

船舶 4

VOL.30

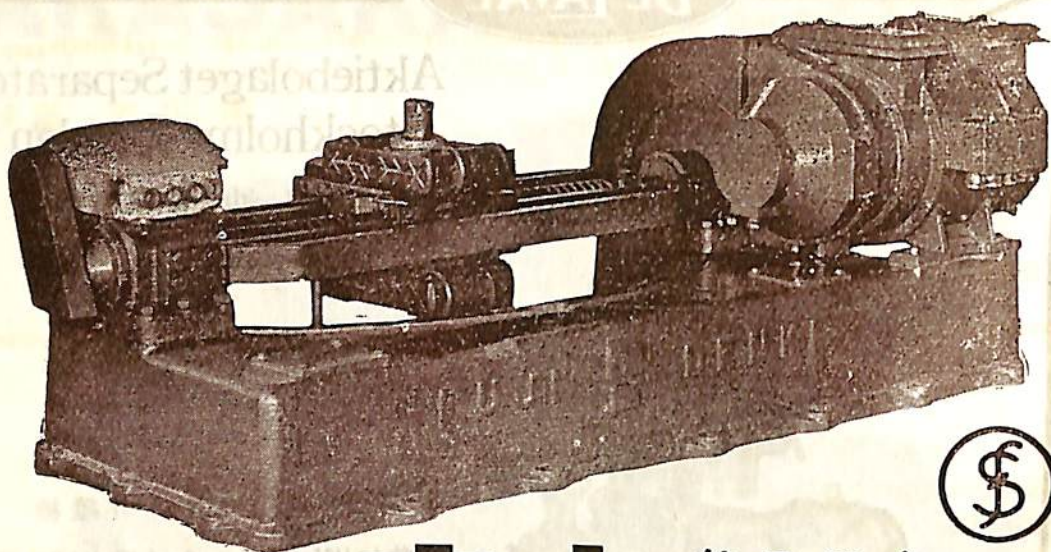
昭和五十二年三月二十日 第三種郵便物認可
毎月一回発行 昭和五十二年四月七日 発印
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特許第四〇六号 行刷

山下汽船株式会社御注文
貨物船「山 豊 丸」
(13,208重量吨, 18ノット)
昭和32年3月20日 竣工
日立造船・櫻島工場建造



日立造船株式会社

天 然 社



効率のよい

軽量小型なので
据付面積も小さく
据付が容易です

富士

捻子棒式

舵取機

富士電機製造株式會社

特殊輕合金製

船舶部品

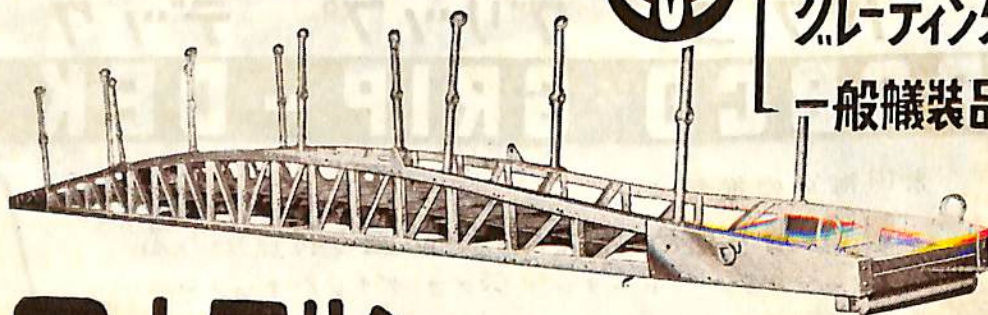


舷梯

岸壁梯子

クレーンク

一般機装品



日本アルミ

大阪市東淀川区宮原町四七二番地
東京支店 東京都中央区日本橋大伝馬町三ノ一

ニウム工業株式會社

船舶

第 30 卷 第 4 号

昭和 32 年 4 月 12 日 発行

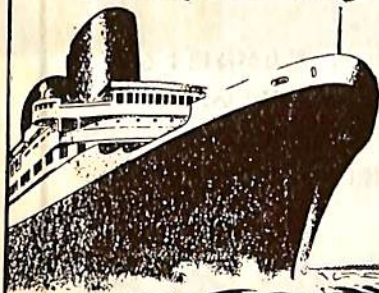
天 然 社

◇ 目 次 ◇

船体上部構造について	寺沢一雄・八木 順吉	(339)
隆起甲板について	露 木 正	(351)
船尾機関船の強度について	若松 守明・宝田直之助	(354)
船体振動と乗り心持の問題	鶴 田 彰 介・後藤大三	(360)
有孔板における周辺応力について	岡村与一郎	(368)
大出力の船用ディーゼル機関について	松 永 隆	(374)
〔文 献〕 原子力船の載貨量に及ぼす遮蔽の影響 (前)		(380)
船の溶接設計および工作に関する要領書 (3)	内田喜三郎	(390)
〔水槽試験資料 75〕 大型捕鯨船の模型試験	船舶編集室	(396)
鋼船建造状況月報 (昭和32年2月末現在)	船舶局造船課	(399)
〔特許解説〕 可変ピッチプロペラの運転制御装置・蓄油圧式操舵装置	大谷幸太郎	(401)

写真竣工—— ☆ 老州丸 ☆ 才五扇山丸 ☆ ARGYLL ☆ た か ☆ CRINIS
☆ IMPERIAL ST. LAWRENCE
進 水—— ☆ 諏訪春丸 ☆ 才五雄洋丸 ☆ ROSBORG ☆ 大天丸 ☆ 才七大源丸
☆ 郁島丸 ☆ 名古屋丸

最高水準を行く!! 船舶用熱管理資材



米国 XZIT CHEMICAL CO.
QUIGLEY CO. INC. 日本総代理店
BIRD-ARCHER CO. LTD.
HUBEVA MARINE PLASTICS, INC.

- ブリックシール*パンゴ・モルタル (耐火煉瓦保護塗料)
- サービロン*バスコート-S (船用各種タンク類防錆塗料)
- インシュラグ*パネラグ (高熱保温材、成型自在)
- エキジット助燃剤 (重油・石炭・ディーゼル用各種助燃剤)
- コード・ボンド (船舶各部常温修理材)
- ボイラー・ウォーター・トリートメント (米国バード・アーチャー社の各種清濁剤)

横浜市中区尾上町 5-80
神奈川県中小企業会館39号室

井上商会
井 上 正 一

電話 (8) 4022, 4023
5141 (交換)

新時代の尖端を行く

純国産合成繊維

倉敷ビニロン

タレモサ

ハッチカバー

倉敷ビニロンクレモナ帆布

〃
〃
〃
〃
〃

運輸省型式承認番号	
1号	 オ902号) 甲種
2号	 オ903号) 甲種
3号	 オ906号) 乙種
5006号	 オ904号) 甲種
5008号	 オ905号) 甲種
5010号	 オ907号) 乙種



特 長

1. 破断強力、摩耗強力が極めて強い。
2. 海水、油、バクテリア等に侵されず、強力が持続する。
3. 軽くて運搬に便利。乾きが早く、水排けがよい。
4. 高度防水加工により長期の使用に耐える。
5. 耐酸、耐アルカリ性が強く、煤煙による脆化がない。
6. 紫外線に強く耐候性がよい。
7. 難燃性で、寒暑に対して安定。



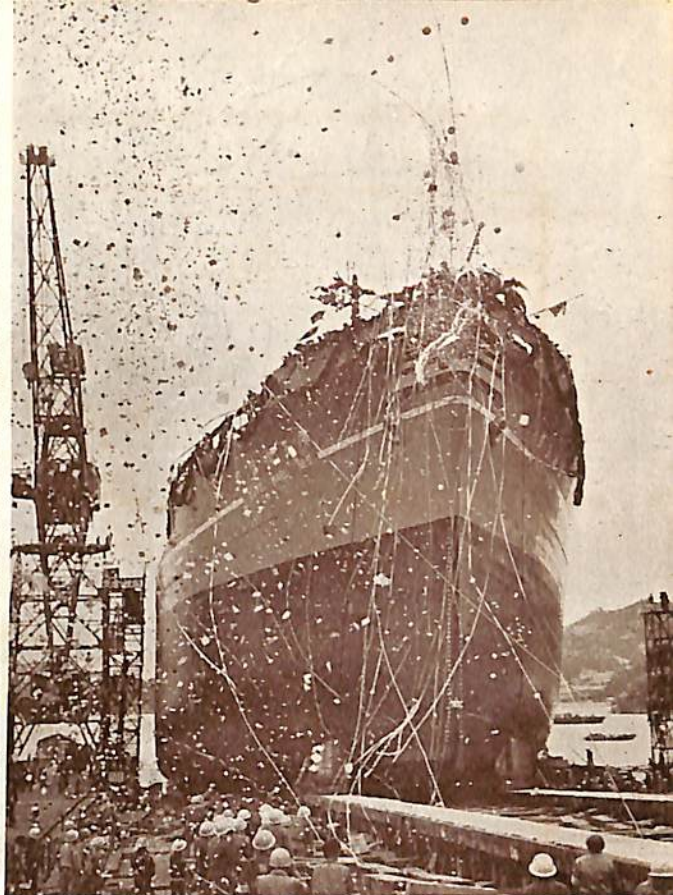
倉敷レイヨン株式会社



丸 春 訪 販

船 主 新日本汽船株式会社
造 船 所 日立造船・因島工場

全 長 149.32 m 長(垂) 138.00 m 幅(型) 18.80 m
深(垂) 11.85 m 吃 水 8.85 m 総噸数 約 8,750 噸
載貨重量 12,650 噸 速 力 17.2 ノット 主 機
日立B&W排気ターボ給気式ディーゼル機関(574-VTBF
-160型) 1 基 出 力 6,250 馬力 船 級 NK
起 工 31-8-16 進 水 32-1-18 竣 工
32-3 未予定



丸 洋 雄 五 (第12次油槽船)

船 主 森田汽船株式会社
造 船 所 日立造船・因島工場

全 長 207.00 m 長(垂) 197.00 m 幅(型) 26.40 m
深(型) 14.00 m 吃 水 10.55 m 総噸数 約 21,000 噸
載貨重量 33,500 噸 速 力 16.6 ノット 主 機 日立
B&W 排気ターボ給気式ディーゼル機関(1274-VTBF-
160型) 1 基 出 力 15,000 馬力 船 級 NK 起 工
31-9-11 進 水 32-2-16 竣 工 32-8 予定

重 油 炭 添 加 剤

P.C.C.

Pat. NO. 178013
Pat. NO. 192561
Pat. NO. 193509

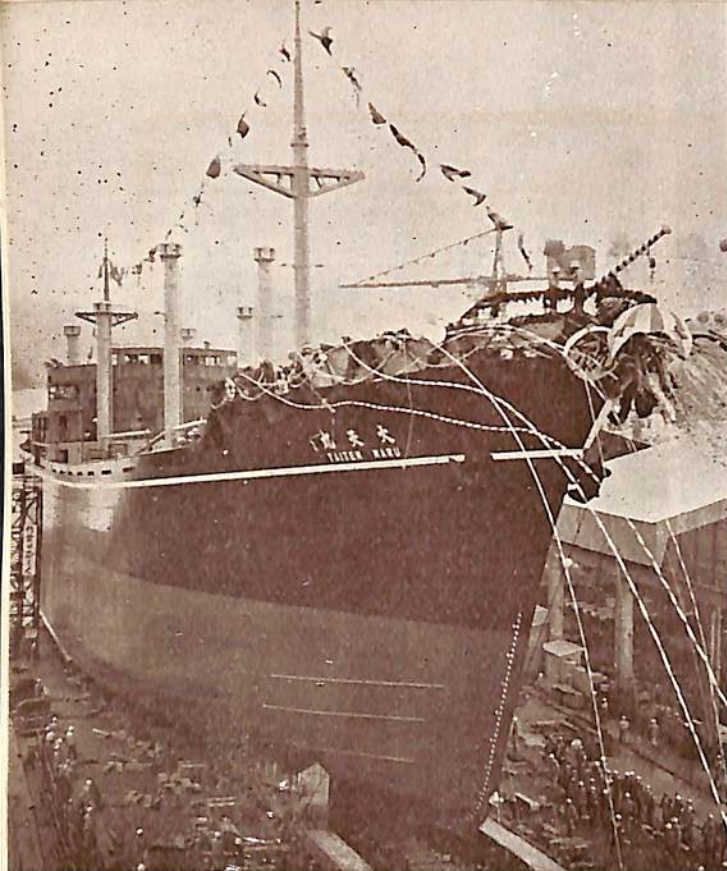
製 造 品 目

P.C.C. NO. 101 電 輕 油 添 加 剤
P.C.C. NO. 210 燃 燒 促 進 剤
P.C.C. NO. 220 低 質 重 油 添 加 剤
P.C.C. NO. 250 親 水 性 重 油 添 加 剤
P.C.C. NO. 270

P.C.C. NO.1000 エマルジョンブレーカー
防 錆 剤 「ラ ス ト リ ン」
コ ー キ ン グ 材 「フ ァ イ ン コ ー ク」
(船 舶 用 高 級 特 殊 パ テ)

日 本 添 加 剤 工 業 株 式 会 社

本 社 東 京 都 板 橋 区 志 村 前 野 町 8 8 4 番 地 電 話 板 橋 (96) 1738・7737 番
支 店 大 阪 市 西 区 江 戸 堀 北 通 1 丁 目 10 番 地 日 々 会 館 ビ ル 電 話 土 佐 堀 (44) 5551~5 番
荷 置 場 横 浜 , 神 戸 , 広 島 , 下 関 , 若 松



大 天 丸

船 主 太洋海運株式会社

造 船 所 日立造船・因島工場

全長 149.32 m 長(垂) 138.00 m 幅(型) 18.80 m
 深(型) 11.85 m 吃水 8.85 m 総噸数 約 8,750 噸
 載貨重量 12,650 噸 速力 17.2 ノット 主機 日立
 B&W 排気ターボ給気式ディーゼル 機関 (574-VTBF-
 160型) 1 基 出力 6,250 馬力 船級 NK 起工
 31-10-18 進水 32-3-8 竣工 32-5 初旬予定



ROSBERG

船 主 THE DANNEBROG STEAMSHIP
 CO., LTD. (デンマーク)

造 船 所 日立造船・桜島工場

全長 170.68 m 長(垂) 163.00 m 幅(型) 22.00 m
 深(型) 11.70 m 吃水 9.00 m 総噸数 約 12,200 噸
 載貨重量 約 19,100 噸 速力 15 ノット 主機 日立
 B&W 排気ターボ給気式ディーゼル 機関 (674-VTBF-
 160型) 1 基 出力 7,500 馬力 船級 LR 起工
 31-8-9 進水 32-2-20 竣工 32-5 末予定

8 つの
 船舶塗料

- ・ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・LZ プライマー (鉄面用下塗塗料)
- ・CRマリーンペイント (ノンチローキング型
合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- ・槌印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗成)
- ・槌印無水銀鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ノンスリッブ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
 東京都品川区南品川4



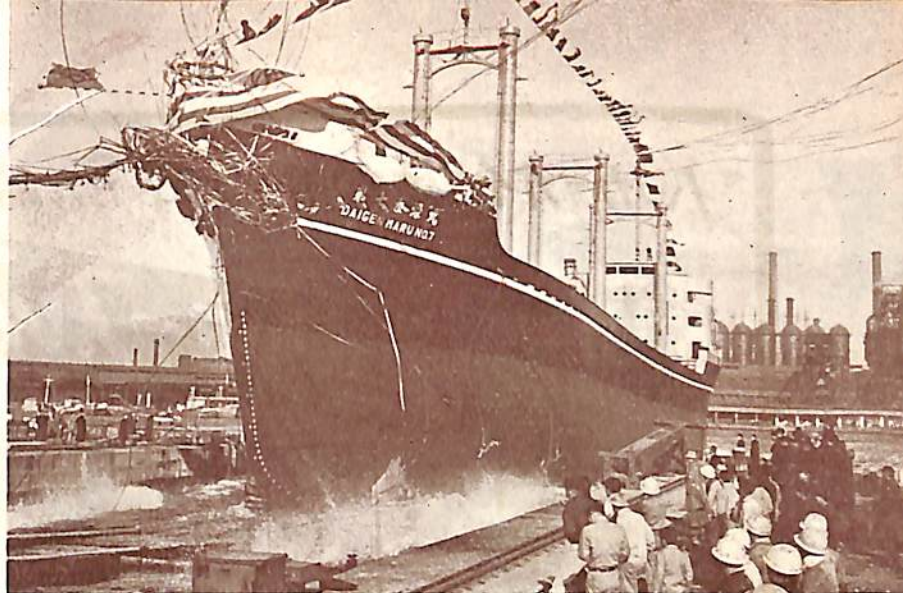
日本ペイント

丸 源 大 七 才

船 主 名村汽船株式会社

造 船 所 株式会社名村造船所

全長 104.90 m 長(垂) 97.00 m
 幅(型) 14.20 m 深(型) 7.60 m
 吃水 約 6.27 m 総噸数 約 3,100 噸
 載貨重量 約 5,000 噸 速力 約 12.75 ノット
 主 機 阪神内燃機製ディーゼル機関 1 基 出力 1,500 BHP
 船 級 NK 進 水 32-2-17



丸 島 郁

船 主 国光海運株式会社

造 船 所 日立造船・向島工場

全長 120.73 m 長(垂) 112.50 m
 幅(型) 16.70 m 深(型) 9.10 m
 吃水 7.30 m 総噸数 約 4,950 噸
 載貨重量 約 7,600 噸 速力 14 $\frac{1}{4}$ ノット
 主 機 日立B&W排気ターボ給気式ディーゼル機関 (650-VBF-90 型) 1 基 出力 3,960 馬力 船級 NK
 起 工 31-5-19 進 水 32-2-28 竣 工 32-4-末予定



ノンチョーキング型合成樹脂船舶塗料

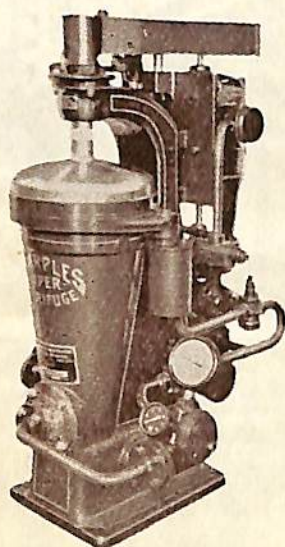
タイコーTM
 (マリーンペイント)

本 社 大阪市此花区西野下之町 38
 支 店 東京都中央区八重洲 3ノ5

大日本塗料

バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....

新型 シャープレス油清浄機



処理能力 (L/H)

機械 型式 油種	タービン及 ディーゼル 潤滑油	ディーゼル 油	バンカー "C" 重油	
			Light Fuel oil	Heavy Fuel oil
No. 16-V	2000~2500	2500~3000	2000~2500	1500~2000

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(皆川ビル内)

電話 京橋(56) 8681 (代表), 8682-5

神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル内) 電話 三宮(3) 0288-9

工場 東京都品川区北品川4の535 電話 白金(44) 4131 (代表) 4132, 1321

アサヒフックス

は下図のような——
パララックスが全くない
ので、機械の記録・複写
接写に理想的カメラです

HB型 27,900円より
(内ケース 1,630円)

総合カタログ差し上げます (誌名ご記入)

東京都板橋局区内

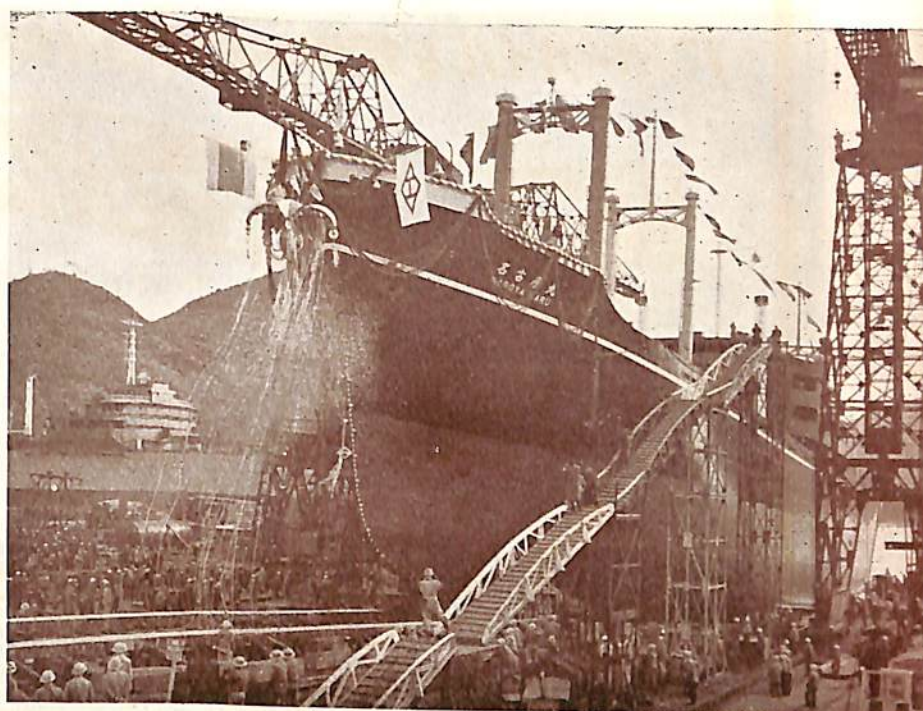
旭光学工業株式会社 (96) 4681-4



名 古 屋 丸

船 主 東京船舶株式会社

造 船 所 株式会社 播磨造船所



全 長	約 139.00 m	速 力	(満載航海) 14 ¹ / ₄ ノット
長 (垂)	130.00 m	主 機	ハリマズルツァー 6 RSD 76
幅 (型)	18.20 m		ディーゼルエンジン 1 基
深 (型)	11.30 m	出 力	6,000 BHP × 119 RPM
吃 水	8.30 m	船 級	N K
総 噸 数	約 7,800 噸	起 工	31—11—12
載 貨 重 量	10,300 吨	進 水	32—2—10

船舶用の最も進歩した

日本船底塗料

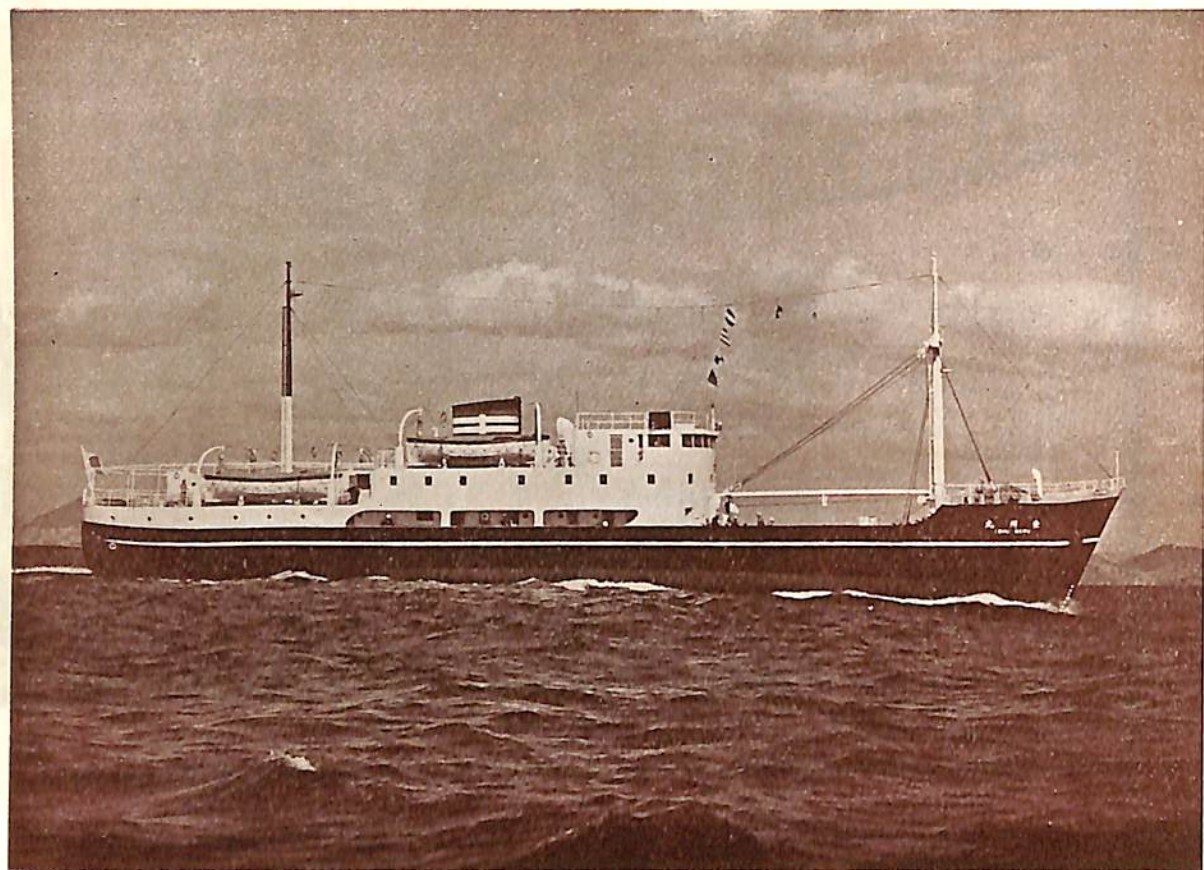
船底塗料 一号, 二号,
デツキペイント
ホールドペイント
ボ ー セ イ
ウオツシュブライマー
ジंकクロメートブライマー
マリンペイント
水 線 塗 料

(カタログ進呈)

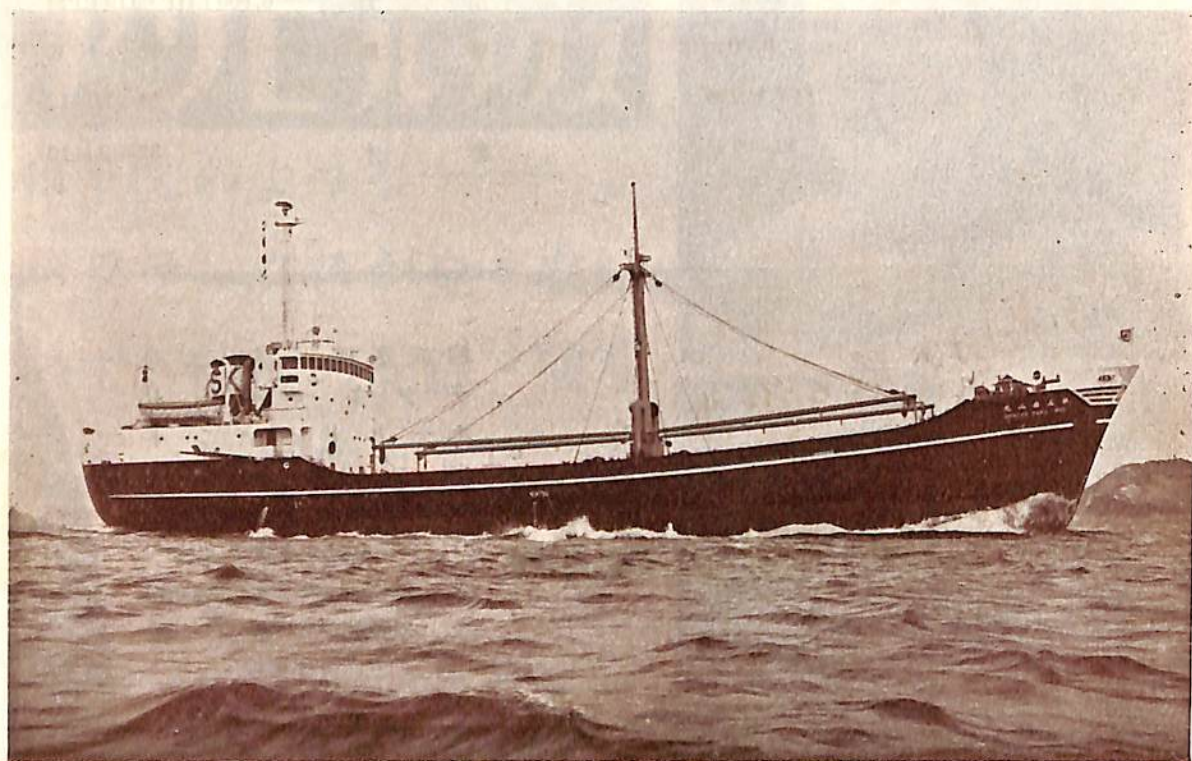


水谷ペイント

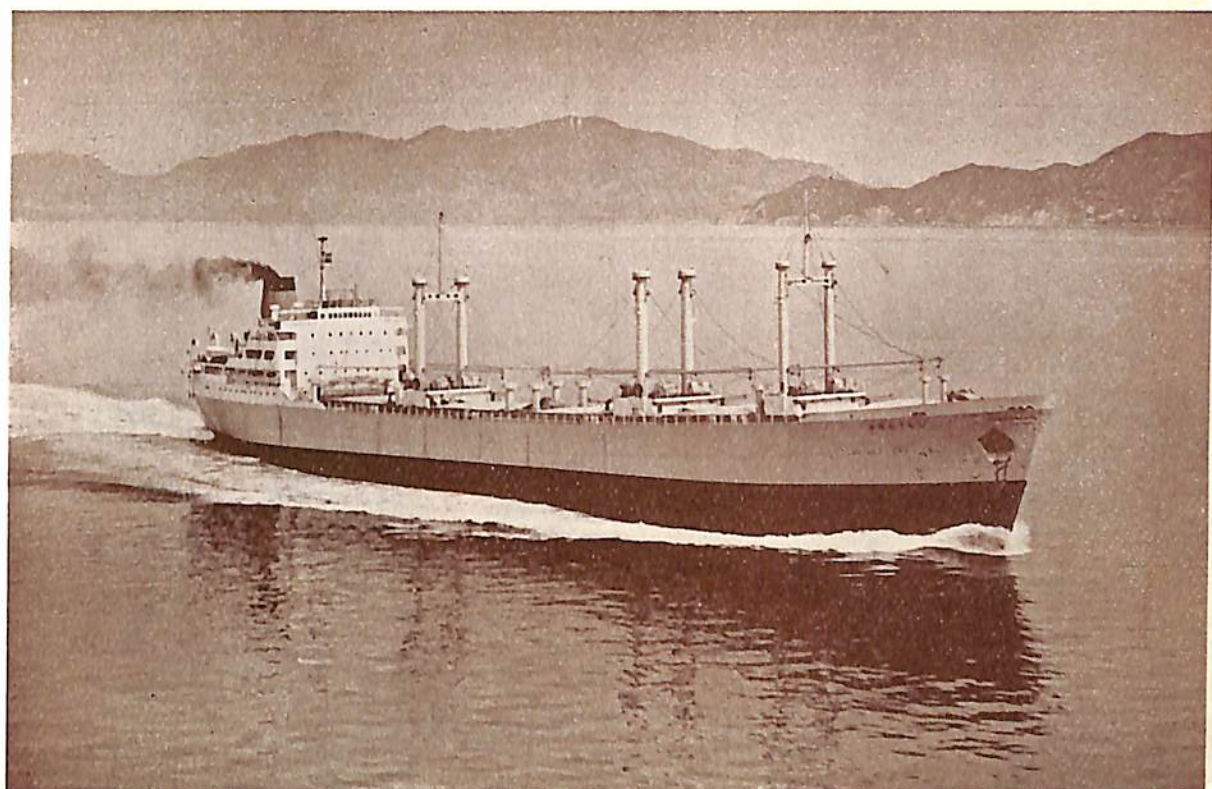
本社工場 大阪市東淀川区三綱町1141
東京工場 東京都大田区西六郷三丁目60
名古屋, 福岡, 広島, 高松, 札幌



九州丸



山五才丸



ARGYLL

船名		壺州丸	第五扇山丸	ARGYLL (輸出貨物船)
要目				
全長			65.00 m	153.53 m
長 (垂)		50.00 m	59.00 m	143.72 m
幅 (型)		8.80 m	9.80 m	20.30 m
深 (型)		3.90 m	5.10 m	12.50 m
吃水		2.90 m	4.533 m	9.144 m
総噸数		約 600 噸	892.09 噸	10,657 噸
載貨重量		約 290 噸	1341.00 噸	15,294 噸
速力		14.9 ノット	13.177 ノット	約 17.7 ノット
主機		ディーゼル機関1基	阪神内燃機Z6Z型1基	三菱エッシャーウィス全 衝動二段減速装置付蒸気 タービン1基
出力		1,040 馬力	900 BHP×275 RPM	7,150 SHP
船級			N K	A B
起工		31-5-23	31-8-25	31-4-26
進水		31-12-8	31-12-27	31-10-20
竣工		32-2-22	32-2-25	32-3-5
船主		九州郵船株式会社	扇興運輸株式会社	VILLANUEVA COMP- ANIA NAVIERA S.A. (リベリヤ)
造船所		日立造船・向島工場	尾道造船株式会社	三菱造船・広島造船所



た か (甲型駆潜艇)

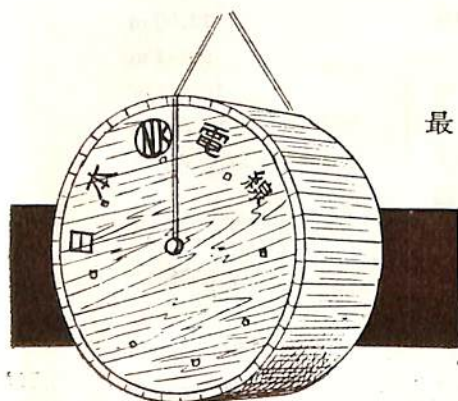
船 主 防衛庁海上自衛隊

造 船 所 株式会社 藤永田造船所

長	(垂)	54.00 m
幅	(型)	6.50 m
深	(型)	4.00 m
吃	水	2.00 m
基 準 排 水 量		約 310 噸
速	力	約 21 ノット

主	機	川崎 MAN 型ディーゼル 2 基
出	力	約 2,000 馬力
進	水	31-11-17
竣	工	32-3-11

☆ 主要武器 40 耗速装銃 1 基, 爆雷投射機 2 機,
爆雷投下軌条 2 基, ヘッジホッグ 1 基



最 高 水 準 を 行 く



船 用
電 線

日本電線

本 社 東京都墨田区寺島町二丁目八番地
営業部 東京都中央区築地三丁目十番地 (懇和会館内)
営業所 大阪・名古屋・福岡・仙台
工場 東京・川崎

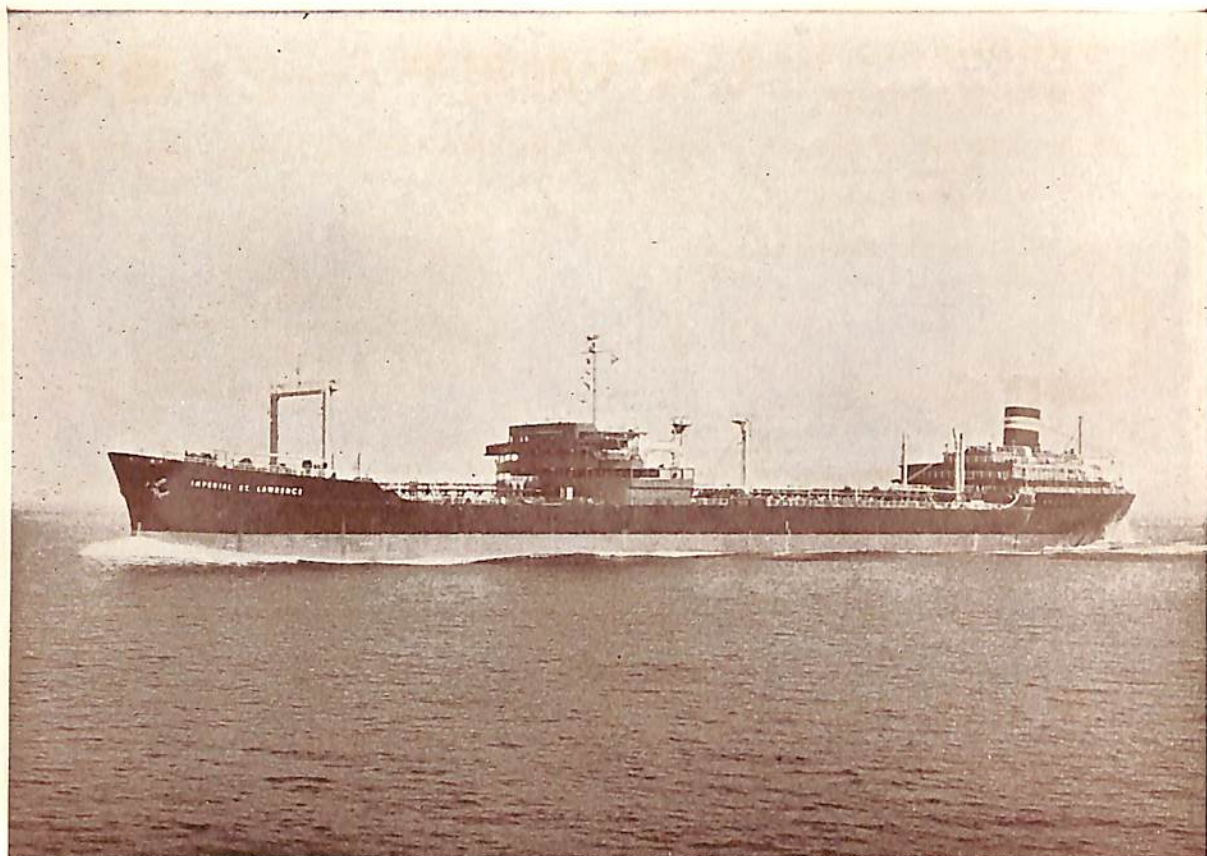


CRINIS

船主 MARA STEAMSHIP CO., S.A., PANAMA

造船所 三菱日本重工業・横浜造船所

全長	長	211.80 m
幅	(垂)	204.00 m
深	(型)	28.80 m
吃水	(型)	14.70 m
総噸数		10.78 m
載貨重量		24,304.56 噸
速力		40,058 吨
主機		17.465 ノット
出力	二段減速歯車付蒸汽タービン1基	
船級		17,000 SHP×105 RPM
起進	L R	
工		31-5-14
工		31-11-24
工		32-2-28



IMPERIAL ST. LAWRENCE

船主 CARIBBEAN OIL & TRANSPORT INC.

造船所 三菱造船・長崎造船所

長	(垂)	660 呎
幅	(型)	90 呎
深	(型)	47 呎
吃水		35.1 呎
総噸数		23,000 噸
載貨重量		35,550 噸

速主	力機	17 ノット
		三菱エッシャウィス型タービン
		1 基
出進	力水工	16,000 馬力
竣		31-12-4
		32-3-15



GLASS-WOOL INSULATION
for
SHIP-BUILDING

造船用防音・断熱材として

最も広範囲に秀れた効果を生む

当社各種製品を御採用下さい

(ロイド協会御承認済)

パラマウント硝子工業株式会社

本社及工場 福島県郡山市長者町225 TEL. 郡山 1083-4

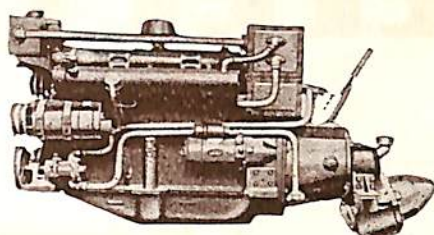
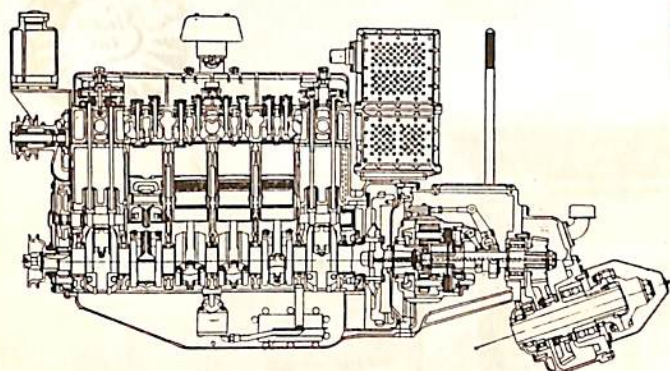
営業所 東京 中央区八重洲6-1 (日東紡ビル) TEL. (28) 7205-6

大阪 東区北浜2-90 (日東紡・大阪支店内) TEL. (23) 2125-9

世界的技術水準に於る
最優秀純國産小型高速

いすゞ船用ディーゼル機関

供給、既に3萬数千台 300數万馬力。いすゞディーゼルは国内は固より、遠く諸外国にまで及んでおります。船用もまたいすゞのマークを付し、その名声を保持して、国内外に多数供給されております。



図は、いすゞDA48MF6VR型
6気筒 80~88 馬力 (Vドライブ2:1減速)

DA 78 MF 型 4 気筒 54 馬力
DA 48 MF 型 6 気筒 80 馬力
DA 48 SMF 型 6 気筒 95 馬力

減速比率 1.26, 1.58, 2.00, 2.53, 3.15,
3.83, 4.69, 対1の7種及びVドライブ
式1.26, 1.58, 2.00, 対1の3種があ
ります。

東京ボート株式会社

東京・銀座・3の2 電話京橋(56)5400番



防蝕用亜鉛陽極

ZAP

Zinc Anode for Protection

ZAP の適用範囲

各種船舶の船底、推進器
軸、船内のバラストタン
ク、重油タンク、軸流ボ
ンプ、浮標、繫留ブイ、
浮ドック、港湾施設(鋼矢
板岸壁・水門扉・閘門・棧橋)



(説明書進呈)

三井金属鉱業株式会社

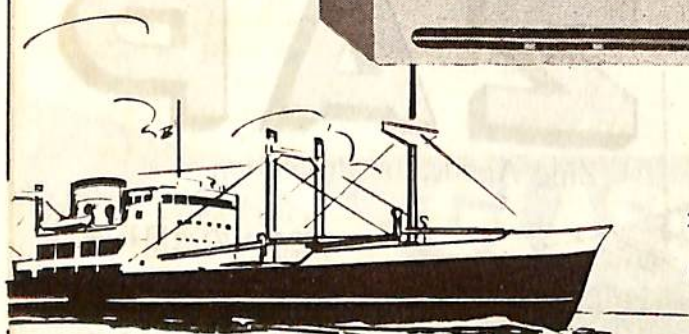
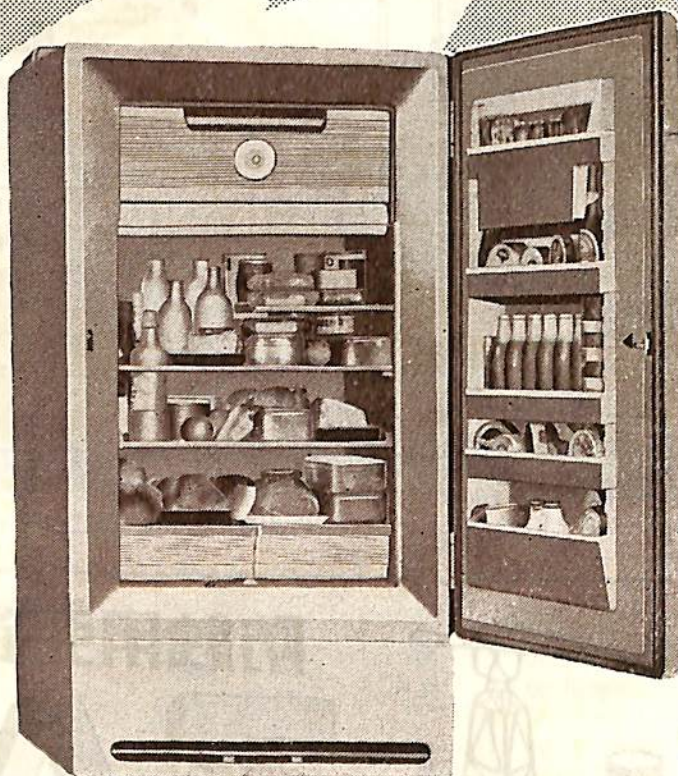
東京都中央区日本橋室町二ノ一 電話 日本橋(24)4101~9

施工 中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内二ノ二 電話 和田倉 2842・4438

船舶装備台数400台を突破！

ELECTROLUX



最新型LR 76がおなじみのLT-730
に代って発売されました……

MODEL	LT312	LT500	LR 76	LT1050
Internal Volume	3.2 cu. ft.	5.0 cu. ft.	7.6 cu. ft.	10.7 cu. ft.



