

水槽甲

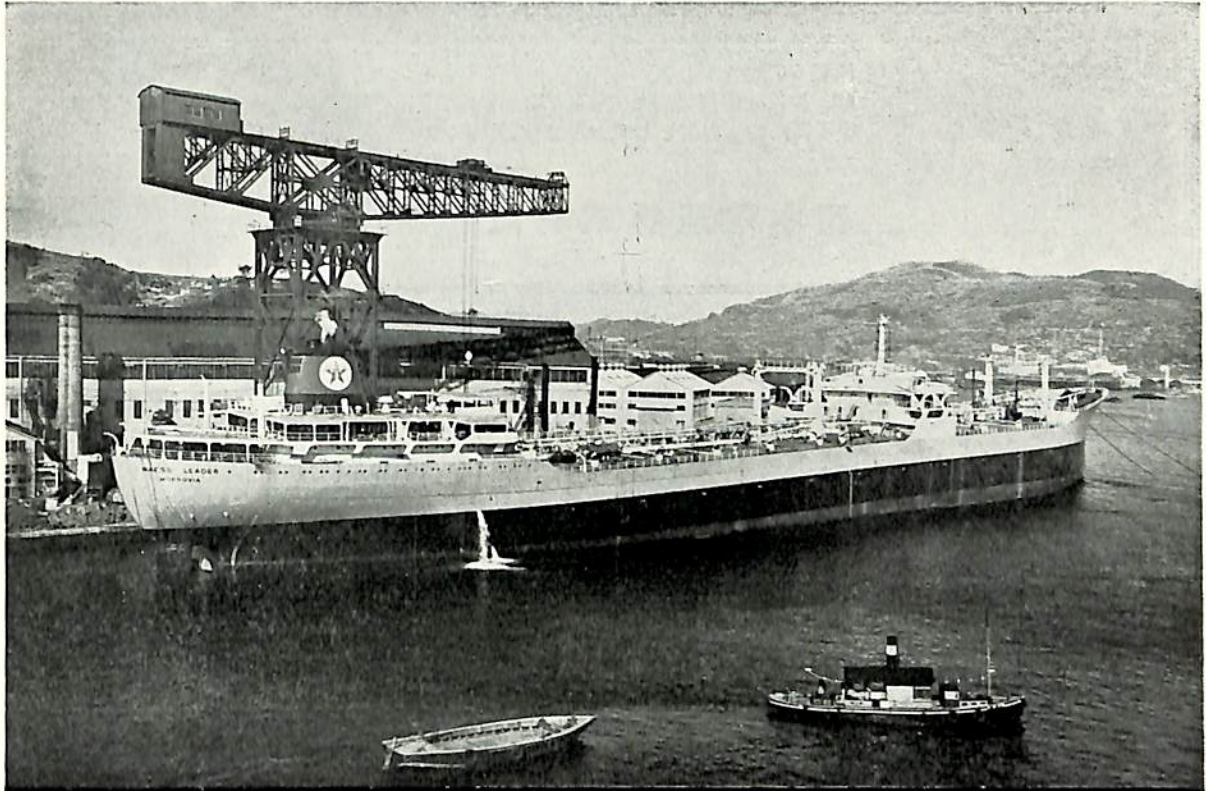
船舶 5

昭和十四年三月二十日 第三郵便物種認可 昭和三十三年五月七日 発行
昭和十四年三月二十日 第三郵便物種認可 昭和三十三年五月七日 発行
昭和十四年三月二十日 第三郵便物種認可 昭和三十三年五月七日 発行



