同一の直径(5翼プロペラの最適直径にほぼ近い値)をとるものとした。また、M. S. No. 1384については、対応実船の長さを150mと仮定したが、特にプロペラを設計して製作することをせず、A群のプロペラをもつて代用することにした。

上記の模型船および模型プロペラの組合せによる自航試験の結果、次のようなことがわかつた。

6-BLADED PROPELLER, TYPE AU_w, CONSTANT PITCH.
 Exp. A. R. = 0.550 Boss Ratio = 0.180.
 B. T. R. = 0.050 Rake Angle = 10°00'

$B_p = \frac{NPas}{\sqrt{BP}}$
 $\delta = \frac{ND}{V}$
 N = R.P.M.
 P = D.H.P.
 D = Diameter in m.
 V = Advance Speed in kt.

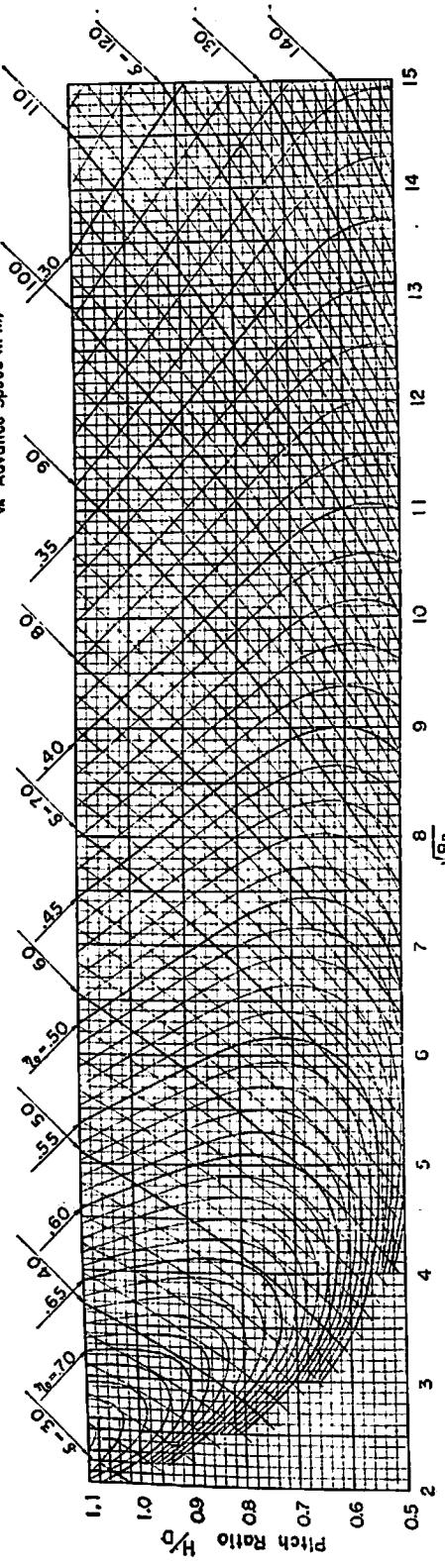


圖 4 \sqrt{BP} - δ 型 式 設 計 圖 表 (AU_w6-55)

6-BLADED PROPELLER, TYPE AU_w, CONSTANT PITCH.
 Exp. A. R. = 0.700 Boss Ratio = 0.180
 B. T. R. = 0.050 Rake Angle = 10°00'

$B_p = \frac{NPas}{\sqrt{BP}}$
 $\delta = \frac{ND}{V}$
 N = R.P.M.
 P = D.H.P.
 D = Diameter in m.
 V = Advance Speed in kt.

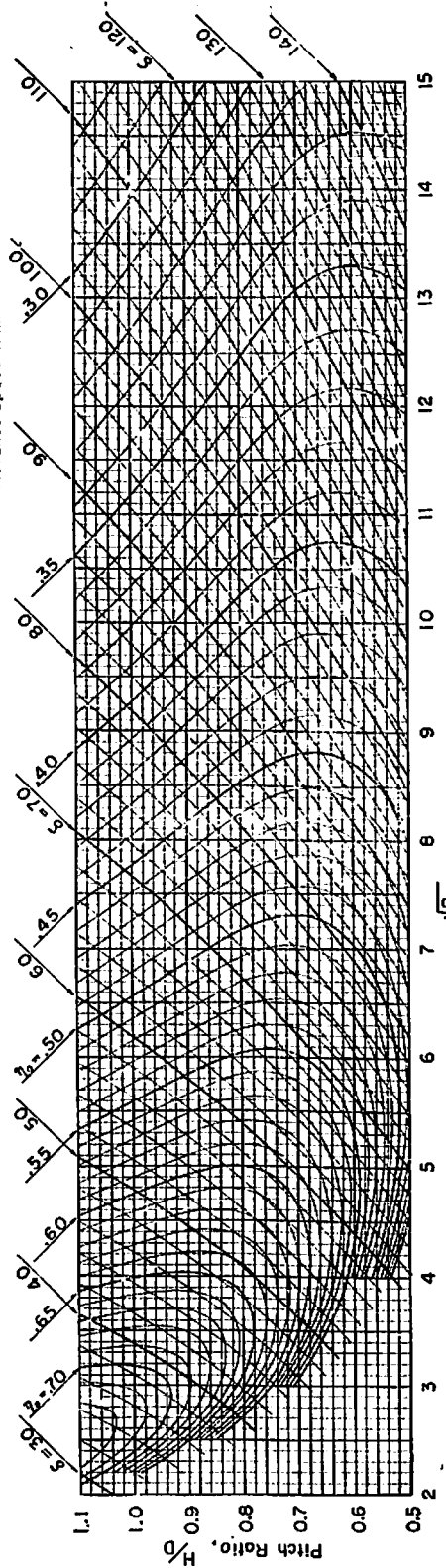


圖 5 \sqrt{BP} - δ 型 式 設 計 圖 表 (AU_w6-70)

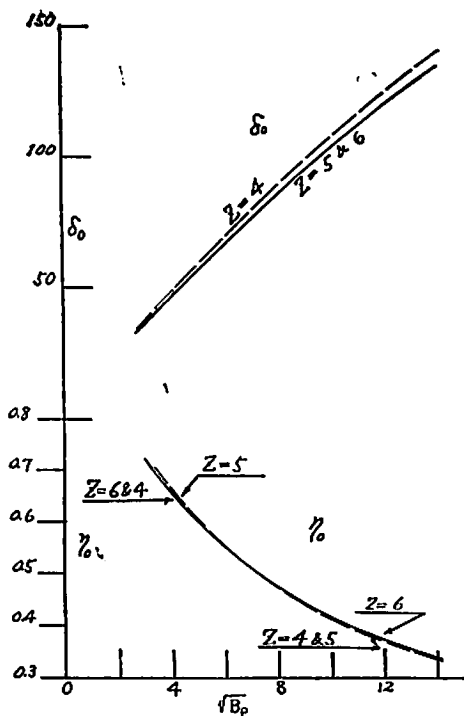


図-6 4翼、5翼および6翼プロペラの単独性能の比較 ($a_g=0.65$)

(1) 同一船型に設計条件を同じにして設計したプロペラを装備する場合、その自航要素（伴流係数、スラスト減少係数、プロペラ効率比）は、翼数によって変化する。

表-3 模 型 船 要 目

模 型 船 番 号	L (m)	B (m)	d (m)	C _B	C _P	C _M	l _{cb}	船 種
1189	6.000	0.833	0.338	0.800	0.808	0.990	-1.53%	超大型油送船
1384	6.000	0.857	0.357	0.575	0.602	0.956	+1.89%	超高速貨物船

表-4 模 型 プ ロ ペ ラ 要 目

Group	A			B		
	1370	1371	1372	1520	1521	1522
模 型 プ ロ ペ ラ 番 号	1370	1371	1372	1520	1521	1522
直 径 (m)	0.1936	0.1854	0.1854	0.1861		
ポ ス 比	0.180	0.180	0.180	0.185		
ピ ッ チ 比 (c: 一定分布 i: 遞増分布)	0.705 c	0.740 c	0.740 c	0.797 i	0.775 c	0.753 c
展 開 面 積 比	0.596	0.650	0.650	0.660		
翼 厚 比	0.0479	0.0485	0.0485	0.050		
最 大 翼 幅 比	0.337	0.294	0.245	0.368	0.295	0.246
翼 数	4	5	6	4	5	6
翼 断 面 形 状	MAU		MAU _w	TROOST		

ない。プロペラの間直径の差がある場合には、それによる伴流係数の差は当然あらわれる。

(2) 従つて、プロペラによる推進効率の差は、各プロペラの単独効率の差が主として表われてくる。直径が同一なら、単独性能のよい翼数のプロペラを装備する方が、推進効率はよくなる。

著者らは、さらに翼数がプロペラ起振力の一つである Bearing forces におよぼす影響を、模型船の定格自航点について、熊井博士の方法(2)を用いて調査した。M. S. No. 1189 は Conventional stern arrangement を有し、M. S. No. 1384 は Mariner stern arrangement を有し、両船のプロペラ位置の伴流分布は、図-7 および図-8 のようになっている。

調査した結果を、A 群のプロペラの場合について、図-9 および図-10 に示した。

図中の記号の意味は、次のようである。

M_0 = プロペラ軸中心に作用するモーメント
= $T_0 \times 0.7 R$

M_v = プロペラ軸中心に作用するモーメントの垂直成分

M_h = プロペラ軸中心に作用するモーメントの水平成分

P_0 = プロペラ軸中心に働く剪断力 = $Q_0 \div 0.7 R$

P_v = プロペラ軸中心に働く剪断力の垂直成分

P_h = プロペラ軸中心に働く剪断力の水平成分

T_0 = プロペラの平均のスラスト

M.S. NO. 1189 = M.P. NO. 1370, 1371 AND 1372

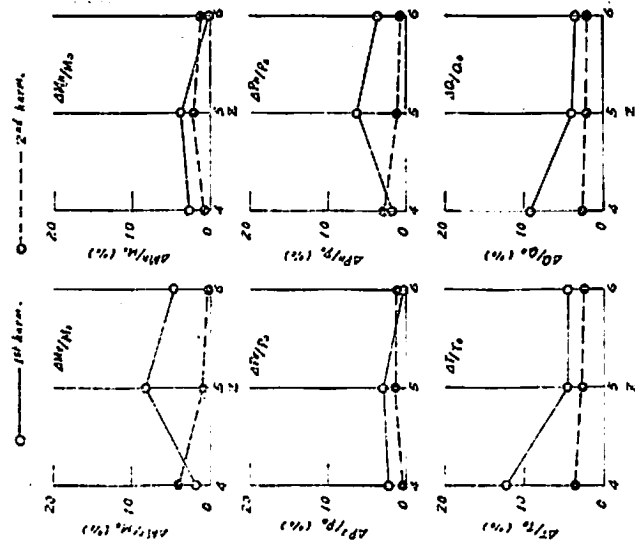
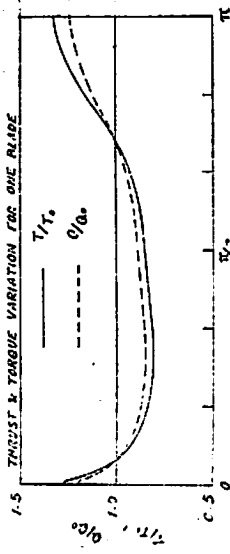


図-9 Bearing forces 等の変動量解析結果 (M.S. No. 1189, A 群プロペラ)

M.S. NO. 1384 FULL LOAD
F₀ = 0.264

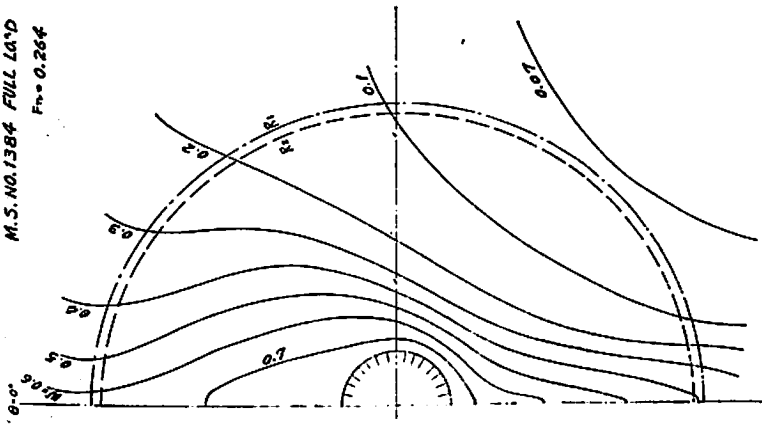


図-8 高速貨物船型の船尾プロペラ位置の伴流分布図 (M.S. No. 1384, R₁ は M.P. No. 1370 に, R₂ は M.P. No. 1371 等の半径に対応する。)