日本総代理店

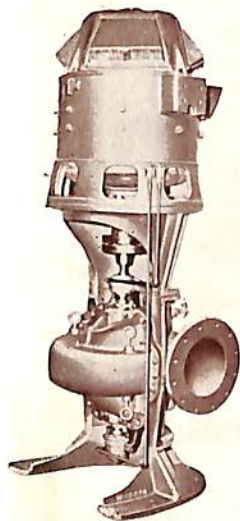
株式会社 ガデリウス商会

東京都港区芝公園七号地 電話(43)代表8251(6)

神戸市生田区京町六七番地(モーシェビル) 電話(3)代表6241(5)



グランド・バサ級のスーパー・タンカーには ウォシントンの部品が備えられている



左図の如きウォシントン大型、堅、遠心、渦巻、ポンプ1台がこのスーパー・タンカーに取付けられ、主復水器に毎分22,700ガロンの海水を25フィート全揚程で送っております。毎分340ガロンのウォシントン製ポンプが2台主復水ポンプとして使用されています。

グランド・バサ級新超大型油槽船、W. アルトン、ジョーンズ号は深刻化しつつある石油輸送問題解決の一助として建造された四隻の特大油槽船のうちの一隻である。巨大で然も素晴らしいスピードを誇るジョーンズ号は油槽船としては最大の推進馬力を持つている。

この船には12G.P.M. 淡水ポンプから2,2700G.P.M. 主循環水ポンプに至る各種サイズのウォシントン製コンプレッサー3台、ポンプ22台が採用されている。これは融通性と信頼性を基調として設計されたウォシントン製船用機器の種類の多様豊富さを如実に示すものである。

ウォシントン船用機器に関するお問合せは最寄りのウォシントン会社かWorthington Corporation, Marine Department, Harrison, N.J., U.S.A. へどうぞ

WORTHINGTON



世界に誇る有名品の商標

新潟ウォシントン株式会社

東京都千代田区神田須田町2丁目
電話 (25) 8351~4

Worthington Ltd
ブエノスアイレス、アルゼンチン

• Worthington-Simpson, Ltd.
ロンドン、イングランド

• Deutsche Worthington G.m.b.H.
ハンブルク、ドイツ

• Worthington(CANADA)1955Ltd
ブランフォード、オンタリオ、カナダ

Worthington S.A.(Maquinas) • Societe Worthington • Worthington Societa Italiana Pompe e Compressori
リオ、デ、ジャネイロ、ブラジル ルブルグ、フランス

ミラン、イタリア

• Worthington, S.A.
マドリッド、スペイン



わが国で 初めて 運輸省 型式承認 された……

もつとも重要な船舶用法定備品として国家検査の対象となる救命器具は種類も多種多様であります、当社は近代化学の粋を集めた合成ゴム布製、三菱救命具を製造し、その動作の確実・簡単・軽量・格納容積の僅少・大浮力・長期連続使用可能など、すぐれた特性は各方面に絶大な好評と信頼を得ています。



MT-10型 (運輸省型式承認第909号)・MT-15型 (" 第910号)
MX-9型 (" 第911号)・MT-20型 (" 申請中)



三菱救命具

型 式	MT-15 型	MT-10 型	MX-9 型
定員 (運輸省令救命具試験規程に準ずる定員※)	15 人	10 人	9 人
充 気 時	外部直径 約 3.4 m (正 13 角形) 内部直径 約 2.7 m (外接円) 空気室直径 0.36 m × 2 重	外部直径 約 2.9 m (正 10 角形) 内部直径 約 2.3 m (外接円) 空気室直径 0.3 m × 2 重	外部直径 約 2.6 m (正 11 角形) 内部直径 約 2.0 m (外接円) 空気室直径 0.3 m × 2 重
折畳収納容積	0.5φ × 0.95 m	0.5φ × 0.9 m	0.45φ × 0.8 m
甲板面積	5.6 m ²	4.1 m ²	3.7 m ²
全重量 (含備品)	51 kg	40 kg	35 kg
全浮力	2,500 kg 以上	2,000 kg 以上	2,000 kg 以上

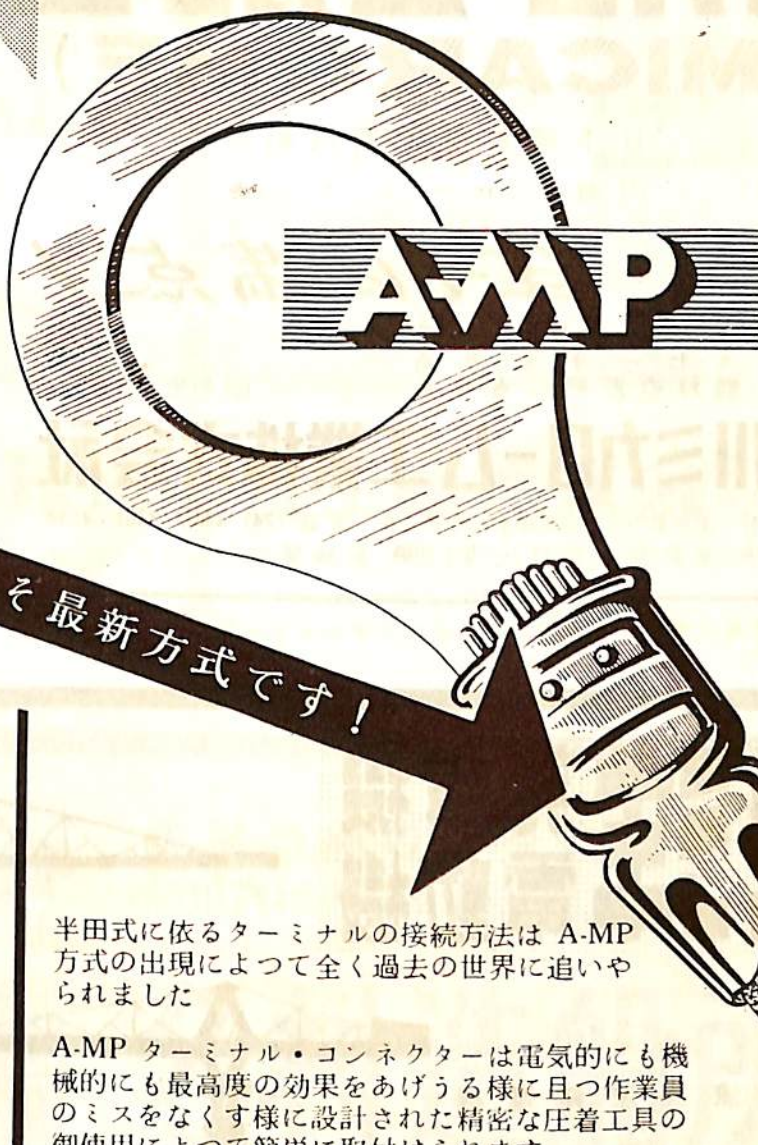
三菱電機株式会社

※ (救命試験規程第 3 章より抜粋)

第 33 条 救命筏の定員は該救命筏の甲板面積平方メートル数を 0.372 にて除したる数、および浮体の全容積立方デシメートル数を 85 にて除したる数のいずれか小なるものを超えることをえず



これはもう旧式です！



これこそ最新方式です！

力式動具
圧整手工



操作の
簡単な
圧搾
空気式
工具



御希望に依り貴
工場に於て御説
明乃至実演をお
目にかけます

半田式に依るターミナルの接続方法は A-MP 方式の出現によつて全く過去の世界に追いやられました

A-MP ターミナル・コンネクターは電氣的にも機械的にも最高度の効果をあげうる様に且つ作業員のミスをなくす様に設計された精密な圧着工具の御使用によつて簡単に取付けられます

A-MP ターミナルはあらゆる御用途に應ずる様に絶縁被覆をつけたものと非絶縁のものがあります

東洋總販賣店

東洋端子株式會社

本社・東京都中央区京橋2丁目1番地(荒川ビル) Tel. (56) 0481 (代表)
大阪営業所・大阪市南区塩町4丁目43番地(大和ビル) Tel. (25) 0446, 4002
名古屋営業所・名古屋市中村区笹島町1丁目221・2(豊田ビル) Tel. (55) 3181, 5111, 5121. 内線 383

大型汽船・漁船のライナーに

ミカロ-ム加工 (MICAROME)

日本最初の大型汽船の

内面クロームメッキ

全てに満点!

- エンジン交換も延びる
- スピードも出る
- 燃料の節約にもなる

(説明書進呈)

勝川ミカロ-ム工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋本石町3-6 電話 (24) 4436・4461・4548
大森工場 東京都大田区・九工州場 長崎県



大洋電機

交流直流発電機

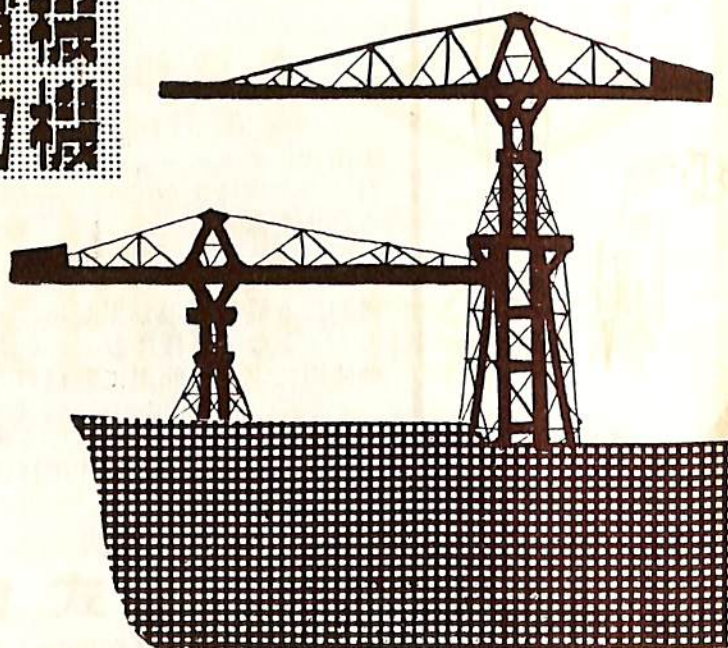
各種補機用電動機

管制器及配電盤



大洋電機株式会社

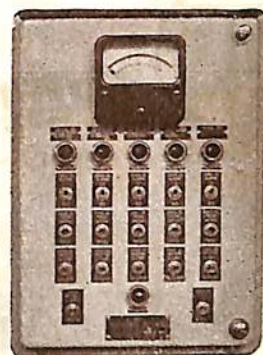
東京都千代田区神田錦町3-16
TEL.東京 (29) 5916-9 岐阜・下関・札幌・函館



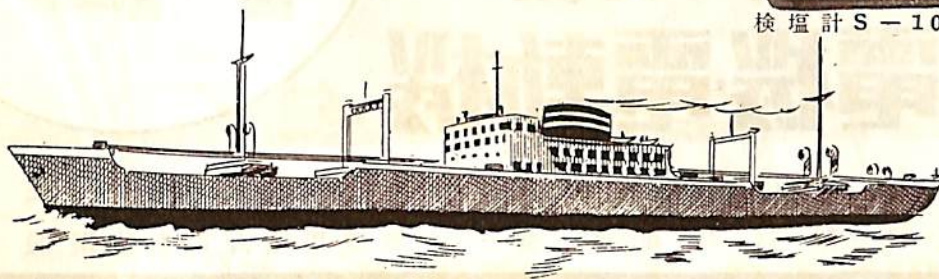
SALINITY INDICATOR

造水装置にはS-101C型を

復水用にはS-105B~6B型を



検塩計S-105B型



理化電機工業株式会社

東京・大田・田園調布3-50 TEL. (72) 2083. 6297



各種船舶の建造並修理
船用汽機汽罐の製造並に修理

株式会社 名村造船所

取締役社長 名 村 源

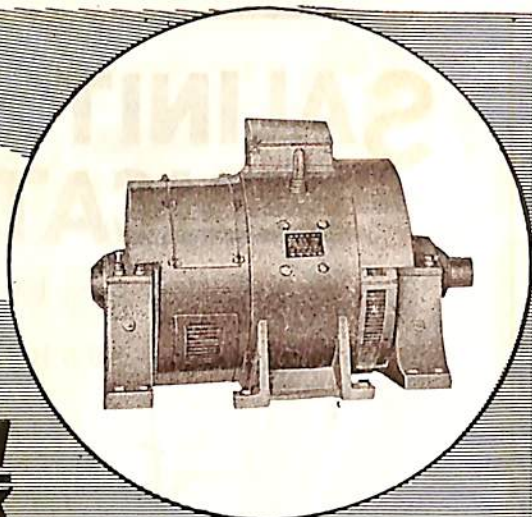
本社・工場 大阪市住吉区北加賀屋町四丁目五番地

(電話 住 吉 (67) 2744-9)

東京事務所 東京都中央区京橋一丁目二ノ七(商船ビル) (電話東京(28)4877)
神戸事務所 神戸市生田区海岸通五(商船ビル) (電話三ノ宮(3)4810)
大阪出張所 大阪市北区宗是町一(大ビル) (電話土佐堀(44)1286)



中型専門メーカー
100~1,000KW



直流・交流 発電機・電動機

各種補機用電動機
管制器及配電盤

直流電弧熔接機
無線用電源電動発電機

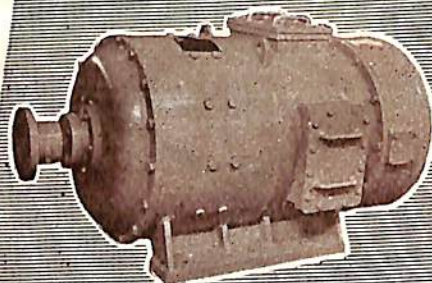
東京電機製造株式会社

営業所 東京都文京区湯島天神町一丁目一〇五番地
電話 下谷 (83) 0385・2760・8920・9360
本社工場 土浦市中高津九五〇番地 電話 (土浦) 910・911

伝統と独特の技術を誇る

交流 直流

発電機・電動機



75HP 三相誘起電動機



送風機・油清浄機・揚錨機
揚貨機・繫船機・ポンプ } 用電動機
直流電弧熔接機 }
無線電源用高周波並低周波電動発電機
自動、手動管制器・配電盤

株式会社 東電機製作所

本社工場 東京都大田区桃谷町三の九四二番地
電話 羽田 (74) 代表 0796~9 直通 0631, 0942, 1690
品川工場 東京都品川区東品川五の三四番地
電話 大崎 (49) 4 6 8 2

A

正確・巧緻を誇る アサヒのヒューズ

営業品目

A. T. ヒューズ・セロライト ヒューズ
糸・板 ヒューズ・プラグ ヒューズ
爪 付 ヒューズ・ラジオ用小型ヒューズ
亜鉛ヒューズ (エレメント)・自動車用小型ヒューズ
エンクローズド・ヒューズ・温度 ヒューズ
アクメ型 ヒューズ・通信機用 ヒューズ
搬送警報用 ヒューズ・車輛用 ヒューズ

その他各種特殊ヒューズ全般



NK認定済

各種ヒューズ製造総元

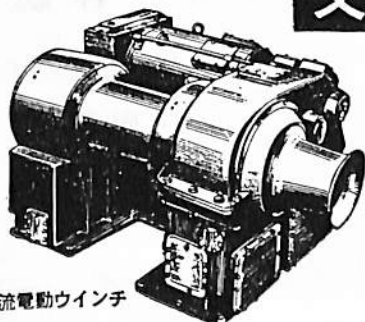
合資
会社

アサヒ電機製作所

東京都目黒区上目黒3丁目1865番地 電話(46)2230・8073番
電信略号 メグロ アサヒ・ヒューズ



東洋電機の 複合整流子電動機による 交流電動ウインチ



5ton交流電動ウインチ

3大特徴

- (1) 加速時間が短く荷役性能が極めて高い
- (2) ウインチに最適な直巻特性を有し、然も軽負荷低速運転が自由で更に電力回生制動を行い得る
- (3) ワンマンコントロール式なので作業能率大

☆ 5ton交流電動ウインチ及直流電動ウインチも製作して居ります

東洋電機製造株式会社

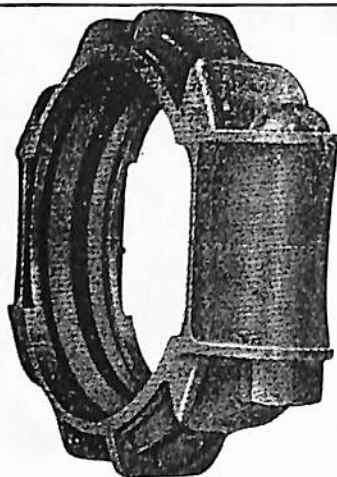
本社 東京都中央区京橋3の4 TEL 東京(28) 3231・3331(代表)
大阪営業所 大阪市北区角田町31(阪急航空ビル7階) TEL 大阪(56) 2577~9
小倉出張所 小倉市砂津字富野口南224 TEL 小倉(5) 1558
名古屋出張所 名古屋市中村区広小路西通2の14(協和ビル5階) TEL 名古屋(54) 0497



日本ヴィクトリック株式会社

VICTAULIC

LEAKTIGHT
PIPE



FLEXIBLE
JOINTS

販売代理店
浅野物産株式会社
東京都千代田区丸の内1丁目6
東京海上ビル新館8階
電話東京28局 4521 (代表)
4531 (代表)
4541 (代表)

大阪支店
門司支店
札幌支店
支店
出張所

大阪市東区瓦町二丁目瓦町三和ビル
門司市橋通一 郵船ビル
札幌市南一条西二丁目一八番地
横浜・名古屋・神戸
広島・高松・福岡・八幡
長崎・熊本・仙台・釧路

ABC

新製品

イゼット

ボイラー熱交換器、化学装置等の酸洗に必須の
画期的理想腐蝕抑制剤

- (1) 腐蝕抑制性能優秀
 - (2) 短日時に洗滌完了稼働率向上
 - (3) 各部均一完全に除去熱効率向上、燃料節約
 - (4) 曲管部或は煙管式のものも此の方法にて解決出来る
- 詳細は本紙 Vol. 7 No. 1 P 54 を参照のこと



住友化学

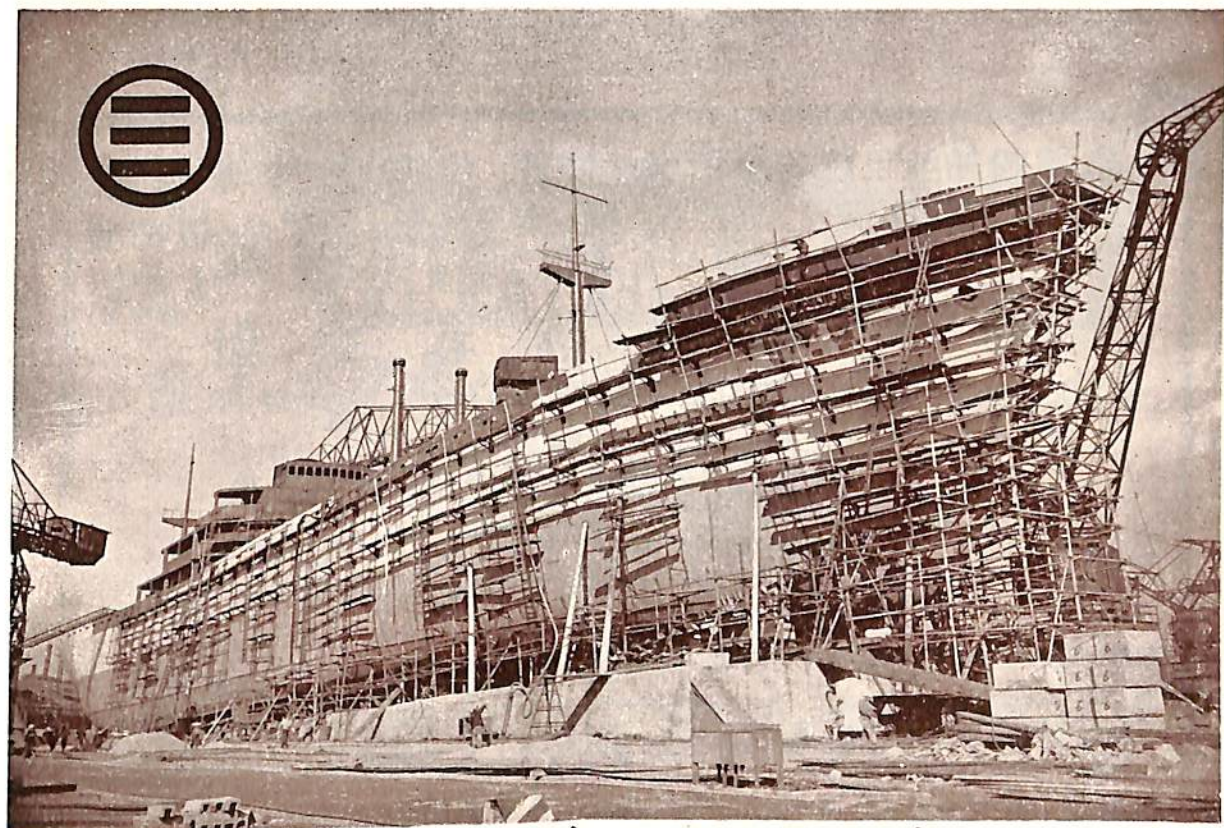
本社 大阪市東区北浜 5-22 (住友ビル)
東京本社 東京都中央区京橋 1-1 (B.S.ビル)



株式会社

荏原製作所

東京 丸ビル
大阪 朝日ビル



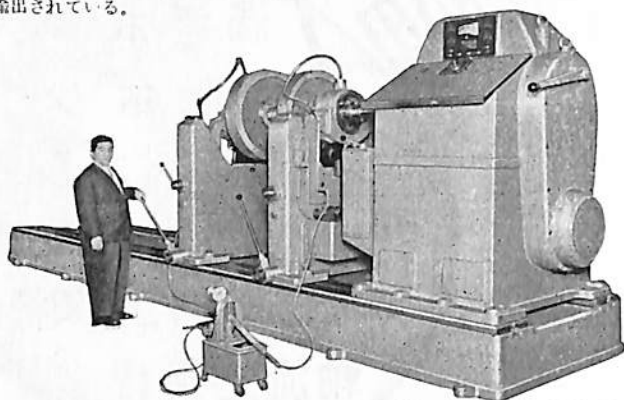
株式會社 藤永田造船所



明石動釣合試験機

タービン・発電機・電動機等高速度で回転する物体の動釣合を電氣的に巧妙な方法で取るもので、感度頗る良く極めて短時間に不釣合量（瓦）と角度が測定出来る。
国内需要の大部分を充しているばかりでなく海外へも輸出されている。

材料試験機
動釣合試験機
振動計
電子顕微鏡
ねじ造盤



株式会社

明石製作所

本社 東京都千代田区九ノ内仲八号館
電話 (27) 7 8 7 1 ~ 4
工場 東京都品川区東品川五丁目一
電話 (49) 8 1 4 6 ~ 9
大阪出張所 大阪市北区船場五〇堂ビル六十一号
電話 (36) 3815 (直通)・1141 (堂ビル代表)



各種船舶並二艦艇ノ新造・修理 陸船用諸機械製作
鉄構工事・土木建築業 浦賀スルザー・ディーゼル機関製作

浦賀船渠株式会社

代表取締役社長 多賀 寛

本社 東京都中央区日本橋通二丁目六番地

TEL. 代表 千代田 (27) 5751 5761

Cables. 和文 ニホンバシウラドホ

英文 URAGADOCK TOKYO

浦賀造船所

横須賀市谷戸六番地

TEL. 代表 浦賀 8 0. 1 8 0

横須賀 2355-7

横浜工場

横浜市神奈川区大野町二番地

TEL. 神奈川 (4) 5331-5

神戸事務所

神戸市生田区明石町三二番地

TEL. 元町 (4) 2723・6651

大阪出張所

大阪市北区船場五〇番地

TEL. 堀川 (35) 491

パロットエンジンオイル



特売!

4月1日

6月30日

昭和石油

オルガノ式

船用純水装置

従来の蒸化器はこの装置により全く不要になりました。

米国ローム・アンド・ハース社製の世界で最も性能のよいイオン交換樹脂アンバーライトを使用したオルガノ式船用純水装置は清浄剤カルゴンと共に内を外船多数に採用され好評を戴いております。なお当社は米国ブルアンドロパーツ社と提携、全世界共通のチェーン・サービスによるコンサルティング実施しております。



株式会社

日本オルガノ商会

本社 東京都文京区菊坂町8
支社 大阪市北区梅田町新阪神ビル

TEL. 小石川 (92) 1186, 2186 (代表)
T E L. (36) 1171 (代表)

日鋼の 船用部品

船体廻り鋳鍛鋼品・タービン部品
ディーゼルエンジン部品・抽力軸
勢車軸・中間軸・推進軸
揚貨機・揚錨機・繋船機
その他甲板補機

クランクシャフト 重量60 ton
8気筒ディーゼル機関用

スタンフレーム 重量15 ton 800
7,000 ton級船舶用

 日本製鋼所

東京都中央区京橋1の5、大正海上ビル
支社 大阪市北区堂島中1の18
営業所 福岡市天神町・札幌市南一条

船体上部構造について

寺 沢 一 雄
八 木 順 吉

緒 言

船体上部構造の設計方針に関して特に研究が為され始めたのは1913年に Foster King が上部構造に関する論文¹⁾を發表して以来のことである。当時の大型客船の Deckhouse に屢々損傷を生ずるようになり上部構造の強度に対する検討が為され始めた。次いで翌々年すなわち1915年に再び J. Montgomerie²⁾によつて同じ問題に関する研究が發表されている。当時の研究によれば、Montgomerie は上部構造の設計方針として次の二つの考え方をあげて批判をしている。すなわちその一つは上部構造の剛性を出来るだけ小さくして flexible にし船体主構造より大きな縦応力を伝達されないように設計する方針で（実は後で述べられる如く、上部構造の剛性を小にすれば逆に主構造よりの強制変形に應じ易くなり却つて大きな縦応力が伝達されることがある）。もう一つはこれとは逆に上部構造を固めその剛性を大にし船体主構造と一体となつて働き、しかも損傷を受けないような充分な強度を保持せしめようという考え方である。これ等の考え方に対し、前者については上部構造自体に直接働らく荷重に充分耐え、而も flexible であつて主構造より余り大きな縦応力を受けないというような構造法は実際上困難であり、Expansion Joint を使用して上部構造を多くの独立した部分に分割して働かせるより方法がない。尨が Expansion Joint の有効度はその Joint 間の間隔によつて支配される故、これを用いて充分その効果をあげるにはかなり多くの Joint を必要とするから実際問題としては非実用的である。従つて上部構造の設計方針としては後者の方法、すなわち充分な強度と剛性を維持せしめ主構造と一体となつて働くように設計すべきであるとしてその寸法の決定法を検討している。

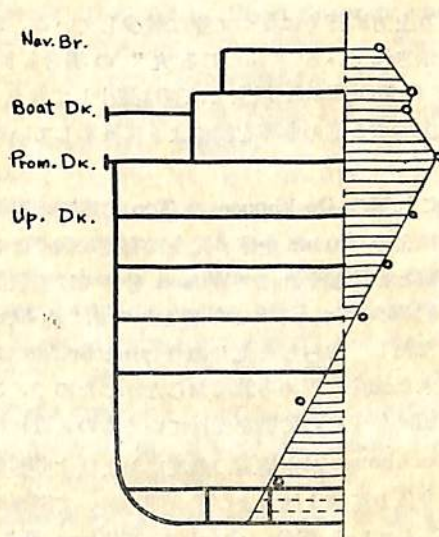
尨が近年に至り、歪計測法の進歩に伴い実船応力の計測が盛となり、実船の上部構造の応力分布の一部が明らかとなつて、上部構造の有効性に対して再検討されるようになり、実船試験と並行して多くの模型試験が実施されるとともに、理論的研究が盛に行われるようになった。これ等の結果によればかなり長い Deck house においても従来假定されてきた如く、船体全体を一本の梁として取扱うことが出来ない場合もあり、従来の I/y の考え方をかなり修正しなければならないような結果も得られている。また近年耐蝕 Al 合金の材質が改良されるとともにその船体構造への応用に多大の関心が払われるよう

になり、特に船体上部構造に軽合金を使用して重量軽減を計ろうとする試みが為され、多くの研究が行われている。以下これ等の研究結果についてその概略を述べる。

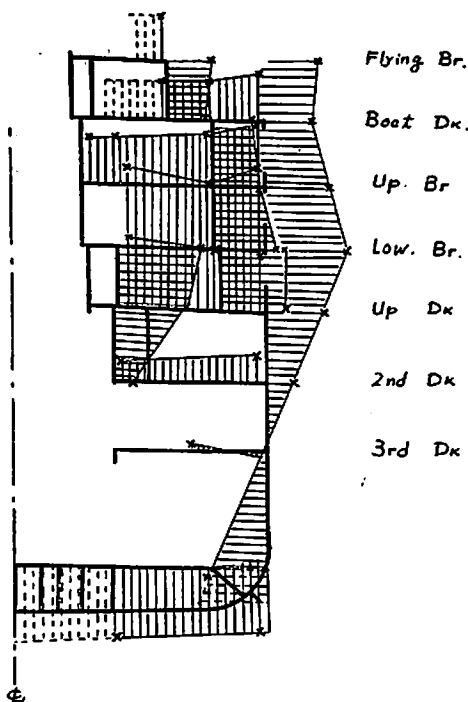
1. 実船試験および模型試験

近年実船の歪計測が盛に行われるようになったが、その中で特に上部構造と主構造との相互干渉について調査するのを主目的として計画されたのは1947年に Bethlehem Almada Shipyard において行われた Passenger Ship, S. S. "President Wilson" の実船実験³⁾である。本船は約 36% L_{pp} の長さの Al-Alloy Deckhouse を有しているにもかかわらず、House に生ずる縦応力は従来予想されていた値よりも遙かに小さいことが明かとなつた。なおこの外 Short Deckhouse を有する Liberty Ship S. S. "Philip Schuyler"⁴⁾あるいは Short Superstructure を持つ T2 Tanker "Shiloh" の実験結果では更に低い応力より発生しておらず、また最近わが国で行われた Long Deckhouse を有する“ぶらじる丸”の進水時における実験結果⁵⁾においても“Wilson 号”と同様な縦応力分布を示しており、相当長い上部構造においても、それは主構造と完全に一体となつて働いておらないことが判明した。

次にこれ等の船舶の中央部附近における横断面の縦歪分布を示す。第1図は“President Wilson 号”の Fr.



第1図 Longitudinal Strain Distribution (President Wilson)



第2図 Longitudinal Strain Distribution
(ふらじる丸)

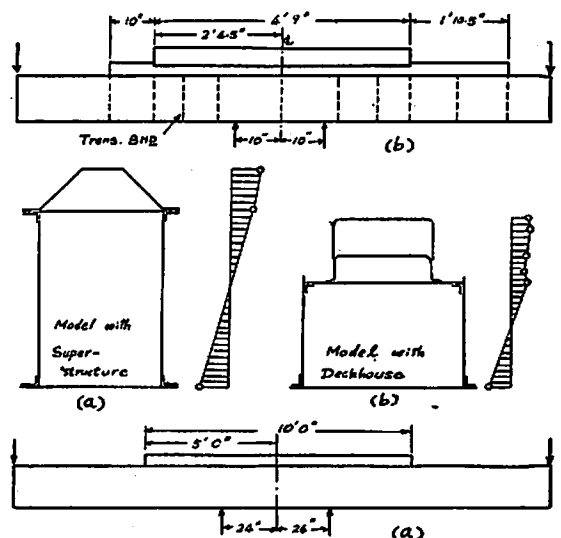
No. 110 における断面の縦歪分布であり第2図は“ふらじる丸”の場合である。“Wilson 号”では図にみられる如く Prom. Deck まですなわち船側外板の頂部まで縦歪分布は直線的であり従来推測されていた如く梁理論に従って変形しているが、Prom. Deck 以上の部分はこれより上方に行くに従って歪は減少している。また第2図に示されている“ふらじる丸”の場合も同じく Lower Bridge Deck 以上では歪は減少しており、上部構造は主構造と逆の曲率を持つように変形していることが判る。

次にこれ等の Deckhouse の Top の縦歪の実測値と梁理論により House 全体が完全に有効に働くとして計算した値とを比較すれば“Wilson 号”では実験値は計算値の約 26% であり、“ふらじる丸”では約 49% であつた。ただし“ふらじる丸”の Flying Bridge は進水時には未だ完全に固められておらなかつたので、この部の実測値は多少その影響を受けているものと思われる。一方 Deckhouse が主構造の強度におよぼす影響を調べるため今仮りに第1図および第2図において縦歪が直線的に分布している部分、すなわち“Wilson 号”では Prom. Deck 以下、“ふらじる丸”では Lower Bridge Deck 以下を主構造と見做し（実は後でも述べられる如

く設計上の強力甲板は両船ともこれ等より一層下の上甲板であるから設計上ではいずれも上甲板以下ということになる）。この部の最大応力が上部構造の存在のために如何程減少しているかを調査する。今仮りに上部構造が完全に有効に働くものと仮定して全断面を梁理論によつて計算すれば、“Wilson 号”では 40% “ふらじる丸”では 64% 減少することになる。処が実測値によれば主構造の最大応力の減少率はそれぞれ 25% および 38% である。これは上部構造が完全に主構造と一体となつて働いておらないためである。今その働き具合を表わす一つの方法として、実際の主構造の応力減少率と完全に有効に作用する場合のそれとの比を求めてみると、両船に対してそれぞれ $(25/40) \times 100 = 63\%$ および $(38/64) \times 100 = 59\%$ となつた。

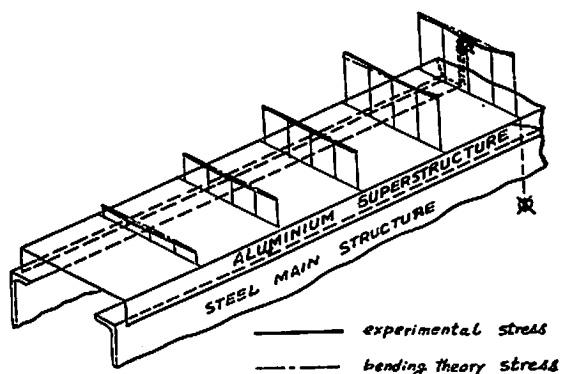
“Wilson 号”では設計上の強力甲板は Upper Deck であつたが、Prom. Deck は殆ど船の全長にわたつて連続しておりしかも船側外板がこの部まで延びておるため、Prom. Deck は Upper Deck 以下と別個に変形することは出来なく一体となつて中性軸からの距離に比例した縦歪を受けており、また“ふらじる丸”においても同様に Upper Deck が強力甲板として設計されていたが Lower Bridge Deck は非常に長く船長の 3/4 以上もあつたため、この部分までが主構造としての働きをしている。これ等より上方に存在する構造は両船ともに図にみられる如く歪はほぼ直線的に減少しており主構造と反対向きの曲率を持つていることが判る。

一方これ等の実船試験と並行して上部構造の有効性とその構造との基礎的關係を調査するため The Alumi-

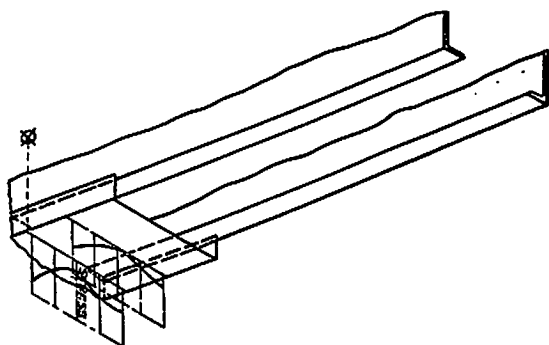


第 3 図

num Company of America において簡単な箱型模型の曲げ試験³⁾が実施されてその定性的関係が調査された。これらの結果の一部を図示すれば第3図の如くで同図の (a) の模型は上部構造の側壁が船側外板と連続している処の Superstructure を表わすものであり、(b) は上部構造の側壁が外板面より内側に入り込んでいる Deckhouse の模型である。両模型の変形上の本質的な相異は前者は Superstructure と主構造とは上下方向に相対的に変位することは殆ど出来ないが、Deckhouse の場合は相対的に垂直方向に移動し得る可能性を持っていることである。従つて本図に示されている如き長い上部構造ではその中央部では端部の応力分布の影響並びに Shear Lag の影響を殆ど受けないから、(a) の模型では上部構造は主構造と殆ど完全に一体となつて変形しており、その頂部の縦歪は船体全体を一本の梁と見做し全断面を梁理論によつて計算した値とほぼ一致している。処が (b) の場合の実測値は計算値の約 70% であった。このような構造の場合は主構造から伝達される剪断力による Deckhouse の曲げ変形は主構造のそれと反対方向の曲率を有しており、そのため House と主構造とは相対的に垂直方向に変位する傾向を生じるが、この傾向を上甲板の垂直方向の剛性が阻止しようとするのである。処がこの剛性が非常に大であつて完全にその傾向を阻止し得るような場合でなければ、図にみられる如く House は主構造と同じ曲率を持つことが出来なくその有効性が落ちることとなる。この現象に関する House の有効度と各構造部材寸法間の定量的な関係については後で述べるが、一般に House の長さが短い程また上甲板の剛性が小なる程その有効度の低下が著しい。その他上部構造の有効性を低下せしめる原因としては Shear Lag による有効断面積の減少が考えられる。これは主として上部構造の下縁に作用する剪断力の分布状態および上部構造の全長とその断面の Girth Length との比に関係し、この比が小なるもの程有効断面積は減少する。第4図および第5図にそれぞれ Superstructure および Deckhouse を持つ模型の曲げ試験結果を示す。第4図は W. Muckle⁴⁾によつて行われた Al-Superstructure を有する模型の中央集中荷重による曲げ試験結果であり、同図中の (a) は Superstructure の長さ (L) とその断面の Girth Length (B) との比が約 5.5 の場合の Superstructure Deck の縦応力分布を示すものであり、(b) はその比が約 1.1 の場合である。これ等の実験値から Midship における Superstructure の受け持つ荷重を算定し、一方 Superstructure が完全に有効に働く

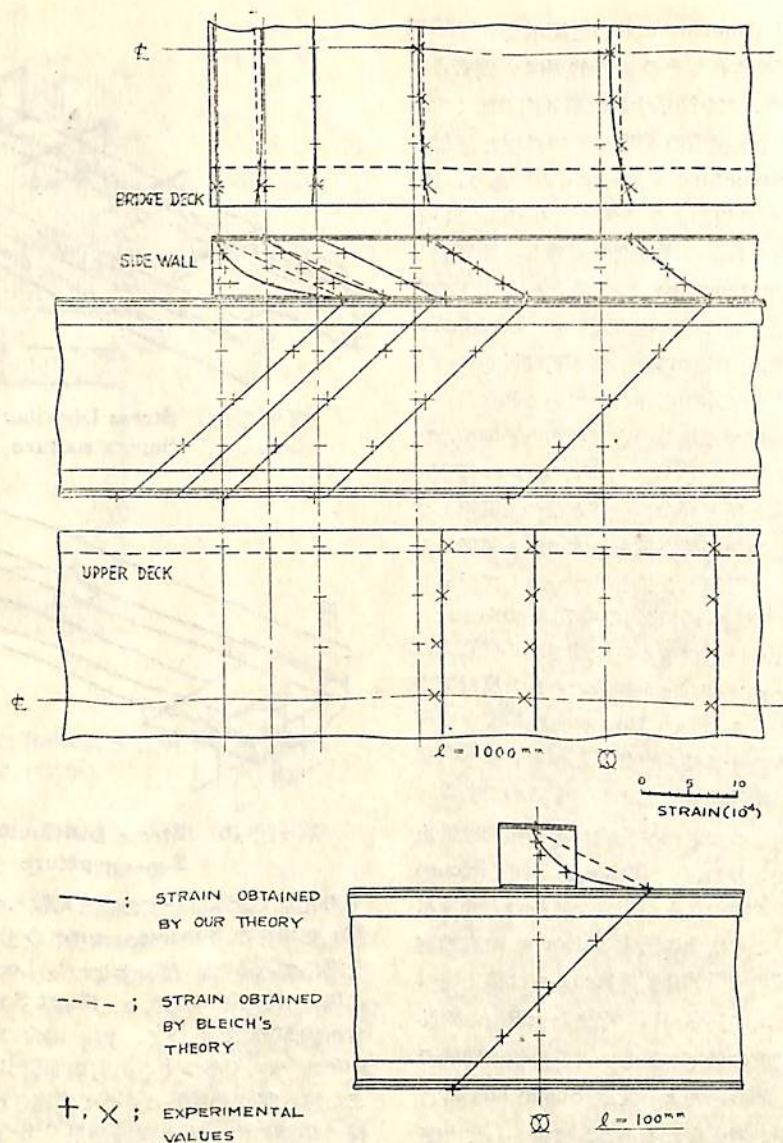


第4図 (a) Stress Distribution in Long Superstructure



第4図 (b) Stress Distribution in Short Superstructure

ものとして全体を一本の梁と見做して梁理論を用いて計算した場合の Superstructure の分担する荷重との比を求めてみると、前者すなわち Long Superstructure の場合が約 100% であり、Short Superstructure の場合が約 50% であつて、短い場合の方が Shear Lag Effect が大であつてその有効断面積が小なることが判る。また第5図は著者等によつて実施された Deckhouse を持つ模型の均一曲げ試験結果⁷⁾を示すもので (a) は $L/B \approx 2.2$ の場合で、(b) は $L/B \approx 0.22$ の場合である。この場合も船体中央断面における House の縦歪分布の形状は図にみられる如く Short House の方がその曲率が大であり Shear Lag Effect が顕著であることが判る。またこの場合は House の長さが短くなれば Shear Lag Effect が大になるためその有効断面積が減少するのみでなく、後で述べられる如く House の曲率と主構造の曲率との差が大となつてそのためにも有効性は低下することとなり、図にみられる如く Short House の Top では殆ど縦歪は発生しておらず、この場合の Deckhouse の有効度は殆ど 0 に近い状態である。更に極端な場合 (上甲板の垂直方向の剛性が非常に小なる場合) には House Top の歪は上甲板のそれを逆方向の符号を持つこともあり得る。



第 5 図

2. 上部構造の曲げ理論

以上述べた実船試験および模型試験の結果を解析するとともにその現象の一般的関係を見出すため、多くの研究者によつて上部構造の曲げ理論が導かれているが、これ等の中で主なものについて簡単に紹介する。

2-1. Deckhouse の曲げ理論

Deckhouse に関しては非常に多くの研究が発表されている。これ等の中で特に House と Main Hull との相互干渉と各構造寸法との関係を定量的に説明しているのは H. H. Bleich の Two Beam Theory⁸⁾ である。この理論は House の長さが充分長く（梁理論が適

用し得る程度）しかも各断面形状が長さ方向に一定の場合に對するものであり、House および Main Hull をそれぞれ別個の独立した梁と考えてそれぞれ梁理論を適用し得るものと仮定し、これ等の梁は第6図に示される如く House を支持する甲板の垂直方向の剛性を表す量（これを Stiffness Factor と称し K で示すこととする）を Spring Constant に持つ Spring によつて結合



第 6 図

されており、しかも Main Hull の上端における縦応力と "House" の下端のそれとは常に相等しいという条件を用いて解析を行つている。ここで K という係数は同図に示されている如く単位巾を持つ House と Hull とを House Wall の位置において単位量だけ相対的に変位させるに要する力であり、どの断面でも同じ大きさを持つものとする。本理論によれば各部の縦応力は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \sigma_N + \phi_1(z) \Delta \sigma \\ \sigma &= \sigma_N + \phi_2(z) \Delta \sigma \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし σ_N = 船体全体を一本の梁と見做して梁理論によつて計算された曲げ応力

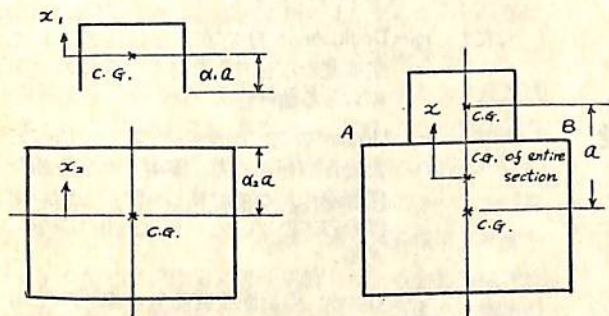
$\Delta \sigma$ = 甲板の Stiffness Factor, K , を 0 とした時の応力

ϕ_1, ϕ_2 = それぞれ主構造に均一曲げ荷重および等分布荷重が働く場合の Deviation Factor

$\sigma_N, \Delta \sigma$ および ϕ は上述の如き意味を持つものであるが、こた等はそれぞれ次式で与えられている。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_N &= -\frac{M}{I} x, \\ \Delta \sigma_1 &= \frac{\Delta N_1}{A_1} - \frac{\Delta M_1}{I_1} x_1, \\ \Delta \sigma_2 &= \frac{\Delta N_2}{A_2} - \frac{\Delta M_2}{I_2} x_2, \\ \Delta N_1 &= -\Delta N_2 = \frac{M I_A}{a} \cdot \frac{\mu(\alpha_1 - \mu \alpha_2)}{(1 + \mu)(\alpha_2 I_1 + \mu \alpha_1 I_2)}, \\ \Delta M_1 &= -\frac{\mu M I_1}{(1 + \mu)(\alpha_2 I_1 + \mu \alpha_1 I_2)}, \\ \Delta M_2 &= \frac{\mu^2 M I_2}{(1 + \mu)(\alpha_2 I_1 + \mu \alpha_1 I_2)}, \\ I_A &= a^2 \frac{A_1 A_2}{A_1 + A_2}, \quad \mu = \frac{I_1 + \alpha_1 I_A}{I_2 + \alpha_2 I_A}, \\ I &= I_1 + I_2 + I_A. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし M は主構造に作用する External Sagging