VOL. 31

S. 33. 5. 16



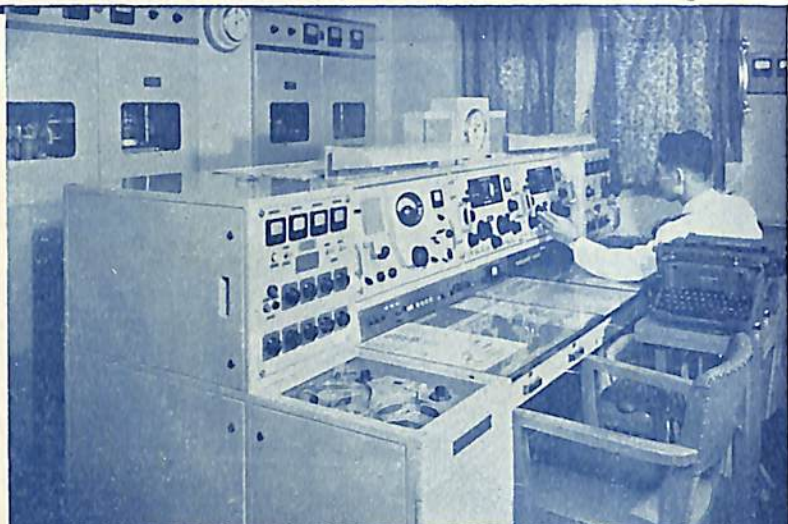
三菱造船株式会社

天 然 社



新設計による……

NEC



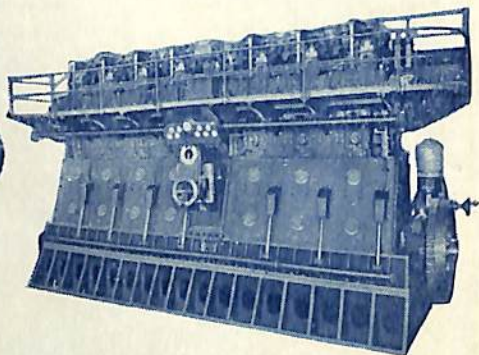
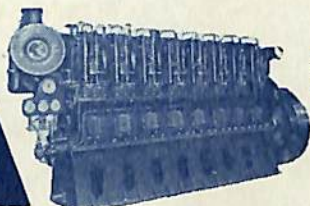
船舶無線装置

本装置は外国航路に就航する大型航洋船用として、故障の絶無、保守の容易、機能の優秀を期し、永年の経験と最新の技術により設計されたものであります。尚、他に船舶用電話機・交換装置・拡声装置・音響測深機・船舶用各種電子管等の御用命もお待ちしております。

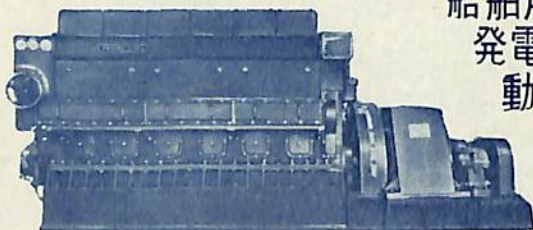
日本電気株式会社

本店 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)
支所・営業所 大阪・札幌・仙台・金沢
名古屋・広島・福岡・高松

ハンシン ディーゼル



船舶用
発電用
動力用

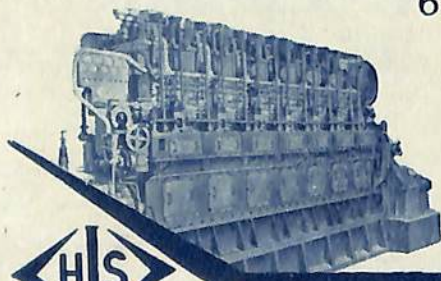


阪神内燃機工業株式会社

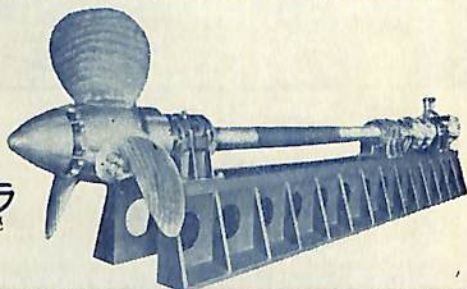
取締役社長 小曾根真造

本社・工場 神戸市長田区一番町三丁目 TEL 港川(5)1531-6
東京支店 東京都千代田区丸の内九ビル TEL 和田倉(20)3640-1
下関出張所 下関市豊前町第一ビル TEL 下関 768

65 ~ 3500HP



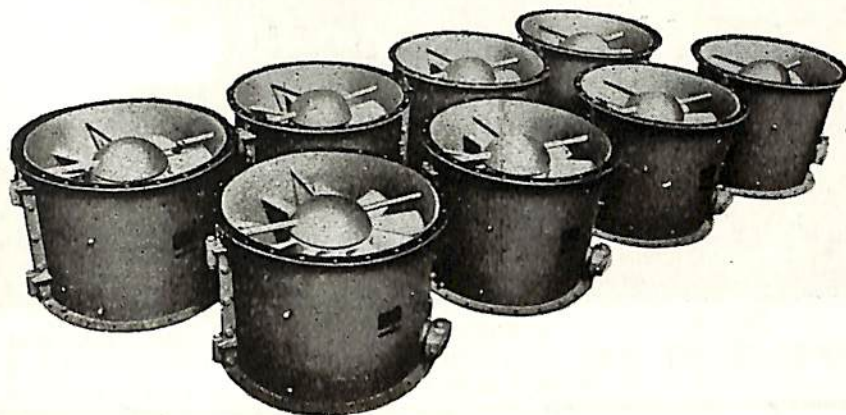
阪神三菱横浜
可変ピッチプロペラ
製造・販売



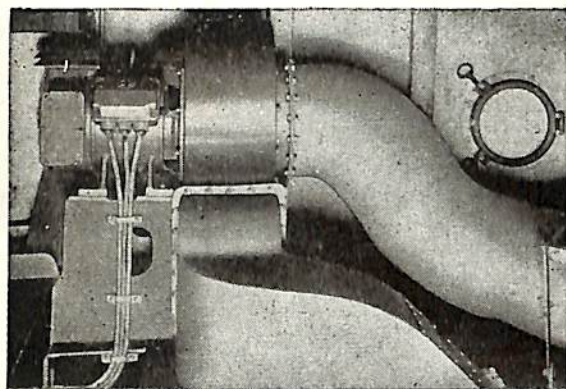


川崎重工業の船用電気機器

船用電動送風機には高能率で騒音の低い川崎重工製品の御用を



$310/205 \text{ m}^3/\text{min}$
40mmAg
6.5HP D.C.
240V
1650~1200R/M
軸流送風機



$60 \text{ m}^3/\text{min} \times 50 \text{ mmAg}$
2HP D.C. 220V 1300R/M
電動多翼形送風機

