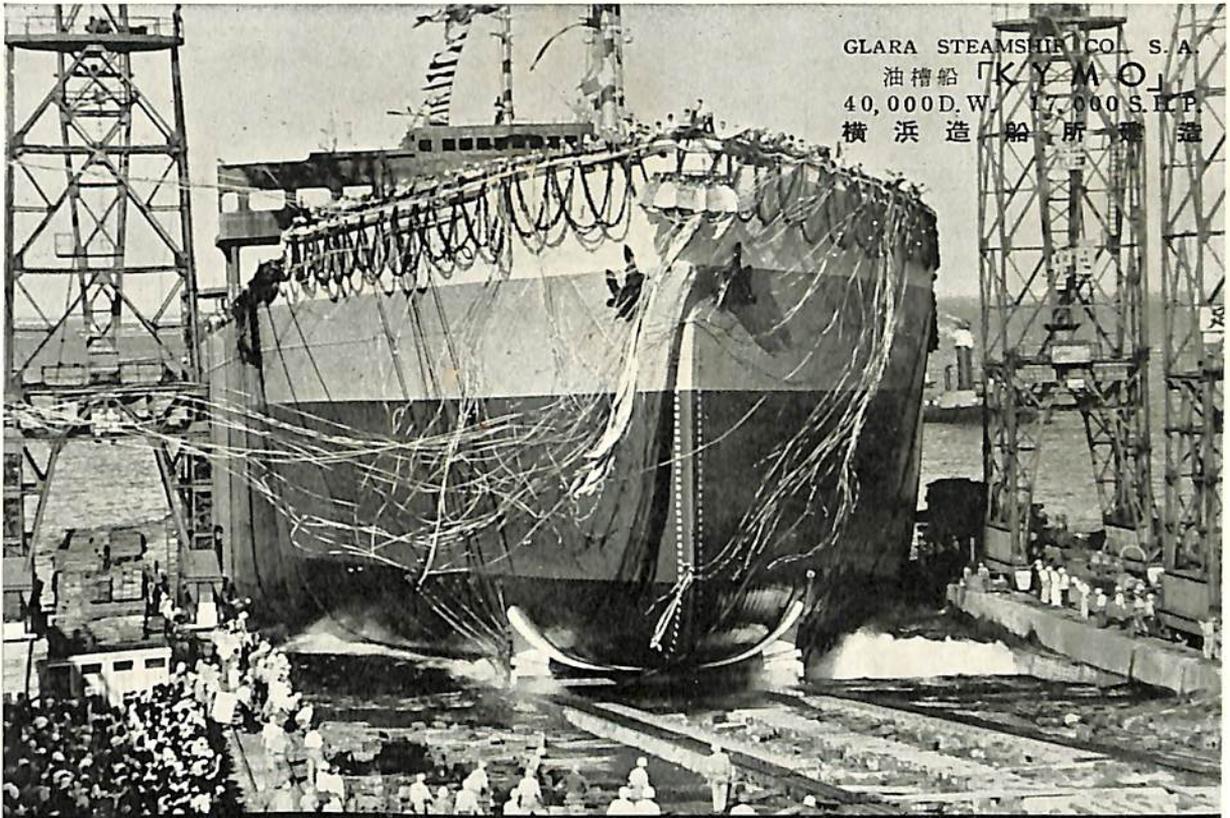


船舶 2

VOL.30

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十一年二月七日 発行
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認 第四〇六号



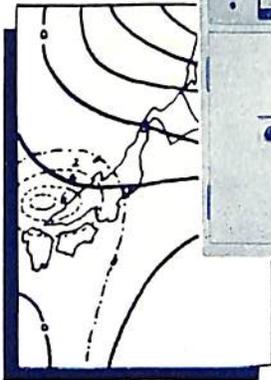
GLARA STEAMSHIP CO. S.A.
油槽船「KYMO」
40,000 D.W. 17,000 S.H.P.
横浜造船所一號造

 三菱日本重工業株式会社

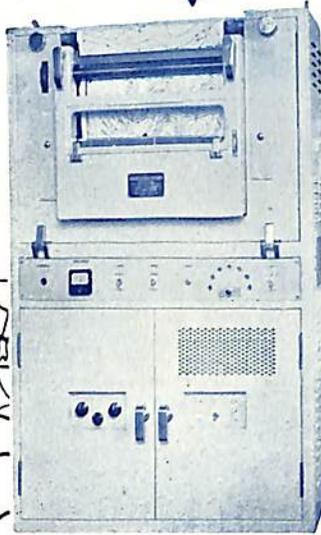
天 然 社



NEC



(カタログ呈)



船舶運航の安全には！

船舶用気象図模写受画装置

弊社では模写、写真電送装置の製造については、わが国最古の歴史と最新の技術を有しておりますが、昭和29年より本装置の製作に着手し、航空実験の結果、予期以上の大成果をおさめました。

日本電気株式会社

本店一東京都港区芝三田四国町2番地
電話 東京45局-1171(代), 5121(代), 5221(代)
支店・営業所一大阪, 札幌, 仙台, 金沢, 名古屋, 広島, 福岡

船舶用 主機関 補機関

JIS X-カー



50-2400 B.H.P.

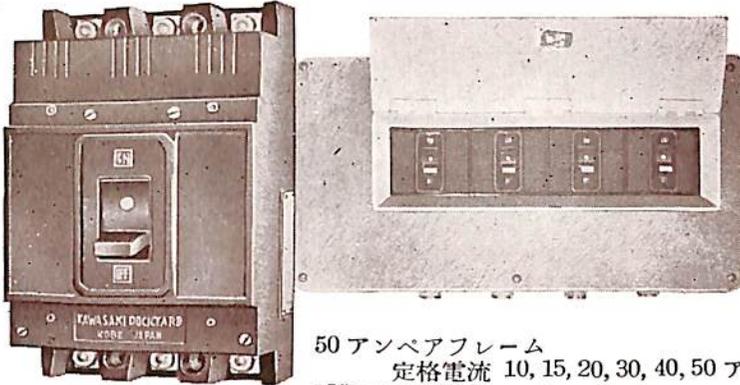
Hanshin Diesel



阪神内燃機工業株式会社

本社 神戸市長田区一番町3丁目1番地 電話 湊川(5)1531~6
東京支店 東京都千代田区九ビル 601 電話 和田倉(20)3640~1
下関出張所 下関市豊前田町第一ビル 電話 下関 768

川崎AM型 ノーヒューズブレーカー



小型軽量
取付簡単

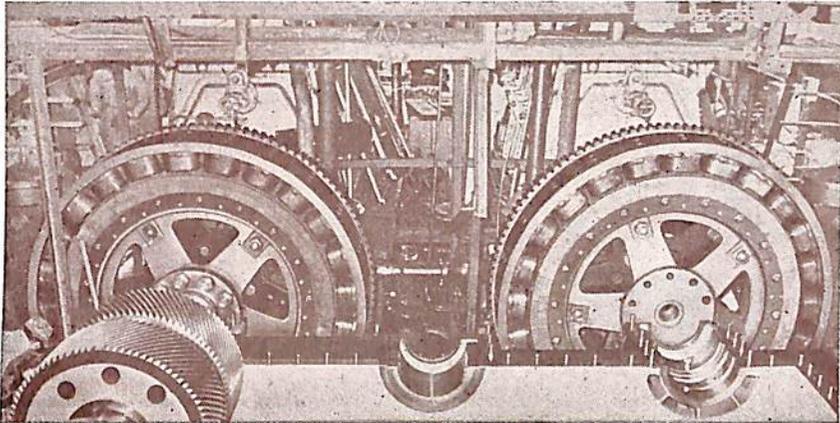
50 アンペアフレーム
定格電流 10, 15, 20, 30, 40, 50 アンペア
100 アンペアフレーム
定格電流 60, 75, 100 アンペア
225 アンペアフレーム
定格電流 125, 175, 200, 225 アンペア



川崎重工の船用電機品

船舶用ディーゼル機関の高速化と小型軽量化に

川崎式電磁滑り接手



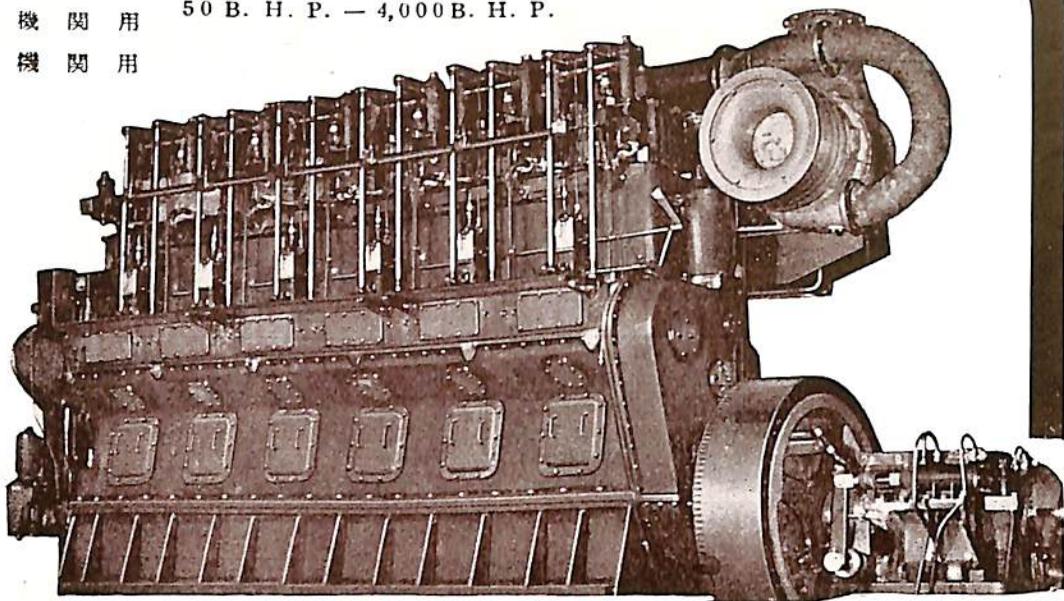
御一報次第(広告宣伝係宛)カタログ送呈

川崎重工業株式会社

本社 神戸市生田区東川崎町2丁目14
支店 東京都港区芝田村町1丁目1の1(日比谷ビル7階)

AKASAKA DIESEL

船 舶 主 機 関 用 50 B. H. P. — 4,000 B. H. P.
 船 舶 補 機 関 用



創 業
60 年



株式 赤阪鉄工所
会社

本 社 東京都中央区銀座1の3 電話 京橋(56)4902, 4903
 出張所 大阪市西区奥美町30 電話 新町(53)3602
 工 場 静岡県焼津市中392の1 電話 焼津2121-2125

The American Trading Company (Japan) Ltd.

米 国 貿 易 株 式 会 社

Distributor for
International

General



Electric

Company

推 進 装 置

其 他 船 用 機 器 一 切

東 京 都 港 区 芝 公 園 七 号 地 一

本 社 SKFビルヂング

電 話 芝 (43) 5141~7

Marine Propulsion Equipment

Deck and Underdeck

Auxiliaries

大 阪 市 南 区 安 堂 寺 橋 通 二 丁 目 47

大 阪 支 店

電 話 (26) 6593~8

DE LAVAL

Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃料油清浄機

ディーゼル油用

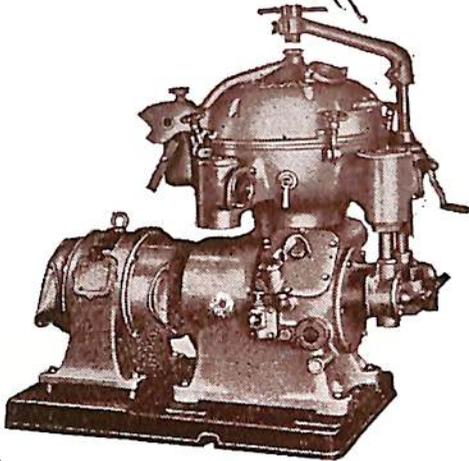
バンカー油用

潤滑油清浄機

ディーゼル

タービン油用

其他 各種遠心分離機



瑞典セパレーター会社日本總代理店
長瀬産業株式會社機械部

大阪市西区立賣堀南通1丁目1番地
電話 新町 (53) 40~1-950~6-3101~5
東京支店 東京都中央区日本橋小舟町2の3の12
電話茅場町 970
整備工場 京都機械株式会社分庫機工場
京都市下京区曾禰院船戸町50

東京支店

整備工場

甲板の安全塗料

パブコ グリップ° デック

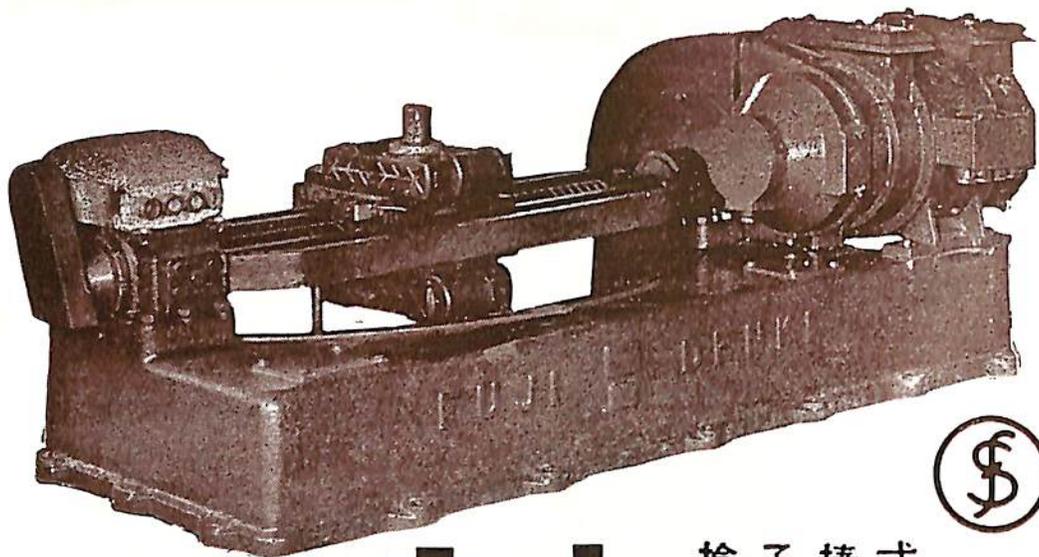
PABCO GRIP-DEK

米国海軍の推奨する
 軽量・滑り止め・耐火・耐水・防蝕の特質がある
 マスチック フローリング バブコ グリップ デックを
 安全作業能率向上のためにお奨め致します



耐 酸 化 学 工 業 株 式 会 社

大阪市北区高垣町 80 電話 代表 大阪 (36) 178, 3761



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

船取機

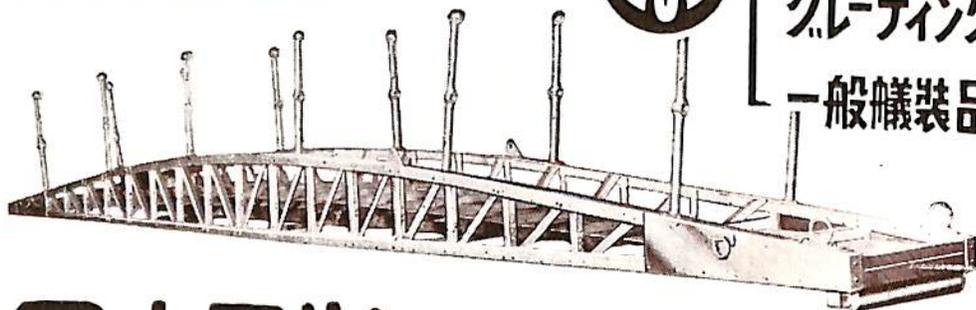
富士電機製造株式会社

特殊軽合金製

船舶部品



舷梯
 岸壁梯子
 クレーンク
 一般機装品



日本アルミニウム工業株式会社

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

船舶

第 30 卷 第 2 号

昭和 32 年 2 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

船用機関部品の疲労による損傷例について	原 三 郎…(141)
可変節プロペラー装備の曳船玉丸について	石原義夫…(153)
過渡時における主軸のトルク変動	大江卓二…(162)
船の溶接設計および工作に関する要領書(2)	内田喜三郎…(168)
昭和32年版鋼船規則解説	日本海事協会技術部…(174)
スラミング(船首底波浪衝撃現象)について(3)	越智和夫…(186)
「文献」原子力商船の動力について(下)	(193)
〔水槽試験資料79〕大型貨物船の模型試験	船舶編集室…(198)
鋼船建造状況月報(昭和31年12月現在)	船舶局造船課…(201)
〔特許解説〕トロコイド曲線を利用した重力式ボートダビットの起倒装置	大谷幸太郎…(203)

〔写真〕

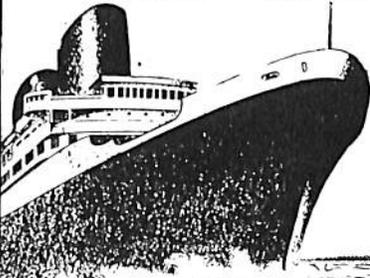
☆ 長崎造船所の 50,000 D/W ドック

竣工——☆ NAESS CRUSADER ☆ MOSOIL ☆ SPEEDWAY ☆ CASTELLA ☆ WOR-
LD INDEPENDENCE ☆ THARROS ☆ 明晏丸 ☆ 山豊丸 ☆ 美邦丸

進水——☆ めるぼるん丸 ☆ ANDROS SPRINGS ☆ KYMO ☆ BATIS

最高水準を行く!!

船舶用熱管理資材



米国 XZIT CHEMICAL CO.
QUIGLEY CO. INC.
BIRD-ARCHER CO. LTD. 日本総代理店
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)
- サーピロン*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

倉敷ビロン

サレモサ

ハッチカバー

倉敷ビロンクレモナ帆布	運輸省型式承認番号	
1号	才902号	甲種
"	才903号	乙種
"	才906号	乙種
"	5006号	才904号) 甲種
"	5008号	才905号) 甲種
"	5010号	才907号) 乙種



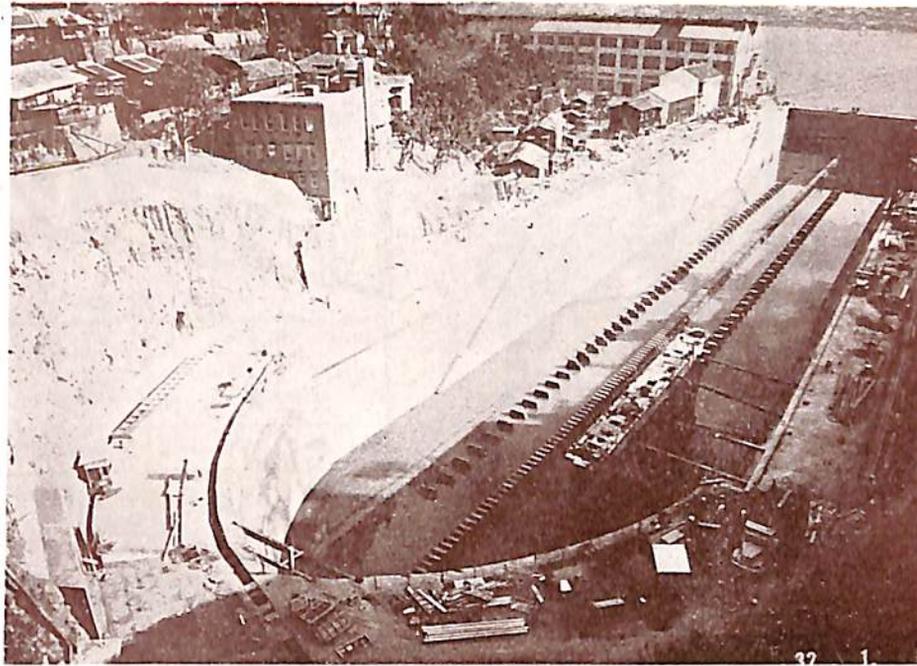
特長

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。



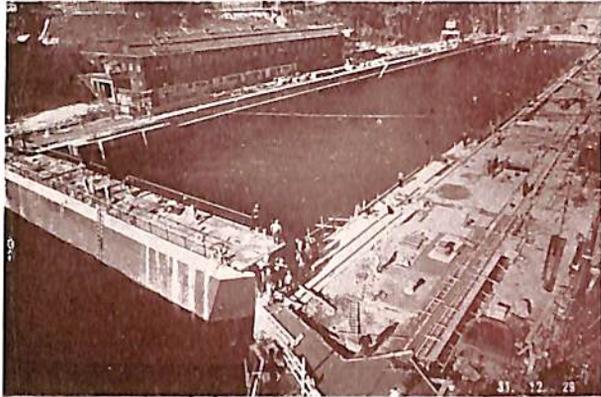
倉敷レイヨン株式会社

長崎造船所の 50,000 D/Wドック



第三ドック全景

長崎造船所第三ドックは昨年8月起工し、鋭意工事をすすめて来たが、この程はほぼ完成し、本年1月7日には第1船セントローレンス号(35,550吨)を入渠させた。4億3千万円の総工費をもつ同ドックは2月末完全に竣工する。



第三ドック満水状況



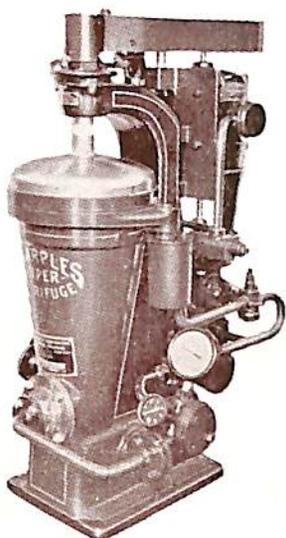
第三ドック第一船入渠状況

拡張ドック寸法と50,000吨タンカー寸法比較表

ドック		船	
戸当りより上部全長	244.400 ^M	全長(OA)	243.000
戸当りより底部全長	242.360	船尾(OA)より 船首(FP)まで	237.500
戸船腹部を差引いた 底部有効長	240.135		
上部(渠内最大)	44.565	全幅	
“(” 最少)	43.184		
底部(渠内)	36.660		
渠口底部有効	36.552		
全深	12.344	中央部高さ	16.400
満潮時有効(船首)	11.295	入渠時吃水深(船首)	4.900
干潮時有効	7.895		
満潮時渠口底有効	11.044		
干潮時 “	7.644	“(船尾)	5.350

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

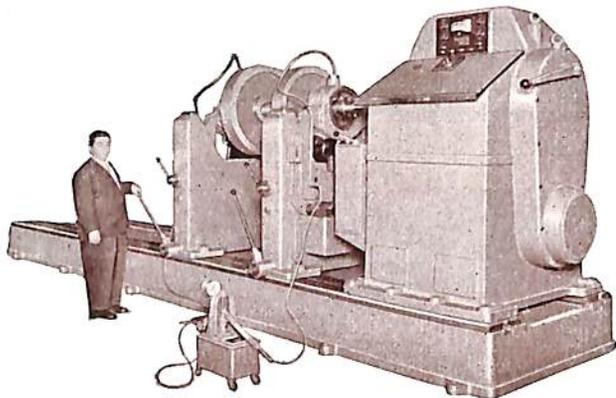
巴工業株式会社

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



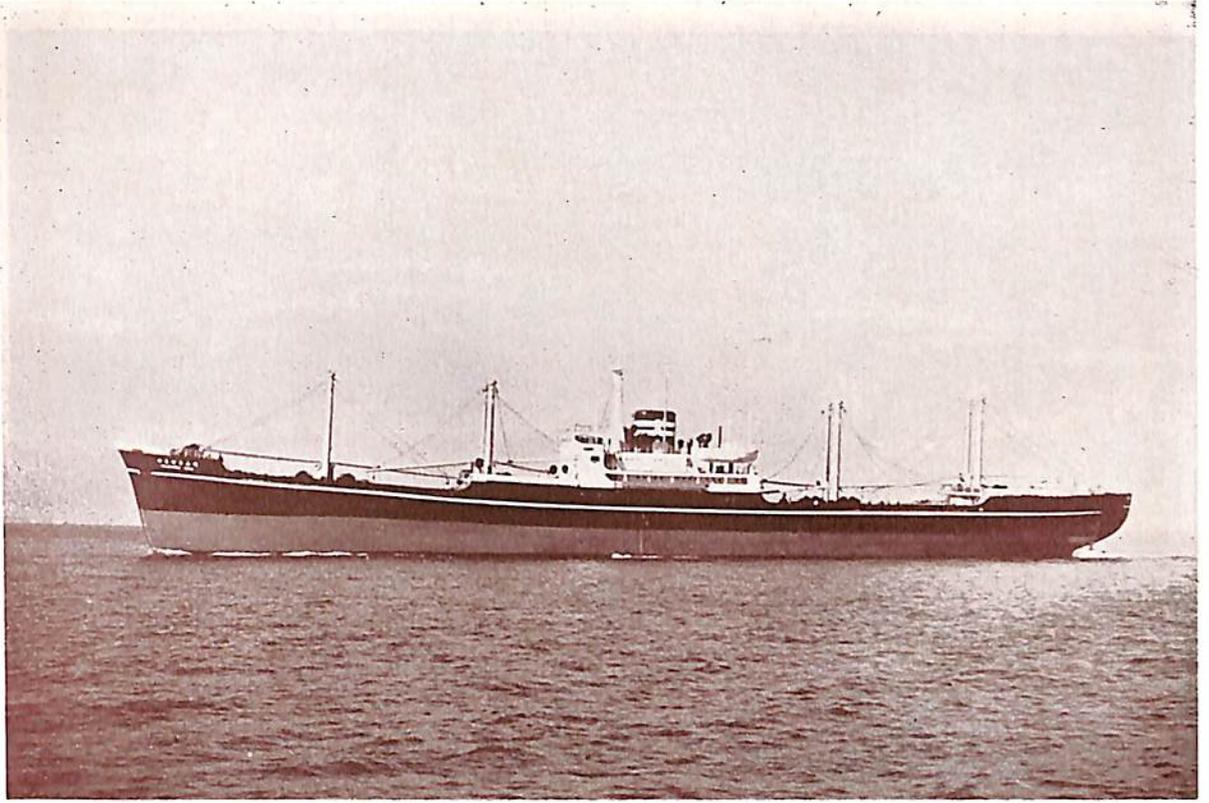
材料試験機
動釣合試験機
振動計
電子顕微鏡
ねじ造盤

明石動釣合試験機
タービン・発電機・電動機等高速で回転する物体の動釣合を電氣的に巧み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。



株式会社 明石製作所

事務所 東京都千代田区丸の内三菱仲八号館
電話 千代田(27) 7871~3
工場 東京都品川区東品川五丁目一
電話 大崎(49) 8146(代表) 8147-8148-8149
大阪出張所 大阪市北区糺笠町五〇 堂ビル六〇一
電話 (36) 3815(直通)・1141(堂ビル代表)



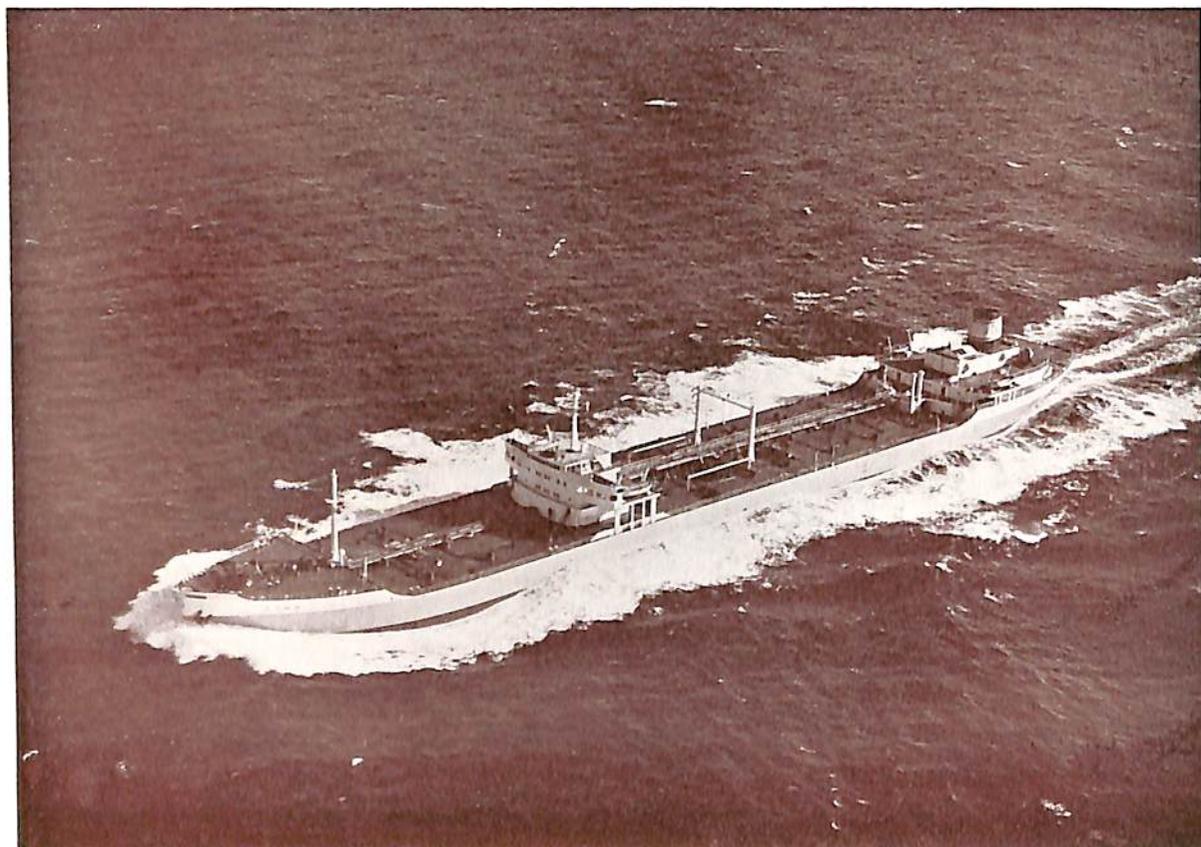
めるぼるん丸

全長	長	137.53 m
幅	(垂)	128.00 m
深	(型)	17.60 m
吃水	(型)	10.20 m
総噸数	噸	8.158 m
載貨重量		6,784.3 噸
速力		9,983 噸
主機		最高 17.899 ノット
		新三菱重工神戸造船所製ズル
		ザー 2 サイクル単動ディーゼル
		機関 1 基
出力		5,250 BHP
船級		NK, A B
起工		31-2-28
進水		31-9-22
竣工		31-12-15

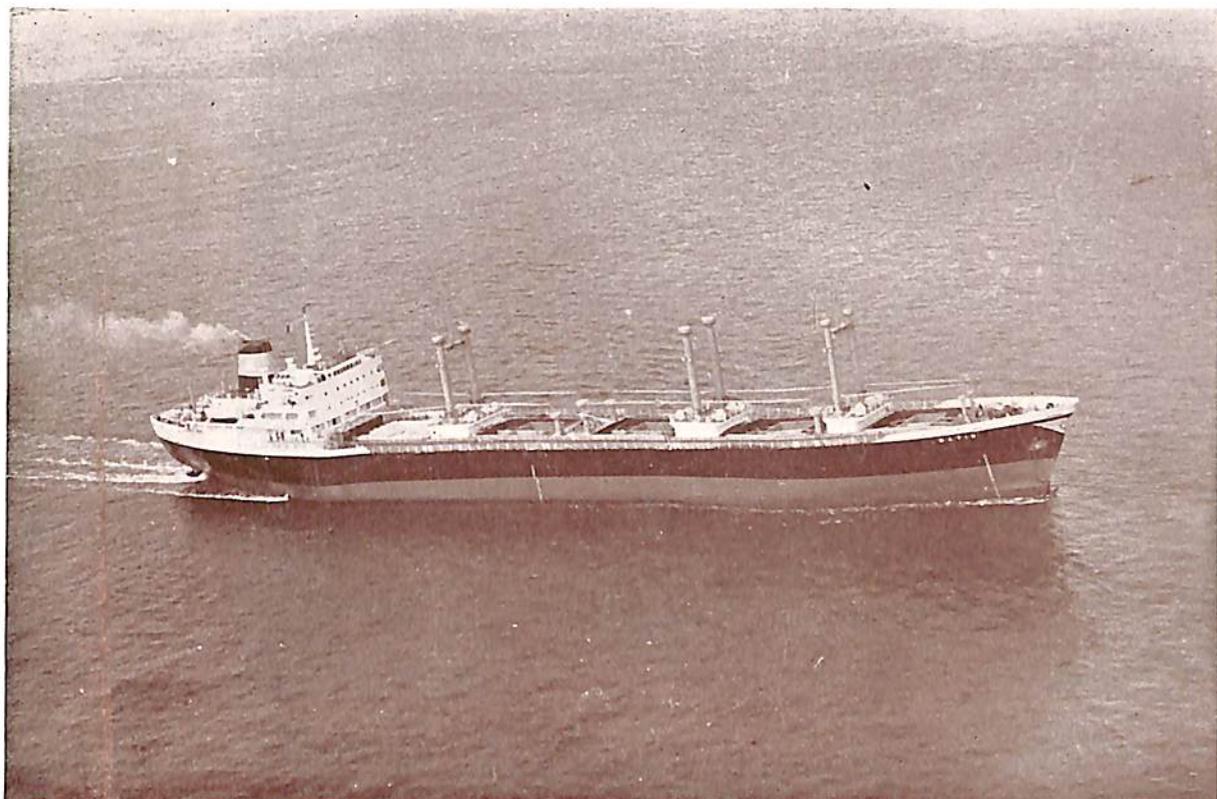
船主 大阪商船株式会社
 造船所 株式会社 名村造船所



ANDROS SPRINGS

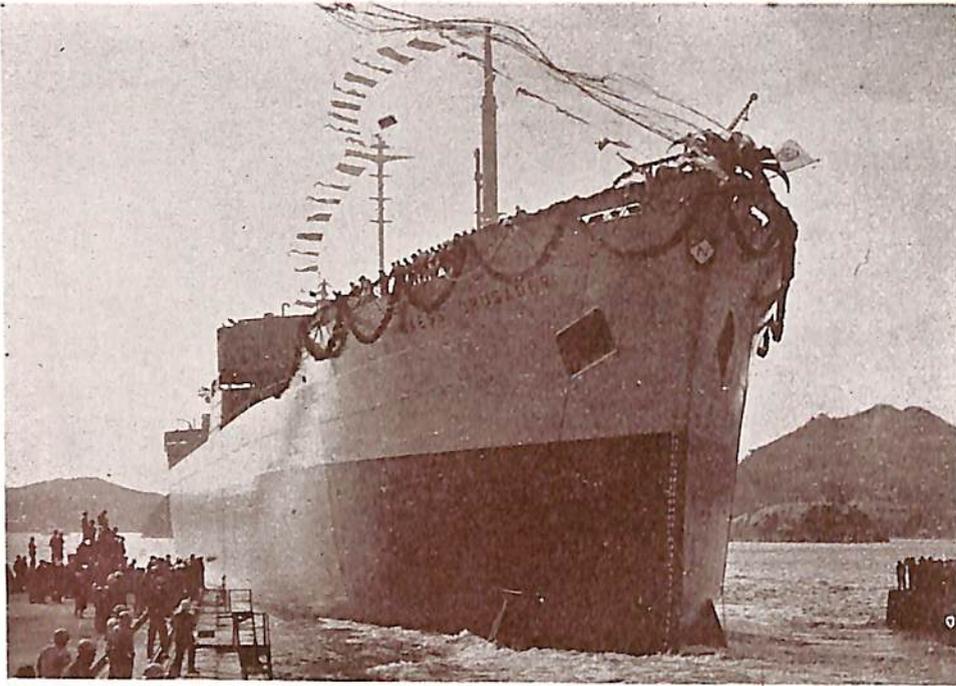


K Y M O

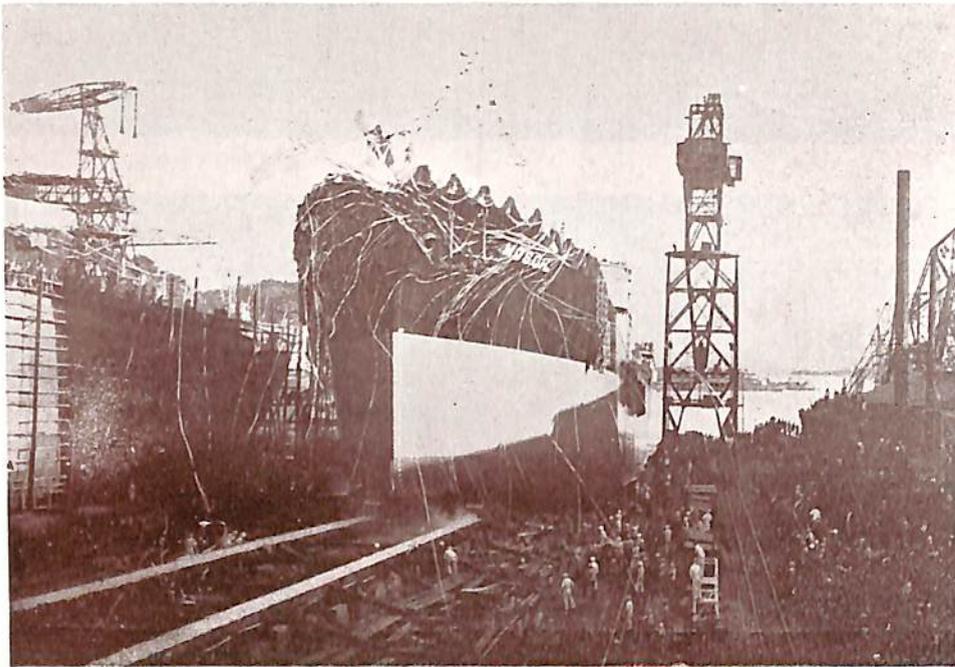


BATIS

船名		ANDROS SPRINGS	KYMO	BATIS
要目				
全長	長	208.52 m	211.80 m	153.53 m
幅	(垂)	200.00 m	204.00 m	143.70 m
深	(型)	28.20 m	28.80 m	20.30 m
吃水	(型)	14.50 m	14.70 m	12.50 m
総噸載	噸数	(計画型) 10,64 m 23,232.66 噸	約 24,305.38 噸	10,661 噸
速力	噸重量	39,276 噸	約 40,057.00 噸	約 15,000 噸
主機	力機	(航海) 16.25 ノット 二段減速装置付スチームタービン 1基	約 17.5 ノット 二段減速歯車付蒸気タービン 1基	約 17.7 ノット 三菱エッシャウイス全衝動二段減速装置付タービン
出船	力級	19,250 SHP × 105RPM A B	17,000 SHP × 105 RPM L R	7,150 馬力 L R
起進	工水	31-3-12 31-8-29	31-3-31 31-8-18	31-2-28 31-9-5
竣船	工主	31-12-28 RIO CUARTO COMPANIA NAVIERA S.A.	31-12-26 GLARA STEAMSHIP CO., S.A. PANAMA	32-1-16 FRONTERA COMPANIA NAVIERA S.A.
造船所		株式会社 播磨造船所	三菱日本重工業横浜造船所	三菱造船・広島造船所



← (イ)



← (ロ)

(イ) NAESS GRUSADER

(ロ) MOSOIL

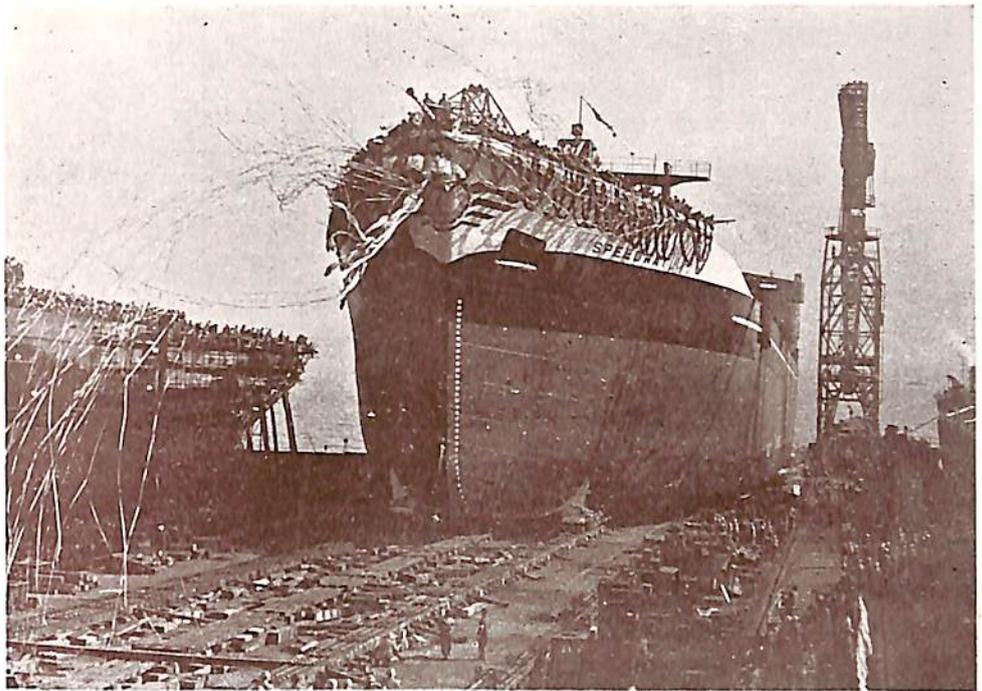
船主 TRIO SHIPPING COMPANY,
S/A, -PANAMA
造船所 日立造船・因島工場

船主 MOSVOLD SHIPPING CO., A/S
造船所 浦賀船渠株式会社

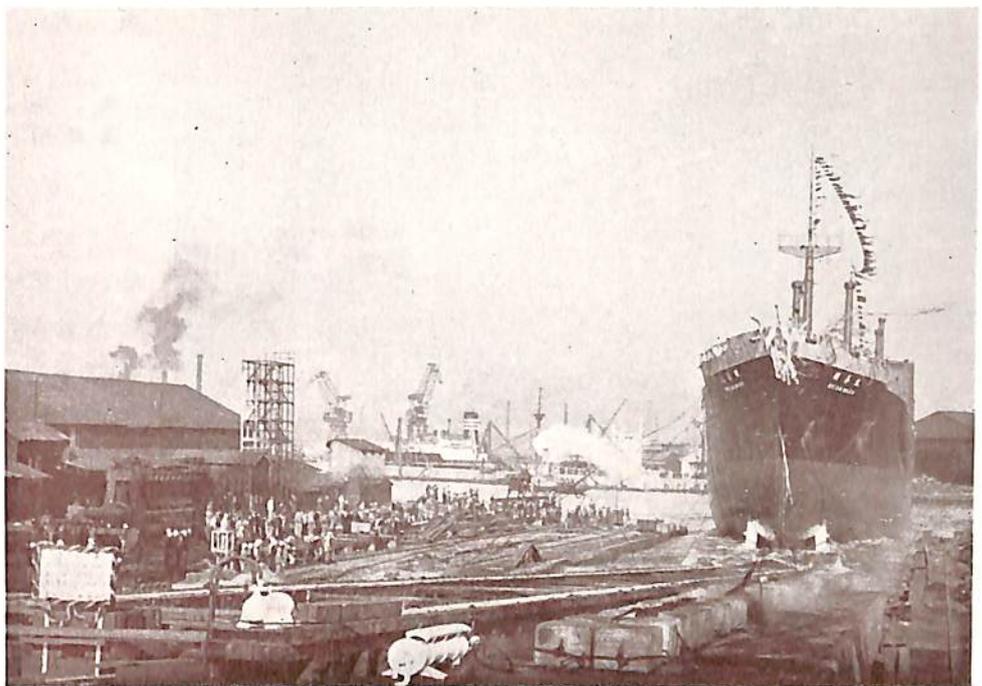
全長 207.00 m 長(垂) 197.00 m 幅(型) 26.40 m
深(型) 14.00 m 吃水 10.50 m 総噸数 約 20,900 噸
載貨重量 約 33,000 噸 速力 16 ノット 主機
スチームタービン 1 基 出力 15,000 SHP 船級
LR 起工 31-7-11 進水 31-12-17 竣工
32-4 月中旬予定

長(垂) 161.54 m 幅(型) 21.40 m 深(型) 12.27 m
吃水 9.70 m 総噸数 12,500 噸 載貨重量 19,500 噸
速力 15.8 ノット 主機 ウラガズルザ-7 RSAD 76
ターボチャージド付ディーゼル機関×1 基 出力
9,100 BHP×119 RPM 船級 LR 進水 31-12-17

(a) →



(b) →



(a)

SPEEDWAY

(b)

明 晏 丸

船 主 GOTHIC SHIPPING CO., S. A.