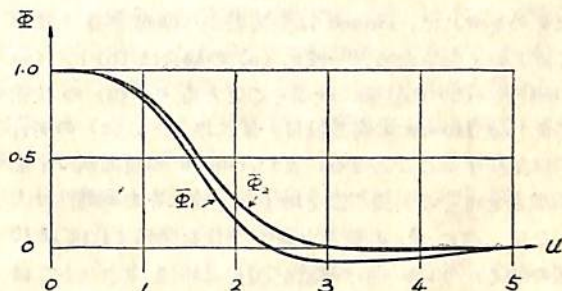
第 7 図

Moment であり、 x, x_1 , および x_2 はそれぞれ第 7 図に示される如く全断面の重心点より上方にとつた座標、House の断面の重心点より上方にとつた座標 および主構造の断面の重心点より上方にとつた座標であり、 I_1, A_1 および I_2, A_2 はそれぞれ House のみの慣性モーメント、断面積および Main Hull のみのそれらを表わしており、 a は両部分の断面の重心点間の距離、 $\alpha_1 a$ および $\alpha_2 a$ はそれぞれ House および Hull の断面の重心点から上甲板までの距離である。また ϕ_1 および ϕ_2 はいずれも z (House の中央より長さ方向にとつた座標) および u の函数であり $z = 0$ すなわち House の中央ではそれぞれ次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \phi_1 &= \frac{\sin u \cdot \cosh u + \cos u \cdot \sinh u}{\sin u \cdot \cosh u + \sin h u \cdot \cosh u} \\ \phi_2 &= \frac{2}{u} \cdot \frac{\sin u \cdot \sinh u}{\sin u \cdot \cosh u + \sin h u \cdot \cosh u} \\ u &= \frac{\tau l}{2} - \frac{l}{2} \sqrt{\frac{K}{4E}} \cdot \frac{1 + \mu}{\alpha_2 I_1 + \mu \alpha_1 I_2} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

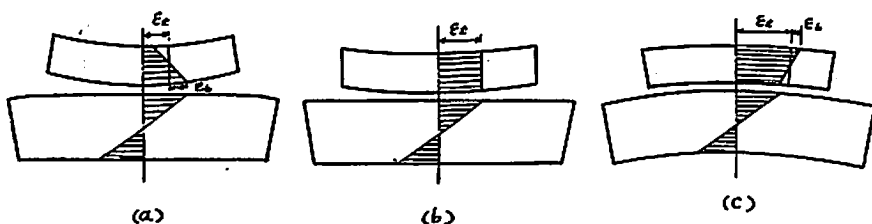
ただし E = 弾性係数、 l = House の全長

House の中央における Deviation Factor ϕ_1 および ϕ_2 と u との関係を図示すれば第 8 図に示される如く



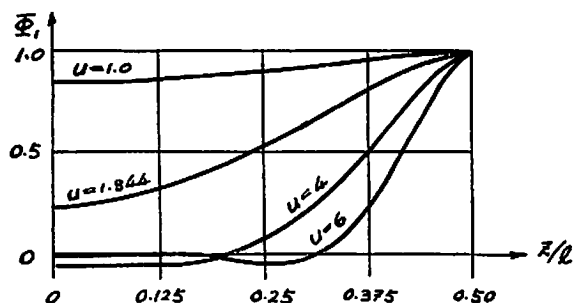
第 8 図 Deviation Factor ϕ_1 and ϕ_2 at Centre of Vessel

なる。いずれの場合も $u=0$ の時は $\phi=1$ となり、これは上甲板の Stiffness Factor が 0 の場合に相当し、House が Hull と逆方向の曲率を持つとしようとする傾向を阻止する抵抗が全くない場合であるから House の主構造の強度におよぼす有効度が最も低い場合である。これより u が増加すれば図にみられる如く ϕ は減少し始め、 $u=2 \sim 3$ で $\phi=0$ となり、その後は両曲線とも 0-Line の上下を僅かに振動しながら 0 に収斂して行く。近似的には均一曲げ荷重を受ける場合は $u > 2$ で、等分布荷重を受ける場合には $u > 3$ で Deviation Factor はほぼ 0 となり、Midship における Deckhouse はほぼ完全に有効に働くこととなり、実用上は一



第 9 図

本の梁理論によつて得られる応力分布状態をなすものと見做すことが出来る。従つて Deckhouse の有効度 u の大きさに左右されることになるが、 u の値は (3) 式に示されている如く l の一次に比例し、各構造の剛性比等の四乗根に比例する故、最もよく有効度に影響をおよぼす Factor は House の長さである。また ϕ が 1 から最初に 0 に移る範囲内では甲板の Stiffness Factor が大なる程有効度が高い。次に House の曲げ剛性が大となれば如何なる状態に移るかを調べるために第 9 図に示される如く三つの場合を考える。(a) は House と Hull とが逆向きの曲率を持つ場合で (b) は House の曲率が 0 の場合、(c) は同じ方向の曲率を有する場合である。今 House の慣性モーメント I_1 がある状態から増加したものとすれば、House は主構造からの強制曲げ変形に依り難くなるため、一般に (a) の場合は (b) に、(c) の場合も (b) の状態に近づくこととなり、(a) の状態にあれば House の有効性は一般に増加し、(c) の場合には減少することとなる。また House の断面積 A_1 を増加させてその引張剛性を増すと一般にその有効性は大となる。次に ϕ_1 の長さ方向の変化を図示すれば第 10 図の如くなり均一曲げ荷重を受ける時は $u > 4$ では House の約 $1/2$ 中央部間は殆ど完全に梁理論に従うものと見做し得る。



第 10 図 Longitudinal Variation of Deviation Factor ϕ_1

以上は Bleich の理論であるが、これは Deck の Stiffness Factor, K , を船の長さ方向に一定であると仮

定しているが、更に実際に近い状態を取扱うため L. Crawford⁹⁾ は Deck 下部の B^{III} の影響および K の変化を考慮した計算法を導いている。この方法も同様に Deckhouse および Main Hull はともに梁理論を適用し得るものと仮定し、Hull より House に作用する垂直方向の反力および水平方向の剪断力をそれぞれ数項の三角級数で表わしておき、これ等に含まれる係数を数個所における House および Hull の水平方向の応力の連続条件および垂直方向の撓みの適合条件、すなわち House の撓みとそれを支持する甲板の撓みの差が Hull の撓みに等しいという条件を用いて決定している。従つてこの方法では応力および変位の連続条件は数点しか満足されておらず、更に精度をあげるにはより多くの項の級数を用いなければ実用上は数値計算が非常に繁雑となるようである。

また特殊な場合として第 9 図の (b) の場合の如く、House の曲率が 0 である場合、すなわち House に作用する垂直方向の反力による曲げ作用と水平方向の剪断力による曲げ作用とが丁度打消し合つて House には長さ方向の引張あるいは圧縮作用のみが働くような場合に対しては H. A. Schade¹⁰⁾ が有効巾の概念を用いて上部構造の応力の計算を行っている。その結果によれば主構造の頂部における応力は近似的に次式で与えられている。すなわち

$$\sigma = \frac{\sigma_0}{1 + \left(\frac{\lambda}{b} \right) \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_1} - 1 \right)} \quad (4)$$

ただし σ_0 = Deckhouse は存在しないものとして主構造のみを考えた時の主構造の頂部における曲げ応力

σ_1 = House の応力は均一であると仮定した場合のその応力。実用上は全断面を梁理論によつて計算した時の主構造頂部の応力を用いてもその誤差は僅少である。

$\frac{\lambda}{b}$ = House の断面の有効巾と断面の全巾 (Girth Length) との比で、これは

House の全長と断面の Girth Length の比に関係する。

また山越氏¹¹⁾もこのように House が曲率を持たない場合に対して Hovgaard の方法¹²⁾を応用して House の上縁および下縁に生ずる剪断応力分布の状態を求めている。

以上の各理論をみると、Bleich および Crawford の方法は Deckhouse が充分長くて House 端部の応力分布の影響および Shear Lag Effect による有効断面積の減少等が殆ど問題とならないような長い House の中央部では充分な精度をもつて適用することが出来るが、短い House の場合、あるいは長い House の端部近傍では適用することが出来ないようである。このような場合には Schade あるいは山越氏の理論にみられる如く Shear Lag Effect を考慮しなければかなりの誤差が生ずるおそれがある。そこで著者等は E. Reissner の方法¹³⁾を応用して Shear Lag Effect を考慮した Deckhouse の曲げ理論⁷⁾を導き箱型模型の曲げ試験と比較して短い House の曲げ変形に対しても適用し得ることを確めた。前節の第 5 図に示された模型の実験は本理論によつて計算された値を示しており、点線は Bleich の理論によるものである。Long Deckhouse の場合は船体の中央部では両理論とも実験値とよく合致しているが、端部附近では本理論の方が実験値に近く、また Short Deckhouse では図にみられる如く、Shear Lag Effect を考慮しなければかなりの誤差が生ずることが判る。また山越氏も同様な見地から Hovgaard の理論を応用して Shear Lag を考慮した Deckhouse の曲げ理論式¹⁴⁾を導いている。

以上紹介された各理論は主として断面形状が長さ方向に一定でありしかも上甲板の Stiffness Factor が長さ方向に変化しないような単純化された構造に対する理論であつたり、また特殊な変形状態を対象とした方法である。従つて実船のように各部の断面形状が一定でなく、Stiffness Factor, K , が不規則に変化するような場合には一般にこれ等の方法を適用することが困難である。それ故著者等は実船の上部構造にも適用し得るような方法を導くため Shear Lag Effect を考慮して上部構造の有効断面積並びに有効慣性能率等を求めこれ等を用いて実船構造にも適用し得る如き逐次近似法によつて上部構造の曲げ計算¹⁵⁾を行い、各種の模型試験結果と比較してかなり良く合致することを確認した。本計算法は予め上部構造の有効断面積および有効慣性能率並びに甲板の Stiffness Factor, $K(x)$, 等を求めておき（これ等は

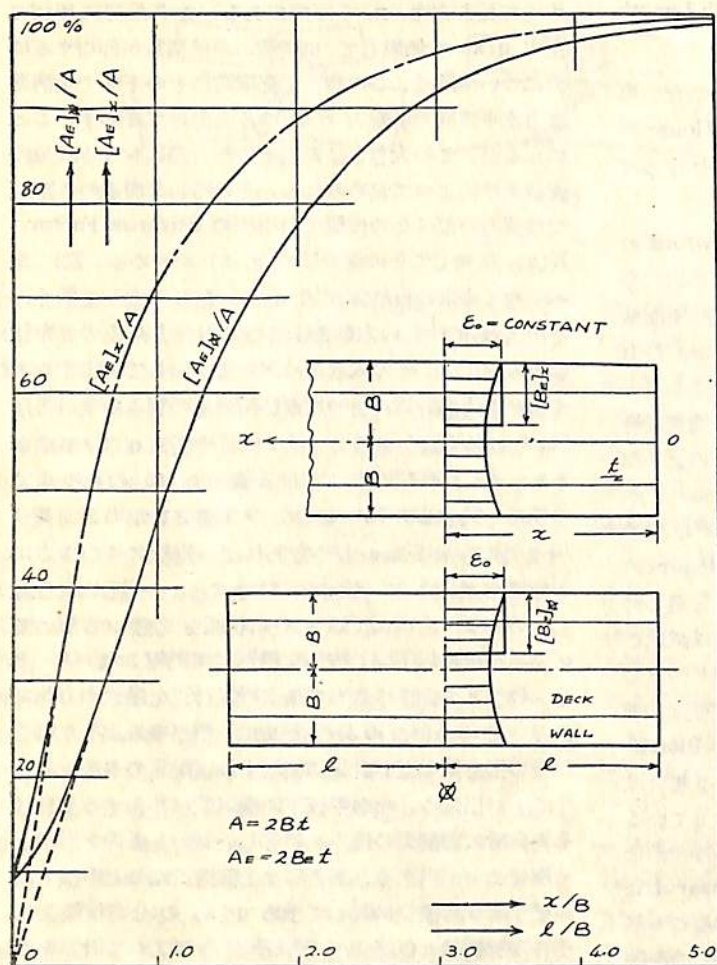
すべて長さ方向, x , の函数である）まず最初に甲板の反力, $q(x)$, を無視して、主構造に曲げ荷重が作用する場合について解く。この時は上部構造はその下縁で主構造より水平方向の剪断力 $r(x)$ のみを受けて変形することになるが、この大きさは両構造の結合部における縦歪の連続条件によつて定められる。その時の両構造の各断面での撓みの差にその位置での甲板の Stiffness Factor, $K(x)$, を乗じてその部の反力 $q_0(x)$ を求める。次に元へ戻つて今求められた反力 $q(x)$ をも考慮して解く、その場合 $q(x)$ の大きさは定めておらずにその分布状態のみを用い、その大きさは次のようにして決定する。すなわち今の計算によつて再び両構造の撓みの差が得られ、それに $K(x)$ を乗じて第 2 回目の反力 $q_1(x)$ が求まるが、その任意の点における値と $q_0(x)$ のその点での値が一致するように $q_1(x)$ の大きさを定める。この場合 $q_0(x)$ が正しいものであれば、他のすべての点においても $q_1(x)$ に一致する筈であるが、一般には合致しないから、次に $q_1(x)$ の分布状態を考慮して解いて $q_2(x)$ を求め以下同じ操作を繰返して実用上 $q_n(x)$ と $q_{n-1}(x)$ とが合致するまで逐次近似計算を繰返す方法である。予め $q(x)$ の分布状態が予想出来るような場合はその形を第 1 近似計算に使用すれば計算の手数を減らすことが出来る。なお甲板下に横隔壁が存在する場合はその位置で両構造の撓みが相等しいという条件を附加して解くことが出来る。著者等は上部構造端の上甲板下に隔壁を有する模型に対して予め $q_0(x)$ の分布状態を二次の拋物線状と仮定して図式積分法によつて計算を行い、第二近似で充分な精度が得られた。

また本理論によれば、長さ方向に均一な断面を有し、上部構造の甲板および側壁の板厚が同じ場合にはその有効断面積比（有効断面積と全断面積との比）は有効巾比（有効巾と全巾との比）に等しくなり上部構造端のごく近傍以外では次式で与えられる。

$$\frac{A_E}{A} = 1 - \left[K_1 \cdot \frac{\cos h(\xi x/B)}{\cos h(\xi l/B)} + K_2 \cdot \frac{\cos h(\eta x/B)}{\cos h(\eta l/B)} \right] \quad (5)$$

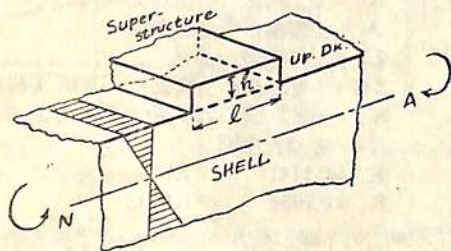
ただし A_E = 上部構造の有効断面積
 A = 上部構造の全断面積
 $2l$ = 上部構造の全長
 $2B$ = 上部構造の全断面の Girth Length
 x = 上部構造の中央断面より長さ方向にとつた座標
 $K_1 = 0.1141 \quad \xi = 3.236$
 $K_2 = 0.7950 \quad \eta = 0.9742$

上式は上部構造の下縁が長さ方向に均一引張歪を強制される場合のものであるが、これで一般に充分近似出来る



第 11 図

ようである。第 11 図に示される 実線は上式によつて求められた有限長さを持つ上部構造の中央断面における有効断面積比と l/B との関係を示したものであり、鎖線は半無限長さの上部構造の端から x なる断面での有効断面積比と x/B との関係を示すものである。図中点線で 0 に延長してあるのは、上部構造端での応力分布（端の面では自由端であるから縦応力は 0 であるが、その下



第 12 図

縁では有限値を持つ）を完全に数式で表現しておらなかったためその誤差を修正したものである。これ等の曲線によれば l/B および x/B が約 4 以上になれば、上部構造の中央部あるいは x なる位置では有効断面積比は殆ど 100% に近くなり、Shear Lag Effect は殆ど完全に無視出来て、引張あるいは圧縮作用に対しては全断面が有効に作用するものと見做し得る。

2-2 Superstructure の曲げ理論

上部構造の側壁と船側外板とが連続している如き Superstructure の場合に対しては、山本氏の理論¹⁾がある。本理論は第 12 図に示される如く、船楼の余り長くない時は船巾の影響は二次的であると考え、上甲板は半無限板とし、外板も底部に充分剛な部分（二重底）が存在するため半無限板と見做し、これに半無限帯状の甲板を有する船楼が取り付けられた模型を仮想し、この模型に船楼より充分離れた処で中立面が上甲板下 H の処にあるような均一曲げ変形を加えた場合に対する船楼の応力分布を求めてその有効性が調べられている。これによれば上甲板、船楼甲板、外板がすべて同厚の場合には船楼の存在のための船楼中央部における断面慣性性能率の増加 ΔI は近

似的に次式で与えられている。

$$\Delta I / th(h+H)^2 = 0.1373 l/h + 0.038 H/h - 0.273 \quad (6)$$

(12 $\geq l/h \geq 6$), $l(b+h) \geq 3$, $H/h \geq 1.5$

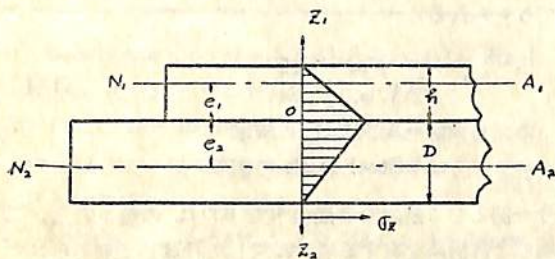
ただし l = 船楼の長さ, h = 船楼の高さ, b = 船の半巾, t = 板厚

上式は前述の仮定の如く船楼の巾が無限大の時の値を示すものであるが、そうでない場合でも $l/(b+h) \leq 3$ の時はこの値を用いることが出来るといわれている。更に船楼の有効率、すなわちある船楼の受け持つ引張あるいは圧縮荷重とその船楼が完全に有効に働いたと仮定した時のそれとの比を求めると、その比が殆ど 1 に近くなるのは $l/(b+h) > 6, 7$ でなければならないことが示されている。この値は前項の第 11 図でみれば、 $l/B > 3, 3.5$ に相当し、その時の有効断面積比は 90% 以上であり、これからも近似的に同じことがいえる。なお本論文では船楼端部の剪断応力の大きさあるいは不連続な縦壁の影

響等についても論じられている。

また Muckle は前項で述べられた Crawford の Deckhouse の曲げ計算法を応用して Superstructure の場合の曲げ計算を行っている。この計算法では上部構造に作用する剪断力および垂直方向の甲板の反力の分布状態を数項の三角級数で表現しておき、その中に含まれる係数を両構造の結合部での数個処における縦応力の連続条件および撓みの適合条件を用いて決定する方法であるが、Superstructure の場合に対しては次のような条件が用いられている。すなわち両構造の Midship における曲率は一致する、両部分の結合部における縦歪は Midship において相等しい、両構造の撓みは Midship および上部構造端で相等しい、という仮定である。最初の Midship での曲率の一致するという条件は Superstructure が極めて短い場合以外は一般に妥当であり、縦歪はいかなる点でも連続しなければならない。また両構造の撓みの差は外板並びに側壁の垂直方向の剛性が無限大の場合には厳密に 0 であるが、実際の場合でもその剛性は Deckhouse を支持する甲板の Stiffness Factor に比較すれば非常に大であるから、上記の仮定は余り大きな矛盾はないようである。なお Muckle は以上の仮定によつて曲げ計算を実施した後に、J. L. Taylor の近似計算法を用いて Shear Lag Effect の補正を行っている。

また実船の Superstructure の曲げ計算に対しては前項で述べられた著者等の方法¹³⁾を適用することが出来る。ただしこの場合には Deckhouse の場合に用いられた Stiffness Factor に相当するものを Superstructure の側壁および船側外板の垂直方向の剛性から求めなければならない。そのため凸型模型の光弾性曲げ試験結果¹⁴⁾により断面の垂直方向の応力の分布状態を調べるとその様子は近似的に第 13 図に示される如く上、主両構造の結合線で最大値を有し模型の上下端で 0 になるような直線分布と見做し得るようである故、このように三角形の分布と仮定すれば、近似的には Stiffness Factor, K , は次式で与えられる。



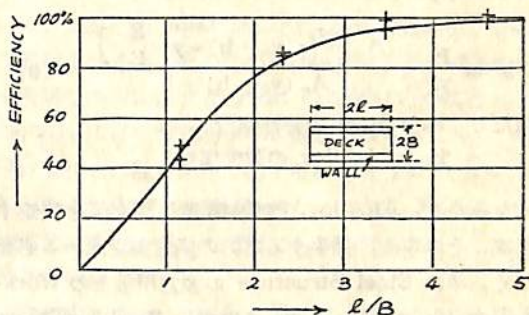
第 13 図

$$K = 2 \left[\int_0^{e_1} \frac{1}{E_{s1} t_1} \left(1 - \frac{z_1}{h} \right) dz_1 + \int_0^{e_2} \frac{1}{E_{s2} t_2} \left(1 - \frac{z_2}{D} \right) dz_2 \right]^{-1} \quad (7)$$

ただし t_1 = Superstructure の側壁の板厚
 t_2 = 船側外板の板厚
 E_{s1} = Superstructure の垂直方向の弾性係数
 E_{s2} = 船側外板の垂直方向の弾性係数
 e_1 = Superstructure の断面の重心点と上甲板との距離
 e_2 = 主構造の断面の重心点と上甲板との距離
 z_1, z_2 = 上甲板よりそれぞれ上方および下方にとつた座標

この (7) 式は非常に大ざつばな考え方であるが、この場合の K の値は非常に大であり、従つて前項の Deckhouse の場合に示された u の値も一般にはかなり大きくなつて θ の値が殆ど 0 になる。すなわち Midship では両構造の曲率は殆ど一致するような範囲になると考えられることおよび K の u におよぼす影響が (3) 式でみられる如くその四乗根に比例することを考え合せると (7) 式の程度の近似度でも充分実用性はあると思われる。

次に Muckle は Al-Superstructure を持つ模型の曲げ試験¹⁵⁾を実施し、Superstructure の長さとその中央断面における Superstructure の有効率との関係を探求しているが、巾 19 in. の模型についての結果を図示すれば第 14 図の如くなる。一方 (5) 式によつてその有効断面積比を算定した値を図示すれば同図の実線の如く



第 14 図

なり、非常に良く合致した。

3. Aluminium 合金の上部構造への応用

Aluminium 合金を船体構造の一部に応用し、船体重量の軽減を計らんとする試みは従来より行われていたが、材質的に海水に対する腐蝕の

点において近年大いに改良せられ良質の材料が製造されるに至り、特に船体上部構造への応用に対して多大の関心が払われるに至った。本節では主として船体の縦強度に余り寄与しないところの Al-Alloy の上部構造の寸法を Steel のそれと同等の強度を有するように設計することに関して研究された Muckle の論文⁷⁾ について紹介する。

今主構造に上部構造を取付ける場合上部構造の甲板上に生ずる縦応力が主構造だけの場合の強力甲板上の応力に等しくなるようにするには Steel の上部構造の甲板の断面積 a_s は、上部構造と主構造とが完全に一体となつて働く場合には次式で与えられる。

$$a_s = \frac{I_o}{y} \times \frac{A_o h}{A_o (y_o + h)^2 + I_o} \quad (8)$$

ただし A_o = 主構造のみの断面積

I_o = 主構造のみの断面慣性性能率

y_o = 主構造のみの中性軸から強力甲板までの距離

h = 強力甲板から上部構造の甲板までの距離

これに対して、Al-Alloy の上部構造を使用する場合について考察する。今主構造のみを考えた場合にその強力甲板上に生ずる縦応力を σ_s とし、これに Al-Alloy 製上部構造を取付けた場合、その部に生ずる応力が丁度 σ_n となるように設計するには、前と同様に上部構造の曲率が主構造のそれに等しいような変形をする場合には、上部構造甲板の断面積 a_n は次式で表わされる。

$$a_n = \frac{I}{y_o} \times \frac{A \left[\frac{\sigma_s}{\sigma_n} (y_o + h) - y_o \frac{E_s}{E_n} \right]}{A_o (y_o + h)^2 + I_o} \quad (9)$$

ただし E_s = Steel の弾性係数

E_n = Al-Alloy の弾性係数

上式をみると、Al-Alloy 上部構造の断面積を決定するには、その甲板上に発生する応力の絶対値を求める必要はなく、単に Steel Structure の強力甲板上の Working Stress σ_s と Al. Deck に生ずる Working Stress σ_n との比が与えられればよいことが判る。

従つて今これ等の Working Stress の代りにそれぞれの Tensile Strength を用いることとし、Steel の Tensile Strength を 29 t/in² とし Al-Alloy のそれを 17 t/in² としいずれも同じ安全率を保持させるものとすれば、 $\sigma_s / \sigma_n = 29/17$ となる。また両材料の弾性係数の比は $E_s / E_n = 3$ であるからこれ等の数値を (9) 式に代入し a_n が正の値をとるための条件を求めると次の如くなる。

$$(29/17) \times (y_o + h) > 3y_o \quad (10)$$

すなわち $(h/y_o) > 0.76$ なる場合に限り a_n は正となり、 $(h/y_o) < 0.76$ の時は負の値をとる。 a_n が負となるのは Al. Deck の断面積をいかなる大きさにしても、その部に生ずる応力は所定の応力 σ_n に達し得ないことを意味する。このことから一般に一層の Al. 上部構造は勿論二層の上部構造の場合でも、その甲板上に生ずる応力は余り大とはならないことが判る。今例としてそれぞれ船長が 200, 300, 400, 500 および 600 ft. の船に対して (10) 式を用いて一層および二層の Al. 上部構造の断面積を求めてみると長さが 200 および 300 ft. の船で二層の上部構造を持つ場合以外はすべて負の値をとり、大部分の船の上部構造ではその部の応力が所定の応力に達しないことが明かとなつた。これ等の結果より縦強度の見地からは Al. 上部構造は Steel のそれと同寸法のものを用いても充分であることが判る。次に上記の各船に対して Lloyd Rule の規定する Steel の上部構造と同寸法の Al. 上部構造を取付けた場合についてその部の応力を求めると最悪のものでもその応力は Al-Alloy の許容応力の 74% であり (ただし主構造のみを考えた場合の強力甲板上の応力が丁度 Steel の許容応力であると仮定している) かなりの余裕があることになる。一方 Steel の上部構造では 600 ft. の船で二層の場合はその部の応力は主構造のみの時の最大応力に等しくなつてゐる。従つてこのことから逆に Al. 上部構造には 17 t/in² の抗張力を持つ Al-Alloy を使用する必要はなく、もつと抗張力の低い材料でもよいこととなる。

以上の考察から Al. 上部構造の寸法は縦強度の見地からは、主構造の強度が充分あるならば、Steel 上部構造と同一であれば充分であり、寧ろ Steel のそれより大きい安全率を持つことが判明したが、一方船体に Sagging Moment が作用して上部構造甲板上に圧縮力が働く場合について考える。この場合 Al. Deck Plate と Steel Deck Plate との端部の固着条件が全く同一でありまた弾性挫屈を起すものと仮定すれば、Steel Deck と同じ安全率を持たせるには Al. Deck の板厚は次式で与えられる。

$$t_n = t_s \sqrt{\frac{\sigma_n}{\sigma_s} \times \frac{E_s}{E_n}} \quad (11)$$

ただし t_n = Al. Deck の板厚

t_s = Steel Deck の板厚

今一例として前記の各船の中で 600 ft. の船を考え、二層の上部構造を有する場合に対して計算して求められた Steel 上部構造甲板の応力と同寸法の Al. 上部構造甲板

の応力との比 $1/0.431$ を (11) 式に代入して t_a を求めると次の如くなる。

$$t_a = t_s \sqrt{\frac{0.431}{1.000}} \times 3 = 1.14 t_s$$

処が 0.431 という値は $t_a = t_s$ として求められたものであるから、 $t_a = 1.14 t_s$ なる甲板を取付けた場合は、その応力は更に減少し、その値を (11) 式に代入すれば t_a はそれに応じて減少する。この操作を繰返すことによつて t_a を決定することが出来る。この方法でもつて各船に対して t_a を求めてみると Al. Deck の板厚は平均して Steel Deck のその約 2 割増しとなる。以上のことはすべて上部構造が完全に主構造と一体となつて変形する場合での考察であるが、前に述べられた如く上部構造の有効度が低下するような場合では (8) および (9) 式は修正されなければならない。すなわちそのような場合では上部構造甲板に生ずる応力は減少する故その部の断面積はもつと小であつてよいこととなる。また (11) 式の栓屈に対する両材料の板厚の比は、Steel 上部構造と Al. 上部構造とが全く同じ有効度を持つ場合はそのまま適用することが出来るが、そのものの値は上部構造の有効度が考慮されるべきである。

なお Muckle は Al. 上部構造の局部強度、横強度およびそれと主構造とを結合する鋸の強度に対する考察を行つており、Al-Alloy Deckhouse の設計法として次の如き結論を出している。

- i) Long Deckhouse の Deck の断面積は Steel House のそれと同じでよい。またその Min. Thickness は下表に示す値をとるのが合理的であろう。

Length of Ship (ft.)	200	300	400	500	600
Thickness of Unsheathed Deck Plating (in.)	0.30	0.31	0.32	0.33	0.34
Thickness of Sheathed Deck Plating (in.)	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29

- ii) Deckhouse Side および End はその板厚を Steel House のそれよりも 15% 増しにすればよい。
 iii) Deckhouse Beam は特にその剛性が問題となる場合以外は一般に Steel Beam と同等の強度を有する如く設計すべきである。
 iv) Deckhouse の Side および End の Stiffener は Steel のそれと同等の強度を保持させるべきで

ある。

- v) House と Deck とを結合する Al-Alloy Rivet は Steel Rivet と同じ Dia. および Pitch で充分である。

- vi) かようにすれば Weight Save は Steel House の Weight の 56~60% が可能である。

4. 結 言

以上主として近年に実施された上部構造に関する実船および模型試験、並びにこれ等に関する理論的研究の概要を述べた。

その結果 Deckhouse の場合は実船試験でもみられる如くその長さがかなり長くても完全に有効に働くとは限らず、少くとも House の中央断面が完全に主構造と一体となつて働くためには Shear Lag Effect が無視出来るような場合には $u > 2 \sim 3$ であることが必要であり、また House の中央 $1/2$ (l は House の全長) 間が完全に有効に作用するには $u > 4$ ということが明かとなつた。 u は本文の (3) 式に示される如く、長さの一次に比例し各構造の剛性比の四乗根に比例する故、House の有効性を増すためにはその長さを大にするのが最も効果的であり、次に House を支持する甲板の Stiffness Factor を大にする方法が考えられる。逆に House の有効度を減じ、House に大なる縦応力を伝えないようにするには House の長さ l を減少させるのが最も有効である。そのために従来屢々 Expansion Joint を使用して House の有効長さを減少させる方法が採用されている。処がその Joint 部に生ずる応力集中をいかにして避けるべきか、そのためにはいかなる形式のものが最も有効であるか、また Joint の配置はいかにすべきか等に関してはなお究明すべき問題が残されており、著者等は現在この種の問題に関する研究を行つている。また殆ど完全に縦応力を伝達されないような Deckhouse の構造法は実際上果して可能であるか否かということも興味ある問題である。

Superstructure の場合は Deckhouse の場合と様子が異なり、一般に上部構造と主構造との接みの差が殆ど生じ得ないから、この場合の有効率率は主としてその長さと断面の Girth Length との比 (l/B) に関係し、Superstructure の中央断面が完全に有効に働くためには $l/B > 3 \sim 4$ ということになる。

また軽合金を上部構造に使用すれば、本文に述べられた如くかなりの重量軽減が可能となり、特に縦強度に寄与させないような Light Deckhouse に対しては非常に有効である。

以上で上部構造の有効性に関する一部が明かとなつたが、実際の設計方法に関しては未だ究明されなければならない問題が多く残されており、これ等に関してはなお今後の研究に待たなければならない。

参 考 文 献

- 1) J. Foster King; "On Large Deck-house" TINA, Vol. 55, 1913
- 2) J. Montgomerie; "The Scantling of Light Superstructure" TINA, Vol. 57, 1915
- 3) John Vasta; "Structural Test on the Passenger Ship S.S. President Wilson—Interaction Between Superstructure and Main Hull Girder" SNAME, Vol. 57, 1949
- 4) John Vasta; "Structural Test on the Liberty Ship S.S. Philip Schuyler" SNAME, Vol. 55, 1947
- 5) "上部構造の船体強度への影響に関する研究" 日本造船研究協会, 第十一研究部会.
- 6) W. Muckle; "The Influence of Proportions on the Behaviour of Partial Superstructures Constructed of Aluminium Alloy" TINA, Vol. 97, 1955
- 7) 寺沢一雄, 八木順吉; "上部構造の効きに関する研究" (第1報, Shear Lag Effect を考慮せる上部構造の曲げ理論) 昭和31年11月, 造船協会にて発表
- 8) H. H. Bleich; "Nonlinear Distribution of Bending Stresses Due to Distortion of the Cross Section" Journal of Applied Mecha-

tics, Vol. 20, 1953

- 9) Lyndon Crawford; "Theory of Long Ships' Superstructures" SNAME, Vol. 58, 1950.
 - 10) H. A. Schade; "The Effective Breadth Concept in Ship Structure Design" SNAME, Vol. 61, 1953
 - 11) 山越道郎; "船楼室壁エントランス損傷原因の一検討".
 - 12) W. Hovgaard; "A New Theory of the Distribution of Shearing Stresses in Riveted and Welded Connections and its Application to Discontinuities in the Structure of Ship" TINA Vol. 73, 1931.
 - 13) E. Reissner; "Least Work Solution of Shear Lag Problems" Journal of Aeronautical Science, Vol. 8, No. 7, 1941.
 - 14) 山越道郎; "船体上部構造の応力分布に就て(1)" 船体構造委員会, 西部地区部会
- | | | |
|----|----|-----|
| 14 | 13 | 2/2 |
|----|----|-----|
- 15) 寺沢一雄, 八木順吉; "上部構造の効きに関する研究" (第2報, 上部構造の曲げに関する一近似計算法, 其の一) 昭和32年5月造船協会春期講演会に発表予定.
 - 16) 山本善之; "船体縦強力理論の精密化" 造船協会論文集, 第86号(前編), 昭和28年.
 - 17) W. Muckle; "The Scantling of Long Deck-house Constructed of Aluminium Alloy" TINA, Vol. 94, 1952

海 技 入 門 選 書

商船大学助教授 豊 田 清 治 著

推測および天文航法

A5 160頁 定価 280円(〒30)

- 第1章 船の位置 第2章 船位計算法の基礎
第3章 推測船位の計算法 第4章 天文航法の原理
第5章 航海常用天体と時および暦
第6章 天測法の実際 第7章 船位誤差と航法上の対策

海 技 入 門 選 書

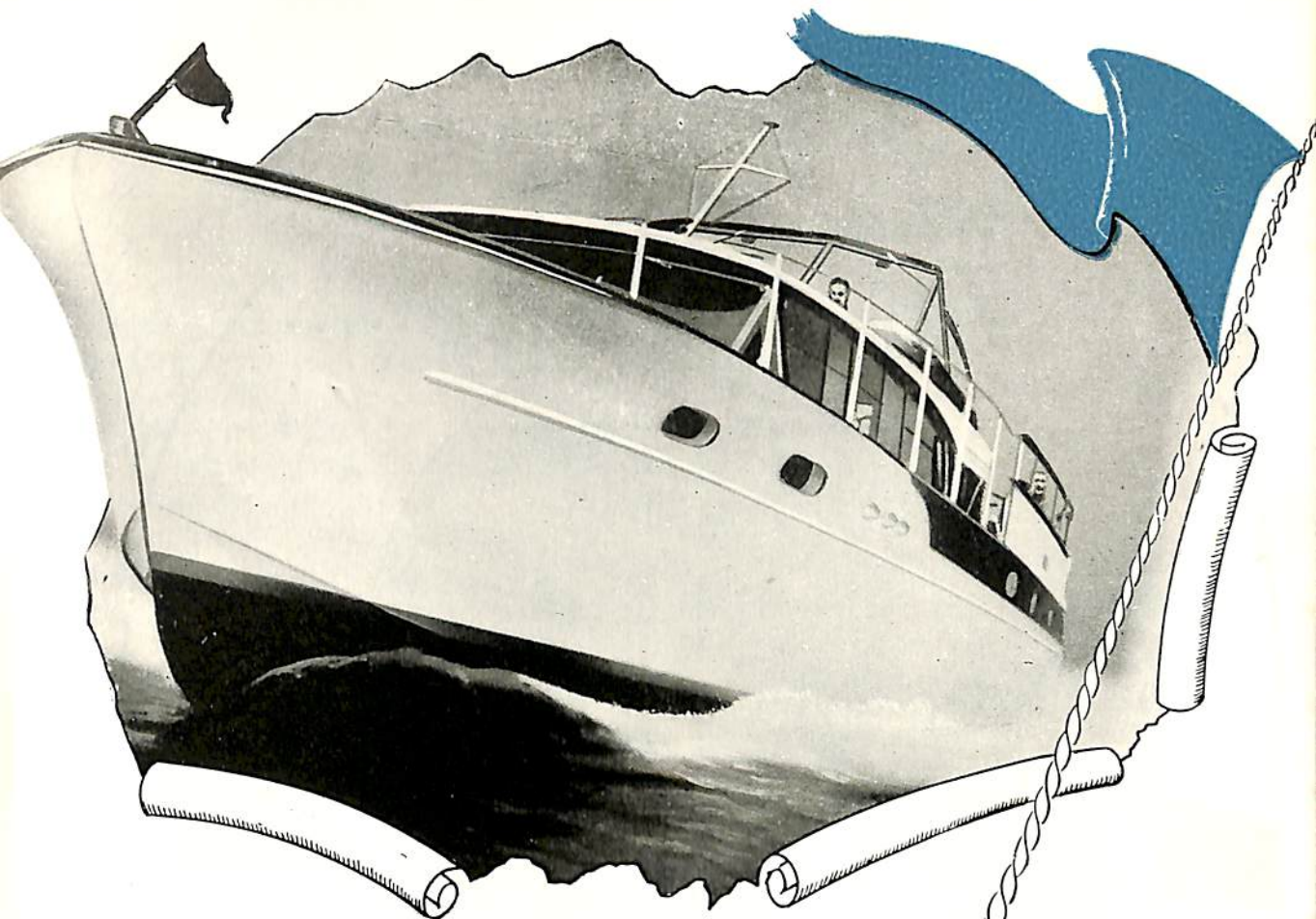
商船大学助教授 野原威男著

船 用 プ ロ ペ ラ

A5 上装 110頁 ¥ 180円(〒30)

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 キャビテーション試験
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



世界的に有名な……

グレイ

軽量高速
低維持費
高信頼性



GRAYMARINE

GASOLINE
DIESELS

Optimum Performance.....

ガソリン機関

モデル	出力
Four-45	45 hp at 3600 rpm
Sea Scout-91	25 hp at 2000 rpm
Four-112	31 hp at 2200 rpm
Model 620	60 hp at 3200 rpm
Four-162	63 hp at 3000 rpm
Model 70	70 hp at 3400 rpm
Four-75	75 hp at 3600 rpm
Fireball Four-90	90 hp at 4000 rpm
Model 100	100 hp at 3400 rpm
Model 110	110 hp at 3600 rpm
Six-112	115 hp at 3600 rpm
Model 120	120 hp at 3600 rpm
Model 135	135 hp at 3600 rpm
Model 150	150 hp at 3400 rpm
Model 165	165 hp at 3400 rpm
Model 175	175 hp at 3400 rpm
Model 185	185 hp at 3400 rpm
Model 200	200 hp at 3400 rpm

ディーゼル機関

モデル	出力
Four-D129	25 hp at 2000 rpm
Four-D157	30 hp at 1800 rpm
Four-D277	65 hp at 2000 rpm
Six-D427	100 hp at 2200 rpm
Six-D572	135 hp at 2200 rpm

グレイマリン日本総代理店

日米自動車株式會社

東京 大阪
(56) 3078・3267 (34) 1582
6035・7093 2041

隆起甲板について

露 木 正

日本郵船・鶴見造船所設計部

1. ま え が き

最近建造された数多くの貨物船が、ハッチとハッチとの間を隆起せしめた、いわゆるレイズドデッキ構造を採用しているのを見受ける。

かかる構造法は特に最近に至つて考案せられたるものではなく、戦前よりわが国においても、また外国においてもその例を見出すことが出来るものである。

しからばわれわれはこの隆起甲板構造法の何処にその魅力を感じるのであろうか。以下この構造法の強度上の意味と、実用上の意義について述べてみることにした。

2. 隆起甲板附近の応力測定

最近関東地区において隆起甲板船のハッチコーナーにおける進水時の応力の計測が二三行われ、この結果を発表された大川氏の論文りもあるが、筆者の関係した日久丸 (L×B×D 153.0 M×21.0 M×11.5 M) の昭和31年10月進水に際して行つた応力測定の結果を紹介する

1) 造船協会誌 第329号

こととする。本船は船尾に機関を有し、上甲板裏面にバラストタンクを設備する、いわゆる準鉤石船であり、船艙には4肋骨毎にウェブフレームを有し、ビラーは全くない。本測定は船体中央部第三艙口およびその船尾寄りのコーナーにおいて行われたものであり、各部の応力分布は Fig. 1 および2に示す通りである。すなわち艙口側における上甲板の応力分布は大体平均化し、ただ僅かにキャンバーおよび比較的剛なるハッチサイドコーミングの影響と思われるコーミング寄りの応力が高くなつており、艙口を外れて隆起甲板の側方においては隆起甲板に一部応力が流れるためか、上甲板の応力としては反つて減少する傾向にあり、艙口端における上甲板の応力集中を回避する目的は達成されているものと考えられる。

次にハッチサイドコーミングは下部より上部に行くにつれて応力は高くなり、トップサイドタンクの底部における応力と同じく、計算上の中性軸からの距離に大体比例していることは附表1に示す如くである。

次にハッチコーミング水平防撓材の面、すなわち隆起

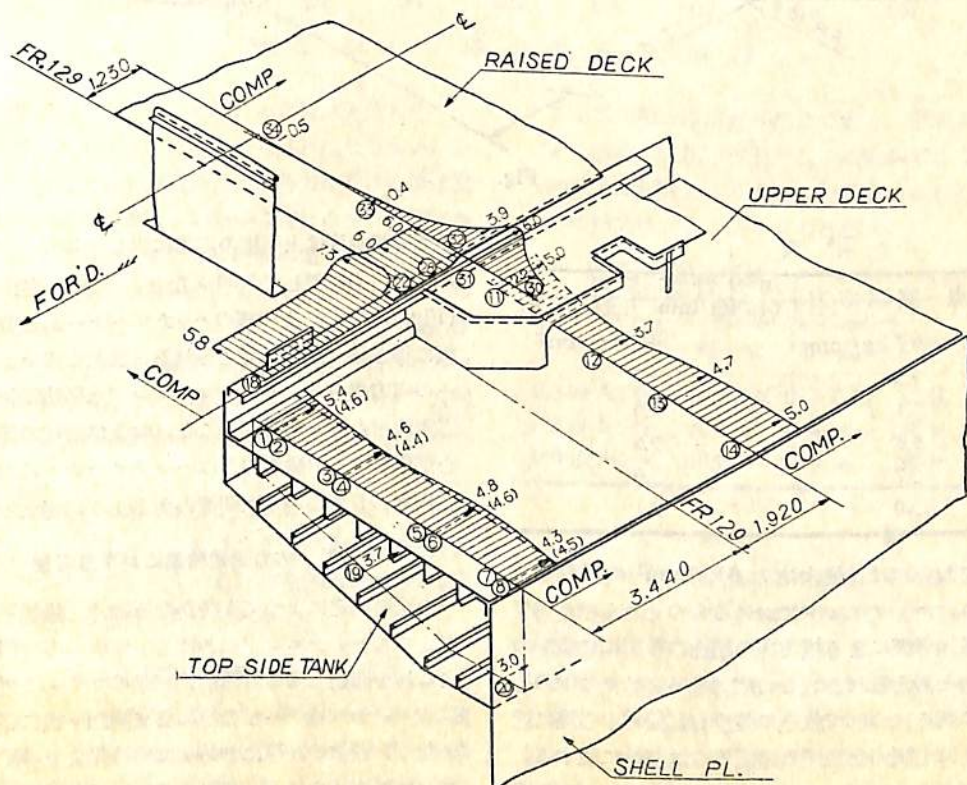


Fig. 1.

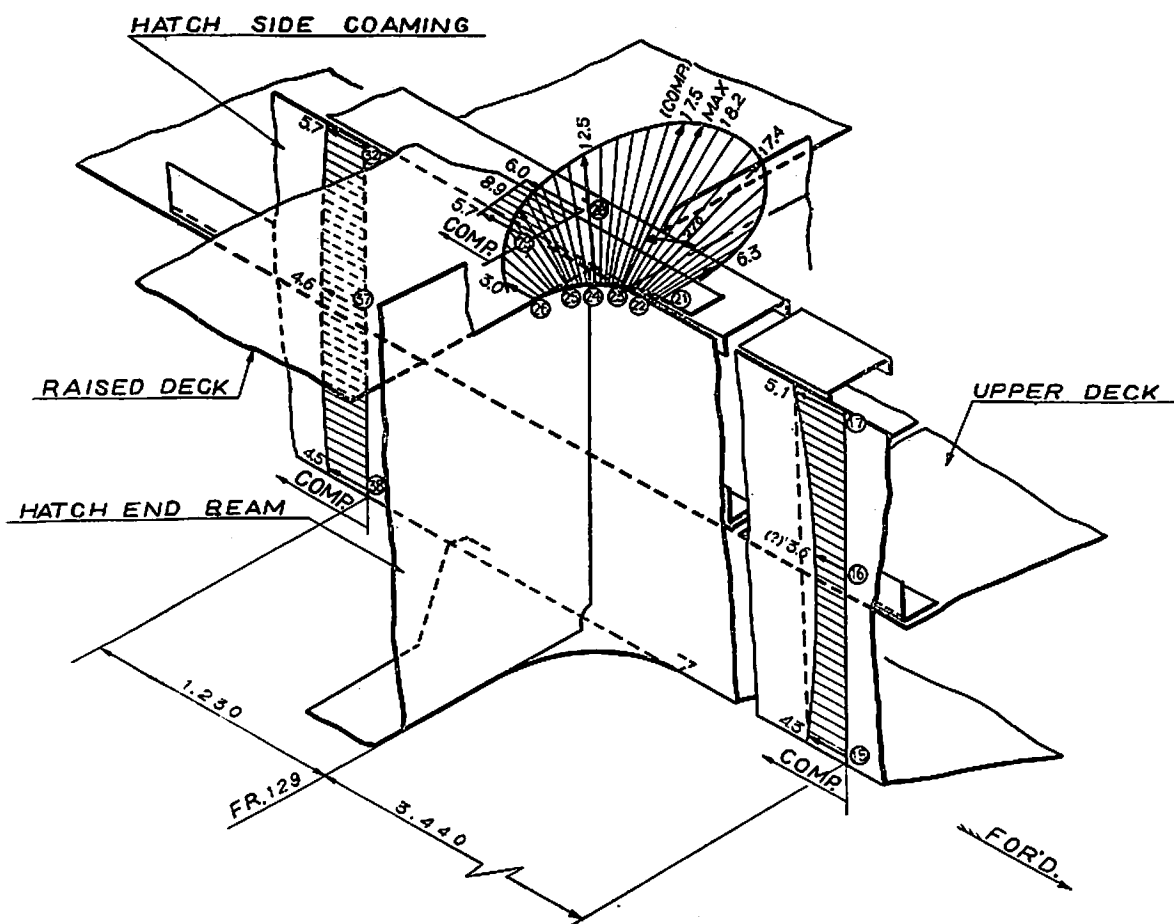


Fig. 2.