船用電気品製品種目

交流発電機	直流発電機
交流電動機	直流電動機
各種電動甲板補機	
各種送風機	溶接機
電磁滑り接手	電磁摩擦接手
配電盤	変圧器
ノーフェーズブレーカー	
気中遮断器	SKフェーズ

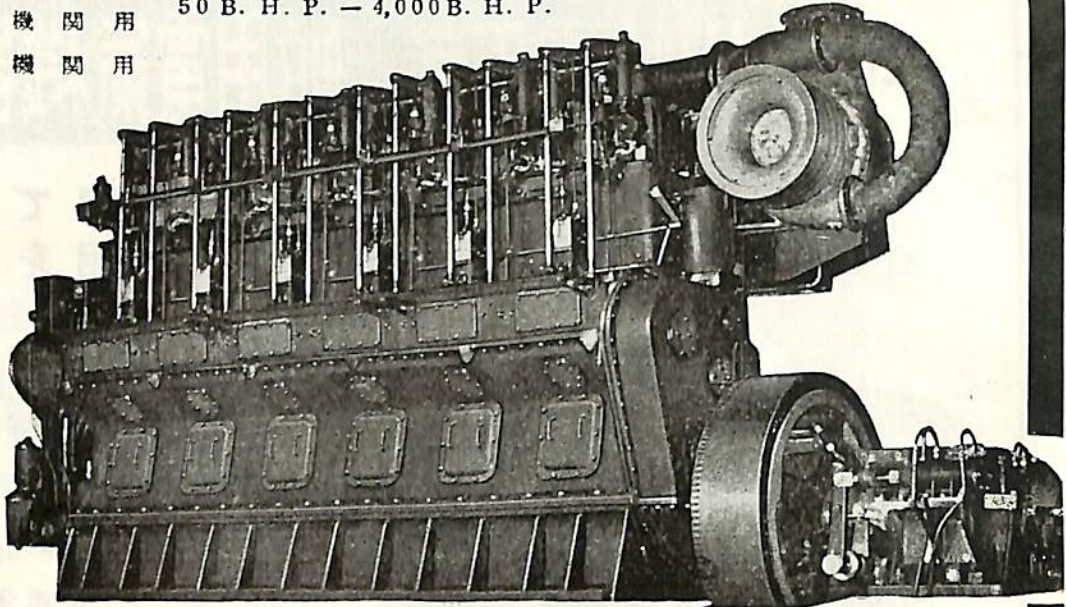
川崎重工業株式会社

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
船舶補機関用

50 B. H. P. — 4,000 B. H. P.



創業
60年



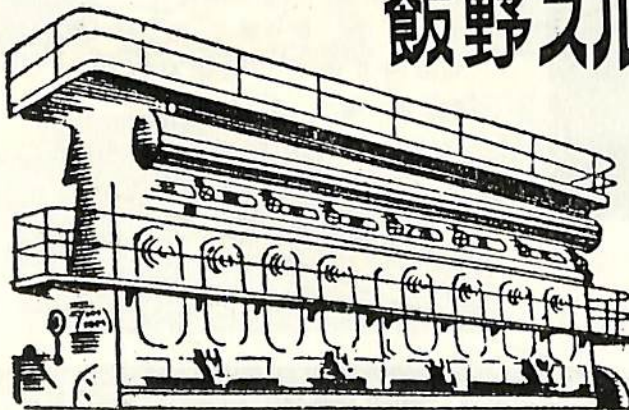
株式会社 赤阪鉄工所

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

IINO-SULZER

TWO-STROKE MARINE DIESEL ENGINES

飯野スルザー 船用
ディーゼルエンジン



SD, SAD, RSAD 型各種
2,000~1,5000 B. H. P.

小型として
TD, TAD, MD, MPD 型各種
1,200~6,000 B. H. P.

納期最短

飯野重工業株式会社

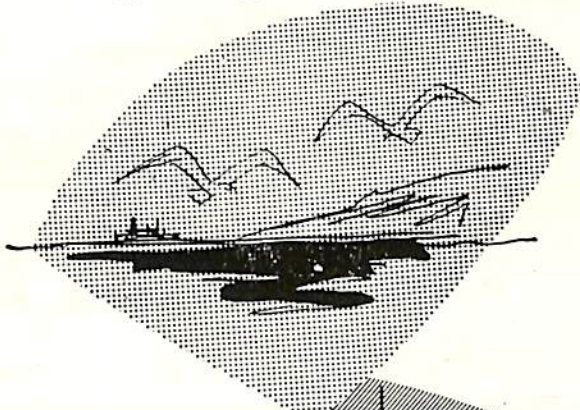
東京都千代田区丸の内3-6 TEL. (27) 0431-9, 1431-9
大阪事務所 大阪市南区三津寺町20 三信ビル TEL. (75) 3807, 4202
製造工場 京都府 舞鶴造船所