M.S. NO. 1189 FULL LOAD
F₀ = 0.20

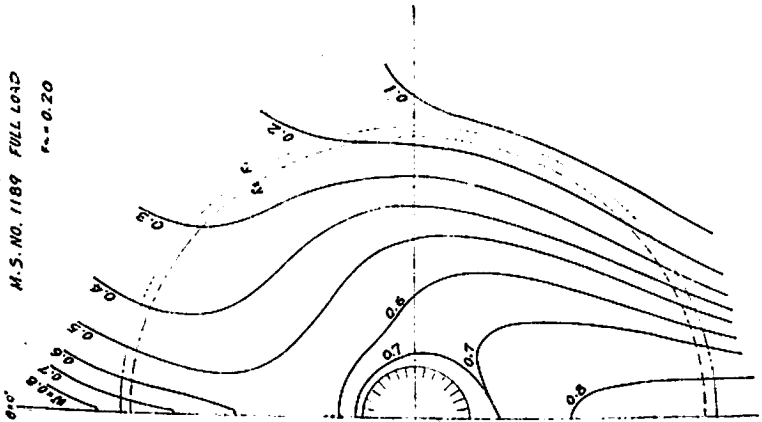


図-7 超大型油槽船型の船尾プロペラ位置の伴流分布図 (M.S. No. 1189, R₁ は M.P. No. 1370 に, R₂ は M.P. No. 1371 等の半径に対応する。)

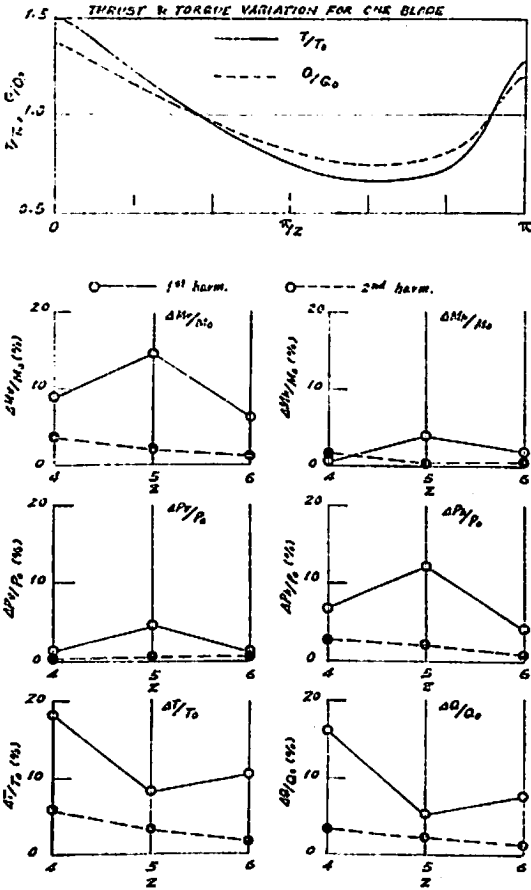


図-10 Bearing forces 等の変動量解析結果 (M. S. No. 1384, A 群プロペラ)

Q_0 = プロペラの平均のトルク

R = プロペラの半径

また、 ΔM_v , ΔM_h 等は、 M_v , M_h 等の変動成分を表わし、それぞれ複振幅の値で示す。

両図によれば、5翼プロペラでは、1回転中のスラストおよびトルクの変動率は小さいが、モーメントおよび剪断力の変動率は、4翼および6翼プロペラよりも大きい。全体的にながめると、6翼プロペラの特性が平均的に良好であるといえよう。

以上の考察により、Surface force に基づく起振力を別にすれば、設計条件の如何によつては、船後性能すなわち推進効率の面からも、また Bearing forces の面からも6翼プロペラの実用の可能性は十分考えられよう。

3. キャピテーション試験

翼数が増加すれば、キャピテーションに対する翼間干

渉のために、多少同一設計条件に対する所要翼面積が増加することが考えられる。6翼プロペラに関する詳細なキャピテーション試験が完了していないので、翼数の影響に関して、十分なことを述べることはできないが、大略の傾向を示すために、一つのキャピテーション試験例について説明する。

この試験は、ピッチ比が0.80のAU型プロペラの翼数を4翼ないし7翼にかえた場合の、背面キャピテーションおよび圧力面キャピテーションの発生消滅の様子を観測したものである。その結果を、横軸に $\sigma \times a_E$ (σ はキャピテーション係数で次式で定義される。 a_E は展開面積比) をとり、縦軸に有効前進係数 J_E をとつて、図-11および図-12に示した。図-11は、背面キャピテーションの開始曲線を示し、図-12は、圧力面キャピテーションの消滅曲線を示している。

$$\sigma = \frac{P - e}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

$$J_E = J \frac{\sqrt{P_E}}{P}$$

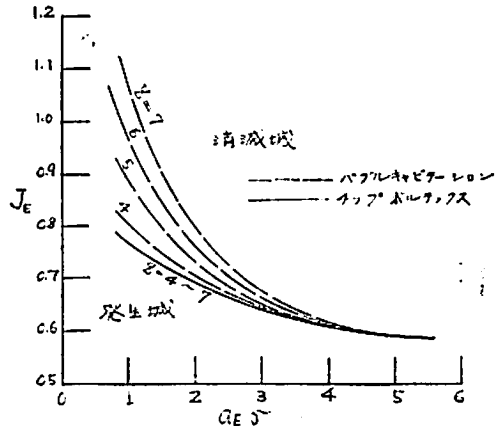


図-11 背面キャピテーション開始曲線

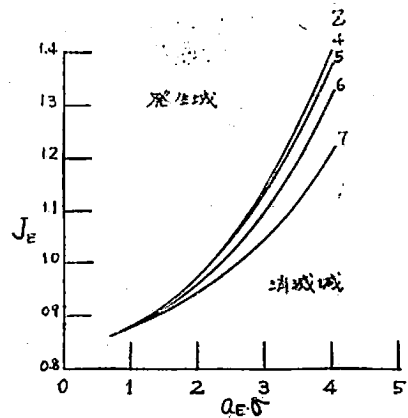


図-12 圧力面キャピテーション消滅曲線

ここに、

P = プロペラ軸における圧力

e = 水の蒸気圧

ρ = 水の密度

J_E = 有効前進係数

J = 前進係数

P_E/P = 各プロペラのスラスト係数が0になる前進係数の値と幾何学的ピッチ比の値との比

この両図は、特殊な試験の1例であるが、これにより翼数と所要展開面積比の関係の概要を知ることができよう。ピッチ比が0.80のプロペラが常用される領域でみると、翼数の増加にともなつて、所要展開面積比の値は増加しているが、その増加の程度はあまり著しくはない。ごくごく大雑把にいうと、1翼を増加させる毎に、展開面積比を5%ないし10%程度大きくすればよい。

キャピテーションの面から、同一条件に対して展開面積の値を、多少増加させねばならない点は、6翼プロペ

ラを採用する場合の一つの弱点と考えられよう。

4. 結 び

以上簡単に、6翼プロペラを実用化する場合の問題点について記した。5翼プロペラよりも多少、所要翼面積の値が大となるが、プロペラの荷重度の増加に伴う、設計条件の如何によつては、6翼プロペラも十分実用の可能性があることが知られる。

なお、キャピテーション試験の項は、当所高橋肇技官の研究成果を引用させていただいたものである。

- 1) 矢崎致生「翼数を4翼ないし7翼に変えた場合のAU型推進器の単独試験」造船協会論文集103号、昭和33年7月
- 2) T. Kumai「Some aspects to the propeller bearing forces exciting hull vibration of a single screw ship」九大応力研報告1961年5月

天然社・海技入門選書

東京商船大学助教授 陶谷宏士 A5 130頁 300	東京商船大学助教授 濱宮 貞 A5 90頁 230
船の保存整備	蒸気機関
東京商船大学助教授 陶谷宏士 A5 160頁 390	東京商船大学助教授 伊丹 潔 A5 180頁 360
船舶の構造及び設備属具	船舶用電気の基礎
東京商船大学助教授 上坂太郎 A5 160頁 280	東京商船大学助教授 宮嶋時三 A5 200頁 460
沿岸航法	燃料・潤滑
東京商船大学教授 横田利雄 A5 140頁 230	東京商船大学教授 飯島直人 A5 200頁 460
航海法規	電波航法
東京商船大学名誉教授 田中岩吉	東京商船大学教授 野原威男 A5 155頁 380
海上運送と貨物の船積	船舶の強度と安定性
(前篇)海上運送概説 A5 140頁 320	東京商船大学学長 浅井栄資
(後篇)貨物の船積 A5 160頁 390	東京商船大学助教授 卷島 勉 A5 170頁 480
東京商船大学教授 盘田潜治 A5 160頁 280	気象と海象
推測および天文航法	<以下続刊>
東京商船大学教授 野原威男 A5 110頁 230	東京商船大学教授 賀田秀夫
船舶プロペラ	ボイラ用水
東京商船大学助教授 中島保司 A5 170頁 300	東京海技試験官 西田 寛
運航要務	指 図
東京商船大学教授 米田謹次郎 A5 130頁 300円	東京商船大学教授 賀田秀夫
操船と応急	船舶用金属材料
東京商船大学教授 横田利雄 A5 165頁 320円	東京商船大学助教授 小川正一・真田茂
海事法規	機械の運動と力学
前東京高等商船教授 小方愛朗 A5 170頁 300	商船大学助教授 小川正一
船舶用内燃機関 (上巻)	機械工作・材料力学
A5 200頁 320	東京商船大学教授 真壁忠吉
船舶用内燃機関 (下巻)	船舶用汽罐
東京商船大学助教授 庄司和民 A5 140頁 320	東京商船大学助教授 小川 武
航海計器学入門	船舶用補機

護衛艦電気装置の最近の傾向について (2)

三 順 辻
防衛庁技術研究本部

5. 照明電灯装置

照明電灯装置については、37年度艦より給電要領を一部変更したので、これについて述べるとともに、けい光灯の採用区画の拡大および現在実施または計画中の低照度照明、計器盤照明等について簡単に述べることとする。

5.1 最近の給電系統

給電系統は普通灯系統 (Y)、非常灯系統 (E)、管制灯系統 (K) の3種に大別し、各系統に属する灯器はいずれも第5図の如く、適宜の群にまとめられ1号または2号主配電盤あるいは非常配電盤より区電箱、分電箱 (機組区画の普通灯、非常灯系は配電盤より直接分電箱) 経由で給電点灯される。この場合非常灯は従来同様、常用転換、非常の3給電線を有し、いずれの電源にても点灯可能な系統で、主として戦闘、操艦、応急等に必要区画にのみ限定し普通灯と混合装備されている。普通灯系は1号、2号主配電盤より転換受電する従来の方式を廃止し、単一の主配電盤よりのみ点灯することに改めた。これは給電系統の合理化を図る一端として採られた措置で、これにより手動電源転換器装備数の減少、変圧器容量の減少、給電線の節減を計り得たが、他方普通灯が従来に比して電源的に弱いので、これを補足するため

非常灯系灯器の増設を図り艦の保安に万全を期せしめた。なお予備灯系 (艦内蓄電池より給電できる系統) は35年度設衛艦 (DDC) より廃止した。

参考までに各区画の Y, E, K 系の選定標準を次に示す。

(イ) Y 系みの装備区画

艦長室、司令室、各事務室、酒保、便所、倉庫、空気調整室、通風機室、工作室、洗濯室。

(ロ) Y, E 系混合装備区画

Y 系を主とする区画; CIC、電信室、無線電話機室、ソーナー室、対潜指揮室、各砲雷管制室、レーダー室、ソーナー機器室、通路、廊室、先任海曹室、士官室、居住区、調理室、食堂、等。