附表 I

測定点	実測応力	相対計算応力 (4.7 kg/mm ² 圧縮力基準)
①～⑧	4.7 kg/mm ²	4.7 kg/mm ²
⑮	4.3	4.3
⑰	5.1	5.4
⑱	5.8	5.5
⑲	3.7	3.6
⑳	3.0	3.1

甲板の面においては、最大応力 6 kg/mm² の圧縮を記録しており、ハッチサイドにおけるものよりもやや高目なのは、隆起甲板による横方向の剛性の影響によるものではないかと考えられる。この応力もハッチサイドの線より中心に至るにつれて急激に減少し、船体中心線に近い処では逆に引張力を生ずるに至るのは注目に値する。

隆起甲板面におけるハッチコーナーにおいては約 27 度の位置に最大応力 18.2 kg/mm² の圧縮力を生じた。こ

の応力集中度は上甲板の応力に対して 3.87、中性軸からの相対応力に対して 3.30 となり、在来の実験と一致し (Fig. 3 参照)、上甲板のハッチコーナーがその隆起甲板に移された状態と考えられる。またこのハッチコーナーの応力集中と、ハッチコーミング水平防濺材における応力分布の均一ならざること、および前述の隆起甲板中心部における引張応力とはハッチコーナーにおける角変位現象としては相互に関連のあるように考えられる。

3. 応力測定結果に対する考察

上記の測定によつても明かなる如く、隆起甲板の採用によつてハッチエンドにおける上甲板の応力集中は完全にこれを回避し得られるが、在来フラットデッキにおけるハッチコーナーがそのまま隆起甲板に移つたこととなり、通常の状態においては中性軸よりの距離の増大分だけ応力は高まり、設計工作上に際して在来フラットデッキ並みあるいはそれ以上の注意が必要であると考え

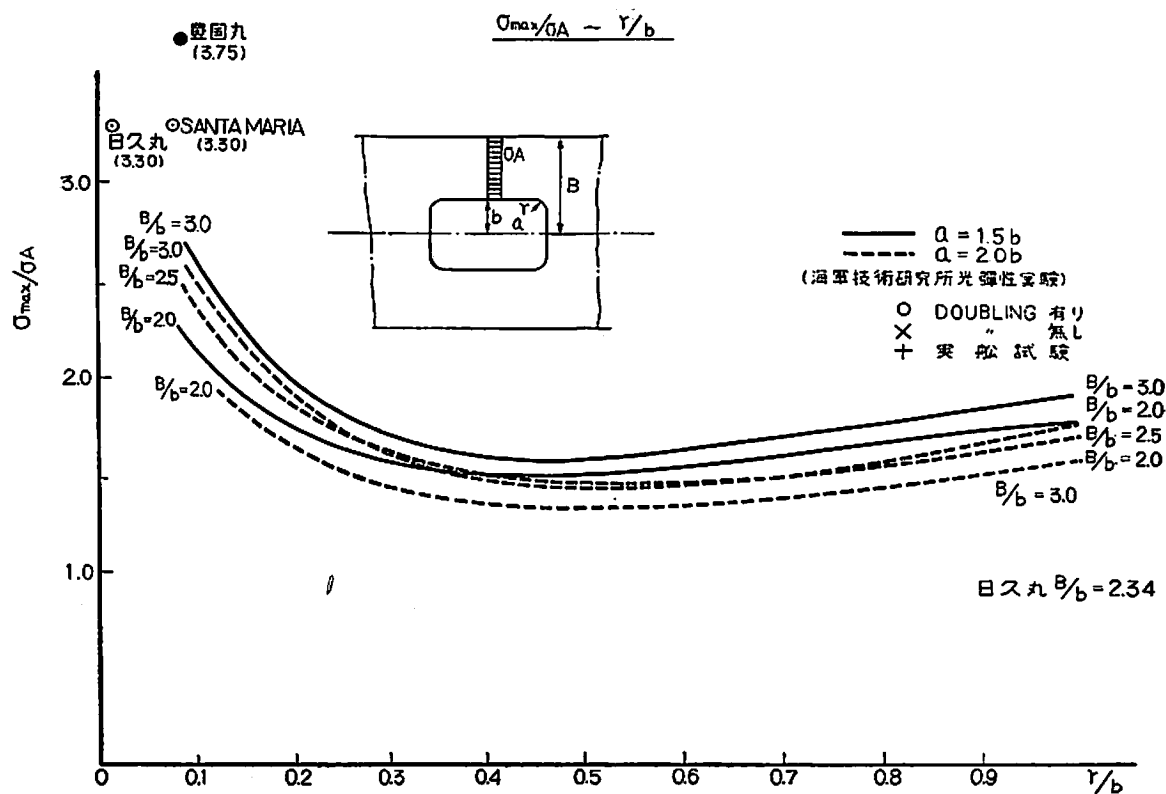


Fig. 3. 船口端応力集中度曲線

られる。すなわちコーナーにおける半径は充分大きくすべきであり、その仕上げは精緻でなければならぬ。しかし隆起甲板は立体的構造のために外力を受ける際は変形を許し易いものであり、いわゆる逃げの多い構造であるから、適当なる設計を行えば破壊に至る迄の抗力はフラットデッキに比して遙かに高くなり得るのではなからうか。この意味から、コーミングプレート、隆起甲板に厚板を使用の適否、形状の選択等は今後更に検討せらるべき問題であると考え。またここにハイノッチタフな鋼板ないしは高張力鋼を使用したら有効ではないであろうか。

上甲板と隆起甲板との結合を鉚接とすることは、破壊を局限するという意味と、鉚のスリップ後の変形を許す点においては有効であろう。また本構造法の未完成の現在としては相応の意義があるであろう。

4. 実用上の諸問題

フラットデッキ構造に比較して上甲板における不連続部がないから、鋼板材料の配置上またブロック割りの都合上、隆起甲板は利便がある。殊に同一長さの船艙および艙口の繰返しの場合、あるいはトップサイドタンクを有

するような場合は尙更好都合である。附表2はフラットデッキ構造と隆起甲板構造との比較例である。勿論これらの数字は設計により大いに差異のあるものであるが、一応の傾向は示しているものと思う。

附表2 隆起甲板とフラットデッキとの差異

船長	重量差	溶接長さ		部材数差	推定工数差
		衝合	隅肉		
153 米	4.1 吨減	10.4 米減	15.4 米減	22 減	240 時間減
148 米	7.5 "	10.4 "	44.8 "	47 "	290 "
140 米	4.3 "	10.4 "	26.3 "	36 "	240 "

5. 結 語

以上述べた如く、隆起甲板構造はその実用面における特色を持つてると同時に、数多くの測定が示す如き好ましからざる要素をも伴うもので、単に2, 3の実船測定よりその適否を論ずるのは早計であり、今後更に多くの実験、殊に破壊試験まで行つてみる必要があるように思う。そこで初めて合理的なる設計を見出し得るのではあるまいか。

(以上)

船尾機関船の強度について

若 松 守 明
宝 田 直 之 助

浦賀船渠・浦賀造船所

緒

かつては油槽船、小型貨物船、工作船といった限られた船にしか見られなかつた船尾機関も、最近では国の内外を問わず業界の流行の観があり、美観を重んずる大型客船にまで採用されるに至つた。船尾機関船の強度といつても、船体強弱学上根本的に異なるものではないが、現在まで特殊船として扱われていたものを常識化するという意味で、設計者の立場からごく概略述べてみることにする。

1. 船尾機関船の利点

船尾機関船の利点としては次のようなものが挙げられる。

i) 船体中央部、すなわち最大容積部分が最大限に利用出来る。

ii) 機関室容積を最小限にし、車軸墜道等によつて有効容積を減少することがない。

iii) 荷役設備を単一化し得る。

iv) 危険貨物の分離

等が挙げられる。i) ii) は船の大きさに比し、有効載貨容積をより多く望む貨物船に利用され、かつ広大なサロン等の必要な客船に利用された例もある。

iii) は i) ii) と兼ねて貨物艙を単一区画に限定し、荷役設備の分離を避けたもので、鉱石運搬船、セメントタンカー等に利用される。

iv) は油槽船のように、貨物が危険物である場合、機関室をこれより分離し、危険部分を限定する。

その他冷凍船においては、冷凍設備の単一化、工船においては作業甲板の確保等何れも前記の利点を有効に採用しているが、要約すれば貨物艙を最大限に確保すること、機関室によつて稼働部分を二分されることを嫌う型の船において有利であるといえる。

2. 船尾機関船の欠点

このように利点のある船尾機関船が最近まで大型貨物船に余り採用されず、一部の船種に限定されていた理由は、次のような欠点によるものと思われる。

i) 吃水調整の困難

船尾機関の名称の示す通り、機関部重量が船尾へ偏るため、中央機関船が船首、船尾に脚荷水槽を有し、比較的自由に吃水を調整出来るのに対し、脚荷調整が限定せ

られる。

ii) 操船の問題

船尾機関、中央船橋の場合は機関室と操舵室が分離し、連絡、給食等に不便を生じ、船尾船橋の場合には見透しが悪くなる。この問題に対しては操船のやりである帆船は船尾操舵であり、特に見透しの点は船橋を高くすることによつて解決出来る。見透しの必要なのは出入港時であり、時間が限定される。特に車輻と異なり船の旋回は船尾を振る運動であるから、操舵者が船尾に位置するのは合理的であり、何等问题にするに当らぬとする向きもある。最近出入港時の不便を解消するため、Fore Mast 上に Watch House を設けた船もある。

iii) 船尾振動

車軸が短いことは利点でもあるが、反面トルクの変動を車軸で吸収出来ず直接伝達することになり、かつ推進器、機関等の振動源が船尾に重なることになり船尾振動を惹起し易い。

iv) 外 観

客船等外観を重視する船では中央機関船に比べ外観を整えることが困難である。

v) 船型の限定

ごく小型の船では船尾部に機関を収容する容積がなく、船尾機関船は不可能である。また高速船においてはトリム上浮心位置を最適に選ぶことが困難になり不向きであるといえる。

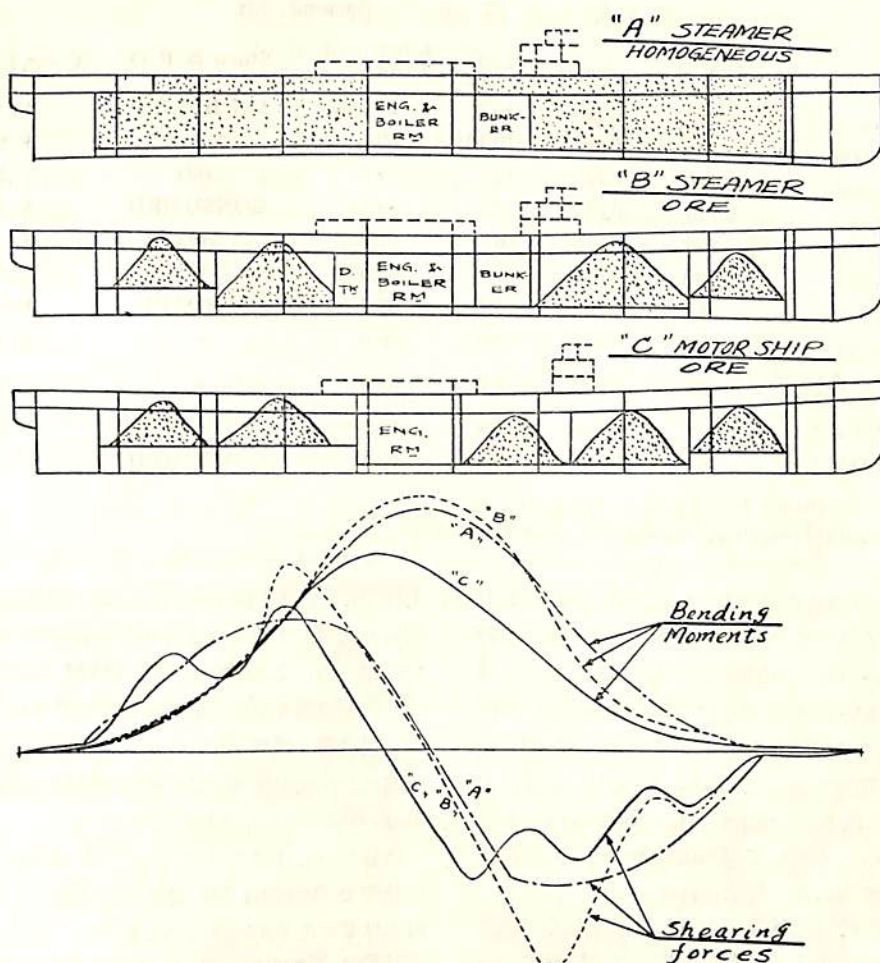
3. 縦強度より見た船尾機関船の特性

さて、このように中央機関船に比し特徴のある船尾機関船に対し強度上どのような考慮が払われなければならぬか、縦強度の点から観察してみよう。

i) 中央機関船の縦強度

船体を梁理論で取扱う以上、中央機関、船尾機関と機関位置が異なつても本質的な取扱いが変るわけではない。単に荷重分布の相違があるだけである。波浪中にある船の受ける最も大きな力は、いわゆる Sagging, Hogging の縦曲げ力率である。

この点で最近われわれの嘗めた苦しい経験である船底凹損の問題を想起する。船型学の発達により往時に比し幅広の船で推進性能を確保する結果、浮力が中央に集中し、かつ機関発達の結果により機関部重量が軽減し、補機類の増加により機関室床面積はさ程減少せず、結局



第 1 図

第 1 表¹⁾

$L \times B \times D = 385' \times 53' - 5'' \times 34'$

	"A"	"B"	"C"
CARGO	HOMOGE- NEOUS	ORE	ORE
ENGINE	STEAM	STEAM	MOTOR
Wt. of SHIP & MACH.	2,965 t	3,285 t	3,285 t
Wt. of CARGO	7,535 t	7,215 t	7,375 t
DISPLACE- MENT	10,500 t	10,500 t	10,660 t
BENDING MI. (FT-T)	115,700	121,000	95,170
$\frac{\Delta L}{BMt.}$	35	33.4	43.1

Hogging Mt. が增大する 傾向にあるのが中央機関船の特徴といえる。この傾向を示したものが第1図である。これ等3隻の船は同寸法船であり、排水量も殆んど同一

である。(第1表参照)

すなわち前述の機関重量、機関室長さ、貨物分布による Hogging Mt. の消長を端的に示している。

ii) 船尾機関船の縦強度

中央機関船の傾向とは逆に船尾機関船においては、中央部に貨物を最大限に搭載するため、貨物重量が浮力を超過し、Sagging Mt. が増大し船底より甲板側が挫屈する懸念が生ずる。ただしバラスト状態で全油槽を脚荷水槽に使用出来る油槽船と、脚荷水槽を限定される鉱石運搬船、撤貨貨物船では同じ船尾機関船でも趣が異なってくる。

a) 油槽船の縦曲げ力率

船尾機関船の代表である油槽船の船型による Sagging Mt. の変化を第2表に示す。

第2表によつて、一般的には L/d が大きくなると Mt. は増加。Tank Length が増大すれば Mt. は増加、

第2表 油 槽 船 の Sagging Mt.

D. W.	DW/d	C _b	L/d	Length of Tank	Store & F. O.	C = ΔL/M
9,470	0.668	0.789	16.3	60.6%L	ON BOARD	43
12,000	0.665	0.802	18.1	60	"	41.6
21,300	0.725	0.785	16.7	64.5*	700 t	52.5
12,300	0.725	0.785	16.7	64.5*	CONSUMED	43.8
14,770	0.725	0.778	16.7	61.2	240 t	35
14,870	0.730	0.772	16.5	60.6	240 t	36.9
16,615	0.759	0.740	16.7	60.7	ON BOARD	44.5
18,354	0.739	0.687	16.6	59.0	"	45.1
28,081 (36,321) Δ	0.765	0.773	18.0	64.0	"	33.8
37,786(Δ)		0.766	18.4	54.5	"	37.6
36,346(Δ)	—	0.765	18.0	62.1	CONSUMED	34.0

- 1) * は Pump RM が 〇 にあるもの
2) Tank Length は Pump RM を含んだ長さ

〇 Pump RM の場合には Mt. が減少する傾向にある。これ等の因子の影響する程度については、未だ明確に解析していないので次の機会にゆづることとして、現在建造されているいわゆる Super Tanker については Pump RM を含まぬ Net の Tank Length が 64% L 程度あり、ある限度を越して Tank Length を延ばすと、End load になり Sagging Mt. は減少の傾向を示す。更に浮力中心と関連して Tank Length の 〇 に関する割合も影響することが察せられる。

次に油槽船は常時満載状態であるわけではなく、当然脚荷状態について考察する必要がある。この問題につい

ては N. K. 技術研究所で行われた検討があり 中央機関船と比較して船尾機関船の特性を明かに示しているので引用する。この検討は長さ 163 M の油槽船を取り上げ、機関位置を中央に置き換えて計算されたもので、その結果は第2図に示す。

図によれば中央機関船と船尾機関船の Sagging, Hogging の傾向は全く反対になっている。

理想をいえば各吃水に対して Sagging, Hogging の両状態で Bending Mt. の量がほぼ等しくなれば構造設計には楽であるが、望むべくもない。ただし油槽船の脚荷状態の Hogging Mt. は荒天の度合に従って脚荷により減少出来るから、さ程懸念する必要はなく、全く満載状態の Sagging Mt. に対する検討に尽きるといえる。

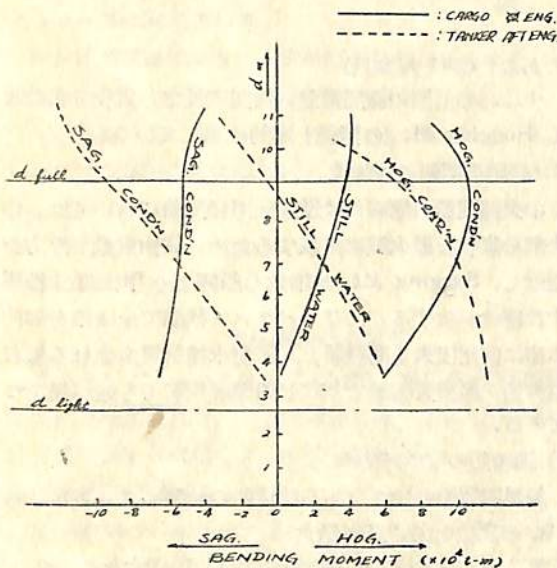
b) 鉱石運搬船、撒積貨物船の縦強度

油槽船に近似している鉱石運搬船、撒積運搬船は、満載状態においては同様に Sagging Mt. が大きくなるが、脚荷状態に対する脚荷水槽の量が限定されるために脚荷状態の Hogging Mt. に対しては特に注意しなければならぬ。特に鉱石運搬船、鉱石、油兼用船においては Wing Tank が比較的大きいのでそれ程でもないが、容積が要求される撒積貨物船ではこの傾向が強い。

一般に満載状態における Bending Mt. は中央機関船に比しどのようになるか第3表に示す。

これを図示すると第3図のようになる。

Bending Mt. のバランスの点からみると、船尾機関船の方が優れている。特に Homogeneous cargo の場合にはその傾向が強い。しかし何れの場合においても Bending Mt. の符号は逆の傾向を示している。

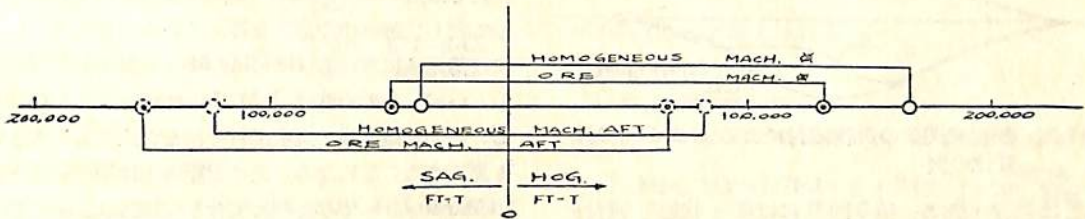


第2図 Bending Mit. の消長 (N. K. 技研)

第3表 同寸法貨物船の比較²⁾

$L \times B \times D \times d = 430' \times 56' - 9' \times 33' \times 25'$
D. W. 10,700t, $\Delta = 14,250$ t STEAMER

Wave cond'n	Position of Mach.	Cargo	Bending Mt. ft-tons	Shearing Force. Tons
Hogging	Amidship	Homogeneous	166,000	1,460
Sagging	"	"	abt 38,000	570
Hogging	aft	"	80,000	730
Sagging	aft	"	127,000	1,300
Hogging	Amidship	ore	130,000	2,150
Sagging	"	"	51,000	1,050
Hogging	aft	"	65,000	850
Sagging	"	"	157,000	1,600



第3図 同寸法船の機関位置による Bending Mt. の変化

さて脚荷状態においては如何になるか、最近の資料によれば第4表の如くなる。

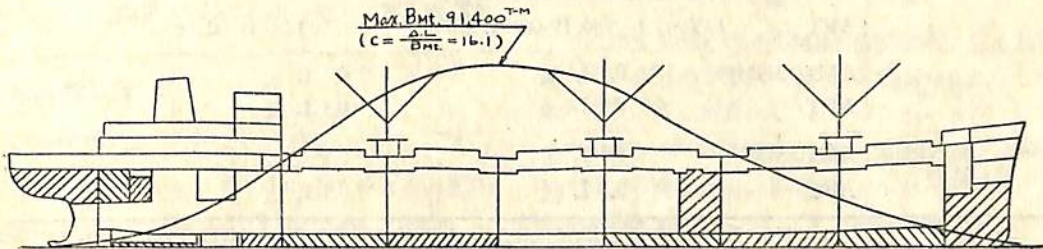
第4表 撒積貨物船の曲げ力率³⁾

$L \times B \times D = 440' \times 62' \times 36' - 5''$
Diesel Mach. Aft.

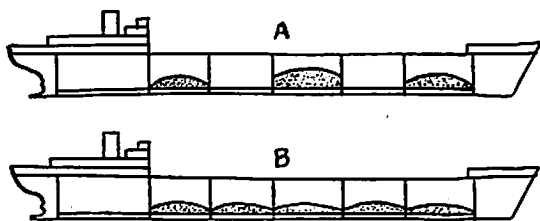
Condition		Max. Bending Mt. t-m	$C = \frac{\Delta L}{B Mt.}$
Ballasted dept.	Hog.	80,000	29.2
Fully Dept.	Hog.	52,000	44.6
Fully Arriv.	Hog.	46,000	50.7
Fully Arriv.	Sag.	44,100	53.0
Fully Dept.	Sag.	36,000	64.9

本船における Bending Mt. の傾向は、満載状態においても Hogging Mt. が大きく、バラスト状態において

は大なる Hogging Mt. を示している。結果としてはバラスト状態 Hogging に対する構造設計ということになる。この原因は Diesel Engine 使用により機関室長さを極力短かくし、長大な船艙を確保したため、比較的重い Diesel による End load, および Cargo の End load が重り満載時における Sagging Mt. 減少を来したものと考えられる。ちなみに本船の機関室長さは 22 % L 程度であり、船型の割合にはごく短くまとめられている。かつ本船は中央部に深水艙がなく Wing Tank を有し、貨物艙容積を確保しているが、全船にわたる Wing Tank の方が1個の深水槽を有するより有利であることが推定される。第4図は最近建造された長さ 150 M の貨物船のバラスト入港状態の Hogging Mt. であるが、Max. Bending Mt. = 91,400 t-m $C = \Delta L / B Mt. = 16.1$ である。勿論同一状態といつても一律に論ずることは危険であり、積付要領によつて大いに異なつて来



第4図 船尾機関船バラスト入港状態における Hogging Mt.



第5図 船尾機関船の貨物積付による Bending Mt. 変化の例

ることは当然である。第5図⁴⁾には同一状態で積付を変えた場合の Bending Mt. の変化を示す。A は重心位置を高くするため船舶一つ置きに積付けた場合で、乗

心持の点では優っているが、Bending Mt. は B の約 1.7 倍となり強度上面白くない。このように油槽船の傾向とは逆に 鉱石運搬船、撒積貨物船においては、満載 Sagging よりバラスト Hogging に対する考慮が構造設計の決定的な要素となる。

4. 各船級協会の船尾機関船に対する要求

構造部材寸法の決定に当つて各船級協会の規程適用の相違は主機関位置によつて第5表のような差がある。

表によつてわかるように、各協会の相違は L. R. では機関位置によつて区別のないのに対し、A. B., N. K. においては船尾機関船に対する要求が重くなっている。ただし最近 L. R. においては長さ 250' 以上の船尾機関船に対して静水中の応力を押えている。従つて L. R. では静水中における Bending Mt. を算定しなければならないが、その方法は J. M. Murray の方法で行われる。この算定結果と規程部材寸法とを比較して大きい方を採用することになる。更に上記応力は船の長さで船速の Parametre で与えられており、速度長比、船型(V型、U型)、の Bending Mt. におよぼす影響を調査することは今後の興味ある問題である。第5表における船首部

第5表 主機関位置による Rule 適用の相違

項 目	機関の位置	N. K.	A. B.	L. R.
中 央 部 の 定 義	MACH AMIDSHIP MACH AFT	0.4 L 区 0.5 L 区	0.4 L 区 0.5 L 区	区 別 な し
中央部の船側外板、 船底外板、舷側厚板、 梁上側板、中心線桁 板、中心線内底板的 板厚規定範囲	AMIDSHIP AFT	0.4 L 区 0.5 L 区	0.4 L 区 0.5 L 区	区 別 な し (0.4 L 区)
船首船底偏平部外板 の範囲	AMIDSHIP AFT	前部 0.2 L 間 " 0.25 L 間	前部 0.2 L 間 " 0.25 L 間	区 別 な し (300' 未満を除く)* 前部 0.25L~0.05 L 間
船首二重底補強範囲	AMIDSHIP AFT	前部 0.2 L 間 " 0.25 L 間	前部 0.2 L 間 " 0.25 L 間	区 別 な し 前部 0.25 L~0.05 L
強力甲板の有効断面 積	AMIDSHIP AFT	$I/Y = f.d.B$ (0.4 L 区) $I/Y = c.f.d.B$ (0.4~0.5 L 区) $I/Y = 1.1 \times f.d.B$ (0.5 L 区)	$S.D^k AREA = B \times d \times c$ " $1.2 \times B \times d \times c$	区 別 な し
同 上 適用範囲	AMIDSHIP AFT	0.5 L 区 0.5 L 区	0.4 L 区 0.5 L 区	区 別 な し
有効第二、第三甲板 断面積適用範囲	AMIDSHIP AFT	0.4 L 区 0.5 L 区	0.4 L 区 0.5 L 区	区 別 な し

* 300' 未満の AFT ENG. を有する船舶の船底偏平部外板は (0.4 L 区 の船底外板の最小厚さ) の 40% 増しとする。

偏平部に対する規程の相違は浮心位置すなわち船尾機関船においては船首トリムになり勝ちであり、浮心が前に出る傾向を持つために、Slamming 対策と考えるとよいだろう。

次に船尾機関船の代表である油槽船について A. B., L. R. 両協会の規程を少しく述べてみる。A. B. の Rule Book にある Table は $L=550'$ 、L. R. では $L=620'$ までである。それ以上の L を持つ船に対してはそれぞれ断面係数を設定している。一般に Bending Mt. は $B Mt = \frac{J L}{C}$ で表わされる。 J : 排水量,

L : 船の長さ C : 係数

呎単位で表わすと, $B Mt = \frac{L^2 \times B \times d \times C_b}{35 C}$

許容応力を σ_{all} とすれば $I/Y = \frac{B Mt}{\sigma_{all}} = \frac{L^2 B \cdot d \cdot C_b}{35 C \sigma_{all}}$

$$= f \cdot B \cdot d \quad f = \frac{C_b L^2}{35 C \sigma_{all}}$$

i) 満載吃水線規程の要求

満載吃水線規程による航洋船に対する I/Y の要求は $I/Y = f \cdot B \cdot d$ で f 値は船の長さ L に対して与えられている。 f 値は近似的には $f = \frac{L^{5/3}}{1940}$ とおける。逆に満載吃水線規程による許容応力を求めてみるため次のように仮定する。

$$\sigma_{all} = \frac{\text{Standard Bending Mt.}}{\text{Req. } I/Y} = \frac{L^2 \cdot B \cdot d \times 0.75}{35 \times 35}$$

$$\Rightarrow f \cdot B \cdot d = \frac{L^2 \times 0.75}{35 \times 35 \times f} = \frac{L^2}{1,633.3 f}$$

すなわち $C=35$, $C_b=0.75$ とした Bending Mt. を Standard Bending Mt. とし σ_{all} を求めたことになる。 f 値を入れて L を Base にして σ_{all} を置点すると第6図の破線のようになる。

近似的に $\sigma_{all} = 1.19 \sqrt{L}$ とおけば $L > 250'$ で一致することになる。

ii) A. B. S. の要求

a) $550' < L \leq 650'$ に対しては

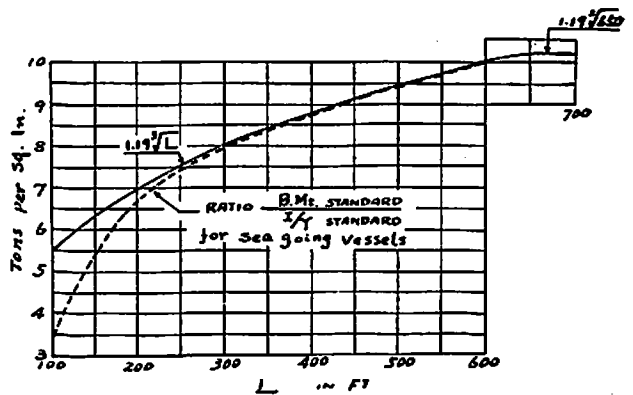
$$I/Y = f B d \quad \text{とすれば} \quad f = \frac{L^{5/3}}{1,620}$$

すなわち L. L. R. の 20% 増しとなり、第5表の考え方となる。

b) $L > 650'$ に対しては

$$I/Y = f \cdot B \cdot d \quad \text{とすれば} \quad f = \frac{L^2}{14,000}$$

この f 値は前記 Standard Bending Mt. をとり、船尾機関係数を 20% とすれば $\sigma_{all} \leq 1.19 \sqrt{650} = 10.3$ ($L = 650'$) で $f = \frac{L^2}{14,000}$ となる。すなわち第6図の σ_{all}



第6図 許容応力の一例

が根拠であると考えられる。

iii) L. R. の要求

$L \leq 620'$ に対しては

Rule Book で Deck Sectional Area が与えられてい

るが $\text{Min. } I/Y = f \cdot B \cdot d$ とすれば $f = \frac{4.35 C_b L^{5/3}}{35 \times 1000 \times d}$ で与えられる。

$L > 620'$ に対しては

満載入港状態で ($1/4 F.O.$, $1/2 F.W.$)

$$I/Y = \frac{e W L}{1000} = f \cdot B \cdot d \quad f = \frac{e C_b L^2}{35 \times 1000}$$

e = Modulus factor で $e_{\text{standard}} = 4.60$

で Tank length, C_b , 機関重量等によつて補正される係数である。紙数もないので、これ等の詳細および実際の Bending Mt. との関係は割愛することにするが、構造設計において最も悩まされる問題は許容応力の問題である。前記のように船の長さによつて許容応力を変える試みは相当古くから行われているが、船型の大小にかかわらず、構造部材の aspect に大差ないのに許容応力を変えることは如何にも實際的でないように思える。外力の因子が不明であるからやむを得ない点もあるが、更に解明せられなければならぬ問題であろう。最近渡辺博士は腐蝕摩耗の点よりこの問題に対する解釈を発表しておられる。

5. 結 言

以上極めて雑把に船尾機関船を縦強度の点より述べて見たが、個々の問題ごとになお解明されねならぬ点が多々あり、漸く問題の入口に立つた観がある。最近の超大型船はすべて船尾機関船であるが、船型の大型化につれて従来の構造様式を推せるかどうか、また些細な欠陥が重大事故の原因となり、少しの無駄が経済的には大きな影響を持つて来る。今後の問題は外力の設定、すなわち (373 頁へつづく)

船体振動と乗り心地の問題

鶴 田 彰 介
後 藤 大 三

石川島重工業株式会社
造船設計部

1. ま え が き

昔から「親船に乗ったような気持……」というたえがあるように、人は大きな船に対しては殆ど絶対的な安心感を持ち、またそれを期待している。

従つて振動の問題からいつても、それが構造、機関、計器等に損傷をあたえ、ひいては船の生命に危険をおよぼすような場合は勿論のこと、いやしくも乗り心地を損うような振動が生じている場合は、それが船の重要な性能の一つであるだけに、親船として十分な資格があるとはいえないだろう。

一方大多数の人達は陸上の乗物等のかなり大きな振動に対しては案外平気であるのに、船舶では普通におこるような微少な振動まで気にする人もある位で、事実、乗り心地の点で振動が往々問題になっているのである。

殊に近年溶接構造の全面的採用と機関出力の増大で、ますますこの問題が重要となつてきた。

実際、乗組の人達からの苦情は振動に関するものが最近目立つてきており、その中でも、振動で眠れない、字がかけない、といったことから、手すりがゆれて目について困るといったような問題を含めて、乗り心地に関することが多いのである。

船体振動はなければそれにこしたことはないが、船体が一つの弾性体であり、動力によつて推進しかつ船体の運動に伴つて色々な力を動的にうけるものである以上、適切な構造によつて振動をある程度まで少なくすることは出来ても、全くなくしてしまうことは出来ない。

そこで人間の感覚が、どの程度までの振動を許しうるかが問題となつて来る。

しかし、振動に対する感覚は人により場合によりまちまちなものであり、またそのように複雑な感覚を基準にすること自体誠に困難な仕事であつて、従来行われたいくつもの研究でもその結果はかなりことなつてゐるのみならず、船舶の特殊性に適合するものは殆どなく造船にたずさわる者としては甚だ不満な状態である。

最近わが国においても造船協会船体構造委員会の各地区部会等で振動に対する不快感の問題が種々論議されている。この種の問題には上記の困難はあるが、系統だつた調査を数多く行えば比較的整理された結果が得られるものと考えられ、われわれはこの研究の一段階として試運転時の船体振動加速度と感覚の実船調査を、九州大学

熊井教授の御指導のもとに行つた。これは限られた範囲の予備的調査であつたが、感覚による振動許容限界は曝露部と居室でわけける必要のあること、姿勢や振動の方向によつて感覚の仕方がちがうものであること等がわかり、その他今後の調査の方向を一応知ることが出来た。

本文では振動感覚の性質について概略説明を加え、今回行つた調査についての報告と、今後の調査に対する意見を述べたいと思う。なお振動感覚を理解する上の一助として、従来行われた研究の或るものについて簡単に紹介することとしたい。

2. 振動感覚について

いうまでもなく、振動に対する感覚は非常に複雑であり、本質的に解析することは困難ではあるが、振動感覚の性質はどのようなものであるかを考えることは無意義なことではない。

一般に振動は不愉快なものと考えられるが、「ぶらんこ」遊びを不愉快だと思う子供はいない。所で「ぶらんこ」にゆられるということは、非常に大きな振動を身体にあたえることであつて、振巾で1「メートル」以上、加速度では周期2秒位としてg(重力加速度)程度以上にもなる。また「電気あんま」で身体に相当な振動をあててよい気持になる人もある。しかし時をえらばず「ぶらんこ」にゆられたり、「電気あんま」にかけられるとしたら不快きわまるものであらう。これは振動に対する心構えによるともいえるわけで、人間は普通は安定した状態にあることを望んでいるから、「ぶらんこ」等で振動をたのしむとしている時とは感覚の仕方がちがうのである。

また周囲の状況によつても振動に対する感覚はちがう。まわりのものがたがた音をたてている時とか、振動するものが眼に見える時などは不快感を助長するし、振動をうける姿勢と振動の方向によつてもちがう。たとえばねている時は水平動特に身長方向の振動がかなり不快であるに反して立つている時は比較的的水平動は感じにくいことは地震の際などでも経験されることであらう。

騒音にも慣れということがあるように、長く軽い振動がつづくような場合、なれてしまうと、その振動は苦にならなくなり、平気で眠れる人もある位で、却つてその振動がやむと眼がさめる場合もあるそうである。以前われわれの経験した例で小型のディーゼル船に乗りつけて

いる人は平気でも、他の人は不快感を訴えるという場合があつたが、これは個人差にもよるだろうが、一般になれからくるものであろう。

一口にいえば振動に対する感覚は一種の不安定感ないしは刺激感であり、上にあげたような様々な条件に従つて意識の上に想像されるものと考えられ、当然個人差のあるものである。従つて、一体どの程度に不快であるかを客観的にあらわすことは甚だ困難である。「とてもたえられない」とか「ようやく感ずる」とかいうことなら、個人差はあるにしてもいいあらわされたこと自体には疑問を生じないが、その中間の感覚に対しては、そのあらわし方は、実はつきりしないものになつてしまい、厳密にはその人にしか通用しないものとなる。それならば、中間の感覚限界は考えねばよいと思われるかも知れないが、大体船体振動にはそう極端に大きいものは少ないので、どうしても中間の感覚限界のあらわし方が問題となる。

更に困難を加えることは、感覚がどのような物理的刺激に対応するかという問題である。これに関しては「心理学者生理学者達によつて研究されたが、結局振動に対する物理的刺激と感覚を関係づけることは困難であることがわかつた」と J. E. Richards も述べている位である。一方「感覚は物理的強さの対数に比例する」という Weber-Fechner の法則があるが、必ずしもすべての場合に適合するとは限らない。しかし騒音の単位は便宜上この法則を利用して「デシベル」とか「フォーン」といつたものを使用している。振動の方でも Jaeger は PA L, Postelthwaite は Term というような、これによく似た単位を使用している。また地震の震度階は加速度の対数に比例させて定めている。地震のように大体振動数の同じようなものではよいかも知れないが、広範囲な振動数のものがあらわれる船体振動では、感覚と加速度は必ずしも一定の関係にない。振巾や振動速度をとつても同じことで完全に合理的な物理量はない、といつてもよい。現在の処研究者によつていろいろな物理量をもとにしているような状態である。

ともあれ、よい計器を使用して数多くの系統だつた試験を行うことによつて振動感覚の問題は解決の道をたどることが出来よう。

3. 実 船 調 査

昭和31年9月、当社建造の15,000 吨型タービン貨物船の海上公試運転時を利用して、九州大学熊井教授の御指導により、船体主要部の振動加速度を計測し、その時の振動に対する感覚を調査した。本船の主機は8,200 馬

力のタービン1基で、プロペラの翼数は4枚であるので、あらわれた振動は主としてプロペラ翼による回転数×翼数 (Blade Frequency) およびその2倍の振動数をもつものであつた。その他、上下2節、水平2節の固有振動数とみられるものが、投錨時および増減速中にあらわれた。なお左右方向を除き大部分が Blade Frequency の2倍のものであつたから、200 cpm から 600 cpm 位の間では充分な調査は出来なかつた。

今回の調査の目的は船体振動に対する感覚はどのような性質をもっており、今後どのような調査をすべきかを調べることにあつて必ずしも振動の許容限界を定めることを目的としなかつたが、現在の段階で一応許容限界とみられるものを考えてみた。将来解決しなくてはならぬ種々の問題はのこつているが、それらの問題点を発見しただけでも予備調査としての成果を上げることが出来たと思つている。以下にその梗概を記すこととする。

3.1 使用計器

振動加速度の計測には直読式の携帯用指示型振動加速度計を使用した。この加速度計の振子は板ばね式で、空気制振器により臨界制振（非週期振動となる抵抗の限界）の70～80%の制振が得られている。拡大方式は機械挺子式であり、固有振動数は水平 420 cpm（毎分振動数）、上下 600 cpm と称している。

元来車輛用としてつくられたもので、拡大率や固有振動数に船舶用として不適当な点もあるが、手軽に使用出来、また目でよむ不正確さはあつてもペン書き式のように固体摩擦が大きいので小さなふれも比較的信用出来る。

実際使用にあつては前述のようにこの計器の使用範囲以上の振動数のものが多かつたので、検定曲線からその特性を調べ修正曲線を作製して読みの補正を行つた。この方法では固有振動数の誤差がきいてくるので必ずしも厳密に正確な補正を期待出来ない、ほんとうは振動台でさらに精密な検定を行う必要があろう。従つて今回の計測値は大ざつばな値で示した。

3.2 調査結果

今回の調査結果を記す前に船体振動の大きさの程度について簡単に説明してみる。自動車や車輛の振動加速度は相当大きく、0.3 g (g は重力加速度) にも達するそうであるが、船体振動では時に局部的構造や航海計器等で大きな加速度を示す場合もあるけれども（小型船では g に匹敵するような加速度を生じた特別な場所もあつた）、感覚が問題になる程度の振動で常時おこり得るものは、せいぜい 0.07～0.08 g が最大で普通 0.02～0.025 g の加

速度であるにすぎない。熊井教授は「船体の振動は自動車や車輛の振動と比較するよりむしろ地震の弱震までの振動と同様にとりあつかうべきである。」といわれてい

る。

前章で述べたように感覚と加速度は必ずしも一定の関係にないが、自動車などではかなり大きい加速度でも我

第1表 曝 露 部

場 所	航行状態 前進 → 後進 ←	軸回転数 (rpm)	振動方向 上下 ↑↓ 左右 ←→	振動数 (cpm)	加速度 G A L	感 覚		備考
						記 述	度合	
Shelter Dk 上 最 後 端	→	114	⊥	900	75	よく感ずる。立っていると少し不快。 しやがめばそれほどでない。	D	立, 屈
"	→当て舵	114	⊥	900	100~110	比較的頭にひびく。不快である。	E	立
"	→	114	=	450	20	立つていればほとんど感じない	B	立
"	→	117	⊥	950	40~50	立つていると踵からひびく。	C	立
"	"	"	=	470	15	上下動の感じ方が大きく、これ等の方向はほとんど感じない。	B	立
"	"	"	↔	950	25	"	B	立
Shelter Dk 上 後 部 (1)	→	117	⊥	950	25	気をつければ、踵からひびくのがわかる。	B	立
"	"	"	=	470	10	全く気にならない。気をつければわかる。	A	立
"	"	"	↔	950	15	"	A	立
Shelter Dk 上 後 部 (2)	→	117	⊥	950	70~80	長く立つていると少し不快。	C~D	立
"	"	"	=	470	5	立つていると判らない。	A	立
Shelter Dk 上 中 央 部	→	117	⊥	950	15	気をつければ振動を感じる。	A	立
"	"	"	=	470	5	判らない。	A	立
"	"	"	↔	950	15	ほとんど感じない。	A	立
Shelter Dk 上 前 部 (1)	→	117	⊥	950	8	気をつければようやく判る。	A	立
上部構造 曝 露 部 (1)	→	117	⊥	950	25	曝露部としては大したことはない。	B	立
"	"	"	=	470	15	"	B	立
"	"	"	↔	950	22	"	B	立
" (2)	"	117	⊥	950	40	少々気になる。	C	立
"	"	"	=	470	10	ほとんど判らぬ。	A	立
"	"	"	↔	950	max 55	立つていればそれほど苦痛でない。	C	立
Shelter Dk 上 最 後 端	←	0→80	=	0→320	40~50 20max70	かなり不快、静まるとほつとする。 屈がむとさらに不快感を増す。	D~E	立, 屈
"	←	80	=	320	30~40	そんなに不快とは感じない。	C	立, 屈
"	←	80	⊥	640?	15~20	余り感じないが気をつければ、踵からひびくのが判る。	B	立
"	←	80	↔	640?	20	他方向の成分が大きいのか、ほとんど感じない。	B	立, 屈
上部構造 曝 露 部 (3)	←	80	=	320	30~40	立つていてよく判る。少し不快。	D	立
"	←	80	↔	640?	65	"	D	立
Shelter Dk 上 前 部 (2)	←	80	⊥	640?	0~302	"	C	立

注 1. 備考欄の立は直立、屈はかがんだ状態で調査したことを示す。

2. 感覚度合は第3表に倣う

3. 調査船要目 D.W. 14,900T L×B×D=150m×19m×12.6m (1軸4翼)主機 8,200 SHP タービン

第2表 居

室

場 所	航行状態 前進 → 後進 ←	軸回転数 (rpm)	振動方向 上下 ↑ 左右 ←→ 前後	振動数 (cpm)	加速度 G A L	感 覚		備考
						記 述	度合	
Shelter Dk 上 公 室 (1)	→	117	⊥	950	30	椅子に腰かけていて少し感ずる。 そんなに不快でもない。	C	座
"	"	"	=	470	10	余り強くないがよく感じられる。	C	座
"	→	114	⊥	900	25	椅子に腰かけていて 少し感ずるがそ んなに不快でない。立てば踵からひび いて気になる。	C	座, 立
"	"	"	=	450	15max20	よく感ずる。	C	座
Shelter Dk 上 個 室 (1)	→	117	⊥	950	35~40	かなり感ずる, 若干不快である。	D	立
"	"	"	=	470	5	ほとんど感じない。	A	立
"	"	114	⊥	900	20~30	踵をつけるとやや不快。	C	立
同上 椅子上	"	"	⊥	450? 900?	30~35? 75?	計器を乗せてかえつて大きくなった恐 れあり。腰から不快感を感ずるが立つ た時より楽。	C~B	座
同上ベッド上	"	"	⊥	450? 900?	10? 25?	若干気になる。なれれば眠れそう。	C	臥
上構2段目 個 室	→	98	⊥	770	20~25	気をつければ感じる。	B~C	立
"	"	"	=	390	5	ほとんど感じない。	A	立
"	→	114	⊥	900	25	気をつければ感じる。	B	立
同上ソファ上	"	"	⊥	900	12	ほとんど問題なし。 ただし足をあげればなお楽。	B	座
上構3段目 個 室	→	96	⊥	770	10	問題ではない。	A	立
"	"	117	⊥	950	max 55	気にするとかなり不快。	E	立
"	"	114	⊥	900	35~45	不快なほどではないが気になる。	D~C	立
同上 椅子上	"	"	⊥	450? 900?	35~40? 85?	計器をのせてかえつて大きくなったよ うだ。気にすると不快。	D	座
同上ベッド上	"	"	⊥	450? 900?	15~20? 50?	計器をのせてかえつて大きくなったよ うだ。頭にひびく。慣れれば眠れるだ ろう。	D	臥
上構2段目 個 室 (2)	→	117	⊥	950	30	やや気になる。	C	立
上構1段目 公 室	→	117	⊥	950	30	やや気になる。	C	立
上構4段目	→	114	⊥	900	35~45	踵からやや不快感を感ずる。	C~D	立
"	→	98	⊥	700	5~10	気をつけるとわかる。	B	立
"	→	増速中58	=	150	30~50	立つていてもわかる。 腰かけると少し不快。	D~E	立, 座
同上ソファ上	→	114	⊥	900	20~30	気にすると不快。	C~D	座
同上 床 上	→	84→100	=	340→ 400	10	大したことはない。	B	屈
"	→	95→100	⊥	760→ 800	10~20	"	B~C	立
Shelter Dk 上 公 室 (2)	→	?	=	150	20	少し気になる。	C~D	座

注 1. 備考欄の座は椅子着席, 立は直立, 臥は仰臥, 屈はかがんだ状態で調査したことを示す。

2. 感覚度合は第3表に倣う。

3. 調査船要目 D.W. 14,900T, L×B×D=150m×19m×15.6m (1軸4翼, 主機 8,200 SHP
タービン

第3表 作業室、機関室

場 所	航行状態 前進 → 後進 ←	軸回転数 (rpm)	振動方向 上下 ↑ 左右 → 前後 ↔	振動数 (cpm)	加速度 (GAL)	感 覚		備考
						記 述	度 合	
上 構 グレーチング上	→	114	↑	900	60~75	作業には差支えないが少し不快.	D~E	立
上 構	→	117	↑	950	28	気にすると少し不快か.	C	立
"	"	"	=	470	5	ほとんど感じない. 器機もほとんどゆれてない.	A~B	立
"	"	"	↔	950	5	"	A~B	立
同上内 機器 サイドテーブル	→	117	↑	950	95	計器をのせると甚しく大きくなる. この程度だと字もかけない, 計器を下せば問題ではない.	—	—
"	"	"	=	470	15	この程度では気がつかない.	—	—
"	"	"	↔	950	40	"	—	—
関機室内 グレーチング上	→	117	↑	950	80	長く立っていると少し苦痛か.	E	立
" フラット上 (1)	→	117	↑	950	40~50	まわりの高音のためか気をつけないと余り感せず気にならない.	C~D	立
" フラット上 (2)	→	114	↑	900	75	長く立つと不快.	D	立
主機タイバー上	→	117	=	470	40~50	しやがむと特によく感ずる. 作業には差支えない. 他の居室ならば, 問題であらう.	D	立, 屈
						機関室ではまわりの音響のためか, 振動自体には案外敏感ではない.		—

注 1. 備考欄の立は直立, 屈はかがんだ状態で調査したことを示す.