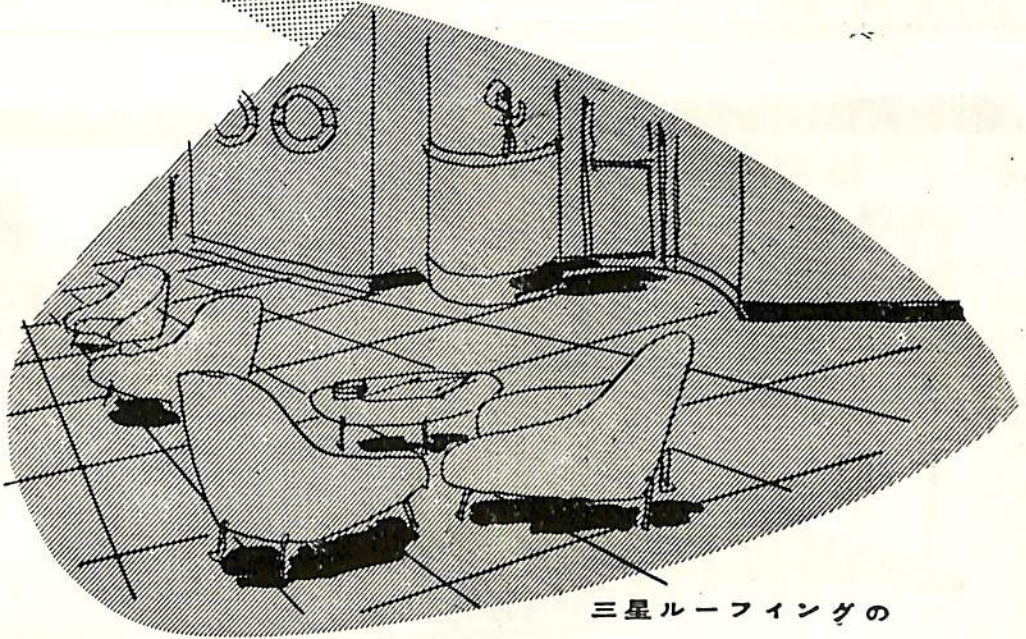
快適な船旅にソフトな床材

高級弾性床タイル

三星ソフトタイル



三星ソフトタイルは柔軟で、
弾性に富み感触が非常によく
美しい色調が16種以上用意し
てあります。
磨擦に強く褪色せず他の床材
の何れよりも永持ちします。



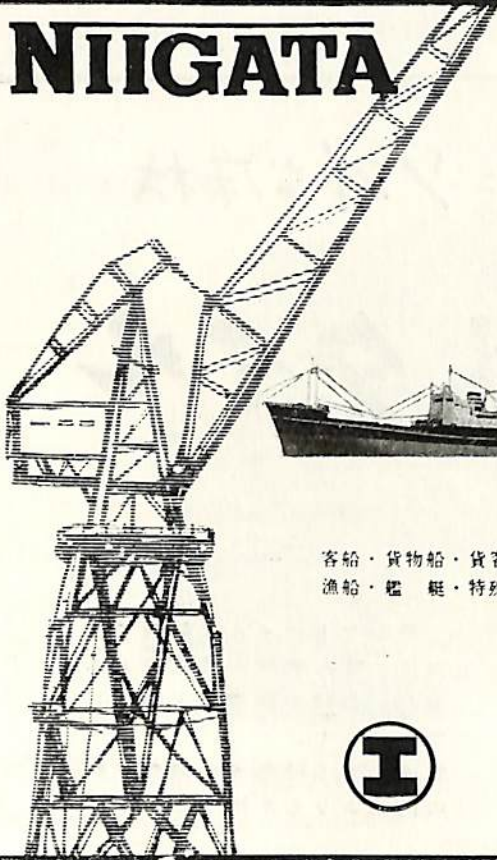
三星ルーフィングの

田島応用化工株式会社

東京・東京都足立区小台町633 TEL 王子(91)代1181
大阪・大阪市西区京町堀上通1-14 TEL 土佐堀(44)代809

NIIGATA

造船



客船・貨物船・貨客船
漁船・艦艇・特殊船



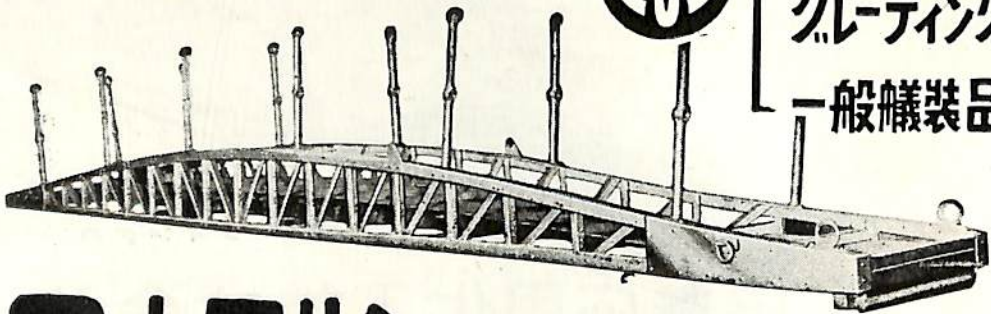
株式會社 新潟鐵工所

本社 東京都千代田区九段1-6 電話(33)8391・8491
支社 大阪・新潟 營業所 名古屋・札幌・下関・福岡・焼津

特殊輕合金製

船舶部品

舷梯
岸壁梯子
クレーンク
一般機裝品



日本アルミニウム工業株式會社

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通三丁目七番地

船舶

第 31 卷 第 5 号

昭和 33 年 5 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

船用減速齒車について 石川二郎…(485)

戦標丸ボイラの実績について 日本海事協会技術部機関課…(494)

船用フリーピストン機関の発展 白石邦和…(506)

北斗丸ガスタービンの使用実績 三輪光砂…(517)

船用弁の標準化について 福塚吉一…(524)

比國賠償船モラービ号 笠戸船渠株式会社・技術部…(532)

鉦石専用船「新田丸」について 吳造船所・設計部…(536)

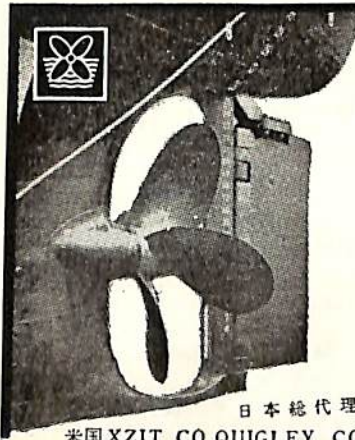
〔水槽試験資料 89〕 大型油槽船の模型試験 船舶編集室…(541)

鋼船建造状況月報 (昭和33年 3 月) 船舶局造船課…(544)

【特許解説】・液体と気体とを併用するジャッキ・船舶の舵輪給油装置・
・船用操舵管制装置 飯沼義彦… 546)

写真進水—☆若鳥丸 ☆かさど ☆ NAESS EXPLORER ☆甲春丸