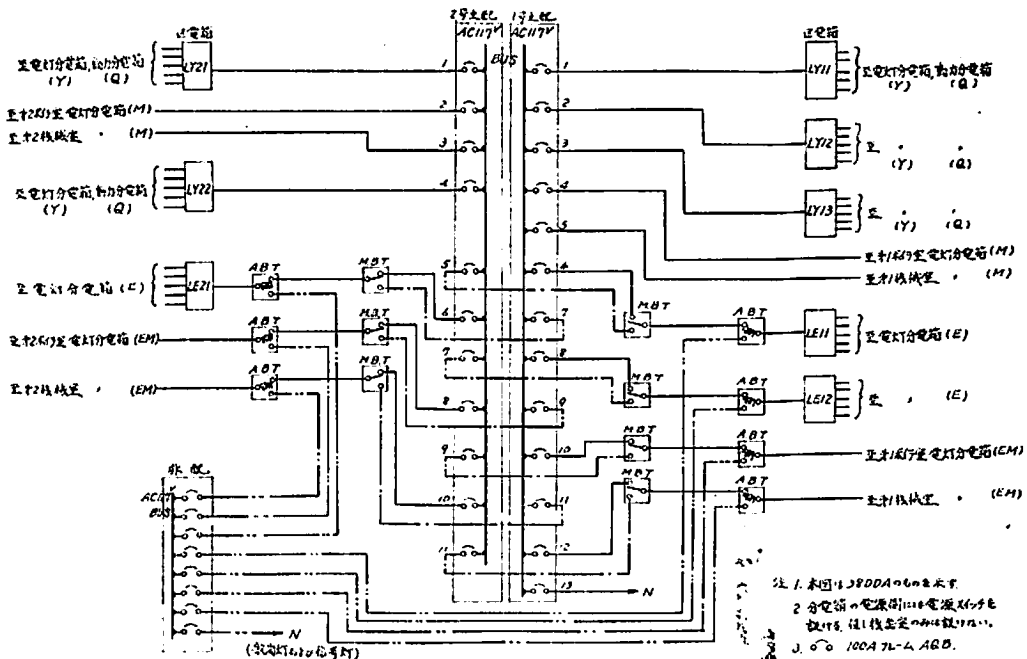
E 系を主とする区画; 機械室、ボイラ室、補機室、舵取機室、舵取機管制室、IC 室、応急指揮所、医務室、各弾薬庫および揚弾室等。

(ハ) E 系のみ装備する区画

発電機室、天井灯1灯のみしか装備しない戦闘小区画。

5.2 けい光灯採用区画の拡大

艦内の照明は従来の白熱灯を主体とした照明より、逐次けい光灯を主体とした照明に置きかえられてきた。これは



第5図 照明電源系統図 (給電方式)

a) けい光灯は白熱灯に比し発熱量が少なく、電力的にも経済的であり、光束発散も多く、比較的照度にむらがない。しかも直接光に対し眩惑も少ない。

b) 在来のけい光灯灯器は、非防水形のみしかなく、居住区画にも限定されてきた。最近防水形灯器が開発されたので、熱気や湿気の多い場所にも装備可能となった。

等によるもので、38年度艦のけい光放電灯と白熱灯の装備区画をあげると、次の通りである。

けい光灯装備区画

居住区、戦闘区画・士官公私室、食堂、事務室、主要通路、衛生区画（浴室、便所、洗面所）、調理区画（調理室、食器室、食器洗滌室）、作業区画（補機室、発電機室、舵取機管制室、消磁動力室、動力室、工作室）、その他、機械室、ボイラ室で常時配員のある所等、白熱灯装備区画

揚弾室、測程機室、空気調整室、通風機室、揚錨機室、舵取機室、ポンプ室、冷凍機室、係船機室、倉庫、その他機械室、ボイラ室で常時配員のない所等、これはけい光灯の装備区画が、従来に比し、非常に拡大されていることを示している。

5.3 低照度照明

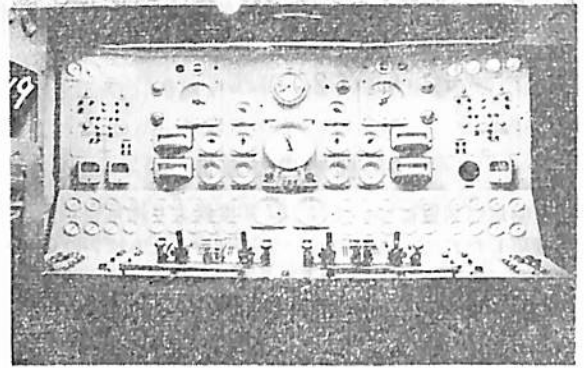
従来赤灯による低照度照明は、主として足もとの照明および消灯後の居住区画深夜照明として実施してきたが、34年度艦では夜間航行時の乗員の目の暗順応を考慮し、士官室より艦橋に至る通路および廊室にも低照度照明を計画した。

37年度艦よりは、この範囲を更に拡大して中甲板の主要通路、曝露部の戦闘、給油、信号の各ステーションに至る廊室にまで実施することになっている。この赤灯は白灯と混合装備され、常時は白灯のみが点灯されているが、灯火管制時や夜間航行時、必要の際には赤灯が白灯に代り点灯される。この場合、これら赤、白灯はそれぞれのグループ毎に設けられた別々のスイッチにより管制される。

5.4 計器盤照明

最近ディーゼル艦の主機は、機械室と別区画の操縦室で遠隔操縦する場合が多く、操縦室では、1名ないし2名の操作員が遠隔操縦盤の前で操作監視に従事する、この遠隔操縦盤は速力通信器、回転計、圧力計、温度計等、数十個の計器類が全面に配置されているので、盤面照明の適否が、操作に重大な影響を及ぼしてくる。

34年度護衛艦“いすず”“もがみ”では建造当時、この盤面照明が問題となり、天井灯の配置を変更したり、遮光板をつけたりして工作に工夫が加えられたが、それでも盤面と天井灯の相対位置により計器面の反射光、灯器の直射光の障害はまぬがれなかつた。36年度護衛艦

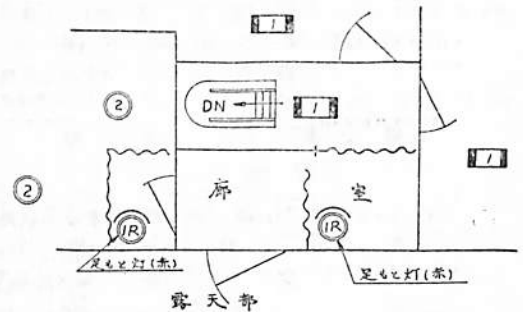


第 6 図

“きたがみ”“おおい”では、建造所の努力、メーカーの協力により灯器の構造、取付位置等について十分検討研究を加え、試作品数種類が作られ実艦で比較検討の結果、最終的には、第6図の方式に決定した。これは従来の灯器の深さを、更に深くしたもので、内底近くに20W放電管1本を収め、表面ルーバーを基盤の目の如く細分の上N7（薄灰色）に塗粧した型式のものである。

5.5 ライト・トラップ (Light Trap)

灯火管制時の艦外漏光防止対策として、前述の低照度照明の外、露天甲板に通ずるドア、ハッチには、ドアスイッチを付した照明管制方法が採られている。この方式を多用すると、配線や回路が非常に複雑になるので、最近は露天部に通ずる通路および廊室のみには、黒色のカーテンおよび遮光板による遮光法（ライト・トラップ）を採用している。第7図は38年度護衛艦に適用される1例である。



第 7 図

6. 艦内電話装置

艦艇における電話は、艦内各部署間の命令の指示、伝達および連絡に使用するもので、艦の神経ともいえるものである。

艦艇では専ら無電池式電話機を使用している。これは通話のための電池、あるいは艦内電源等外部よりの給電は一切必要としないので、回路は非常に簡単で、各系統別に必要個所の電話機が並列に入っているだけである。

ただこの系統は“操艦用”“戦闘指揮用”“情報連絡用”
“日常業務用”等種類が非常に多く、38年度 DDA 型
艦の一例を示すと次の通りである。

JA 艦長戦闘系 JC 武器指揮系
JG ダッシュ系 JS プロッター系

5JP 5" 砲戦指揮系 8JP 対潜戦闘系
JL 見張系 1JS CIC 情報系
21JS 対空レーダー系 22JS 対水上レーダー系
61JS ソナー情報系 81JS 方探逆探系
JX 電信連絡系 1JV 操艦および応急系
2JV 運転指揮系 3JV ボイラ系
5JV 電機系 2JZ 機関および応急指揮系
X1JV 副操艦および応急系 X1J 要務系
X6JI レーダーサービス系 X6JV レーダー訓練系
X17J 揚弾薬機系 X20J ロケット揚弾系
X25J ソナーサービス系 X40J 応急通信系

電話機としては、胸掛送受器、手持送受器および卓上
電話機の3種類が使われているが、最近採用し始めた次
の2種類の送受器について紹介する。

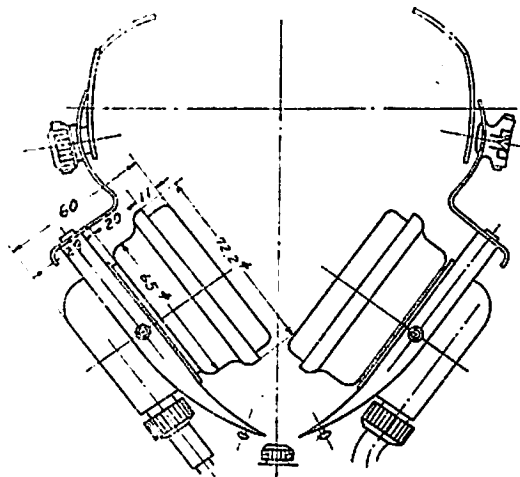
(1) 無電池式電話機用小形胸掛送受器

従来の胸掛送受器は、ヘッドセット部の形が大きく、
訓練および戦闘時等に、鉄帽を使用して電話機を装着
するとき、普通形の鉄帽では電話機を装着出来ず、特
に耳部の突出した鉄帽を使用していた。また重量も約
550g で重く、長時間使用すると頭が重くなる等の不
満が一部にあつたので、形が小さく普通の鉄帽でも使
用可能でかつ極力軽量の胸掛送受器を目標に開発を進
めていたが、従来のものと同等以上の性能（イン
ピーダンス；600±120Ω，感度；70db 以上，共
振周波数；1450c/s 以上，防水形）を有しかつ重
量が従来の約 2/3 の約 270g の胸掛送受器を開発
したので、36年度以降の水上艦艇に全面的に使用
し良好な実績を得、今後の艦船の胸掛送受器はす
べてこの小形のものとする。従来形と小形との概
略の外形を第8図、第9図に示す。

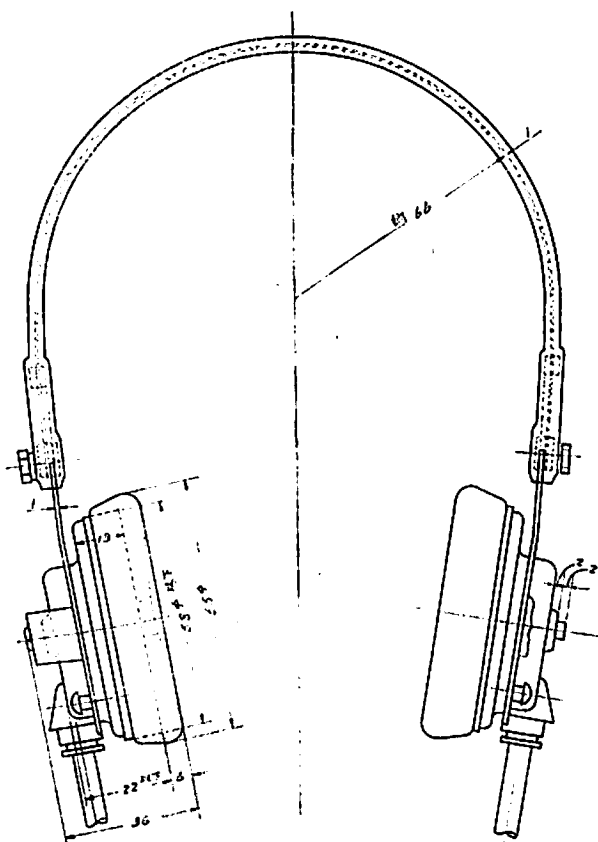
(2) 増幅器付無電池式電話機

無電池式電話機は、その名の如く、通話にはも
つぱら音声エネルギーのみを利用し、電池その他
の外部電源を必要としないことがもつとも大きな
特長で、一般に艦艇の艦内通信に使用されている
が、従来機械室、発電機室、舵取機室等の騒音の大
きい所（約100～120 ホーン）では周囲騒音のため、
了解度が低下し、明瞭な通話が困難であつた。そ
のため従来防音箱等を使用していたが、スペース
の問題、電話員の機動性の制約等のため好ましく
ないので、防音箱等を使用せず、騒音中における
良好な通話の可能な電話機として、トランジスタ
増幅器付無電池式電話機を開発した。本電話機は、
受話回路に増幅器を入れたもので、送話機のS/N、
増幅度およびサイドトーン防止回路等が問題にな
るが、すべて実艦における実験により決定した。