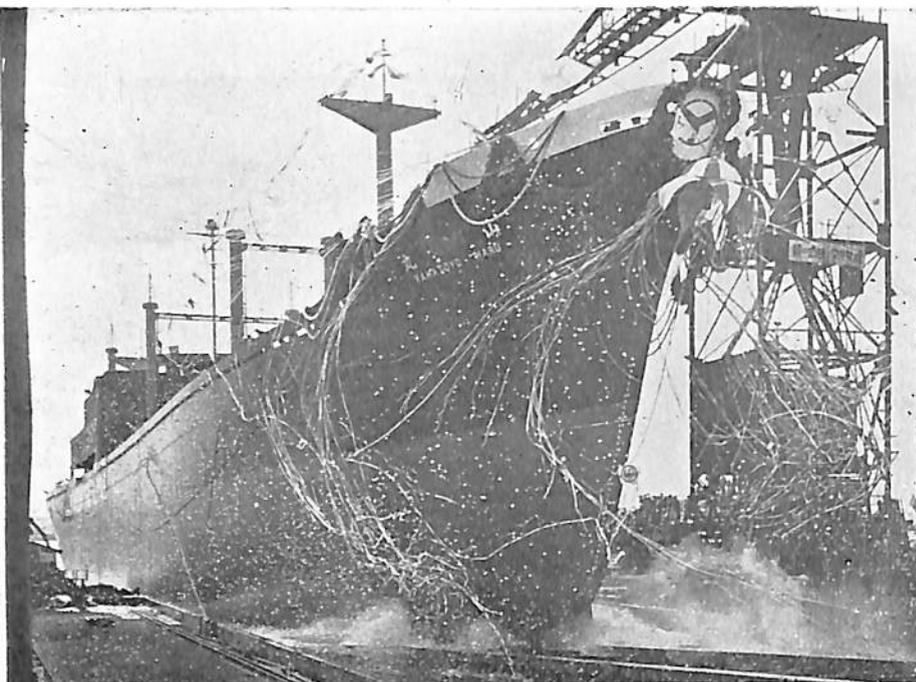
造 船 所 三菱日本重工・横浜造船所

全長 201.23 m 長(垂) 192.00 m 幅(型) 27.20m
 深(型) 13.75 m 吃水 10.02 m 総噸数 約 21,000噸
 載貨重量 約 33,000 噸 速力 17.5 ノット 主機
 二段減速歯車付蒸気タービン 1 基 出力 17,500SHP
 ×105 RPM 船級 AB 起工 31-8-25
 進水 32-1-23 竣工 32-5月上旬予定

船 主 明治海運株式会社

造 船 所 株式会社 藤永田造船所

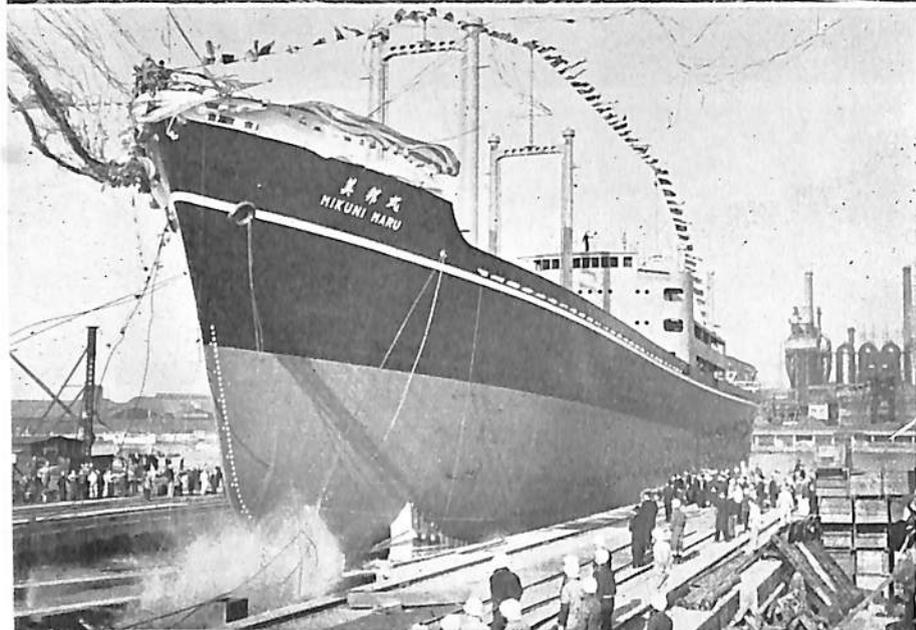
全長 147.472 m 長(垂) 137.450m 幅(型) 18.90 m
 深(型) 11.735 m 吃水 8.55 m 総噸数 約 8,600噸
 載貨重量 約 12,500 噸 速力 約 15.5 ノット 主機
 三井B&Wターボチャージドディーゼル機関 662-VTBF
 -115型 1 基 出力 4700 BHP × 1,44RPM 船級
 NK.LR 起工 31-6-4 進水 31-12-20
 竣工 32-3-31 予定



山 豊 丸

船 主 山下汽船株式会社
造 船 所 日立造船・桜島工場

全長 149.32 m 長(垂) 13.800 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1基(574-VTBF
-160型) 出力 6,250 馬力 船級
NK 起工 31-9-3 進水
32-1-13 竣工 32-4-未予定



美 邦 丸 (みくに)

主 船 武庫汽船株式会社
造 船 所 株式会社 名村造船所

全長 128.72 m 長(垂) 120.00m
幅(型) 16.80 m 深(型) 1040 m
吃水 約 7.97 m 総噸数 約 6,200 噸
載貨重量 約 9,000 噸 速力 約 15ノット
主 機 三菱ズルザーディーゼル機関1基
出力 3,640 BHP 船級 NK
進水 31-12-20

マリンペイント

タイコ-TM

船舶用塗料

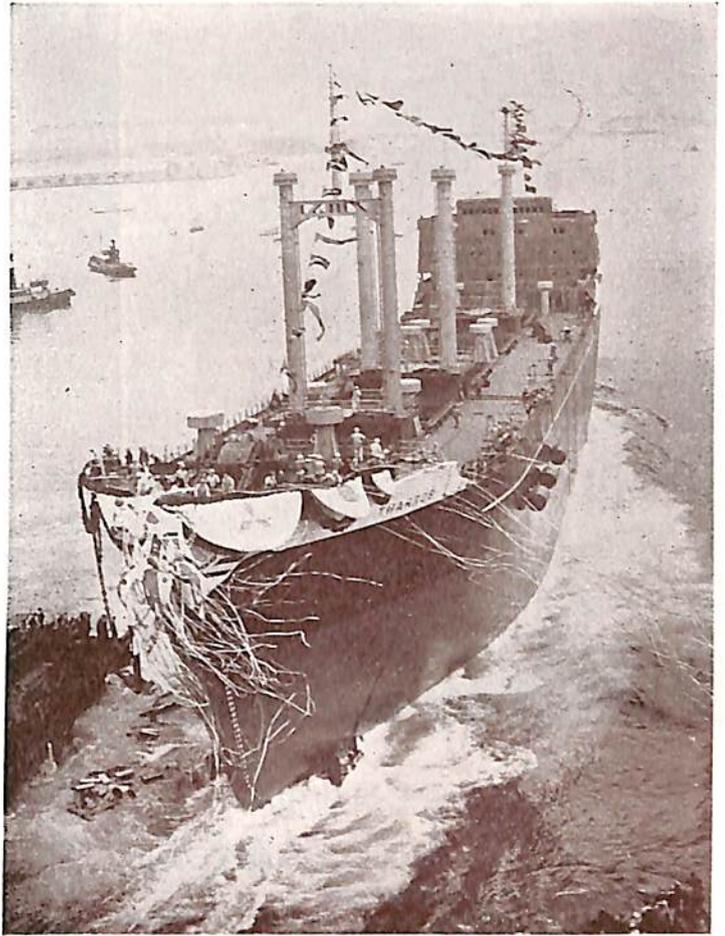
名実共に世界の水準を抜く

大日本塗料

本 社 大阪市此花区百野下之町38
支 店 東京都中央区八重洲3ノ5

船主 HORIZONS SHIPPING
CO., S.A.
造船所 新三菱重工・神戸造船所

全長	154.84 m
長(垂)	143.26 m
幅(型)	20.27 m
深(型)	12.50 m
吃水	9.33 m
総噸數	約 10,100 噸
載貨重量	15,500 噸
速力	15 ノット
主機	三菱神戸ウェスチングハウス マリンスチームタービン1基
出力	7,000 SHP
船級	A B
進水	31-12-22



THARROS

8

つの

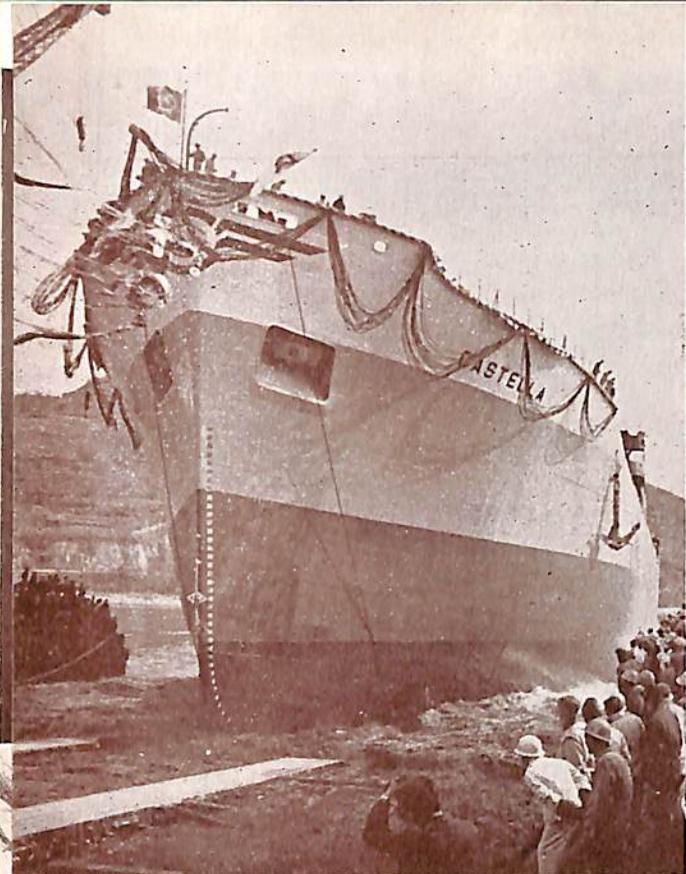
船舶塗料

- ・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 (ノンチョ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)
- ・植印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・植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)
- ・ノンスリップ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4



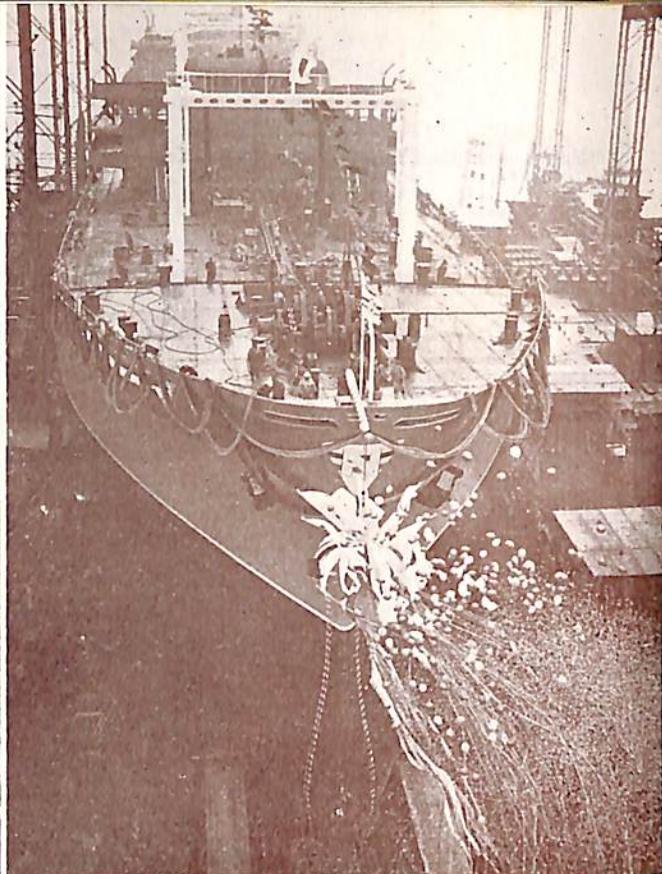
日本ペイント



CASTELLA

船 主 LIBERIAN OCEAN CARGO CORP.
造 船 所 株式会社 播磨造船所

全長 202.19 m 長(垂) 192.02 m 幅(型) 26.52 m
深(型) 13.87 m 吃水(計画型) 10.41 m 総噸数
約 20,600 噸 載貨重量 約 32,500 噸 速力(航海)
16.00 ノット 主 機 二段減速装置付スチームタービ
ン1基 出力 15,000 SHP×108RPM 船級 A.B.
起工 31-8-31 進水 32-1-13



WORLD INDEPENDENCE

船 主 PACIFIC NAVIGATION CORP.
造 船 所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 206.00 m 幅(型) 29.56 m 深(型) 14.7 m
吃水 10.82 m 総噸数 26,000 噸 載貨重量 40,500 噸
速力 17 ノット 主 機 三菱エッシュウィス型 出力
17,600 馬力 進水 31-12-30

重 油 添 加 剤

P.C.C.

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

製 造 品 目

P.C.C. NO. 101 重 軽 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

無半田圧着端子* 及び接続子

AMP

生産コストの大巾な
引下げ

AMP方式は非常に速く生産をなし得しかもその接続は作業者のミスのない優秀且つ均一なものであります

AMP端子は卓越した電氣的機械的性能を有する均一性を保証するAMP精密圧着工具によつて使用されます

このAMP方式はコスト切下げへの近道として全世界で使はれています

被絶縁又は非絶縁端子及接続子は各種の御用途に応じられます



優美な外観、強靱な接続
をした圧着後の端子

簡単なファストン接続

圧着前と後のバットコネクター

御要求により
型録を御送付
致します

AMP 圧力調整式手工具

労力の要らないニューマチック工具

東洋總販賣店

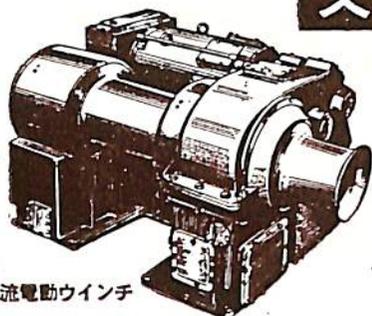
東洋端子株式会社

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
 * A product of AMP Incorporated, U.S.A.



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あります

東洋電機製造株式會社

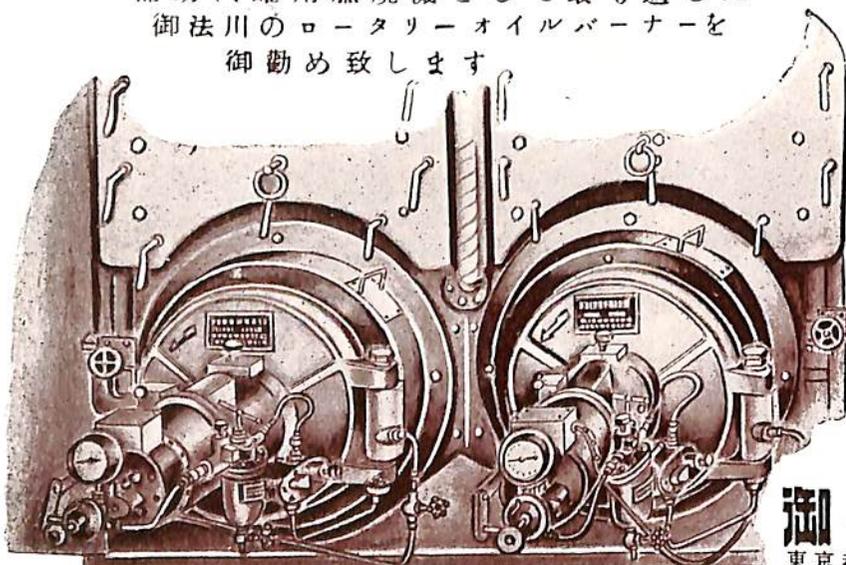
本社 東京都中央区京橋3の4 TEL 東京(28) 3231・3331(代表)
 大阪営業所 大阪市北区角田町31(阪急航空ビル7階) TEL 大阪(36) 2577~9
 小倉出張所 小倉市砂津字富野口南224 TEL 小倉(5) 1558
 名古屋出張所 名古屋市中村区広小路西通2の14(協和ビル5階) TEL 名古屋(54) 0497

MINORIKAWA

船用重油燃焼機

ROTARY OIL BURNER

補助汽罐用燃焼機として最も適した
御法川のロータリーオイルバーナーを
御勧め致します



製作品目

御法川式マリンストーカー
 ロータリーオイルバーナー
 チェットフレイムオイルバーナー
 ボールフレイムオイルバーナー
 全自動式油焚温水箱

株式会社

御法川王揚

東京都文京区初音町4番地
 電話(92) 0241, 2206, 5121

總代理店 淺野物産株式会社

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

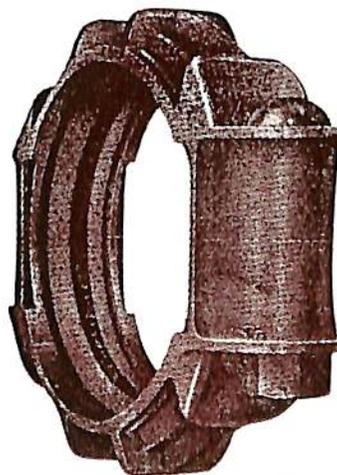
TEL. 小石川 (92) 1186, 2186 (代表)
T E L. (36) 1171 (代表)



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)

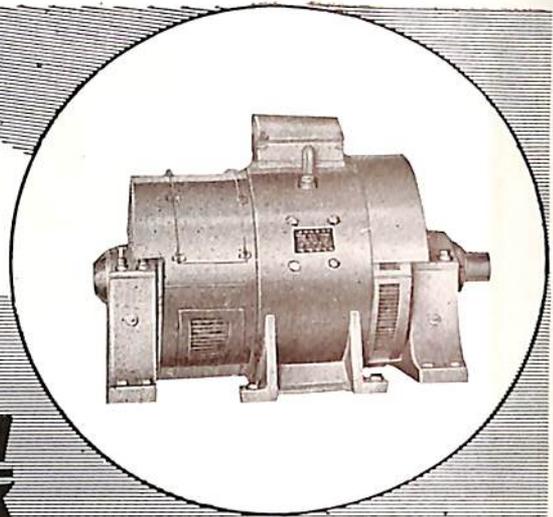
大阪支店
門司支店
札幌支店
支店
出張所

大阪市東区瓦町二丁目瓦町三和ビル
門司市棧橋通一 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



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

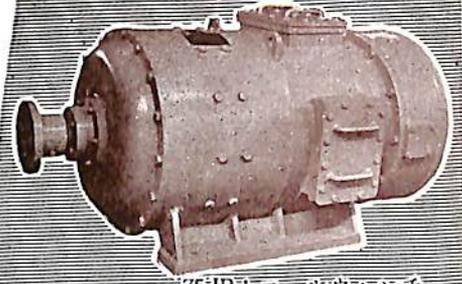
東京電機製造株式会社

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

電動機 発電機



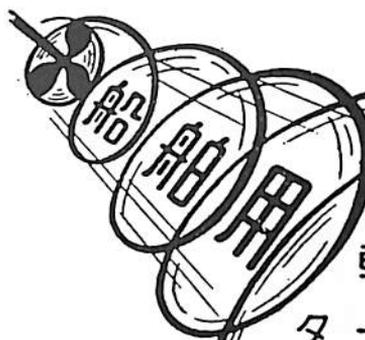
75HP 三相ローカルワインダ
モーター

送風機・油清浄機・揚錨機 } 用電動機
揚貨機・繫船機・ポンプ }
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0736~9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) 4682



渦巻ポンプ
軸流ポンプ
タービンポンプ
ウォシントンポンプ
ターボ及シロッコ送風機
軸流送風機



株式会社

荏原製作所

東京 丸ビル
大阪 朝日ビル

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)

日鋼の

船用部品

船体廻り鑄鍛鋼品・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・繫船機
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 ton800
7,000 ton級船舶用

 日本製鋼所

0
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

船用機関部品の疲労による損傷例について

原 三 郎
日本海事協会技師長

I 序

筆者は、昨年9月10日から15日までの5日間 London において英国機械学会 (The Institution of Mechanical Engineers) が主催した国際金属疲労会議 (International Conference on Fatigue of Metals) に出席し、船のプロペラ軸の腐蝕疲労に関する論文^①を発表する機会をえたが、その会議の席上、機関部品の疲労による損傷例についての多くの論文の発表を聞くことができた。

よつて、ここにそれらのうちから船用機関に関連のあるものを紹介するとともに、わが国において経験された多くの事故例をもつけ加えて、船用機関の部品の疲労による損傷について述べて各位の参考に供したい。

本稿に引用された論文の著者名および題目は次の通りである。

- (1) G. A. Cottell: Lessons to be learnt from Failures in Service.
- (2) R. Cazaud: Fatigue Failure and Service Experience with Particular Reference to the Shape of Part.
- (3) T. W. Bunyan: Service Fatigue Failure in Marine Machinery.
- (4) R. Weck: The Failure Problem in Welded Construction.
- (5) J. Hoshino: Some Studies on the Pitting of Marine Reduction Gears.
- (6) S. Hara: An Investigation on the Corrosion Fatigue of Marine Propeller Shafts.
- (7) A. J. Fenner: Fretting Corrosion and its Influence on Fatigue Failure.
- (8) O. J. Horger: Fatigue of Large Shafts by Fretting Corrosion
- (9) A. H. Goodger: Corrosion Fatigue Cracking resulting from Wetting of heated Metal Surfaces with special Reference to Steam Power Plant.

(備考) 写真に附記してある番号は、引用文献の番号を示す。番号の附記されていないのは、わが国の事故例である。

II 疲労による損傷の原因

機関部品の損傷は、過去においては、多く簡単に「材質不良」としてかたづけられるのが常であつたが、最近各方面の研究が進んで、その大部分が、疲労によるものであるといわれるようになった。G. A. Cottell 氏^①は、長年の事故調査の経験から、僅か5%が材質不良によるものであるといつておるし、Dr. R. Cazaud 氏^②は、疲労破壊の実例中、10%が材質の選択、製造法に欠陥があるものであるとしている。

機関部品の疲労による損傷の原因として考えらるべき事柄は、次の通りである。

- (1) 材質 (熱処理、製造法、製形法を含む)
- (2) 作用応力 (熱応力を含む): 応力の大きさ、荷重繰返し数、応力の種類など
- (3) 形状: 断面の変化による切欠効果 (隅内半径、溝、孔、ねじ、キー溝、機械削り跡など)、断面の角における応力集中など
- (4) 周囲条件: 温度、化学作用、Fretting corrosion など

しかし、これらのうちで最も大きな役割を演ずるのは、形状、特に切欠効果の影響であつて、例えば、設計上の過失から、部分的に大きな応力を発生して損傷を生じたものに対し、材質を変えて改善を計つてもその効果は余り期待しえない。

なお、これらの原因が単独で作用することは少く、常に二つ以上のものが重なつて破壊を促進するものである。

以下、各種の部品について疲労破壊の実例をのべよう。

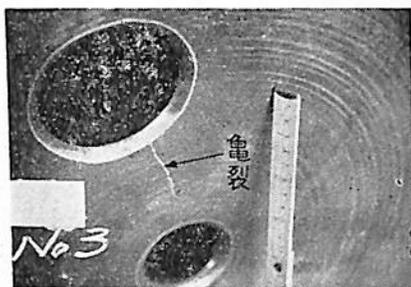
III ディーゼル機関

III-1 シリンダカバ

主として熱応力によつて、亀裂を発生するもので、4サイクル機関では、バルブ孔間の最短距離を通つて、また、2サイクル機関では、始動弁、安全弁等の孔から亀裂を発生するものが多い。第1図は前者、第2図は後者の例である。

III-2 ピストン

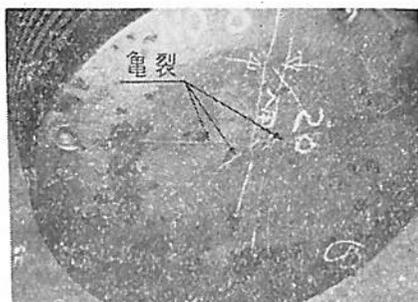
爆発圧力による応力と熱応力の合成によつて亀裂が発生する。形状が複雑であるので、いろいろな場所に損傷



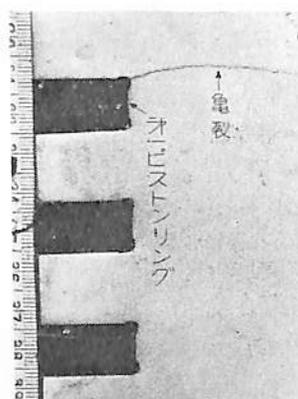
第1図 4サイクル機関のシリンダカバの亀裂



第2図 2サイクル機関のシリンダカバの亀裂



第3図 大型ディーゼルのピストン頂部に発生した星形亀裂



第4図 大型ディーゼルのピストンの第1リング溝よりの亀裂発生

を起すが、大型ディーゼル機関でピストン冷却を行うものでは、水または油による腐蝕が冷却面の亀裂の発生を促進する。

このうち、最も普通に見られるものの一つにピストン頂部の中央に発生する星形の亀裂がある。この場合、亀裂は表面から内面に進む。第3図は大型ディーゼルの発生した典型的な星形亀裂の一例である。また同心的に

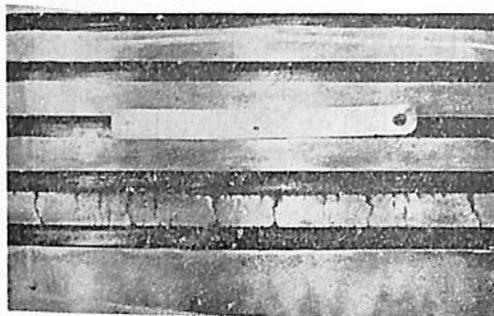
亀裂を発生することも理論的にはありうるが、かかる例は実際には余りみられない。

次にしばしばみられるものに、第4図のような第1ピストンリングの底隅から発生する亀裂がある。ある型の機関に特に多く発生する傾向がある所から、ピストンの形状如何によつて、この部分に特に大きい応力が発生するからではないかと思われる。

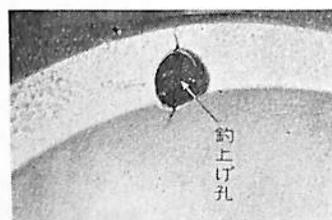
その他、ピストン頂部の周囲縁端に半径方向の小亀裂を多数発生するもの(第5図)、第1リング溝ランド部に縦の亀裂を発生するもの(第6図)、つり上げ孔からの亀裂(第7図)などの例も多いが、前者は、過熱の繰返し、後者は孔部の応力集中にそれぞれ原因があると考えられ、いずれも疲労による亀裂である。



第5図 中型ディーゼルピストン頂部の周囲縁部に発生した亀裂

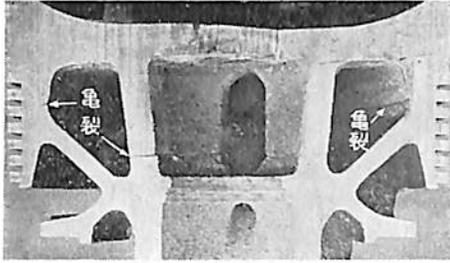


第6図 ピストンリングランド部に発生した縦亀裂(下部ピストン)

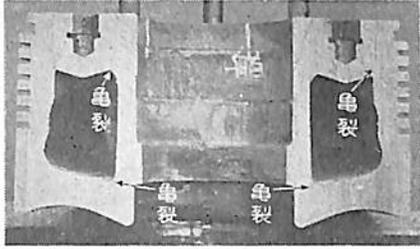


第7図 ピストンつり上げ孔よりの亀裂

ピストン冷却面よりの亀裂発生事例は、第8図および第9図に示され、主として角隅の応力集中部にみられ



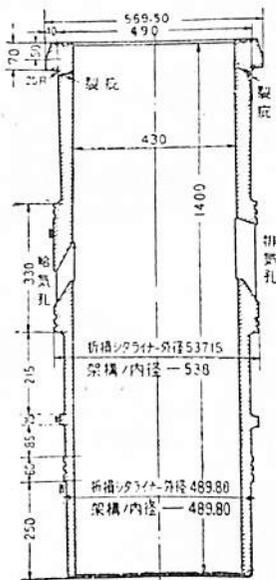
第8図 ピストン内面よりの亀裂



第9図 ピストン内面よりの亀裂



第10図 ピストン内面の腐蝕疲労による亀裂部

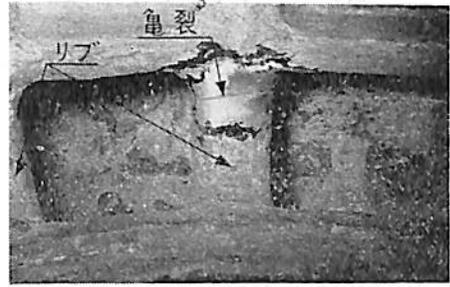


第11図 シリンダライナのフランジ付け根よりの亀裂

る。この場合の原因はすべて、腐蝕疲労であつて、ピストンの冷却面に第10図のように無数の大小の亀裂がみられるのが特徴である。

III-3 シリンダ

シリンダライナの亀裂は主として第11図に示す如く、上部フラジのつけ根の隅角から発生し、これも、熱応力と、爆発圧力による応力の合成によるものである。この部分の形状は、大型機関では非常に注意して設計されているので問題は少いが、小中型機関には、応



第12図 大型ディーゼルのシリンダジャケット冷却面に発生した亀裂

力集中を起しやすい形状のものがしばしばみられる。また、シリンダジャケットにも、内部の力骨附近に水平方向の亀裂を発生するものがしばしばあるが(第12図)、冷却水による腐蝕と、爆発圧力による繰返し応力の共同作用の結果に外ならない。

III-4 締めつけボルト

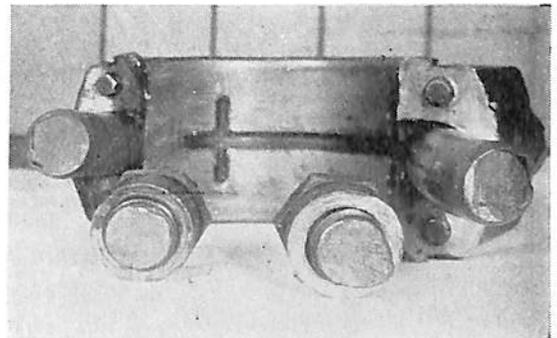
ディーゼル機関の締めつけボルトの折損事故は、他の部分に大きな損傷を誘発するので問題は大きい。

締めつけボルトの事故のうちで一番多いのは、クランクピンボルトの折損で、ついでピストン締めつけボルトの折損が多い。その他、主軸受ボルト、シリンダカバーボルト、機関台据付けボルト等にも問題が起るが、誘発事故を起す機会が少ないので余り問題にされない。

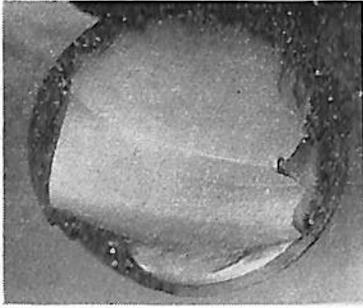
また、大型複動機関のピストン棒を十字頭へ締めつけるねじ部に、以前しばしば亀裂を発生したが、近來設計が改善され、かつ複動機関の数も減つたので、今では、余り事例を聞かないようになった。

締めつけボルトの疲労による折損は、締め過ぎ、または締めつけ力の不足に起因があるといわれ、前者は小径ボルトに、後者は大径ボルトにその事例が多い。

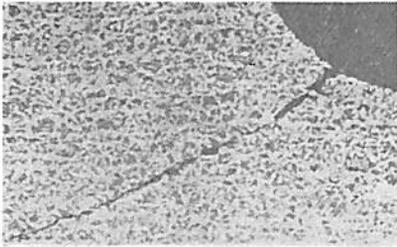
ねじ部の折損は第一ねじ山の底から起るものが大部分で、ねじの工作程度も事故発生に大きな影響を持つ。第



第13図 補助ディーゼル機関のクランクピンボルトの折損例



第14図 他のクランクピンボルトの折損破面



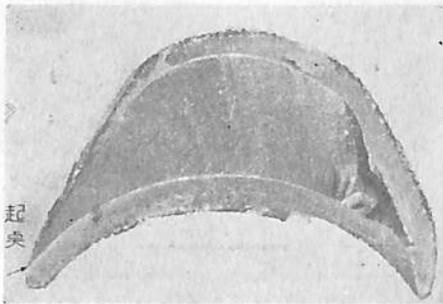
第15図 ピストン棒のねじ底に発生した疲労を伴わない亀裂

13図は、小型ディーゼルのクランクピンボルト折損の典型的なもので、破面は滑らかで疲労の様相を呈し、第一ねじ山の底からの折損である。また、第14図も他の一例であつて、破面は様相のちがつた二部分に別れ下半には、明らかに曲げの混入がみられる。

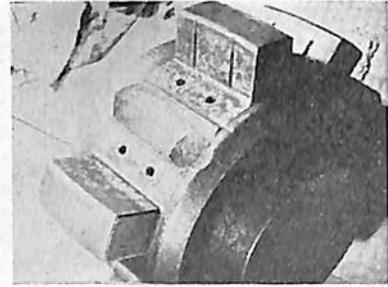
第15図³⁾は大型2サイクル複動機関のピストン棒のねじ底に発生した亀裂の拡大図であるが、腐蝕を伴わないので、亀裂は長く細いのが特徴である。

IV 蒸気タービンおよび減速装置

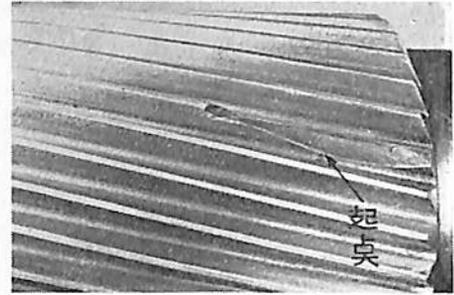
蒸気タービンは、回転機械であるので、ディーゼル機関などの往復機関に比べて疲労による事故は稀である。蒸気タービンで最も普通に遭遇する疲労破壊は、振動による羽根の折損で、第16図で示すように、蒸気入口線を起点とする貝殻模様がみられる。



第16図 振動応力によるタービン羽根の折損破面

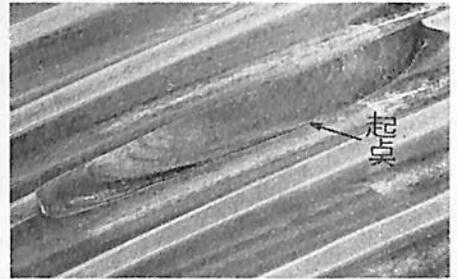


第17図 ためみ接手の歯の折損例



第18図 小歯車の歯の折損例

次に、タービン本体ではないが、減速歯車とタービンロータをつなぐたわみ接手にも頻繁に損傷



第19図 大歯車の歯の折損例

事故が起る。これは主としてクロー型のものについてであつて、歯が根元から折損するものが多く、歯面は第17図の如く平滑で疲労の様相を呈する。

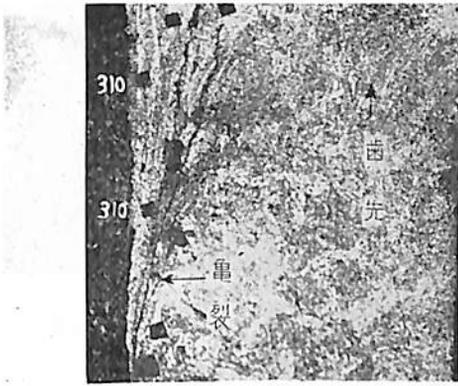
減速歯車の疲労は、歯の折損およびピッチングとなつて現われ、特にピッチングは、程度の差こそあれ減速歯車には避けられないものと考えられている。

歯の折損は、第18図および第19図に示されるような歯元からの曲げ疲労によるものであつて、常に明瞭な貝殻模様が現出する。

またピッチングは、表面の塑性変形の繰返しによつて発生した亀裂が発達して、表面の近くの一部が次第に剥ぎ取られて行く現象



第20図 貝殻模様を示すピッチングの一例



第21図 塑性変形による材料の流れに沿って発生した亀裂

であるといわれ、しばしば第20図のように貝殻模様を呈するものがある。第21図のおよび第22図のは塑性変形による材料の流れに沿って生じた亀裂と、この亀裂部分が剥ぎ取られてピッチングを形成する有様を示す顕微鏡写真である。



第22図 ピッチングの生成

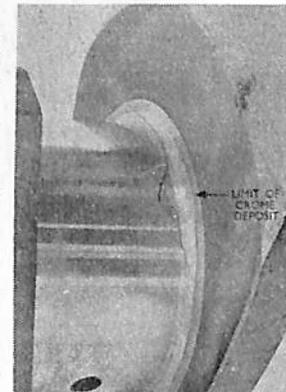
V クランク軸

クランク軸の疲労破壊は主として、クランクピン（またはジャーナル）と腕のつけ根および油孔に起る。

V-1 腕のつけ根に発生する破壊

隅内部の応力集中が主な原因で、主として曲げによるが、稀にねじりによつて亀裂を発生することもある。また、機械加工の不良や、潤滑油による腐蝕がこれに加わつて損傷の時期を早める場合もある。

第23図りおよび第24図のは典型的なこの種の損傷を示し、ともに曲げ



第23図 曲げによるピンの損傷

によつて亀裂が始まっているが、曲げとねじりの混合破面を呈し、前者は曲げ、後者はねじりが主体となつて損傷を生じたものである。

以上は、亀裂がクランクピンの方向に進んだ場合であるが、腕の方向に進むと、第25図の如き破面を呈しねじりの混合はほとんど認められない。

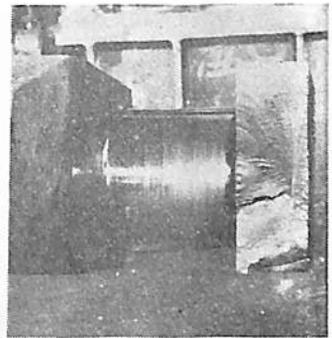
また第26図のは、やはりクランクピンのねじりによる亀裂の一例であるが、潤滑油の不良による腐蝕が、事故の発生を早めたものであることに疑いはない。

V-2 油孔

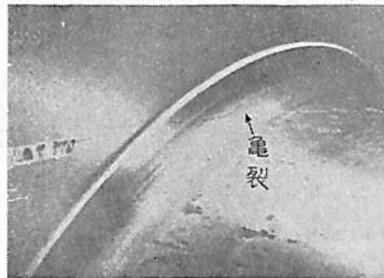
常に第27図のおよび第28図の如きねじりによる亀裂がみられる。油孔は曲げに対



第24図 ねじりによるピンの折損

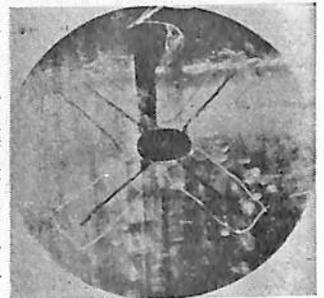


第25図 曲げによる腕の折損

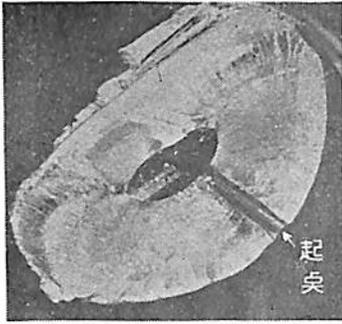


第26図 クランクピンのねじりによる亀裂 (潤滑油不良)

しては強いが、ねじりに対しては、腕のつけ根とはほぼ同じ程度（より高いともいわれる）の応力集中を生ずるから、大きなねじり振動応力を受けるクランク軸には、このいずれかに亀裂が発生する。従つて、例え、腕のつけ根の半径を増して、こ



第27図 ピンの油孔に発生した亀裂

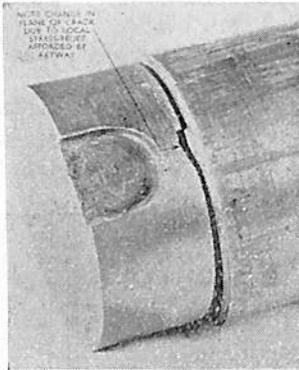


第28図 ピンの油孔よりの折損例

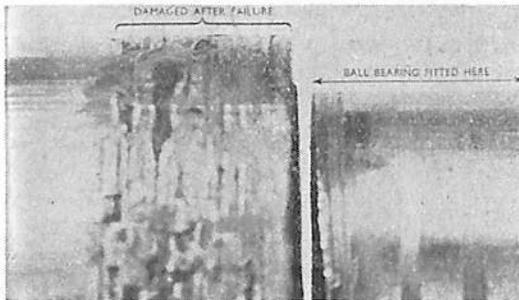
の部分の強度の増強を計つても、今度は油孔に亀裂を発生するから、簡単に完全な対策を施すことは不可能である。