☆海蔵丸 ☆ NEFELI ☆ 静岡丸 ☆ 賀茂春丸 ☆ 高定丸

竣工—☆ ESSO URUGUAY ☆ ANDROS TOWER ☆ UNION ENTERPRISE
☆ バンドン丸 ☆ 滋賀丸 ☆ 明星丸 ☆ 峰島丸 ☆ あるぜんちな丸
☆ DYNAMIC



**SCIMITAR
NICKELIUM
PROPELLERS**

英国 MANGANES BRONZE & BRASS CO. LTD

日本総代理店

ニカリウムは船のプロペラー用合金の改良品で、腐蝕、侵蝕に強く、その優れた機械的性質、腐蝕疲労に対する抵抗、密度の小さなことは、ブレードが薄くなり高効率で、慣性モーメントを小さくする利点あり

最高水準を行く船舶用熱管理資材

ブリックシール*バンゴ*モルタル*サービロン*バスコート S
インシュラグ*パネラグ*エキジット助燃剤*コードボンド
バード*アーチャー*ボイラー*ウォーター*トリートメント
ジャロコ*レモート*コントロール油槽 船弁遠隔閉閉装置

DIMETCOTE NO. 3 (米国 AMERCOAT CORP. 日本総代理店)

ダイメットコート 3 は 100% の無機性亜鉛塗料で、施工はなんの危険もなく、1 回塗をキュアリング液で焼き付け、どんな鋼鉄表面にも化学的、物理的に結合して、丁度現場で厚い亜鉛鍍金をしたと同じ金属表面を作って、各種タンクの永久的保護をする新しいライニングです。

日本総代理店

米国 XZIT CO. QUIGLEY CO. BIRD-ARCHER CO. CORDOBOND CO. JAROCO ENGINEERING CO.

横浜市中区尾上町 5-80
神奈川県中小企業会館 39 号室

井上商會

電話 (8) 4022, 4023
5141 (交換)

新時代の先端を行く

純国産合成繊維

倉敷ビニロン

サレモサ

ロープ

運輸省・NK認定

クレモナ・ロープ1号

クレモナ・ロープ5号



ハッチカバー

倉敷ビニロンクレモナ帆布

運輸省型式承認番号

1号	第902号)甲種
2号	第903号)乙種
3号	第906号)甲種
5006号	第904号)乙種
5008号	第905号)甲種
5010号	第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. 耐酸、耐アルカリ性が強く、腐らない。
5. 紫外線に強く耐候性がよい。