2. 感覚度合 A……全く不快ではない. 気をつければ感ずる程度.

B……不快ではなく僅かに気になる程度.

C……感じ方が比較的大きく, 気にすればやや不快, BとDの中間.

D……少し不快だが, 苦痛とは感じられぬ程度.

E……長時間だと少し苦痛.

3. 第1, 2表の感覚度合はこれに倣う.

4. 調査船要目 D.W. 14,900 T, L×B×D=150m×14m×15.6m (1軸4翼). 主機, 8,200SHP タービン

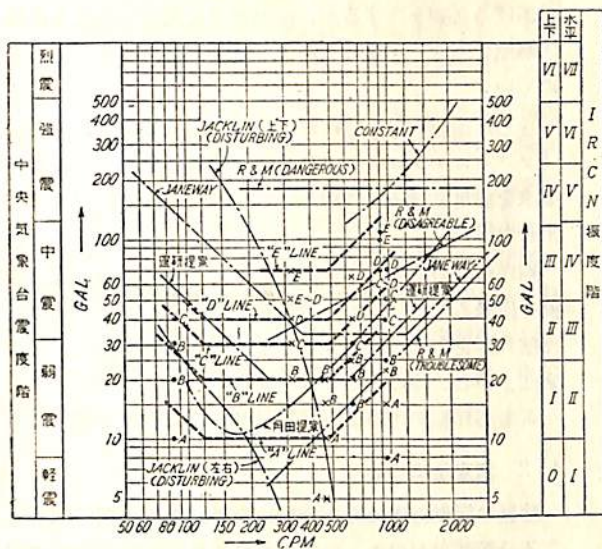
第4表 低振動数に対する感覚

振動数 (cpm)	加速度 (GAL)	感 覚	
		記 述	度 合
87 (上下)	40以上	一寸おどろく程度だが不快感は大したことはない.	C…曝露部 D…居室
"	30	やわらかくゆられる感じ.	B…曝露部 C~D…居室
"	20	感じは 30 gal の時と余り変らぬ.	C?…居室
"	10	気をつければわかる程度.	
150 (水平)	20~30	少し気になる.	C~D…居室

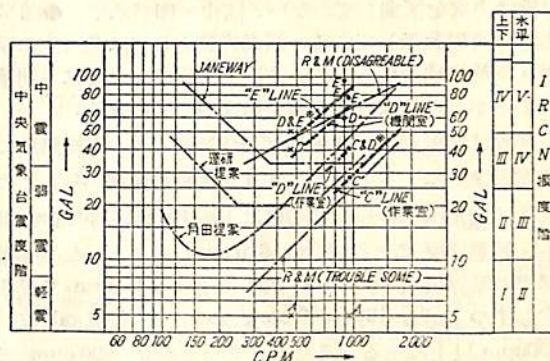
注. 感覚度合は第3表に倣う.

慢出来るのに船舶ではもつと小さい加速度のものも問題にしなくてはならない. 従つて加速度の単位としても重力加速度 g の倍数であらわすより $gal = cm/sec^2 (g = 980 gal)$ であらわす方が便利である.

さて今回われわれがいくつかの場所と条件で調査した結果を第1, 2, 3表に示す. これらの表は熊井教授の提案された方法になつたもので, 現場で使うことが出来る. 感覚度合は最も低いものから A, B, C, D, E としており, D 位が一応不快感の限界ではないかと考えられた. 今回は曝露部, 居室および作業室等に分類してみたが, 作業室はともかくとして, 居室と曝露部では限界を区別することが出来た. なお, 低振動数に対するものとして投揚鉚時に 87 cpm の上下2節, 増減速中に 150 cpm の水平2節らしい自由振動について調査したが, それらを4表に示す.



第1図 曝露部限界線図



第3図 作業室および機関室限界線図

(3) 水平動は直立時も、振動数の低いものは感じやすく 150 cpm で 20 gal 位の水平動はよく感ずる。

(4) かがんだり、椅子に腰かけたりすれば水平動は 400 cpm で 20 gal 位のものよく感ずる。一般に姿勢が低くなると、水平動で頸部の振動が大きくなるらしく、水平動を感じやすくなる。

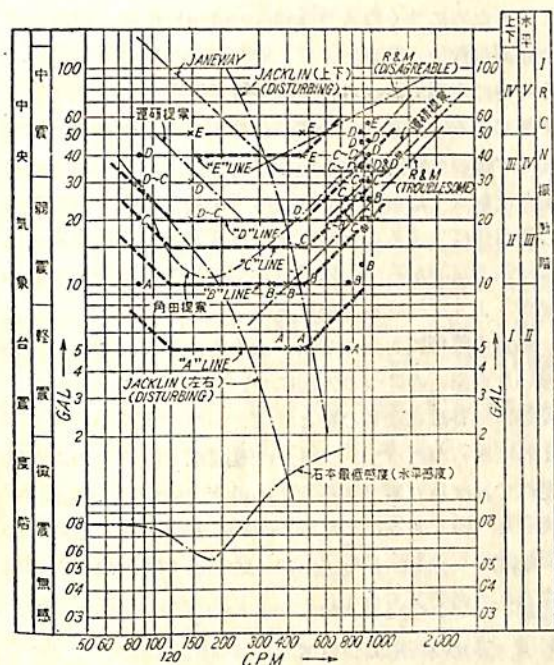
(5) 椅子に腰かけている時も、900 cpm 20 gal 位の上下動は腰からひびいてくる。また 30 gal 以上になると少し不快である。

(6) 上記のように許容加速度は振動数によって変るものである。そして極端に低いかまたは高い振動数では許容加速度は大きくなるようである。

(7) 振動を明らかに感じ始める時の加速度は大体 100 ~ 150 cpm では 10 gal 程度、400 cpm 以上では 5 gal 程度である。

(8) 扉などがたがたがする程度の騒音は振動による不快感を助長させる。

(9) 機関室のようにかなり大きな騒音のある所ではかえって、振動による不快感より騒音によるものが先立つためか、振動そのものの感じ方は鈍くなるように思われる。



第2図 居室限界線図

今回の調査で体験した感覚の大体の傾向を列記する

(1) 不快感の限度は屋内と曝露部ではちがう。また同じ屋内でも居室とそうでない所とはちがうように思われる。

(2) 直立している時は上下動を主として感ずる。600cpm 位から上の振動数のものではかかとかからひびくような感じを受け 20 gal 位になるとそれが明らかである。そしてかかとをあげると振動の感じが減る。

勿論感覚には個人差があるので特定の振動に対して不快の決定をすることは無理かも知れぬが、上記の傾向は一般に認められた。なお純粋に振動のみによる不快感を区別して感受することは困難で、特に低振動数で比較的大きな振巾を示すような場合には、われわれが弱弱程度の地震で経験するように軽い恐怖感ないしは驚ろきによって意識に印象づけられるので不快感を助長する。第1,2,3,4表のそれぞれの感覚度合を示す加速度を振動数「ベース」に点置し、それぞれの感覚限界線をひいてみたのが第1,2,3図である。参考のために他資料による限界線も並記した。今回の調査では広範囲な振動数で各方向の振動感覚を調査することが出来なかつたので、限

界線は方向を区別していない。図中×印が水平、●印が上下の方向を示している。振動感覚としては各方向の振動を同時に感受するので、方向で区別することにも問題はあるが、これは今後の調査にまづことにする。

感覚は低振動数では衝撃 (Jerk) により、高振動数では振動速度によると考えられ (他資料の傾向からもこのことは推定出来る) 一応衝撃による場合は 120 cpm 以下、振動速度による場合は 500 cpm 以上とした。曝露部での限界値は 100 cpm で約 50 gal, 120 cpm までは少しずつ下がり 120~500 cpm では一定値 40 gal 位、500cpm 以上になるとまた少しずつ上がり、900 cpm で約 70 gal 位になると思われた。同様に居室では 100cpm で 25 gal, 120~500 cpm で 20 gal 位、(90) cpm で約 40 gal 位が許容限界と思われ、また作業室では 950 cpm 附近で約 40 gal, 機関室では 500~950 cpm で約 40~65 gal が許容限界と思われた。

これらの限界は「少し不快ではあるが、苦痛ではない」と感ぜられるものの下限をねらったつもりである。しかしこれ以上は絶対に許容出来ぬものではなく短時間ならば本調査にあらわれた程度の振動にはたえられる。実際問題として船体振動は旋回時や後進時にははげしくなるものだが、航海中全速でそのような運動をすることは余りないから、この時の振動が人間に対して少々不快であつても他に支障がない限りそんなに問題にすることはないかと考える。

ここにあげた限界は、ただ1回だけの不十分な調査結果によるもので、前述のさまざまな条件によるちがいをどのように限界線に関係づけるか、また合理的な限界線はどのようであるべきかは今後の調査によらねばなるまい。しかし少なくとも、限界は曝露部と居室では区別しなくてはならないと考えられる。

4. 今後の調査に対する意見

今回の調査をふりかえつて、更にこれからの調査をどのようにしたらよいか考えてみよう。

4.1 加速度計

広範囲な振動数をもつ船体振動では振動計器が常に問題になる。ここでは加速度計について述べる。今回使用した指示型は簡便で感覚調査の目的には便利であるが、その使用範囲は少なくとも 1,000~1,500 cpm までほしい。そのためには計器の固有振動数を倍以上にする必要があるが感度は $\frac{1}{4}$ 以下になつてしまう。一方船舶用としては 150 gal 位までの加速度を計測出来ればよいからもつと倍率の高いものが要求される。これらの要求から拡大率

をあげる必要を生ずるが、機械挺子を沢山使うことは固体摩擦を大きくすることになり、小さな加速度は指示しにくい。

さらに振動数を同時に知ることが出来るように例えば「フレーム・タコメーター」をつける要がありこれらの要求を満足させるには相当大型で高価なものになるのはやむを得ない。

別な行き方として、記録式にする方法もあり、固体摩擦を出来るだけ少なくしその量も一定にする方法を講ずれば拡大率をそれほど大きくしなくても記録を拡大してよめばよいし、特に「タコメーター」の必要もない。

ともあれ船舶用のよい計器が出来ることを切望する。

4.2 調査法について

感覚の振動方向による分類、姿勢による分類、場所による分類等をどのようにするかに注目して調査する必要がある。代表的な場所をえらんで個人差を成るべく小さくするために多くの人の independent な感覚判定を様々な振動数で、3 方向、座、立2姿勢位で行うとよい。その時に次項で述べるような判定基準を予めきめておく必要がある。感覚との結びつきを調査する必要上、椅子、ベッド等の上で計測する場合があるが、それらの上に計器だけを乗せると実際に人間が感ずるより大きな振動を計器自体に生ずることがあるので状態を同一にするために計測者自身もその上に乗るか適当な荷重を加えて計測を行うような注意が必要である。

感覚の整理にあたっては、上下と、左右か前後の内の敏感な方向、の2つの方向について整理すればよいし、姿勢が一番敏感なものをとればよいが、場所の性格を考えねばならぬだろう。たとえば曝露部では直立のみを問題にすれば足りるであろうし、居室では椅子に腰かけた場合も問題である。また水平振動は姿勢が低くなれば高振動数のものも感じやすいから居室等ではその点も考慮に入れる必要があろう。

4.3 感覚の判定について

前述のように感覚の度合を予めきめておくことが必要で、一応次のような度合を基準にするのがよいと思う。

A…全く不快ではなく、気をつければわかる程度

B…不快ではなく、僅かに気になる程度。

C…感じ方がやや大きく気にすれば少し不快かと思われる程度、BとDの間

D…少し不快だが苦痛ではない程度

E…長時間だと少し苦痛な程度

F…比較的短時間でも苦痛な程度

これらの度合は各人の解釈のしようで差があるので次のような動作に関係づけると、はつきりするであろう。例えばある姿勢で直線または定められた図形を「トレース」するとかある大きさの字を見わけるといような動作について調べたらよいと思う。筆者が先日来、直線または円を「トレース」する動作について東京の新地下鉄丸の内線の電車、都電、都バスで調査した所によると、時々振動による乱れはあつたが、比較的安定した状態では明らかに差が認められた。しかし無振動の時とC～D位の感覚状態の時とは大差がなかった。振動数によつてこれらの動作の難易の程度には差があるだろうが、限界を定める1つの方法として意味があるのではないかと考えられる。

5. 従来の研究の概要

振動感覚自体については従来いろいろの研究があるが、主なものについて簡単に説明する。

地震学の故石本巳四雄博士は椅子に腰かけた人が前後振動に対して感じ得る最小加速度について実験され、人間は 180 cpm 位で最大の感度を有することを示されている。最低感覚限界であるのでかなり正確なものと考えられ、許容限界附近でこの限界曲線の形がどうなるか、また非常に高い振動数の場合にどうなるかはわからぬが将来この限界曲線の傾向に注目したい。Janeway は基準振巾として次のように提案している。すなわち 60～360 cpm で衝撃に比例するものとして $af^2=2,360\sim1,200$ cpm で加速度に比例するものとして $af^2=1/3, 1200$ cpm 以上では速度に比例するものとして $af=1/60$ の時同じ程度の感覚を与えるとしている。(ただし a = 吋, f = cps)

Reiher および Meister (Stuttgart 大学) は 180～4200cpm の間で 0.01 mm～10 mm の振巾について実験を行い、6つの段階にわけている。Troublesome 以下では速度、Dangerous では加速度に比例しているような結果が出ている。

Constant は旅客機の乗客に対して不快の限度を定める実験を 600～5,000 cpm の間で行い許容振巾はほぼ速度に比例するようである。

Jacklin (Purdue 大学) は車輛模型について垂直前後および左右の3方向について 60～1,000 cpm の範囲で実験を3段階にわけ、左右が最も敏感であるとしている。

加速度と振動数は次式で関係づけている。

$$K = Ae^{0.01F}$$

ただし A = 最大加速度 (ft/sec²)

F = 振動数 (cps)

K = 限界常数

IRCN (Institute de Recherches de la Construction Navale) では、方向を垂直と水平にわけ、場所は室内と船首尾端にわけて加速度により振度階を定めている点で注目される。前出の図に示した振度階は筆者が勝手につけた記号であるが、その意味は次表の通りである。

振度階	意 味	振度階	意 味
0	very weak	IV	annoying
I	weak	V	strongly annoying
II	considerable	VI	difficult to make tight
III	slightly annoying	VII	intolerable

船体構造委員会関東地区部会で、運研構造部と三菱日本重工角田令二氏により限界が発表されたが、クレームのあつた振動を整理して限界線を振巾によつてあらわされたものである。

これらの限界線は第1, 2, 3図に示したが、低振動数で調べた人は衝撃に、高振動数で調べた人は速度に感覚を比例させている大体の傾向である。

なお Richards は Reiher, Meister, Constant, Jacklin 等の研究をも調査した上で 240 cpm 以下では 10 gal が不快感の限度だとしているが少し小さすぎるようである。

6. あとがき

本文は単にこの種の問題についての紹介的報告にすぎないけれど、こういった振動感覚は造船の設計に従事するものにとつても誠に重要かつ興味深いものであるで、あえてここに発表した次第である。

今回の調査と整理にあつては九州大学熊井教授になみなみならぬ御指導をたまわつたことに対し厚く感謝の意を表するものである。また造船協会船体構造委員会関東地区部会の資料を引用させて頂いたことをここでこゝとわりし深く感謝申し上げる。

有孔板における周辺応力について

岡村 与一郎

大阪府立大学船舶工学科

緒 言

船体構造には有孔平板が多く用いられているが特別な場合を除いてはその孔の周辺における応力集中については明確ではない。本論文は矩形の隅を円弧で丸めた形の孔をもつ平板が引張りあるいは曲げを受ける場合の応力集中について取扱った。まず Joseph および Brock の方法に倣い孔の形を近似して無限板についての応力集中率を求め、次に従来行われた円孔の場合の計算および実験より有限板の応力集中率を推算した。また実験は実際の形の孔の他に、計算の際の形状近似がどの程度の影響をもつかをみるため、近似形の孔についても行つた。

応力集中率の計算

1. 無限板の応力集中率

単純曲げを受ける無限板について Joseph および Brock^{*1} がその応力集中率を計算しているが、ここではその方法に倣い、単純引張を受けた場合の応力集中率を計算する。まず孔の形状を

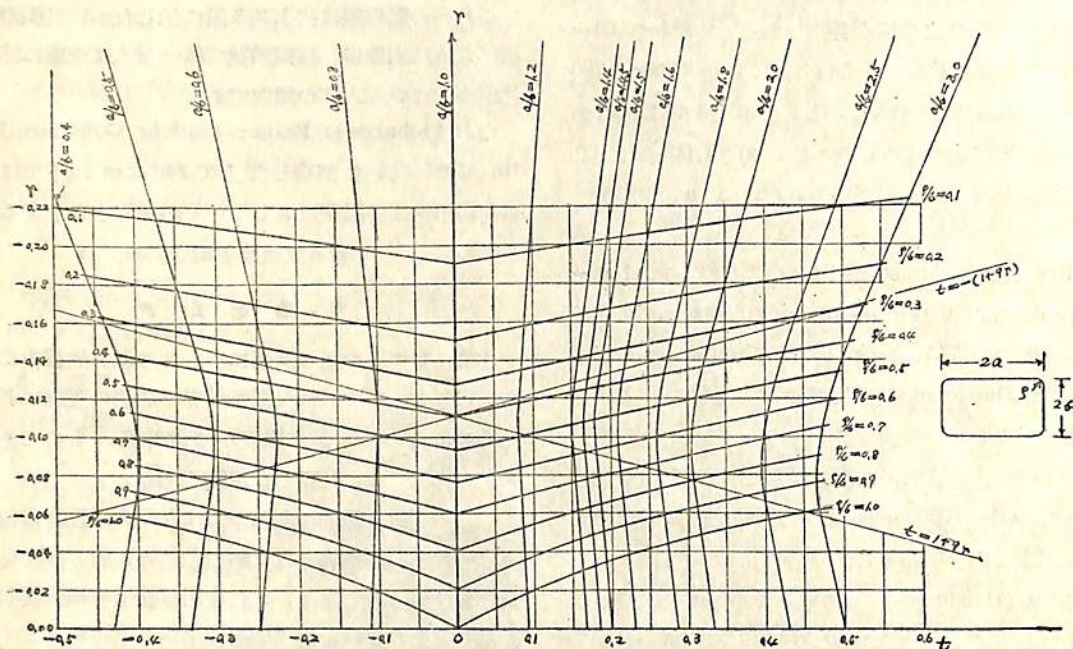
*1: J. App. Mech., vol. 17,
No. 4, 参照

$$\begin{aligned} x &= (s+t)\cos\beta + r\cos 3\beta \\ y &= (s-t)\sin\beta - r\sin 3\beta \end{aligned} \quad (1)$$

とおく。ここに β は角度を表わすパラメーターで、 $\beta = 0^\circ, 90^\circ$ はそれぞれ x, y 軸上の点を表わす。 s は孔の大きさを表わす係数と考えられ、これにより孔の倍率が加減出来るが、本論文では計算の簡単のため $s=1$ とする。かようにしても無限板の孔周辺応力集中率は変らない。なお、2 辺の比 $2a/2b$ は上式から求まる $x_{\max}/y_{\max}$ の値により定義し、隅の半径 ρ としては実際の孔の隅に相当する場所の曲率半径を近似的に採用した。かように定義した $\rho/b, a/b$ と t, r との関係を図示すると第1図の如くである。第1図からみられる如く $t=0$ では2 辺の比は1で、 $t>0$ で $a/b>1, t<0$ で $a/b<1$ の矩形が得られる。 r の絶対値が大きくなると ρ/b が小さくなり隅が突出して辺の中央が凹んだ形となる。 r の絶対値が小さくなると ρ/b が大きくなり辺の中央がふくれ上つて近似円、または近似楕円になる。

単純引張を受ける無限板の孔周辺における応力集中率は t, r をパラメーターとして次の如く与えられる (附録参照)。

$$k_{T\infty} = \frac{1-9r^2 + \frac{t}{r-1}(t(r+1)-2) + \frac{2}{r-1}(2rt-3r+1)\cos 2\beta}{1+9r^2+t^2+2(-t+3rt)\cos 2\beta - 6r\cos 4\beta} \quad (2)$$



第1図 孔の形状と t, r との関係

ただし、 $k_{T\infty} = \sigma_\beta / p$, σ_β : 孔周応力, p : 引張応力
一方、純粋曲げの場合*2は

$$k_{B\infty} = \frac{1}{y} \times \frac{(1+6rt-2tT-12r^2)\sin\beta - (2rt-t+1)\sin 3\beta + r\sin 5\beta}{1+t^2+9r^2 - (2t-6rt)\cos 2\beta - 6r\cos 4\beta} \quad (3)$$

ただし、 $T \equiv t+tr - \frac{1}{2}$, $k_{B\infty} = \sigma_\beta / -\frac{M}{I}y$

I: 梁の孔のない位置における慣性モーメント

M: 断面に働く曲げモーメント

y: 中性軸からの距離

本論文では $y = y_{\max}$ を用いた

により与えられている。

2. 有限板の応力集中率

以上で一応無限板が曲げまたは単純引張を受けた場合の応力集中率が求められるわけであるが、これには縁の影響が考慮されていないから、この結果をいきなり実際に使用されている有孔板の応力集中率として用いられない。円孔の場合については縁の影響を考慮した計算が行われている*3のでこの結果を一応縁の影響を表わす目安として用いることにする。今縁の影響係数 μ を

単純引張の場合、 $\mu_T = (K_T)_{\max} / (K_{T\infty})_{\max}$

$$K_T = \frac{\text{引張荷重に対する周辺の応力}}{\text{引張荷重が孔のある最小断面に均等に分布した時の応力}} \quad (4)$$

純粋曲げの場合、 $\mu_B = (K_B)_{\max} / (K_{B\infty})_{\max}$

$$K_B = \frac{\text{曲げモーメントに対する孔周辺の応力}}{\text{曲げモーメントが孔のある最小断面に働く場合の孔縁での応力}} \quad (5)$$

と定義すれば円孔の場合は第2図の如くなる。図より曲げの場合は殆ど $\mu = 1$ と見做してよいようである。第2

図は $a/b=1$, $r/b=1$ の特別な場合についてであるが、 a/b , r/b の異なつた場合についても実用上円孔の場合の μ の値を採つて大過ないと、旧海軍の光弾性実験*4により、考えられる。

これで孔の寸法、形状および板巾が与えられれば、まず無限板としての最大応力集中率が求められ、次に μ による修正により有限板に対する実用上の最大応力集中率が得られることになる。

実 験

1. 試験片

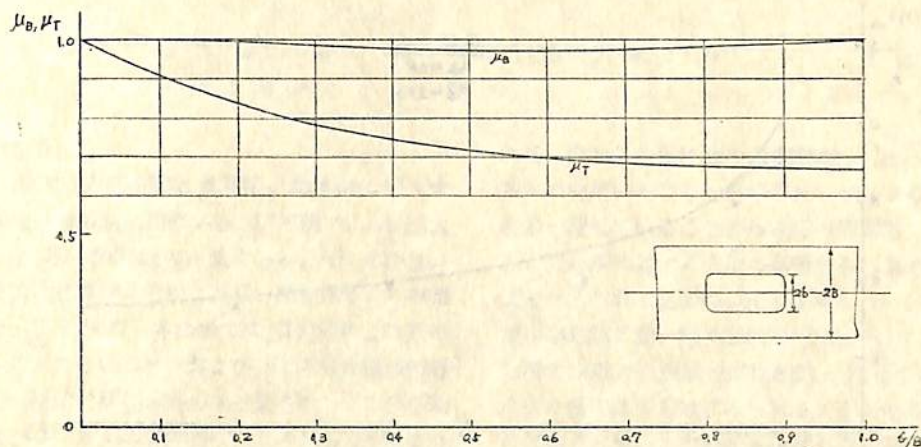
試験片としてはセルロイド板を使用した。板および孔の寸法は第1表の如きものである。

第1表 試験片寸法(種)

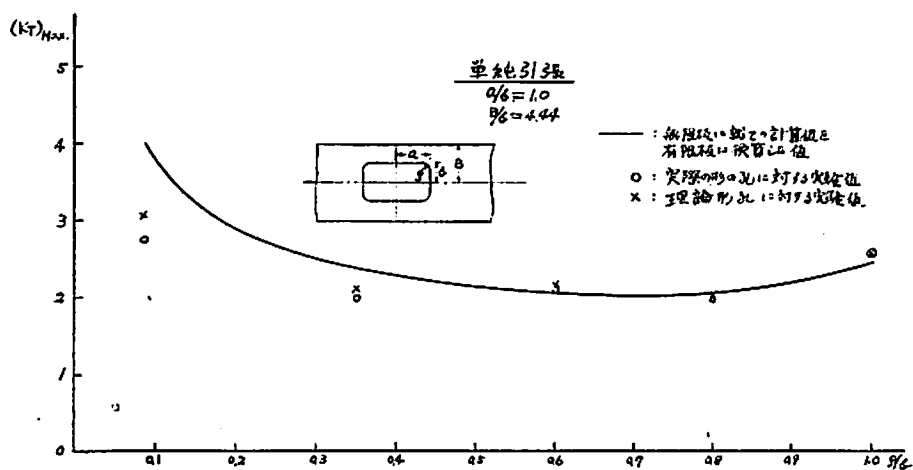
孔の2 辺の比	板巾/孔巾	試片(A) 116×36×1		試片(B,C) 134×30×0.8	
		孔の寸法	隣の半徑/孔の半巾	孔の寸法	隣の半徑/孔の半巾
1.00	4.44	8.10× 8.10	0.086	6.76× 6.76	0.35, 0.6 0.8, 1.0
1.45	3.66	14.27× 9.84	0.101	11.90× 8.20	"
1.80	3.03	21.38× 11.88	0.160	17.84× 9.90	"

孔の周辺歪測定には標点距離3耗の電気抵抗線歪計を使用した。

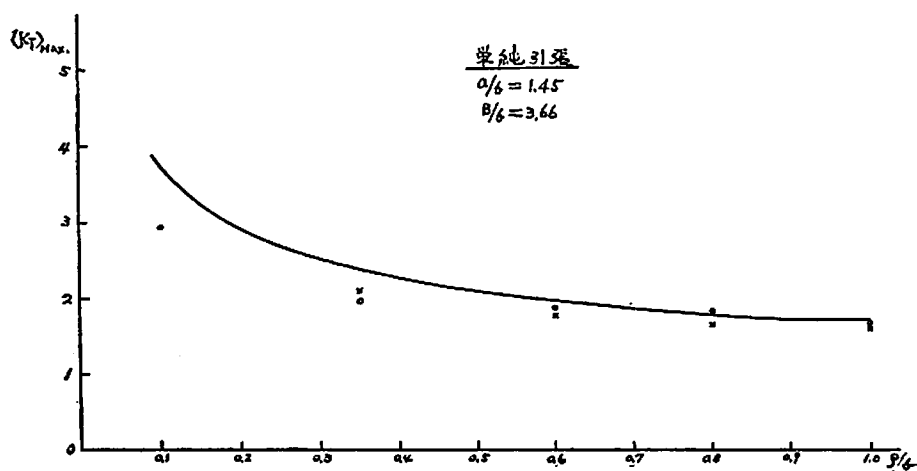
*4: 未発表



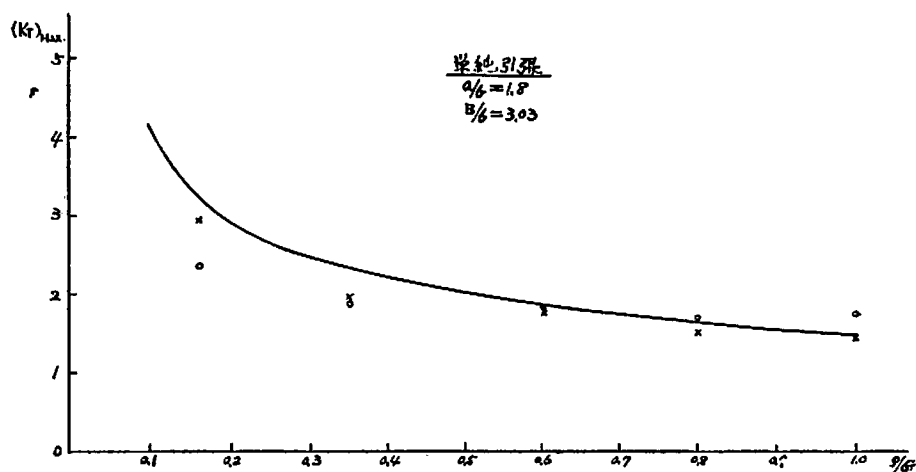
第2図 孔を有する帯板の縁の影響係数



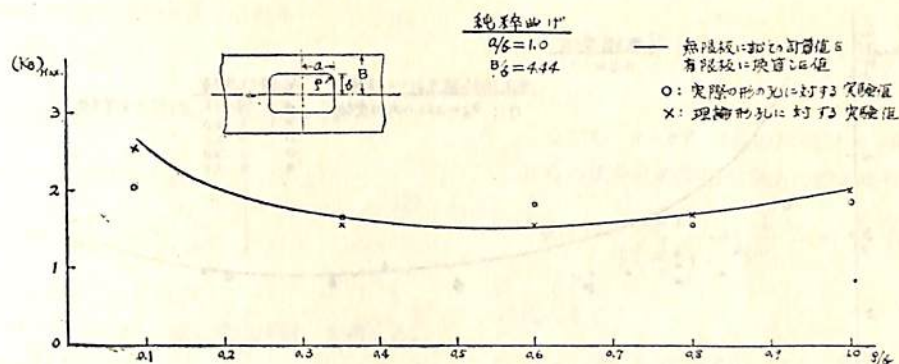
第 3 図 (1) 最大応力集中率: $(K_t)_{Max}$.



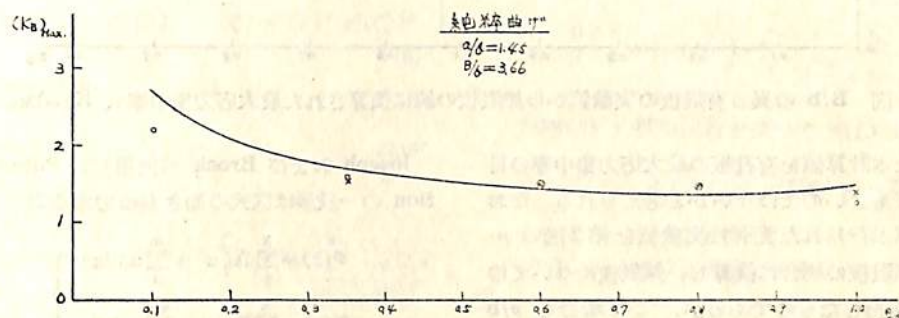
第 3 图 (2)



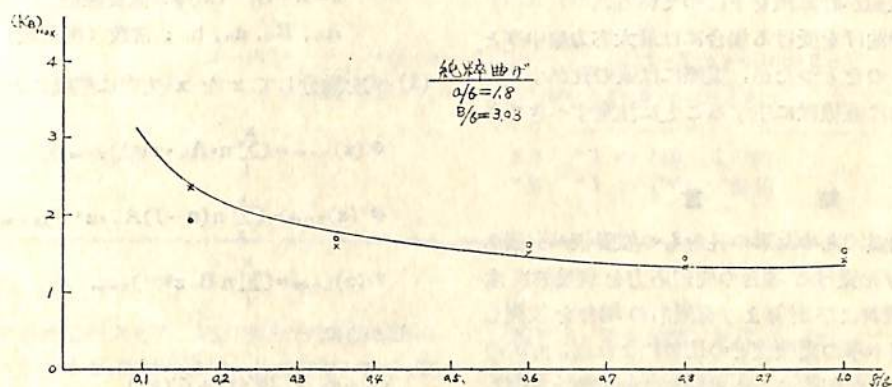
第 3 图 (3)



第4図(1) 最大応力集中率: $(K_B)_{Max}$



第4図(2)

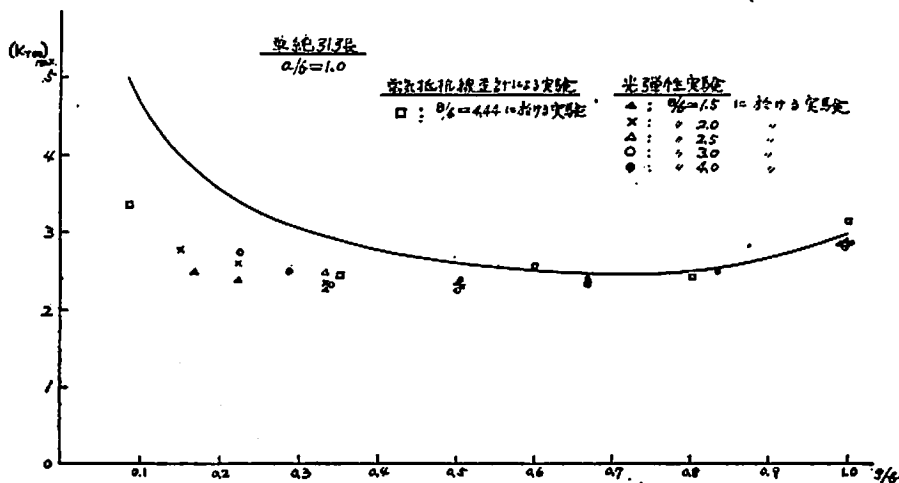


第4図(3)

2. 実験結果

孔周辺の最大応力集中率を第3図、第4図に記入する。図の実線は有限板に換算された計算値で、 p/b が大きい所では両者は比較的良好に一致するが、 p/b が小さい所では実験値は計算値よりかなり低い値を示す。この原因としては、i) p/b の小さな所では(1)式による孔の形の近似が適当でないこと、および ii) 歪計の標点距離の制限から実験値は周辺応力のある長さについての平均値が測定されているため局部的には大きな応力がおこっているにも拘らず実験値は小さく出てくるのが考えら

れる。なおこの他に縁の影響係数 μ として円孔に対するものを用いたことも挙げられるが p/b の大きな所で両者が一致していることからみて一応考慮しないこととする。孔の形に対する近似の影響をみる目的で、(1)式により与えられる孔についても実験を行い、その最大応力集中率も第3図、第4図に同時に図示した。 p/b の大きな所では両方の実験値が比較的良好に一致しているが p/b の小さな所では少し差がみられるようである。しかし実際に測定されている実験値が歪計の標点距離の制限から応力の最大値より下回った値を示していることを考え合わ



第5図 B/b の異なる有限板の実験値から無限板の値に換算された最大応力集中率: $(K_{T\infty})_{\text{Max}}$

せると、実用上本計算値を有孔板の最大応力集中率の目安として用いてもよいのではないかと考えられる。なお第5図は旧海軍が行われた光弾性実験値を第2図の μ を用いて逆に無限板の場合に換算し、無限板についての計算値との比較をしたものであるが、この場合も ρ/b の大きな所では両者は比較的よく一致するが、 ρ/b の小さな所では実験値が計算値を下回っている。

最後に、純粋曲げを受ける場合には最大応力集中率として孔周辺のものをとつたが、実際には梁の孔が小さい時は、最大応力は直線縁に生ずることに注意すべきである。

結 言

矩形の隅を円弧で丸めた形の孔をもつ無限板が引張あるいは純粋曲げを受ける場合の周辺応力を理論的に求め、従来の実験および計算より有限巾の場合を推測した。最大応力集中率の実験値との比較によれば、 ρ/b の小さな所では種々な因子のため実験値は計算値を下回るが実用上この方法で最大応力集中率を計算出来るようである。

〔附録〕 純粋引張を受ける有孔無限板の周辺応力について

純粋曲げの場合の周辺応力は Joseph および Brock^{*5} が求めているのであるが、同一孔に対して、引張の場合も計算するために全く同じようにして引張の場合を解いてみる。一般的な説明は原論文に譲り、ここでは計算の大略を述べるに止める。

*5: *1 参 照

Joseph および Brock が使用した Potential Function の一般形は次式の如きものである。

$$\left. \begin{aligned} \phi(z) &= \sum_1^k A_n z^n + \sum_1^\infty a_n / z^n \\ \psi(z) &= \sum_1^k B_n z^n + \sum_1^\infty b_n / z^n \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$z = x + iy$, (x, y) : 直交座標

A_n, B_n, a_n, b_n : 常数 (複素数)

(1) 式を微分して z を x 方向に無限にとると、

$$\left. \begin{aligned} \phi'(z)_{x=\infty} &= \left[\sum_1^k n \cdot A_n \cdot z^{n-1} \right]_{x=\infty} \\ \phi''(z)_{x=\infty} &= \left[\sum_1^k n(n-1) A_n \cdot z^{n-2} \right]_{x=\infty} \\ \psi'(z)_{x=\infty} &= \left[\sum_1^k n B_n z^{n-1} \right]_{x=\infty} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

しかるに

$$\left. \begin{aligned} \sigma_y + \sigma_x &= 2\phi'(z) + \bar{\phi}'(\bar{z}) \\ \sigma_y - \sigma_x + 2i\tau_{xy} &= 2(\bar{z} \cdot \phi''(z) + \psi'(z)) \end{aligned} \right\} \quad (3)^{*6}$$

ただし、 σ_x, σ_y : それぞれ x, y 方向の垂直応力

τ_{xy} : 剪断応力

なる故、(2) 式を (3) 式に代入し、更に $x = \infty$ での周辺条件 $\sigma_x = p, \sigma_y = 0, \tau_{xy} = 0$ を満足させると、

$$\left. \begin{aligned} p &= 2 \left(\sum_1^k n A_n (x + iy)^{n-1} + \sum_1^k n \bar{A}_n (x - iy)^{n-1} \right)_{x=\infty} \\ -p &= 2 \left(\sum_1^k (x - iy) n(n-1) A_n z^{n-2} + \sum_1^k n B_n z^{n-1} \right)_{x=\infty} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

*6: *1 の (15) 式参照

(4) 式は $n=1$ に対してのみ満足される。

$$\text{故に, } A_1 = \frac{p}{4}, \quad B_1 = -\frac{p}{2}$$

故に, 引張に対する Potential Function は

$$\left. \begin{aligned} \phi(z) &= \frac{p}{4}z + \sum_1^{\infty} \frac{a_n}{z^n} \\ \psi(z) &= -\frac{p}{2}z + \sum_1^{\infty} \frac{b_n}{z^n} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

次に, $\phi(z) = \phi(z(\zeta)) = \phi(\zeta)$

$\zeta = e^{\alpha + i\beta}$, (α, β) : 直交曲線座標, と書くと,

$$\left. \begin{aligned} \phi'(z) &= \phi'(\zeta)/z'(\zeta) \\ \psi'(z) &= \psi'(\zeta)/z'(\zeta) \\ \phi''(z) &= \phi''(\zeta)/(z'(\zeta))^2 - \phi'(\zeta) \cdot z''(\zeta)/(z'(\zeta))^3 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

(5) 式に孔の形状式,

$$z = s\zeta + \frac{t}{\zeta} + \frac{r}{\zeta^3} \quad (7)^{*7}$$

を代入すると孔の周辺では

$$\begin{aligned} \phi(\sigma) &= \frac{p}{4} \left(s\sigma + \frac{t}{\sigma} + \frac{r}{\sigma^3} \right) + \sum_1^{\infty} \frac{a_n}{\left(s\sigma + \frac{t}{\sigma} + \frac{r}{\sigma^3} \right)^n} \\ \bar{\phi}'\left(\frac{1}{\sigma}\right) &= -\left\{ -\frac{p}{4} + \sum_1^{\infty} \frac{n \cdot \bar{a}_n}{\left(\frac{s}{\sigma} + t\sigma + r\sigma^3 \right)^{n+1}} \right\} \cdot z'\left(\frac{1}{\sigma}\right) \end{aligned}$$

$$(\sigma\beta)_{\alpha=0} = p \times \frac{s^2 - 9r^2 + \frac{t}{r-s} \{ t(r+s) - 2s^2 \} + \frac{2s}{r-s} (2rt - 3rs + s^2) \cos 2\beta}{s^2 + 9r^2 + t^2 + 2(-st + 3rt) \cos 2\beta - 6rs \cos 4\beta} \quad (12)$$

*7: *1 の (9) 式参照

$$\bar{\psi}\left(\frac{1}{\sigma}\right) = -\frac{p}{2} \left(\frac{s}{\sigma} + t\sigma + r\sigma^3 \right) + \sum_1^{\infty} \frac{\bar{b}_n}{\left(\frac{s}{\sigma} + t\sigma + r\sigma^3 \right)}$$

ただし $\sigma = e^{i\beta}$ (孔の周辺で $\alpha=0$)

これらの式を孔の周辺が自由の時の条件式

$$\phi(\sigma) + \frac{z(\sigma)}{\bar{z}'\left(\frac{1}{\sigma}\right)} \cdot \bar{\phi}'\left(\frac{1}{\sigma}\right) + \psi\left(\frac{1}{\sigma}\right) = 0 \quad (8)^{*8}$$

に代入すると

$$\begin{aligned} \phi(\sigma) - \frac{s\sigma^4 + t\sigma^2 + r}{\sigma^3} \left[-\frac{p}{4} + \sum_1^{\infty} \frac{n \cdot \bar{a}_n}{\left(\frac{s}{\sigma} + t\sigma + r\sigma^3 \right)^{n+1}} \right] \\ - \frac{p}{2} \left(\frac{s}{\sigma} + t\sigma + r\sigma^3 \right) + \sum_1^{\infty} \frac{\bar{b}_n}{\left(\frac{s}{\sigma} + t\sigma + r\sigma^3 \right)^n} = 0 \quad (9) \end{aligned}$$

Cauchy の積分定理を使って $\phi(\zeta)$ を求めると

$$\phi(\zeta) = \frac{p}{4} \left\{ s\zeta + \frac{1}{r-s} \{ t(r+s) - 2s^2 \} \cdot \frac{1}{\zeta} - \frac{r}{\zeta^3} \right\} \quad (10)$$

孔の自由周辺では切線応力のみ存在し, その応力式は

$$(\sigma\beta)_{\alpha=0} = 2 \left[\phi'(\sigma)/z'(\sigma) + \bar{\phi}'\left(\frac{1}{\sigma}\right)/z'\left(\frac{1}{\sigma}\right) \right] \quad (11)^{*9}$$

(10), (11) 式より

*8: *1 の (19) 式参照

*9: *1 の (20) 式参照

(359 頁より続く)

大型船に対する波浪の考え方, 動力学的な考え方が従来
のままでよいかどうか, 部材寸法でい減の限度と範囲, 腐
蝕摩耗と許容応力, 等々山積している。更に計器類の発
達, 自動制御, 遠隔操縦の発達により操船上の問題は解
消し, 問題は構造強度の一点にしばられて来るであろう
ことが予想される。幸い造船協会構造委員会においてこ
の問題が取り上げられ, 各研究機関, 造船所が協力して
問題の解明に努力されている。更に最近では各船級協会が
積極的に新しい実験, 実測結果を採用し規程改正の傾向
にあり, 平素実務に追われているわれわれはしばしばと
まどうことがある。わが国においても先年来北斗丸, 銀
河丸等の波浪中の強度試験が行われているが, 問題は波
浪中であり, 動力学的である。少い予算で小規模な実験
で問題が解決されるとは考えられない。更に継続的に,

所轄官庁, 研究機関, 業界が一致して1日も早く問題の
解明されることを切望するものである。

文 献

- 1) Palmqvist, "Shipbuilding and Shipping R. 1921 II."
- 2) Thomson "T. I. N. A. 1923"
Montgomerie "The Shipbuilder" 1934.
- 3) 三井, 造船設計部 "撒積貨物船 John Wilson
号について" 船の科学 S-31-10
- 4) 南波松太郎 "鉱石運搬船について" S-27-5-3
造船三学会講演.
- 5) 渡辺恵弘 "大型油槽船の縦強度と I/Y につ
いて" 船の科学 S-32-2.