VI 普通軸

普通の軸 (Line shafting) は主としてねじり応力を受けるが、形状が簡単のため、大体に損傷を生ずることは少く、キー溝やカップリングなどに問題が多い。ただし、軸径に段のあるものは、径差がごく僅かでも、接合部の隅肉が不足していたり、そこに機械加工の跡が残っていたりすると、突如折損することがある。第29図および第30図は、段つき部からの軸の折損であつて、ともに隅肉部の半径不足が原因であ



第29図 軸の段つき部における亀裂



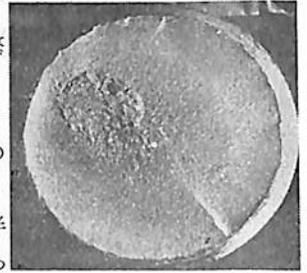
第30図 球軸受レースはめ込部の段よりの折損

る。特に、第30図のような例は、球軸受を持つ軸にしばしばみられる。また、第31図は、径差のごく僅かな場合の折損破面の一例を示す。

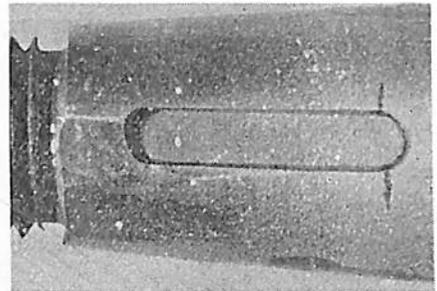
VI-1 キー溝

キー溝の亀裂は最も頻繁にみられる軸系の事故で、ねじりによつて第32図の如く駆動端に発生するのを普通とする。

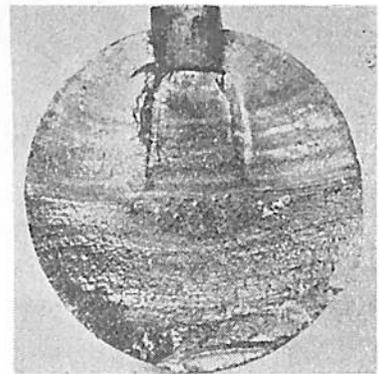
キー溝の亀裂が底隅の半径不足に起因するものであることは、一般に認められ



第31図 軸のわずかな段つき部よりの折損破面を進む。第33図は、この有様を典型的に示した一例である。この軸は、明に曲げによつて折損しているが、ねじりによる亀裂が底隅から既に発生していたものである。

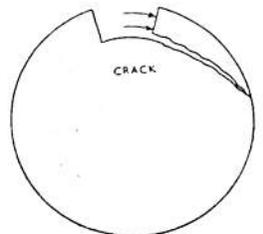


第32図 ねじりによるキー溝駆動端よりの亀裂



第33図 キー溝底隅よりのねじりによる亀裂の発達

キー溝の工作が悪く、キーに「がた」のあるようなときは、繰返えし衝撃のために亀裂は第34図の如く深刻に起り、軸の表面の一部が欠け落ちる。(第35図参照)



第34図 キーにがたのあるときに起るキー溝の亀裂模型

V-2 スプライン溝

多数のキー溝と考えることができるので、溝の各々に

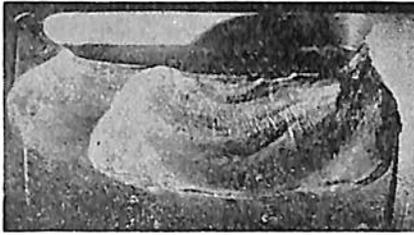
VII プロペラ軸

プロペラ軸は、構造や工作が悪いと海水に触れ、いわゆる腐蝕疲労を受けるので、損傷は各所に起り、その数も極めて多い。筆者が調査した所では、日本海事協会の船級船のプロペラ軸の6.5%は、検査の際種々の欠陥が発見されているし、Lloyd's Register の Bunyan 氏²⁾によれば、Lloyd の船級船でも、約3%が折損または亀裂事故を発生し、その他いろいろな意味における故障をも合わせると、事故率は10%におよぶのではないかといつている。

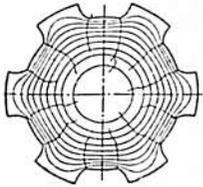
プロペラ軸においても、キー溝やフランジに発生する事故は、一般の軸系と変りはない。

プロペラ軸に発生する事故の種類はいろいろで、また各所に起り、従来は、クロスマークと溝蝕が主として問題にされてきたが、最近ではプロペラ取り付け部の Fretting corrosion も大いに関心を持たれるようになった。

クロスマークは、海水に腐蝕されつつねじり疲労を受けているときにみられる特殊の亀裂で、その事例は極めて多い。第40図³⁾は、防蝕ゴム巻の不良から、また、第41図は、スリーブの接合部からそれぞれ海水が浸入したために発生したものである。



第35図 キー溝より軸の一部が欠け落ちた一例



第36図 スプライン溝より発生する亀裂の模型図



第37図 スプライン溝の事故の一例

キー溝と同じ亀裂を発生し、第36図²⁾の模型で示すような様相を呈する。第37図²⁾は実際破面の一例である。

VI-3 カップリング

組立カップリングの場合には、カップリングのきわに大きな集中応力が発生するので、ここから軸が折損することがしばしばある。第38図は、その場合に呈する破面の一例で、応力が高いため亀裂が一時に数多く発生しこのような複雑な様相を呈するものと考えられている。

また、第39図³⁾は、極めて珍しい一体型フランジの破壊例で、フランジ隅内部のボルト座を過度にえぐつたため、その角に大きな集中応力を発生して、折損に至つたものである。



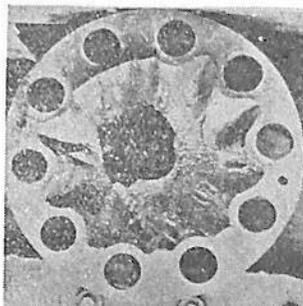
第40図 ゴム巻の不良から海水が浸入して発生したクロスマーク



第41図 スリーブの接合部から海水が浸入して発生したクロスマーク



第38図 組立フランジぎわよりの軸の折損破面の一例

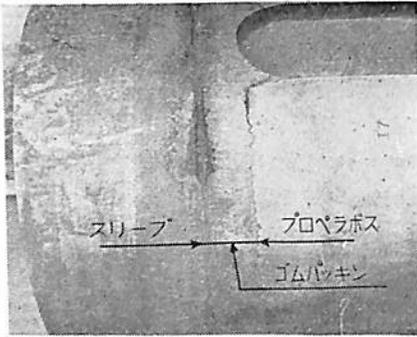


第39図 一体型フランジ隅肉よりの軸の折損の一例

次に溝蝕は、海水の腐蝕と比較的低い繰返しし曲げ応力の合成によつて、スリーブ端等の応力集中部に起る。溝蝕の進み方は極めて徐々で、折損にまで発達することは少くない。第42図は、溝蝕の一例、第43図は、溝蝕が進んで折損した軸の破面を示す。

大径プロペラ軸のプロペラはめ込み部よりの折損は、最近各方面で大きな問題になつているが、海水の腐蝕といわゆる Fretting corrosion の共同作用により、この部分の曲げに対する疲れ限度が甚しく低下するために起るものと考えられている。

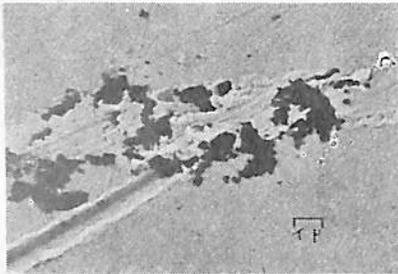
Fretting corrosion というのは、接触面の微動



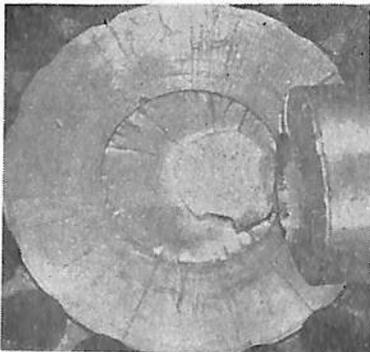
第42図 スリーブ端における溝蝕



第43図 溝蝕が進んで折れた軸の一例



第44図 Fretting corrosion によつて接触面に発生した微小金属粉



第45図 径9/16"試験片の Fretting corrosion による折損破面



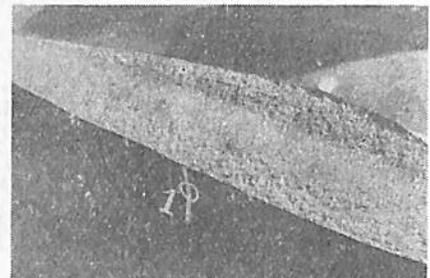
第46図 典型的なプロペラ軸のプロペラはめ込み部に発生する折損破面

によつて、shear off された微小な金属粉（酸化物や酸化フィルム）が abrasive lapping material となつて、接触面に損傷を与え、早期に破壊を起す現象である。

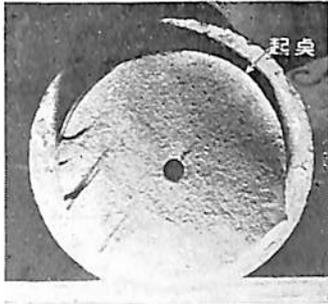
第44図は、接触面に発生した金属粉を電子顕微鏡で撮影したもの、また、第45図は、径9/16" (240mm) の試験片の Fretting corrosion による破面の一例である。この破面は、プロペラ軸に普通みられる貝殻破面（第46図）とは若干外観を異にするが、ともに繰返し曲げによつて折損したことに疑いはなく、前者は、一定な繰返し荷重の下において純然たる Fretting corrosion によつて破壊した単純なもの、後者は、ある周期をもつて変動する荷重の下において海水の腐蝕を伴いつつ急速に亀裂が発達したものである。

VIII プロペラ

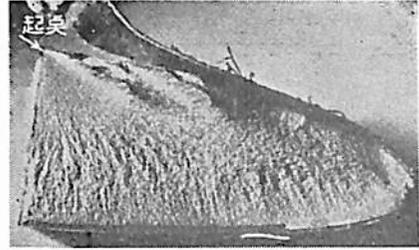
プロペラ羽根にも鋼の時程明ではないが、疲労によると思われる破面がしばしばみられる。第47図はその一例で前進面附近の変色部は疲労破面のように思われる。また、組立プロペラの羽根取り付けスリットにもしばしば海水による腐蝕疲労の折損例がある。これは、羽



第47図 プロペラ羽根の疲労によると思われる破面の一例



第48図 プロペラ取り付けボルトの折損破面

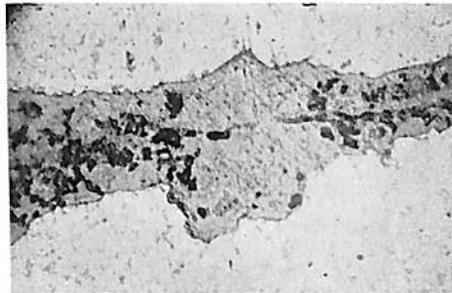


第51図 断面の角隅からの疲労破壊

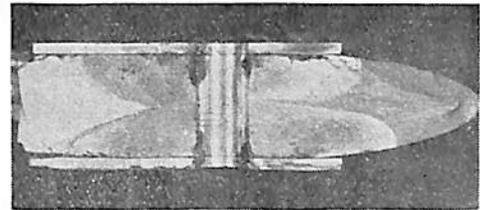


第49図 同上の亀裂の口元附近

根とボスとの接触面から海水が浸入してボルトを腐蝕し、これが繰返えし応力と重なり合

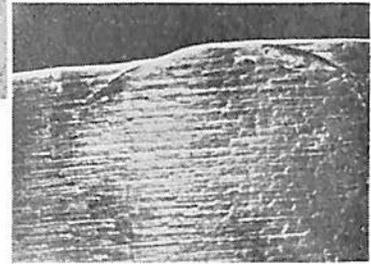


第50図 同左の先端附近



第52図 組立孔からの疲労破壊

部品の表面に施した刻印の凹みが起点となつて疲労破壊を起すこともしばしばある。第53図²⁾および第54図²⁾はその例を示す。また硬度測定の影響跡よりの破



第53図 刻印跡よりの破壊例

つて疲労破壊を起すものである。

破面の一例を第48図に示すが、前掲の第13図および第14図とほぼ相似で、ただ亀裂が大きく口を開き、中に酸化物がたまっている所に腐蝕を伴つた場合の特徴がある。(第49図および第50図)

IX 機関部品のその他の損傷例

以上種々の部品についての破壊例をあげたが、その他次のような場合に疲労破壊が起る。

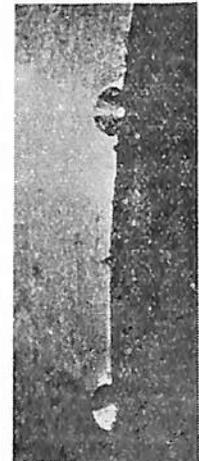
IX-1 断面の角よりの破壊

部品の断面の角や、孔の角隅などに大きな繰返えし応力が作用すると、この部分からも疲労破壊を起すことがある。

船の機関部品に対するよい事例が見当たらないので、第51図²⁾および第52図²⁾にヘリコプターのブレードに発生した例を掲げる。第51図は断面の角隅から、第52図は、組立孔から亀裂を発生したものである。



第54図 同上



第55図 硬度測定印象跡よりの破壊例

IX-2 刻印跡などからの破壊

壊第55図²⁾もこれに類似のものである。かかる例は、硬度の高い材料に多くみられる。

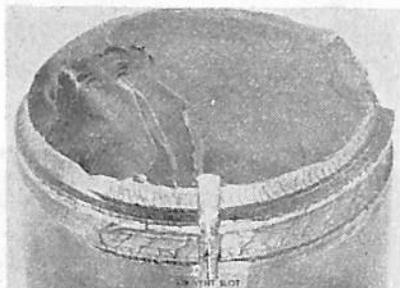


第56図 スタッド孔よりの軸の曲げによる折損

また、第56図³⁾は、表面にあけられた小さいスタッド孔が元で軸が曲げ疲労によつて折れた例であるが、これもこの類別の中に入れてべき性質のものであろう。

IX-3 表面仕上げ程度の影響

試験片の表面仕上げの程度が疲れ強度におよぼす影響については、既に多くの研究結果が発表されており、少からず影響があるといわれている。しかし、実際の機関部



第57図 機械仕上げの不良によるボルトねじ山からの折損

品にはさ程敏感にあらわれず、他の切欠効果と組合わさつて破壊を促進する場合が多い。第57図⁴⁾は、ねじ山の仕上げが悪かつたために、そこからスタッドが折損した一例、第58図⁵⁾は他の構造物の例で、隅肉附近の仕上げが悪かつたため、その底に亀裂を発生したものである。

前述したように、軸が段つき部から突如折損することは珍しくないが、後で調べると、その部分の機械加工の不手際が、この損傷に大きな役割を果していたとみられる場合が多い。



第58図 構造物の隅肉部の機械仕上げによる亀裂発生

IX-4 溶接補修

各種部品の欠陥を溶接で補修した場合、しばしばここから早期に亀裂を発生する。第59図⁶⁾はそのような場

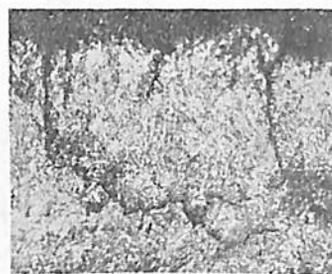


第59図 溶接補修後36時間で再び硬壊した軸の破面

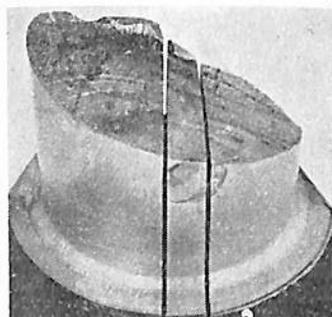
合の破面の一例である。また、第60図⁷⁾は、第61図⁸⁾の溶接補修部附近の顕微鏡写真であつて、多くの熱影響による小亀裂がみられ、特殊鋼クランク軸の場合である。

しかし、一方特に普通の炭素鋼による鍛造品のような場合は、適当な棒を用いて、適当に予熱応力除去すれば、相当に信頼の置ける溶接補修が行いけるともいわれている。

T. W. Bunyan 氏⁹⁾は、実際にかかる補修を行つた軸について疲労試験を行い、繰返しねじり疲れ限度の低下は、僅か13~16%であつたと述べているから、周到な工事が行われさえすれば、少くとも普通の軸類に関する限り、応急修理には、十分役立つのではないと思われる。



第60図 下のクランク軸の溶接補修部附近にみられる亀裂



第61図 溶接補修したクランク軸の折損例

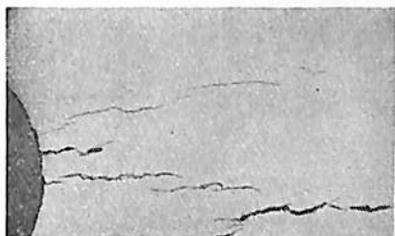
X ボ イ ラ

ボイラの疲労による事故として最も普通にみられるのは、水側の各所に起る溝蝕である。これは温度の変化による繰返し応力とボイラ水による腐蝕の同時作用による腐蝕疲労の結果である。しかし、これは余りにも一般的であるので、ここに改めて取りあげて述べる必要はな

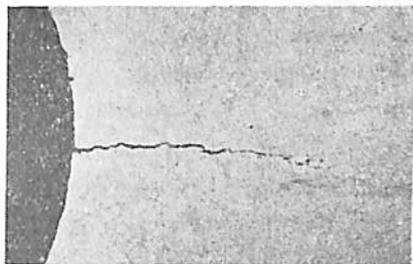
いように思われる。以上を除くと、ボイラに発生する疲労事故は、アルカリ脆性と熱亀裂の二つに絞られる。

IX-1 アルカリ脆性

今更改めて説明するまでもなく、接合部から洩れて溜ったボイラ水のアルカリ濃度が上昇することによつて発生する事故で、第62図⁹⁾および第63図⁹⁾はその例である。前者は胴の覆板のリベット孔から発生したもので、後者は、胴そのもののリベット孔から発生したものである。かかる亀裂の特徴は、第64図⁹⁾に示す如く Intercrystalline crack であることである。



第62図 覆板のリベット孔から発生したアルカリ脆性による亀裂



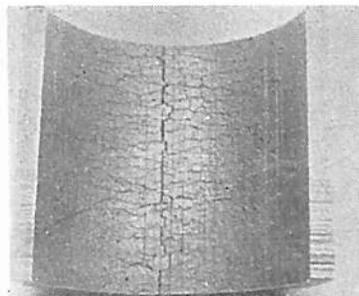
第63図 胴のリベット孔から発生したアルカリ脆性による亀裂



第64図 アルカリ脆性による Intercrystalline crack

IX-2 熱亀裂

ボイラに発生する熱亀裂は、高温金属面が、それより温度の低い水によつて繰返えし接触されるときに発生する。従つて、ボイラ水の Carry over, 異常蒸発, 冷い給水の間歇的導入などが主な原因となる。



第65図 傾斜の少ない水管の上半に発生した熱亀裂

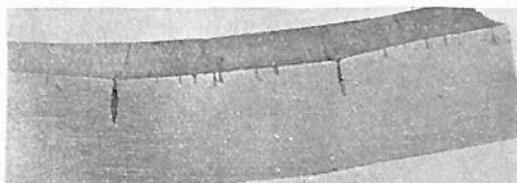
最近ボイラの過熱度は益々上昇の気運にあり、Carry over される水と蒸気温度の差は大きなる一方である。また、圧力の上昇も、蒸発する蒸気速度を著しく促進し、Carry over の機会を増大するので、この両者が相俟つて損傷を増加するのは当然である。

次に熱亀裂の事例を列挙する。

第65図⁹⁾：傾斜の少ない水管の上半に出現し



第66図 鍛鋼製水胴の内面に発生した腐蝕疲労亀裂

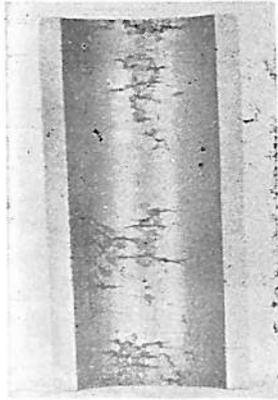


第67図 第57図に示す水胴の断面（機械加工跡と亀裂の関係とを示す）

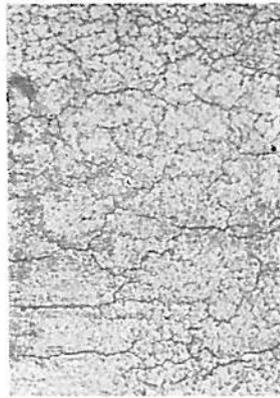
た熱亀裂で film boiling と nuclear evaporation の交互作用が原因と考えられるものである。

第66図⁹⁾：鍛鋼製の水胴内面に発生した腐蝕疲労亀裂の一例である。原因は、この附近に節炭器の開口があつたが、邪魔板が破損していたために、節炭器から出てきた泡が繰返えし胴表面に接触して過熱を起し生じたものである。なお第67図⁹⁾は、その断面であるが、亀裂が機械加工跡から発生している点が注目される。

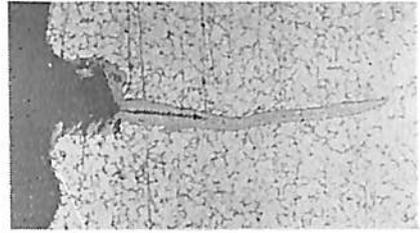
第68図⁹⁾：節炭器の管の末端に発見されたもので、節炭器中に発生した気泡の通過による繰返えし過熱が原因と考えられる。



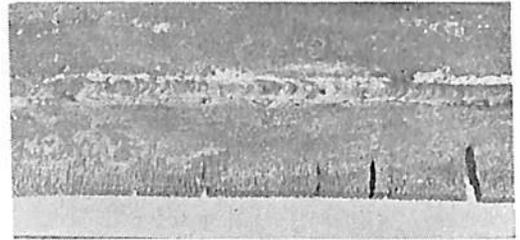
第 68 図 節炭器の管末端に発見された熱亀裂 (気泡の通過が原因)



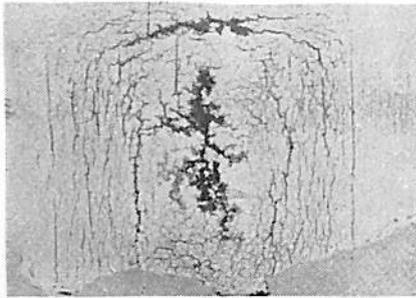
第 69 図 媒吹管に発見された熱亀裂 (ドレンの逆流が原因)



第 71 図 腐蝕疲労による熱亀裂の拡大図



第 72 図 水管フィン先端の dry fatigue による亀裂



第 70 図 蒸気ヘッダーに発見された熱亀裂 (ドレンの荒流が原因)

第 69 図^{*)} および第 70 図^{*)}: 第 69 図は媒吹管, 第 70 図は蒸気ヘッダーに発生した熱亀裂で, いずれも過熱された金属面にドレンが逆流してきたために起つたもの

である。

第 71 図: 腐蝕疲労による熱亀裂の断面を拡大したもので, transcrystalline で, 大きく口を開き, 中に酸化物のつまっていることに特徴がある。

第 72 図^{*)}: 水管のフィンの先端に発生した亀裂で, 水分には関係のないいわゆる dry fatigue の結果である。フィンの先端は, 始動時に高温に加熱され圧縮応力を受けるが, 各部が平衡状態になると温度が下つて引張りにかわり, このような応力サイクルの繰返しと高温における疲れ限度の低下が重なりあつてかかる亀裂を発生するものと思われる。(以上)

天然社編 船舶の写真と要目 第 4 集 (1956 年版)

B 5 判上製 200 頁 写真アート紙 定価 650 円 (〒50) 好評発売中

昭和 30 年発行「船舶の写真と要目」第 3 集 (1955 年版) に掲載以後の 1 ケ年における国内船, 輸出船の全部, 鋼船 500 噸以上の新造船船を掲載する。約 120 隻の全貌が写真および百余項目にわたる詳細なる要目より明かにされる。この 1 ケ年の日本造船界の盛況はこの集により余すところなく明かにされ, ひいては海運界の活況をも窮い知ることができ, 船舶関係各方面より待望されている。しかも各集ごとに日本図書館協会の選定図書に指定され, 一般にも多くの関心を高めている。

なお特殊船において本集においては若干小型船 (500 噸未満) を参考のため掲載した。

可変節プロペラー装備の曳船 玉丸について

石原 義夫
三井造船・造機設計部
部長代理

1. 緒 言

本年三井造船株式会社においては大型曳船の建造に当り三井 B&W 型ディーゼル主機械に可変プロペラーを装備した。三井造船所は昭和 28 年 9 月スイス国エ・シャール・ウイス社から船用可変節プロペラーの製造販売権に関するライセンスを獲得以来次々と製造しているが、曳船玉丸に装備したものは最新式のものであつて特に油圧ポンプを軸直結として非常にコンパクトかつ耐久性のあるものにしてゐる。本船は三井 B&W 型の主機と相俟つて非常に効率的に現在活動している。

可変節プロペラーは如何なる船に装備しても有効適切であることは言を待たない所であるが特に曳船においては海峡、河川、港湾、岸壁等障碍物も多く常に船の緊急操作を必要とする。そのための頻繁なる発停や微妙なる操船は本船の如く可変節プロペラーを装備している船において初めて得られるものである。すなわち機関部員の手を借りず船長自ら悠々と困難なる作業を的確に行いうるものであつて、起動の失敗もなく機関は常に正常運転をしているために機関の損耗も非常に軽減しうるものである。牽引能力はプロペラーの角度の変更によつてあらゆる船速に対し最大の推力すなわち牽引力を得ることが出来るので曳船としては理想的であらう。また本船は 2 軸であつてこれに可変ピッチプロペラーを装備しているので舵を使用することなくとも最少限の旋回距離で回ることが出来るのも大いなる特徴といえよう。

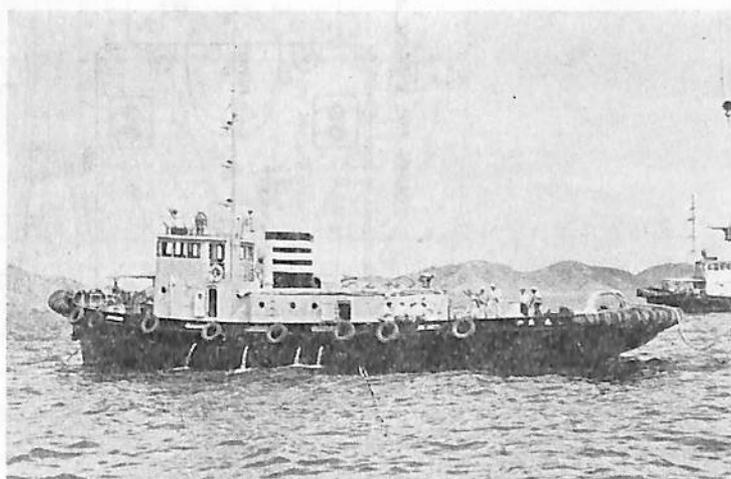
2. 一般配置および主要々目

長(垂線間)	26.000 米
幅	7.400 米
深	3.500 米
計画満載吃水	2.600 米
ノルマル トリム	0.800 米
総噸数	約 175 噸
最大速力	約 12 節
燃料油槽	14 噸
清水槽	8 噸
乗員	15 人
主機械	三井 B&W DE 528 VF 50 2 基
定格出力	500 BHP × 2 馬力

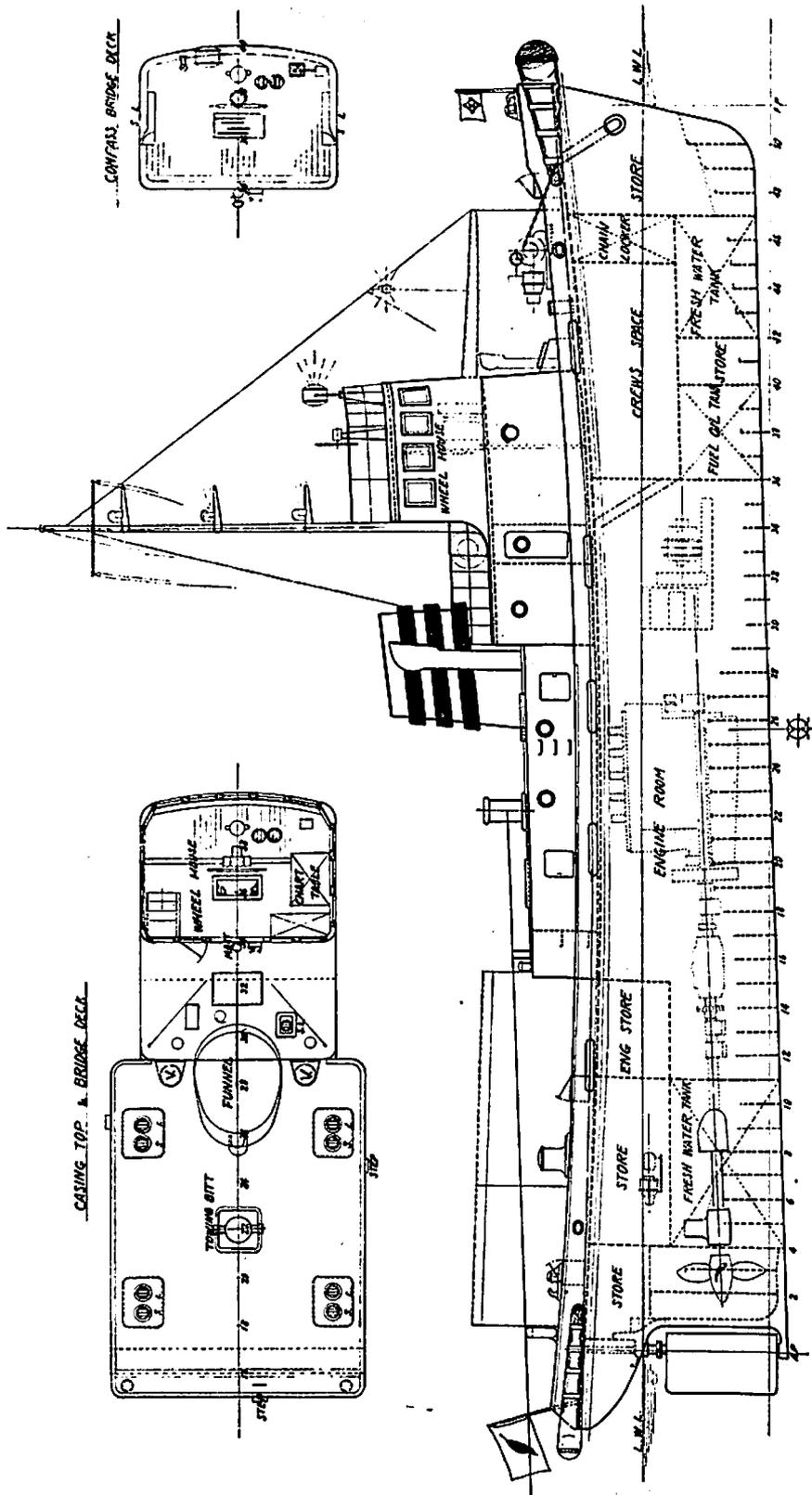
300 回転毎分

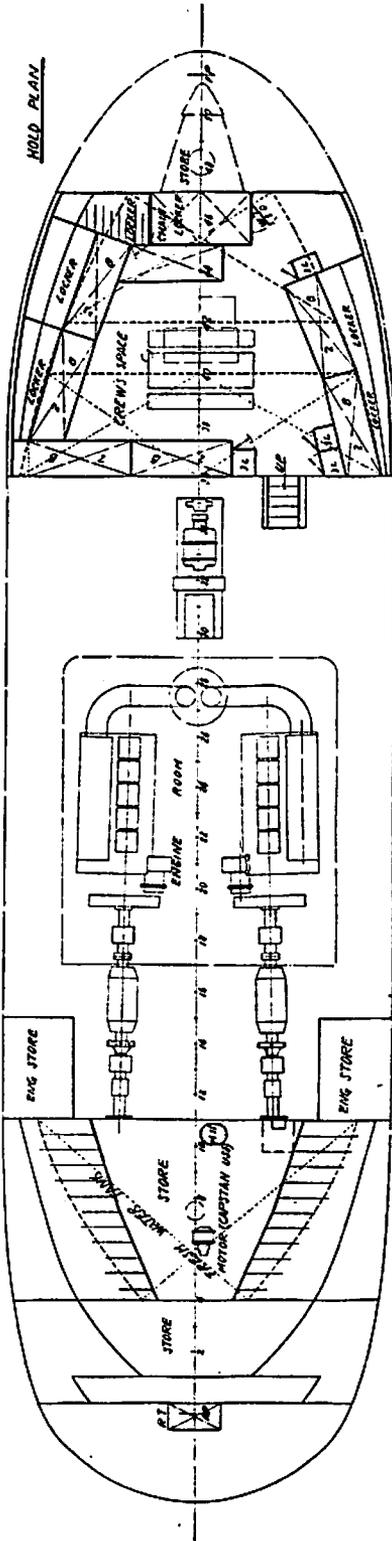
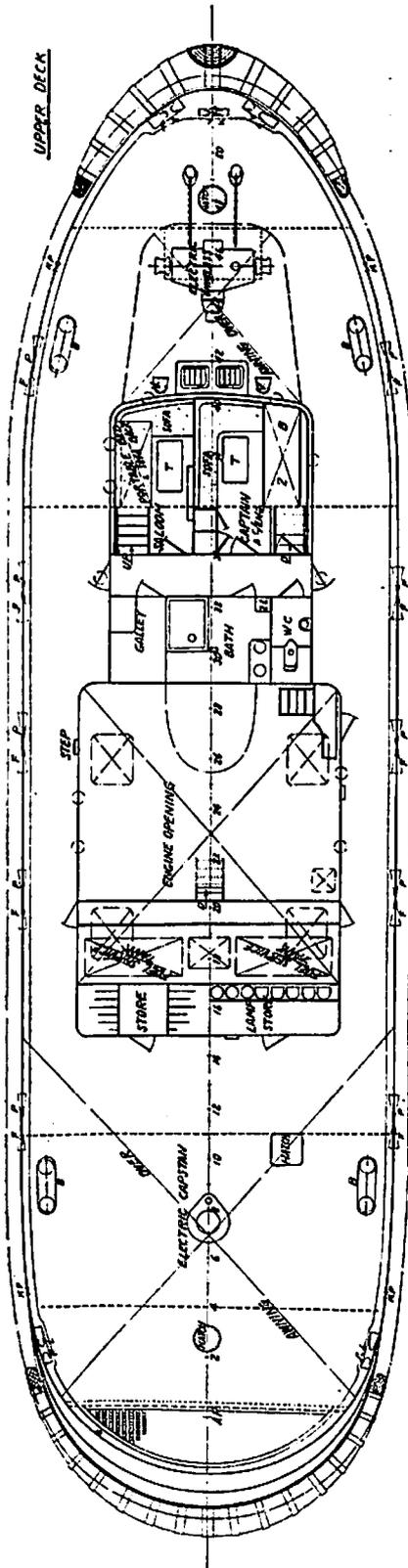
3. 機関室配置および主要々目

1. 主 機 械		
型式および台数	2 サイクル単動無気噴油ト ランクピストン式三井 B& W ディーゼル機械 DE 528 VF 50	
製造年月日および製造所	昭和 31 年 6 月 三井造船 株式会社	
汽 筒 数	5	
汽 筒 径	280 耗	
行 程	500 耗	
軸 馬 力	500 (指示馬力 670)	
回 転 数	300 毎分	
平均指示圧力	6.5 疋每平方厘	
筒内最大圧力	50 " "	
2. 軸 系		
中間軸	165 耗 各舷 1 本	
給油中間軸兼推力軸	180 耗 " "	
サーボシリンダー	230 耗 " "	
変節油ポンプ	2.4 立方米毎時 各舷 1 個	
同上吐出圧力	20 疋每平方厘	
推進軸	外径 170~175 耗 内径 70~80 耗	



玉 丸





玉丸一般配置圖

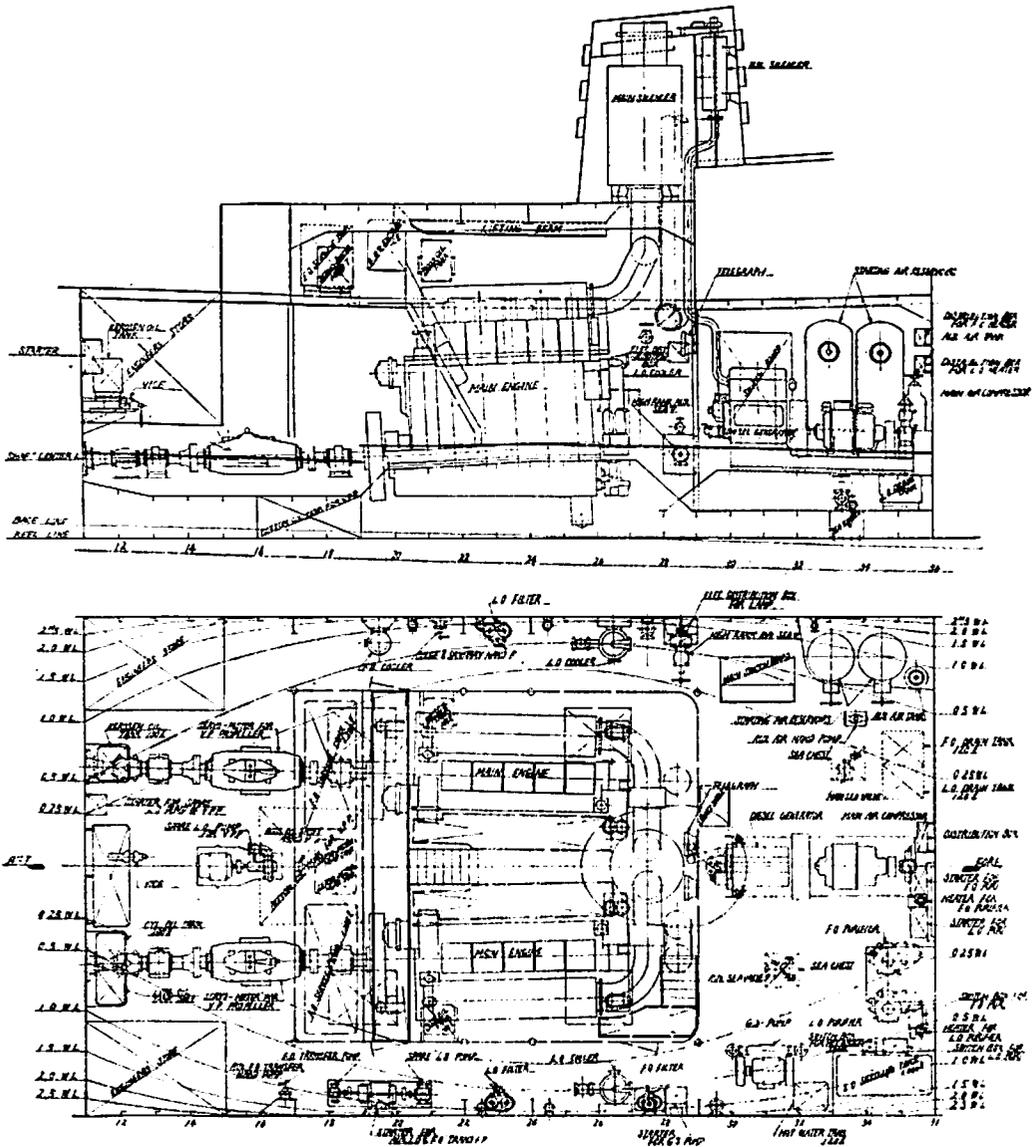
3. 推進器

型式および数	三井エシャウイス三翼可 変節型, 両舷各1基
直径	1,800 耗
ピッチ (前進正常)	1,490 耗
ピッチ比 (%)	0.822
ピッチ前進最大	$\alpha = +10^\circ$
〃 後進最大	$\alpha = -45^\circ$
全円面積	2.545 平方米
展開面積	1.245 〃
射影面積	1.146 〃

展開面積比	0.489
射影面積比	0.450
ボス径	500 耗
ボス長	1050 耗
ボス比	0.278

4. 発電機

原動機型式	四サイクル単動無気噴油ディーゼル機械	1基
筒数	3	
汽筒径	150 耗	



玉丸機関室全体装置平面

潤滑油用加熱器	シーズワイヤー電熱式	2.5 KW	2基
温水増加熱器	" "	1.0 KW	1基
空気槽 (主機用)	500立	1基	
" (補機用)	30立	1基	

4. 甲板補機類

- 揚錨機 横型電動式 1.85噸×9米毎分 7 HP 1基
- 繫船機 豎二重甲板型 0.8噸×20米毎分 7 HP 1基
- 操舵機 人力式 1基
- タイホン 空気手動式 1基
- 可変節操縦装置 コントロールスタンド

手動操縦, 直流, ステップモーター式追従装置付片舷单独あるいは両舷同一ピッチ操作切換可能
 操舵室内 1基
 操舵室屋上 1基

5. 可変節装置

可変節プロペラーは既にトロール船生駒丸, 港湾局の曳船等に装備しているのでその構造については既に知られていると思うがなお一応その概略について述べることにする。従来の船の場合は変節油ポンプが独立のものであつたが本船は軸駆動のポンプを内装している点に更に一段の進歩を見せている。

構造および作動概要は次の通りである。

(1) コントロールスタンドおよび操縦追従系統

コントロールスタンド100は操舵室およびコンパス

デ・キの右舷寄りに各1基装置され、何れからも随意に操作出来、曳航時操船の便利であるように考慮されている。

コントロールスタンドの操縦ハンドル101を所要のピッチ目盛に動かせば操縦系統のチェーン・ワイヤ102等を経て、その操作が機関室内の給油装置に伝達され、プロペラピッチは所要の位置にセ・トされる。