倉敷レイヨン株式会社

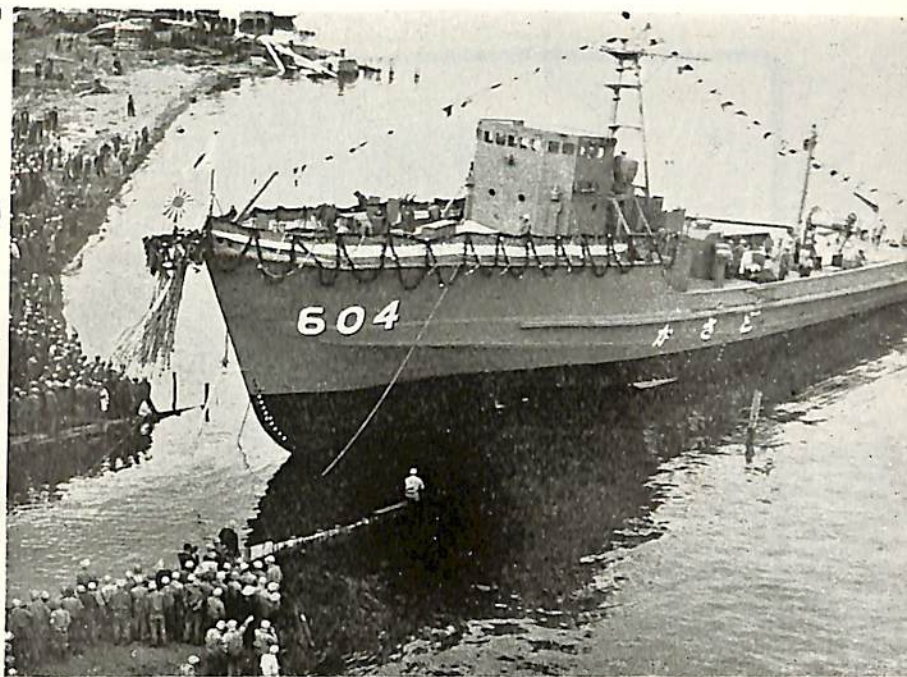
か さ ど

中型掃海艇

(高周波接着積層材を使用した)
(高速艇構造方式による木製)

船主 防衛庁

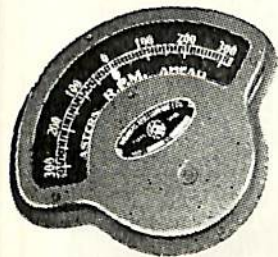
造船所 日立造船・神奈川工場



長	(垂)	約 45.00 m
幅	(型)	約 8.40 m
深	(型)	約 3.85 m
吃	水	約 2.35 m
基	準排水量	約 350 噸
速	力	約 13.5ノット

主	機	三菱 YV 102 ディーゼル 機関 2 基
出	力	600 BHP
起	工	32-7-9
進	水	33-3-19
竣	工	33-6-30 予定
兵	装	掃海具 1 式 20 耗単装機銃 1 門

船舶用の計器は 信頼性ある倉本計器で!!



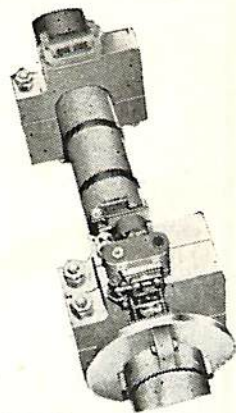
主機、補機用
電気回転計

- 回 轉 計 類
- ◇遠心力式回転計
 - ◇電気式回転計
 - ◇振動式回転計
 - ◇マグネット回転計
 - ◇時計式回転計
 - ◇超高速電子式回転計
 - ◇ストロボスコープ
 - ◇特殊回転計