大出力の船用ディーゼル機関 について

松 永 隆
日立造船株式会社

1. ま え が き

戦前および戦時中において世界の大型ディーゼル機関製造者は船用の大出力の要求にたいして2サイクル複動式を採用してきました。しかしながら複動機関は分解保守に熟練を要し、かつ補修費も高くなりその上、下側シリンダの燃焼が構造上完全ではなく、あまり好ましい型式ではありませんでした。

一方、戦時中に発達してきた船用蒸気タービンと経済的に対抗するために、低質燃料を完全に燃焼させなければならなくなり、2サイクル単動式が再び採用され、最近の大型船用大出力のディーゼル機関の型式は各社ともこの型におちついたようであります。

単動式にしたために出力の低下するのを補い、かつ大出力の要求に応ずるためにあらゆる努力が払われましたが、1951年にB & W社が世界で初めての2サイクル機関のターボチャージに成功し、1シリンダ当り1,250 BHPの出力が得られるようになり、単動2サイクル式でも15,000 BHPまでの機関が製作できるようになりました。

2. 単動2サイクルディーゼル機関の出力

DをPiston直径(cm), SをStroke(m), pをMean effective pressure (kg/cm²), Nをr.p.m., cをMean piston speed (m/s), iをシリンダ数としますと単動2サイクルディーゼル機関の出力L(IP)は次の式で表わされます。

$$L = i D^2 S p N / 573 = i D^2 p c / 191$$

すなわち機関の出力Lを高めるためには上式の右辺の各項の値を増せばよいことが分ります。

まずPiston直径Dは、B & W型では排気弁つきのものは74 cm, 対向ピストン式のものは75 cmで第1表でみられる通り、世界の大型船用ディーゼル機関の中では小さい方で、もつと大きくすることもできます。Copenhagen市にあるディーゼル発電所に1基で22,500 BHPを発生する世界最大のディーゼル機関は1933年に製作され、Piston直径は84 cmの複動2サイクル式で、今日まで運転しており、この実績によりPiston直径を84 cmにすることは少しも困難ではありません。

つぎに、Stroke SはMean piston speed $c (=SN/30)$ と関連しますが、cは6 m/s内外の値が常用出力のときの値であります、7 m/sまでの値をとることもあります。特にB & W式のようにS/Dの比の値を大きくとり、Long strokeにして、cの値を高めることは何等の不都合もおこらないものであります。

毎分回転数Nは、大型のPropeller直結式のものは、推進効率との関連があるので、できうるかぎり低いことが望ましく、最近の大型機関では115~120 r.p.m.位の回転数が常用されております。

つぎに、Mean effective pressure pは副字のiで図示、eで正味を表わすものとしますと、B & W型の排気弁つきのものでは現在 $p_i = 7.9 \text{ kg/cm}^2$, $p_e = 7.11 \text{ kg/cm}^2$ で、ターボチャージ方式の採用に当り在来の設計を変更する部分を極力少くすることと、火熱部分の熱負荷を在来のものと同等またはそれ以下に保持するように計画されましたので、その後のTurbo chargerの性能の進歩から比較してみますとこの値は今日ではむしろ、低すぎるように思われます。1シリンダ当り1,000 BHP以上の出力の単動2サイクルディーゼル機関の主要要目

第1表 1シリンダ当り1000 BHP以上の単動2サイクル・ターボチャージ・ディーゼル機関

型 式	D cm	S m	N rpm	L_0 /cyl	p_e kg/cm ²	c m/s	$p_e c$	L_e max
B & W	74	1.6	115	1,250	7.11	6.13	43.6	15,000
Stork	75	1.5	115	1,125	6.65	5.75	38.2	13,500
U E C	75	1.5	118	1,330	7.66	5.90	45.2	16,000
Sulzer	76	1.55	118	1,330	7.21	6.10	44.0	16,000
Göta verken	76	1.5	112	1,250	7.38	5.60	41.3	15,000
MAN	78	1.4	118	1,330	7.60	5.50	41.8	16,000
B & W	75	1.5+0.5	120	1,700	7.22	6.00	43.2	17,000
Doxford	75	1.25+1.25	110	1,830	6.78	4.58	31.1	11,000

を第1表に示しました。

機関の寸法が定まりますと出力を表わす項は、式から分るように pN または pc であります。正味馬力を基にした $p_e c$ の値が負荷率を表わすものと考えられますので、この値を第1表の右から2行目に示しました。

また12シリンダまで製作できるものとして1基の最大出力の値も示してあります。ただし対向ピストン式でB & W 型のものは $i=10$ まで、Doxford 型のものは1シリンダが3クランクになっておりますので、従来*

*6シリンダ以上のものが製作されたことがありませんので、 $i=6$ としました。

3. 直列12シリンダ機関

D, S, N および p_e の値が定まりますと、出力を増すためにはシリンダ数 i を増すことで、船用大型の直列式のものでは、従来12シリンダまで単動式で製作されたことがあります。第2表参照。

直列12シリンダで、等角配置のクランク配列は、^A

第2表 従来製作された直列12シリンダディーゼル機関

年 度	型	型 式	D cm	S m	N rpm	L ₀ SHP	基/船	製 作 所
1931	B & W	4サイクル トランク	63	1.2	145	5,500	4	Harland Wolf
1934	Sulzer	2サイクル	58	0.84	258	7,500	2	A. J. Cockerill
1938	B & W	2サイクル トランク	62	1.15	125	6,000	2	P. Smit
1938	B & W	2サイクル トランク	62	1.15	132	7,400	2	B & W
1939	Sulzer	2サイクル	76	1.25	145	12,500	3	Sulzer
1940 1941 1942	B & W	2サイクル トランク	62	1.15	125	6,500	2	三井造船 (3隻)
1950	B & W	2サイクル トランク	50	0.9	173	4,850	1	B & W
1953	Werkspoor Lugt	2サイクル ターボチャージ	68	1.25	125	9,600	1	Werkspoor

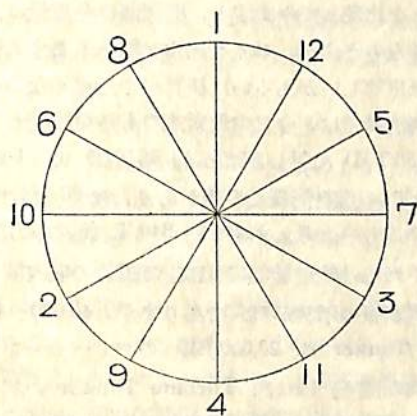
$\Delta < 11/2 = 19,958,400$ 通りの方法があり、その中から釣合いのよい配列を見出さなければなりません。その上に Impuls 式の Turbo charge 方式においては、排気弁（または排気口）から排気タービン入口までの排気ガスの Energy 損失をできるかぎり少くせねばなりませんので、12シリンダ機関では3シリンダを1群として1基の Turbo charger に連絡し、4基の Turbo charger を使用するのがよい方法であります。これらの関係が

ら、12シリンダのクランク配置は自から定まつてきて、下の第1図のようになります。

すなわち、2次および4次の慣性偶力が不釣合いのまま残っている6シリンダ用クランク2本を、30°ずらせて組合わせた形のもので、結局4次の慣性偶力が不釣合いのまま残りますが、その大きさがきわめて小さく、実用上完全な釣合いのクランク配置であり、釣合重りの必要はありません。

Propeller を回転させる力の反力は、前進運転の場合には Crosshead を左舷側に押す側圧となり、機関は弾性体でありますので、この側圧と側圧の偶力とが機関の台板から上部を Rolling, Yawing させる原因になります。この側圧の変化を調和解析して、その中のある特定の次数の強制力が機関の構造上の自然振動数と共鳴した場合には、機関上部では左右振動や X 型振動、またはそれよりも多い節の振動を生ずることになりますが、強制力の大きさと機関の構造によつて、生ずる振巾の大きさにもいろいろあつて、特に大きい振巾を生ずるような振動に対してはこれを防止する方法を講じなければなりません。

軸系の振り振動は、上記のクランク配置では、1節振



第1図 12シリンダのクランク配置

動の Vector の大いさは12次は別として6次, 3次, 4次の順に次第に小さい値をとります。Motor Tankerのような船尾機関であれば、主危険回転の12次は使用回転数以下の範囲になり、副危険回転の6次および3次の共振振巾が許容範囲内にあれば差支えはなく2節振動は軸系を含まない主機関のみで定まってきますので、Vector の大きい7次が使用回転数の上に出るようにクランク軸その他の設計ができておれば、8次以上は振巾が小さいので使用上問題はありません。

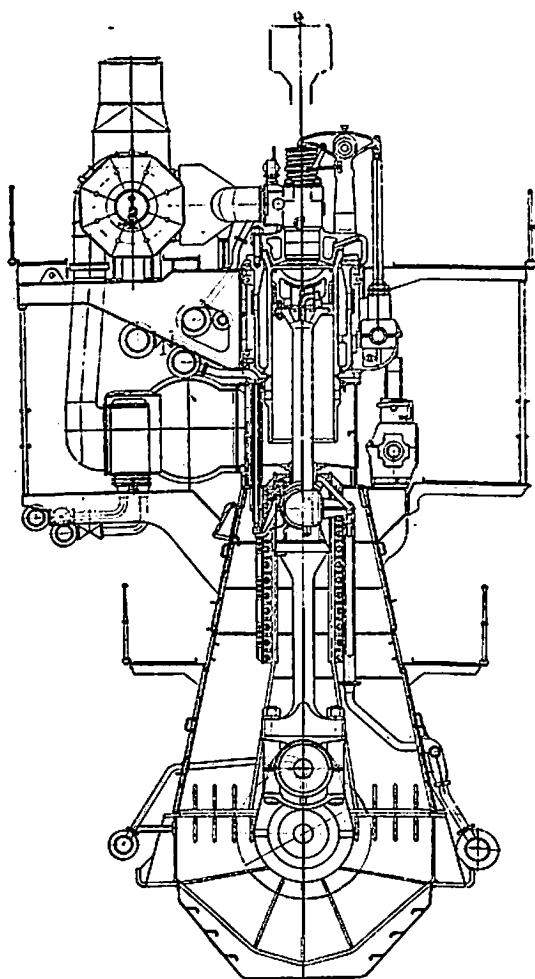
4. 15,000 BHP B & W 型機関について

B & W 社が2サイクルターボチャージに成功し、その出力を従来のもより35%増大して以来、1基15,000 BHPの主機関を製作できる可能性はあつたのですが、Cargo liner は大体11,250~12,500 BHPの出力で充分でしたので、12シリンダ機関を製作する機会が今までにありませんでした。

欧州においても Motor Tanker は12,500 BHP 級のものが多く、日本でも Super Tanker は今までは蒸気タービンが採用されておりました。1955年 France において42,000 DW Tanker 2隻用に B & W 型15,000 BHPの主機関が採用されたと発表があつた後に、わが国でも第12次船で森田汽船納の33,500 DW Tanker に同じ主機関を製作することになり、この方が先に完成する予定ですので、世界で最大出力の船用ディーゼル機関の一番機の完成の光栄は日立造船が担うことになりました。

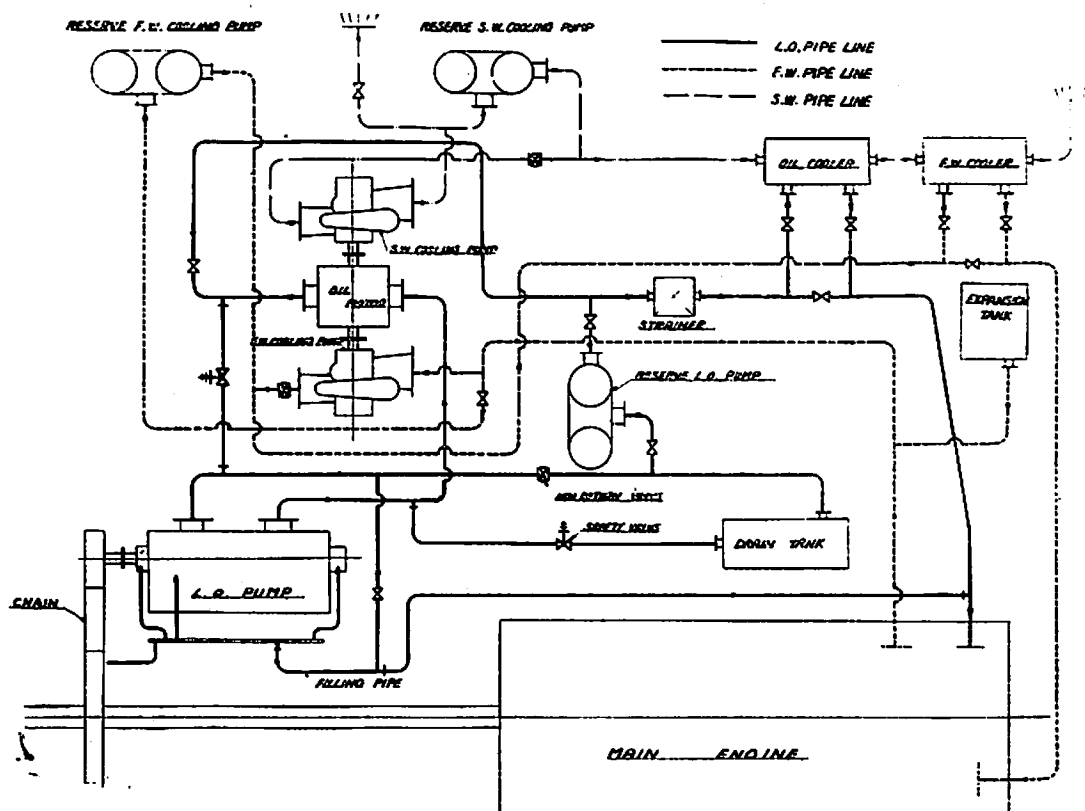
この主機関は従来多数製作されてきた74VTBF 160型のシリンダ数が12個になつただけで、ハズミ車および推力軸を含んで全長21m余、機関重量565 Tonで37.7 kg/BHPの重量に相当します。もちろん規程に合格するようにクランク軸径は太くしてあり、Turbo-charger は今回わが国では初めての France の Rateau 製のものを4組用いることにしました。この軸受は Sleeve 式で、その潤滑油ポンプが独立で重力式として用いますが、起動空気のみで始動し、低速運転も可能で別に電動プロアの必要はありません。(第2図参照)

今日までの実績によりますと、Turbo charger が故障して非常用電動プロアを用いて航海したということは一度もありませんが、万一 Turbo charger が故障した場合を考えますと、4組のうち1組または2組が故障し使用不可能になつた場合でも、残りの Turbo charger のみを用いて、それぞれ全速の82%および61%以上の船速で航海ができますので、この点に関してはなんらの心配はいりません。



第2図 日立 B & W 型 1274VTBF 160
ディーゼル機関断面図

15,000 BHP の Diesel plant と 15,000 SHP の Turbine plant とを比較してみますと、機関部の全重量は前者がやや重くなりますが、ボイラ用水を積込みますと両者の重量がほぼ等しいかあるいは後者がやや重くなるでしょう。燃料消費量は、今日の最新式のものを比較して、前者が約 58 T/D に対し後者が約 86 T/D で、1日につき約 28 T の燃料消費量の差があり、今 30 日分の燃料を搭載するものと考えますと約 840 T 後者の方が重くなり、それだけ輸送量の減少による運賃の収入減のみならず、燃料費の増加が莫大であります。40,000~47,000 DW の Tanker に 20,000 BHP のディーゼルを搭載して、20年間運航すれば、Turbine Tanker の場合に比べ利益の差額だけで、船価の半分以上が償却できるといわれております。



第3図 中間軸駆動ネジポンプ方式

5. 推進補機

大型 Tanker のように主機の出力が大きくなりますと推進補機も大きな容量のものとなり、これを電動ポンプにしますと発電機が大きくなり、Cargo oil pump を電動に変えても航海中と停泊中の電力消費の不釣り合いができて不経済になります。これをうまく解決するには潤滑油、消水および海水ポンプの各1組を中間軸駆動にすることで、効率のよいしかも低質燃料油の使用できる主機関の動力の一部を利用する方法が経済的で最も良い方法であります。

この方式は1952年12月、神戸において B & W 社の造機重役 H. Carstensen 氏の講演によりわが国に紹介され、日立造船においても Motor Tanker 用のみならず甲板補機を汽動にした Trampner 用にもこの方式を採用し、きわめて優秀な実績を取っております。

すなわち第3図に示すように中間軸から Chain によつて潤滑油ネジポンプを駆動し、この吐出圧力を主機関の所要圧力よりも高めておきます。この高圧潤滑油をネジポンプの逆作用の原動機として働く油モーターを通して圧力を降下させるときに発生する回転力で、消水およ

び海水ウズ巻ポンプを運転し、主機の必要とする潤滑油、消水および海水の圧力と容量を得るわけです。補機その他に必要な消水および海水の容量を含ませることはもちろんできますし、油モーターとウズ巻ポンプは配管だけで連絡されておりますので、機関室内の配置は自由に選ぶことができます。

この方式では、容量が大体主機関の回転数に比例しますので、主機関の低出力のときには所要の圧力に達せず目的に沿わぬことも起りうるので、この使用範囲を広めるために潤滑油の容量を計画所要量よりも少し増しておき、全力運転のときにもしも圧力が高まりすぎるときには安全弁から逃がすように装置しておきます。この方法は全力運転のとき駆動動力がやや増して損失になりますが、小型ディーゼル機関で一旦発電して電動ポンプによるよりもやはり経済的であります。

計画が適当であり、主機関が B & W 型のように潤滑油圧力の許容最低限度がかなり低くてもよいものにたいしては、主機関の $\frac{1}{4}$ 出力のときにも中間軸駆動ポンプのみで安全に運転できます。発停時および低出力時に副ポンプを運転しなければなりません、この点がこの

方式の唯一つの欠点ですが、特長が多いために好評を得ている次第であります。

なお発電機をやはり中間軸より V ベルト駆動して、航海中にディーゼル発電機の運転を停めるような船の実績もありますが、最近では交流使用のために、この方式は採用しておりません。

6. 補助ボイラ

Tanker にとっては Tank cleaning, Tank heating および Cargo pump に対して多量の蒸気が必要でありますので、Motor tanker では大容量の補助ボイラを設備しなければなりません。補助ボイラとしては一般に Scotch type boiler が用いられますがそれは取扱いが容易であり、給水処理が簡単であるからであります。しかし大型の Tanker になつて大容量の蒸気が必要になりますと、Scotch type boiler は大型で重く、かつ高価になつてきます。例えばわが国で現在大型の 2 号相当艦を用いるとしても、最大蒸発量は 1 基で 9 T/h までであります。

それで給水処理の問題さえ解決すれば小型の軽いかつ安価な水管ボイラを採用したいわけであります。低圧蒸気発生器（2 次ボイラ）と一定量の蒸溜水を封入し、それが蒸気およびドレンとなつて循環する専用高圧水管

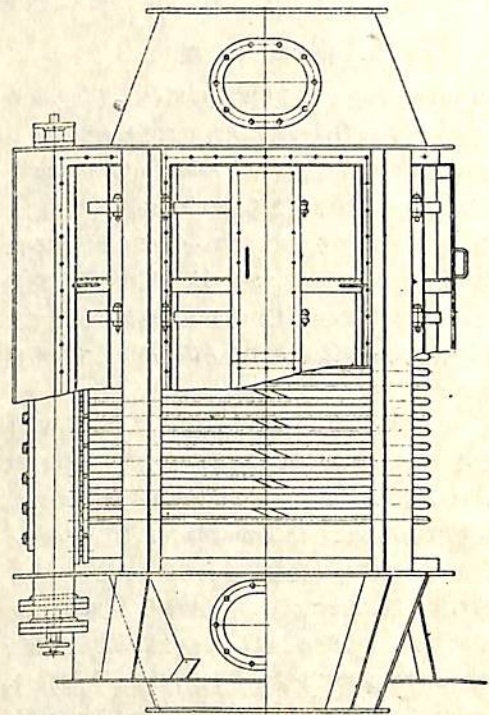
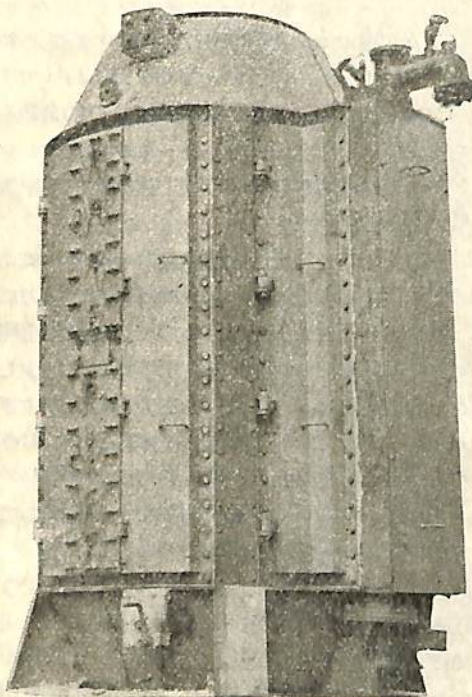
ボイラ（1 次ボイラ）とを組合わせた二重蒸発ボイラ（DE ボイラと略称する）は、従来のボイラより小型で軽く、2 次側の給水処理も従来並の方法で充分であり 2 次側の蒸発量を 1 基で 20 T/h にでも設計できますので、Motor tanker 用として最も適した構造であり、すでに 1954 年 12 月号の Motor Ship (392 頁) に紹介されております。

12 次船の森田汽船納の 33,500 DW の Motor tanker 用としては、圧力 16 kg/cm²G の蒸気が 32 T/h 必要でしたので、DE-16 T ボイラを 2 基装備し、Cargo pump 駆動用の蒸気タービンの羽根を保護するために少し過熱する計画になつております。

この装置を 2 号相当艦 4 基を装備する計画と比較してみますと、据付面積は $\frac{1}{2}$ 以下、重量は約 $\frac{1}{2}$ 、したがって価格もはるかに安くなり、Motor tanker 用として最も適した補助ボイラであり、Turbine tanker に比べて Motor tanker の不利の一つとされていたボイラの問題がこのボイラを使用することによつて解決されたわけであります。

7. 排気ボイラ

ディーゼル機関の排気は Turbo charger を通り、膨張した後もなお相当の熱量をもっておりますので、適当



第 4 図 日立造船式排気ボイラ、外観と組立図

な排気ボイラで熱回収をすれば、航海状態の出力で圧力 12.5 kg/cm²G の蒸気を 0.5 kg/BHP-h 位までは発生させることができます。しかし Turbo charge 方式の主機関では排気の背圧を水柱 200 mm 内外に止め、なお所要の蒸発量を得るためには排気ボイラは特別の構造にしなければなりません。

すなわち第 4 図に示しますように縮水を強制循環させ多 Coil 水管型の構造とし、化粧煙突内に収容して配置を容易にするとともに、消音器を省略し、かつ排気管の曲りを極力少くして抵抗を減少させ、この循環水の気水分離 Drum として 2 次ボイラを利用する日立造船式排気ボイラは、この要求に最も適したものであります。(実用新案第 451731 号)

もし 0.5 kg/h の蒸気を油専燃ボイラで発生させる *

*ものとすれば、その燃料消費量は約 0.035 kg/h 位必要であります。今上記のような優秀な排気ボイラを装置し、発生蒸気全部を有効に利用し得るような汽動補機が装置されていると考えますと、このような機関部の燃料消費量は、補助ボイラを焚くときより 35 g/BHP-h だけ少なくなつたことに相当するわけであります。

この排熱利用による利益は大そう魅力のあるところで、現在よりもつと効率がよく、軽くて取扱いの容易な汽動補機の発展が望ましいと思います。

8. 大出力のディーゼル機関

戦前に製作された船用の大出力のディーゼル機関は第 3 表のようであります。*

第 3 表 1 基約 1,000 BHP 以上のディーゼル機関 (戦前)

年 度	型	型 式	i	D cm	S m	N rpm	L o	基/船	製 作 所
1930	B & W	4 サイクル複	10	84	1.5	102	10,000	2	Harland Wolf
1935	Sulzer	2 サイクル複	10	76	1.2	130	14,000	2	Cant Riuniti dell' Adriatico
1936	B & W	2 サイクル複	10	66	1.5	102	12,000	2	Harland Wolf
1939	Sulzer	2 サイクル単	12	76	1.25	145	12,500	3	Sulzer
1939	M S	2 サイクル単	11	72	1.25	140	9,250	2	長崎造船所

*なお最近の大型 Tanker 用の主機関の製作計画が、1956 年 9 月号の Motor Ship (194 頁) に掲載されておりますが、大出力のものは 1 基 15,000 BHP が最大で 3 隻、2 基、で 20,000 BHP および 22,500 BHP のもののおの 1 隻となつておりますが、その後 B & W 型の 15,000 BHP のものが多数製造契約されております。

45,000 DW 級の Super Tanker には 20,000 BHP 位、および 65,000 DW 級の Mammoth Tanker には 24,000 BHP 位の主機関が、特に船速に対する要求がなければ手頃でありましょう。昨年秋 B & W 本社における License Meeting において近い将来 1 基 25,000 BHP のディーゼル機関の製作が可能であることが発表され、当社桑原常務が帰朝後記者団に報告されました。

第 1 表で見られる通り現在の B & W 型の大型ディーゼル機関は Piston 径が最も小さく、正味平均有効圧力もむしろ控え目の値であります。したがって D, p, および S を大きくすることによつて出力増大が予想されていた所で、その出力も Mammoth Tanker 用の出力までを Cover し、将来建造される大型 Motor Tanker の主機関も 1 軸にて計画ができることになり、大型 Tanker においても再び蒸気タービンと競争することにな

りました。

Motor Tanker の大きな不利な点は、ディーゼル機関が保守点検のため停泊回数が多くなるということでした。この点は、近い将来わが国でも実施されるはずの大型シリンダライナへの多孔性クロムメッキと、シリンダ注油に今日既に採用され好成绩をあげている特殊添加剤を含む水溶性乳化油を用いることによつて、シリンダ内のよごれを減少させピストン開放の間隔を大巾に増大し、したがって停泊日数も今日より減少できることと思われれます。

9. む す び

戦後世界最大出力のディーゼル機関完成を前にして、B & W 型 15,000 BHP ディーゼル機と、これに関連する推進補機およびボイラについて、主として機関部の経済面より紹介し、近い将来製作される予定の 25,000 BHP までの大型ディーゼル機関のこともふれておきました。

なお 5 月末に陸上公試予定の 15,000 BHP ディーゼル主機関の成績については改めて発表の機会を持ちたいと思つております。(おわり)

原子力船の載貨量におよぼす遮蔽の影響 (前)

Influence of shield configuration on cargo capacity
of nuclear powered ships. By O.H. Klepper.

1. 序 言

この報告は Newport News Shipbuilding and Dry Dock Company が、原子力委員会の同意を得て 1953 年 11 月 4 日から 1955 年 11 月 4 日までの間に、原子力の水上船への応用に関して研究した仕事の一部である。この報告は最終報告ではない。

A. 目 的

この報告の目的は、原子力貨物船および原子力タンカーに二次遮蔽に鉛、油、船体構造物を用いた場合の貨物輸送量と収益の比較を行うことである。

なおここには油焚きの予備ボイラーを備えた原子炉プラントおよび油焚きの過熱器を備えた原子炉プラントの場合も含めて燃料油によつて遮蔽を行うに必要な重量と容積を定めた。

B. 研究 範 囲

C4-S1-A マリナーは貨物船、707 呎油槽船は設計の出来上つているタンカーである。第 5 表にこれらの船の主要目を示す。マリナーはその設計が既に報告に出ており、タンカーは詳細な資料が容易に入手出来る大型タンカーの中で最新の設計のものを選んだ。研究を行つたのは以下にあげる 5 種の設計である。

Ship I はマリナー型原子力貨物船で原子炉区画は鉛と水素含有物で遮蔽する。

Ship II は原子炉区画を貨物油タンクとバラストタンクで囲んで遮蔽する以外は Ship I と同じである。これは Ship I の二次遮蔽の鉛を収益をあげられる貨物油で置換えようとする試みである。

Ship III もマリナー型原子力貨物船で、鉛の代りに貨物船とバラストで遮蔽するものである。ただし原子炉プラントを小さくし、その代り油焚きの過熱器を組合せて Ship I と同じ軸馬力を得るようにしたものである。

Ship IV は油焚きの予備ボイラーとその燃料油が、二次遮蔽重量と貨物積載量にどう影響するかをみるために加えたものである。予備ボイラーの目的は、原子炉プラントが故障の場合低速で船が帰港出来るようにし、また原子炉を停止した場合、船内雑用動力を供給するためである。

Ship V は 707 呎原子力タンカーで、貨物油タンクと

バラストタンクが二次遮蔽をする。

比較のために油焚きの在来機関のマリナー型貨物船およびタンカーについても、機関、燃料油、貨物の重量を算出し表に一括した。

II. 設 計 の 検 討

A. Ship I

1. 原子炉プラント

この設計研究に選んだ原子炉は、軽水、減速軽水反射加圧水型で文献 1 に示してある。原子炉には 4 個の蒸気発生器と一次循環回路がつき、各回路に 1 個の密封ポンプが付く。一次冷却材の圧力は 2000 psig、平均温度 542°F である。

原子炉容器内の配置は第 1 図に示す。この容器は直径 28 呎厚さ 0.8125 吋の鋼製円筒で両端は楕円形であり、万一一次冷却系統が破損した場合にガスをこの中に閉じ込めておけるように設計されている。

この容器内に人間が入るには、鉛遮蔽中の取りはずし出来る栓をどけ、容器壁のマンホールのボルトじめした蓋をあけて出入する。冷却材ポンプや炉心部等を交換するには容器壁に開口を切らねばならない。

2. 蒸気プラント

以下に挙げる諸点を除けば、あとは全く普通の船用蒸気プラントの設計に従つた。

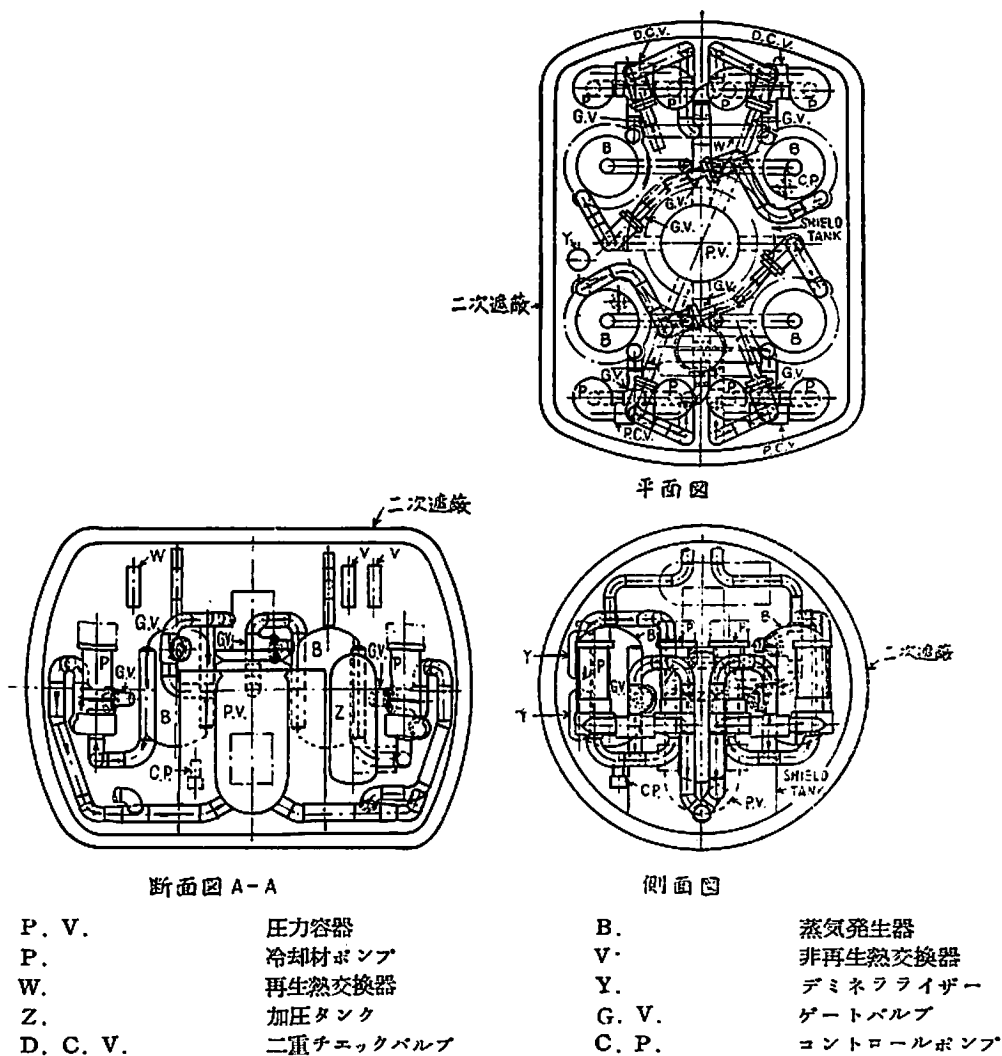
- (a) スロットルで 555 psig の飽和蒸気を使用する。
- (b) 高圧、低圧、両タービン間に再熱器を入れる。また復水器の真空は 2.5 psia でこれはともにタービンの湿り度を制限する。
- (c) 原子炉には 1500 kW の冷却材ポンプ動力が必要である。

蒸気サイクルの更に詳細な記述は文献 1 を参照されたい。

並列タービンによつて 2 段減速歯車を介して推進器 1 個を駆動し、定格出力 17,500 SHP 回転数 102 rpm 最大出力 22,000 SHP 回転数 110 rpm である。

3. 二次遮蔽

遮蔽設計は原子力委員会の許容量 300 ミリレントゲン/週に基いて行つた。その際に、週間 168 時間照射、そ



第1図 原子炉容器内配置図

の中 80 % の時間は全力運転と仮定した。

二次遮蔽は厚さ 0.8125 時の鋼、平均厚さ 6.8 時の鉛および平均厚さ 5.6 時の水素含有物からなり、タンクの上から原子炉容器の側面を包んでいる。放射線が機関室に反射散乱するのを防ぐために、原子炉区側の二重底タンクに 2 呎の水を入れる。

4. 貨物容積

原子炉プラントおよび蒸気プラントの重量はおのおの第1表および第2表に、またおのおのの船の載貨重量は第3表に示す。

機関が重くなり、二次遮蔽が加り、セッティングタンクがなくなつたので全載貨重量は 12426 トンとなり油焚きの船の場合よりも 992 トン減る。この研究の目的には

Frs.24-36 および Frs. 172-184 の燃料油ディーゼルタンクは文献2のトン当たり 27 立方呎の転換率で貨物艙に転換出来るとして、油焚きの船より 13900 立方呎貨物艙が増加するとした。機関室の長さは油焚きの船でも原子力船でも同じである。

載貨重量と貨物容積の変化が船の経済性におよぼす影響を検討するため、任意的に 15000 哩の往復航海を採つた。

一航海に運ぶ収益トン数を、いろいろの密度の貨物を勘定に入れて、文献2に出ている次の式から算出した。

$$\Delta R = \frac{C_B}{50} + 0.5 \Delta C \quad \text{ここに}$$

ΔR = 一航海に収益をあげるトン数

C_B = 貨物容積, 立方呎

第1表 原子炉プラント重量 (ポンド)

品 名	Ship I,II,IV, および V			Ship III		
	空虚重量	液体重量	合計重量	空虚重量	液体重量	合計重量
原子炉	149,000	14,200	163,200	95,500	9,100	104,600
一次遮蔽	148,000	95,000	243,000	103,000	65,500	168,500
蒸気発生器	127,700	39,200	166,900	63,800	19,600	83,400
加圧器	30,100	7,750	37,850	15,000	3,900	18,900
デミネライザー	9,200	3,000	12,200	4,600	1,500	6,100
再生熱交換器	400	50	450	200	30	230
非再生熱交換器	560	70	630	280	40	320
冷却材ポンプ	184,000		184,000	92,000		92,000
真空ポンプ	500		500	500		500
一次冷却材配管	90,000	14,700	104,700	45,000	7,300	52,300
原子炉補機, 配管	31,200	4,500	35,700	15,600	2,200	17,800
遮蔽 (原子炉, 蒸気発生器を除く)	13,100		13,100	6,500		6,500
合 計	783,760	178,470	962,230	441,980	109,170	551,150
合 計 (ロングトン)	350	80	430	197	49	246

第2表 蒸気プラント重量 (ロングトン)

品 名	Ship I およびII	Ship III	Ship IV
主タービン	38.0	44.4	38.0
減速歯車および予備	98.6	98.6	98.6
主復水器および補助復水器	35.0	57.0	35.0
シャフト, ベアリング, プロペラ	202.5	202.5	202.5
ボイラー, 送風器, および燃料油系統		115.0	47.0
主循環系統	15.4	21.6	15.4
給水, 復水, 清水, 海水系統	85.5	75.6	87.0
蒸気および排気, 管系統	84.7	64.7	88.0
雑	112.8	112.8	112.8
液体	105.0	106.9	105.0
合 計	778	899	829

第3表 載貨重量内訳 (ロングトン)

	油焚きのマ リナー	Ship I	Ship II	Ship III	Ship IV	油焚きの タンカー	Ship V
一次遮蔽を含む 原子炉関係機関		430	430	246	430		*
原子炉補機		31	31	22	31		*
蒸気機関	1,041	778	778	899	829		*
船体補機	644	535	535	545	540		*
機関部基礎	60	150	150	125	153		*
構造変更による 増加重量		24	456	401	58		226
鉛および水素 含有物							
二次遮蔽		789	17	34	629		
合 計	1,745	2,737	2,397	2,272	2,670		
油焚きの場合 と比較した重 量増加		992	652	527	925		405
合計載貨重量	13,418	12,426	12,766	12,891	12,493	38,911	38,506

*Ship I の重量増加と同じと仮定すると = (430+31+778+535
+150) - 1745 = 179

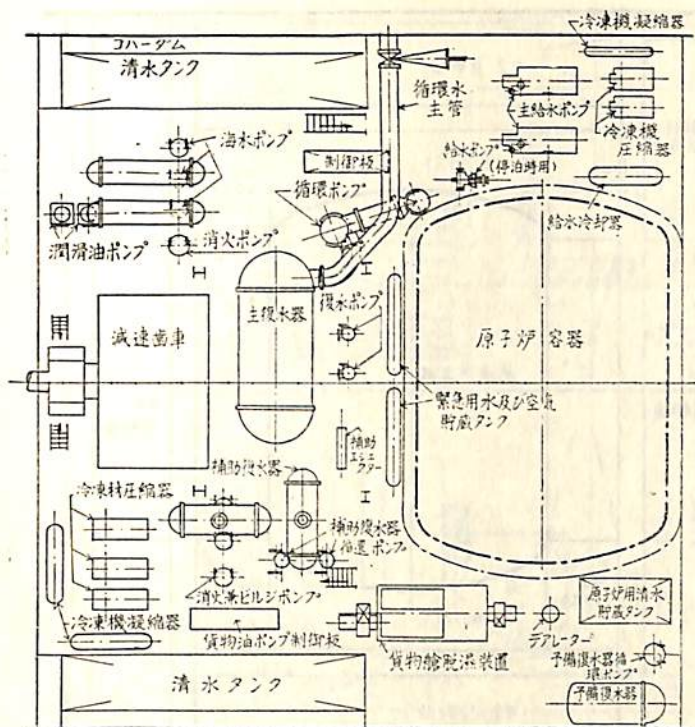
-C=載貨重量, ロングトン

貨物1トン当り \$30 と見積るのが, この距離に対し
ては適当と考えられる。

比較のために油焚きのマリナーについても貨物容積と

運賃収益とを同じ基準で算出した。この船を20節で走
らす燃料油の所要量は出発港で積むとして算出し, 水と
食料は両方の港で積むとして算出した。

Ship I の機関室配置を第2図に示す。



第2図 Ship I 機関室配置図

B. Ship II

1. 原子炉プラント

原子炉プラントは Ship I と同じである。人の出入は二重底タンクを通つて原子炉区劃のタンクの上にある普段ボルトじめしてあるマンホールから行える。

遮蔽法が変わつたので二重底の遮蔽タンクは空にしタンクと原子炉容器に適当な開口を切らねばならない。

主蒸気管および給水管は、鉛で遮蔽したオイルタイトのトランクを通じて原子炉容器に入る。一次冷却系統が破損した場合にガスが原子炉容器から外にもれないように、トランクの末端にフレキシブルな密封板を付ける。

2. 蒸気プラント

蒸気プラントは Ship I と同じである。配置は第3-8図に示す。

3. 二次遮蔽

二次遮蔽は収益をあげられる貨物油を遮蔽材に用い、鉛の遮蔽材を止めるように設計した。ただし原子炉容器の上部の17トンだけは鉛にした。というのは主甲板があるために上部も油タンク遮蔽をすることが實際上出来

ないからである。

遮蔽は内側の#1-3 バラストタンクと外側の#1および#2貨物油タンクからなる。貨物油タンクの設計は 150°F 以上の flash point の油に対して行う。貨物油タンクはコッファダムによつて船体バラストタンク、貨物艙と隔離している。タンクを一杯にしておくためにはエキスパンションタンクが必要である。

貨物油を積んでいるときはその貨物油タンクが満たされるまでは、バラストタンクを満たしておかねばならない。貨物油タンクが満たされればバラストタンクは空にしてもよいが、貨物油を揚げるときはその前にまたバラストタンクは満たしておかねばならない。