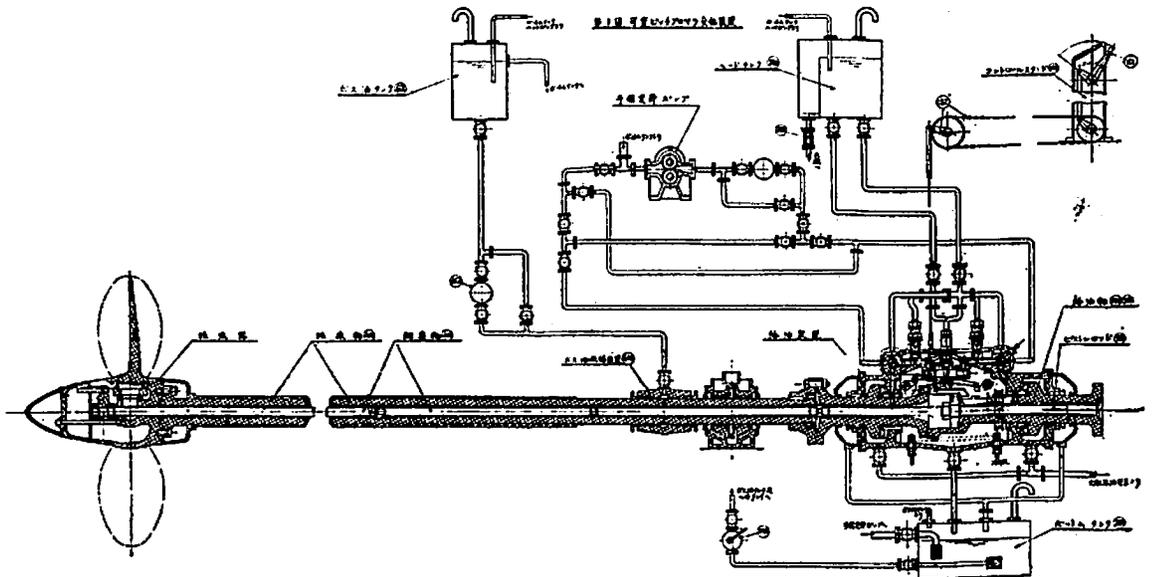
プロペラピッチの値は給油装置に装着されているセルシンモーター105により電氣的追従系統を経てコントロールスタンドの目盛板上に常時指示される。

この操縦系統と追従系統との関係はサーボモーターで変節油の作動を介して間接的につながっているのみで互に独立して作動するものであるが、プロペラピッチが所要の位置にセ・トされている時は操縦ハンドルと追従装置指針との相互の位置は一致している。

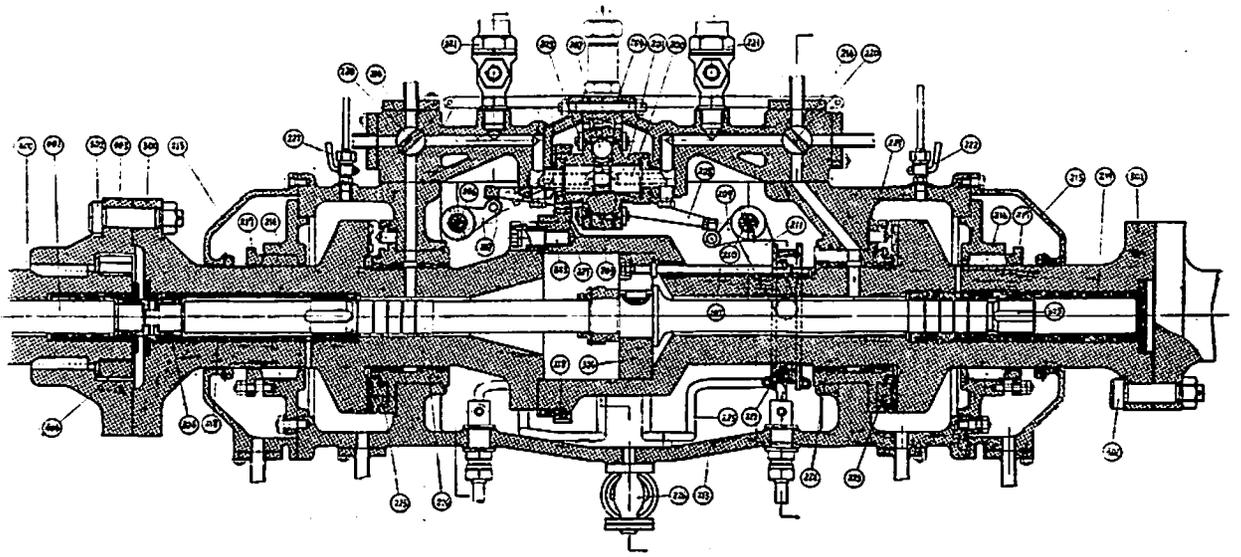
また操縦系統中には切換装置が装備してあり、これを随意装置することによつて右、左舷軸のプロペラピッチを同時にあるいは別個に変化させることが出来る。

(2) 給油装置

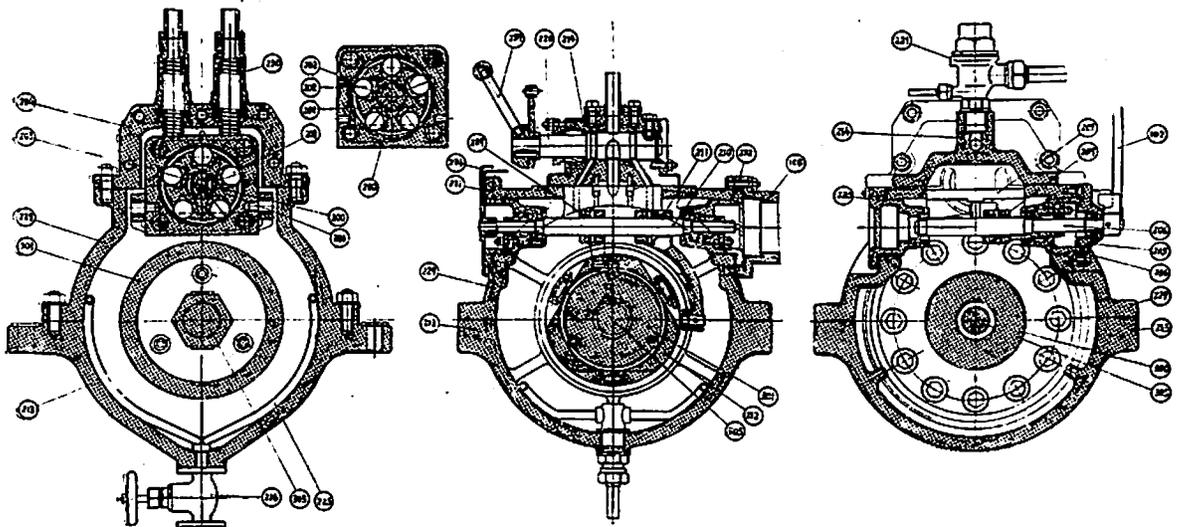
給油装置は変節ポンプ装置、ポンプ操縦装置および推力軸受等から成立つていて、内部は潤滑油で充たされ、コントロールスタンドからの操縦系統により変節ポンプ装置を作動させ、圧油をサーボモーター内に分配供給しサーボピストン304を移動させプロペラピッチを変化させる。すなわち操縦系統の操作によつて、給油装置内操縦軸206を回転させ、これに取付



第1図 可変ピッチプロペラー全体装置



第2図 給油装置縦断面図



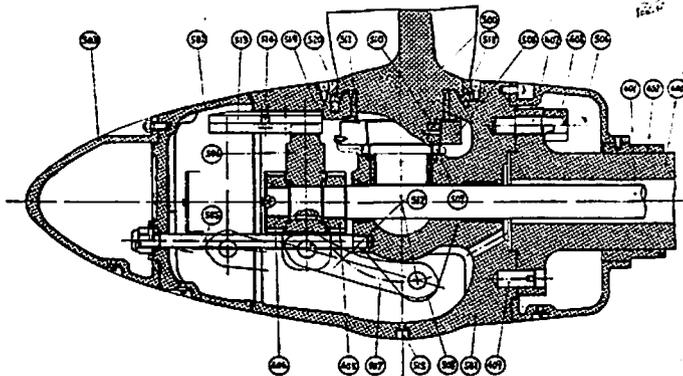
第3図 給油装置横断面図

(第2図および第3図の説明)

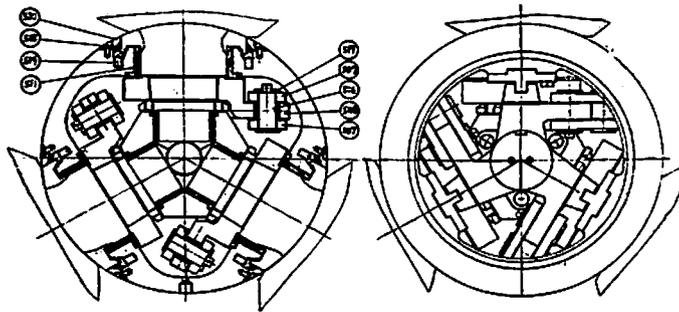
- | | | | | |
|-------------|--------------|------------------|-------------|---------------------|
| 200 弁軸 | 201 ローター | 202 ボール | 203 ステーター | 204 ステーターカバー |
| 205 連結片 | 206 操縦軸 | 207 レバー | 208 平衡レバー | 209 レバー |
| 210 追従軸 | 211 追従レバー | 212 摺動環 | 213 下部本体 | 214 上部カバー |
| 215 サイドカバー | 216 シーリング装置 | 217 パッキン抑え | 218 船尾側プッシュ | 219 船首側プッシュ |
| 220 チェンジバルブ | 221 逃し弁 | 222 コック | 223 進力受片 | 224 軸受金 |
| 225 冷却水管 | 226 ドレン弁 | 227 小歯車 | 228 大歯車 | 229 上部本体 |
| 230 スプリング抑え | 231 追従軸カバー | 232 追従指針 | 233 操縦軸カバー | 234 操縦軸カバー |
| 235 操縦軸カバー | 236 追従指針 | 237 チェンジバルブ・ハンドル | 300 船尾側給油軸 | 301 船首側給油軸 |
| 302 連結ボルト | 303 給油軸連結ボルト | 304 サーボピストン | 305 ピストンロッド | 306 ピストンロッド調整軸連結ナット |
| 307 追従用ロッド | 400 推進軸 | 401 調整軸 | 403 組立フランジ | 404 フランジ取付ナット |

けてあるレバー207,平衡レバー208等を介してポンプ200,201,202,203を作用させる。ポンプは一種のディスプレイメントポンプで、軸により歯車駆動され吐出圧力20kg/cm²で、給油軸300,301サーボモーター内に吐出する。この圧油によつてサーボピストン304は移動し、これに連結された摺動環212を経て、追従軸210を回転させ、これに取付けてあるレバー209および平衡レバー208等を一巡してポンプの作用はとまる。

サーボピストン304の変位は次項に述べるようにピストンロッド305,調整軸401およびクロスヘッド506等の変節機構に伝達され環500は旋回して、ポンプの作用が、とまると同時に所要のピッチにセットされる



第4図 推進器縦断面図



第5図 推進器横断面図

(第4図および第5図の説明)

- | | | | |
|-----------|---------------|-----------|---------|
| 400 推進軸 | 401 調整軸 | 402 被金 | 405 船尾端 |
| ナット | 406 船尾端ナット | 407 連結ボルト | |
| 408 同袋ナット | 409 ピン | 500 推進器環 | |
| 501 ボス本体 | 502 後部カバー | 503 キャップ | |
| 504 前部カバー | 505 ボルトおよびナット | 506 ク | |
| ロスヘッド | 507 リンク | 508 レバー | 509 ナット |
| 510 キー | 511 プッシュ | 512 プッシュ | 513 ガイ |
| ド | 514 押えボルト | 515 ねじ栓 | 516 ピン |
| 517 座金 | 518 パッキンリング | 519 スプリング | |
| 520 | パッキン押え | | |

ように装置されている。

また前項のセルシンモーター105は追従軸210と歯車によつて連結されているので、コントロールスタンド100の追従目盛にはサーボピストンの変位すなわちプロペラピッチの変化が指示されることになる。

またポンプよりサーボモーターに連がる油道の途中に安全弁221およびチェンジバルブ220を備え、吐出圧力が20kg/cm²を超える時は安全弁を通つてヘッドタンクに流出する。

またチェンジバルブ220を切換えることによつてサーボモーターは予備変節油ポンプに連絡することが出来る。

給油装置は常に主機注油管系より注油され、推力軸受面223を潤滑し内部を充油して上部排出管よりヘッドタンク240に流出する。

また本体213は船体に固着され、推力軸受で受けた推力は本体を経て船体に伝達される。

(3) 給油軸およびピストンロッド

給油軸300,301は主機出力の伝達と同時に、推力フランジを備え、推力を給油装置本体213,229に伝達する。更に中央部はサーボモーターとなっている。

給油軸300,301は内部にピストンロッド305が挿入されるために中空軸となりポンプより吐出される圧油は、この中空孔とピストンロッドとの間を通つて、サーボモーター内に流れ込む。軸の船首尾両側にはピストンロッド305のガイドとなり、かつ油密を保つためにプッシュ218,219が挿入されている。

ピストン304にはピストンロッド305が締付けられピストンロッドの船尾端には調整軸401が連結されている。

ピストンの船首側に油圧が働らく場合は前進より後進に、また船尾側に働らく場合は後進より前進にピッチが変化する。

(4) 推進軸および調整軸

推進軸400は内部に調整軸401が滑動するために中空孔を有し、船首部は組立フランジ403により給油軸(30)に、船尾部はフランジ接手によりプロペラボス本体501に連結されている。

調整軸401は船首側をピストンロッド305に、船尾端をクロスヘッド506に連結してい

るからサーボシリンダー内のピストン 304 の変位は、そのまま推進器ボス間のクロスヘッド 506 の軸方向の変位となり、同時に変節力の伝達が行われる。

(5) 推進器

推進器ボス内の機構および作動は通常の往復機関のクランク機構と同一である。すなわちクロスヘッド 506 の軸方向の変位はリンク 557 およびレバー 508 を介して爽 500 の回転運動となり、サーボピストンの変位に応じて所要のピッチを示すことになる。

ボス内に海水が浸入するのを防止するために図に示す特許のシーリング装置 518 を施行してある。ボス内にはボス油タンク 601 より重力によつて潤滑油が充たされ常に推進器部位の水圧より、やや大なる油圧を保ち、このシーリング装置によつて海水の浸入を防止すると同時に油が海水中に流出するのを防止している。

(6) ボス油装置

ボス内部滑動部の潤滑の完全を期するためにボス油タンク 601 を船内高所に設けてある。すなわちそのヘッドと推進器部位の水圧の差によつてごく微量でもシーリング装置から海水中に漏油のある場合、ボス油はボス油タンク 601 より濾器 602、ボス油供給装置 600 および推進軸中空部を通じてボス内に補給、充満される。

6. 運転成績

玉丸の海上運転成績表は次の通りであつた。本船にお

荷 重	1/4	1/2	3/4	4/4
ピッチ移動角 (°)	0	0	0	0
船 速 (kts)	8.395	9.392	10.617	11.676
回 転	190	240	275	300
軸 馬 力	252.5	441.0	651.0	850.5
海水温度 (°C)	28	28	28	28
機 械 室 (°C)	35	35	35	35
燃料入口圧力 (kg/cm ²)	2.30	2.32	2.35	2.37
潤滑油 " (")	1.22	1.27	1.33	1.38
冷却水 " (")	0.18	0.21	0.26	0.30
掃除空気 " (")	0.045	0.072	0.095	0.115
筒内最大 " (")	40.55	43.45	44.70	45.85
" 圧縮 " (")	30.68	33.35	34.20	35.30
平均指示圧力 (")	3.32	3.87	4.75	5.51
シリンダー冷却水出口温度 (°C)	38.3	38.7	38.9	39.4
排気ガス温度 (°C)	141.7	166.5	197.2	230.2
油冷却器油出口温度 (°C)	36.5	35.2	35.2	35.2
" 水 " (°C)	31	31	30.5	30.2

いて実施した各種試験の全部は省略することにして規定ピッチの場合の各ロードにおける成績と、規定回転とした場合において前者と少々ピッチを変更した場合のみの成績を記載して参考にする。

荷 重	1/4	1/4	1/4
ピッチ移動角 (°)	-2	0	+1
船 速 (kts)	11.169	11.542	11.811
回 転	300	300	300
軸 馬 力	716.0	847.5	919.5
海水温度 (°C)	27	27	27
機械室温度 (°C)	36.5	36.0	36.0
燃料入口圧力 (kg/cm ²)	2.35	2.35	2.35
潤滑油 " (")	1.38	1.38	1.38
冷却水 " (")	0.3	0.3	0.3
掃除空気 " (")	0.115	0.115	0.110
筒内最大 " (")	45.30	46.05	47.49
" 圧縮 " (")	35.53	35.55	36.56
平均指示圧力 (")	4.648	5.490	5.965
シリンダー冷却水出口温度 (°C)	36.4	36.6	37.8
排気ガス温度 (°C)	213.3	228.8	267.8
油冷却器油出口温度 (°C)	35	35	35
" 水 " (°C)	29	29	29

7. 結 び

本船は以上のような構造および性能を有する大型曳船であつて目下三井造船株式会社玉野工場において曳船としての全性能を充分発揮している。本船の詳細は紙面に限度があつて記載出来ないが曳船に限らず、大型客船、魚船、その他利用範囲は非常に多いのであつて今後の可変ピッチプロペラーの益々発展しゆくだろうことを期待して一つの参考となれば幸いである。

海技入門選書・近刊予告

商船大学教授 田中岩吉 著

海上運送と貨物の船積
[後篇] 貨物の船積

商船大学助教授 豊田清治 著

推測・天文航法

商船大学助教授 野原威男 著

推 進 器

過渡時における主軸のトルク変動

大江 卓二
運輸技術研究所・船機部部長

機関の整定中における主軸の振動については古くから研究され、計画の初期に相当の正確さまで計算することができるが、過渡時の現象について研究された資料は比較的少ない。最近高出力の船尾機関装備の船舶が増加し、軸系の振動の問題が益々重要視されるようになり、また船体振動特に船尾部の振動との関係が論ぜられるようになった。筆者等は最近多数大型船の海上運転に際し、主として軸系の振動を実測し、その記録の中から過渡時におけるトルク変動について興味ある二三の問題について述べてみたいと思う。

1. 過渡現象

機関操作中、すなわち前進から後進、後進から前進へ移行する操作または振り振動共鳴回転付近を通過する際等のような過渡時の軸トルクはいかなる変動をするものであろうかということは頗る興味ある問題である。かかる過渡時にあつては一般に想像外の振動発生をしばしば経験するのであるけれども、かような状態下の現象を詳細に記録することは従来極めて困難なことであつて、このような操作中に発生する異状振動や減速歯車の chattering 等の現象がいかなる性質のものであるか、そしてこれらの現象が主機械計画上どの程度まで考慮に入れられるべきであるか等非常に疑問な点が多かつた。

特に近年の如く後進発停取扱が酷になりつつあり、また大出力の船尾機関を装備する大型船の建造が多くなりかつ推進器翼数の選定についても種々論議せられつつある現状に鑑み、上記の過渡時の軸トルクの変動状況を知ることは極めて重要な問題となつてきた。

幸い近年諸種の計測法の進歩によつて、これまで極めて困難とされていた主機操作中の軸トルク、回転数その他必要な事項を電氣的に詳細に連続記録し得るようになり、今まで殆んど不可能に近いとされていた過渡現象の把握に成功したことは誠に喜ばしいことである。

1950年頃米国の Super Tanker についてその後進試験の際、はじめてこれら過渡現象を電氣的に記録することに成功したが、未だ完全な連続記録とまではいかなかつた。それと殆んど同じ頃筆者等は過渡期の連続記録装置の研究を進めてその計測装置を完成し1952年より実用に供している。

本計測装置を用いて過去数年来数十回におよぶ実船試験で各種の過渡状態におけるトルク変動を計測した結

果、設計上は勿論主機取扱いについても極めて重要な資料を得ることができた。

2. 計測方法

発停操作等の過渡現象把握には回転数、トルク、推力、蒸気圧力、船速等の連続記録が必要欠くべからざるものであるが、計測方法の研究によつて過去数年来、船速を除くすべての項目について連続記録することができるようになった。

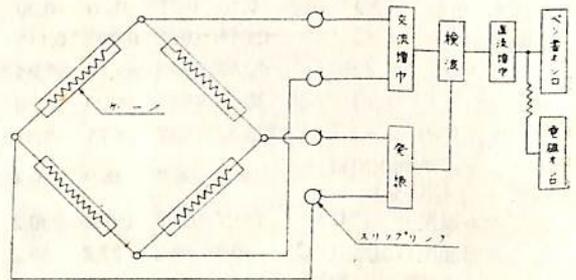
われわれの採用したトルク計測装置は米国のインダクタンス型トルクメーターに対して、抵抗線歪計、抵抗箔歪計およびインダクタンス型トルクメーターについて研究し、抵抗箔歪計を使用する方法が最も簡単で、最も確実であつた。計器取付個所はすべて後部中間軸である。その計測方法を略記すれば次の通りである。

(i) 抵抗線歪計による方式

実際の計測回路は第1図の如く抵抗値 400 Ω、標点間距離 25 mm の抵抗線歪計をブリッジに組み発振部で発振させた 5,000 サイクルの搬送波をスリップリングを通してブリッジに入れ、トルク変動に伴つて出てくる対辺からの電圧を再びスリップリングを通して電子管増巾器で増巾し、検出整流した後直流増巾を経てペン書オシロあるいは電磁オシロに記録する。

抵抗線歪計を軸方向に対して ±45° の方向にそれぞれ 2 枚ずつ 4 枚貼り、伸歪と圧縮歪とが交互に結線されるようにブリッジを組めば、1 個の抵抗線歪計の場合の 4 倍の感度で歪を測定することができる。この場合軸から 4 個のスリップリングおよびブラシを介して回転体外部と電氣的に結合される。

スリップリングは動作の確実なものとして巾 30 mm、厚 2 mm の真鍮板を 2 個に分割できるように作り絶

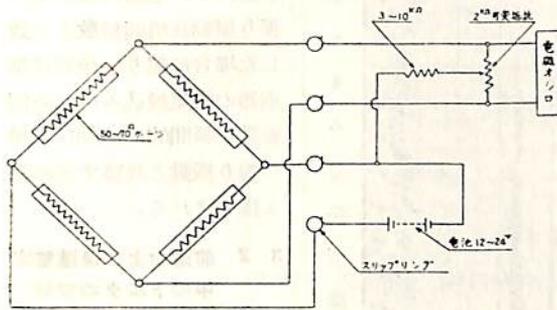


第1図 交流ブリッジによる計測回路

緑ゴムシートを介して軸に取付ける。ブラシは巾 10 mm, 厚さ 0.3 mm 長さ 400 mm の磷青銅板で絶縁物を介して適当にスリップリング上に保持, 圧着する。

ii) 抵抗箱歪計による方式

前項の如くブリッジ出力電圧を高利得の電子管増巾器により増巾することは長期間の測定等における基準線の変動という点で何かと不安定になることをまぬがれない。そこで増巾せずブリッジ出力で直接電磁オシロの高感度ガルバを作用することが試みられ, リボンゲージの使用によりこれが可能となつた。リボンゲージとは前項の抵抗線歪計と原理は全く同じであるが合成樹脂(アラルダイト等)の膜面に金属箔の適当な図型のものを抵抗体として接合させたもので電流量が大きくなり, かなりの強電流を流すことができる。これの測定回路は第2図の如きものである。



第2図 抵抗箱歪計による直流ブリッジ計測回路

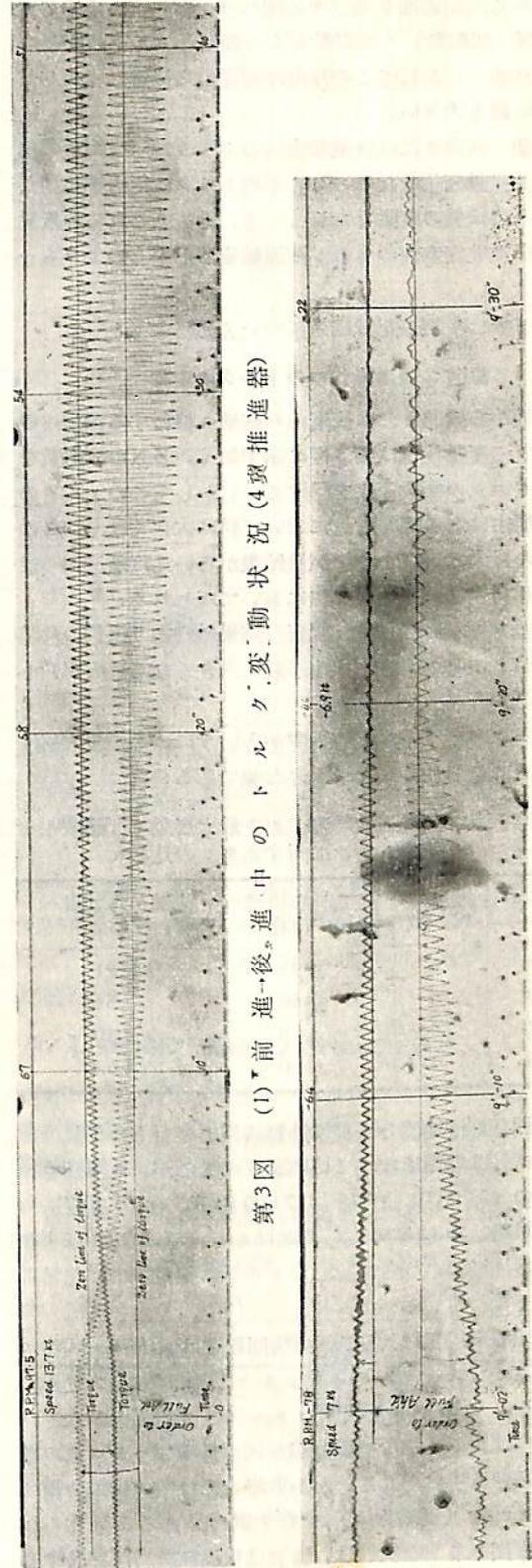
これの被測定物への接着にはアラルダイト等の合成樹脂接着材が使用される。ゲージは抵抗値が多少相違しているのので, 結線をしたブリッジのバランスを取るために 2kΩ の可変抵抗器を使用した。現在のところこの方式によるものが最も安定でかつ簡便な計測方法と考えられる。

3. タービン主機操作中のトルクの変動

多数の実船試験の結果, 連続最大出力で航行中の主軸のトルクの変動は四翼推進器の場合には平均トルクの $\pm 5 \sim \pm 7\%$ 程度認められ, 操作中の軸トルクの変動状況は一般には考えられているものより甚だしく複雑なものであることを知り得た。特に前進から後進およびその逆の操作さらに後進整定中のトルクの変化はわれわれが想像していた以上に大きいことがわかつた。

試験結果を解析して得られた各船に共通な現象として次の諸点をあげることができる。

- ① 前進から後進または後進から前進へ移行する場



第3図 (1) 前進→後進中のトルク変動状況 (4翼推進器)

第3図 (2) 後進→前進中のトルク変動状況 (4翼推進器)

合にある回転範囲を通過する際に $f = ZN$ (Z : 推進器翼数, N : 回転数) の振動数をもつ顕著なトルクの振動が現われる。しかしこの振巾は前進から後進へ操作した直後に最も大きい。

② 前進または後進整定前のトルクは $f = ZN$ の継続的な脈動変化をなし、この平均トルクは更に不規則なうねりの状態の変動をなしている。そしてこれらの変動量は後進整定直前のものが前進整定直前のものよりも一般に大きい。

以下少しく実際記録結果について述べよう。

3.1 前進⇄後進操作中のトルクの変動

前進から後進または後進から前進へ移行する操作中のトルクの変動状況は第3図に示す如く、 ZN の振動数をもつトルクの振動変化を呈する。しかしこのトルクの振動振巾はある回転附近において特に大きくなり、この振巾の最大は現在までの試験結果からいえば前進から後進へ移行する間の前進回転において現われる。

このトルクの振動は、調査の結果軸の振り振動の共鳴回転およびその附近で振巾が最も大きくなることがわかった。

トルクの変動率はどの程度かというに、その最大値は第1表に見る如くかなり大きな値である。

第1表 後進試験時のトルク最大変動率(連続最大トルクに対する%)の比較

船名	推進機翼数	前進から後進へ移行する途中	後進から前進へ移行する途中
P	4	±53	±21
Q	4	±60	±31
R	4	±56	±30
S	5	±20	±6.4

最近5翼推進器と4翼推進器装備の場合との振動性能がしばしば問題となつているようであるが、5翼推進器装備の45,000 T 油槽船 (17,500 HP 105 rpm) 2隻について試験した結果何れも大差はなく、第1表に示す如く4翼推進器の場合に比してトルクの振動振巾は非常に小さくなつている。

大型船尾機関の振り振動共鳴回転数は大体50~60rpmであるので、その時の平均トルク T_m は左程大きくないから、このような状態でトルクの変動振巾が大きい場合には、トルクの振動曲線が図に見る如くトルクの零線を過ぎる場合がある。かかる場合には減速歯車の歯に chattering (衝撃作用) を起す慮れがあると考えられる。事実かような状態は、普通は後進試験時に経験する

如く減速歯車に異常な音響を發するものである。

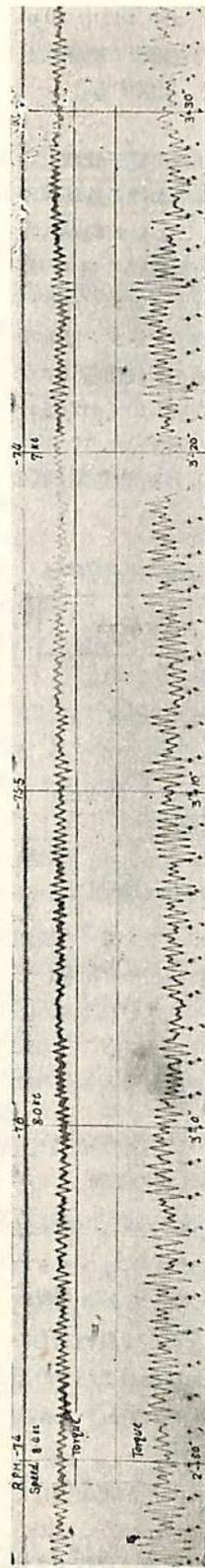
① 後進または前進へ移行する操作の過程においてその時の平均トルク T_m とトルクの変動振巾 a との関係は極めて不規則で、この関係を式で表現することはできないが $T_m \neq 0$ でも a の値が相当大きく連続最大トルクの65%に達することもあり、また後進整定前等にあつても a の値が T_m に等しくなることもある。前者は既に述べた通り $T_m = 0$ 附近における回転数が軸の振り振動共鳴回転数と一致した場合に起り、後者は推進器の空気吸込みのため回転数が瞬間的に変動して軸の振り振動と共鳴する結果と推定される。

3.2 前進および後進整定中のトルクの変動

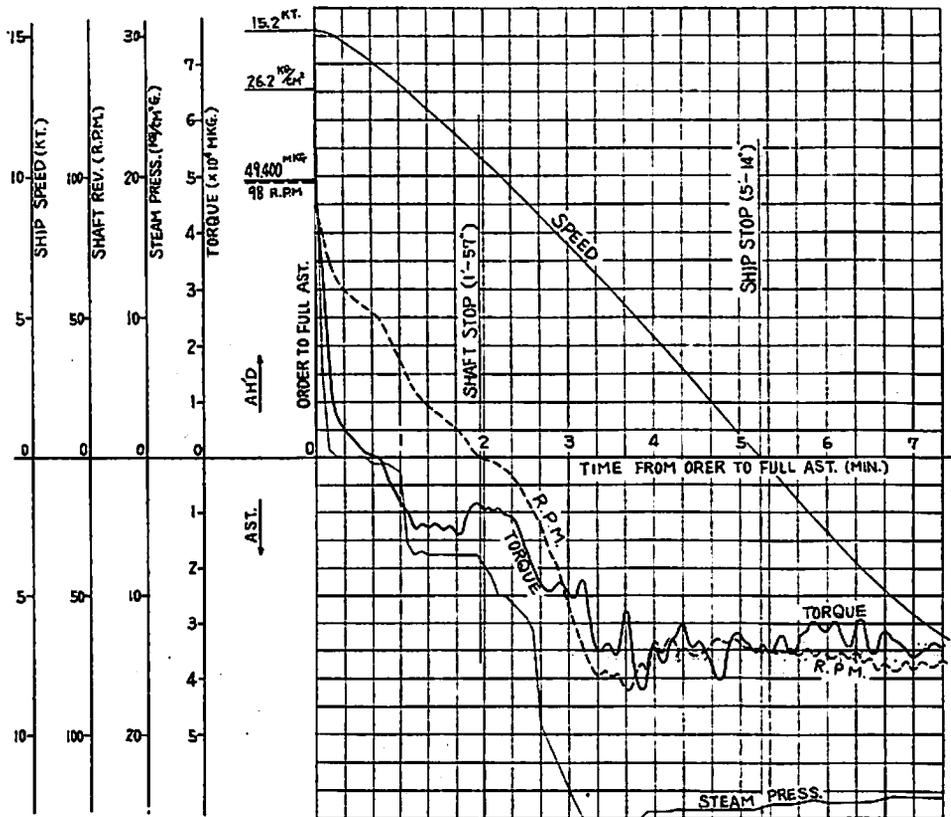
整定航走中のトルクの変動は前進と後進の場合ではその趣きがかなり異なつている。前進整定中は多少海上が波立つていてもトルクの振動振巾は比較的小さくてその値は一般に連続最大トルクの±7%を超えない。そしてこの場合にも ZN に相当する振動数をもつている。

後進整定中は前進の場合とは全く趣きを異にしトルクの変動振巾は相当大きくかつ振動数が ZN の外に不規則な振動数をもつ、うねり状の変動をなしている。

第4図は後進整定直前から後進整定中のトルクの変動状況を示すものである



第4図 後進整定中のトルクの変動状況



第5図 実船の後進試験時の蒸気圧力、回転数、平均トルク変動状況

が、これを見れば後進中のトルクは前項の前進→後進操作の場合とは比較にならない程不規則なトルクの変動を生ずるものであることがわかるであろう。第5図は後進試験中のトルクの変動状況を示すもので、後進中のトルクのうねりをうかがい知ることができよう。このトルク変動率は一般に後進整定直前が大きい。

前項において比較した4隻推進器と5隻推進器の場合のトルク振巾の関係は後進中もほぼ同様な関係にあり、5隻推進器の場合がその振巾が少く、大体1/2程度と考えるとよいようである。

同一船についての試験では後進整定直前のトルクのうねり状の変化は後進力の大きいもの程一般には大であるが、振り振動共鳴回転付近の振巾はかならずしもそうでない。前進から後進へ移る操作の酷なものでも、そのトルクの最大振巾は、これよりも極めて楽な操作の場合の最大振巾よりもかなり小さい場合もある。

数十回におよぶ試験結果から判断して操作の緩急とトルク、うねりおよびトルクの振巾については概略の傾向として次のことがいえる。すなわち同一前進状態から同一後進蒸気圧力に達する操作において整定蒸気圧力直前

の平均変動率が大きい、いい換えれば最高圧力附近の操作の所要時間の短いものほど後進トルクおよびそのうねりも大となるけれども、トルク変動の振巾は必ずしもこれと同調しない。

3.3. 軸系振り振動による軸の附加応力

軸系の振り振動は前述のトルク計測装置を利用して計測することができる。数隻の大型船について振り振動試験を実施し、その時の振動形体を計測して、それから

第2表 振り振動共鳴回転数と軸の最大附加応力

船名	共鳴回転数 rpm		軸の最大附加応力 ± kg/cm ²	
	回転上昇中	回転下降中	回転上昇中	回転下降中
A	58	57	87	113
B	58	53	31	68
C	48	47	63	92
D	51	47	79	167
E	51	49	54	78
F	38	38	13	34

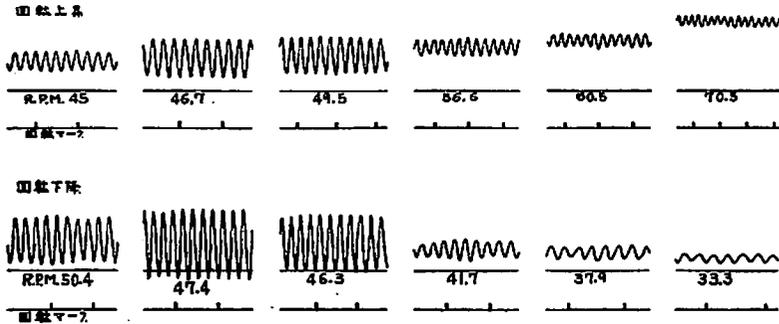
軸の附加応力を求めたところ第2表の如き成績を得ている。

上記の振り振動試験は回転数を3~10 rpm 毎に段階的に上昇または下降せしめて行つたもので、回転数を連続的に変化させた場合との比較試験は行わなかつた。回転を段階的に上昇する場合と下降させる場合では振動の共鳴回転数には明かに差が生じている。また軸の最大附加応力は最大 $\pm 167 \text{ kg/cm}^2$ というものもあるが、普通 $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$ 程度までと考えられる。最大附加応力は回転下降時の方が上昇時の場合よりも大きい。振り振動による附加応力と screw aperture との関係については更に研究の余地があるが、これを大きくした方が応力は小さいようである。

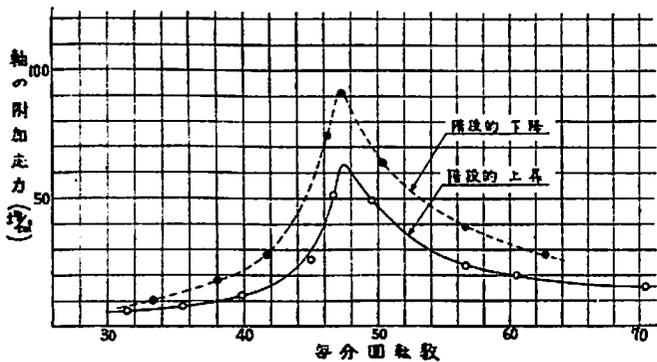
第6図は振り振動試験時の振動計測結果の一例で、第7図は各回転に対する軸附加応力の値を图示したものである。

回転数を段階的に変化させる場合と連続的に変化させる場合との軸附加応力の比較については特に計画的に行つたことはないが、後進試験時の前進から後進へ移行する操作中に発生するトルクの振動変化と比較すれば大体の傾向を知ることができよう。

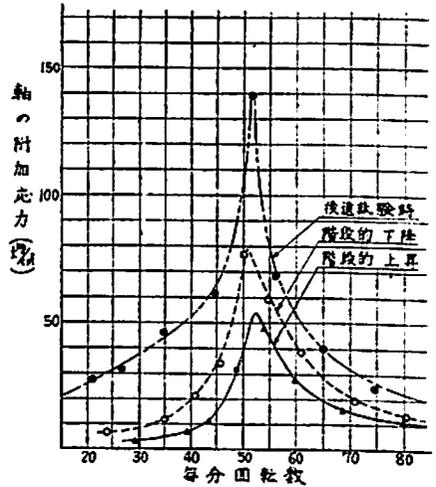
第8図は後進試験時と振り振動試験時の軸附加応力の



第6図 振り振動試験記録



第7図 振り振動による附加応力曲線



第8図 振り振動試験時と後進試験時の軸附加応力比較

比較曲線で、図でみる如く後進操作の如く急激操作の場合の振動による軸附加応力は回転数を段階的に変化させる場合よりもはるかに大きな値になっている。別の比較においてもその差が顕著である。後進操作中のトルクの振動振巾が連続最大トルクの $\pm 65\%$ に達するものもあることは前にも述べたが、かかる場合の附加応力は

$\pm 200 \text{ kg/cm}^2$ に達しているということになる。

4. ディーゼル機関のねじり振動

この問題については多くの研究が発表され、特に自然振動数の計算は設計の段階で実用上十分な精度で行い得るから、事前に危険回転数を予知してその対策を講ずることができ。しかし機関および軸系の疲労強度を考察するに当たり、単に危険回転数を求めただけでは不十分であつて、

振巾や応力を回転数の函数として知る必要がある。すなわち危険回転数において共振が生じたとしても、それに伴う応力が疲労強度の面から許される値より小さければ敢えて問題とするに足りないのである。軸系や機関の減衰係数と爆發のトルクハーモニックを基礎にして計算だけで応力を求めることが望まれるが現在の段階では誤差が大きいため、試運転時に適当な方法で振動計測を行つて危険の有無を確認する必要がある。

振動の計測は普通船速、回転数が整定したと考えられる整定状態で行われるが、実際に航行中に

遭遇する振動としては過渡状態も問題になる。本項ではねじり振動一般を論ずるのではなく、振動計測と過渡状態の現象について簡単に述べて見たい。

4.1 振動計測

最も関心があるのは軸が受ける繰返しねじり応力であるが、多くの場合軸系の適当な位置で振巾を計測し、計算によつて求めた弾性曲線を利用して応力を推定する方法が行われる。振幅はガイゲル振動計で測る場合が多いが、往々にして大きな誤差を伴うことがある。ベルトの張力が不適当であるための誤差のように計器の使用法に起因するものは論外としても原理的に問題がある。

振動計はそれ自体が一定の自然振動数を有する系であり、この値はガイゲルでは5~6 c/secである。これより低い振動数を計測する場合には感度が一様でなくなり、大きな誤差を伴うことになる。しかし実船の一節自然振動数が問題の範囲にあるのはむしろ普通のことであるのでこのような場合にガイゲルによる計測結果をそのまま信用するのは危険である。

今一つの誤差の原因は回転速度変動である。一般にディーゼル機関が低回転数で運転されている時は大きな速度変動が生じ、その次数は一回転中に起る爆発の数に等しいのは良く知られた事実である。ガイゲル振動計ではこの速度変動もねじり振動と同様に記録してしまうから、波形の上だけで両者を弁別するのは困難であつて、計算によつて求めた自然振動数を基礎として判断を下さなければならない。しかし実際問題としては往々にして両者が重なり合つて同時にあらわれることがあり、このような場合記録の上で分離することはできない。さらに悪いことにこの次数の振動は通常大きな応力を伴いその正確な値を知る必要が要求されることが多いのである。

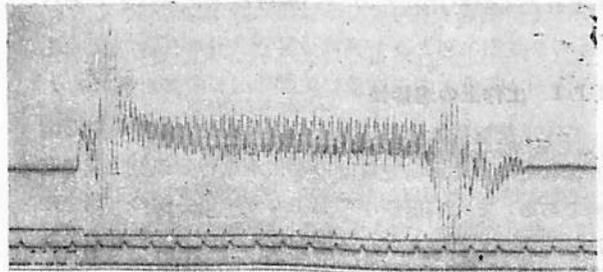
2項で述べた電気抵抗ひずみ計により応力を直接測定すればこれらの困難は全部解決する。ひずみ計による方法はガイゲル程簡単ではないが非常に高い精度を有し、逆にこれを基準としてガイゲルの測定精度を論ずることがができる。両者の同時測定を行つたのは二、三例しかないので一般的な結論は下せないが、極端な例ではガイゲルが数十%の誤差を示したことがあつた。

4.2 過渡時の振動

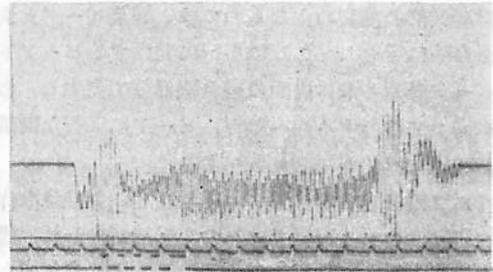
ある回転数で大きな応力を伴う共振が生じたからといって直にその軸系が危険なものと断定はできない。たとえ許容応力以上の値があらわれてもその回転数範囲を連続使用しなければよいのである。しかし機関の発停時には過渡的ではあるが必ず危険回転を通過し、その場合短時間軸が疲労限以上の応力を受ける可能性が出て来て、発停を何回も繰返して行うような船では