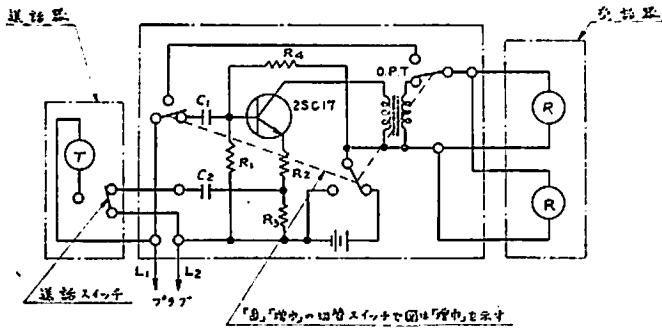
この電話機は、36年度艦より使用しているが概
ね良好な成績を得たので、今後の艦艇に使用を予
定している。



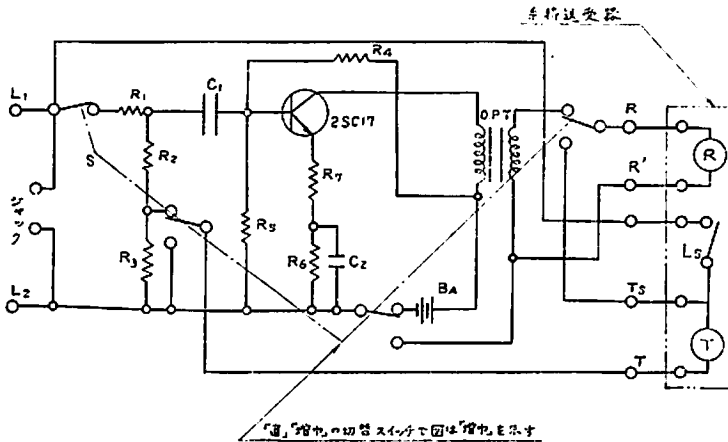
第8図 従来形の胸掛送受器



第9図 小形胸掛送受器



第 10.1 図 増幅器付脚掛送受信器接続図



第 10.2 図 増幅器付手持送受信器接続図

なお、本電話機は万一増幅器に故障を生じたり、また電池が消耗した場合および停泊中等周囲が静かな時には、普通の無電池式電話機として使用出来るように「直」および「増幅」の切替スイッチを設け、増幅回路を除外することが出来る。

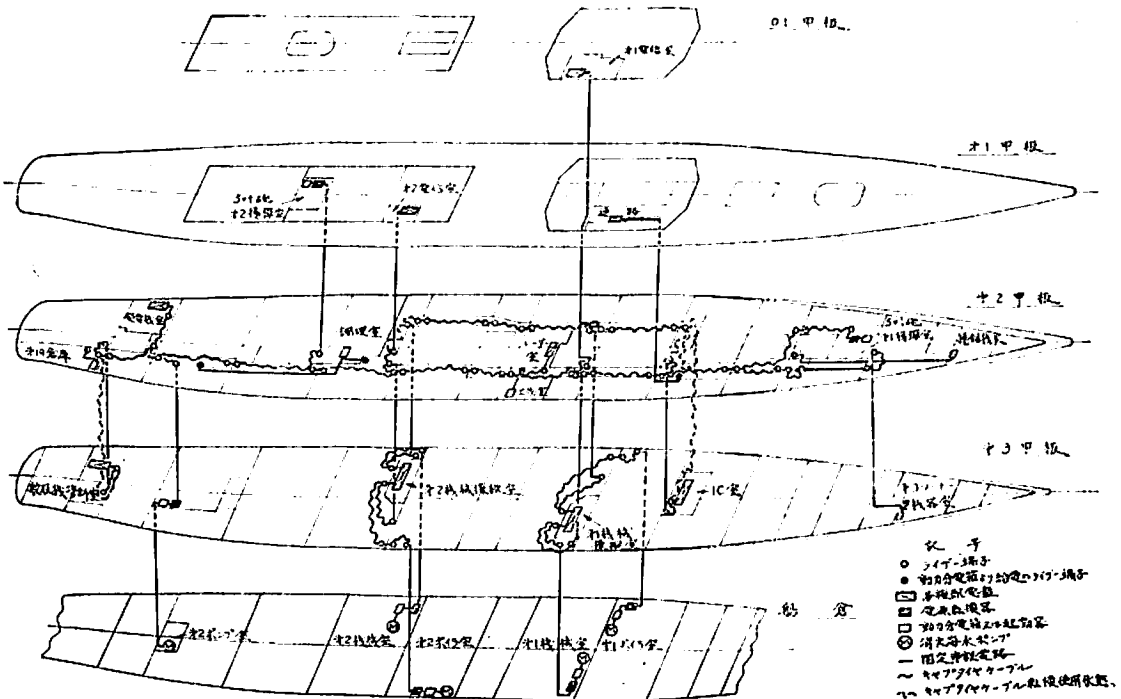
増幅器付電話機の接続図を第 10.1 図および 10.2 図に示す。

7. 応急電路装置

艦艇の重要負荷に対しては 3.3 に述べたように給電線には万全を期しているが、これらの固定布設の電路が故障の場合でも電源装置さえ健全であれば携帯用ケーブルを臨時に布設して、さらに給電を継続可能のように応急電路装置を設けている。

ただし、この装置は艦が損傷した場合に、沈没の防止、危険海域よりの脱出に必要な負荷および最小限の所要武器に対してのみ考慮している。

応急電路は一般に艦首部より艦尾部にわたって臨時に、しかも急速に構成する必要があるので、縦走通路を有するもつとも下部の甲板、またはダメージコントロール甲板 (Damage Con-



第 11 図 38 年度 DDA 型護衛艦応急電路装置概略図

trol Deck) を利用して、出来れば両舷に設けるのが原則である。

応急電路装置は、艦のすべての水防区画が閉鎖された状態で使用出来ることを要し、その構成要領は第 11 図の通りである。

図において分るように、この装置は携帯用ケーブル、固定ケーブルおよびこれらを接続する応急端子よりなるが、被害局限のため前後左右方向の固定電路は出来るだけ短くすると同時に、甲板を貫通する上下方向の固定電路は出来るだけ垂直に布設している。

35 年度護衛艦“あまつかぜ”および 37 年度以降の護衛艦では、更に特定の動力分電箱より分岐給電される汎用の応急端子を新設し、この動力分電箱が使用可能な場合には応急電路装置の電源として利用し、応急電路構成の迅速化を計っている。

8. 最近の開発機器

最近開発を完了または開発中の電気機器の二、三を紹介する。

(1) 舵制御装置

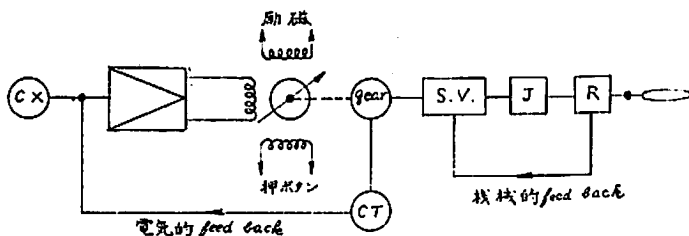
護衛艦の舵制御は、従来油圧テレモーター方式であったが、32 年度以降建造の駆潜艇および 34 年度護衛艦より電気式舵制御装置を使用し極めて良好な実績をあげ、今後もすべてこの電気式を採用する予定である。

この方式は油圧テレモーター方式に比し

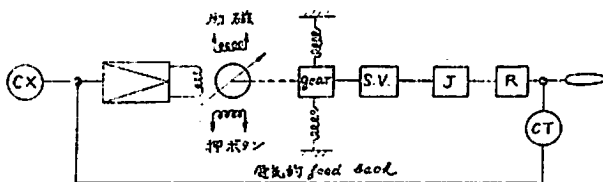
- (イ) 応答速度が早く、かつ精度がよい。
- (ロ) 電路を容易に右舷、左舷と 2 回路布設出来るので被害に対して強い。

等の利点があるからで、発令操舵と、押ボタン操舵の 2 種類に分かれている。

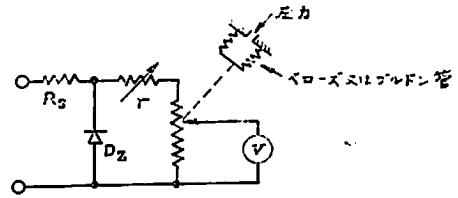
発令操舵は通常使用されるもので、艦橋の操舵輪より CX、CT のシンクロ電機を介しサーボモーター



第 12.1 図 一般形発令操舵系統図



第 12.2 図 “あまつかぜ” 発令操舵系統図



D₂: 定電圧ダイオード

第 13 図 電気式圧力計接続図

を制御して操舵し、押ボタン操舵は発令操舵故障時に、押ボタンにより直接サーボモーターを制御して操舵するものである。

発令操舵の概略系統を第 12.1 図および第 12.2 図に示す。同図中“あまつかぜ”に装備のものは、船体構造上、舵取機管制室と舵取機室とが防水隔壁にて 2 分されるため、防水隔壁を貫通して機械的に follow up mechanism をとることが防衛上不利なため、これを取り止め one loop の電気的 feed back としたものである。

(2) 電気式圧力計

主機関の遠隔制御、自動監視方式の採用に伴い、水、空気および油等の圧力を電気的に計器指示することが要望されてきたので、自動監視および自動警報を行うため小形で耐振、耐衝撃性を有する電気式圧力計を開発中で、建造計画中の艦艇にはこれを装備する予定である。

本計器の電源は DC 24 V、検出器の誤差率は ±1.5 % 広角度計器を使用する。その原理図を第 13 図に示す。

(3) 自動温度監視装置

主機 (タービン) および 同付属装置等の スラスト軸受、減速装置、潤滑油および油冷却器等約 60 個所の温度を集中自動監視するとともに自動警報する自動

温度監視装置を、35 年度艦“あまつかぜ”に装備するが、今後の艦艇も電気式圧力計と併用して自動的に集中監視および警報を行う傾向に向いつつある。なお、指示計自体の耐衝撃強度は 100 g なので、更に高度の耐衝撃性を有する広角度計器への変更を計画し、それに付帯してサーミスターアップの開発を行い、37 年度艦以降の艦艇には耐衝撃性の電気式温度計が装備される予定である。

(4) 機関運転通信器

艦の速力を変更する際に使用する通信器および計器は、従来速力通信器、回転通信器、電気回転計、増減速計等であったが、これらの機器の、装備上の相互位置の関係およびその指計の動きは個々別

々で迅速、適切を要する機関指揮上不満なので、電気回転計を中心に速力通信器、増減速計、回転通信器等を一体に装備した機関運転通信器を開発し、今後の艦艇への装備を検討中である。本通信器は超小形ランプと数字表示管および接点サーボを応用したもので、小形軽量で耐振、耐衝撃性のすぐれたものである。

9. 艦船用電線の新規格

現行の艦船用電線規格は昭和29年に、一般用電線については互換性および生産性を考慮して AB 規格に基いた NK 規格により、特殊電線については米海軍規格 MIL-C 915 A 等を基礎として作成したが、最近一般艦船用電線規格として国際規格である I. E. C., TC-18 の PUBLICATION FOR ELECTRICAL INSTALLATION IN SHIPS を基礎として JIS C-3410 (艦船用電線)が制定され NK 規格・AB 規格および LLOYD 規格の承認を得てこれに統一されたので、技術的経済的見地から最近の電線技術の進歩を採り入れ、今回防衛庁艦船用電線として所要の性能を確保しながら、IEC を基礎とし JIS 規格をとり入れて大幅に改訂した。

改訂の要点を次に述べる。

(1) 電線の種類および記号

1.1 電線の種類にはなるべく使用電圧を表示することとし、従来の電灯動力 600 V 用は 660 V とし、115 V 系の電灯・小形動力および艦内通信装置や武器の指揮制御装置用電源線として経済的な 250 V 用を制定した。

1.2 従来のワニスキャンブリック絶縁に代り耐湿性・耐オゾン性および電気的機械的性能の優れたブチルゴム絶縁を採用した。

1.3 使用実績より見て殆んど使用されなかつた下記の電線を廃止した。

- イ) ゴム絶縁編組ケーブル
- ロ) ゴム絶縁ガイ装ケーブル
- ハ) 鉛被ケーブル
- ニ) 共電式電話ケーブル
- ホ) 単線ケーブル
- ヘ) ワニスキャンブリック絶縁ケーブル
- ト) 銅合金ガイ装ケーブル