もし積もうとする貨物油が #2 貨物油タンクを満たすだけしかない場合は #1 および #2 バラストタンクを満たせば #1 貨物油タンクは空でもよい。

貨物油タンクやコッファダム内の清掃その他の作業はバラストタンクを満たしておけば行えるが、バラストタンク内に入れ

るのは原子炉が停止した時だけである。

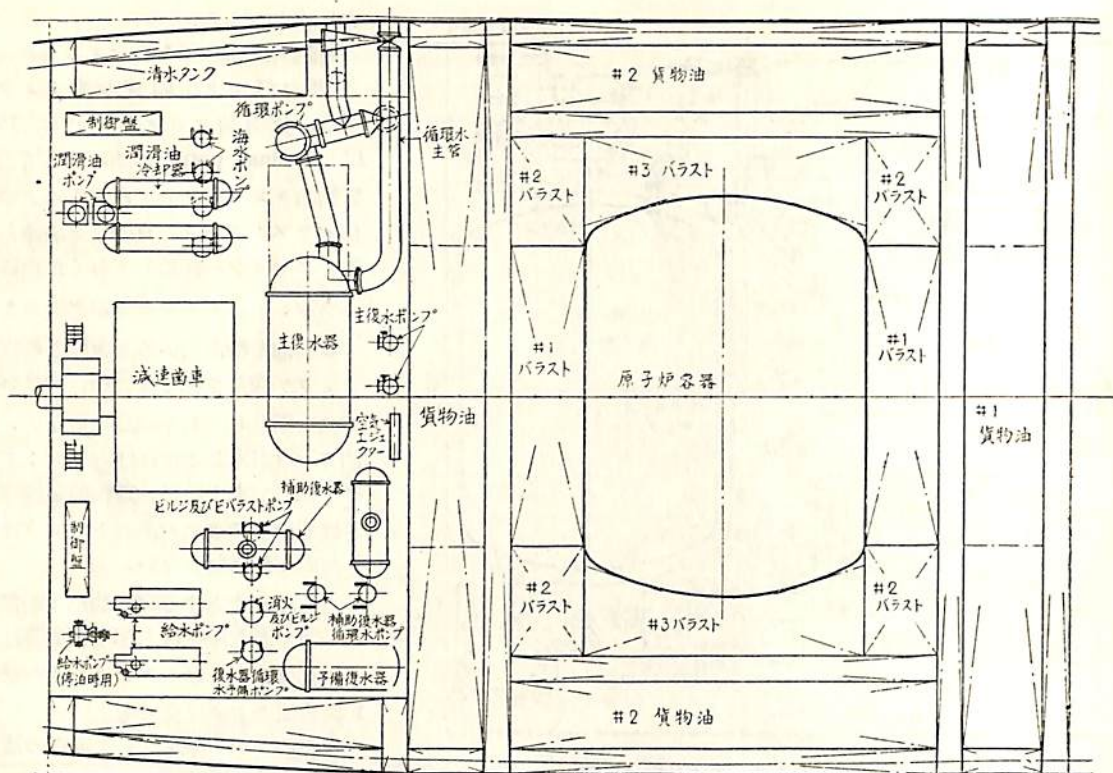
二次遮蔽の厚さは、鉛による遮蔽の Ship 1 における同じ照射線量を与えるように設計した。船体の外側の照射線量は、入港して原子炉の出力が低下した時に問題になるだけだから、両舷側の遮蔽は薄くした。

一次冷却系統の配管に必要な遮蔽を決定するために、 N^{16} による γ 線の放射能が一番強いように原子炉に最も接近したものを選んだ。管を無限円柱とすれば、照射線量は文献3の曲線から直に読める。その値は管の実際の長さに対して補正する。バラストタンクを満たし（その時の水の厚さは7呎2吋）貨物油タンクを空にした時の照射線量を求め、次に貨物油タンクを満たし（その時の比重0.9の油の厚さは7呎10吋）バラストタンクを空にした時の照射線量を求めた。バラストタンクで遮蔽した場合の照射線量は1.93 ミリレントゲン/時、貨物油タンクで遮蔽した場合のそれは2.01 ミリレントゲン/時である。80%の出力で1日24時間曝射をすると許容照射線量は2.01 ミリレントゲン/時である。

比較のために7.7吋厚の鉛の遮蔽も計算した。

4. 貨物容積

遮蔽タンクを設けたために機関室は Ship I より30呎



第3図 Ship II 機関室配置図(下部)

長くなった。また遮蔽タンクのために第二甲板の前部居住区を移さねばならなくなつて中央部の甲板室も長くなった。

油焚きの船と較べると貨物容積は58,000立方呎少く全載貨重量は652トン少い。

運賃収益計算は Ship I の場合と同様な考え方で行つた。貨物油遮蔽タンクによる収益は2060トン(トン当り38.9立方呎)に基き、トン当り\$34の運賃を稼げる油は往航の時だけ運ぶとした。

第4表に示すように、液体遮蔽をする Ship II は往航には鉛遮蔽の Ship I より340トン多く貨物を運べるが、復航にはバラストタンク遮蔽をするので697トン貨物が少くなる。

C. Ship III

1. 原子炉プラント

原子炉は Ship I で考えた同様の加圧水型であるが、138.5 mbh の最大連続出力を発生するよう小型になつてゐる。2個の蒸気発生器、2つの一次冷却系統、各系統に2個の密封ポンプがある。各系統のポンプは1個

で全力運転が可能であり、もう一つのポンプは予備である。一次系統の圧力は2000 psig 平均温度542°Fである。配置は第9図に示す。

前述の船で説明したと同様の鋼製原子炉容器内に一次系の諸部品を納めてある。

人間の出入や部品交換は Ship II と同様に行う。船室上部から第2甲板までぬけている垂直トランクが工作機械室および燃料交換のスペースになる。

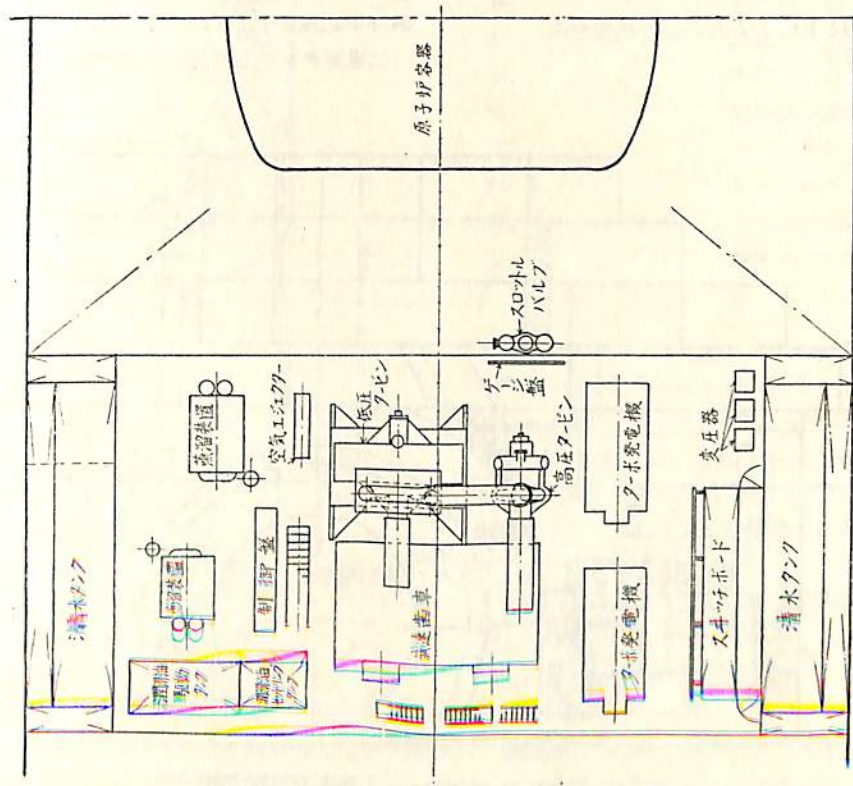
2. 蒸気プラント

この船のプラントには油焚き過熱器があり原子炉から出た蒸気を油焚きマリナーと同じ蒸気条件すなわち600 psig, 865°F に過熱する。

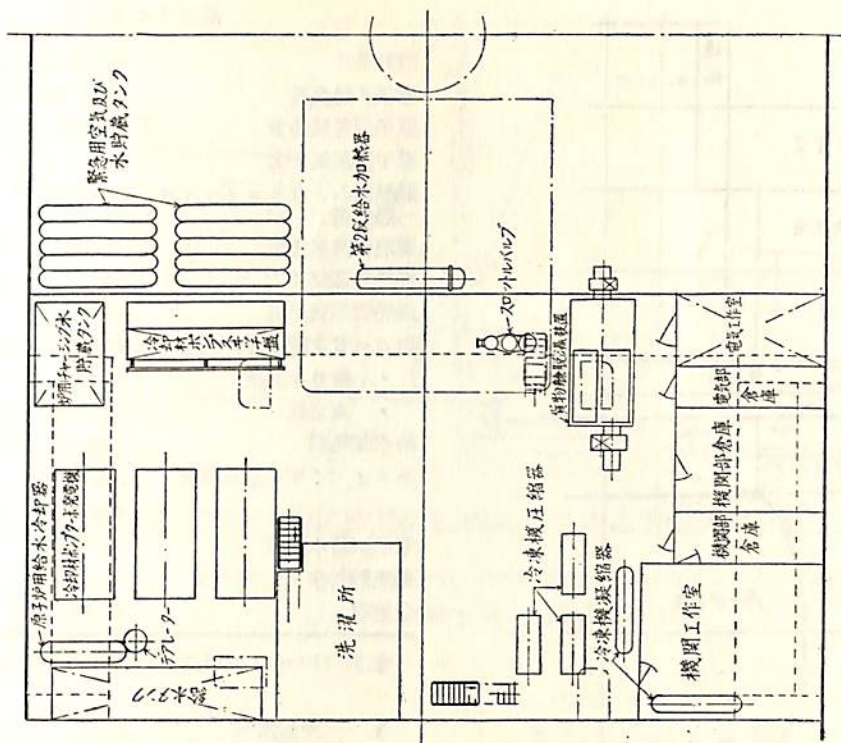
採用した蒸気サイクルの主要目を次表に示す。これは最適のサイクルではないけれども重量と容積は代表的である。

750キロワットの冷却材ポンプ以外は設計は普通の船用プラントの通りである。

並列タービンによつて2段減速歯車を介して推進器1個を駆動し定格出力17,500 SHP 最大出力22,000 SHP 廻

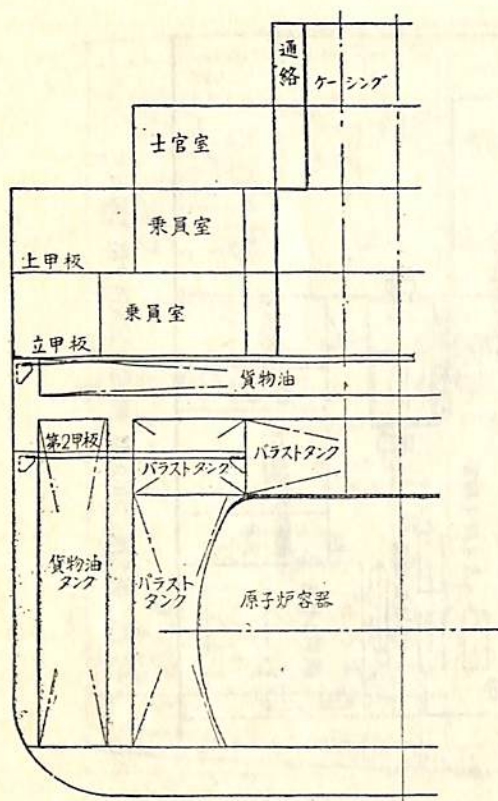


第4図 Ship II 機関室配置図 (上部)



第5図 Ship II 機関室配置図 (第2甲板)

蒸気サイクル



第6図 Ship II Fr. 112-1/2 から船尾をみた断面図

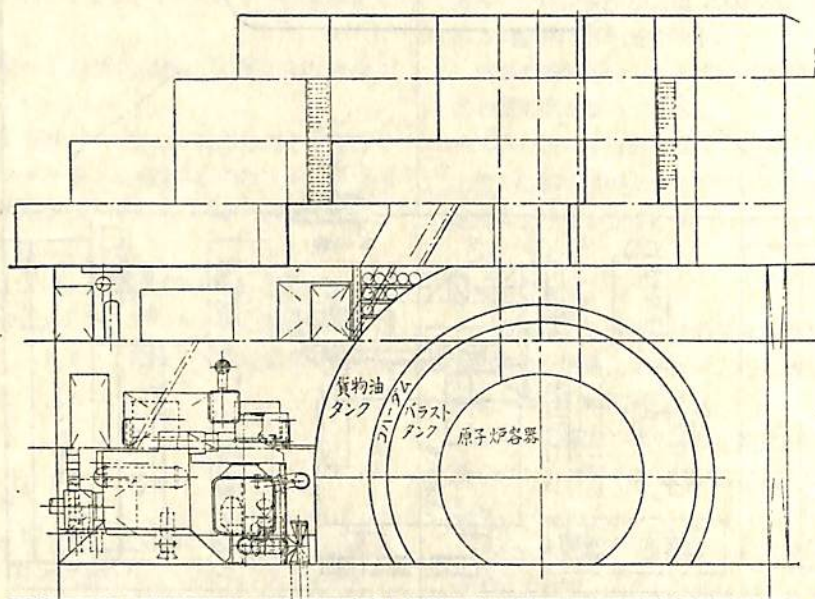
設計条件	連続最大出力 22000 軸馬力
原子炉熱負荷	138.5 MBH
原子炉蒸気流量	172,000 ポンド/時
原子炉蒸気圧力	620 ポンドゲージ, 飽和
過熱器およびエコノマイザ-熱負荷	64.4 MBH
過熱器蒸気流量	163,000 ポンド/時
過熱器蒸気圧力	600 ポンドゲージ
過熱器蒸気温度	865°F
主タービン絞り弁圧力	575 ポンドゲージ
・ 絞り弁温度	855°F
・ 真空度	28.35 時 Hg.
給水加熱器	2 個
エコノマイザ-給水温度	280°F
	4960
原子炉給水温度	420°F
過熱器効率	70%
全効率	24.3%

転数 110 rpm である。機関部の配置は第10図に示す、

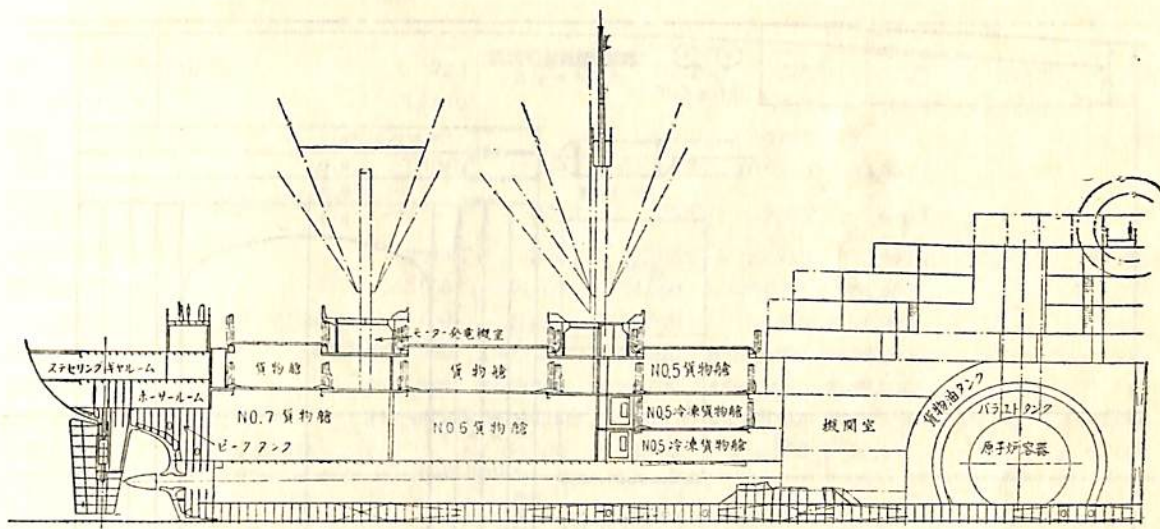
3. 二次遮蔽

この船の遮蔽は、油焚きのマリナーと同じ航続距離を得るに十分な量の過熱器の燃料油を利用し、遮蔽用鉛を34 トンに減らすように設計した。

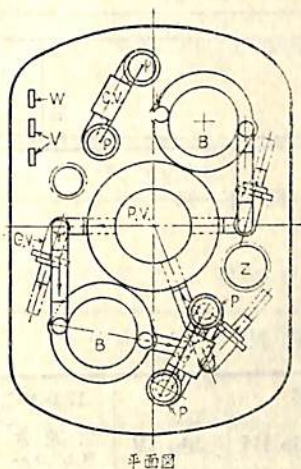
二重底タンク上の 原子炉容器を、おのおのの深さ30



第7図 Ship II 船体部にて左舷をみた側面図

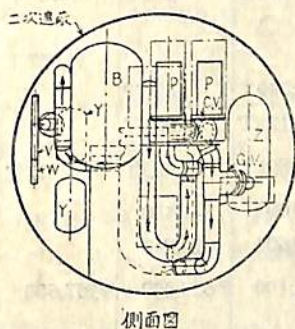


第8図 C₄ マリナー貨物船を原子力化した場合の
プロフィール (Ship II の流体遮蔽の場合)



第9図の記号説明

- | | |
|-------|---------|
| P. V. | 圧力容器 |
| B. | 蒸気発生器 |
| P. | 冷却材ポンプ |
| V. | 非再生熱交換器 |
| W. | 再生熱交換器 |
| Y. | デミネライザー |
| G. V. | ゲートバルブ |
| C. V. | チェックバルブ |
| Z. | 加圧タンク |



第9図 原子炉容器内配置図
(Ship III 過熱器付の場合)

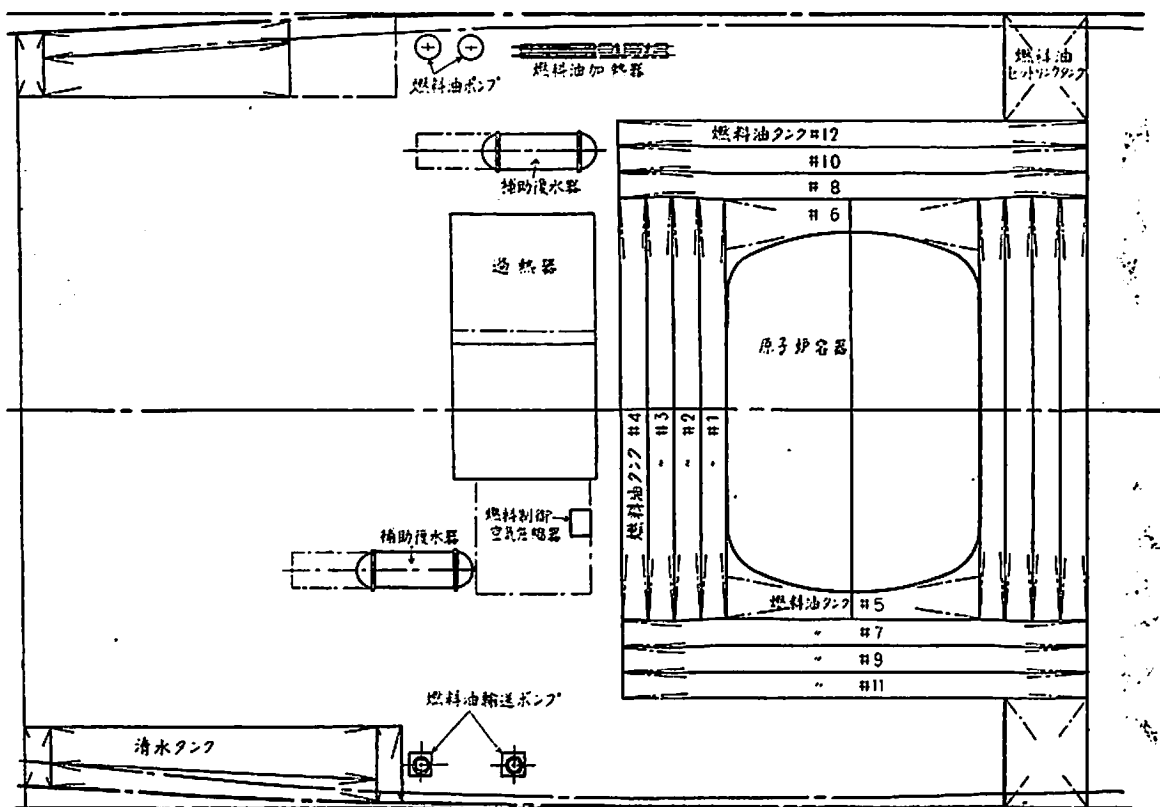
時の4層のタンクで囲む。この中の3層すなわち油の全厚7呎6吋で遮蔽タンク面における放射線は2.01 ミリレントゲン/時に減少するから、第4層タンクの油は抜いてもよい。7呎6吋の油による遮蔽をするに適しなくて放射線の強いところは局部的に鉛を使う。

遮蔽タンクのヘッドを維持するためエキスパンショントランクが必要である。

Ship II の場合と同様、原子炉容器の下に二重底タンクに液体を入れる必要はない。

4. 貨物容積

機関室は過熱器と遮蔽タンクを納めるために Ship I より30呎長くなる。従つて貨物容積は Ship II と同様



第10図 Ship III 機関室配置図下部

第4表 載貨量および収益内訳

往 航	15,000 哩往復航海					17,000 哩往復航海	
	油 焚 き マリナー	Ship I	Ship II	Ship III	Ship IV	油 焚 き タンカー	Ship V
乗員, 食料, 潤滑油等	372T	372T	372T	372T	372T	254T	254T
燃料油	3,320T			1670T	300T	4,620T	
遮蔽ベラスト海水			○	○			
貨物油			2,060T			34,037T	38,252T
貨物 4C	9,726T	12,054T	10,334T	10,849T	11,821T		
貨物載貨量の油焚きの場合に対する増加		2,348T	2,688T	1,123T	2,095T		4,215T
合計載貨重量	13,418T	12,426T	12,766T	12,891T	12,493T	38,911T	38,506T
貨物容積 (Ft³)	767,000	780,900	709,000	709,000	751,500		
貨物収益(トン) = $C_B / 50 + 0.54C$	20,200	21,645	19,347	19,604	20,940		
収益: 貨物 \$30/T, 貨物油 \$10.80/T	\$606,000	\$649,300	\$580,400	\$588,100	\$628,200	\$367,600	\$413,100
貨物油 (遮蔽を兼ねたためのプレミアム) \$34/T			\$70,000				
往航全収益	\$606,000	\$649,300	\$650,400	\$588,100	\$628,200	\$367,000	\$413,000

復航							
乗員, 食料, 潤滑油等	372T	372T	372T	372T	372T	254T	254T
燃料油	1,865T			872T	300T	2,671T	
遮蔽バラスト海水			1,037T	676T			2,340T
貨物 4C	11,181T	12,054T	11,357T	10,971T	11,821T		
貨物載貨量の油焚きの場合に対する増加		873T	176T	-210T	640T		
合計載貨重量	13,418T	12,426T	12,766T	12,891T	12,493T	38,911T	38,506T
貨物容積 (Ft³)	767,000	780,900	709,000	709,000	751,500		
貨物収益(トン) = $C_H/50 + 0.5 \times C$	20,930	21,645	19,858	19,665	20,940		
収益: 貨物 \$30/S	\$628,000	\$649,300	\$595,700	\$589,900	\$628,200	○	○
復航全収益	\$628,000	\$649,300	\$595,700	\$589,900	\$628,200	○	○
往航全収益 + 復航全収益	\$1,234,000	\$1,298,600	\$1,246,100	\$1,178,000	\$1,256,400	\$367,000	\$413,000
油焚きの場合に対する収益増加		\$ 64,600	\$ 12,100	\$ -56,000	\$ 22,400		\$ 46,000

第6表 収益および許容投下資本増加額

項 目	15,000 運往復航海				17,000 運往復航海
	Ship I	Ship II	Ship III	Ship IV	Ship V
油焚きと比較した一航海毎の収益増加額	\$ 64,600	\$ 12,100	-\$ 56,000	\$ 22,400	\$ 46,000
年間航海数	6.84	6.84	6.84	6.84	7.74
年間収益増加額	\$ 441,900	\$ 82,800	-\$ 383,000	\$ 153,200	\$ 356,000
許容投下資本増加額	\$5,259,000	\$ 985,000	-\$ 4,558,000	\$ 1,823,000	\$4,236,000
同上の Ship I に対する相対値	100%	19%	-87%	35%	

第5表 船の主要要目

	C4-S1-A マリナー	707 尺タンカー
定格軸馬力	17,500	20,000
最大軸馬力	22,000	22,000
速 力	20 節	18 節
全 長	564 尺	707 尺
幅 (型)	76 尺	93 尺
深 さ (型)	44 尺 6 吋	48 尺 6 吋
満載排水量	21,093 トン	49,660 トン
満載吃水	29 尺 10 吋	36 尺 7 吋

トは 676 トンになり計 1548 に増加せねばならない。第 4 表の復航の載貨重量を定めるには上記の重量を用いた。飲料水、食糧等の消費は無視した。

従つて Ship III. は鉛遮蔽の Ship I に比して往航には 1205 トン、復航には 1083 トン少く貨物を運ぶことになる。(運研原子力船研究室訳) (未完)

58000 立方尺油焚きの船より小さい。全載貨重量は 527 トン小さい。

1 日当りの燃料消費を軸馬力 17,000 で 42.3 トン、燃料積込は母港のみでやるとすると 15,000 運の往復航海に 1670 トンの燃料が必要である。

復航の出港時には 939 トンの燃料油と 442 トンのバラストの計 1381 トンを運ぶ。復航の途中 67 トンの燃料油が消費されると遮蔽タンクの 3 層を満たすためにバラス

運輸省 監修
商船大学教官 屋代 勉 著
日本船舶信号法解説

A5. 70 頁 ¥ 100 (〒20)

第 1 章 通 則

第 2 章 細 則

船の溶接設計および工作に関する要領書 (3)

運輸省船舶局首席船舶
検査官 内田 喜三郎

第3章 溶 接 施 工

溶接施工は溶接による変形および残留応力を減じ、健全な溶接が得られるように、適当な建造順序、溶接順序、溶接法を決定し、被溶接部の性質、板厚、溶接姿勢などに応じて、溶接棒の種類、棒径および溶接条件（溶接電流、溶接速度、運棒法など）の適当なものを選定して溶接を実施しなければならない。

3.1 溶接前の船体工作

3.1.1 野 書

良好な接手を得るため溶接構造物の野書は個々の構造物材にわたって正確に行わなければならない。また溶接による収縮量を予め見込んでおく必要のある場合もある。

3.1.2 切断および開先加工

(1) 切断、開先加工にはシャリングマシン、ローラーシャ、エッチブレーナなども使用されるが、ガス切断が最も多い。切断および開先加工においては所定通りの形状に正確に切断すること、および平滑なる切断面をうることがその要点である。そのためには直線部分はもちろん曲線部分も出来るだけ自動切断機を使用することが望ましい。

(i) 外板、甲板などのように大きな板の突合せ溶接を行う部分、ならびに細長い部材の切断にあたっては、切断に伴う変形を防止しなければならない。そのためにはフレームブレンダーによる平行切断が一般に用いられ効果をもたらしている。

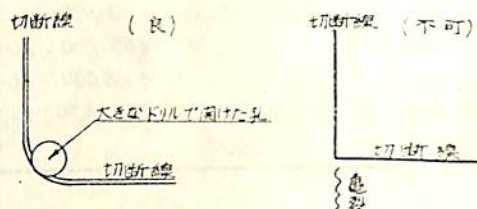
(ii) 切断面の凹凸あるいはガス切断に伴う変質などは鋼材の切欠脆性に悪影響を与えるものであるから、切断縁がそのまま、船体に取付けられる部分では特にこの点に注意しなければならない。^{註1}

従つて舷側厚板の上縁などでは出来るだけ自動ガス切断機を用い、しかも切断面に凹凸を生じた場合はグラインダーで仕上げる必要があるであ

註 1 切欠脆性に関しては、ガス切断に伴う変質は従来考えられている程の影響はなくむしろ切断面の凹凸の方が問題となる。なおシャリングマシンで切断したものより、ガス切断により平滑に切つたものの方が切欠抗力において優れているといわれている。

る。^{註2}

(2) 開口を設けるような箇所は第3-1図の如くまず開口の隅部にドリルで穴をあけ、外の鋼板に切り込まないようにしなければならない。



第3-1図 ガス切断による開口

3.1.3 取付および溶接前の準備

取付工事の要点は船体強度の保持、船形の確保および歪防止である。そのためには、

- (i) 取付を正確に行つて規定通りの接手開先をとる。
- (ii) 地上組立においてはボジショナーなどを用いて溶接のしやすい位置に接手を移動回転する。
- (iii) 拘束や逆歪を与えて変形を少なくする。
- (iv) 適当な収縮量を見込んで置いて最終的に出来る際の形状を正確に保つ。

などの注意が必要であるが、具体的なものについての処置の2, 3を述べると次の如くである。

(1) 治具の利用

地上組立においては適当な治具を用いることによつて下向溶接を多くし、作業能率の向上を図らなければならない。この際弾性逆歪を利用することも考えられる。

(2) ブロックの寸法確保

予め溶接による収縮を見込み、延尺を用いて野書しておくか、あるいはブロックの溶接を完了した後に周囲を正確な寸法で切断する方法を採用するなどしてブロックの寸法を確保しなければならない。

薄板のブロックで歪量の大きなものにあつては歪取り作業後に仕上げ野書して周囲切りすることを考慮すること。また大型ブロックの仕上げ野書は早朝行うなど極力直射日光をさける等の注意が望ましい。

註 2 粗雑にグラインダーをかけた場合は殆んど効果がない。

甲板、船底および船側ブロックの組立には仕上げ形状が正確になるよう特に注意すること。

3.1.4 仮付溶接

仮付溶接は母材に少量の溶接を行うため、急熱急冷の状態となり、亀裂、溶込不十分、冶金切欠等の欠陥を生じやすいから、十分注意して行わなければならない。主な注意事項を次に示す。

- (1) 接手の端部、隅部、本溶接の終始点などの強度上および工作上問題になりやすい重要箇所は避けること。
- (2) 重強力部材の突合せはストロングバック等を使用するべく突合せ面に仮付溶接を設けないようにする。その他の部材の突合せに行う仮付溶接は本溶接を行う前にハツリ取ることが原則であるが、溶接前の準備および施工に充分注意して仮付溶接を裏ハツリを充分に行うときはこの限りでない。
- (3) ストロングバック類は溶接後取除かれるが、除去の際母材に欠陥を生じないように注意すること。

3.2 溶接作業

3.2.1 溶接施工上の一般的注意事項

- (1) 溶接面は常に清浄に保ち、油脂、塗料、錆、塵などをとどめないことを確かめ、かつ開先面の精度に注意し、不正の場合には後述のように補正して本溶接にかかるようにする。
- (2) 適正電流および適当な運棒法によつてアンダーカット、オーバーラップ、スラグの巻込みなどを生ぜしめないよう注意する。
- (3) 溶接棒をつぐ場所は欠陥をとめないやすいからスラグを清掃して溶込みを完全にする。
- (4) 溶接の終点は特に亀裂の始点になりやすいから、断続隅肉溶接の場合はアークの切り方に注意してクレーターをなるべく小さくすること。また防護材の端部やスキップの両端などにはクレーターの残らぬよう廻して溶接しておく。
- (5) 溶接時の鋼板の温度は 0°C 以下にならないようにし、寒冷時は予熱することが望ましい。
- (6) 風の強い日の溶接はアークが切れやすいので隠蔽して慎重に行わなければならない。また雨天における溶接は水分が溶接部の表面および裏面附近に残つてないことを確かめてから行う。
- (7) 多層盛り溶接の場合は各層ごとにスラグを除去してつぎの層の溶接を行なうこと。ただしスラグを落したとき、亀裂その他の欠陥を発見した場合は、必ずこれを削り取つてから溶接しなければならない

い。

- (8) 立向溶接においては、非常に薄い板の場合以外はすべて上進溶接を原則とする。重要な部材でしかも厚さが 6 mm 以上の板の場合には、仕上げの最終層は別として下進法では溶込みが得られ難いから避けるべきである。
- (9) 突合せ溶接においては裏ハツリを行つて、欠陥がなくなるまでハツリ取つてから裏側の溶接を行なうこと。
- (10) 溶接の端部はまとめ難く、また欠陥も生じやすいので、端部には余裕をつけておくかまたはツケタシ片をつけてこれを避けなければならない。
- (11) 余盛は最小限度にとどめ過大にならぬようにする。(下向溶接では 2.5 mm 以下、立向および上向溶接では 3 mm 以下が普通である)
- (12) 隅肉溶接においては溶接工は図面の寸法よりも大きく溶接したがる傾向があるから注意を要する。また水平隅肉では垂直部材、立向は両部材、上向は水平部材にアンダーカットを生じやすいから特に注意しなければならない。
- (13) 栓溶接および溝溶接では底部への溶込みに特に注意し、スラグは各層ごとに落してつぎの溶接を行なうようにする。
- (14) 突合せ溶接の裏ハツリおよび裏溶接には次の如き注意が必要である。
 - (i) 溶接第一層は大きな拘束と急激な冷却のため亀裂、気泡、スラグの巻込等、種々の欠陥を蔵しやすく、特に亀裂は表面からは見えない場合が多いので、第一層は殆んど全部を裏ハツリし、欠陥のないことを確かめてからでなければ裏溶接を行つてはならない。
 - (ii) 裏ハツリは円頭タガネで行うと溶接の欠陥部を発見し難いので、なるべくガスガウジングノズルまたはアークガウジング^{註1}を用いて健全な金属面が出るまでハツリ取ること。

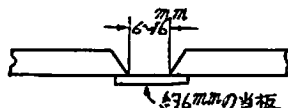
3.2.2 板相互の取合い肌付が悪い場合の処置

現場組立においてブロックの取合い、肌付きなどの悪い場合はその取合の悪さに応じ、またその場所に応じて種々の対策を立てなければならないが、その概要は下記の通りである。

- (1) 突合せ接手の取合いの悪い場合
 - (1) 底間距離が大きすぎる場合

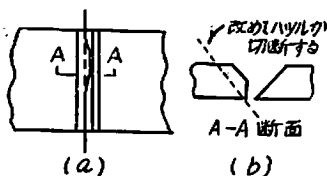
註1 炭素アークを出し、空気を吹きつけて溝ほりを行う方法。

突合せ接手の底間距離は I 型, V 型を問わず 1.5~5 mm 程度であるが, これ以上になつたときは次のように処理するのが普通である. すなわち底間距離が 16 mm 以下であつた場合は第 3-2 図の如く当板を用いて盛金し所要の底間距離になつたとき当板をとつて開先整形後表裏溶接をする. ただし重強力部材以外では当板をあてたまゝ溶接しても差支えない. 底間距離が 16 mm を超えてしまつたときは材料の一部または全部を新しく取換えて正確な取合いになるようにする.



第 3-2 図

- (2) 現場合せであらかじめ切り代を見ておく場合
このとき片方の板端を現場合せして切断するのであるが, 往々にして工具は直角に切つてそのまま溶接してしまうことがあるが, こうすれば 60° の V 型のものが 30° 片双開先になってしまうので, 溶込みは殆んど得られずそのため事故を起すおそれがあるから注意が必要である.
- (3) あらかじめとつておいた開先が合わない場合
第 3-3 図 (a) に示すように, 合わない板端を

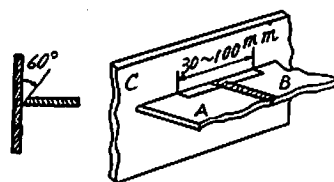


第 3-3 図

うつかり切断すると同図 (b) のように非対称な開先となるので前項 (2) と同じ悪結果をもたらすので, この開先を正しく整えてから溶接しなければならない.

- (4) 端部につけたし片を用い得ない場合

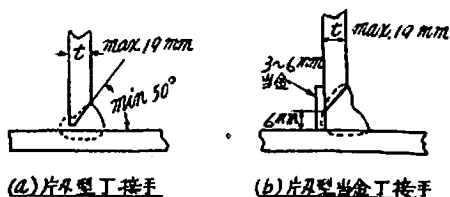
第 3-4 図において AB 両ブロックの突合せ溶接をするのに C 材があるためつけたし片を用いることが出来ないので, この交点を欠陥なしに完全に溶接することは困難である. このときは交点部 30~100mm 程度の間に 60° の片双型の溝を切つて, その欠陥部を除いて亀裂を生じないように注意深く溶接を行う方がよい.



第 3-4 図

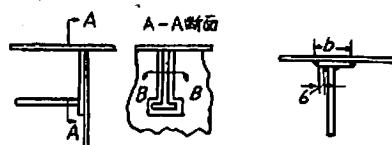
- (2) T 接手の肌付きの悪い場合

- (1) 肌付きが 1.5 mm~4 mm 程度開いている場合
(i) 一般にはその開いただけ隅肉の寸法を大きくする.
(ii) またときには第 3-5 図 (a) のように一方の側をはつり最小 50° の片双型の隅肉にして深く溶接し, 反対側をよく清掃して (できれば少しはつり) 完全に溶接する.
- (2) 肌付きが 3 mm~6 mm 程度開いている場合
(i) 肌付きの間隔を 6 mm にそろえ第 3-5 図 (b) に示すように最低 45° に片双にして当金を用いて溶接する.
(ii) ライナー (liner) を用いて第 3-5 図 (c) のように溶接する. ライナーの幅は両部材の隅肉が少くとも 6 mm は離れるようにし, 厚みは両部材の薄いものとはほぼ同一とする. したがつて肌付きが 6 mm を越しても薄い方の板厚以下であればこの方法が採用できるわけである.



(a) 片双型丁接手

(b) 片双型当金丁接手



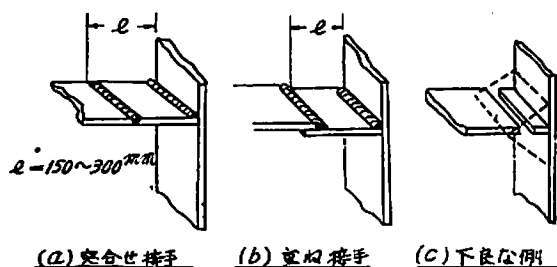
(C) ライナーを用いる場合

第 3-5 図

- (3) 肌付きが非常に悪く, 上述の方法が取れない場合

この場合は間隔を思い切つて 150mm~300mm 程度に切断し, 新しい板を第 3-6 図 (a), (b) に

示すように挿入して、突合せあるいは重ね接手にする。同図 (c) に示すような小さな板を入れて、その板をかぶせるように大きな隅肉を盛るようなことをしてはならない。



第 3-6 図

3.2.3 特殊な溶接施工例

船体の特殊な箇所の溶接は、その特性に応じた対策をたてなければならない。これについての一般的な方法は定め難いので、以下数例を掲げて述べる。

(1) 肉厚の厚いものの突合せ溶接

溶接にあたっては、溶込が十分得られ、かつ亀裂、ブローホール、スラグの巻込等の欠陥が発生しないように材質、溶接棒、接手の形状、溶接作業等を選んで溶接し、要すれば予熱、後熱等の処置が必要である。次に、鋳鋼製船尾材に例をとって、その注意事項を示す。

(i) 母材 一般に母材の炭素当量が 0.4% 以下であることが望ましい。

(ii) 溶接棒 普通の肉厚の場合はイルミナイト系の溶接棒を使用して差支えないが、厚肉のとき、炭素等量の大なるとき、熱処理が出来ないとき等では低水素系の溶接棒を使用する必要がある。

(iii) 溶接作業 接手には十分な深さの U 字または H 型開先をとり、溶接は風雨寒冷時をさけ、要すれば 100~150°C の予熱を行う。

(iv) 溶接後の処理 溶接後には溶接熱影響部の軟化および残留応力除去のため 600~650°C 程度に加熱する焼鈍を行うことが望ましい。ただし溶接性の良好な材料で、しかも板厚があまり厚くないときは焼鈍を省略する場合がある。なお溶接によつて変形することがあるから、軸心の調整に注意すること。

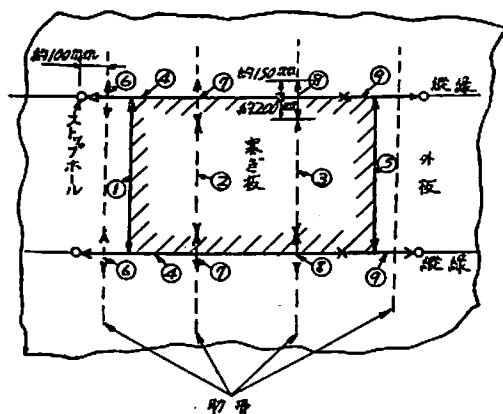
(2) 孔の塞ぎ溶接

船内相互および船外からの交通を便利にし、かつ工事の能率をあげるため、外板、隔壁、二重底頂板等には開孔を設けることがある。

この開孔は工事の進捗に従い塞ぐのであるが、嵌込み溶接により孔を塞ぐときは周囲が既に完成しているため拘束が大きく、大なる残留応力を生ずる恐れがあるから溶接順序、孔の大きさと形状、溶接棒等に十分な注意が必要である。以下に塞ぎ溶接の数例を示す。

(i) 大きい孔の塞ぎ溶接

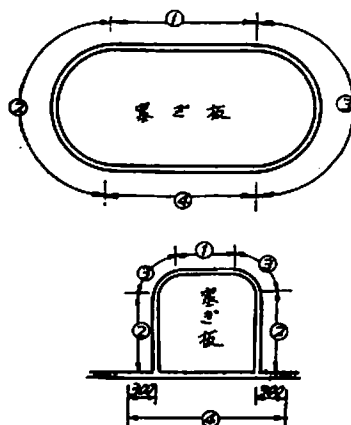
船側外板の工事用孔等は船体の主要構造の一部であるから施工は十二分の注意が必要である。孔は少なくとも 2-3 肋骨心距の長さで、幅は外板の幅一杯とすることが望ましい。第 3-7 図は溶接順序の一例である。



第 3-7 図

(ii) 小さい孔の塞ぎ溶接

孔の角には充分な大きさの丸味をつけ、正規の突



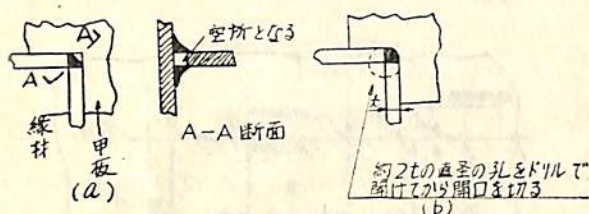
①②③……等は①を全部仕上げてから②にかかり③を仕上げてから④にかかるという意味である。

第 3-8 図

合せ溶接の開先をとつて、表開先の面から溶接してゆく。第3-8図は溶接順序の一例である。なお特に拘束の強くなる溶接には低水素系溶接棒を使用すると良い。

(3) 開口隅部の溶接

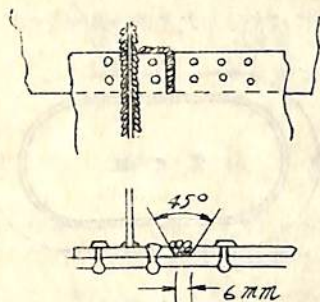
開口隅部は構造上の不連続部となり、かつ工作上の欠陥も生じやすいから充分な注意を払わなければならない。四角な開口で良いような所でも第3-9図(a)の如くに切らないで、(b)図のように予めドリルで孔をあけるかまたは治具を用いてガス切断してから開口を切り注意して溶接する。



第3-9図 開口隅部の溶接

4) 水切り溶接

外板や甲板の鉄シームが水密隔壁と交叉する所では、鉄シームの重なった板の内面を通つて、水が隔壁の前後の艙内に導通するのを防ぐために水止めを施す。水止めには布とペーストを用いたパッキン(ガスケット)が用いられるが、第3-10図に示すような水切り溶接が行われることもある。



第3-10図

3.2.4 自動溶接

自動溶接は手溶接と異り、高速大電流で行うため、使用鋼材、心線およびフラックスの選定、開先加工の精度、溶接施工等に充分注意しなければ種々の欠陥を伴い易いものである。

このため自動溶接を使用するときは、規則に基づき溶接承認試験を受けることは勿論、その適用範囲、使用鋼

材、心線、フラックス、開先加工、溶接加工等に条件が付けられることがある。

自動アーク溶接には種々な方式があり、これらは可視アーク溶接法と潜弧溶接法に大別されるが、一般にはユニオンメルト法で代表される潜弧溶接法が広く用いられているので以下これについて述べる。

1) 適用範囲

適用範囲は、地上組立てブロックの下向突合せ溶接、および船底外板、内底板、下甲板の現場ブロック接合における下向突合せ溶接の可能な部分とする。ただし造船所の設備、技術、検査等の実情に応じて適当に制限を設けることがある。

(2) 鋼材、心線およびフラックスの選定

自動溶接は手溶接に比し母材への溶込が遙かに大きく、母材の影響を大きく受けやすいので、硫黄の偏析の著しいリムド鋼を溶接するとサルファークラックの発生をみることもある。なおSの他にC、Pの量が多くなるとサルファークラックの発生を助長する傾向があるので自動溶接をするときはミルシートおよびサルファープリントによりC、P、Sの少い材料を選定する必要がある。

心線およびフラックスは鋼材の種類、所要の機械的性質等に応じ種々なものがあるが、偏折の多い鋼材にはOxweld 43, Grade 50を、偏折の少いセセミキルドおよびキルドには、Oxweld 36, Grade 20を用いるのが普通である。

(3) 開先の加工

開先形状は板厚に応じ適当に選ばなければならない

第3-1表 自動溶接の開先形状

接手型式	板厚 (mm)	開先形状 (mm)	備考
I型接手	$t \leq 12$		外板、強力甲板等の強度部材以外では板厚14mmまでは承認を得れば使用することができる
V型接手	$12 < t \leq 19$		
X型接手	$t > 19$		

いが、その標準を示せば第3-1表の如くなる。^{註1}

溶込が手溶接に比して相当大きいので開先形状が不揃のときは、溶込不充分あるいは溶着金属の溶落のおそれがあり、歪発生の原因となるので、接手開先は下記の誤差範囲内に正確に仕上げなければならない。

(i) 開先角度 $\pm 5^\circ$

(ii) 開先間隙 なるべく0とし、最悪の場合で
0.8mm

(4) 溶接の準備

(1) 接手およびフラックスに附着あるいは混入する湿気、錆、塵埃、油類等は著しい気泡の原因となるので入念に取除かなければならない。特に屋外溶接の場合には湿気および錆等による気泡防止のため次の諸項にも注意しなければならない。