疲労が累積して破損が生ずることが想像される。例えば共振時に疲労限度以上の応力が生じそれが 10^4 回の繰返して破損する程度のものであるとする。仮に共振回転通過時に10サイクルずつかような応力を受けるとすれば1,000回の発停操作を行えば破損が生ずることになる。これは少し極端な例であるが疲労の見地からは過渡状態の振動も全然無視出来ず、振動の許容応力も問題の船の機関がどのような操作でどのような回転を最も多く使用するかという点からも検討されねばならぬと考える。

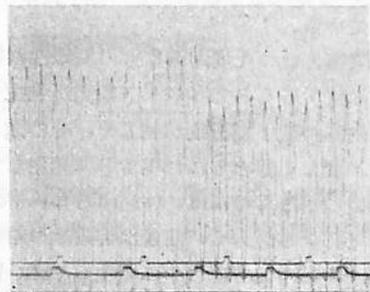
タービン船の場合と同様過渡振動は整定状態と異なる様相を示す。ディーゼル機関の発停はタービンより速に行われるから共振回転を通過する時間も短く振動が成長する時間的余裕がないのが普通である。次表の例は2サイクル6シリンダ 2,100 BHP, 200 rpm の機関が55 rpmにある6次の一節危険回転を通過する際に中間軸に発生した最大ねじり応力をひずみ計で計測したものである。(12頁へつづく)



第9図 共振回転通過中の振動 (前進方向)



第10図 共振回転通過中の振動 (後進方向)



第11図 整定状態の振動

船の溶接設計および工作に関する要領書 (2)

内田 喜三郎
運輸省船舶局首席船舶検査官

第2章 材 料

2.1 構造用鋼材

溶接船に使用する鋼材は、従来までの鉄接船の場合と異り、機械的性質を満足するほか、溶接性の優れたものでなければならない。

溶接性については現在各方面において研究され種々論議されているが溶接船に用いる鋼材としては一般に用いられる溶接法により、亀裂その他の欠陥を生ずることなく、使用上は所要の強度および延性をもち、かつ脆性破壊の危険のないものでなければならない。

すなわち造船用鋼材の溶接性については、工作上の溶接性と使用性能上の溶接性との二つに分け、この両者とも優れたものを溶接性の良い鋼材と考えるべきであろう。

2.1.1 工作上の溶接性

船体用鋼材における工作上の溶接性を支配する主な因子としてはまず母材変質部の硬化度ないし亀裂生成の有無である。また溶着鉄中に発生しやすい各種の欠陥すなわち亀裂、プロホール、不溶着部、スラグ巻込等のうち特に鋼材に関係があるのは亀裂であるから、第二の因子としては、溶着鉄亀裂の発生傾向を挙げることができる。

母材変質部の亀裂の主なものには、溶接ビードと変質部の融合線に接近してこれに平行に発生するビード下亀裂、ビード表面と鋼材表面の融合線部分で発生し、板厚方向に向つて進行するトー亀裂、ビードに平行な縦割れおよびこれに直角な横割れ等がある。

これらは母材変質部が溶接により激しい急熱急冷作用を受け自硬性のある鋼材ではその変形能が失われ、熱応力、変態応力および水素による圧力等に堪えきれずときには形状的応力集中も相俟つて亀裂が発生するものと一般にみられている。

なお最近問題となつた隅肉溶接部の剝離性破壊も母材変質部亀裂に属するものでビード下亀裂が発生したときおよび鋼板内部の微小偏折物が甚しく、その鋼材の板厚方向の強度が著しく弱められた場合等に発生している。

溶着鉄亀裂の主なものには、いわゆるビード亀裂とサルファークラックとがある。前者は溶着鉄の冷却に伴う収縮に起因する応力と溶着鉄中に発生しやすい線状組織とが相俟つて亀裂が発生するものであり、後者は S の

偏折のはなはだしい鋼材を自動溶接など溶込みの深い溶接をしたさい Fe S が柱状結晶間に挟まれ、そこに耐火性脱酸生成物等が累積して弱点を形成し、溶着鉄から遊離放出された水素の圧力と相俟つて亀裂が発生するものである。

以上のことから工作上の溶接性を随かめる試験法の主なものには次のものが掲げられる。

1. ビード下亀裂性試験 (バッチル記念研究所式、ロープ式)¹⁾
2. ビード亀裂性試験 (鉄研式、リーハイ式、円板はめ込み式)²⁾
3. 剝離性試験³⁾
4. サルファークラック試験

なお現在までになされた研究の結果によると母材成分のうち、C、Mn の量が多くなると溶接熱影響部の硬化性を増しビード下亀裂が発生しやすくなる。

一方 S、Si、P、C、等は溶着鋼の高温割れを促進するが、Mn 量が多いことは逆に有効のようである。S が普通以上含まれると亀裂だけでなく、著しい気泡が発生することがある。なおこれらの亀裂気泡等の欠陥の発生には溶着鋼中の水素の存在が一因をなしていることに留意すべきである。また従来の実績においてはリムド鋼で S の含有量が 0.035% 以上のものを自動溶接するときおよび 0.03% 以上のものを手溶接するときサルファークラックが発生する傾向があるので、母材の S の含有量が多いときや自動溶接など溶込みの深い溶接をするときは随時サルファープリントをとり著しい偏折のある鋼材を避けなければならない。

工作上の溶接性の試験においては試験の結果が溶接工および溶接棒等の溶接条件により相当変動するから、この点に注意を払うとともに試験片枚数を適当に増して置く必要がある。

2.1.2 使用性能上の溶接性

溶接船が安全に航行し得るためには、その鋼材並びに溶接部が所要の強度および変形能を持ち、かつ切欠靱性に優れたものでなければならない。次に普通の機械的強度以外の溶接性について述べる。

註 1. 「溶接データブック」p. 486 参照

註 2. 「溶接データブック」p. 489~p. 493 参照

註 3. [3.6.4] 参照

切欠感度とは、溶接欠陥や構造上の切欠が存在したり、低温にさらされたりして、塑性変形が抑制される場合の材料の抵抗性を示すもので、切欠感度の問題としては一般に鋼材それ自身の切欠感度と溶接した鋼板の切欠感度との二つに分けて考えられるが、前者は後者に密接な関係があるので溶接性を論ずるときには、鋼材自身の切欠感度をも重要視しなければならない。

なお今までの溶接船の脆性破壊の実例では、破壊は不健全な溶接部または設計並びに工作上の欠陥で比較的低温で発生したものが大部分であるから試験方法もこの点を考慮して低温における試験を行う必要がある。

溶接部の変形能とは溶接部が切欠の存在によつて延性を失い易いほかに、母材の熱影響部が焼入硬化、または粗粒化などの原因で脆化し、溶接部全体としての変形能が低下する割合を示すものであつて、一般に切欠靱性に富む材料および熱影響部の硬化性の少ない材料ほど溶接部の変形能が優れている。

以上の点を総合し、使用性能上の溶接性を確かめるには、溶接々手における通常の施工試験の外に、次に掲げる試験方法が適当であらう。

1. 母材の切欠感度試験^{註1}
2. 硬化性試験
3. 溶接々手の変形能試験^{註2}

母材の切欠感度試験には種々なものがあるが、広く使われているものとしては、V ノッチシャルピー衝撃試験とチャパー試験がある。試験の判定基準はその鋼材を使用する船の大きさ、構造、温度、板厚、などにより変るもので一概に決め難いが、I. I. W. (国際溶接会議) では V ノッチシャルピー衝撃試験に関して、溶接構造用鋼材のうち切欠感度の重視されるものの判定基準を定めている。^{註3}

なお母材の化学成分のうち、C, P, N などが少なければ一般に切欠感度が良好であるが、その他特にその鋼材の製鋼法(脱酸の方法および圧延の方法)により影響を受けやすく、充分脱酸され結晶粒度の細かいもの例えばセミキルド鋼、キルド鋼または細粒製鋼法によるキルド

鋼が優れている。^{註4}

また最近の研究によると脆性破壊において同一の安全性を保たしめるためには鋼種毎(リムド鋼、セミキルド鋼、高張力鋼)に別な衝撃値を要求しなければならないとしている。

硬化性試験は溶接による熱影響部の最高硬さを測定するものであつて、溶接条件により変化するので J. I. S. ではその基準を定めている。

熱影響部の最高硬さは、一般に軟鋼では、C, Mn, Si などの元素を多く含むものは硬くなり、ウィカーズ硬さで 350 V. H. N. 以上になると溶接性は著しく悪くなる。C, Mn および Si の量と熱影響部の最高硬さとの関係については、C 当量 $(C + \frac{1}{6}Mn + \frac{1}{24}Si)\%$ が使われ、C 当量が 0.4% を超えると、熱影響部の最高硬さは 350 V. H. N. を超えることがある。

溶接々手の変形能試験の主なものとしては、切欠を付けないコマル試験と切欠を付けたキンゼル試験とがある。この試験によれば母材の切欠感度と溶接による硬化度との組合わされた性質を試験することが出来る。コマル試験の判定はわが国では亀裂発生 の角度と破断の最大角度で行つている。

使用性能上の試験においては、その試験結果が試験片の切欠形状、試験温度、溶接条件等により影響を受けやすいので試験片の製作、試験片の数、試験の実施には充分な注意が必要である。

2.2 被覆アーク溶接棒^{註5}

溶接棒は、溶接性並びに使用性の優れたものを選定すれば良いのであるが、この両者を完全に満足するものは少く、また実際の構造物においては、その使用目的に応じ自ら溶接部に要求される性質が異なるので、必ずしもこの両者を完全に満足する必要はない。従つて溶接棒の選定にあつては、溶接棒の特性に充分注意し使用目的に適するか否かに留意しなければならない。なお実際に使用する溶接棒の種類は、溶接棒の管理、溶接工の慣れ等を考え必要最小限にとどめることが望ましい。

2.2.1 溶接棒の種類と特性

溶接棒は被覆剤の種類によりその性質が異なるもので、JIS G 3524 (1953年) では被覆剤の種類に応じ第2-1表の如く分類している。

溶接棒の溶接性(亀裂感度、ビット発生、ブローホール発生、延性、衝撃性等)および使用性(作業の難易、外

- 註 1. 「溶接データブック」p. 482~485 参照
註 2. 「溶接データブック」p. 496~500 参照
註 3. I. I. W. で定める溶接構造用鋼材に対する V ノッチシャルピー衝撃試験の判定基準
C 級鋼(切欠抗力の優れたもの)……
0 C における吸収エネルギー 3.5 kg-m/cm² 以上
D 級鋼(特に切欠抗力の優れたもの)……
-20°C における吸収エネルギー 3.5 kg-m/cm² 以上

- 註 4. 「溶接データブック」p. 15~16 参照
註 5. 関口、安藤「溶接棒」溶接叢書第1巻

第 2-1 表 JIS による溶接棒の分類

溶接棒の種類	被覆剤の系統	溶接姿勢	使用電流の種類	溶着金属の機械的性質			
				引張強さ kg/mm ²	降伏点 kg/mm ²	伸び%	シャルピー 一衝撃値 kg-m/cm ²
D4300	規定しない	F, V, OH, H	規定しない	44以上	37以上	22以上	9以上
D4301	イルミナイト系	F, V, OH, H	AC あるいは DC	44 "	37 "	22 "	9 "
D4310	高セルローズ系	F, V, OH, H	DC 逆極性	44 "	37 "	22 "	9 "
D4311		F, V, OH, H	AC あるいは DC 逆極性	44 "	37 "	22 "	9 "
D4312	高酸化チタン系	F, V, OH, H	DC 正極性あるいは AC	48 "	39 "	17 "	—
D4313		F, V, OH, H	AC あるいは DC 正極性	48 "	39 "	17 "	—
D4315	低水素系	F, V, OH, H	DC 逆極性	48 "	39 "	22 "	12以上
D4316		F, V, OH, H	AC あるいは DC 逆極性	48 "	39 "	22 "	12 "
D4320	高酸化鉄系	H-F I, F	水平すみ肉溶接では DC 正極性ある いは AC, 下向溶接では DC 或は AC	44 "	37 "	25 "	9 "
D4330		F	DC あるいは AC	44 "	37 "	25 "	9 "

1. 溶接姿勢の符号. F = 下向, V = 立向, OH = 上向, H = 横向, H-F I = 水平隅肉
2. JIS では上記分類の外 D3500, D4600 もあるが, 船体構造には殆んど使用されないので省略する.

第 2-2 表 溶接棒の性能比較

項目	溶接棒の種類	D										
		4301A	4301B	4302P	D4303	D4311	D4312	D4313	D4316	D4320L	D4320H	D4327
溶接性	亀裂感度	9	8	5	7	6	4	5	10	7	7	9
	ピット発生	10	9	8	8	6	8	4	10	7	7	10
	ブローホール発生	10	9	5	8	7	8	8	5	7	8	9
	延性	9	8	7	8	7	4	6	10	9	8	9
	衝撃性	9	8	7	9	8	5	5	10	8	8	9
使用性	下突 X, V 型(厚板)	9	9	7	7	5	7	8	6	9	9	10
	向合 I 型(薄板)	7	8	8*	9	8	10	10	4	2	2	4
	下向水平 1 層(隅肉 8mm)	7	7	4	7	6	7	7	6	10	10	8
	及隅肉多層	9	9	0	10	8	9	9	6	8	8	6
	立, 上向突合せ, 隅肉	9	9	0	9	8	6	7	7	0	0	0
性	外観	8	9	6	9	6	9	10	7	9	9	9
	とけ込み	8	7	10	6	9	5	5	7	8	8	7
	スバッター	8	8	7	8	5	8	8	7	8	9	10
	スラゲの剝離性	8	9	8	9	9	8	8	6	9	9	9
	プアフィットアップ	7	8	4	8	7	10	10	6	4	4	4
溶着速度		7	8	9	7	5	7	7	6	9	9	10

- 備考 1. *印の付いた数字は板厚が 5~7 mm の場合のもの
 2. 溶接棒の種類は, 下に述べるものを除き JISG 3524 に定めるものを示す.
 3. D 4301A, D 4301B は D 4301 溶接棒を作業性と溶接性の点について二つに分けたもので, 前者は被覆が塩基性で溶接性に, 後者は被覆が酸性で作業性に重点を置いたもの
 4. D 4302P は梁溶込用としたもの

5. D4303 は D4300 のうち被覆剤の系統がライムチタニヤ型のもの
 6. D4320L, D4320H は D4320 を心線の材質で分け、前者は低炭素リムド鋼、後者は高炭素 (0.3% C) キルド鋼のもの
 7. D4327 は被覆剤の系統が鉄粉酸化鉄系のもの

第 2-3 表 船体構造における使用区分

構造区分	接合手の類	板厚 (吋)	① 鋼種	建造工程区分		部材名称			
				地上溶接	現場溶接				
				姿勢②	棒種別③				
主強度部材	突合	< 1/2	R	F	D4301A SW	F, V, H, O	D4301A	上甲板構造 (中央 0.4L 間) 底部外板 " (") 側外板 " (") Br. D ^K " (強力甲板) 主機台 "	
		1/2 ~ 1	SR or SK	F	D4301A D4327 ⑩ SW	F, V, H, O	D4301A		
		1 ~ 1 1/2	SK or K	F	D4301A ④ D4316 D4327 ④ ⑩ SW ④	F, V, H, O	D4301A ⑤ D4316 ④		等
		≥ 1 1/2	NK	F	D4301A ⑤ D4316 ④ D4327 ⑤ ⑩ SW ⑥	F, V, H, O	D4301A ⑤ D4316 ⑤		
	隅	< 1/2	⑦ R	F, H	D4320L or H ⑧ D4327 ⑩ SW	H	D4301A D4320L ⑧		
				V	D4301A or B	V, O	D4301		
	肉	< 1/2	⑦ R	F, H	D4320L ⑧ D4327 ⑩ D4301A or B SW	H	D4301A D4320L ⑧		
		1/2 ~ 1	⑦ SR or SK	F, H	D4320L ⑧ D4327 ⑩ D4301A or B SW	H	D4301A D4320L ⑧		
				V	D4301A or B	V, O	D4301A or B		
		> 1	⑦ SK or K	F, H	D4301A or B ④ D4320L ⑧ ③ D4327 ④ ⑩ SW ④	H	D4301A or B ④ D4320L ⑧ ④		
				V	D4301A or B ④	V, O	D4301A or B ④ D4316 ④		
	準強度部	突合	< 1/2	R	F, V, H	D4301B D4303 SW	F, V, H, O	D4301B D4303	上甲板構造 (船首尾 0.3L) 外板 " (") 二重底 " 縦横隔壁 " 船首船尾 "
≥ 1/2			SR or SK	F, V, H	D4301B D4327 ⑩ SW	F, V, H, O	D4301A D4301B D4327 ⑩		
隅		< 1/2	⑦ R	F, H	D4320L or H ⑧ D4301B D4303 D4327 ⑩ SW	F, H	D4320L ⑧ D4301B D4303 D4327 ⑩	2nd D ^K 構造 Pillar 補機台	
				V	D4301B D4303	V, O	D4301B D4303		

材 肉	⑥ ≧ $\frac{1}{2}$	⑦ SR or SK	F, H	D4320L ④ D4301B D4303 D4327 ⑩ SW	F, H	D4320L ④ D4301B D4303 D4327 ⑩	
			V	D4301B D4303	V, O	D4301A or B D4303	
上 部	突	≤ $\frac{1}{4}$	R	F	D4310B D4303 D4311 D4313 D4302P SW	F, V, O, H	D4301B D4303 D4311 D4313
			V, H	D4301B D4303 D4311 D4313			
構 造	合	> $\frac{1}{4}$	R or SK	F	D4301B D4303 D4311 D4302P ⑨ SW	F, V, O, H	D4301B D4303 D4311
			V, H	D4301B D4303 D4311			
部 材	隅	⑥ ≤ $\frac{1}{4}$	R	F, H	D4320L or H D4303 D4313 SW	F, H	D4320L or H D4301B D4303 D4313
			V	D4301B D4303 D4311 D4313	V, O	D4301B D4303 D4311 D4313	
材 肉	⑥ > $\frac{1}{4}$	⑦ R or SK	F, H	D4320L or H D4303 SW	F, H	D4320L or H D4303	
			V	D4301B D4303 D4311	V, O	D4301B D4303 D4311	

註 ① 鋼 種

R: リムド鋼. SR: スペシャルリムド鋼. SK: セミキルド鋼. K: キルド鋼
NK: キルド鋼 (焼準)

註 ② 溶接姿勢

F: 下向. V: 立向. H: 水平. O: 上向

註 ③ 溶接棒

手溶接棒の種別の符号は第2-2表に示したもの
SW は潜弧溶接

註 ④ 冬期寒冷時には 75°C の予熱が望ましい。

註 ⑤ 常時 75°C の予熱が望ましい。

註 ⑥ 隅肉溶接の板厚は Abutting Plate の板厚を示す。

註 ⑦ Abutting Plate の材質を示す。

註 ⑧ D4320 型溶接棒の使用範囲については、2.2.3 (2) に留意のこと。

註 ⑨ D4302P 型溶接棒の使用に際しては2.2.3 (3) に留意のこと。

なお小型船 (L≤60 m) では L/2 間の舷側厚板および強力甲板を除いた船体の主要構造部においてもこれを使用して差支えない (承認を要す)

註 ⑩ D4327 型溶接棒の使用に際しては2.2.3 (4) に留意のこと。

銀、溶込み、スパッター、スラグ剝離性、プアフィットアップ等) に関して、国産各種溶接棒の個々について述べることは無理であるから、被覆剤の系統別にその溶接性、使用性および溶着速度を10点満点で一般的に示すと第2-2表の如くなる。

2.2.2 船体構造への使用区分

溶接棒の使用にあたっては、接手の種類、構造部材の重要度、建造工程の段階、溶接の姿勢、板の厚さ、鋼材の種類、熱処理の有無、温度、湿度等に応じ、これに適した性質を有する溶接棒を選定するよう留意しなければならない。これを一般的に示すと第2-3表の如くなる。

2.2.3 溶接棒に関する特別な注意事項

(1) 溶接棒の乾燥と保存

溶接棒は乾燥された状態で使用すべきで溶接棒の乾燥および保存には充分注意しなければならない。低水素系溶接棒では250~350°Cで30分位乾燥するのが普通である。

なお著しく高い温度で乾燥すると溶着金属の性質が劣化することもあるから注意しなければならない。

(2) 高酸化鉄系溶接棒の注意事項

高酸化鉄系溶接棒は作業能率が優れているため、下向および水平の隅肉溶接に広く使用されているが、亀裂性等の面でイルミナイト系溶接棒に比し少し劣るようであるから、これの使用にあたっては、適用場所、鋼材の品質、板厚、拘束の度合、温度等に注意を払わなければならない。そこで次に掲げる箇所の溶接には、この種溶接棒の使用を見合せることが望ましい。

- (i) L/2 区間の強力甲板と外板との溶接
- (ii) 強力甲板の甲板開口など応力集中の特に著しい部分の溶接

例えば貨物船における艙口隅部の艙口縁材と鋼甲板との溶接並びに同隅部に附する二重甲板の隅肉溶接

- (iii) 拘束が特に著しい箇所の溶接
- (iv) 船尾骨材の溶接
- (v) 繋留および荷役装置等で特に重強力を必要とする厚肉の艀装金物の溶接

例えば鋳鋼製フェアリーダーと外板または台板との溶接

- (vi) 船体の主要構造部における突合せ溶接

(3) 深溶込溶接棒の注意事項

この溶接棒は被覆剤の組成により、通常の手溶接

よりも電流を大にして、棒の溶融速度を増加させるとともに、溶込みを増加させ、作業の高速度化と溶接棒使用量の節約を計つたものである。

この溶接棒を用いると深い溶込が得られるため、突合せ接手ではかなり厚板までI型突合せ溶接が行われ、隅肉溶接では脚長を減じ得るという利点が考えられるが、亀裂性、作業性などの面で溶接棒に対する負担が増し、母材の影響を受けやすくなり、かつ電流の制御その他管理の面でも問題があるから、本溶接棒の使用に際しては、その都度首席船舶検査官の指示を受けなければならない。

なお現在市販されている深溶込溶接棒を使用し、間隔0なるI型突合せ溶接をする場合、板厚を次の範囲にすれば一般に良好な溶込が得られるようである。

- (i) 両面とも深溶込溶接棒を使用するとき
.....板厚 8mm 未満
- (ii) 片面をニオンメルト溶接とし、その裏溶接を深溶込溶接棒で行うとき
.....板厚 10mm 未満

(4) 高鉄粉型溶接棒の注意事項

この溶接棒は被覆剤中に鉄粉を混入し、大電流を使用し溶着効率を高めたものである。この種溶接棒にはライムチタニヤ型、酸化鉄型、酸化チタン型等のものがあるが、未だ発展途上のものであるから、その使用に際してはその都度首席船舶検査官の指示を受けなければならない。

海技入門選書

商船大学教授 田中岩吉 著

海上運送と貨物の船積

〔前篇〕海上運送概説

A5判 上装 130頁(折込3葉) 260円(〒35)

目次

第1章 海運業の概念 第2章 運送契約および
運航採算 第3章 船荷証券 第4章 運送人の
責任 第5章 船積貨物 第6章 運賃 第7章
貨物の船積 第8章 貨物の陸揚および荷渡 第9
章 貨物事故と弁金 第10章 入出港および荷役
に関する官庁手続 第11章 海上保険 第12章
共同海損 第13章 海難救助および救助料

機 関 部 関 係

機関部関係の今回の改正の主な点は第32編であつて、その他の小改正は、特に不具合の点、現状からみて、改正した方が良いと考えられる部分に止めることにした。以下改正点およびその要旨の概略を説明する。

第1編 船級登録および検査

第3章第3節第14条の内燃機関の継続検査に関する事項および第4章第3節機関中第9条の二重装置を有する場合の中間検査の方法についての規定を改めた。すなわち第14条の継続検査を行い得る範囲を主機関に關係のある補機および熱交換器にまで拡張し検査の簡易化を計つた。

第9条、中間検査においては二重装置を有する場合には、検査毎にその一装置についてのみ検査を行つてよいことにした。この取扱いは、現行規則では空気圧縮機、掃除空気ポンプおよびその附属装置に限られていた。

第31編 機関の構造および設備に関する総則

第4章第1条の圧力の定義を改めた。この改正は、本会の都合によるものであつて、船舶機関規則に準拠し、用語をなるべく法律用語に一致せしめ、混乱防止を計つたものである。用語として、制限圧力および呼び圧力なる語を用い、次の如く定義した。

制限圧力：製造者または使用者が計画したボイラまたは圧力容器の胴の最高使用圧力で、第32編の諸規定により算定せられる各部の許容圧力中の最小値を超えてはならない。備考：この制限圧力は船舶機関規則に規定せられるボイラの制限気圧、圧力容器の制限圧力に相当する。

過熱器を有するボイラの呼び圧力：過熱器を有するボイラでは、製造者または使用者が計画した過熱器出口の最高蒸気圧力をもつて呼び圧力とし過熱器安全弁の調整基準圧力である。

現行の(4)の規定は第2項の備考とし、(5)は各章の規定に織込むこととし、本条を整理した。

第32編 ボイラおよび圧力容器

丸ボイラ、立ボイラおよび圧力容器の規定と水管ボイラに関する規定とを分離し、全編の組替えを行うと

同時に、二三の規定に変更を加えた。以下現行規則との関連をつけながら改正点の説明を行う。

第1章 総則（現行第1、2および3章を含む）

第1節 総則および分類（現行第1章に同じ）

第1条 現行第1条に同じ。

第2条 第2種圧力容器中、制限圧力14 kg/cm²を超える圧力容器を、制限圧力10 kg/cm²を超える圧力容器と変更した。なお空気タンクで制限圧力が14 kg/cm²を超えず、胴板の厚さが16 mm以下のものは第3種圧力容器とすることにした。この改正は第36編、第39編との関連において、検査の要否の最低線の一つの規準を一致せしめたことになる。

第2節 材料（現行第2章に同じ）

第3節 承認図面および資料（現行第3章に同じ）

第2章 丸ボイラ、立ボイラおよび圧力容器（現行第4章以下）

第1節 胴（現行第4章から水管ボイラに関する規定を削除したものに相当）

第1条（現行第1条に相当）、(1)の付表から水管ボイラに関する事項を削除、溶接胴の場合、第一種圧力容器に対しては、Fの値を4.25と定めた。Fの値を軽減することについては、次の理由による。従来の本会規則は、溶接圧力容器に対するいわゆる安全率が大きく、他の規格に比べて、所要肉厚が大きかつた。この点を考慮して、第一種圧力容器に対してF値の軽減を行った。

(2)の計算式を変更し、下記の通りとした。

$$P = \frac{200 \times S \times J \times (t - 1.5)}{F \times (D + t - 1.5)}$$

(2)の付表、(3)は削除した。

第2条 現行第2条に同じ。

なお現行第3条は不要と考え削除、第4、5および6条は第3章水管ボイラに移す。

第2節 継手効率（現行第5章に相当）

第3～6条 現行第1～4条と同じ。

第7条 現行第5条から両面丸ボイラに関する規定を削除。両面丸ボイラは現在では新造されることは絶無で、現存するものも殆んどないので、新規則では不要と思われる。なお、現行第6条は従来適用例なく削除することとし、第7～8条は第3章に移

す。

第3節 目板（現行第6章に同じ）

第4節 リベット継手の詳細（現行第7章に同じ）

第5節 支柱その他の支えを有しない鏡板（現行第8章に相当）

第16～19条 現行第1～4条に同じ。

第20条（現行第5条に相当）、計算式および定数の変更を行った。従来は計算式中に材料の最小引張強さを用いていたが、今回の改正で、許容応力（最小引張強さの $\frac{1}{4}$ ）を用いることにした。これによつて許容圧力は従来の $\frac{5}{4}$ 倍となるが、腐食代が2.5mm考慮されるから、板厚のうすい間は、許容圧力の減少する場合が生ずる。式の構成上C値は、従来の $\frac{1}{2}$ になるのは当然である。また表中第32-1図Dの溶接構造は削除した。

第21条（現行第6条）第2項について継目無しおよび溶接継手を持つものにも適用出来るよう継手効率を追加した。すなわち式中のFの値として、継目無に対して4.0、溶接継手に対して、第一種压力容器では4.25、第2,3種压力容器では4.5とした。

第22条 現行第7条に同じ。

第23条（現行第8条）第1項は現行第1項に同じ。第2項：比較的大きな穴とは、径が250mmを超えるものと決め、また穴の補強方法は、板厚が穴のない場合の所要厚さの3mm増しとし、更に穴の周縁に穴の径または長径と穴のない場合の所要板厚との積に等しい断面積を有する補強環を設けるべきこととした。

第3項、比較的小さい穴の上の限界を径250mmとした。補強の程度は、開口の断面積を補う程度とすべきものと考え。

第24条 現行第9条に同じ。

第6節 平板（第1条5を削除した他は現行第9章に同じ。備考の削除理由は、該当がないためである。）

第7節 支柱および支えハリ（現行第3条（第31条に該当）2を削除し、3を2に繰上げた他は、現行第10章に同じ。削除の理由は、条文簡潔化のためである。）

第8節 マンホールおよびドロ穴（現行第6条（第42条に該当）の記号の説明中のDの説明を変更した他は、現行第11章に同じ。）

第9節 炉および炉筒（現行第12章に同じ。）

第11節 管密およびその類似品（現行第13章に相

当）第3章に移す。

第11節 煙管および水管（現行第14章に相当）

第55条 現行第1条に同じ。

第56条（現行第2条相当）本章に該当するものは主として開放給水の飾和蒸気ボイラであり、過熱器を有する場合でも、その蒸気温度は低い。従つて計算式を単純化しても差支えないと考えられる。他方クサレ代はある程度大きく見込む必要があると考え、許容圧力計算式を

$$p = \frac{1500 \times (T - 1.5)}{D} - 28$$

と定めた。

過熱器管に第3～8種の合金鋼管を用いる場合には、第3章の計算式を用いることが出来る旨を付記した。

第2項 管の突出代の最大値12mm以下の規定は削除した。このことは第3項の規定で補足出来る。

第3項 管端形状の規定を変更し、管端を拡張する場合の形状を 30° 以上の円錐形とすべきことを規定した。

第57条（現行第3条）熱交換器用管の強度計算に用いる各管種の許容応力値およびクサレ代を変更した。銅合金管の許容応力値はASMEに準拠して決定した。

第12節 ボイラの安全弁（現行第16章相当）

第58条 現行第1条に同じ。

第59条 (1)および(2)を通じてCの値のとり方を改め、別に(3)を設けて、全開安全弁および高揚程安全弁の所要口径の決定法を設けた。

1、低揚程弁に対するCの値は従来通り。

2、高揚程弁、ならびに全開安全弁に対しては、ワフトを考慮した計算式を用い、下式に示すKの値を、高揚程弁では120、全開安全弁では95とした。計算式はASMEにより

$$W = 51.45 \times \pi \times D \times L \times P' \times 0.9 \times k$$

$$\therefore D = \frac{W}{(51.45 \times \pi \times 0.9 \times k) \times L \times P'}$$
$$= \frac{W}{K \times L \times (p+1)}$$

この場合 $k=0.8$ （高揚程弁）

$=0.65$ （全開安全弁）とした。

なお(1)におけるPは制限圧力と改めた。

第60～63条 現行第3～6条に同じ。

第64条（現行第7条）蒸気進入路の横断面積および排気路の横断面積は、全開安全弁と高揚程安全

弁（リフトが d 15 以上）ではその取扱いを同一にした。

第 65～7 条 現行第 8～10 条に同じ。

第 68 条（現行第 11 条）(1) は現行通り。(2) 過熱器中の圧力降下をほぼ定格負荷時の過熱器中の圧力降下をとることとした。従つて現行(3) は不要であるから削除した。

第 69 条（現行第 12 条）水管ボイラに関する規定を削除し、第 3 章に移す。

第 70 条 現行第 12 条(4) と同じ。

第 13 節 ボイラ付属品（現行第 17 章相当）

第 71～78 条 現行第 1～8 条に同じ。

第 79 条（現行第 9 条）第 1～3 項は現行通り。第 4 項は現行第 5 項、第 5 項は現行第 31 編第 4 章第 1 条で削除した分を生かす。現行第 4 項は削除。

第 80 条 現行第 10 条とほぼ同じ。

第 81 条 水面計（現行第 10 条）水管ボイラに関する事項を削除した他、各項に亘つて訂正を加えた。第 1 項、ガラス水面計と同等の効力があると認められる他の形式の水面指示装置は、正式に 1 個の水面指示装置として承認することとした。

第 2 項 両面丸ボイラに関する規定を削除した。

また驗面コックの取扱いを改め、驗面コックが水面計として代用出来る範囲は、ボイラ 胴の内径が 1830 mm 未満または制限圧力が 8.5 kg/cm² 以下の場合のみとし、これらの場合には、2 個以上のコックを 1 組として、ガラス水面計 1 個の代用とすることが出来る。

第 3 項 現行第 3 項と同じ。

第 4 項 水面計を取付けるべき位置についての規定で、水面計の最低可視位置または最低位置の驗面コックはボイラの最低安全水面より上に配置するよう新しく規定した。この規定を用いることによつて、現行第 1 項のボイラの最低安全水面または燃焼室の頂部の位置を水面計に近接した位置に標示する規定は削除した。

第 5～7 項は現行第 4～6 項に同じ。

第 8 項は現行第 7 項に相当し、現行の導管の材質規定を削除した他は現行規定に同じ。

第 9 項 現行第 8 項に同じ。

第 82 条 現行第 11 条に同じ。

第 83 条 現行第 12 条に同じ。

第 14 節 過熱器その他（現行第 18 章に相当）

内容を第 3 章に移し、この章では記述しないことにした。

第 3 章 水管ボイラ（新設）

本章は水管ボイラ関係の現行規定を適当に配列した上に、一二の追加または訂正事項を含むものと考えて差支えない。

第 1 節 胴の構造および強度

第 1 条 ボイラの胴板の許容圧力決定法を示した。許容圧力の計算式は従来と同様に板厚が内径の 5% 未満であるときは(1)式、5% 以上であるときは(2)式を用いることとした。

(1) C の値について、C は次の値で表わされる。

$$C = \frac{200}{F} \cdot \frac{S}{f}$$

S = 材料の最小引張強さ (kg/mm²)

F = 係数、f = 材料の許容応力 (kg/mm²)
で %S (350° 以下)

F の値は現行では、溶接胴に対しては 4.5 であつたが、今回管板を除く他の胴板に対しては、4.25 とした。従つて C の値は汽胴の上部板および水胴々板では 188、管板では 178 となる。継目無胴またはリベット継手胴についての F のとり方は従来と同一。

(2) 胴板の厚さが胴の内径の 5% 以上のときの計算式の変更について、今回計算式を改めるとともに厚板に対しても 1.5 mm の margin を加算した。

(3) 第 2 項の許容応力のとり方について、今回各温度における各材質の許容応力は JIS によることにしたため、現行規定との間に多少の相違が生じた。管寄材の規定が第 33 編に加えられたためにそれらの許容応力も併せ記載した。

第 2 条 継効率の規定、現行規定と殆んど変化はないが、リガメント効率は計算式を廃止して図式解法で求めることにした。

第 3 条 溶接またはリベット工事に關する適用規定に関するものである。

第 4 条 管板と胴板、または鏡板と胴板の接合部における厚板側の板厚の減じ方の規定であるが、現行第 15 章第 2 節第 10 条の規定と同様である。

第 5 条（現行第 4 章第 6 条相当）、管板で高温ガスに触れるかまたは大きな輻射熱を受ける部分の保護は耐熱材被覆を行うこととし、板厚をうすくするという事項は非現実的であるので削除した。

第 6 条 現行第 4 章第 5 条に同じ。

第 2 節 皿形鏡板および平面鏡板（現行第 8 章に相当。）

第 7 条（現行第 6 条に相当）第 1, 2 項の内容は

現行と同じ。第3項、鏡板の断面が楕円形をなすような鏡板の所要厚さの決定は、計算資料を提出して承認を求めることが出来る旨を規定した。

第8条（現行第5条に相当）溶接々合の平面鏡板の許容圧力計算式を配置した。本計算式は、第2章第5節第20条の算式に $C = 0.5$ を用いたものである。

第9条 鏡板の開口に対する補強法についての規定であるが、次の事項を除いては、第2章第5節第23条によることにしている。Flange in type のマンホールを設けた場合の鏡板の厚さは、開口のないものとして計算される所要厚の少くとも15%（ただし3mmを下つてはならない）増しとしなければならぬことにした。

第3節 角形管密およびその類似品（現行第13章に相当。）管密の強度計算式を改めたのが最も大きい変更である。

第10条 従来の管密の強度計算式を廃止して、新しい強度計算式を採用した。

(1) 式 連続開口を有しない面の強度算定の場合に用いる。

(2) 式 連続した開口を有する面の強度算定に用いる。

角形管密のように的確に応力計算の行い難いものに、計算に非常な手数を要する計算式を用いることは余り適当でないと考え、本計算式を採用した訳である。JIS, LR にある計算方法は極めて類似しているが、煩雑の嫌いがあるので、今回は同調しなかつた。

第11条 現行第4条と同じ。

第12条 現行第7条と同じ。

第13条 現行第8条と同じ。

第4節 ボイラの蒸気管および過熱管（現行第14章に相当。）

第14条（現行第2条に相当）

(1) 管の所要肉厚計算式を改めた。JISによれば、

$$t = \frac{P \cdot d}{200f + 2p} + 0.0135d \quad a$$

となつているから、本規則の算式はこれよりやや厚目になり、Lloyd Rule の計算式に相当する。

$$(LR. t = \frac{Pd}{178f} + 0.015d + 1)$$

この計算式は、実質的には、 f の値を JIS に比べて10%程度低く取つたことになる。計算式に用いる f の値は JIS によつている。

なお本条の備考1~3は現行規定通り、4~5につ

いては、第2章の説明で言及した通りの改正を行つてある。

第5節 安全弁（現行第16章に相当）

第15条 安全弁の一般事項についての規定は第2章第12節第58~68条によることを明にし、重複を避けた。

第16条 第2章第12節第69条と内容は同一。

第17条 蒸気試験、現行第12条と同じ。

第6節 ボイラ付属品（現行第17章に相当）

第18条 付属品に関する一般規定は、第2章第13節第72~77条および第82, 83条によることにした。

第19条 蒸気止め弁（現行第7条）、過熱器を有する水管ボイラの補助蒸気止め弁は、過熱器出口側に取付けるよう規定した。（第2章では推奨程度）。また2個以上のボイラを1本の蒸気管に接続する場合には、各ボイラの蒸気管に逆止弁を設けるべきことを規定した。

第20条 水面計（第2章第13節第81条参照）ガラス水面計と同等の効力がある他の形式の水面指示装置に対する取扱い、および水面計の最低可視位置に関する規定は前章第81条の説明と同様である。

第21条 給水弁（現行第8条に相当）第1~5項は現行通り。第6項（新設）2個の給水管系を1個の導管に接続して、ボイラの開口を減ずるような手段を講ずる場合について規定し、1組の給水管系を開放中でも、支障なく他の給水管系でボイラに給水出来るよう装備される必要があることを規定した。

第7項（新設）給水が胴に導入せられる部分では給水と胴板（または鏡板）との直接々触により、その部分に著しい熱応力が発生することのないような構造とすべきことを規定した。かような配慮がないために給水孔に亀裂が発生した例は、低圧ボイラにも非常に多く見受けられる。

第8項 現行第31編第4章第1条中の規定をここに移した。

第7節 過熱器、節炭器その他（現行第18章に同じ）

第4章 据付（現行第19章に相当）

第1~5条 現行第1~5条と同じ。

第6条（現行第6条）ボイラと燃料油タンクとの距離の制限を一部緩和した。すなわち、ボイラの円筒形の部分または水管ボイラの囲いの角部とタンクとの距離は230mmまで短縮出来ることにした。

第7～9条 現行第7～9条に同じ。

第5章 水圧試験 現行第20章に同じ。ただし、圧力の定義が変更されたため、第1条第1項の表現が簡単化された。

第6章 溶接 現行第15章に同じ。ただし、第4節第18条の付図中 C 形に類似のもの1個を追加した。

4, 第35編 プロペラ

第1章および第2章は変更なし。

第3章 羽根

第1条 プロペラ羽根の所要肉厚算出式において

d および A の取り方に変更を加えた。

d は次の値とする、すなわちタービンまたはディーゼル機関を主機とする場合

$$d = 102 \sqrt[3]{\frac{HP}{R}}$$

HP は連続最大出力 (SHP または BHP)
R は連続最大回転数 (rpm)

蒸気往復機関を主機とする場合は所要中間軸の径 (mm)。ただし第33編第7章第3条の規定により軸径を軽減した場合には、中間軸の所要径 (mm) の1.05 倍の数。

A の値の変更について。ディーゼル機関を主機とする場合の A の取り方をタービンを主機とする場合と同一の取扱いとす。従来の計算方法では中間軸の所要径を計算する式

$$9 \sqrt[7]{\frac{H(HY)}{R}}$$

中のトルク変動に対する補正項 Y

の値が小さい場合には羽根々本の応力はタービン船の場合に比して大きくなる。(Mn Bs C 材ではディーゼル機関では A=7.21 タービンでは A=8.01) このことは極めて不合理である。今回の改正の趣旨は、ディーゼル機関における回転力の脈動がプロペラにおよばないと考え、羽根々本における応力値を両者合致せしめることである。なお、明文化されてはいないがディーゼル機関と推進軸系の間、電磁継手または流体継手を挿入する場合に d を計算する時の HP の取り方は、機関の BHP の代りに、軸における SHP を用いて差支えないことは勿論である。

第4章 羽根取付用スタッド

第1条 計算式中の d のとり方は、前章の d を取ることに変更。

第5章および第6章は現行に同じ。

第36編 ポンプ、補助機関および管装置

本編の改正は第18章第3条および第19章第1条のみで、次の点を改めた。

第18章第3条第1項 現行の通り

第2項 電気抵抗溶接鋼管を常温で使用するには、圧力の制限を行わないことにした。

第3項および第4項現行の通り

第19章第1条第1項、現行の通り。

第2項 鋼管の各種温度における許容応力の値を JIS を基準にして決定した。その決定法は、JIS に許容せられた応力値の0.8 倍の値を許容応力とした。Lloyd においても管に対する許容応力はこの程度のもので判断している。

第39編 機関およびボイラ材料

変更があつた章についてのみ述べる。

第6章 継目無胴および管寄材

従来の継目無胴の規定を第1節、管寄材の規定を第2節とした。従つて、ここでは第2節について説明を行う。

第5条 製鋼法についての規定であるが、ASTM においては、本節に包含される材料の或るものは coarse grain の製鋼法を用いなければならないことが規定されているが、今回はこのままで規定することは取止めた。

第6条 鋼種および化学成分の規定であつて、現在の造船界ではこの程度鋼種があれば十分と思う。

第7条 熱処理規定 非常に漠然とした規定であるが、熱処理の詳細な指定は、購買者が製造者と十分協議して決定することを期待して、この程度の表現に止めてある点に注意されたい。