- 積 算 計 類
- ◇回転動
 - ◇往復動
 - ◇隔測電気式

トーション メーター類

- ◇記録式光学換計
- ◇直読式光学換計
- ◇携帯用トーショングラフ
- ◇携帯振動計



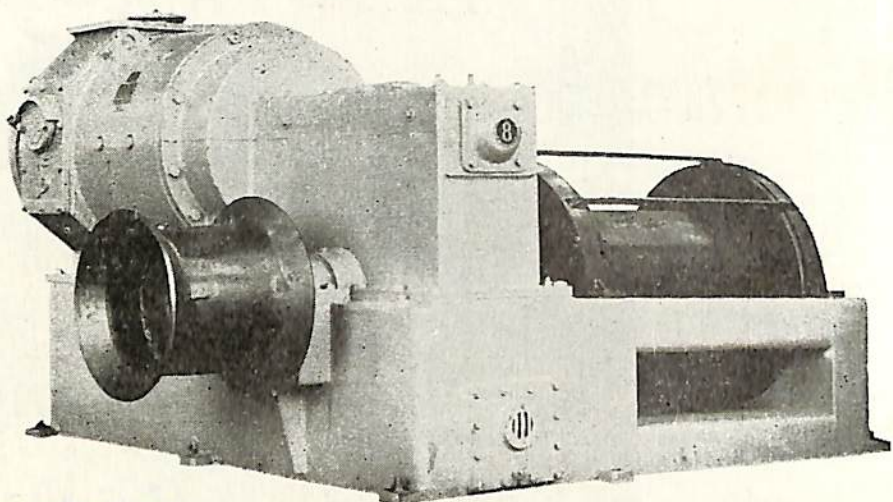
創業32年



株式会社 倉本計器精工所

研野式光学換計

本社 東京都大田区原町6 電話蒲田(73) 2039・2623・1640
柏工場 千葉県柏市柏 電話柏2番



堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士電機製造株式会社
東京都千代田区丸の内2の6



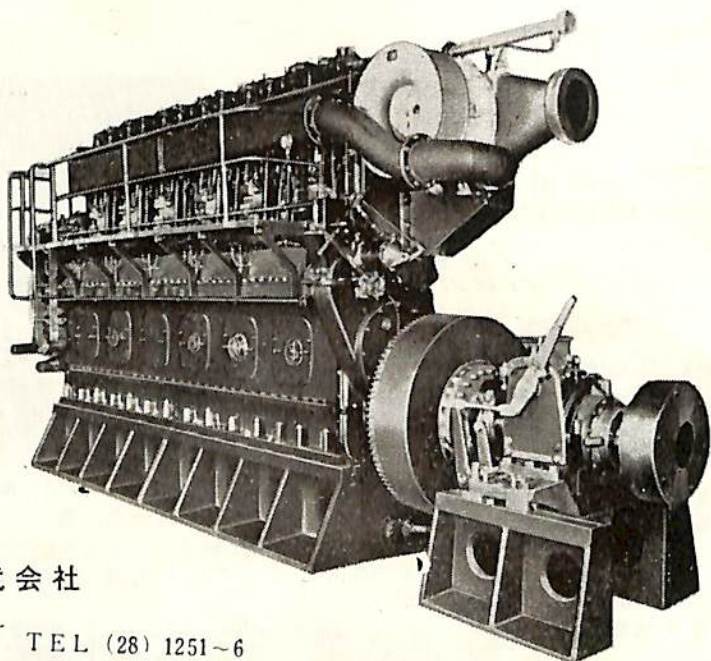
富士

交流揚貨機

ディーゼル機関

50HP~2500HP

船舶	主機関用
	補助機関用
陸用	各種



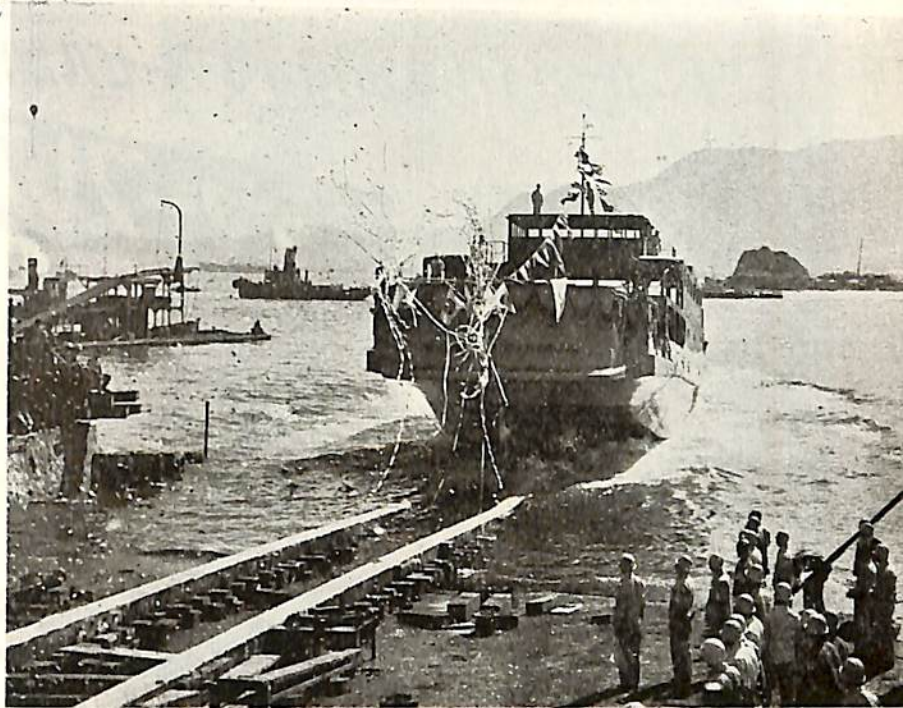
富士ディーゼル株式会社

東京都千代田区丸の内3の2 TEL (28) 1251~6

若 鳥 丸
(フェリーボート)

船 主 日本道路公団

造船所 三菱造船・下関造船所



長 (垂) 36.95 m
 幅 (型) 8.70 m
 深 (型) 3.10 m
 吃 水 2.10 m
 総 噸 数 約 270 噸
 速 力 11.5ノット
 主 機 ディーゼル機関2基
 出 力 320 BHP
 進 水 33-4-5

自動車搭載能力 (トラック) 10 台
 旅 客 240 名
 乗 組 員 17 名
 発 電 機 30 KW ディーゼル直流発
 電機 2 台
 操 舵 機 3 HP 電動油圧式 2 台
 波 遮 板 開 閉 装 置
 船 首 用 1 HP 電動 1 台
 船 尾 用 1/2 HP 電動 1 台
 主機遠隔操縦装置 1 式