(2) 導 体

導体断面積の範囲は従来と殆んど変りないが素線径は従来のインチ換算のものを改め JIS 規格に定められているもののみとしたが JIS はサイズの飛びが疎く従来の実数から見て不適当なので極力現行 NDS 通りとするため、新しい導体構成のサイズを追加した。

(3) 絶 縁 体

3.1 絶縁体の種類および導体許容温度を比較すれば第 2 表の通りである。

第 2 表

絶 縁 材 料 の 種 類	導体許容温度 °C	
	XXF 8701 C (新)	XXF 8701 B (旧)
天 然 ゴ ム	75	75
ビ ニ ル	75	75
ブ チ ル ゴ ム	80	—
ワ ニ ス キ ャ ン ブ リ ッ ク	—	85
ケ イ ソ ゴ ム	180	180
サーモプラスチックアスベスト	75	75
サーモプラスチックガラス	—	75
ワニスキャンブリックアスベスト	—	85
ワニスキャンブリックガラス	—	85
ワニスガラス(消磁)	—(ブチルゴムを使用)	90
ク (消磁以外)	—	120

3.2 絶縁体の厚さおよび物理的性質

絶縁体厚さについては旧規格は AB 規格または MIL の厚さを採用していたが本規格では特殊電線の一部を除き JIS 規格と同様とし定格電圧により区分し、材質では区分せず天然ゴム・ブチルゴム・ビニルのいずれも同一とした。なおこの厚さは平均値の最小厚さで公差は JIS 規格と同様とした。

また物理的性質は IEC 通りとした。

(1) 660 V 用

導体径 22.4 mm 以下 $t=d/10+0.7$
22.5 mm 以上 $t=d/20+1.88$

ただし t; 絶縁体厚さ
d; 導体外径

最小厚さ 1.2 mm に抑える。

(2) 250 V 用

$t=d/10+0.5$ mm

最小厚さ 0.8 mm に抑える。

(4) 許容電流

許容電流は I. E. C の規定に従い算定した。基準温度としては、周囲温度 40°C および 50°C について、連続定格を規定した。この許容電流は、6 条以下を並列に並べた場合のもので 7 条以上を束ねる場合は、これらの値の 85% とする。

なお、消磁用ケーブルの如く一般ケーブルと離し、3 条以下を並べ布設するものの許容電流は、空中一条布設

の場合の値を記載し布設条数に対する電流低減率を、つぎの如く定めた。

条 数	電 流 低 減 率
2	0.92
3	0.87
4	0.83
6	0.80

なお、多心動力ケーブルおよび艦内通信ケーブルについては、最近の使用動向に従って 400 c/s における許容電流も併せ規定した。

短時間定格許容電流値の使用実績が極めて少なかつたので数値の記載を止め規格の付図によることとした。

10. 電 路 布 設

艦内電路の布設要領については艦艇の特異性より“自衛艦工作基準”にその詳細を規定しているが、最近実施している二、三の特異性を挙げると、

(1) ぎ似甲板 (False Deck) の採用

最近の自動化された武器の指揮装置には床上据付の盤形式のものが多く、しかもオペレーション (Operation) の都合上、室壁附近よりも、むしろ室の中央附近に装備されるので機器への配線は下部より行う必要が生じた。従つてこれらを装備する戦闘諸室においては床上約 300 mm の高さにぎ似甲板を設け、両床間に所要の電路を布設し機器への配線を行うことにして

いる。このぎ似甲板は 35 年度 建造設備艦“あまつかぜ”より実施したが、同艦では更に主配電盤を装備する主機操縦室の床にも採用している。

(2) 電線トランクの設置

艦橋および同附近の戦闘諸室へ立上る電線は非常に数多く、どの艦艇でも電路布設には苦勞してきたのであるが、最近の護衛艦では艦橋甲板附近より下部に向つて断面積 700 mm×1000 mm 程度の「電線トランク」を両舷に設け、その内部にまとめて布設することになっている。従つて配線も容易になり配線上も外観上もよくなった。

(3) 無機絶縁電線の一部使用

煙突出口に近接するマスト布設の電線の一部および金属性のパイプ内配線を必要とする弾薬庫内の電線には、無機絶縁電線を使用することにした。

前者は高温に対する絶縁保護、後者はパイプ配線の代替として Value Engineering によつたものである。

(4) チューブラハンガーの試用

最近米海軍艦艇においては電気積装工事に対する Value Engineering の一環として、従来のハンガー、バンド方式のかわりに、チューブラハンガー、フープバンド方式を採用しているため護衛艦においても、35 年度艦より一部試用することにした。

なお、耐振動、耐衝撃に対する条件は従来通りである。 (終)

重 版 ・ 天 然 社 海 技 入 門 選 書

東京商船大学教授 野原威男 著

船の強度と安定性

A 5 判 160 頁 定価 380 円 (〒 70 円)

目

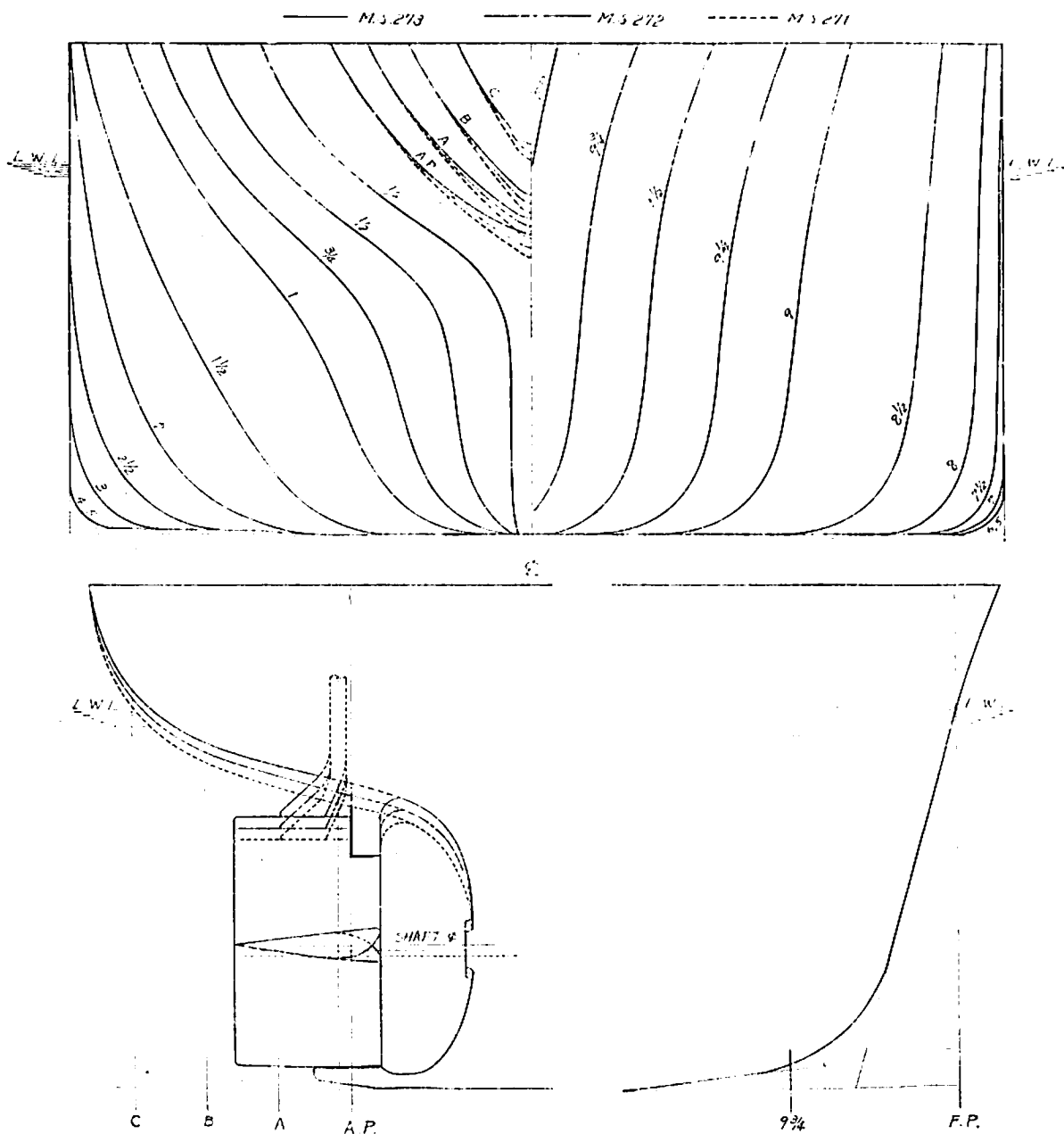
第1章 力の作用		
1.1 力のつりあい	1.2 力のモーメント	1.3 重心
1.4 回転運動	1.5 振子の運動	1.6 水の圧力
第2章 荷重と応力		
2.1 荷重と応力	2.2 ビームの強さ	2.3 柱の強さ
2.4 強さの連続性		
第3章 鋼材		
3.1 鋼材の種類	3.2 鋼材の強さ	3.3 安全率
第4章 リベットと溶接		
4.1 リベット	4.2 リベットの継手	4.3 タイトネス
4.4 リベットの検査	4.5 溶接	4.6 溶接継手
4.7 溶接の利点と欠点		
第5章 船の強度		
5.1 船に加わる力	5.2 縦強度	5.3 横強度

次

5.4 局部強度	5.5 構造様式	5.6 強度の確保
第6章 排水量		
6.1 シンプソンの法則	6.2 浮力と浮心	6.3 重心
6.4 排水量	6.5 毎センチ排水トン数	6.6 ファイネス係数
第7章 復原力		
7.1 小傾斜角の復原力	7.2 メタセンター	7.3 傾斜試験
7.4 大傾斜角の復原力	7.5 動的復原力	
7.6 トリム	7.7 トリムの変化	
第8章 安全性の確保		
8.1 GM の確保	8.2 乾舷の確保	8.3 重心の見掛けの上昇
8.4 安定性の減少	8.5 動揺周期	
8.6 波浪の影響	8.7 安定装置	

1軸大型油送船のクルーザー・スターンの形状とプロペラ直径について

船舶編集室



第1図 正面線図および船首尾形状図

第1表 要目表

M.S. No.	271	272	273
長さ(L.P.P.) (m)	181.00		
幅(B) 外板を含む (m)	25.460		
喫水(d) (m)	10.187		
喫水線の長さ(L.W.L.) (m)	186.91	186.68	186.42
排水量(ρ) (m ³)	36,611	36,608	36,603
C _b	0.780		
C _p	0.788		
C _面	0.990		
lcb (L.P.P. の%にて 面より)	-0.52		
平均外板厚さ (mm)	30		
λ_s^*	0.13942	0.13943	0.13943

*印 L.W.L. に基く

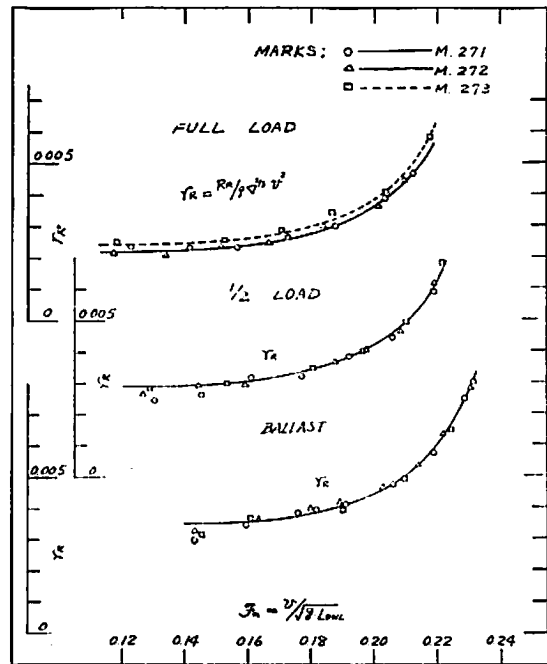
M.P. No.	228	229	230
直径(m)	6.100	6.400	6.700
ボス比	0.213	0.203	0.194
ピッチ(避減)(m)	5.033	4.704	4.402
ピッチ比(避減)	0.825	0.735	0.657
展開面積比	0.463	0.465	0.466
翼厚比	0.0561	0.0553	0.0548
傾斜角	9°~59' ~30''	9°~59' ~30''	9°~59' ~30''
翼数	4	4	4
回転方向	右廻り	右廻り	右廻り
翼断面形状	エーロ ファイル	エーロ ファイル	エーロ ファイル