第8条 機械的性質の規定 これらの規格値は主として ASTM A-315 によつたものであるが、合金鋼材に対する伸の値が非常に甘いようにみえる。他の材料規格では高い伸率を与えているものがあるが、製造者と協議の結果、一応 ASTM の値に準拠することとて、試験片の寸法効果を考慮して、この規定値となつたものである。

第9条 試験片の取り方 説明を略す

第10条 試験片の数 説明を略す

第11条 肉厚の許容差 説明を略す

第8章 ボイラ管および蒸気過熱管

本章中の改正の要点は、第2種管に電気抵抗溶接鋼管 (KSTB-2W) を追加したことである。(この管種の含炭素量は 0.08~0.18 である。) その試験検査の方法および規格値は引張強さを除いては、すべて同一とした。

第13章 圧力配管用鋼管

現行の第3種管に電気抵抗溶接鋼管 (KST-3W) (この管種の含炭素量は0.25以下である。)を追加した他、曲げ試験を削除したことが改正の要点である。変更された条のみについて述べる。

第4条 表中に KST-3W を追加した。

第5条 表中第3種の電気抵抗溶接鋼管に対して、焼準を指定した。

第6条 第3種管の Mn 量の最大値を0.80とした。(JIS に合致させるため)

第7条 (2)の曲げ試験を削除し、後は1号管繰上げる。(3)の水圧試験の試験圧力を変更した。すなわち、第1種および第2種の継目無管は管径にかかわらず70 kg/cm²、第1・2・3種の電気抵抗溶接管は100 kg/cm²とした。電気抵抗溶接管に対する従来の試験圧力は、この種の管が既に使用制限を受けていることを考えれば、著しく高過ぎるように考えられるので、かような変更を行った。

第9条 試験片の数 各号から曲げ試験片に関する事項を削除した。

電 気 関 係

第40編 電 気 装 置

本編の改正は、

1. ヒューズ、自動遮断器の遮断容量決定法、
2. 船内通信ケーブル等の規定追加、
3. 発電機特性、
4. 配電盤保護形式

等が主なるものであり、詳細は下記の通りである。

第1章 総 則

第4条 承認申請図に用いる記号は、適当なものでよいこととした。また回路系統図には、自動遮断器、ヒューズの定格、調整値、遮断容量等を明示するよう規定した。

第14条 発電機の軸の方向は、船の前後方向に一致させることが望ましいが、小形船等では据付場所の関係上これにより難い場合もあるので、条文を「なるべく船の前後方向に……」と改めた。

第2章 第 5 電 装 置

第18条 小形機械を考慮し、AIEE 規則に準拠し、界磁コイルの絶縁処理方法を次のように規定した。

(2) 界磁コイルは、ワニスまたはその他絶縁コンパウンドで巻線工程中処理するか、または含浸処理したのち乾燥仕上を行うこと。

第23条 船舶設備規程の改正に伴い、次のように条文を改めた。

発電機潤滑油装置は、漏洩した潤滑油が巻線その他の充電部に侵入しない構造のものでなければならない。

スリーブ式軸受の場合には、油面または潤滑状況を監視できる装置を設けなければならない。

第29条 複巻発電機は、一般に平復巻特性のものが望ましいが、並列運転を行うものでは、分担負荷の不均衡を僅少にするため、4%までの垂下特性を認めることとした。

第37条 交流発電機用励磁機は、直流発電機としての諸性能をもつ他、大形電動機の起動を考慮して、次の性能をもつよう規定した。

すべての交流発電機には、遅れ力率0.5の150%定格電流を2分間通じたとき、発電機電圧を定格電圧の92.5%以上に保持し得る容量をもつ励磁機を備えなければならない。

第40条 2行目「但し、…差しつかえない。」を備考とした。

第3章 配電盤および盤用器具

第3条 配電盤に取付ける手欄は前面のみに限られていないので「その前面に取付ける」との条文を削除した。

第10条 配電盤はその使用電圧によりライブフロントまたはデッドフロント形のいずれかによるべきである。規則では直流で250V、交流で150Vを超えるものはすべてデッドフロント形と規定した。なお小形漁船等で大形の配電盤を装備する場合空所の関係上デッドフロント形では装備できないものでは、適当な保護装置をもつ場合に限りライブフロント形を認めることとした。

第27条 母線および船内給電線の電圧測定が、各発電機の電圧計の切替スイッチの使用によりできる場合には、配電盤1組に対する器具装備標準の数量表中より電圧計および電圧計スイッチを省略しても差しつかえないので、※印を附し必要な場合に限り装備することとした。

第43条 交流発電機の励磁機用電流計等では、その目盛が必ずしも機械の定格電流の150%まで読み得る必要もないので、条文を約150%と改めた。

第46条 自動遮断器は、第5附属規定に規定された全試験に合格するものでなければならないが、気中遮断器等製造個数の少ないものでは、必ずしも認定を受け

ず、その都度製品群中より本会が指定した製品につき全試験を行い、これに合格すればその製品群の使用を認めるよう条文を改めた。

第47条 本条は自動遮断器の規定であるので条文より「又はヒューズ」を削除した。なおこのため新に第49条としてヒューズの規定を追加した。

第49条の規定追加により第49条より第58条までを各1条ずつ繰り下げた。

第48条 大きな遮断容量のヒューズ等で製造個数の少ないものは、必ずしも認定を受けず、その都度製品群中より本会が指定した製品につき第2附属規定に規定された全試験を行い、これに合格すればその製品群の使用を認めるよう条文を改めた。

第4章 ケーブルとその適用

現行のケーブルでは線種が不足であり、最近 American Bureau of Shipping で規定しているケーブルの良品が製造せられ使用されるようになったので次のケーブルの規定を追加した。

1. 多心ゴム絶縁鉛被鍍装線
2. " " インバーピラスシース鍍装線
3. 船内通信用 サーマプラスチックアスベスト絶縁耐熱耐塩鉛被鍍装線
4. " " " " インバーピラスシース鍍装線
5. 無電池式電話用インバーピラスシース鍍装線
6. 2心, 3心, 4心絹編組付移動用コード
7. 3心ワニスガフス絶縁鉛被鍍装線
8. 3心硅素ゴム絶縁鉛被鍍装線
9. " " ガラス編組線

第7条 ケーブルの種類の変換表に次の規定を追加した。

ケーブルの種類	用途
多心ゴム絶縁鉛被鍍装線	600 V 以下の通信, 信号回路および制御回路の2心以上の多心線に使用する。
" " インバーピラスシース鍍装線	
船内通信ケーブル	ただし ICTL, ICTI は交流 450 V 直流 600 V 以下の耐熱耐塩の必要ある個所に使用する。

第36条 帯金取付間隔を、船舶設備規定の改正に伴い次のように改めた。

ケーブルの外径 (mm)	帯金間隔 (mm)	
	鍍装のない場合	鍍装のある場合
13 以下	250	300
13 を超え 20 以下	300	350
20 を超え 30 以下	350	400
30 を超えるもの	400	450

第6章 配電器具

第4条 AIEE の改正等により「非常用回路を除く」の条文を削除した。

第7章 電動機とその適用

第27条 国内規格に準じ、電動機過速度試験値を次のように改めた。

電動機の種類	基準速度	過速度
分巻電動機	定格回転数 N	1.25 N
複巻電動機	無負荷回転数 N_0	1.25 N_0
直巻電動機	定格回転数 N	2.0 N
誘導電動機	"	N
		1.25 N

第35条 電磁制動機は、その電気部分のみは必ず防水構造の必要があるので条文を改めた。

第8章 制御用機器とその適用

第17条 自動起動器には、起動の他、停止、逆転および速度制御装置等を取付けるものがあり、また取付けて差しつかえないので条文をそのように改めた。

第48条 揚貨機の制御方式には発電制動の他、回生制動のものがあるのでこれを認めることとした。

第9章 電熱器および電気炊炊器

第8条 特に規定の必要がないので削除した。

第10章 電灯照明装置

第6条 一般用電球およびソケットは燈具により適当なものを選定使用すべきもので特に適用標準を規定する必要もないので、性能のみを次のように規定した。

一般用電球およびソケットは、日本工業規格またはこれと同等以上の性能を有するものを使用しなければならない。

第14章 引火点 65°C 以下の油を積む

船の電気設備

第9条 交流の場合を考え、「2燈式を用いて」の条文を削除した。

第1 附属規程 ケーブル

第1章 撚線ケーブルの構成順序

第9条および第10条 多心ケーブルの追加により MR L および MRI をそれぞれ追加した。

新に第15条として次の規定を設けた。

第15条 船内通信用 サーマプラスチックアスベスト 絶縁鉛被鍍装線 (記号 ICTL) の構成順序

1. 7/0.51 mm 錫メッキ軟銅線
2. サーマプラスチック絶縁
3. 含浸アスベスト絶縁層
4. 色別編組 (第2章第4節第13条参照)
5. 線心燃合せ (必要あれば含浸アスベスト介在)
6. 押えテープ
7. 含浸アスベストベルト
8. 適当なセパレーター (セパレーターの有無は製造者の任意)
9. 鉛被
10. 歴背質コンパウンド
11. ゴム引きテープ半重ね巻
12. 網代鍍装
13. ペイント

新に第16条として次の規定を設けた。

第16条 船内通信用 サーマプラスチックアスベスト 絶縁インバーピラスシース鍍装線 (記号 ICTI) の構成順序

- 1より8までは第15条に同じ
9. インバーピラスシース
10. 網代鍍装
11. ペイント

新に第18条として次の規定を設けた。

第18条 無電池電話用インバーピラスシース鍍装線 (記号 TTI) の構成順序

- 1より6までは第17条に同じ
7. インバーピラスシース
8. 網代鍍装
9. ペイント

新に第22条として次の規定を設けた。

第22条 2, 3, 4心移動用コード, 網編組付 (記号 D PD, TPD, FPD) の構成順序

- 1より3までは第21条に同じ
4. 線心燃合せ (介在ゴム)
5. キャブタイヤゴム
6. 網編組

第2章 撚線ケーブルの構成方法

第4条 2行目末尾以下を次のように改めた。

配電盤用耐焰線の絶縁には、ワニスキャンブリ、クアスベストまたはサーモプラスチックアスベストを、また ICTL, ICTI にはサーモプラスチックアスベストを使用しなければならない。

第8条 絶縁物の厚さの条文を次のように改め、厚さの公差を認めることとした。

- (1) ゴム絶縁およびワニスキャンブリ 絶縁の平均厚さは、第40.12表の値を基準とする。
- (2) ワニスキャンブリクアスベスト絶縁およびサーモプラスチックアスベスト絶縁の平均厚さは、第40.13表および第40.14表の値を基準とする。
- (3) 絶縁物は、部分的に表の値の90%より薄い箇所があつてはならない。

第13条 ICTL, ICTI の規定追加により、次の但し書を追加した。

但し、ICTL, ICTI の色別編組には、綿糸以外の適当な糸を使用しても差しつかえない。この場合、編組には耐湿、耐焰コンパウンドを含浸しなければならない。

第16条 色別表に AIEE に準じ下記のものを追加した。

線数	1	2	3	線数	1	2	3
31	緑	黒	橙	38	茶		
32	橙	黒	緑	39	茶	黒	
33	青	白	橙	40	茶	白	
34	黒	白	橙	41	茶	赤	
35	白	赤	橙	42	茶	緑	
36	橙	白	青	43	茶	橙	
37	白	赤	青	44	茶	青	

第21条 鉛被の厚さの条文を次のように改め、厚さの公表を認めることとした。

鉛被の平均厚さは、次表の値を標準とし、また部分的に表の値の90%より薄い箇所があつてはならない。

第4章 撚線ケーブル完成試験

第6条 条文中「完成品から長さ3mの試料」を「完成品から適当な長さの試料」と改めた。

第5章 耐熱ケーブル

第4条, 第5条, 第6条にそれぞれ3心を追加し、これに伴い、記号にそれぞれ TVGL, TSRL および TSRD を追加した。

第8条 3の絶縁物の厚さに公差を認め条文を次のように改めた。

- (1) 絶縁物の平均厚さは第 40.29 表ないし第 40.31 表に示す値を基準とする。
- (2) 絶縁物の厚さは、部分的に表の値の 90%より薄い個所があつてはならない。

第 12 条 鉛被の厚さに公差を認め条文の「但し」以下を次のように改めた。但し、鉛被の平均厚さは第 40.29 表ないし第 40.31 表に示す値を基準とする。

第 6 章 単線ケーブル

第 4 条 ゴム絶縁の厚さに公差を認め (2) の条文を次のように改めた。

ゴム絶縁体の平均厚さは、1.19 mm を基準とし、部分的に 1.07 mm より薄い個所があつてはならない。

第 7 条 鉛被の厚さに公差を認め (3) の条文を次のように改めた。

鉛被の平均厚さは、1.2 mm を基準とし、部分的に 1.08 mm より薄い個所があつてはならない。

第 2 附属規定 ヒューズ

第 5 条 発電機容量の増大に伴い、ヒューズの定格遮断電流の大きなものが必要となつたので、条文中 1 行目「次表に示す 3 種に区別し」を「次表に示す 5 種を標準とし」と改め、なお表に下記を追加した。

種別	定格遮断電流 (A)
4 種	20,000
5 種	40,000

第 6 条 現行規定の配電盤上に取付けられる給電回路用ヒューズの種別の適用は過小であるのでこれを削除し、条文を次のように改めた。

発電機母線に接続せられる主配電盤上の給電回路ヒューズは、同一母線で同時に使用される発電機の総容量に応じて、その種別を決定しなければならない。

第 18 条 現行規定によればヒューズの溶断試験の電源は交流か直流のいずれでもよく、なお定格電圧でもよいことになっているが、検査試験の結果に願み、交流のものは交流で、直流のものは直流で、かつ定格電圧で試験する必要があるので条文中「及び溶断試験」を削除した。

第 5 附属規定 自動遮断器

第 3 条 (3) の外ワックおよび遮断器の電流定格に 1200 A を追加した。

第 13 条 現行規定の配電盤上に取付けられる給電回路

用遮断器の種別の適用表は後備遮断器がある場合のものであり、後備遮断器がない場合は過少である。すなわち短絡電流値は発電機の短絡電流を測定し、回路のインピーダンスを計算して決定されるがこれらが未知の場合推定短絡電流は一般に次の数値によるのが望ましい。

1. 直流発電機 — 定格全負荷電流の 10 倍
2. 直流電動機 — 定格全負荷電流の 6 倍
3. 交流発電機 (ダンパーワインディング付) — 定格全負荷電流の 10 倍
4. " (ダンパーワインディングなし) — 6 倍
5. 交流電動機 — 定格全負荷電流の 3 倍

なお条文は次のように改めた。

発電機母線に接続せられる主配電盤上の給電回路自動遮断器は、同一母線に同時に使用される発電機の総容量に応じて、その種別を決定しなければならない。ただし、十分な遮断容量を有する後備遮断器がある場合はこの限りでない。

第 20 条 埋込遮断器の引外試験方法を明確にするため、(1) の条文 3 行目「必要がある。」の次に下記の条文を追加した。

但し、多極遮断器においては、200% 電流は各極毎に、125% 電流は各極に同時に通電して試験する。なお試験電流は直流用は直流で、交流用は交流で、また交直両用は交流で行つてもよい。

第 21 条 温度試験方法を明確にするため、条文 1 行目「定格電流 (交流にあつては...)」を「定格電流 (試験電流は、直流用は直流で、交流および交直両用では、50 または 60 サイクルの単相交流を用いて) を」と改めた。

附 図

特に規定の必要がないのですべて削除する。

附 表

第 40.9 表 (旧第 40.9 表 (2)) の STWP の下欄に D, P, TP, FP, DPD, TPD および FPD の規定を追加し、なお SLS, DLS の導体抵抗値を次のように改めた。

導体の 大きさ 10 ³ CM	断面積 mm ²	素線数	素線径 mm	導体径 mm	導体抵抗 25°C Ω/km	備考
2.58	1.32	26	0.254	1.50	14.60	STWP
1.62	0.82	16	0.254	1.17	23.74	
2.011					9.11	SLS
"					9.29	DLS
1.131					16.19	TLS
"					16.51	SLS
						DLS

10.4	5.29	104	0.254	3.00	3.73	DP,TP
6.53	3.29	65	"	2.36	5.96	FP
4.11	2.08	41	"	1.88	9.45	DPD, TPD
2.58	1.32	26	"	1.50	14.90	FPD
1.62	0.82	16	"	1.17	24.22	

第 40.13 表の一番上に下記を追加した。

導体の大きさ (10°C CM)	絶縁物の厚さ (mm)			
	フニスキャ ンブリック	アスベ スト	サーモプラ スチック	アスベ スト
1.62~2.80	—	—	0.508	0.508

新に第 40.14 表を次のように設けた。

第 40.14 表 船内通信用サーモプラスチックアスベ
スト絶縁耐熱耐焰ケーブルの絶縁物の厚さ
(交流 450 V. 直流 600 V 以下)

心 数	絶縁物の厚さ (mm)		
	サーモプラ スチック	アスベスト	アスベスト ベルト
2~22	0.457	0.635	1.14
24~44	"	"	1.27

第 40.15 表 (旧第 40.14 表) を次のように改めた。

第 40.15 表 ケーブルの絶縁抵抗

定格 電圧 (V)	導体の 大きさ (10°C CM)	絶縁物 の厚さ (mm)	メガオーム/km (15.5°C)			
			ゴム 絶縁	VC 絶縁	珪素 絶縁	フニスガ ラス絶縁
300	1.02	0.4	980			
	1.62	0.7 ⁹⁴	1500			
	2.58	"	"			
	2.80	0.7	980			
	1500	3.18	235	58		
	1250		255	63		
600	1000	2.78	245	61		
	950	"	255	63		
	900	"	260	64		
	850	2.78	265	66		
	800	"	275	68		
	750	"	280	69		
	700	"	285	71		
	650	"	300	74		
	600	2.78	310	77		
	550	"	320	80		
500	2.39	300	74			
450	"	310	77			
400	"	325	81			

350	2.39	345	86		
300	"	370	92		
250	"	395	98		
212	1.98	360	90		
168	"	405	105		
133	1.98	440	110		
106	"	490	125		
83.7	"	545	140		
66.4	1.59	500	125		
52.6	"	555	140		
41.7	1.59	605	155		
33.1	"	670	170		
26.3	"	730	185		
20.8	"	800	200		
16.5	"	870	220		
10.4	"		255		
6.53	"		305		
10.4	1.19	840			
6.53	"	990			
4.11	"	1160			
2.80	"	1380			
2500	6.53	3.18	1840		
	4.11	"	2110		
	10.9	1.6		70	100
600	6.53	"		"	"
	4.11	"		"	"

(註) 1. サーモプラスチック絶縁またはサーモプラ
チックアスベスト絶縁を使用する通信および電話ケ
ーブルの絶縁抵抗は、15.5°C において 30 MΩ/km
以上とする。

2. 配電線用ケーブルの絶縁抵抗は次の値以上とす
る。

212~83.7×10°C CM 5 MΩ/km

66.4~20.8× " 10 "

16.5~1.62× " 15 "

第 40.17 表 (旧第 40.16 表) を次のように改めた。

第 40.17 表 ゴム絶縁、サーモプラスチック
絶縁およびサーモプラスチックアス
ベスト絶縁ケーブルの絶縁耐力試験電圧

導体の大 き さ (10°C CM)	相間定格電圧 (V)			
	0~300	0~450 (dc. 0~600)	0~600	2500
	試験電圧 (kV)			
1.02	0.5			
1.62~2.80	1.0	2.0	3.0	

4.11~10.4	3.0	10.0
16.5	3.5	10.0
20.8~66.4	3.5	
83.7~212	4.0	
250~500	5.0	
550~1000	6.0	
1250 以上	7.0	

20.	24.7	32.68	3160	32.68	1450
22	26.0	33.95	3350	33.95	1560
24	28.4	36.80	4110	36.80	1730
26	"	"	4140	"	1760
28	29.1	37.79	4320	37.79	1890
30	30.1	38.58	4470	38.58	1970
32	30.7	39.16	4580	39.16	2030
34	31.6	41.12	4900	41.12	2280
36	32.6	"	4990	"	2320
38	33.4	42.44	5180	42.44	2380
40	34.0	42.44	5200	42.44	2400
42	35.2	43.73	5430	43.73	2420
44	36.8	45.34	5730	45.34	2720

新に第 40.22 表を次のように設けた。

第 40.22 表 多心ケーブルの寸法および重量
600 V 以下

導体の 大きさ (10°CMM)	ゴム引き テープ巻 後の導体 心数 外 径 (mm)	外 被 の 形 式				
		鉛被鍍装 (MRL)		インバーピアスシ ース鍍装 (MRI)		
		最大外径 (mm)	概算重量 (kg/km)	最大外径 (mm)	概算重量 (kg/km)	
	2	10.4	16.6	835	16.6	390
	3	11.1	18.2	1140	18.2	480
	4	12.4	19.6	1270	19.6	520
	5	13.8	21.0	1420	21.0	590
	6	15.3	22.5	1570	22.6	670
	7	15.3	22.6	1600	22.6	690
2.8	8	16.8	24.1	1750	24.1	790
	9	18.3	26.7	2250	26.7	920
	10	20.2	28.7	2490	28.7	1000
	12	21.0	29.5	2620	29.5	1090
	14	22.3	30.9	2820	30.9	1190
	16	23.7	32.3	3010	32.3	1300
	18	25.2	33.9	3250	33.9	1420
	19	25.2	33.9	3280	33.9	1450

(備考)

船内通信ケーブル (サーモプラスチックアスベスト
絶縁) を制御回路に使用する場合には、その最大電流
を 1 本につき 7.5 A とし、使用最高電圧は交流 450 V。
直流 600 V とする。

第 40.24 表 (旧第 40.22 表) を次のように改めた。

第 40.24 表 無電池電話ケーブル

対数	心数	テーブ 仕上 外 径 (mm)	外 被 の 形 式			
			鉛被鍍装 (TTL)		インバーピアスシ ース鍍装 (TTI)	
			最大外径 (mm)	概算重量 (kg/km)	最大外径 (mm)	概算重量 (kg/km)
1	2	8.03	13.46	566	13.46	315
2	4	13.1	19.61	1230	19.61	550
3	6	14.2	20.73	1250	20.73	645
4	8	15.7	22.25	1390	22.25	735
5	10	17.5	24.16	1560	24.16	845
6	12	18.9	26.44	2030	26.44	990
7	14	"	"	2070	"	1030
8	16	21.1	28.70	2290	28.70	1170
9	18	22.9	30.58	2490	30.58	1300
10	20	25.1	32.87	2710	32.87	1420

新に第 40.23 表 (2) を次のように設けた。

第 40.23 表 (2) 船内通信ケーブル (サーモプラ
スチックアスベスト絶縁)

心線	シース下 外 径 (mm)	外 被 の 形 式			
		鉛被鍍装 (ICTL)		インバーピアスシ ース鍍装 (ICTI)	
		最大外径 (mm)	概算重量 (kg/km)	最大外径 (mm)	概算重量 (kg/km)
2	11.3	17.55	1060	17.55	410
3	11.9	18.23	1130	18.23	440
4	13.0	19.35	1250	19.35	500
6	15.5	21.89	1510	21.89	640
8	16.8	23.21	1660	23.21	800
10	19.7	27.02	2330	27.02	940
12	20.4	27.68	2440	27.68	1000
14	21.5	28.82	2600	28.82	1100
16	22.7	30.04	2780	30.04	1200
18	24.0	31.34	2970	31.34	1310

新に第 40.26 表 (2) を次のように設けた。

第 40.26 表 (2) 移動用コード 網編組付

心 線 (記号)	導体の 大きさ (10°CMM)	素線数 素線径 (mm)	ゴム絶 縁の厚さ (mm)	キャブダ イヤゴ ムの厚さ (mm)	網 米 編 組の厚さ (mm)
3 (TPD)	4.11 1.62 2.58	41/0.254 16/0.254 26/0.254	1.19 0.794 "	1.2 1.0 "	" 0.3 "

	4.11	41/0.254	1.19	1.2	〃	
4 (FPD)	1.62	16/0.254	0.794	1.0	0.3	
	2.58	26/0.254	〃	〃	〃	
	4.11	41/0.254	1.19	1.2	〃	
心線 (記号)	仕上外径		概算 重量 (kg/km)	安全電流 (A)		定格 電圧 (V)
	最大 (mm)	最小 (mm)		40°C	50°C	
2 (DPD)	9.1	8.4	75	6	5	300
	9.7	9.0	92	8.5	7	
3 (TPD)	12.7	11.8	156	13	11	600
	9.6	8.9	92	6	5	
3 (TPD)	10.3	9.5	115	8.5	7	300
	13.5	12.5	196	13	11	
4 (FPD)	10.4	9.6	130	6	5	300
	11.3	10.4	164	8.5	7	
	14.7	13.6	280	13	11	

第 40.27 表 (1) (旧第 40.25 表 (1)) に次を追加した。

導体の 大きさ (10 ³ CM)	サーモプラスチックアスベスト絶縁 (STW)					
	絶縁物の厚さ (mm)		仕上 外径 約 (mm)	概算 重量 (kg/ km)	最大電流容量 (A)	
	サーモ プラスチ ック	アスベ スト			40°C	50°C
2.80	0.508	0.508	4.87	40	20	17

第 40.27 表 (2) (旧第 40.25 表 (2)) に次を追加した。

導体の 大きさ (10 ³ CM)	サーモプラスチックアスベスト絶縁 (STWP)						
	素線数/ 素線径 (mm)	絶縁物の厚さ (mm)		仕上 外径 約 (mm)	概算 重量 (kg/ km)	最大電流容量 (A)	
		サーモ プラスチ ック	アスベ スト			40°C	50°C
2.58	26/0.254	0.508	0.508	4.9	41	20	17
1.62	16/0.254	〃	〃	4.6	34	17	14

第 40.13 表 3 心耐熱ケーブルの寸法、重量、最大電流容量 (600 V 以下)

導体の 大きさ (10 ³ CM)	絶縁物の厚さ (mm)	ガラス編組の厚さ (mm)	鉛被の厚さ (mm)	外被の形式				最大電流容量 (A)	
				ガラス編組		鉛被鉛装		ガラス編組	鉛被鉛装
				最大仕上 外径 (mm)	概算重 量 (kg/km)	最大仕上 外径 (mm)	概算重 量 (kg/km)		
10.4	1.6	0.25	1.6	17.7	531	22.1	1870	29	36
6.53	〃	〃	〃	16.2	429	20.7	1670	22	28
4.11	〃	〃	〃	15.1	351	19.5	1490	17	21

(註) 第 40.29 表の注は本表にも適用する。

第 40.29 表 (旧第 40.27 表) を次のように改めた。

第 40.29 表 単心耐熱ケーブルの寸法重量および最大電流容量 (600 V 以下)

導体の 大きさ (10 ³ CM)	絶縁物 の厚さ (mm)	ガラス編 組の厚さ (mm)	鉛被の 厚さ (mm)	外被の ガラス編組	
				最大仕上 外径 (mm)	概算重量 (kg/km)
10.4	1.6	0.25	1.2	7.94	100
6.53	〃	〃	〃	7.31	95
4.11	〃	〃	〃	6.83	60
形 式			最大電流容量 (A)		
鉛被鉛装			ガラス編組	鉛被	
最大仕上 外径 (mm)	概算重量 (kg/km)	鉛被		鉛被	
12.5	620	34	43		
11.8	560	26	33		
11.3	510	20	25		

- (註) 1. 第 40.29 表ないし第 31 表の最大電流容量値はケーブルの積重ねが 1 層の場合に適用する。2 層の場合にはこの値より 10% 減少しなければならない。
2. 外被が鉛被の場合には、最大導体温度 120°C、周囲温度 95°C を基準としたものである。
3. 外被がガラス編組の場合には、最大導体温度 180°C、周囲温度 155°C を基準としたものである。

第 40.30 表 (旧第 40.28 表) 表題を「2 心耐熱ケーブルの寸法、重量、最大電流容量 (600 V 以下)」と改め、なお表の右端に下表を、また第 40.30 表の下に次の注を追加した。

最大電流容量	
ガラス編組	鉛被
30	38
23	29
18	22

(註) 第 40.29 表の注は本表にも適用する。
新に第 40.31 表を左のように規定した。

第 40.33 表 船内電気機器記号表は規定の必要がないので削除した。

スランピング (船首底波浪衝撃) について (3)

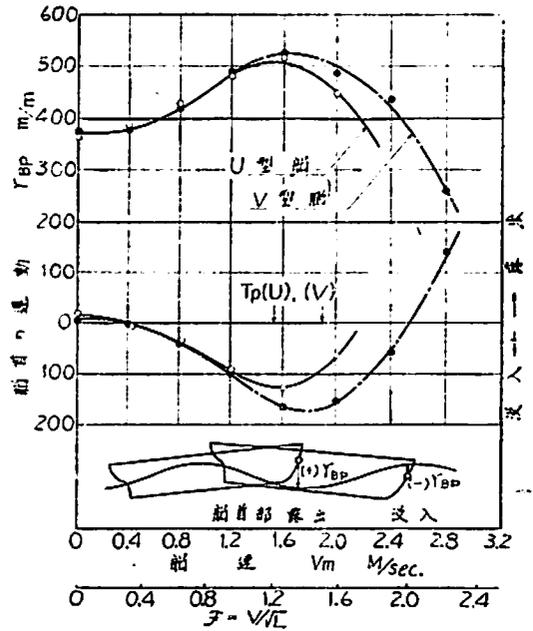
越智和夫
造船技術研究所船橋支部

§ 10. 船首底部の露出

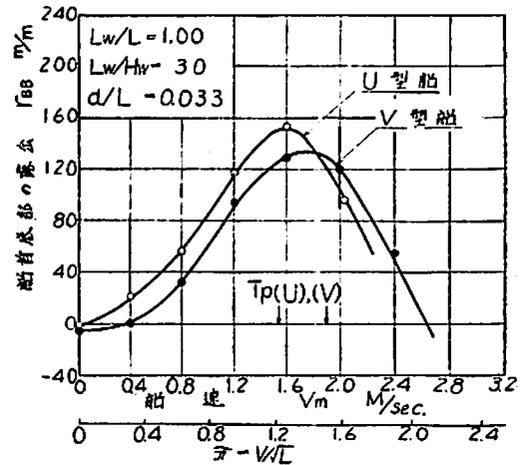
Slamming は船首部が波浪によつて叩かれることによつて起る現象であるから、船首底部が波浪面から露出するか否かが非常に大切なことである。この船首底部の露出を“Bow emergency”という。時には船首部が波浪中にもぐつたまま波浪によつて衝撃をうけることもあるといわれるが、これは極めて稀な場合で持続的なものではなく、Slamming は必ず船首底部の露出に伴つて起ると考えて差支えない。一概に船首底部といつても船底のどの位置かはつきり決めておかねばならないが、種々の表現があつて、船首垂線と Keel 線との交点、あるいは澳然と船首底端などといわれている。ここでは平底 (Flat bottom) の尖端位置と定義しておき、これを“Forefoot”と名付けることにする¹⁹⁾。なぜならば Slamming の際の衝撃水圧力の大きさは Flat bottom によつて非常に左右されるから、この尖端位置が問題になると考えられるからである。

船首部の運動は波浪中の船の Pitching, Heaving 運動の合成されたもので、それと船首部における波浪の位置 (波の山であるか谷であるか) によつて船首部が波浪面から出るか否かが決められるものである。従つて Pitching, Heaving 運動が烈しい船では船首部が波浪面から出易くなるのは当然であるけれども、船首底部が出易くなるとは限らないのである。ここに船首部船型の影響が重要な因子として効いてくる。具体的な例として第1図、第2図を見ていただきたい。第1図は軽吃水状態のとき FP と LWL の交点が波浪面から出たときと没したときの最大値を求めたもので、これは船首部の動きを示すものである。第2図は前にのべた Forefoot の波浪面からの露出である。両図を比較すると、船首部の動きは V 型船の方が U 型船に比して大きいことが明かであるが、船底の露出は逆に U 型船の方が大きいのである。一見矛盾したこの事実は Forefoot の位置が船型によつて異なることを考えると解決出来る。すなわち U 型船のように full な船型では Flat bottom が比較的船首端近くまで (U 型模型船では FP から 0.057L) きているのに反して、fine な船型では船首端から比較

19) Dr. Szebehely の Forefoot の定義は F.P. と Keel 線の交点になつている。



第1図 船首部の運動



第2図 船首底部 (Forefoot) の露出

的離れているからである。(V 型船では FP から 0.100 L)そしてそれぞれの船型について Slamming の烈しくなる船の速度付近では船首部運動も、船首底露出も大きいことが分かるし、また特に Pitching 運動との同調速度付近で最大値を示していることが分る。

船首底の露出は次のような方法で求めることも出来

る。

いま船の Pitching 角 ϕ , Heaving 量 z , 船の重心と Forefoot との距離 l , 船首の静水時の吃水 d とすれば, Forefoot の静水面に対する動きは

$$l \cos \phi + z - d \quad (1)$$

で与えられる。しかし ϕ は比較的小さいから上式は

$$l \phi + z - d \quad (1)'$$

と考へて差支えない。ここに波浪中前進時の ϕ, z はそれぞれ次式のようになる。

$$\phi = \phi_0 \cos\left(\frac{2\pi}{T_e} t + \delta_{W-P}\right) \quad (2)$$

$$z = z_0 \cos\left(\frac{2\pi}{T_0} t + \delta_{W-H}\right)$$

ただし ϕ_0, z_0 はそれぞれの速度における Pitching Heaving の最大値。 $\delta_{W-P}, \delta_{W-H}$ は波と Pitching, 波と Heaving の位相差

また船に相対的な波浪面の動きは

$$\frac{H_w}{2} \cos \frac{2\pi}{T_w} t \quad (3)$$

で与えられるから, Forefoot が波面から露出するか否かは (1)' (2) (3) 式を用いて次の如く求められる。

$$l \phi_0 \cos\left(\frac{2\pi}{T_e} t + \delta_{W-P}\right) + z_0 \cos\left(\frac{2\pi}{T_0} t + \delta_{W-H}\right) - d \geq \frac{H_w}{2} \cos \frac{2\pi}{T_w} t \quad (4)$$

上式において (左辺) > (右辺) のときに Forefoot が波浪面から露出し, その差によって露出量が求められる。すなわち露出量 r_{FB} は (4) 式を計算して

$$r_{FB} = A \cos\left(\frac{2\pi}{T_0} t + \omega\right) - d \quad (5)$$

ただし

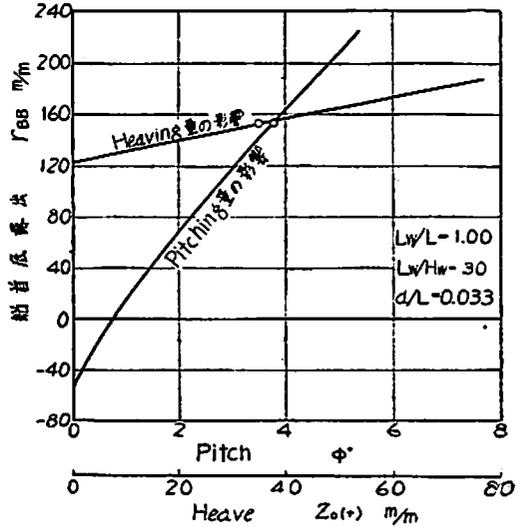
$$A = \sqrt{(l \phi_0)^2 + z_0^2 + 2 l \phi_0 z_0 \cos \delta_{P-H}} + \left(\frac{H_w}{2}\right)^2 - H_w (l \phi_0 \cos \delta_{W-P} + z_0 \cos \delta_{W-H})$$

$$\tan \omega = \frac{l \phi_0 \sin \delta_{W-P} + z_0 \sin \delta_{W-H}}{l \phi_0 \cos \delta_{W-P} + z_0 \cos \delta_{W-H} - H_w / 2}$$

となる。上式にみる通り, 船首底露出に関する諸因子は $\phi, z, l, \delta_{W-P}, \delta_{W-H}, \delta_{P-H}, d, H_w$ などであつて, それぞれのおよぼす影響を (5) 式で求めることが出来るが, いま一例として Pitching と Heaving のどちらのおよぼす影響の方が大きいかを求めてみよう。そのため他の諸因子を一定としておき, ϕ_0 または z_0 を種々かえた計算結果を第 3 図に示してある。

図は U 型模型船について Pitching の同調速度で計算したもので, ○印は実際の状態である。一見して分かる通り Heaving の運動量が変つても船首底露出には左

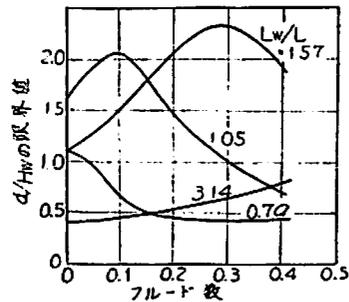
程影響がないが, Pitching 運動量の影響度は非常に大きいことが分かる。すなわち, かりに Heaving 運動量を実際の運動量の 5% にし得たとしても船首底露出は僅か 10% 程度減少せしめ得るだけであるが, Pitching 運動量を 5% にし得たとすれば船首底露出を約 60% 減



第 3 図 船首底露出におよぼす Pitching, Heaving の影響度

少せしめ得るのである。これをもつてしても Slamming におよぼす Pitching 運動の影響度が Heaving よりも遙かに大きいことが分かる。

吃水や波高の影響については, 同様な解析を Dr. Szebehely がなしており²⁰⁾, 第 4 図に示すような結果を得ている。例をとつて説明すれば, 長さ 400', 吃水 25' の船が波長 630', 波高 20' の波に 20 K の速力で出会うとすれば, フルード数 0.3 となつて, 図により



第 4 図 速度に対する限界 d/H_w (Szebehely 氏)

20) Szebehely, V. G.; 前出文献 (6) 参照

d/H_w の限界値 2.3 を求められる。しかるに実際の d/H_w は 1.25 であるから吃水の限界値に達せず、船首底が露出するのである。このとき速力を 3K 程度に落せば船首底は露出しないことになる。また興味深いことに静止状態でも船首底が露出する場合もあり、また波長の短い波では船の前進時よりも静止時の方が却つて船首底の露出が大きいこともあるのである。ただ注意して戴きたいことは、船首底の露出が直ちに Slamming を意味しないことである。というのは本図においてもまた第 2 図においても比較的低速で船首底の露出がみられるが、Slamming は起つていないのである。例えば § 8 第 6 図の U 型船を自航させたときの Slamming の速度領域と第 2 図を比較してみると船首底露出がある量に達して始めて Slamming が起きてくるのが分かる。またたとえ船首底が露出しても船型が fine であれば衝撃水圧力も小さく、従つて Slamming の程度も弱くなる訳であるから、この点からも船型の影響が重要なことが分かる。

Slamming を起したときの船首底が露出した状態は写真にみる通りである。



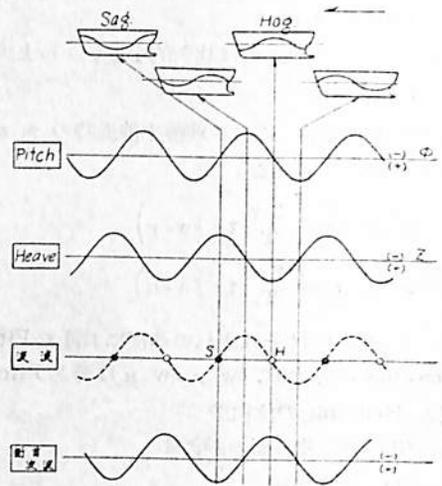
Slamming の際の船首底露出 (模型船水槽実験)

§ 11. 運動位相差

波浪中の船の運動、殊に Slamming のような過渡現象においては、波と船の運動位相差が非常に大切な要素になるものである。例えば、波のなかで船首が下方に向つて運動しつつあるときに、波が山から谷に進む状態であれば何等問題にならないが、波が谷から山に進む状態であれば、すなわち位相が 180° 異なるならば船底と波とは真正面からぶつかることになるわけである。そこで Slamming と運動位相差との関係を詳細に求めてみよう。

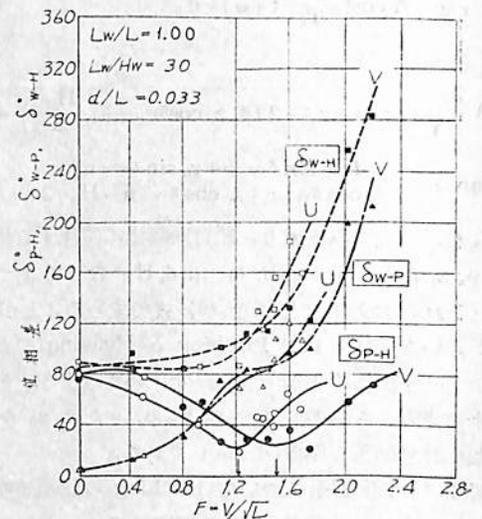
位相差はこれを分けて、波と Pitching との位相差 δ_{W-P} 、波と Heaving との位相差 δ_{W-H} 、および船の Pitching, Heaving 運動間の位相差 δ_{P-H} とし、それぞれについて Slamming 発生との関係を求めることに

する。それに先立つて、位相差の説明を簡単にしておきたい。第 5 図は、波と船の運動位相差を分かり易く書いたもので、船が波の動きに随伴 (follow) して最も自然に運動している場合のものである。すなわち、Hogging



第 5 図 位相差説明図

瞬間には Pitching 角度は 0 であり、Heaving 量は最上位にある。これを位相差で表わせれば $\delta_{P-P} = 90^\circ$, $\delta_{W-P} = 0^\circ$, $\delta_{W-H} = 90^\circ$ となる。また船首部の波で求めれば $\delta_{W-P} = 90^\circ$, $\delta_{W-H} = 180^\circ$ となる。言葉を換えて言えば位相差がこれらの値をとるとき、船は波のにつて運動していることになり、これらの値よりはずれるに従つて船は波に対して不自然な運動をする訳である。では実際に船がある速度をもつて波浪中を航走しているとき、これらの値はどのように変つてゆくか、第 6 図をみていただき



第 6 図 船の速度に対する位相差

たい。図は U 型, V 型両模型船について実験的に求めたものである²¹⁾。図で分かる通り, Slamming が起き始める速度附近からそれぞれの位相差の値が自然運動状態の値から次第にはずれて, Slamming のもつとも激しい速度辺りで最悪の値を示し, また次第に安全側に移つてゆくのである, 例えば Pitching, Heaving 相互間の位相差 δ_{P-H} についてみれば, 低速では自然運動状態の値 90° に近いが, Slamming のもつともきびしい速度附近では 20° 位となり, それより高速ではまたもとの値に戻つてゆく, δ_{P-H} の最悪状態は理論上 $\delta_{P-H} = 0^\circ$ であるべきであるけれども, 波による慣性力によつて 0° まで達せず精々 20° 程度にとどまるのである。