(i) 排水の良好な地上組立定盤を使用すること。

(ii) 開先面は取付前に動力ブラシ等で清掃すること。

(iii) 溶接直前ガス焰を溶接々手線上に走らして湿気を充分除去すること。

(2) 仮付には良質な溶接棒を用い、その寸法および数はなるべく少くすること。なお本溶接のときはこれを取去らなくても差支えない。

(5) 溶 接

(1) 溶接は承認を受けた際の条件通りに行い、みだりに溶接条件を変更してはならない。そのため監督者は、電流計、電圧計、速度計の指示を定期的にチェックしてこの条件を確認しなければならない。

(2) 溶接機を操作するものは、溶接中にビードが溶接線上から逸脱するのを防ぐとともに、所定の溶接条件（電流、電圧）を次の誤差範囲内に保たなければならない。

i) 溶接電流 $\pm 5\%$

ii) アーク電圧 ± 2 ボルト

(3) 溶接は雨天の際、戸外で行わないことは勿論、遮蔽された場所でも湿気の影響を受け易いところでは行わない方がよい。

(4) フラックスは少くともその量の半は新しいものを使用し、使用前に充分乾燥させておく。

(5) 溶接の起点および終点は欠陥を生じ易いので特

に注意し、接手の端部には手溶接の場合と同様、ツケタシ片を付けて溶接を行う。ツケタシ片は、その後断面を研磨し更に腐蝕させて溶込を調べるにも用いる。

(6) 溶接は水平な位置で行うものとするが、止むを得ず傾斜しているときは次の注意が必要である。

i) 上り坂のとき

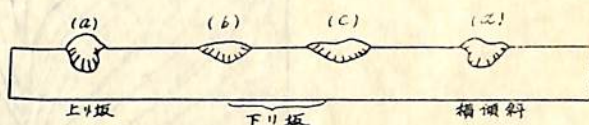
溶融金属は後方に流れ、第3-11図(a)のようにビードは幅狭く盛り上り溶込は深くなる。溶接電流が800Aまでは、最大6°の傾斜まで作業が可能である。なお電流の増加とともに許容勾配は小となる。

ii) 下り坂のとき

溶融金属は溶接棒の直下に流れ込み溶込作用を妨げるため(b)の如くビードは薄く横に拡がり、溶込は浅く、更に傾斜が増せば(c)の如くビードの中程に凹みを生ずる。下り坂の溶接は薄板以外は溶込不足になるため避けるべきである。

iii) 横方向に傾くとき

溶接ビードは(d)の如く低い側にかたよるので、許容傾斜は溶接電流によるが約3°とする。



第3-11図 板の傾斜とビードの形状および溶込の関係

3.2.5 その他の溶接法

船体の溶接においてはスタッド溶接、不活性ガスアーク溶接、抵抗溶接、テルミット溶接なども利用される。スタッド溶接はデューキボルトの溶植に利用すると便利である。軽合金、不銹鋼の溶接においては不活性ガスアーク溶接は他の方法にくらべてはるかに優れた特性をもっている。スタンフレーム、ステム等の大型鋳鋼品の溶接にはテルミット溶接が利用されることがある。

これらの溶接法の採否および施工法はその工場の設備、技術等の実情に応じて定めるものとする。(未完)

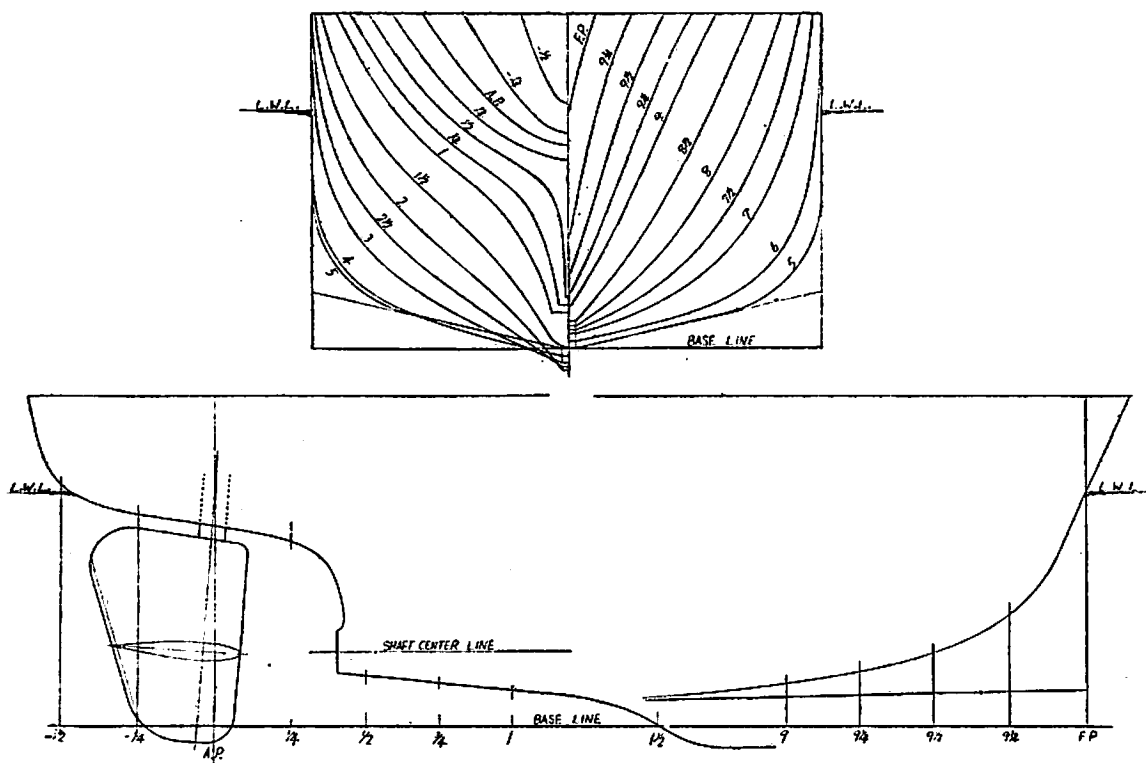
註1. 造船所の施工様式により接手形状は変えることがある。

— 大型捕鯨船の模型試験 —

南極洋における捕鯨競争がはげしくなるにつれて、捕鯨船の船型も著しく大型化し、戦前は長さ37~42米程度のものが大部分であつたが最近では57米級が盛に建造されている。ここに示す2例もかかる大型捕鯨船に関する模型試験成績である。M. S. 127は垂線間長さ53米の、M. S. 123は57米の実船に対応するそれぞれ3.5米および3.8米模型で、両船の主要目を、試験に使用した模型推進器の要目とともに、実船の場合に換算して第1

表に、正面線図および船首尾形状を第1図および第2図に示す。前者は定格3,000BHP×200RPMの、後者は3,280BHP×200RPMのディーゼル機関の搭載が予定されたものである。

試験は満載、漁撈および試運転の3状態について実施された。その結果は第3図および第4図に示す。なお図中に示した各載貨状態における吃水はベース・ラインよりのものでキールの初期傾斜を含まない値である。



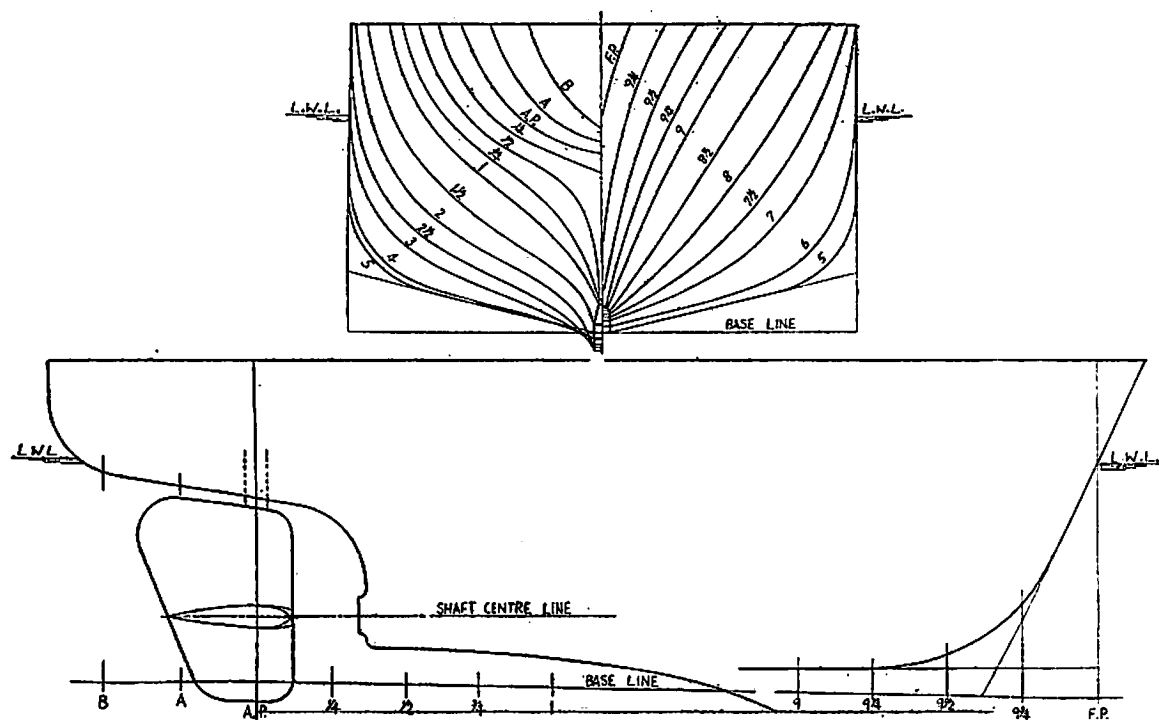
第1図 M. S. 127 正面線図および船首尾形状図

第 1 表 要 目 表

M. S. No.	127	128
長 (L.B.P.)	53,000 米	57,000 米
幅 (B, 外板を含む)	9,218 米	9,719 米
満 吃 水 (d)	4,260 米	4,260 米
吃水線の長さ (L.W.L.)	55,510 米	60,315 米
載 排水量 (d)	1126 噸	1271 噸
Cb	.528	.525
Cp	.618	.619
C _面	.855	.848
態 lcb (L.B.P. の%に て, 面より)	+2.35	+3.07
平均外板の厚さ	9 耗	9 耗
λ_s *	.14418	.14590
λ'_s *	.1762	.1708

M. P. No.	107	108
直 径	3,400 米	3,400 米
ボ ス 比	.182	.194
ピ ッ チ (0.7R にて)	2,703 米 (- 定)	2,780 米 (面減)
ピ ッ チ 比 (%)	.795 (%)	.818 (%)
展 開 面 積 比	.458	.423
翼 厚 比	.051	.056
傾 斜 角	9°~2'	8°~25'
翼 数	4	4
回 転 方 向	右 廻 り	右 廻 り
翼 断 面 形 状	エーロフ イル	エーロフ オイル

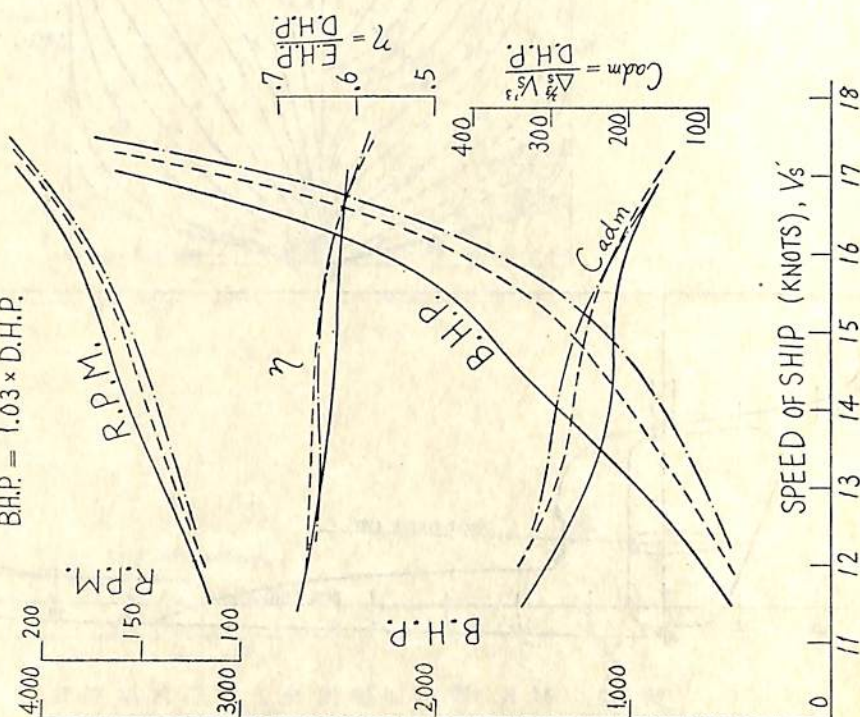
* 印 L.W.L. に基く



第 2 図 M. S. 128 正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT (m)		DISPL (m ³)	MARK
	A.P.	M.S.		
FULL LOAD	4.260	4.260	1098.3	---
WHALING	4.118	3.730	912.9	---
BALLAST	3.894	3.333	775.7	---

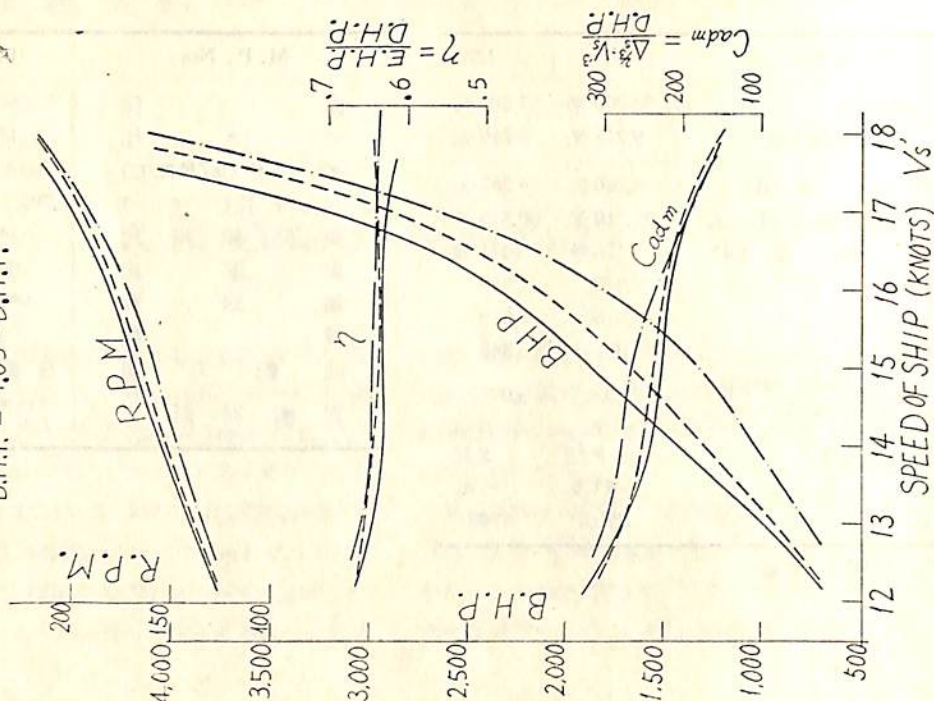
B.H.P. = 1.03 × D.H.P.



第3图 M.S. 127 × M.P. 107 B.H.P. 等曲线图

CONDITION	DRAFT (m)		DISPL (m ³)	MARK
	A.P.	M.S.		
FULL LOAD	4.260	4.260	1240	---
WHALING	4.005	4.005	1.126	---
TRIAL	3.848	3.563	947	---

B.H.P. = 1.05 × D.H.P.



第4图 M.S. 128 × M.P. 108 B.H.P. 等曲线图

鋼船建造状況月報(32年2月)

船舶局造船課

(イ) 起 工 船

(昭和32年2月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船主	総噸数	主	機	用	途	起工年月日
播磨造船	516	日本郵船	8,400	D	6,000	貨物船		32. 2. 12
川崎重工業	959	川崎汽船) 共有 日豊海運	8,150	"	5,490	"		32. 2. 5
吳造, 船	25	川崎汽船) 共有 旭汽船	4,950	"	3,700	"		32. 2. 4
笠戸船渠	201	日新海運	3,250	"	2,500	"		32. 2. 11
三菱長崎	1485	大同海運	9,200	"	8,500	"		32. 2. 4
瀬戸田造船	73	日新海運	3,400	"	2,400	"		32. 2. 14
林兼造船	897	(株) 林兼	1,590	"	1,600	"		32. 2. 28
佐野安船渠	145	小谷汽船	1,600	"	1,400	"		32. 2. 23
四国ドック	404	永田海運	900	"	950	"		32. 2. 22
新三菱神戸	893	日本国有鉄道	6,000	"	2,600×2	鉄道連絡船		32. 2. 4
金指造船	一	奥津政五郎	700	"	1,200	漁船(鮪)		32. 2. 19
日立, 因島	3782	リベリヤ	28,200	T	19,500	輸出船(油)		32. 2. 4
三菱, 長崎	1490	パナマ	26,000	"	17,600	" (")		32. 2. 20
三井造船	613	"	12,400	D	8,750	" (")		32. 2. 19
三菱, 広島	131	リベリヤ	7,800	T	7,150	" (貨)		32. 2. 8
N. B. C. 吳	62	"	25,200	"	12,500	" (油)		32. 2. 4
"	81	"	2,700	D	850×2	" (セメント)		32. 2. 18
新三菱神戸	879	パナマ	9,350	"	5,300	" (貨)		32. 2. 13
鋼管, 清水	133	リベリヤ	13,000	T	10,000	" (油)		32. 2. 20
中村造船	145	近藤海運	800	D	600	貨物船		32. 1. 26
山本造船	82	広南汽船	698	"	650	"		32. 1. 15

他 12 隻 (500 噸未満) 3,065 噸

起 工 船 合 計 33 隻 177,353 総噸

警 備 艦 一 起 工

造船所	船番	注文者	排水噸	主 機	型 式	起工年月日
川崎重工業	960	防衛庁	1,700	T	17,500×2 甲 警	32. 2. 1

合 計 1 隻 1,700 排水噸

(ロ) 進 水 船

(昭和32年2月末までに報告のあつたもの)

造 船 所	船 番	船 名	船 主	総噸数	主 機	用 途	進水年月日	
播磨造船	510	名古屋丸	東京船舶	7,800	D	6,000	貨物船	32. 2. 10
吳造船	24	東晴丸	東和汽船	3,270	"	2,000	"	32. 2. 16
三菱日本(横)	819	駿河丸	日本郵船	9,400	"	12,000	"	32. 2. 14
三菱,長崎	1484	摂津丸	"	9,370	"	"	"	32. 2. 1
三井造船	624	妙高丸	板谷商船	8,700	"	5,400	"	32. 2. 16
名村造船	300	第七大源丸	名村汽船	3,100	"	1,500	"	32. 2. 17
日立,向島	3806	郁島丸	国光海運	4,950	"	3,360	"	32. 2. 28
幸陽船渠	17	宝満丸	九州汽船	630	"	570	"	32. 2. 16
名古屋造船	131	鉄和丸	協和汽船) 日鉄鉱業)	1,490	"	1,800	"	32. 2. 27
佐野安船渠	143	民星丸	東光商船	1,595	"	1,400	"	32. 2. 23

大洋造船	92	第3柏丸	柏商店	1,590	D	1,400	貨物船	32. 2. 16
日立, 因島	3820	第五雄洋丸	森田汽船	21,000	"	15,000	油槽船	32. 2. 16
塩山船渠	228	建和丸	平和汽船	1,400	"	1,550	"	32. 2. 28
佐世保船舶	115	地洋丸	大洋漁業	7,500	"	5,600	漁船(冷凍運搬)	32. 2. 16
金指造船	252	第18海王丸	中村八十	700	"	1,200	漁船(鮪)	32. 2. 16
"	248	第31宝幸丸	宝幸水産	1,250	"	1,500	" (")	32. 2. 28
鋼管, 清水	132	TRINITY	パ ナ マ	10,600	T	7,000	輸出船(貨)	32. 2. 19
新三菱, 神戸	878	ESPEROS	"	10,100	"	7,000	" (")	32. 2. 11
浦賀船渠	693	SANTA DESPOINA	"	8,600	"	8,100	" (")	32. 2. 28
函館 Dock	230	PANAGIOTIS. L.	リ ベ リ ヤ	8,150	"	8,200	" (")	32. 2. 15
日立, 桜島	3785	ROSBORG	デンマー	12,200	D	7,500	" (油)	32. 2. 28
三菱, 長崎	1463	WORLD IDEAL	リ ベ リ ヤ	26,000	T	17,600	" (")	32. 2. 16
N. B. C. 呉	60	RICHARD	"	19,000	"	12,500	" (鉾石)	32. 2. 2
波止浜造船	51	宮照丸	宮崎産業	500	D	800	貨物船	32. 1. 12

他 19 隻 (500 噸未満) 2,937 噸

進水船 合計 44 隻 183,012 総噸

(ハ) 竣工船

(昭和32年2月末までに報告のあったもの)

造船所	船番	船名	船主	総噸数	主	機	用	途	竣工年月日
川崎重工業	956	智利丸	川崎汽船	8,150	D	5,490	貨物船		32. 2. 15
鋼管, 鶴見	732	日久丸	日産汽船	9,950	"	5,530	"		32. 2. 6
佐野安船渠	138	広令丸	広海汽船	4,990	"	3,480	"		32. 2. 28
尾道造船	38	第五扇山丸	扇興運輸	875	"	900	"		32. 2. 25
西井船渠	18	第10光安丸	出光興産	560	"	750	油槽船		32. 2. 4
日立, 向島	3800	毫州丸	九州郵船	600	"	1,040	貨客船		32. 2. 22
塩山船渠	230	宇治丸	日本水産	525	"	1,000	漁船(冷凍運搬)		32. 2. 28
鋼管, 清水	131	FORTUNE	パナマ	10,600	T	7,000	輸出船(貨)		32. 2. 16
新三菱, 神戸	876	RYTHME	"	10,100	"	"	" (")		32. 2. 11
日立, 桜島	3789	JAG LAXMI	インド	8,750	D	5,400	" (")		32. 2. 14
名古屋造船	130	ATLANTIC GUARDIAN	リベリヤ	10,500	T	6,600	" (")		32. 2. 14
三菱日本(横)	809	CRINIS	パナマ	25,000	"	17,000	" (油)		32. 2. 28
川崎重工業	951	COSMIC	"	29,500	"	20,250	" (鉾石兼油)		32. 2. 18
幸陽船渠	15	若杉丸	九州汽船	630	D	570	貨物船		32. 1. 31
来島船渠	5	昭宝丸	正福汽船	995	"	1,300	"		"
大洋造船	89	播洋丸	(株) 林兼	1,590	"	1,400	"		"
三津浜造船	7	生島丸	岡田信雄	550	"	650	油槽船		31. 12. 20
他 18 隻	(500 噸未満)	3,072 噸							

他 18 隻 (500 噸未満) 3,072 噸

竣工船 合計 55 隻 126,937 総噸

警備艦一竣工

造船所	船番	艦名	注文者	排水噸	主機	型式	竣工年月日
浦賀船渠	677	みさこ	防衛庁	330	D	2,000×2	32. 2. 11
藤永田造船	52	か	"	300	"	2,000×2	32. 2. 8

計 2 隻 660 排水噸

特 許 解 説

特 許 庁 大 谷 幸 太 郎

可変ピッチプロペラの運転制御装置 (昭和32年
特許出願公告第224号, 発明者・坂本節夫 出願人・
三菱造船株式会社)

従来の可変ピッチプロペラの運転制御装置においては、圧油ポンプ、レリーフバルブ、油冷却器、管制弁、追従弁およびこれ等を連絡する管系や連杆系等よりなる圧油制御装置が採用されているが、構成部品が多く構造が複雑になる欠点があった。また圧油ポンプはプロペラピッチを変換する必要がない場合には無負荷運転をするのが理想的であるが、従来のものではこのような場合でも圧油ポンプは負荷回転をなし無駄に動力を消費したものである。本発明は以上のような欠点を除去し機構簡単で制御系に消費する動力を著しく軽減し作動確実な装置を提供しようとするもので以下図面について説明する。

図中10はジャンネーポンプのような可変送量ポンプ、16はその送量を調節する傾転部材でその一端に十字軸17が固着されている。十字軸17の各軸上にはそれぞれ傘歯車18, 19, 20, 21が図のように嵌装されており、21は制御歯車で歯車18には突腕27が一体に形成されている。プロペラのピッチを増加しようとする場合は操縦室からの指令で制御歯車21を×矢方向にみて時計方向に $(+)\theta$ 度回転させる。しかる時はサーボモータピストン4は最初是不動であるからこれに固定した接合棒22、追従リング23、復元主杆24、復元従杆26および突

腕27と一体の歯車18は不動であり、従つて制御歯車21の時計方向の $(+)\theta$ 度の回転は十字軸17、すなわちこれに結合した傾転部材16を時計方向に $(+)\theta/2$ 度回転させる。その結果作動圧油は吐出管11から中間軸1内に形成した油孔15を経てサーボモータピストン4の左側室に入りピストン4は右方に移動させる。このピストン4の移動はピッチ調節軸5先端のクロスヘッド6よりリンク装置を介して可動翼7に伝達され翼は前進ピッチ側に回転される。

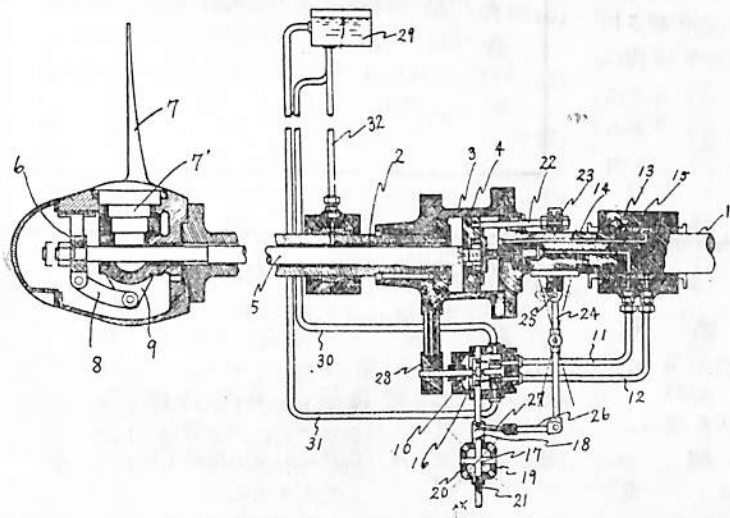
このピストン4の移動と同時に接合棒22、追従リング23、摺動リング25は右方に移動し、復元主杆24、復元従杆26、突腕27を介して歯車18を反時計方向に回転させる。この場合は歯車21が不動であるから十字軸17は反時計方向に回転する。そして歯車18が $(-)\theta$ 度回転した時十字軸17は $(-)\theta/2$ 度回転し、傾転部材16を中立位置に復帰して作動圧油の移動は終りサーボモータピストン4は新たな位置に固定される。可変ピッチプロペラのピッチを減少させる場合は前述した場合と逆に制御歯車21を反時計方向に回転すればよい。

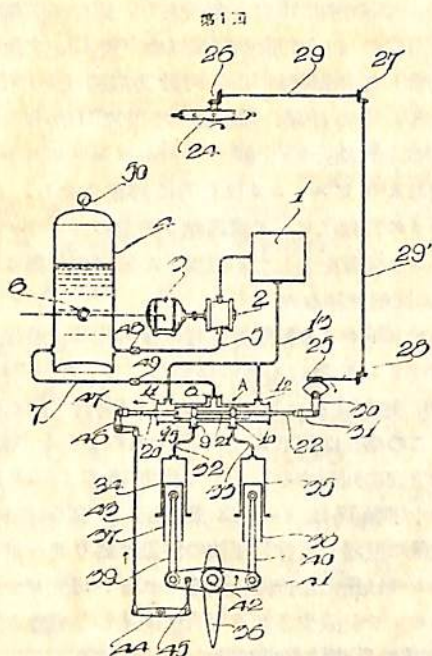
本発明装置においてはサーボモータと可変送量ポンプとは管系で連通するのみであるから制御弁等が不要となり、かつ制御系には連杆装置を廃して差動歯車装置を採用したから機構が簡単であるばかりでなく、プロペラピッチが所定の位置をとつた後はポンプの送油量が零となり圧油を生成せず、結局ポンプはプロペラピッチを変換する必要のない場合には無負荷運転をなし、従つてこの場合の消費動力を最小にすることができる。

蓄油圧式操舵装置 (昭和32年特許出願公告第
226号, 出願人・発明者 杉村一夫)

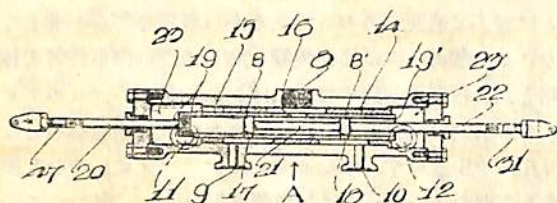
従来の油圧式操舵装置は可逆式ポンプや制御弁、整流弁または差動機構部等の複雑な装置を必要としたため全体の構造が複雑となつたものであるが、本発明は差動機構部やその他の複雑な機構を不必要とし、圧力油を得るためのポンプも可逆式ポンプを使用せず、簡便で故障の少い操舵装置を提供しようとするものである。

図面について説明すると操舵を行う場合には予め原動機3により送油ポンプ2を駆動して油槽1内の油を油送管5より高压油槽4に送り、この中の圧力油を油送管7よりコントロール・シリンダA内に送り込んでおく。第2図はコント





第2図



ロール・シリンダ A の構造を示すものである。操舵輪 24 を回動しない場合はシリンダ A 内に進入した圧油は円筒ブッシュ 14 の通油口より油孔 16 を通過して追従弁 15 の内部に入るが円筒ブッシュ 14 に形成した弁孔 17, 18 はピストン弁 21 の弁頭 B, B' により閉塞されているので圧油は流出することができず追従弁 15 内に充満し舵 36 には何等作動力をおよぼさない。しかるにいま操舵輪 24 を矢で示す面舵方向に回動すると、その回動は軸系、歯車群等の伝導装置を経てピストン弁 21

の弁軸 22 を左方に押す。しかる時はピストン弁 21 はその弁頭 B, B' が左方に移動し弁頭 B が弁孔 17 の閉塞を解くので圧力油はこの唯一の開口部より出油口 9 に流れ、出油パイプ 32 より作動シリンダ 34 内に進入して作動ピストン 37 を押し舵 36 を面舵方向に回動する。

この時舵 36 の回動は適宜のリンク 45, 44, 43, 46 等を経てコントロール・シリンダ A の追従弁 15 の端部に連結した軸 20 に伝達され軸 20 を左方に引く。その結果追従弁 15 は左方に移動し遂にはピストン弁 21 の弁頭 B により追従弁 15 の弁孔 17 が塞がれて作動シリンダ 34 への送油を停止するので舵 36 の回動は停止する。従つてこの操舵を継続するには操舵輪 24 を同一方向に連続して回動しなければならない。また操舵輪 24 を取舵方向に回転すれば前述したところと対称的な作動が行われ、圧力油は作動シリンダ 35 に送られて舵 36 が取舵方向に回動されることはいふまでもない。

本発明装置においては操舵に必要な動力は高圧油槽 4 中の圧力油によつてなされるので操舵輪 24 の回動は非常に軽快に行うことができ、また操舵輪の回転と同時に転舵が行われるので急激な旋回を行うことができる等の利点もある。

甲種機関科

船舶 国家試験模範解答

(31.4—31.10)

天然社編 A5. 110 頁 ¥ 170 (〒30)

- ★ 甲種機関長
 - ★ 甲種一等機関士・内燃機関甲種一等機関士
 - ★ 甲種二等機関士・内燃機関甲種二等機関士
- 以上の 31 年 4 月 6 月 10 月の定期試験の問題および解答を網羅せるもの。

船舶 第 30 巻 第 4 号

昭和 32 年 4 月 12 日発行
定価 150 圓 (送 8 圓)

発行所 天然社

東京都文京区向丘弥生町 3

電話 小石川 (92) 2284

振替 東京 79562 番

発行人 田岡健一

印刷人 研修舎

購読料

1 冊 150 圓 (送 8 圓)

半年 (前金予約) 800 圓

1 年 (") 1,500 圓

半年および 1 年の直接前金予約購読の方にかぎり増頁による特別号等特価の場合も差額を頂戴いたしません

天然社・海事工學圖書

野原威男著 A5 上製 110頁 180円 (送30円)

船舶用プロペラ

豊田清治著 A5 上製 160頁 280円 (送30円)

推測および天文航法

田中岩吉著 A5 上製 折込4葉 140頁 定価260円 (送30円)

海上運送と貨物の船積

(前篇) 海上運送概説

田中岩吉著 A5 上製 170頁 290円 (送30円)

海上運送と貨物の船積

(後篇) 貨物の船積

鞠谷宏士著 A5 上製 160頁 300円 (送30円)

船舶の構造及び設備属具

上坂太郎著 A5 上製 160頁 280円 (送30円)

沿岸航法

横田利雄著 A5 上製 140頁 230円 (送30円)

航海法規

鞠谷宏士著 A5 上製 130頁 220円 (送30円)

船舶の保存整備

天然社編 A5 12頁 170円 (送30円)

船舶職員國家試験模範解答(甲種機関科)

石田千代治・奥壁忠吉著 上製 340頁 680円 (送50円)

蒸気ボイラ

渡多野浩著 A5 上製 350頁 700円 (送50円)

航海計器第1巻

依田啓二著 A5 上製 280頁 380円 (送50円)

新海上衝突予防法概要

浅井・上坂共著 A5 上製 230頁 480円 (送50円)

地文航法

天然社編 B5 上製 8頁 2段組 20頁 500円 (送50円)

船舶用品便覧

造船協会鋼材工作研究委員会編 A5 判アート 220頁 (折込11枚) 450円 (送50円)

船舶の熔接工作法

福永彦又著 A5 上製 240頁 400円 (送50円)

海図の見方

浅井・豊田共著 A5 上製 280頁 450円 (送50円)

天文航法

鮫島直人著 A5 箱入 250頁 450円 (送50円)

船位誤差論

宇田道隆著 A5 上製 300頁 500円 (送50円)

海洋気象学

和達・畠山・福井監修 A5 450頁 1200円 (送50円)

氣象辭典

中谷勝紀著 A5 箱入 230頁 500円 (送50円)

船舶用ディーゼル機関の解説

上野喜一郎著 A5 箱入 630頁 850円 (送50円)

船舶安全法規

天然社編 B5 上製 220頁 450円 (送50円)

船舶の寫真と要目 第2集 (1953年版)

天然社編 B5 上製 230頁 650円 (送50円)

船舶の寫真と要目 第3集 (1955年版)

天然社編 B5 上製 180頁 650円 (送50円)

船舶の寫真と要目 第4集 (1956年版)

上田篤次郎著 A5 上製 (折込7枚) 500円 (送50円)

船舶用電気設備

造船協会電気熔接研究委員会編

A5 判総アート 200頁 360円 (送40円)

船舶の熔接設計要覽

小林恒治著 A5 上製 260頁 420円 (送50円)

實用航海術

小野寺道敏著 A5 上製 340頁 500円 (送50円)

氣象と海難

山縣昌夫著 B5 上製 350頁 850円 (送50円)

船舶型学 (推進篇)

山縣昌夫著 B5 上製 図表別冊 700円 (送50円)

船舶型学 (抵抗篇)

上野喜一郎著 A5 上製 280頁 380円 (送50円)

船舶の歴史 第1巻 古代中世篇

上野喜一郎著 A5 上製 300頁 420円 (送50円)

船舶の歴史 第2巻 近代篇

米國造船機械学会編 米原令敏訳 各 B5 上製

船舶機関工学 (第1分冊) 650円 (送50円)

" (第2分冊) 520円 (送50円)

" (第3分冊) 700円 (送50円)

" (第4分冊) 800円 (送50円)

" (第5分冊) 900円 (送50円)

茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円 (送40円)

解説「レーダー」

橋本・森共著 A5 上製 200頁 300円 (送40円)

船舶積荷

小野暢三著 A5 上製 170頁 250円 (送40円)

船舶用聯動汽機

矢崎信之著 B6 上製 300頁 250円 (送40円)

船舶機関史話

渡辺加藤一著 A5 上製 200頁 280円 (送40円)

荒天航泊法

小谷・南・飯田共著 A5 上製 340頁 450円 (送50円)

機関士必携

依田啓二著 A5 上製 400頁 450円 (送50円)

船舶運用手

小谷信市著 A5 上製 300頁 350円 (送50円)

船舶用補機

高木淳著 A5 上製 240頁 300円 (送50円)

初等船舶算術

中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円 (送50円)

船舶用ディーゼル機関

中谷勝紀著 A5 上製 200頁 250円 (送40円)

船舶用燒玉機関

トンボ印



石綿製品

各種保温・保冷・防音・断熱材料
スーパーライト保温材・シリカライト保温材
継目なし耐火炉材・トムレックス

日本アスベスト

本社 東京都中央区銀座西六丁目三番地
電話 銀座(57)代表 5701番(10)



古き正史と
新しい技術を誇る

三ッ目印 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、35年の経験による
特許三ッ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

三ッ目印清罐剤 三ッ目印罐水試験器
罐水試験試薬各種 磷酸根試験器
BR式PH測定器 試験器用硝子部品
PTCタンク防蝕剤

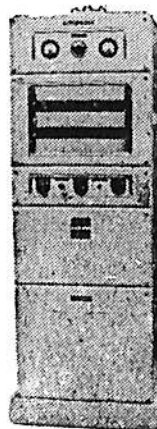
内外化学製品株式会社

本社 東京都品川区大井町下町1421
電話 大森(76)2464~6
大阪出張所 大阪市西区本町1の3 電(53)9250

能美式(船舶安全法規定)

SMOKE DETECTOR

CO₂瓦斯消火装置



自動火災警報装置
其他警報消火装置一般
建設官十。

製作、
工事、
保金。



能美防災工業株式会社

東京都千代田区九段四ノ一三
電話 九段(03)83075181
大阪市福島区富島大馬路北詰奥大小倉
電話 福島(45)25853341
直通土佐橋(64)2764

船の進むところ
常に JRCあり



JRC

船舶無線装置

営業品目

船舶用無線機 陸上局用無線機
漁船用無線機 航空機用無線機
ロラン受信機 船舶用レーダー
方向探知機 超短波無線機

魚群探知機
船内拡声装置
測定器各種
送受信用真空管
特殊真空管

各種無線装置取付修理一切

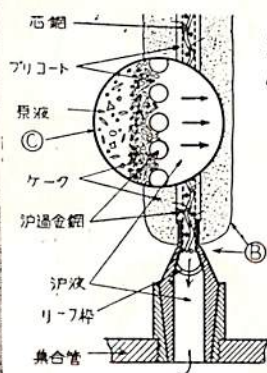
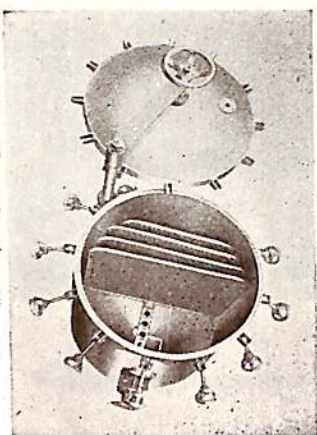
札幌出張所 札幌市北一条西412札商ビル
電話・(2)局 6161~6165
横浜出張所 横浜市神奈川区松本町47
電話・神奈川872
神戸出張所 神戸市生田区海岸通商船ビル
電話・元町1026
福岡出張所 福岡市新開町3-53立石ビル
電話・西(2)277
長崎出張所 長崎市元船町1-3
電話・長崎361
尾道駐在所 尾道市西御所町2-2
電話・尾道1909
本社工場 東京都三鷹市上連雀930
電話・武蔵野3611~3619
本社事業所 東京都澁谷区千駄ヶ谷4-693
電話・(34)0111(5), 0431, 0432
大阪支社 大阪市北区堂島中1-22
電話・(34)0656-9

JRC

日本無線

特許ウルトラ・フィルター

標準型分解図



硅藻土汚膜により…
潤滑油・燃料油循環濾過に
100%効果!!

- 油中の 0.1μ 迄の極微粒子の完全濾過
- 脱酸・脱水による性能の向上
- 温度の高低自由
- ケークの排出迅速

(カタログ進呈)

飲料水の無菌濾過

ミウラ化学装置株式会社

東京都目黒区下目黒3の543 電話大崎(49)0640
大阪市住吉區帝塚山東2の17 電話大阪(67)0251~2

弊社あるいは……代理店を通じて御照会下さい

代理店 三菱商事・オ一物産・日協産業・大戸商会



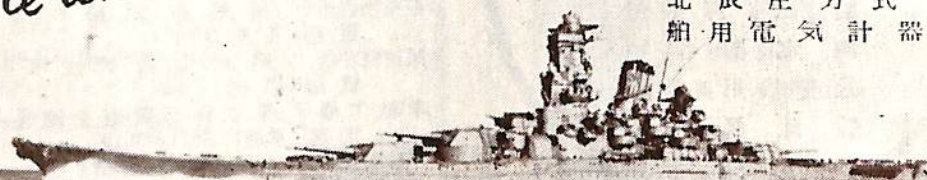
HOKUSHIN GYRO-PILOT

日本特許第192363号
(昭和26年9月27日)
PATENTS UNDER APPLICATION TO
U. S. A. (No. 224506)
GREAT BRITAIN (No. 11081)

Single unit & Two unit

製造品目

アンシェツ ジャイロ コンパス
北辰式 ジャイロ パイロット
北辰圧力式 ログ
船用電気計器各種



株式会社 北辰電機製作所

本社 東京都大田区下丸子町312 電話蒲田(03)2241~4
支店 大阪市東区今橋4-1三菱信託ビル電話北辰(23)2101~2
サービス 神戸市生田区栄町通2-45万成商会内電話神戸(4)2092
ステーション 門司市入船町2-3097 電話門司 2090

表面

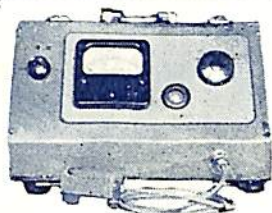
平均値

アラサ計

POOK

JIS

加工中ノ仕上面検査ニ
摩擦摩耗ノ研究ニ



本器は通産省工業技術院の應用研究試験補助金により、工業技術院機械試験所と協同研究によつて完成したものであります。

- 1 数秒にて測定可能(直読)
- 2 測定範囲0.1乃至30ミクロン(RMS値)
- 3 記録計により記録可能
- 4 針圧1グラム以下
- 5 使用電源100ボルト50又は60(サイクル)60ワット

コツス測定器株式会社

東京都千代田区有楽町1の2(日比谷朝日生命館) 電話東京(59)9598・9761~2



造船・造機

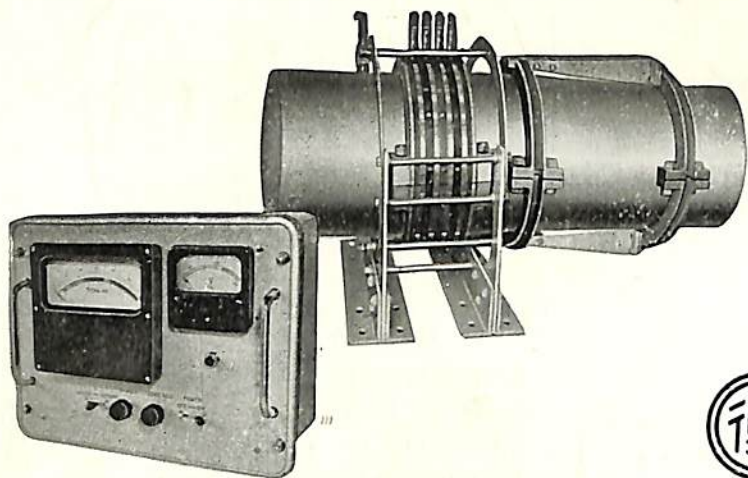
船舶新造・修理
船用蒸気タービン
ガスタービン
スーパーチャージャー
陸・船用ボイラー
各種船用補機
産業機械一般

石川島重工業株式会社

代表取締役社長 土光敏夫

本社 東京都中央区佃島54 電(64)4171~9 5171~9
営業所 東京都中央区日本橋3/2 電(27)6171~9

電気式船用トルクメータ



本機は我国最初の測定機にして航行中の船用プロペラ軸のトルクを常時、測定、監視する遠隔指示電気式トルクメーターであります。

該写真は三菱造船株式会社
長崎造船所御建造のマリエ
ッタ号に装備致したもので
あります。



東京都品川区北品川4の516 ● TEL 白金 (44) 1141 (代表)
 大阪市南区八幡町6 ● TEL 南 (75) 6140
 福岡県宗像郡津屋崎町 ● TEL 津屋崎 104

株式会社東京衡機製造所

船
舶
才
三
十
卷
才
四
号

昭和五年三月二十日
昭和三年四月七日
昭和三年四月十二日

才三續郵便物認可
印刷(十二月發行
每回)

編輯兼印刷所
東京都文京區向ヶ丘園生町三
田岡健一
新潟市東堀通四
研修舎

本号定價一五〇円發行所 天

天

100

然社

船内の空気調和が簡単に出来る



日立 パッケージ型 エア-コンディショナー

用途

船室、食堂、サロン、ロビー
事務室、通信室等の空気調和

特 長

- 洗練されたデザインによる優美な体裁
- 独特な振動防止装置による静粛な運転
- 小型軽量でキャビネットは分割可能
- 据付、移動が極めて簡単
- どなたでも操作出来る全自動安全装置の完備

日立製作所

IBM 5541