第2表 半載およびバラスト実験状態

	M.S. No.	DRAFT (m)			TRIM (m)	DISPLACEMENT (m ³)
		A.P.	M.S.	F.P.		
1/2 LOAD	271	7.490	6.585	5.680	1.810	22,879
	272	7.490	6.585	5.680	1.810	22,879
	273	7.490	6.585	5.680	1.810	22,879
BALLAST	271	6.920	5.110	3.300	3.620	17,415
	272	6.920	5.110	3.300	3.620	17,415
	273	6.920	5.110	3.300	3.620	17,415

一般に、大型油送船においては、喫水その他の理由からプロペラ直径を制限されることが多い。このためプロペラ効率が若干低下するが、一方プロペラ直径を小さくすれば、クルーザー・スターンを大きくすることができ、船体の抵抗が若干減少することが期待される。今回は、これらの関係を調査した模型船の水槽試験結果を掲げる。

対象とした実船は、垂線間長さ 181 m、載荷重量約 28,000 噸の 1 軸油送船で、これに対応する模型船は垂線間長さ 6 m のパラフィン製のものである。実船の主要目等は、実船に換算した模型プロペラの要目とともに第 1 表に示す。また、正面線図および船首尾形状図を第 1 図に示す。図にみるごとく、クルーザー・スターンおよびプロペラ孔の大きさ、形状を 3 種類に変化させ、それぞれ装備し得る直径のプロペラで推進性能を調査した。これらの模型プロペラは、実船の主機出力 12,000 SHP、毎分回転数 105 として設計、製作された。



第2図 剰余抵抗係数の比較

試験は満載、半載、バラストの3種の荷役状態について行われた。なお、半載およびバラストの実験状態は第2表に示す。

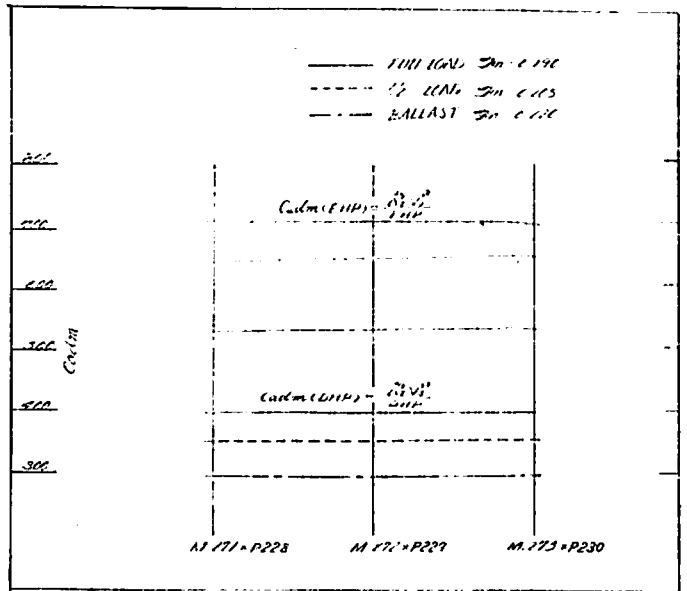
抵抗試験の結果について、フルード数を横軸とした剰余抵抗係数を第2図に、これらの結果を用いて算定した実船の有効馬力に基づくアドミラルティー係数を、プロペラ伝達馬力に基づくアドミラルティー係数とともに、クルーザー・スターンの大きさを横軸として第3図に比較した。この場合、実船および模型船の摩擦抵抗は、フルードの摩擦係数を使用して算出した。満載状態では、クルーザー・スターンの小さいM.S. 273 は明らかに抵抗が大であるが、他の2隻は殆んどその差が認められない。この相違は、剰余抵抗で平均約6%、有効馬力で約2%である。半載、バラスト状態では、すべての模型船は殆んど同一の抵抗値を示している。一方、プロペラ伝達馬力は、各荷役状態とも同一値を示している。また、自航要素について同様の比較をしたものを第4図に示す。

以上の結果より、肥大船型の満載状態では、一般にクルーザー・スターンを大きくすることによって抵抗は若干減少するが、プロペラ直径が小さくなるためプロペラ効率の低下が伴流の増加による船体効率の改善よりも大となり、抵抗の減少と相殺され推進馬力には変化がないようである。半載、バラスト状態では、プロペラ効率の低下と伴流の利得による船体効率の改善が同程度となり、推進効率にはほとんど変化がない。

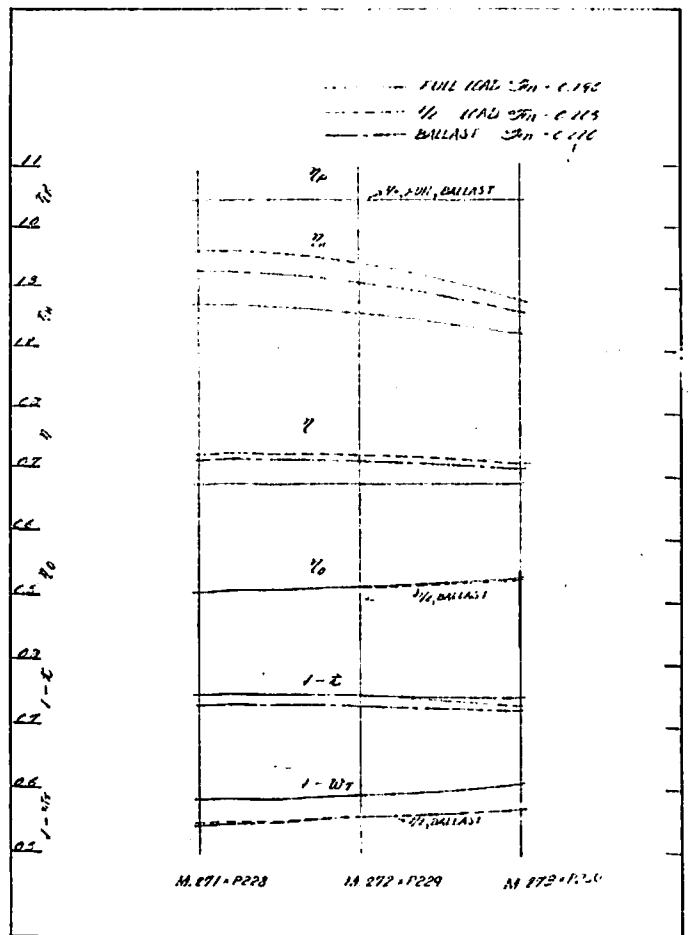
「船舶」のファイル

背幅9cmに改装し、1年分(12冊)綴込み得るようにしました。利用されることをおすすめします。

頒価 200円(送50円)



第3図 $\frac{\Delta^{2/3} V^3}{EHP}$ および $\frac{\Delta^{2/3} V^3}{DHP}$ の比較



第4図 自航要素の比較

橋本造船(神戸)	163		寄神海事工業	300	—	—	—	その他(起重機)	38. 5. 1
三菱, 下関	579	ぐれいす	公団/加藤汽船	950	D	2,400	不明	〃(客)	38. 5. 9
三井造船	678	Alisteides	バナマ	33,000	〃	14,700	三井	輸出船	38. 5. 24
日立, 因島	3947	Santa fe Explorer	カナダ	30,500	T	17,600	石播	〃	38. 5. 25
三菱, 長崎	1569	ジャージエーハンジャクンティ	インド	21,600	D	9,000	三広	〃	38. 5. 7
〃	1570	Kanishka Jayanti	〃	21,600	〃	9,000	〃	〃	38. 5. 11
石播, 相生	615	Lozovaya	ソ連	22,100	〃	18,000	石播	〃	38. 5. 17
三菱, 日本	860	Panachaikon	リベリア	33,500	T	13,400	新三菱	〃	38. 5. 22
三菱, 広島	161	Likhoslavl	ソ連	22,200	D	18,000	三広	〃	38. 5. 22
浦賀重工	830		インドネシア	390	〃	640×2	川崎	〃	38. 5. 9
〃	831		〃	390	〃	640×2	〃	〃	38. 5. 9
〃	832		〃	390	〃	640×2	〃	〃	38. 5. 9
日立, 向島	3980		ソ連	450	〃	380	ダイハツ	〃	38. 5.
〃	3981		〃	450	〃	380	〃	〃	38. 5. 23
瀬戸田造船	150		〃	325	〃	250	ナクレロン瓦斯機関	〃	38. 5. 7
〃	151		〃	325	〃	250	〃	〃	38. 5. 7

外(300トン未満) 51隻 8,829総トン

進水船 合計 115隻 239,732総トン

(ハ) 竣工船

造船所	船番	船名	船主	総トン数	主機	主機メーカー	用途	竣工月日	
函館ドック	310	山雪丸	山下近海汽船	2,550	D	3,125	日立	貨物船	38. 5. 20
鋼管, 清水	202	神永丸	公団/栗林商船	2,930	〃	2,250	浦賀	〃	38. 5. 23
名古屋造船	188	瑞星丸	三光汽船	4,650	〃	3,280	日立	〃	38. 5. 10
〃	189	雄幸丸	公団/同和海運	2,200	〃	2,100	伊藤	〃	38. 5. 30
三菱, 広島	158	邦明丸	日邦汽船	34,000	〃	16,000	三長	〃	38. 5. 23
尾道造船	120	宮若丸	宮崎産業	499	〃	750	木下	〃	38. 5. 16
太平工業	118	5高州丸	日浦海運	1,200	〃	1,200	日発	〃	38. 5. 19
宇品造船	408	42義宗丸	奥地汽船	750	〃	760	〃	〃	38. 5. 10
岸上造船	252	10宗宝丸	松井汽船	460	〃	720	住吉	〃	38. 5. 23
〃	265	3日徳丸	日徳汽船	449	〃	700	〃	〃	38. 5. 29
岸本造船	141	11旭丸	旭海運	420	〃	420	不明	〃	38. 5. 26
波止浜造船	145	2直愛丸	若山海運	499	〃	750	伊藤	〃	38. 5. 28
来島船渠	186	山泰丸	梶山汽船	499	〃	650	日発	〃	38. 5. 11
〃	180	3高砂丸	堀内数雄	480	〃	550	〃	〃	38. 5. 27
〃	187	3鴻運丸	住友商事	415	〃	550	阪神	〃	38. 5. 30
四国ドック	651	2東那丸	植本勇	360	〃	430	榎田	〃	38. 5. 10
今治造船	113	2近洋丸	小池汽船	450	〃	650	〃	〃	38. 5. 17
三井造船	683	木曾丸	日本水産	2,530	〃	2,750	三井	漁船(トロール)	38. 5. 21
金指造船	522	56宝幸丸	宝幸水産	990	〃	1,600	赤阪	〃(不明)	38. 5. 31
新潟鉄工	513	おきじ丸	隠岐汽船	800	〃	2,100	新潟	その他(客)	38. 5. 11
日立, 桜島	3964	Pinya	ピルマ	7,200	〃	5,450	日立	輸出船	38. 5. 30
四国ドック	639	Aiklee	シンガポール・セングビー	300	〃	800	阪神	〃	38. 5. 15
大洋造船	356	Yinkin	英 国	3,850	〃	2,700	神発	〃	38. 5. 3

外(300トン未満) 91隻 10,248総トン

竣工船 合計 115隻 78,729総トン

特 許 解 説

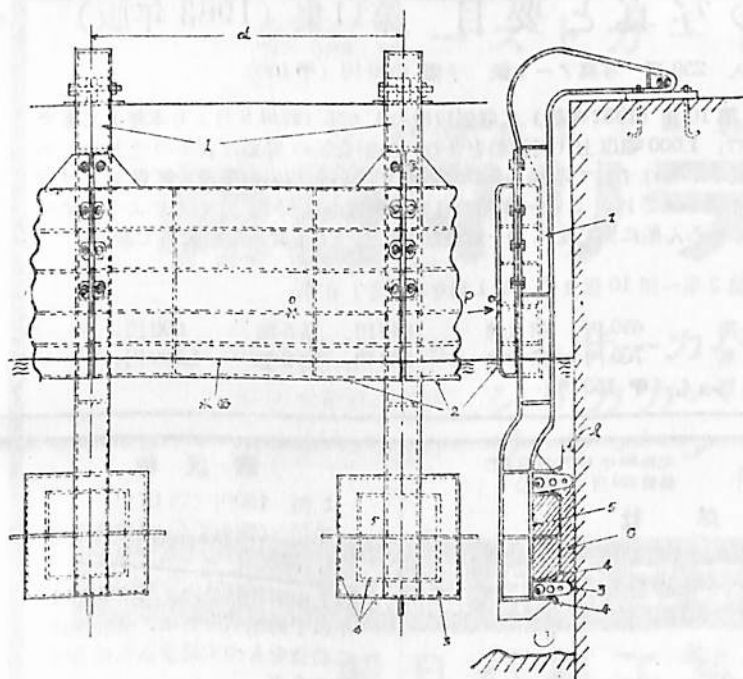
水圧緩衝部を有する防舷材。(特許出願公告昭38~6017号, 発明者 白石隆義, 出願人 日本国有鉄道。)