ここに述べた船の運動による三つの位相差 δ_{P-H} , δ_{W-P} , δ_{W-H} のうち, Slamming の発生に対していずれの因子が最も大きな影響をもつかについては, 前節で述べた計算式(5)式によつて求めることができる。ここでは紙面の都合で割愛することにしたが, 計算してみると Slamming に影響をもつ位相差 δ_{P-H} , δ_{W-P} , δ_{W-H} を影響度の大きい順に求むれば,

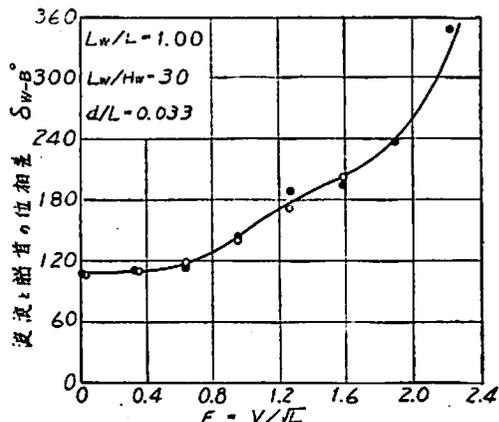
$$\delta_{W-P} > \delta_{W-H} > \delta_{P-H}$$

となり, 波と Pitching との位相差がもつとも大切なことが分かる。

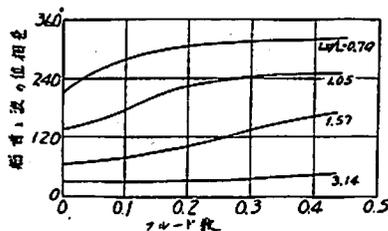
以上は位相差を三つに分けて考えたものであるが, Slamming の発生に対しては船首部の運動と波の動きとの位相差を考えた方が了解し易い。この場合には船首部の運動は Pitching Heaving 運動の合成されたものである。この位相差を δ_{W-B} として実験で求めたものが第7図である。図は前と同様に軽吃水状態で, 波長が船の長さと同じ場合のものである。 $\delta_{W-B} = 180^\circ$ とは, 下りつつある船首に対して, 上りつつある波が会合すること, すなわち船首底が波面に対し真正面からぶつかることである。図によつてみれば Slamming のもつともきびしい速度附近で $\delta_{W-B} = 180^\circ$ となることが分かるが, このように Pitching と Heaving 運動を合成した船首の動きについて考えると, 船型による差異がほとんど認められないことは面白いことである。

Dr. Szebehely は Liberty 船の模型について満載状態の船首の運動と波の位相差を求めており, これを

21) Ochi, K.: Investigation on the Influence of Ship Forms upon the Strength of Ships Going in Waves. 造船協会論文集 第100号 (昭31年)



第7図 船の速度に対する位相差 δ_{W-P}



第8図 船首と波の位相差 (Szebehely 氏)

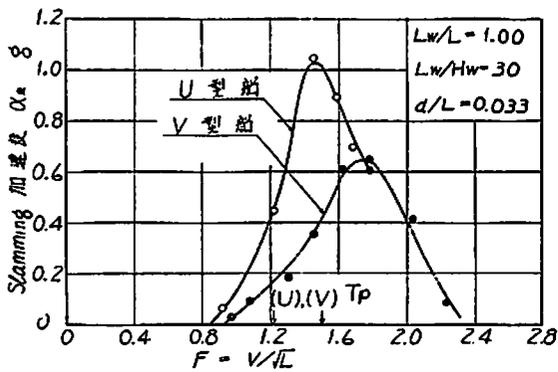
第8図に示す。これで見ると波長の短い波では船の静止状態の方が航走状態よりもかえつて悪く, 波長の非常に長い波 ($L_w/L > 3$) では位相差が問題にならぬほど安全であることが了解される。

§ 12. 船首部加速度

船の速度が増して Slamming を起すようになると, 船首部の上下方向加速度が次第に増すばかりでなく, 船首部が波によつて叩かれ始めるので加速度曲線に乱れが認められるようになる。これは高次振動型のもので, 叩かれたのち急速に減衰しつつ持続するもので Dr. Szebehely は“急激な減退加速度”(Slamming deceleration) と名付けているが, ここでは便宜上これを“Slamming 加速度”と呼ぶことにする。

軽吃水状態で船の速度に対して求めた Slamming 加速度の値は第9図にみる通りである。

Slamming 加速度が最大値を示す船の速度は, Slamming がもつともきびしくなる速度で, このとき船体応力に大きな衝撃応力が認められる。従つて Slamming 現象は加速度の急激な変化を伴い, 逆に加速度の急激な変



第9図 船の速度に対する Slamming 加速度

化は Slamming を意味し、両者は表裏の関係に立つものである。

Slamming 加速度の大きさは船型によつて著しい相異を示し、V 型船よりも U 型船の方が遙かに大きい。この理由は、Slamming 加速度は船首部船底が水面を叩くことによつて生ずるものであるから、船底の Flatness に支配されるところが大きく、従つて U 型船型の方が当然大きな値を示す訳である。このように、輕吃水状態で Slamming 加速度と船型の関係をみると、船の Pitching, Heaving 運動性能と逆に V 型船よりも U 型船の方が大きな値を示すことは注目しなければならぬことである。なお吃水が深くなれば Slamming 加速度の大きさは著しく減少するものであつて、満載吃水では船の速度に関わらず全く認められなくなる。

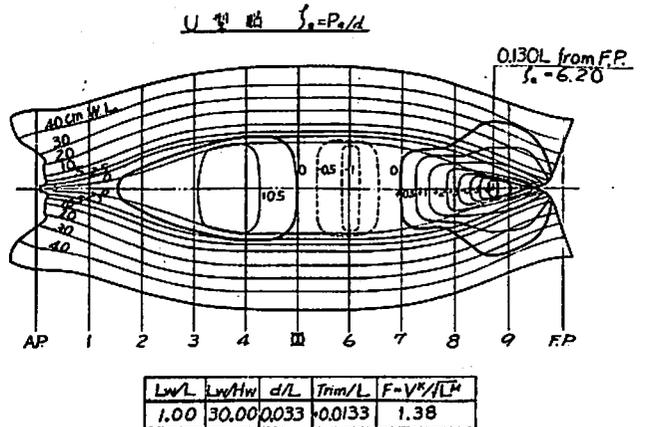
§ 13. Slamming と衝撃水圧力

前項までにおいて Slamming と船の運動との関係を論じたから、しばらく Slamming と船底水圧力について述べよう。

Slamming を起さない状態で船が波浪中を航走しているときには、船の運動および波の船に対する位置によつて船底に水圧力の変化が生ずる。これはいわゆる“波浪水圧力”で、船体に Hogging, Sagging 応力を与えるものである。しかるに一度 Slamming を起すと、船底には全く様相の異なる衝撃的な水圧力が認められる。これを“Slamming 水圧力”といい、船体に衝撃的な応力を与える。船体に損傷事故を引き起す水圧力は勿論後者に属するもので、その大きさは状況によつて著しく高い値に達することがある。わが国で行われた北斗丸、銀河丸の実船試験においても屢々このような Slamming 水圧力が認められているが、最近米

で行われた Coast Guard Cutter “UNIMAK” の実船試験では驚くべき高い水圧力が認められているので²²⁾、ここで少し引用しておきたい。UNIMAK は長さ 300' 幅 41'- $\frac{1}{4}$ "、吃水 11'- $\frac{7}{16}$ " であり、波高 6~21' の荒天中を速力 7~17 K で航走したとき、船首部から 0.15L 附近の船底において 100 psi を越える水圧力が数回記録され、最大値は多少正値を欠くけれども 261 psi に達している。これは満載吃水の 51 倍に相当する水圧力で異常に高いものである。わが国で内燃機船の Slamming による損傷事故調査委員会報告で船底に損傷事故を引き起すに足る水圧力は満載吃水の 7 倍以上に相当する水圧力であると述べており²³⁾、またその後各国の調査結果に照らしてみてもこの数字は大体正しいと考えられているが、50 倍を越えるような数字は少し異常であるように考えられる。Greenspon 氏は UNIMAK の船底板の寸法によつて船底の最大応力を計算したところ 100 psi の水圧力で応力 29,000 psi となるから、船底板は多分 yield しているであろうし、また弾性理論の公式では計算し得ないものではなからうかと述べているのである。

それはさておき、Slamming のきびしい輕吃水状態で、しかも Slamming の烈しく起きた速度における船底の Slamming 水圧力領域を実験によつて求めたものが第 10 図、第 11 図である。図に記入してある水圧値

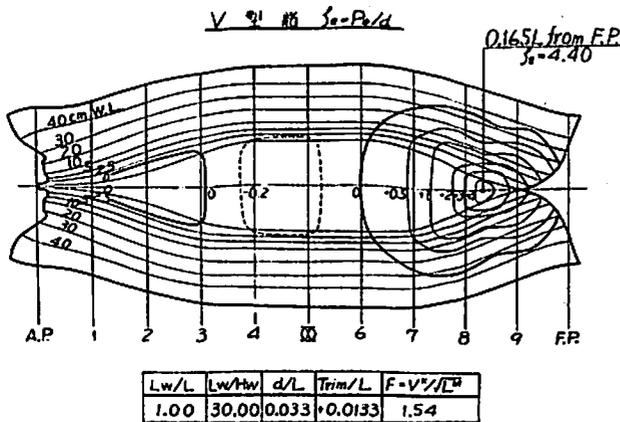


第 10 図 Slamming 水圧力領域 (U 型船)

は Slamming 水圧力をそのときの平均吃水で割つた値で

22) Greenspon, J.E.: Sea Tests of the USCGC UNIMAK. (Part 3) TMB Report No. 978 (1956)

23) 内燃機船調査委員会: 前出文献(2)参照



第11図 Slamming 圧力領域型 (V型船)

ある。両図を比較して直ちに分かることは圧力領域が、V型船の方が大きいことである。すなわちU型船では船首端から3/10Lまでの長さにおたつているが、V型船では4/10Lまで拡がり、船側についてもV型船では船首端から3/10Lの付近ではほとんど満載吃水線近くまでおよんでいる。これは波浪中でV型船の方が大きな運動をなし、波面と衝突後水中に没入する量も大きく、従つてSlamming圧力を蒙る範囲も広がるからである。

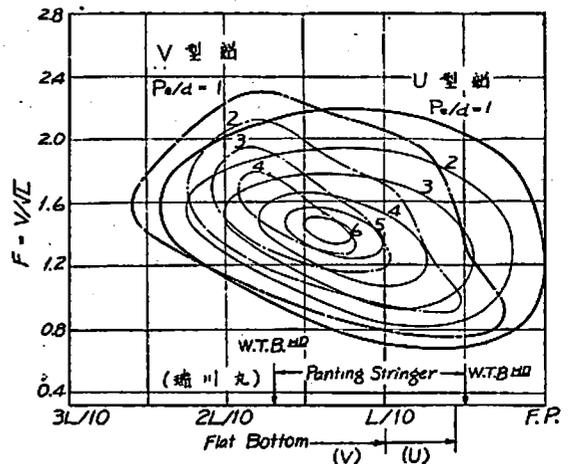
しかしながらSlamming圧力の最大値はU型船の方がずっと大きく、6.20であるに対し、V型船では4.40であり、箱型船では11であるから、船首部船型がfineになるほど減少することが明かである。また最大Slamming圧力の生ずる船底位置は、V型船でFPより0.165Lの位置、U型船では0.130L、箱型船ではFPのすぐ近くであることを考慮すれば、船型がfineになる程船首より次第に遠ざかることが分かる。このことは既に§2で述べた通り、船型のfullな船では船首に比較的近いところで損傷事故が認められ、fineな船ほど船首部から比較的遠い船底位置で損傷が起るといわれている事実を証明するに足るものである。

§14 Slamming 圧力をうける船底領域

前項はSlammingのもつともきびしい速度についてのべたのであるが、種々の船の速度について船底のSlamming圧力領域を求めたものが第12図である。本図はSlammingに対する船首部補強と関聯つけられるものである。一般に、船の船首部は船級協会の規則によつてSlammingによる損傷事故を防ぐために、板厚を厚くするとか、中間肋骨を設けるとか、あるいはPanting stringerなどを入れて補強されているものであるが、補

強すべき範囲は各国船級協会によつて多少異つていようである。例えば、(i) Lloydでは船首から0.05~0.25Lの間を、(ii) A B, NKでは船首~0.2Lの間、ただし船首部のfullな船または高速船では0.25Lまで、(iii) BVでは船首~0.25Lの間、(iv) NVでは船首隔壁~0.25Lの間をそれぞれ補強するよう指示されている。

U型模倣型船は、実は瑞川丸(L=132M, GT=10,500 T)の縮尺模型であるので、実船である瑞川丸の船底補強の様子をみるためPanting stringerの設けられている範囲を図に記入しておいたが、Slamming圧力の丁度適切な範囲におたつている



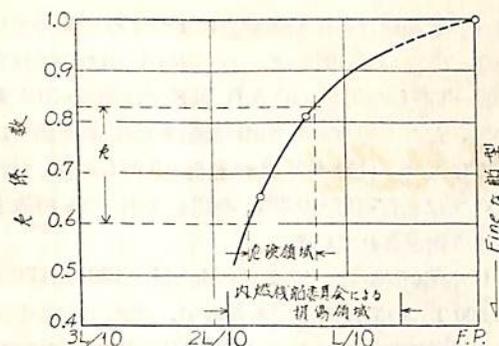
第12図 種々の速度におけるSlamming 圧力領域

ようである。また図から判断すると、V型船型の船ではもう少し後方にずらした方がより適切かも知れないと考えられる。

前の二つの図を検討して、船型とSlammingによる損傷範囲を求めることが出来るが、これを第13図に示してある。縦軸は船型を、横軸はSlamming圧力から求めた船底の損傷範囲を示すものである。

船型を数字によつて表示するために、船首からL/10のStationにおいて1/2LWLで吃水線を引き、その船体断面積と囲まれた四角な面積(完全な箱型船)との比をとつてこれをk係数と名付け、K係数で船型のFinenessを表わす方法をとつた²⁴⁾。このような方法で船型を表わすと、一般商船のkの範囲は0.60~0.83程

24) 前出文献(21)参照



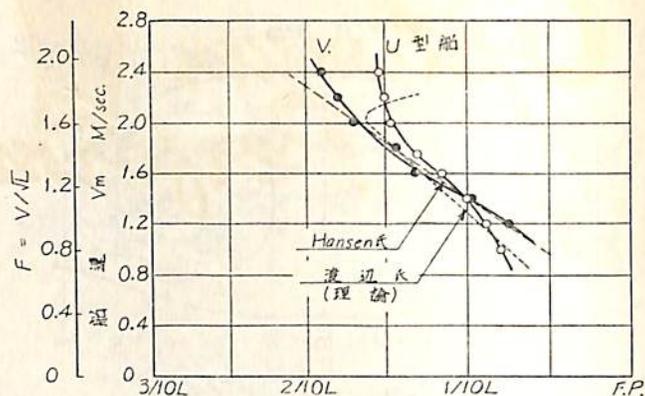
第13図 船型と損傷領域

度であるから、図によつて船底損傷の危険領域を求めてみると、船首から0.123~0.174Lの範囲になる。他方、内燃機船調査委員会が調査せられた損傷範囲は船首から0.06~0.19Lとなつている。前者の値は軽吃水で、波長が船の長さにとくしく、かつ船の速度がSlammingの烈しい速度について求めたものであるに反し、後者の値は実際の海洋であらゆる条件を通して求められたものであるから広範囲にわたつているのであるが、これらから判断してSlammingによる船底の損傷領域は船首から凡そ0.08~0.20Lと判断せられるのである。

§ 15 船の速度と船底の損傷

Slammingと船底損傷の関係をもう少し詳しく検討してみるために、船の速度の影響を調べてみることにする。

低速船は比較的船首に近く、高速船は船首から遠ざかつた船底位置で損傷を生ずる傾向があることは§2の実例で大體了解できた。この事実を実験結果で確かめるために求めたものが第14図で、縦軸が船の速度を、横軸



第14図 船の速度と損傷位置

はSlamming圧力によつて求めた船底損傷範囲である。図にはHansen氏が北大西洋における損傷事例から求めた直線と、渡辺博士が理論的に求められた曲線²⁵⁾とを記入してあるが、著者の実験結果とよく一致している。このように低速においては船首に近いところ、高速においては船首よりやや遠ざかつたところに損傷を起す懸念がある訳であるが、しかし図によつて分かるように一般商船の速度範囲では余程高速船でない限り、船首より2/10Lを超える位置で損傷が起る心配はないように思われる。また高速においてU、V両船型の曲線が次第にひらいて差が認められることは、Lehmann氏²⁶⁾が北大西洋における損傷事例より、高速においては船の速度の影響よりも船型の影響度が大きいと述べている結論を立証するものであろう。(続く)

25) 渡辺恵弘：支出文獻(4)参照

26) Lehmann, G.; 前出文獻(15)参照

(167頁よりつづく)

第3表 過渡時と整定時とのねじり附加応力の比較

(単位 kg/c n²)

試験番号	過 渡 時 回 轉 方 向	過 渡 時		整 定 時
		増 速 時	減 速 時	
1	前 進	209	206	525
2	〃	228	254	
3	後 進	154	176	
4	〃	176	196	

過渡状態では定常時の半分の値を示すに過ぎず、しか

もそれらが相互にかなり異なる値をとりハンドンの操作の微妙な差がきいてきていることがわかる。

以上過渡時における主軸の振動応力について述べたが、従来の整定状態における応力測定のみでは不十分であつて、船の操作の実際を考えれば、このような過渡時の現象をよく知つておく必要があると思う。すなわち過渡時には整定時より著しく大きな振動応力が作用する場合もあり、また機関の操作要領によつて振動応力に差があることに注意すべきであらう。従来整定状態の振動のみを問題にしていたが、疲労強度を総合的に問題にする場合は、広い意味で機関の使用状態を考慮する必要がある。

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

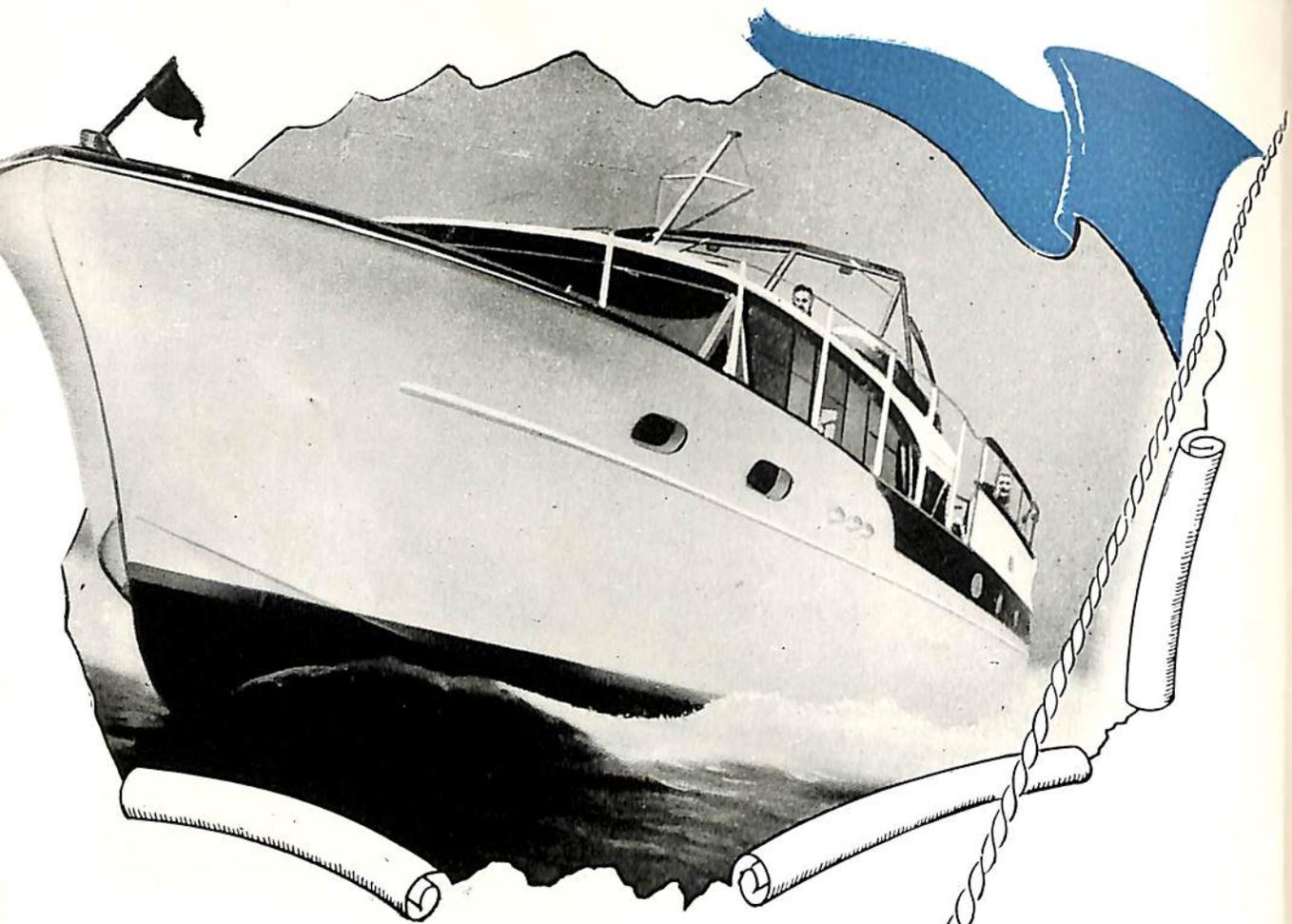
ディーゼル機関

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

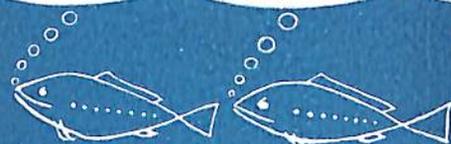
東京 大阪
(56) 3078-3267 (34) 1582
6035-7093 2041



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

原子力商船の動力について (下)

Nuclear Power for Commercial Vessels

By K. Maddocks

Trans. I. M. E., May 1956, p 105/148

高出力貨物船

“Mariner”級の船舶に原子動力を使用した場合の経済性については今までにも、その分析が行われている。この貨物船は排水噸数 21,000, 軸馬力 17,500, 巡航速度は 20 節, 最高軸馬力は 19,250 であり, その出力からみて, 原子動力を使用するのに適当している。この船舶の設計, 運転操作については, 文献 (21) (22) をそれぞれ参考されたい。ただし原子動力機関を搭載した場合の設計研究については, まだ公表されていないが, 加圧水型原子炉が採用されている模様である。この“Mariner”船を原子動力で推進させたと仮定して, その経済性を分析した結果, 結論されたことは, 現在では従来船に比して高価になり立打ち出来そうにもないが, 将来は原子炉工学の進歩によつて経済性においても大いにその立場を改善出来るだろうということである。ただ, この船の原子力化に対して不利になる一つの因子は海上日数と推進出力からきめられるいわゆる“負荷度”が低いことである。Harvard Report は, この船の代表的例として, 海上日数 170 日, 推進出力 10,000 s.h.p. と仮定した。この結果負荷度は

$$\frac{10,000}{17,500} \times \frac{170}{365} = 26.6\%$$

になる。この低負荷という問題は, この級の船ばかりでなく一般の貨物船について多かれ少かれ言えることなのである。

油 槽 船

原子動力を船に適用して最もその効果を上げようとするには, まず, 原子力船としての最適の運転条件はどんなものであるかを考えてみるのが良い。まず第一に, 燃料の節約を計るためには, 船舶は高出力で長航海用のものでなければならぬ。というのは原子炉を断続的に使用すると, 例えば, 負荷が低くなつた時など一時的に出る余分の熱は捨てる外は今の所方法がないのであつて, 結局無駄になる。また, 運転停止のような時でさえも, その出力は, 連熱を防ぐ程度に徐々に減少できるだけで, 即時出力零になる訳ではない。このように高価な分裂性物質が, いずれの場合にも浪費されることになる。この

浪費を少なくするためには, どうしても, 停泊と荷役時間を少なくする必要がある。また, 港では放射性物質を扱うための特殊な設備の問題がある。このために, 航路としては一定の港間を往復する航路が望ましい。このように考えてみると, 鉱石, 穀物, 石油等のばら積み貨物を扱う船が有望で特に石油は現在すでに行われているように沖合での荷役が可能なので特に有望である。沖合での荷役が可能なのは荷役時間が減少できるのみならず, 沿岸からの隔離によつて安全性が得られるので大きい利点になる。油槽船を原子動力化の最適船として選んだことは何か矛盾しているように考えられるかも知れないが, 原子エネルギー利用が進歩したかといつて船齢 2・3 隻に相当する期間内に石油に対する需要が減少する等とはどうしても考えられず, したがつて矛盾しているとは思えない。この論文で解析するのに適当しているとして取り上げた船については (23) (27) を参照されたい。

乾ドック スエズ運河通航からきめられる制限を考慮すれば, 船舶の主要な部分の大きさは次のようになる。

全長	660 呎
全巾	85 呎
満載吃水	34 呎

積載噸数は 30,000, fig. 25 に模型試験による速度—出力曲線を転写してある。脚荷の場合の曲線は, 脚荷の時の速度は載貨時の速度よりも 4% 速いと仮定して, 与えられた模型試験のデータから評価換算したものである。

次に上に述べた大きさを持つ普通動力船とヘリウム冷却の密閉型ガスタービン原子力船の 2 船について比較を行つてみよう。

この比較分析を行うために, 北ヨーロッパからビルマかボルネオの油田地帯への代表的航路を考えると, 航海距離は片道約 10,000 海里となる。航海中の負荷が低い時の模様は次のように仮定する。

- スエズ運河通航と港における停泊期間中の動力は合わせて 50% 出力の状態で 24 時間連続運転した時の動力と等価であるとする。
- 荷役に要する動力は, 15% 24 時間運転と等価と換算する。実際にそれぞれ 500 馬力モーター駆動

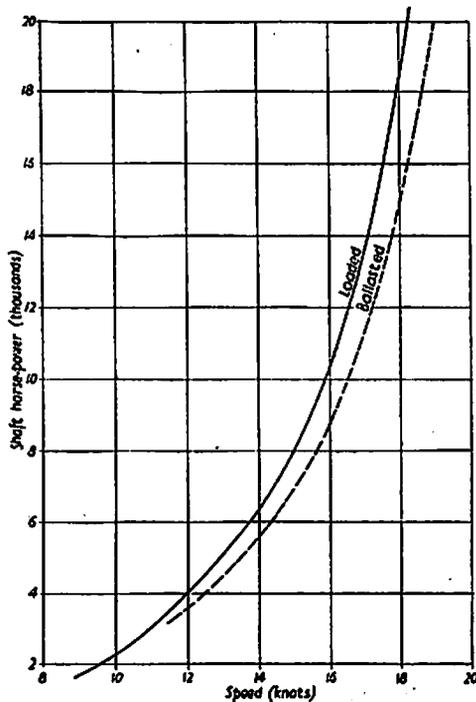


Fig. 25 速度—出力曲線

による3基のポンプによつて12時間で規定の積載量処理出来る。

この油槽船についての過去8航海における航海状況についての最近の発表によれば、巡航速度は18.2節で燃料消費は93.6トン/24時間である。この速度は16,500馬力として予想した速度より速くなつてゐる。

一航海に消費する燃料の評価

全速	$\frac{20,000 \times 93.6}{18.2 \times 24}$	4,280 トン
低速	$\frac{8,250 \times 0.6 \times 24}{2,240}$	54 トン
港	$\frac{2,480 \times 0.6 \times 24}{2,240}$	16 トン
計		4,350 トン

一航海の所要日数

全速	46 日
低速並びに停泊	2 日
計	48 日

ここで、原子力船でも在来船でも、タービンとトランスミッションの価格は等しいと仮定する。このように仮定すると、今まで必要に応じて仮定する時に許容してきた精度をそこなうことなしに比較は簡単になる。すなわち、比較は在来船の蒸気価格と原子力船のこれに相当する価格だけの問題になる。建造資金に対する固定賦課

も燃料価格と同様に考慮する。16,500 s.h.p. の機関の建造価格は Fig. 23 から 475,000 ポンドであり、その中、例えば 100,000 ポンドが蒸気発生器とその補器の価格とする。

MacMillan および Ireland 両氏はこの種の資金に対する固定賦課として次の如く考えた。

	% (年につき)
利息	2.6
原価償却	4.9
保険	2.0
維持	1.5
計	11.0

この数値を用いると一航海の蒸気価格は

$$\begin{aligned} \text{固定賦課} &= \frac{48 \times 11}{365 \times 100} \times 100,000 \text{ ポンド} = 1,450 \text{ ポンド} \\ \text{油 (140 シリング/トンとして)} &= 30,450 \text{ ポンド} \\ \text{計} &= 31,900 \text{ ポンド} \end{aligned}$$

次に原子動力プラントの分裂性物質の消費量を計算するのに、U-235 1グラム当りの発生熱量を 65.5×10^6 Btu すなわち 25,750 馬力・時であるとする。それからサイクルは前節のものを用い、その効率 42.4% は密閉型サイクルであることを考えて、全出力領域にわたつて著しい変化をしないとする。

出力	16,500 軸馬力
機械その他の損失	5%
総出力	17,350 馬力
ヘリウム流量	162,000 ポンド/時
炉負荷	104×10^6 Btu/時
全推進効率	$\frac{16,500 \times 2,544}{104 \times 10^6} = 40.4\%$

機関部の補器のために 10% ほどタービン出力の増加がみこまれる。

航海における U-235 のバーンアップ

全速	$\frac{16,500 \times 1.1 \times 46 \times 24}{0.404 \times 25,750}$	= 1,927 グラム
低速	$\frac{8,250 \times 1.1 \times 24}{0.404 \times 25,750}$	= 21 グラム
港	$\frac{2,480 \times 24}{0.404 \times 25,750}$	= 6 グラム
総計		1,954 グラム

この得た U-235 の量は航海に必要な動力を得るため本当に燃やす量であつて実際に炉に積み込まれる U-235 の量はこれだけではない。非均質型ガス冷却原子炉の場合のバーンアップは大体 25% が妥当であるから前に述べたように燃料はこの割にしたがつて化学処理を行う必要がある。したがつてプラントの資金としては、更に U-235 5,862 グラムの価格が加算されねばならない。

ガス冷却型原子炉の建造資金を詳細に見積ることはこの論文の範囲外であるが入手できる数少ない報告を基にして概算した所では1,000,000ポンドすなわち通常の蒸気機関プラントの10倍位が一般の意見とも一致して妥当であろう。

U-235の価格を1グラムについてXポンドとし、資金についての固定賦課として前と同じ数値をとつて、一航海の蒸気価格を計算すれば

$$\begin{aligned} \text{固定賦課} & \frac{48 \times 11}{365 \times 0.00} (1,000,000 + 5,862X) \\ & = 14,480 + 85 X \\ \text{燃料} & = 1,954 X \\ \text{計} & 14,480 + 2,039 X \end{aligned}$$

となる。この価格が前の普通動力の蒸気価格と等しくなるためにはU-235の価格は

$$X = \frac{31,900 - 14,480}{2,039} = \text{£ } 810 \text{ s.}$$

でなければならない。

1955年8月のジュネーブで催された原子力平和利用国際会議でのウラニウムの価格はU-235 1グラムあたり25ドルであつた。ただし、この値が燃料体の加工の値段を斟酌したものであるか否かの点については、述べられていない。この値の多少の誤差を許容して、現在の\$2-80=£1の換算を行つてみると二つのプラントに対する、蒸気価格に近い中に釣合うようになることが予想できるであろう。

その他の考察

この30,000トン(D.W.)の油槽船の燃量積載量は4,500トンで、出発する港で積まれる。原子動力を用いると機関重量が約500トン程増加するのであるが燃料の重量は殆んど無視できるので差引4,000トンの重量が軽くなり、これだけ余計に貨物を積むことができるようになる。

船員の賃金も運転費用においては仲々重要な項目である。原子力船になつたからといつて余計の運転員が必要になる様子は今の所ない。例えば原子炉は構造こそ複雑であるが、その操作は原子炉制御工学の進歩によつて簡単になることが分つている。

また予備ヘリウム貯蔵のための余分の経費は今まで考慮していないが、これがために、今までの比較が全然異つたものになるようなことはないであろう。

ターボ機器の価格は普通の蒸気プラントのものと等しいと考えられるが、より詳細な検討をすると段数を多く要求されればヘリウム機器の価格は明かに増加する。また漏洩を極度に防ぐためグラウンドやケーシングの開きの部分に特殊な装置が必要とされるだけでなく、ケーシ

ングの孔についても同様なことがいえる。殊にこの後者の問題は加圧した状態では蒸気を用いる時よりヘリウムを使用する時が重要である

原子炉プラントの利点は出力が増せば大きくなるので、船の出力を16,500軸馬力と抑えるのは疑問である。これは今までの考え方をこの発展してきたプラントに導入したものであつて単軸推進の利点も現在行われている出力範囲でいえることである。

タンカー推進用としての二つの提案

推進用プラントとして比較するために Shoupp と Witzke は18ノットのスピードで20,000軸馬力のタンカーを選んだ。この船は35,000トンの貨物油を積み一年に17,000マイルの8航海を行うものと仮定すると年間の貨物油の積荷は280,000トンになる。いずれの航海にも0.523 lb/s.h.p.h.r.の燃料を消費すると考えると年間の消費量は232,000バレルに達する。そこで1バレル2ドルの価格とすると積荷1トン当りは1.65ドルになる。航海中の費用、原価償却費、入港料、修理および補給の費用、賃金、食糧費を加えると全経費は貨物油1トン当り7.15ドルになる。

この船に提案した原子炉をのせたと仮定しても現在では比較にならない。しかし熱力学的流体として蒸気を使用すれば紙上で大体の計算はできる。ボイラおよびボイラ補機の価格はマリナー級の見積りから570,000ドルと概算される。またタービン、復水器、軸、プロペラ等は原子炉が従来の重油燃焼ボイラに代つても変わらないとした。

船の分野では蒸気が直接に利用されるので陸上のものより経済的に安全側にくるので陸上のデータと比較する必要がある。その上天然ウランの価格を現在の経済基礎の上で従来の燃料と比較するのは正しくない。

二つの動力源を細目にわたつて比較すると等しい価格になるためには

- (a) 原子燃料の価格が零であれば、原子炉プラントの許し得る最高価格は4,800,000ドルになる。
- (b) プラントへの資本を零とすれば、原子燃料の価格はグラム当り27.8ドルを越してはならない。

この論文ではプラントと燃料の合計による重量の軽減を考慮に入れ、余計に積める1,000トンの貨物油はプラント資本にして500,000ドルの節約になるとしている。

これから引き出された結論はアメリカの商船にもあてはまる。ヨーロッパの船は運航経費が低いのでこれらの内訳は半分位になる。すなわちヨーロッパの船の運航費中には機器の費用や燃料費が大きな部分を占めることを

意味する。ヨーロッパの船にのせたと仮定して原子炉プラントと重油燃焼プラントとを比較するならばもつとよい方に向うだろう。

もう一つの提案はミシガン大学の工学研究所で行われたものであつて、これは大洋を航海する大タンカーに原子炉プラントを載せた第1次の設計であり、据付けた状態を Fig. 26 に示す。この研究から出された結論では原子力船は安全運転はできるが、しかし重油焚きの装置と

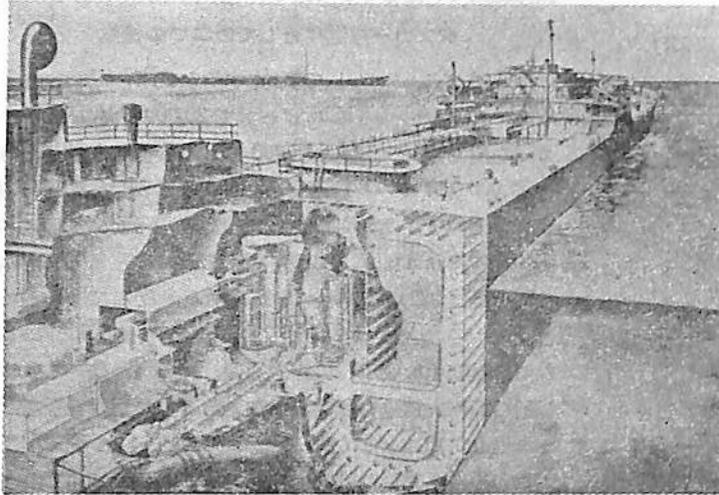


Fig. 26 タンカー内の炉の配置

比較して運航価格は安くはならない。安くならないことは可能な提案された炉について最初から予想されていたものである。選択の分野をせばめていつて加圧水型が選ばれた。この型の利点の一つは Fig. 27 にあるよう

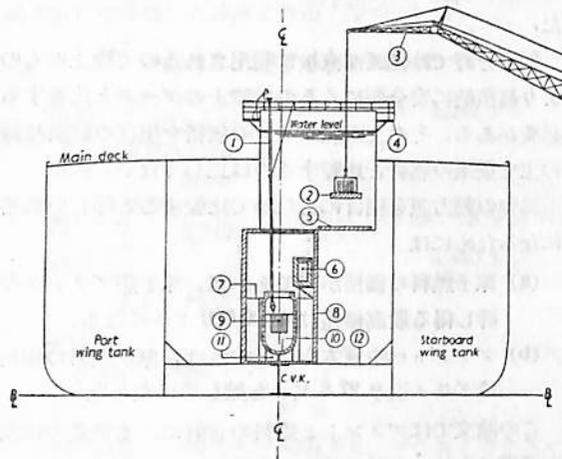


Fig. 27 ドックでの放射性物質操作

- | | |
|-------------|-----------------|
| (1) マニプレーター | (2) 炉のカバーと制御棒 |
| (3) クレーン | (4) 操作場所 |
| (5) ハッチの遮蔽 | (6) 放射性物質を入れる容器 |
| (7) 水面 | (8) 遮蔽 |
| (9) 炉心 | (10) 圧力容器 |
| (11) 支持台 | (12) 基礎 |

に、炉の上部に見透しの遮蔽をもっているので燃料交換や分裂生成物の取出しはみながら行えるので簡単になる。

30,000 トンタンカーの機器の配置について

第1の考察は適当な推進系の選択であつてこれはタービンの設計をできるだけ単純化することで定まつてくる。伝達装置には逆転歯車、可変ピッチプロペラ、電気推進がある。原子動力にタンカーが最も適しているといつた理由は普通の状態では最も後進することが少いからである。

16,500 馬力を伝える逆転歯車は前進が速い場合には保証できない。同様なことが可変ピッチプロペラについてもいえる。筆者が考えるにこの点が将来発展するかどうかの鍵になるものと思われる。1級の工場でも現在7,000軸馬力が満足して使える最高の所である。Burrill教授の論文に討論した Baker の寄稿の中でアメリカの船に14,000軸馬力のものを行つて失敗したと報告している。McMullen は現在リバティ型Liberty shipの船 Gohn Sergcant が6,000軸馬力の開放サイクルガスタービンを積んでおり可変

ピッチプロペラを使うであろうということを記録している。この論文ではもしこれが成功したらガスタービンは7,500から15,000軸馬力の範囲にわたつて採用されるだろうし、その時にもこの型の推進方式が提案されるかどうかは興味ある問題だと述べている。

その結果安全な運転を行うには電気推進ということになるが、この方式は重量、空間、費用が余計かかる。

入港中必要な動力は2,000馬力のオーダであり、この動力を作るために主推進用のタービンをまわす。この場合の普通の蒸気プラントでの経済比較は既に行われており、設計値の12%という効率の悪いプラントの動かし方であるが入港時間対航海時間の比で前者が非常に小さいので、これによる損失は大きくならない。しかし主プラントの連続運転が必要であるので大きな設備で小さい動力を出している結果になる。

十分なる信頼性が証明されるまで別のディーゼルプラント4基で全出力2,000馬力のものを備えることをすすめる。これは荷役の時にだけ行い、航海時は推進用の動力に切替える。電気的な問題は論文外であるので差ひかえる。ディーゼルプラントは原子力船の動き始めた初めの頃にだけ必要であつて、原子力プラントが完全にこわれても1,500マイルを航海して港へ帰れるよう100トンのディーゼル燃料を積んでおく。

Fig. 23, 29, 30 は原子炉におきかえた時の機器の配置の大体の設計を示す。ディーゼルプラントはもとのボ

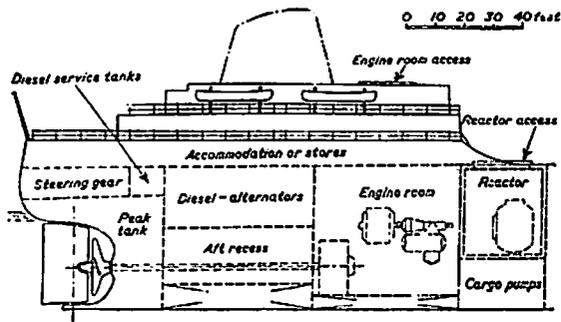


Fig. 28 提案されたタンカーの断面

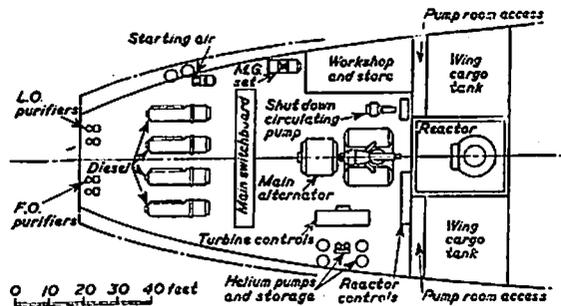


Fig. 29 機器配置 (上部機室)

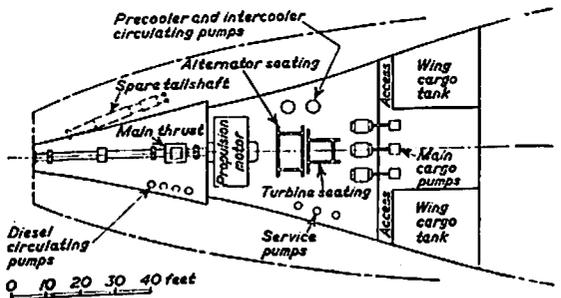


Fig. 30 機器配置 (下部機室)

イラ室に入れ、原子炉は最後部の貨物油タンクの真中におき、ポンプ室は原子炉の下におく。甲板からポンプ室への通路は機関室の仕切りのすぐ前を縦に開い両舷につける。原子炉が貨物油タンクに入り込むが燃料用のタンクがなくなるので全体の機室の大きさとしては多少ふえるだけである。

タービンと圧縮機は一体になっているものを示した。もし機関室の長さを今まで通りにしなければならないなら、下記のようなやり方を一方または両方採用すればよい。

- (a) ターボ発電機を二つまたは三つの小さなものに置き変える。
- (b) タービンと圧縮機一体のものを2軸にし、1軸には発電機と低圧タービンをのせ、他方には二つの圧縮機と高圧タービンをのせる。

将来の船はディーゼル発電機が必要でなく、その空いた位置に原子炉をおくようになるので貨物を載せる部分が増加する。

この配置は船の安定性の大きな計算によつて、造船の方法からもよいとされている。

煙突は直接機器の方から必要ないので鎖線で示した。ディーゼル機関の排気と船主の印を示すものとしてのみ必要である。しかし筆者の考えでは煙突のない船は尾のない猫を思わせるものであつて、煙突をつぶして部屋を作るより煙突があつた方がこの素晴らしい動力によつて運航している船長にとってはより多くの尊敬が払われることだろう。

結 論

船に使用できる原子炉やパワー・プラントについての研究から、商船用として筆者に最も興味をひかれるものは密閉サイクル・ガスタービンのヘリウム原子炉である。高出力船ではこのプラントが重油燃焼蒸気タービンプラントと十分経済的に比較できることがこの論文で実証され、プラントの最初の価格は言われていた価格に大体一致した。ただこれはプラントの機器類が造船所によつて普通のものと同じように作られると仮定した。

さて計算によつても原子動力が船用推進として採用されることは時間の問題となつてきた。どのような型の原子炉が選ばれるかは多くの研究と開発を必要とする。これは工学、物理、化学、冶金、数学等を専攻する人および恐らく他の部門の人達も加つた、結集した努力でなされるものである。加えてイギリスの造船工業やその関係者がこの新しい動力源に対して真剣に問題と取りくまねばならない。

終りにもしこの論文によつて幾らかでも船用動力の概念に得られる所があれば幸である。

文 献

21. Russo, V.L. and Sullivan, E.K. 1953, "Design of the Mariner Type Ship," *Trans. S.N.A.M.E.*, vol. 61, p.98.
22. Allen, W.G. and Sullivan, E.K. 1954, "Operation in Service of the Mariner-Type Ship," *Trans. S.N.A.M.E.* vol. 62, p. 522.
26. Goldsmith, L.M. 1950, "S.S. Atlantic Seaman" *A.S.M.E.*, "Mechanical Engineering" vol. 73, 1951,
27. Britton, J.A. and Ten Broeck, E.H. 1955, "Comparison of Design and Service Performance of Some Modern Tankers" *A.S.M.E.*, Paper 55-S37.