この発明は、弾性物質、蓋板および固定またはほぼ固定の壁面とに囲まれた水圧区劃内に船舶等の接触速度に応じた水圧を発生させることにより衝撃力と衝撃点の変位置との関係が凸をなす曲線となるような高い緩衝特性を備えた水圧緩衝部を有する防舷材に関するものである。図面について説明すれば、1はその支点を岩壁にもち、衝撃板2および水圧緩衝部を取りつけるレバーであつて衝撃板2の長さdにはほぼ等しい間隔で配列される。衝撃板2は船舶等に直接接触する部分で、その幅は潮の干満の差によつて定め、またその剛性は設計最大衝撃力に耐えるものとする。水圧緩衝部はゴム、ネオプレン等の弾性物質3と、その押え板、および蓋板5ならびに適切な補強材よりなり、前記弾性物質3は水圧区劃6の側壁となる。船舶等が衝撃板2の一点Oに接触すると、衝撃板2は岩壁の方向に押され、これと同時にレバー1は支点を中心に回転し水圧緩衝部を岩壁に押しつける。ところが水圧区劃6の内部の水は僅かな間隔からしか逃げられないから、水圧区劃6の内部の水圧が上昇し

て蓋板5を押し返し衝撃力pと釣合う反力が生ずる。この力により船舶等の速度は低下するが弾性物質3の圧縮量が増すにつれて間隔がますます小さくなるので水圧、ひいては反力はほぼ一定に保たれ、弾性物質3がその最大圧縮量まで圧縮される以前に船舶等は停止する。船舶等の衝撃速度が大きい場合は水圧区劃6内の水圧が始めから高くなり、この場合もほぼ水圧が一定で最大圧縮量に達する以前に船舶等は停止する。すなわちこの発明によれば水圧緩衝部をもつ防舷材は低い接触速度の場合は衝撃力が非常に低く、また他の防舷材では事故を起すような高い接触速度でも安全性が大きい。

発射式自動膨脹型救命浮環の自動膨脹装置。(特許出願公告昭38~6018号, 発明者 宮本博, 出願人 藤倉ゴム工業株式会社。)

この発明は、発射台架に取付けてある発射機により救命浮環を発射して、これを圧縮ガスにより自動的に膨脹させる発射式自動膨脹型救命浮環の自動膨脹装置に関するものである。図面について説明すると、発射筒3が主として仮縛してある外筒体20に内装されている救命浮環18により取囲まれ、かつ、支持筒体39内に密接している圧縮ガスボンベ35を収容すべきボンベ収容筒体19と、このボンベ収容筒体19の上部に螺着されている弾体1と、発射手段を内蔵している中間筒体22等から構成され、この場合前記ボンベ収容筒体19と中間筒体22が一体に形成されており、これらの両者19, 22の接続部分において圧縮ガスボンベ35下部がスプリング41, パッキング48, および止ピン26等を介して緩衝材に接続し、圧縮ガスボンベ35上部の封鎖板45にはスプリング43を介して一端が弾体1に接触している針棒33の尖端が前記封鎖板45に対応して位置するとともに、前記圧縮ガスボンベ35上部に逆止弁25が設けてあつて、この逆止弁25の縦軸線に対して直角な一方向に漏斗状開口部材29を取付けて、これを救命浮環18内に臨ませ、かつ、他方向に閉鎖用の袋ナット30を取付けて構成された発射式自動膨脹型救命浮環の自動膨脹装置である。従つて、救命浮環18を収縮した状態で囲繞し、かつ、外筒体20を有するボンベ収容

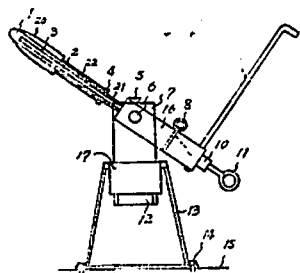


第 2 図

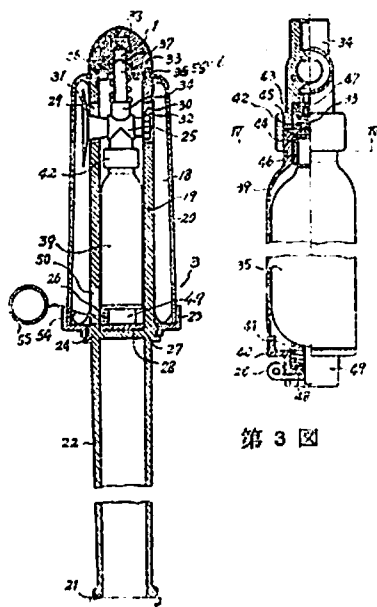
第 1 図

筒体 19 と発射手段を内蔵している中間筒体 22 とからなる発射筒 3 は第 1 図に示すように適宜発射機銃身 16 に装填される。ついで止ピン 26 に綱 54 を介してリング 55 を引張つて前記止ピン 26 を抜いて引金 11 を引くと、中間筒体 22 内の発射手段が発火栓により点火されて爆発し、発射筒 3 が発射される。着弾点に達すると止ピン 26 を引抜いてあることによりスプリング 41 が若干延びて止ピン 26 を引抜かない前の状態に比較してポンペ 35 に負荷されている発条力が弱まっているために、弾体 1 が衝撃を受け、この衝撃により針棒 33 の先端に封鎖板 45 がスプリング 36 の発条力に打勝つて突き当る。この結果、圧縮ガスポンペ 35 内のガス体は逆止弁 25 の漏斗状開口部材 29 を通つて救命浮環 18 内に送り込まれ、該救

命浮環 18 が膨脹して遂に仮縛してある外筒体 20 を外方へ広開した後、自動的に海上に浮遊して救命に役立つものである。 (増田 博)



第 1 図



第 2 図

第 3 図

(11 月 末 発 行)

天然社編 船舶の写真と要目 第11集 (1963年版)

B 5 判上製函入 230 頁 写真アート紙 予価 1500 円 (〒150)

昭和 37 年発行「船舶の写真と要目」第 10 集 (1962 年版) に収録以後の 1 カ年 (昨年 8 月より本年 7 月までの竣工船) における国内船、輸出船の、1,000 噸以上 (同型船を含む) の新造船の掲載は前集のとおりであるが、本集は旅客船、特殊船をその基準からはずして収録した。200 隻に近い新造船の全貌が写真および百余項目にわたる詳細なる要目表により明かにされ、この一年間の日本造船界の状況は、この集によつてすべて凝縮されたと言うべく、技術者はもちろん船に関心をもつ一般愛好者にとつても貴重なる資料である。

船舶の写真と要目 第 2 集~第 10 集まで (第 1 集をのぞき) 在庫

第 2 集	450 円,	第 3 集	650 円,	第 4 集	650 円,	第 5 集	900 円,
第 6 集	900 円,	第 7 集	700 円,	第 8 集	800 円,	第 9 集	1,200 円,
第 10 集	1,500 円	(各集とも 〒150 円)					

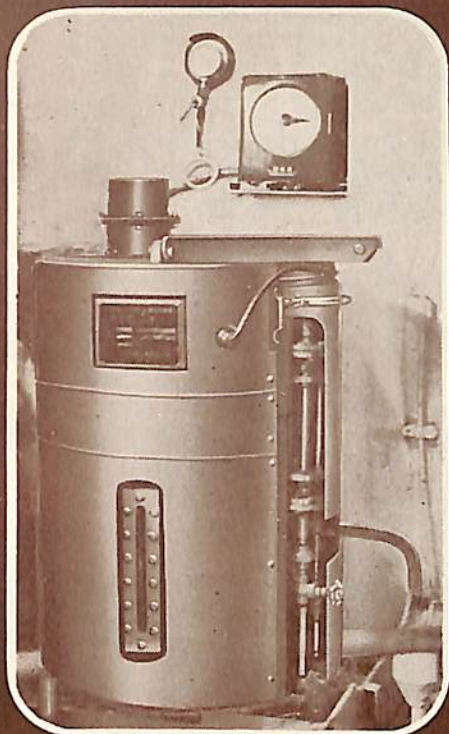
船 舶 第 36 卷 第 10 号 昭和 38 年 10 月 12 日発行 特価 220 円 (送 18 円)

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 180 円 (送 18 円)
 半年 (前金予約) 1,000 円
 1 年 () 2,000 円

以上の購読料の内、半年及び 1 年の予約割引料金は、直接本社に前金をもつて御申込みの方に限りません



海水が清水に

船舶用造水装置

アポロ-1 ステンスチール

造水された水に「水の素」を入れるだけ。良質の飲料水が、簡単につくれます。フロ・炊事・洗濯などの生活用水はもちろん、グリーズ用水にも最適。

また、とれた魚の塩づけに、濃塩水もつくれるなど、理想的な新製品です。

〈製品お買上げごとに、「水の素」(10トン分)をサービスいたします。〉



栗田船舶工業株式会社

本社 大阪府豊中市大字菟江163番地
電話(391)直通3853・3953・4003 (392) 0561
営業所 東京 ■工場 大阪・神戸

米国コーストガード認定

船舶用軽量不燃壁材

朝日マリライト

超軽量保温材	フェザーカバー、ボード
超軽量耐熱保温材	シリカカバー、ボード
高性能パッキング	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 東京都中央区銀座七丁目三番地 電話(571)9361代表
営業所 札幌・釧路・東京・横浜・静岡・名古屋・大阪・新居浜・岡山・門司・福岡・長崎

力と速さの

産業機械メーカーとして豊富な経験と技術をもつ宇部興産は、富士ディーゼル(株)との提携につづいて三菱造船(株)と技術提携を結び大型船用機関、「三菱UEディーゼル機関」を製作しています。三菱UEディーゼル機関は、船舶の高速化・大型化に伴う機関出力増大の要求にこたえて、三菱造船(株)において昭和30年に第1号機が完成されて以来、国内外から最優秀機関としての名声を博している優れた性能のディーゼル機関です。

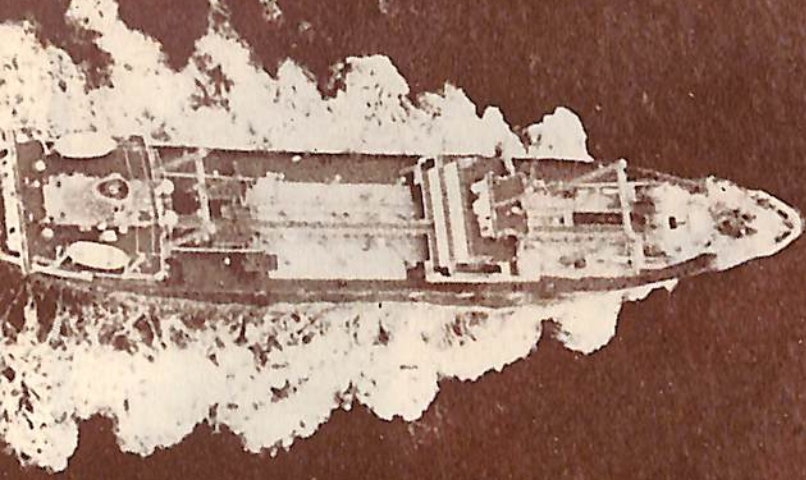
UBE 産 業 機 械

宇部興産

機械営業部 東京都千代田区永田町2の1 電話 581 3311代
東京・名古屋・大阪・広島・宇部・福岡・高松・新潟

■ カタログ急送します ハガキでどうぞ

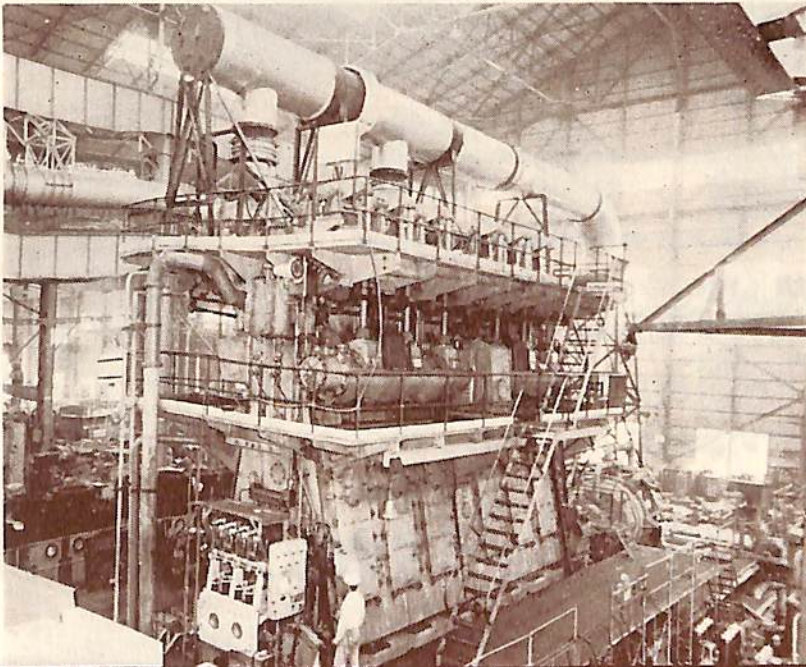
コンビナート！



船舶の高速化・大型化にこたえて……………

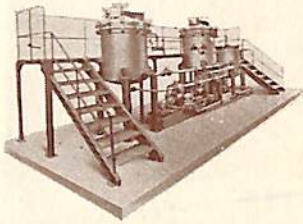
UBE 舶用大型ディーゼル機関

三菱UEディーゼル機関UEC65/135型



日米特許 **A I** フィルター
 特許 **ウルトラ・フィルター**

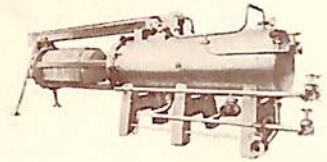
1/2の濾過面積で2倍の濾過量
 0.1ミクロンの微粒子完全除去



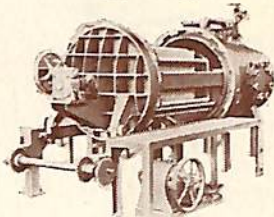
縦型



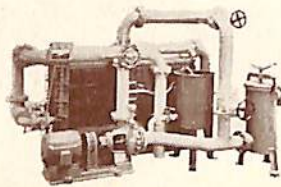
水平型



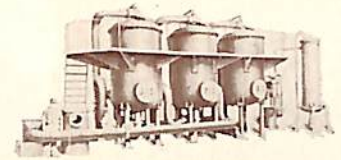
横型
 (ケーキ多量処理)



回転型
 (水平及垂直)



日米特許 A1 フィルター
 (可逆式連続硅藻土濾水機)



溶剤回収装置
 気体脱湿装置

ミウラ化学装置株式会社 東京都渋谷区中通3の33(オリエンタルビル) 電(402) 0185~7
 大阪市住吉区帝塚山東2の13 電(671) 0251~4

— 世界最大メーカー米国BM社と技術提携 —

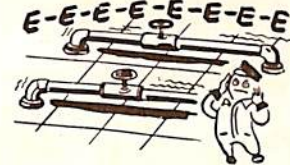
あなたの騒音・振動・お熱・熱回収
 工場の 騒音・振動・お熱・熱回収
 の問題が解決されます



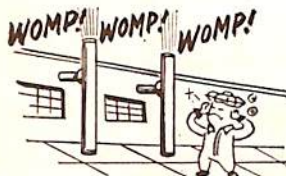
コンプレッサー
 配管の振動



蒸気・ガスの排気
 ガスタービン
 ジェット排気の騒音



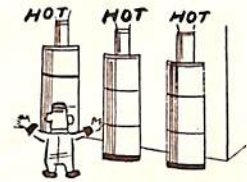
減圧配管の騒動



エンジンの排気
 及び騒音



消音と水分の分離



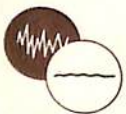
排気の消音と熱の回収

ミウラ化学装置株式会社内

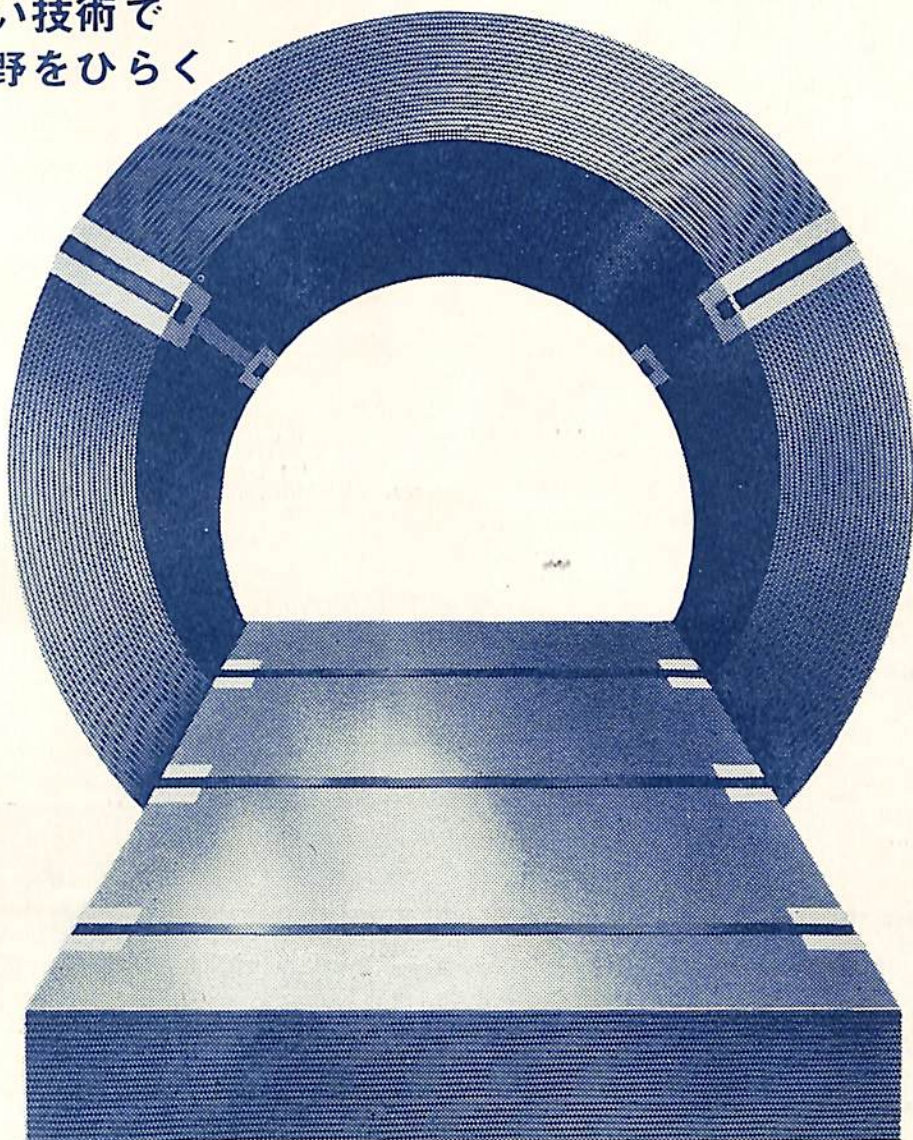
カタログ呈・誌名ご記入

バージェス・ミウラ消音工業株式会社

東京都渋谷区中通3の33(オリエンタルビル) 電(402) 0185~7
 大阪市住吉区帝塚山東2の13 電(671) 0251~4



新しい技術で
新分野をひらく



“鉄をつくり 未来をつくる” 住友金属



住友の鋼板

住友金属
住友金属工業株式会社

本社 / 大阪市東区北浜5の15 (新住友ビル)
支社 / 東京都千代田区丸の内1の8 (新住友ビル)
営業所 / 福岡・広島・高松・名古屋・新潟・仙台・札幌

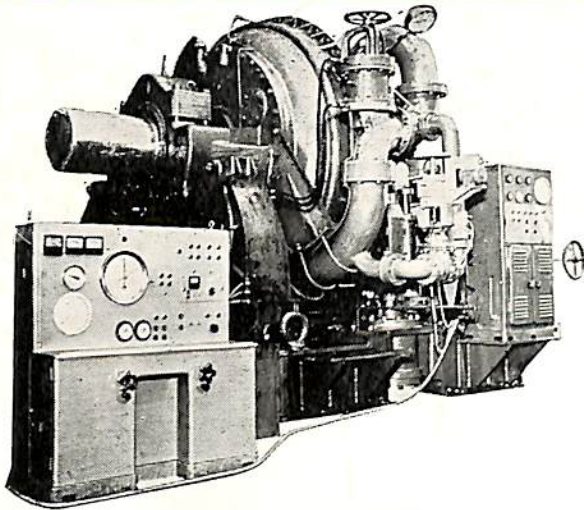
長い間の研究と技術の研さんが
見事に開花—“住友の鋼板”が脚光
をあびてデビューしました。新鋭
圧延設備から ぞくぞく生まれる
“新しい鋼板”—

■すぐれた寸法精度 ■申し分のな

い表面状況 ■JIS規格やNK規
格にもパス ■最大巾 1830mm
最大板厚12.7mm 最大重量15t
までコイルにできます。

品質管理は厳格そのもの。充分信
頼できる製品だけが出荷されます

Water-Brake Dynamometer



写真は我が国最大の 30,000 IP 測定用 超大型
水制動力計で、給排水量は電動バルブで調節
し、シリンダーは油圧力に置換して振り式動
力計で計測します。
また電動バルブと電気回転計を連動させる自
動安定装置を備えています。

容量最大	150 r. p. m	30,000 IP
中心高さ	2,350 mm	± 10 mm
軸全長	5,330 mm	全高 3,865mm
床寸法	4,200 mm × 3,410 mm	
総重量	約 80 ton	



株式会社 東京衡機製造所

東京都品川区北品川4-516 TEL(441)1141(代)

大阪出張所 大阪市南区八幡町6 TEL (211) 2615-8

船舶 才三十六卷 才十号
昭和五年三月二〇日 第三種郵便物認可
昭和三十八年十月七日 印刷(十二月一回)

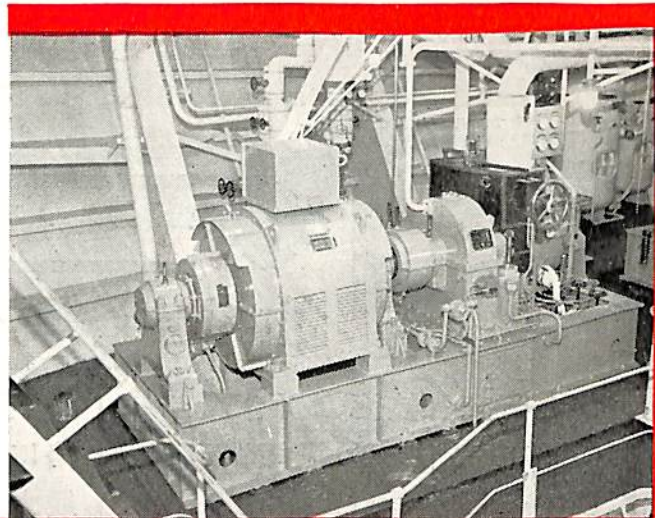
編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
兼印刷人 田岡健一
印刷所 研修舎

本号 特価 一三〇円 発行所

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(丸)二九〇八番

川電の自動交流発電機

当社は、自動交流発電機を
他社に先がけて製作し、そ
の優秀な性能は、広く業界
に認められています。



特長

- 瞬時電圧降下がきわめて少く、回復が早い。
- 並列運転が容易。
- 小形・軽量で保守・点検が簡単。

はがきにお名前
会社名、記入の
上このクーポン
を貼付してお送
り下さい。カタ
ログを差上げま
す。
38. 10.
船 船



川崎電機製造株式会社

本社 神戸工場 神戸市兵庫区和田山通2の1 電話神戸(67)5581

三重工場 鈴鹿市南玉垣町5520 電話鈴鹿750-753
東京支店 東京都港区芝田村町4の14(南桜ビル) 電話東京(56)6291
東京営業所 名古屋市中区広小路通4の8(名神ビル) 電話名古屋(20)2930
名古屋出張所 名古屋市基町1(日本火災海上ビル) 電話広島(21)5439
広島出張所

保存委番号:

BMI 5541

52096