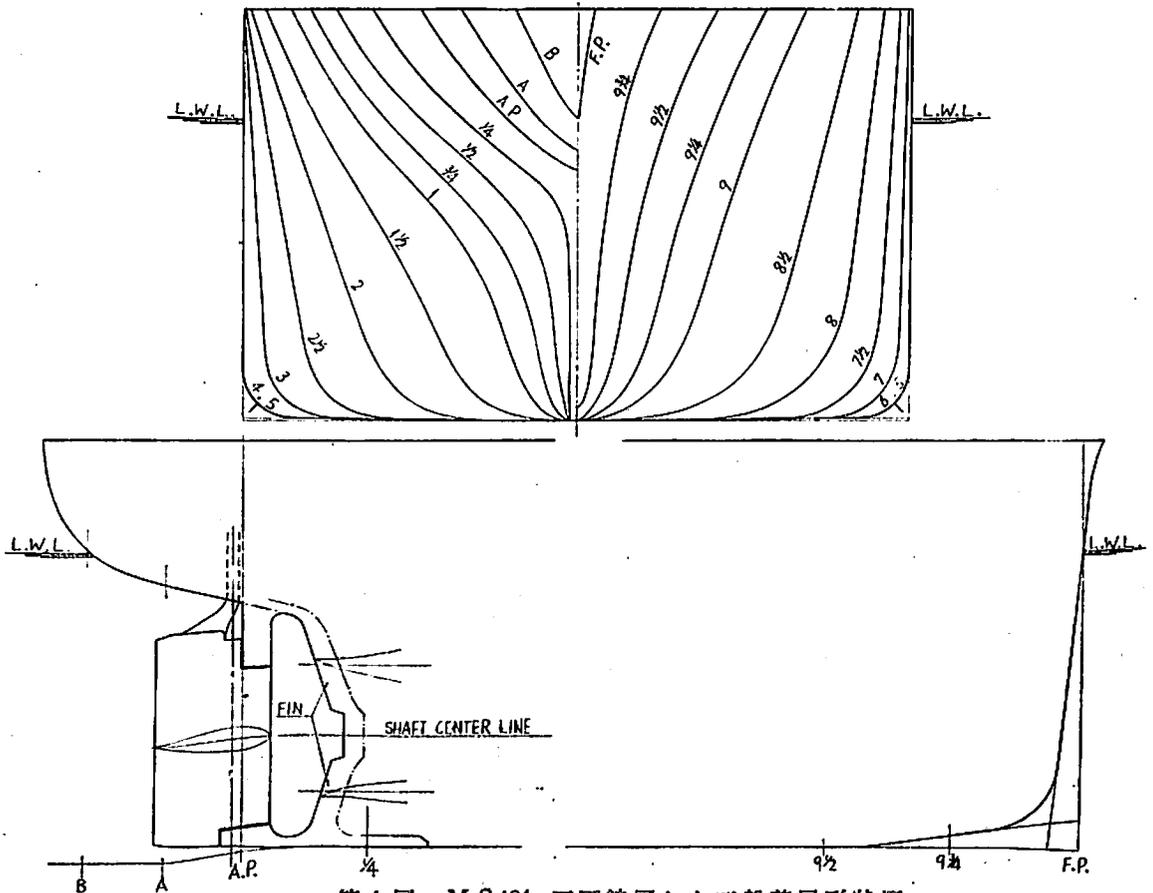
(M. S. 124×M. P. 104, M. S. 125×M. P. 105)

— 大型貨物船の模型試験 —

長さ135米前後といえは戦前では大型貨物船に属していたが、最近では貨物船も船型がどんどん大型化しているから、むしろ中型と称すべきかも知れない。戦前のこの種大型貨物船のうちから選定した肋骨線形状等に若干の特異点をもつ2例を紹介する。両船の主要目は第1表に、正面線図および船首尾形状は第1、2図に示す。図にみる如く M. S. 124 は直線型肋骨とはほぼ垂直に近いステムを有し、かつ推進器柱には振りをもつフィンをつけている（この種のフィンは反動舵の如く推進器後方にある場合に比べると効果は少いようである）。M. S. 125 は

船首は典型的なマイヤー型であり、船尾部は完全な V 型である。前者には定格 5,000 S.H.P.×104 R.P.M. のタービン汽機、後者には定格 5,850 B.H.P.×110 R.P.M. のディーゼル機関の搭載が計画されていた。両船とも舵は流線型であり、また模型船長はいずれも6米である。

試験は満載、半載および試運転の3状態で実施された。その結果は第3、4図に示す。マイヤー型の軽吃水時の成績が比較的不良であることはこの2例にも表われている。



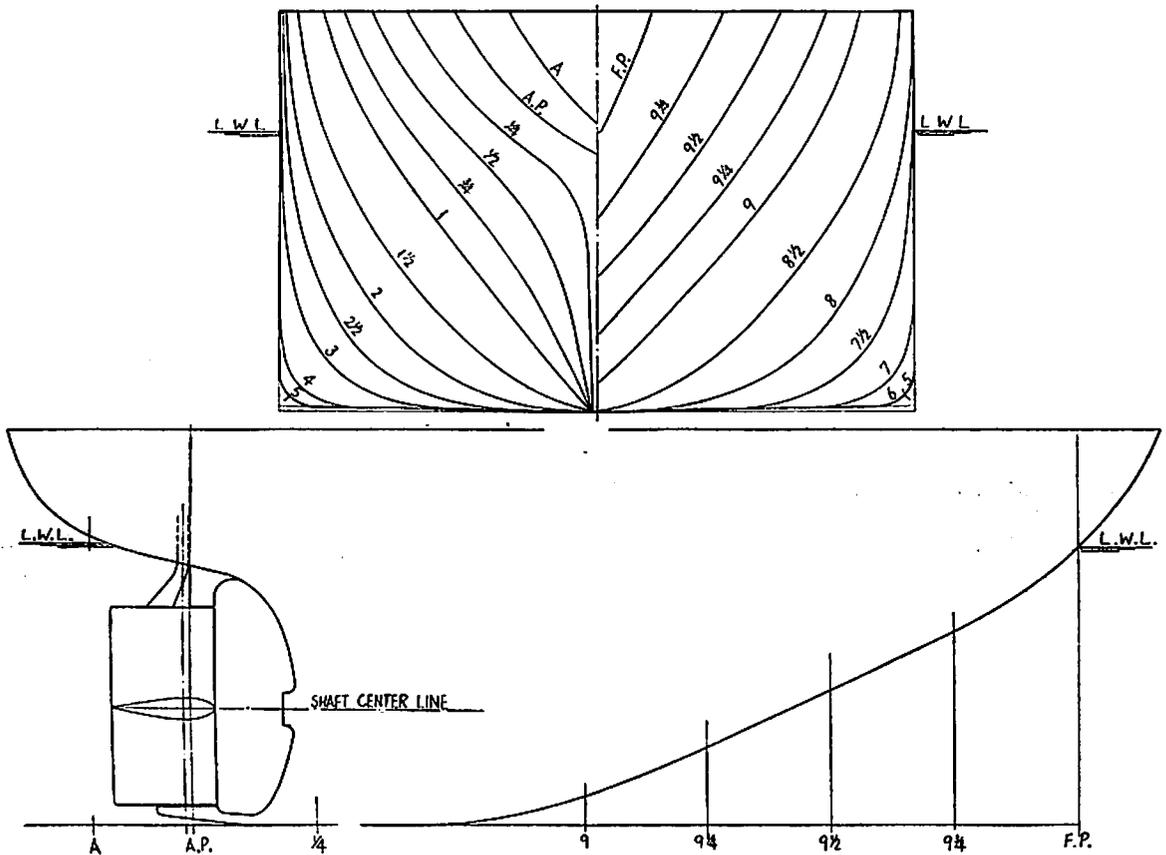
第1図 M.S.124 正面線図および船首尾形状図

第 1 表 要 目 表

M. S. No.		124	125
長 (L.B.P.)		134.00 米	137.16 米
幅 (B 外板を含む)		18.05 米	17.73 米
満 載 状 態	吃 水 (d)	8.187 米	8.065 米
	吃水線の長さ (L.W.L.)	138.00 米	139.400 米
	排 水 量 (d)	14,485 噸	14,230 噸
	Cb	0.714	0.710
	Cp	0.720	0.719
	C _中	0.992	0.988
	lcb (L.B.P. の%に て, 更より)	-0.62	-0.049
平均外板の厚さ		25 耗	25 耗
λ _B *		.14090	.14086
λ _B ' *		.1430	.1430

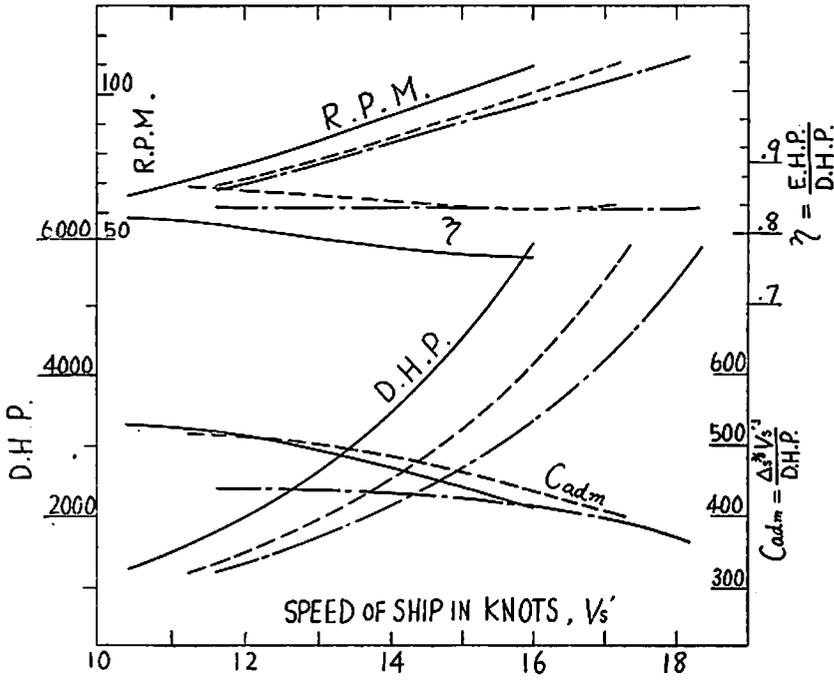
M. P. No.		104	105
直 径		5.340 米	5.587 米
ボ ス 比		.222	.152
ピ ッ チ (0.7R にて)		4.460 米 (四増)	4.220 米 (一増)
ピ ッ チ 比 (%)		0.835 (%)	0.755 (%)
展 開 面 積 比		0.385	0.406
翼 厚 比		0.052	0.039
傾 斜 角		9°~0'	11°~39'
翼 数		4	4
回 転 方 向		右 廻 り	右 廻 り
翼 断 面 形 状		エーロフォ イル	円 弧 型

* 印 L.W.L. に基く



第 2 図 M. S. 125 正面線図および船首尾形状図

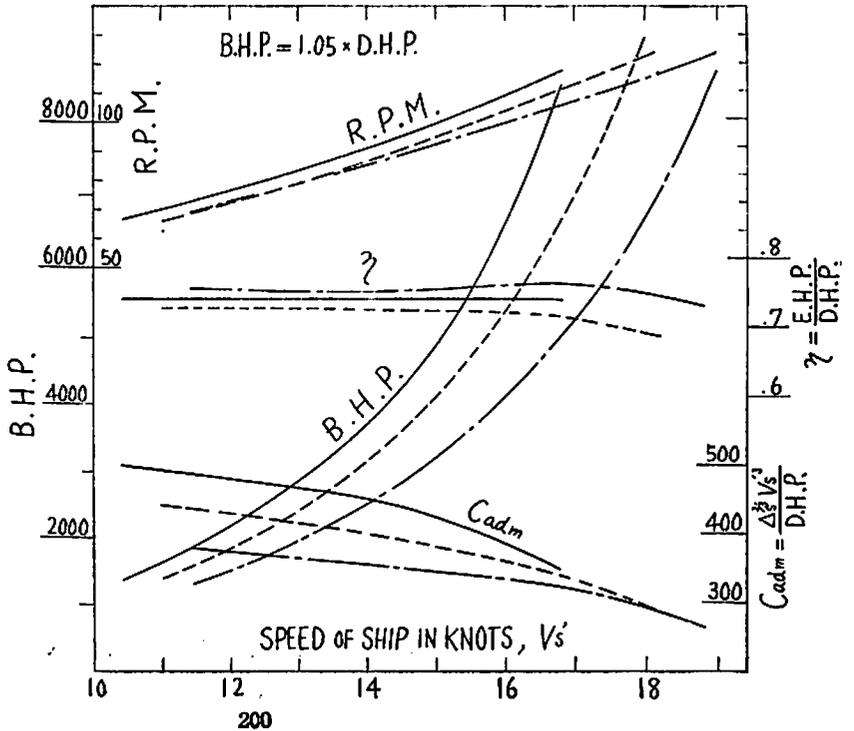
CONDITION	DRAUGHT (M)			DISPLT (H ³)	MARK	REMARKS
	A.P.	H.S.	F.P.			
FULL LOAD		8.187		14.131	—	WITH ALL
HALF "	6.325	5.534	4.761	9.161	—	APPENDAGES
TRIAL	5.192	3.852	2.512	6.146	- - -	



第 3 图 M.S. 124 x M.P.
104
D.H.P. 等曲线图

CONDITION	DRAUGHT (M)			DISPLT. (H ³)	MARK	REMARKS
	A.P.	H.S.	F.P.			
FULL LOAD		8.065		13.883	—	WITH ALL
HALF "	6.311	5.660	5.009	9.122	—	APPENDAGES
TRIAL	4.988	3.616	2.244	5.434	- - -	

第 4 图 M.S. 125 x M.P.
105
B.H.P. 等曲线图



鋼船建造状況月報 (31年12月)

船舶局造船課

(イ) 起工船

(昭和31年12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	
函館ドック	217	東洋汽船	8,500	D	6,000	貨物船	31. 12. 10
日本鋼管, 清水	127	玉井商船	9,250	"	5,250	"	31. 12. 24
三菱造船, 神戸	885	大阪商船	9,450	"	12,000	"	"
呉造船	28	日之出汽船	5,650	"	4,100	"	31. 12. 21
名村造船	301	東京郵船	4,050	"	3,300	"	31. 12. 26
名古屋造船	132	日本海陸運輸	4,300	"	2,650	"	31. 12. 2
大阪造船	131	三井近海汽船	2,900	"	1,980	"	31. 12. 8
白杵鉄工	1,001	丸栄汽船	1,500	"	1,400	"	31. 12. 5
佐野安船渠	143	東光商船	1,595	"	"	"	31. 12. 20
三菱日本, 横浜	820	大洋商船	13,100	"	9,500	油槽船	31. 12. 27
浦賀船渠	703	川崎汽船	13,750	"	9,100	"	31. 12. 20
藤永田造船	55	リベリヤ	6,600	"	6,300	輸送船(貨)	31. 12. 26
飯野重工	34	ギリシヤ	7,300	"	8,100	"(〃)	31. 12. 16
三菱造船, 広島	130	リベリヤ	7,800	T	7,150	"(〃)	31. 12. 15
佐野安船渠	133	"	10,500	"	6,600	"(〃)	31. 12. 26
日立造船, 桜島	3,786	バナマ	12,200	D	7,500	"(油)	31. 12. 15
川崎重工	949	"	24,200	T	20,250	"(〃)	31. 12. 18
"	943	アメリカ	20,200	"	15,000	"(〃)	31. 12. 19
三井造船	612	ノルウェー	12,400	D	8,750	"(〃)	31. 12. 3
三菱造船, 長崎	1,472	バナマ	23,000	T	17,600	"(〃)	31. 12. 8
日本鋼管, 鶴見	725	"	25,000	"	17,500	"(〃)	31. 12. 1
尾道造船	51	琉球	3,400	D	2,400	"(貨)	31. 12. 11
石川島重工	754	ブラジル	1,600	"	1,350・2	"(測量)	31. 12. 13
"	755	"	"	"	"	"(〃)	"
日立造船, 向島	3,821	国光海運	4,950	"	3,450	貨物船	31. 11. 7
大洋造船	92	柏商店	1,590	"	1,400	"	"
他 29 隻 (1,000噸未満) 7,737 噸							
合計			55 隻	244,122 総噸			

警備艦(起工)

造船所	船番	注文者	排水噸	主機	型式	起工年月日	
三井造船	620	防衛庁	1,700	T	17,500・2	甲型警備艦	31. 12. 24
三菱造船, 神戸	1,002	"	"	"	"	"	31. 12. 14
三菱造船, 長崎	1,480	"	"	"	"	"	31. 11. 20
合計			3 隻	5,00 排水噸			

(ロ) 進水船

(昭和31年12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	
藤永田造船	58	明 晏 丸	明治海運	8,600	D	4,700	貨物船	31. 12. 20
名古屋造船	136	天 山 丸	東邦海運	8,750	"	5,600	"	31. 12. 30
日本鋼管, 清水	126	ま と ら す 丸	大阪商船	6,800	"	5,250	"	31. 12. 22
名村造船	299	美 邦 丸	武庫汽船	6,200	"	3,640	"	31. 12. 20

佐野安船渠	138	広令丸	広海汽船	4,990	D	3,480	貨物船	31. 12. 20
"	141	光和丸	共和産業海運	1,595	"	1,400	"	31. 12. 14
呉造船	27	鴉戸丸	照国海運	13,200	"	9,100	油槽船	31. 12. 20
日立造船, 因島	3,778	NAESS GRUSADAR	パナマ	21,000	T	15,000	輸出船(油)	31. 12. 17
川崎重工	946	CHARIOT	"	24,000	"	20,250	"(〃)	31. 12. 18
三井造船	614	SKOTLAND	デンマーク	12,400	D	8,750	"(〃)	31. 12. 30
浦賀船渠	698	MOSOIL WORLD	ノルウェー	12,500	"	9,100	"(〃)	31. 12. 17
三菱造船, 長崎	1,462	INDENBENCE	リベリヤ	26,000	T	17,600	"(〃)	31. 12. 30
"	1,471	IMPERIALST LAWRENCE	パナマ	23,000	"	"	"(〃)	31. 12. 4
" 広島	129	SOPHIEC	リベリヤ	7,800	"	7,150	"(貨)	31. 12. 8
新三菱, 神戸	877	THARROS	パナマ	10,100	"	7,000	"(〃)	31. 12. 22
浦賀船渠	689	NATIONAL RRESTIGE	"	8,600	"	8,100	"(〃)	31. 12. 29
石川島重工	749	SOARES DUTRA	ブラジル	5,000	"	2,400×2	"(〃)	31. 12. 13
飯野重工	33	HELLENIC SPIRIT	ギリシヤ	7,300	D	8,100	"(〃)	31. 12. 16
大阪造船	122	CECILE ERICKSON	リベリヤ	3,200	"	500×4	"(塩運搬)	31. 12. 4
他 34 隻	(1,000噸未満)			10,375	噸			
合 計 53 隻 221,410 総噸								

(ハ) 竣工船

(昭和 31 年 12 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	竣工年月日	
新三菱, 神戸	884	もんでびてお丸	大阪商船	8,970	D	9,300	貨物船	31. 12. 15
浦賀船渠	707	同和丸	日東商船	7,550	"	5,400	"	31. 12. 27
藤永田造船	57	明龍丸	明治海運	8,600	"	4,700	"	31. 12. 17
三菱日本, 横浜	815	じょうじあ丸	三菱海運	7,600	"	"	"	31. 12. 10
名村造船	297	めるぼるん丸	大阪商船	6,800	"	5,250	"	31. 12. 15
浦賀船渠	688	NATIONAL POWER	パナマ	8,600	T	8,100	輸出船(貨)	31. 12. 12
名古屋造船	129	ATLANTIC GENERA 6	リベリヤ	10,500	"	6,600	"(〃)	31. 12. 20
石川島重工	745	ANDROS GLAMOR	アメリカ	10,150	"	8,200	"(〃)	31. 12. 3
"	748	ARY PARREIRAS	ブラジル	5,000	"	2,400×2	"(〃)	31. 12. 29
播磨造船	497	ANDROS SPPINGS	リベリヤ	24,200	"	19,250	"(油)	31. 12. 28
日立造船, 桜島	3,784	ELSBORG	デンマーク	12,200	D	7,500	"(〃)	"
" 因島	3,790	SAVINA	パナマ	21,000	T	15,000	"(〃)	31. 12. 9
三菱日本, 横浜	808	KYMO	"	25,000	"	17,000	"(〃)	51. 12. 26
三菱造船, 長崎	1460	WORLD INTEGRITY	リベリヤ	26,000	"	17,600	"(〃)	31. 12. 5
"	1468	TAURUS	"	21,000	"	15,000	"(〃)	31. 12. 15
"	1469	AGIA ERITHIANI	パナマ	"	"	"	"(〃)	31. 12. 29
大洋造船	88	銀仙嶽丸	(株)友田商会	1,580	D	1,400	貨物船	31. 11. 19
他 33 隻	(1,000噸未満)			10,567	噸			
合 計 50 隻 236,317 総噸								

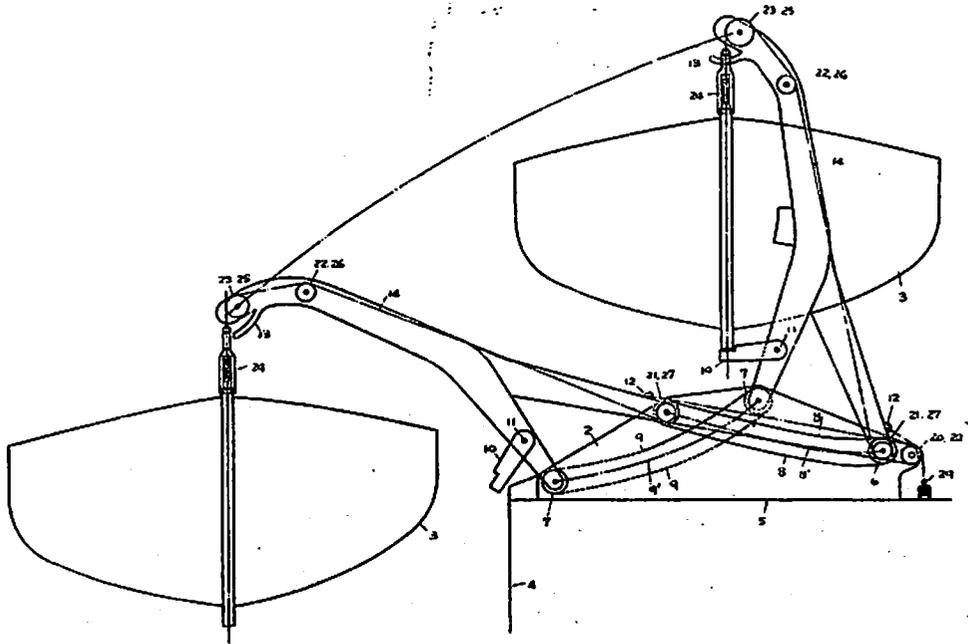
特許解説

特許庁 大谷幸太郎

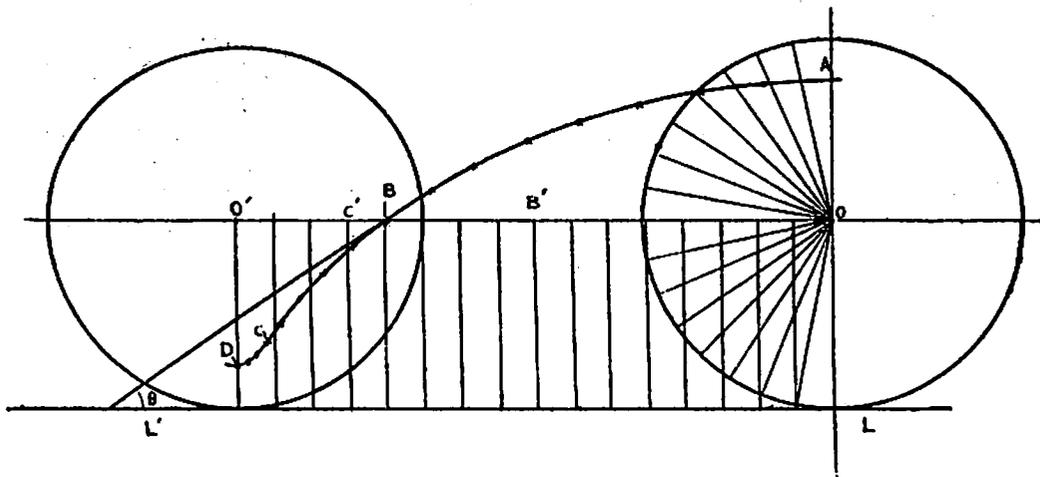
トロコイド曲線を利用した重力式ボート・ダビットの起倒装置 (昭和31年特許出願公告第10,427号, 発明者・清水忠男, 出願人・飯野重工業株式会社) 本発明はトロコイド曲線をダビットの頂部, ダビット

およびボートの合成重心, およびボートキール下端の軌跡として利用することによりダビット本体を小さくし, ボートの格納高さを充分低くすることができるようにしたものである。

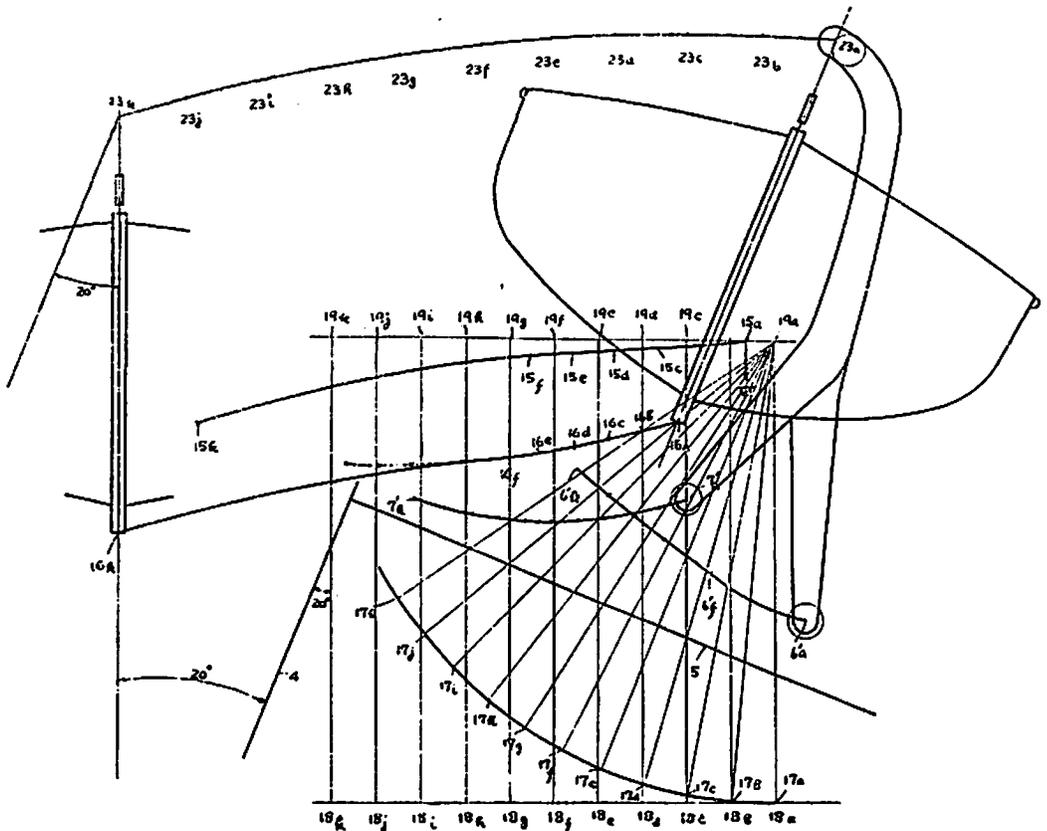
本発明ダビットの原理を説明すると第3図において基準円 O が基線上 LL' を滑ることなく O' まで転動する場合, 円 O 内の1点の描くトロコイド曲線 ABC において曲線上の1点における切線と基線とのなす角 θ は円 O の転動に従い ABC 間においては増大し, その増加率は AB 間においては緩慢であり, BC



第 1 図



第 3 図



第 2 図

間においては急激で、CD 間においては逆に急激に減少する特性をもっている。従つて AB をダビット頂部の軌跡、BC をダビットおよびボートの合成重心の軌跡、CD をポートキール下端の軌跡にそれぞれ利用すれば充分な重心降下を得ながらキール下面の降下を少くし、ポートの格納位置を低くすることができダビットとして好適な軌跡を得ることができる。

そこで以上の原理をダビットに適用した場合を第1図第3図について説明する。このダビットは下部が2又状となり下端にそれぞれ車6,7を備え、これ等車はそれぞれ滑り台2に設けられた案内路8,9内を転動するように構成されている。第2図においてポートおよびダビットの合成重心を15a、合成重力をWとし、適当な半径

17a, 19aを有する假定基準円19が船体の反対舷傾斜20度において水平な基準線18a, 18k上を舷側方向に廻転するに充分な初期モーメント $W \times 19a$, 15aを基準円支点18aに与えるよう適当に基準円中心位置19aを決め、ダビット下端の前記車の中心点6'aおよび7'aの軌跡がそれぞれトロイッド6'a, 6'kおよび7'a, 7'kとなるようにすれば図示のように頂部軌跡は23a, 23f, 23k, 重心軌跡は15a, 15f, 16k, キール下端軌跡は16a, 16f, 16kなる曲線となり、これ等曲線は15f, 15kおよび16f, 16k部分を除きトロイッド曲線を描く。前記部分においてはダビットの移動に伴うダビットとポートとの相対位置の変化によりトロイッド曲線とは異つた曲線となる。

船 舶 第30巻 第2号

昭和32年2月12日発行
定価150円(送8円)

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円(送8円)

半年(前金予約) 800円

1年() 1,500円

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・海事工学図書

天然社編 B5 上製 180頁 650円 (送50円)

船舶の写真と要目 才4集 (1956年版)

石田千代治・奥巖忠吉著 上製 340頁 680円 (送50円)

蒸気ボイラ

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

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

波多野浩著 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 230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冊 2段組 200頁 500円 (送50円)

船舶用品便覧

造船協会鋼船工作研究委員会編

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・島山・福井監修 A5 450頁 1200円 (送50円)

気象辞典

中谷勝紀著 A5 箱入 230頁 500円 (送50円)

船舶用チーゼル機関の解説

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 才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 才3集 (1955年版)

上田篤次郎著 A5 上製 (折込7枚) 500円 (送50円)

船舶電気設備

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)

気象と海難

山縣昌夫著 B5 上製 550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 才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 才2巻 近代篇

米國造船造船機学会編 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)

船舶局資材課監修 B5 上製 400頁 650円 (送50円)

船舶の資材

茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円 (送40円)

解説「レター」

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)

船舶用機関史話

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)

船舶運用手学

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)

初等船舶算法

中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円 (送50円)

船舶用チーゼル機関

中谷勝紀著 A5 上製 200頁 250円 (送40円)

船舶用燒玉機関

NKK

造船部門

船舶建造修理
鉄骨水道鉄管
客貨車製作修理



鶴見造船所・浅野船渠・清水造船所

日本鋼管株式會社

東京都千代田区丸の内1丁目10番地

パロットエンジンオイル

第9回 特売



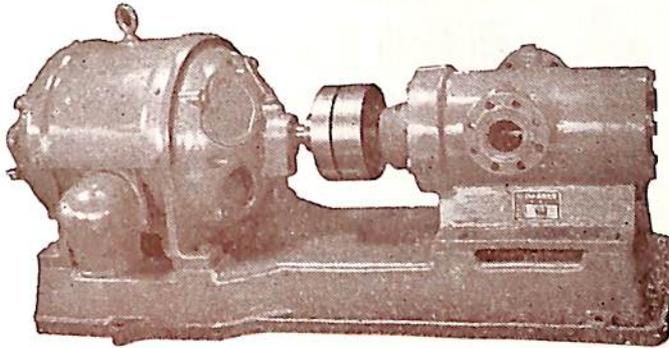
本年もよろしく御愛用願います。

1月1日 3月31日

東京・丸の内・東京ビル

昭和石油

スクロウポンプ。



高 性 能
高 速 度
高 圧 力

☆使用目的☆

陸 用・舶 用
油 圧 用・噴 燃 用
潤滑用・移送用

製 作
株 式 小 坂 研 究 所

東京都葛飾区水元小合町七〇八
電話 葛飾 (69) 4837・4364

代 理 店
三 菱 商 事 株 式 有 限 公 司

本 店 機 械 二 部 東 京 都 千 代 田 区 丸 ノ 内 二 の 四
電 話 (28) 1021・1031
大 阪 支 社 機 械 部 大 阪 市 北 区 梅 田 二
電 話 (45) 1752・4053



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ッ目印 清 罐 劑

管 錄 罐 水 試 驗 器
実 用 新 案

一般用・高圧用・特殊用・各種

最新の技術、35年の経験による
特許三ッ目印清罐劑で汽罐の保護と
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

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

内外化学製品株式会社

本 社 東 京 都 品 川 区 大 井 寺 下 町 1421
電 話 大 森 (76) 2464 ~ 6
大 阪 出 張 所 大 阪 市 西 区 本 田 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

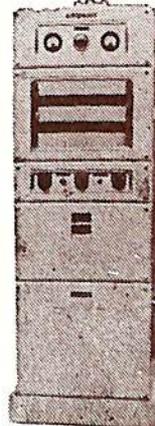
自動火災警報装置
其他警報消火装置一般
售 及 售 上。

製 作 工 事 保 全。



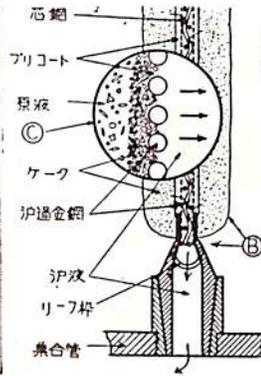
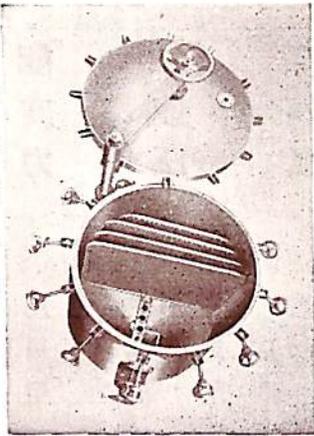
能 美 防 災 工 業 株 式 有 限 公 司

東 京 都 千 代 田 区 九 段 四 ノ 一 三
電 話 九 段 四 8307・5181
大 阪 市 福 島 区 堂 島 大 橋 北 詰 葵 大 小 倉 船
電 話 福 島 (45) 2585・3341
直 通 土 佐 堀 (64) 2764



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 0.1 μ 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
大阪市住吉区帝塚山東2の17 電話大阪(67)0251~2

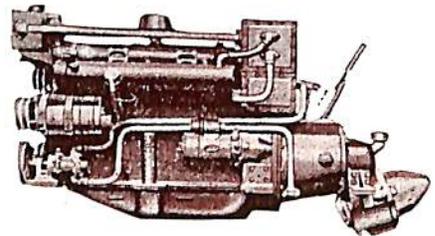
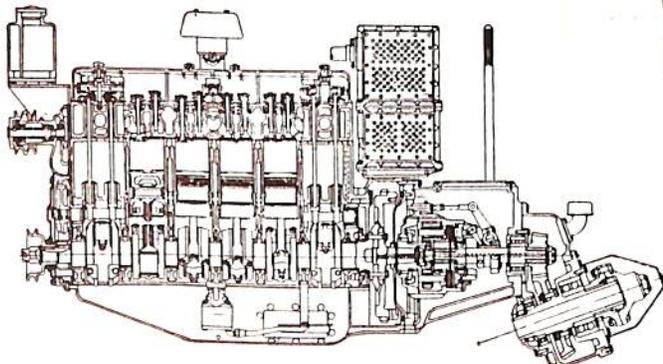
弊社あるいは…代理店を通じて御照会下さい

代理店 三菱商事・オ一物産・日協産業・大戸商会

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 300萬方馬力。いすゞディーゼルの声価は国内は固より、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、その名譽を保持して、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

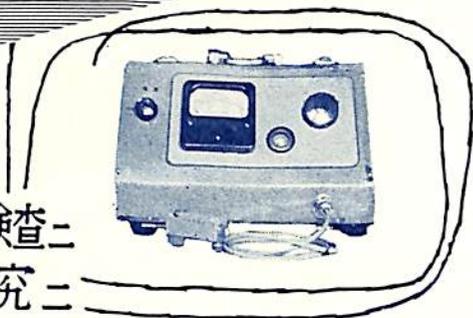
減速比率 1.26, 1.58, 2.00, 2.53, 3.15,
3.83, 4.69, 対1の7種及びVドライブ
式1.26, 1.58, 2.00 対1の3種があ
ります。

東京ボート株式会社

東京・銀座・3の2 電話京橋(56)5400番

表面アラサ計

表面
平均値



POOK

加工中ノ仕上面検査ニ
摩擦摩耗ノ研究ニ

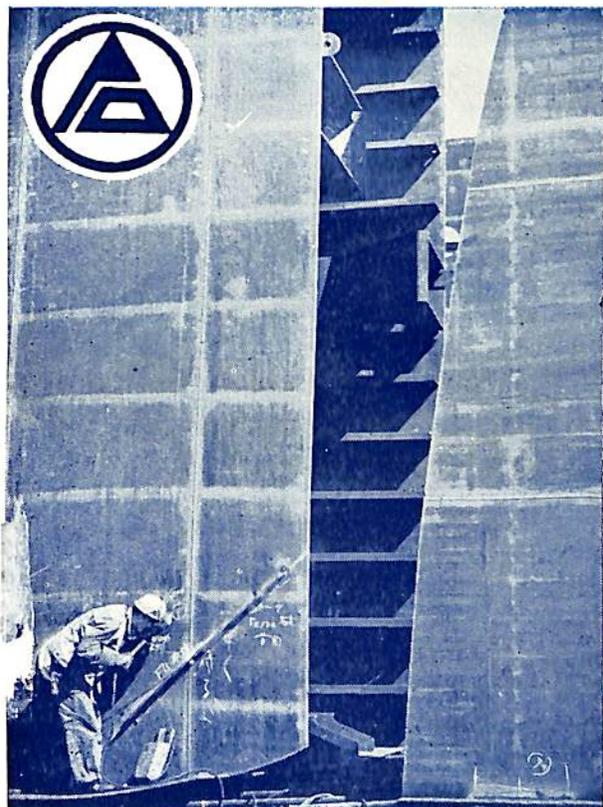
JIS

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

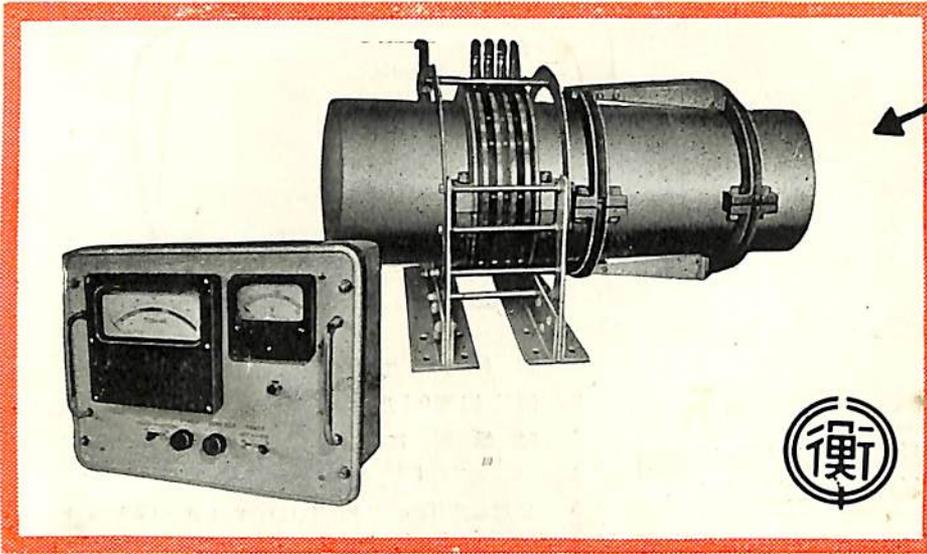
船舶新造・修理
 船用蒸気タービン
 ガスタービン
 スーパーチャージャー
 陸・船用ボイラー
 各種船用補機
 産業機械一般

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ノ2 電(27)6171~9

電気式船用トルクメーター



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 才二号
 昭和五年三月二十日
 昭和三十三年二月十七日
 昭和三十三年二月十二日
 発行 (毎月一回)
 郵便物認可

編集発行 東京都文京区向ヶ丘園生町三
 兼印刷人 田岡健通
 印刷所 新田岡健通
 研 市東堀通
 修 堀通
 舎 四一

本号定価 一五〇円
 地方定価 一五五円
 発行所 天
 然社
 東京都文京区向ヶ丘園生町三
 振替・東京七九五六二番
 電話小石川四二八四番

船内の空気調和が簡単に出来る



日立パッケージ型 日立エア-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