大日本塗料

特許防錆塗料

ズボイド

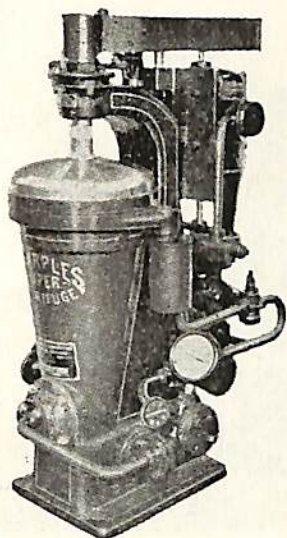


本社 大阪市此花区西野下之町 38
 支店 東京・札幌・仙台・名古屋・神戸・広島・福岡
 営業所 大阪・横浜・茅ヶ崎・平塚
 工場

型録進呈

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

60余機種のディーゼルエンジンを作る日本唯一の専門メーカー

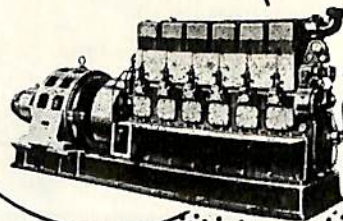
ヤンマーディーゼル

船舶補機用.....

船舶補機用
一般動力用 2.5~600馬力まで各種

伝統ある歴史と優れた品質を誇るヤンマーディーゼルは、性能、経済性、耐久力に定評があり最も信頼性のあるエンジンとして船舶主機補機用として広く利用されています。

6 M S L
× 150 K · V · A



日本工業規格
合格製品

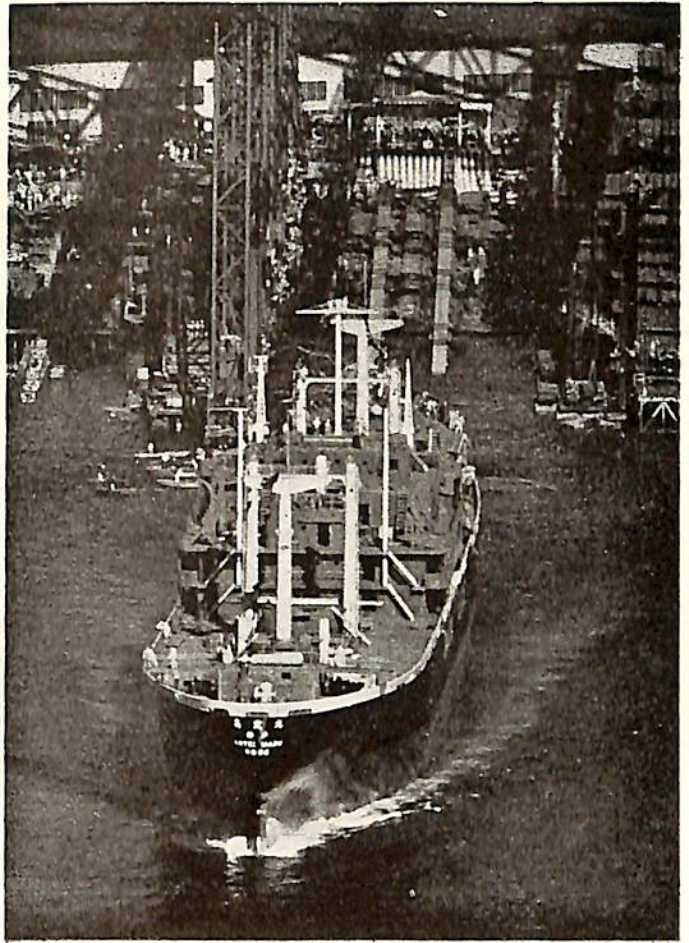
本社 大阪市北区茶屋町62番地
支店 東京・福岡・札幌
出張所 金沢・岡山・旭川・別府

高 定 丸

船 主 大同海運株式会社

造 船 所 三菱造船・長崎造船所

長	(垂)	140.00 m
幅	(型)	19.40 m
深	(型)	12.20 m
吃	水	8.75 m
総	噸 数	9,200 噸
載	貨 重量	11,600 噸
速	力	16 ノット
主	機	三菱長崎 6 UEC ディーゼル 機関
出	力	8,500 BHP
起	工	32-1-14
進	水	33-4-19



川 鉄 の 鋼 板



川崎製鐵株式會社

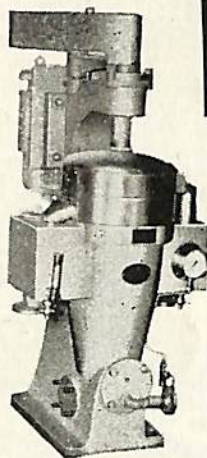
本 社 神 戸 ・ 支 店 東 京 ・ 出 張 所 名 古 屋



最高の技術を誇る
最古のメーカー

PuRiFiER-CLARiEiER EQUIPMENT

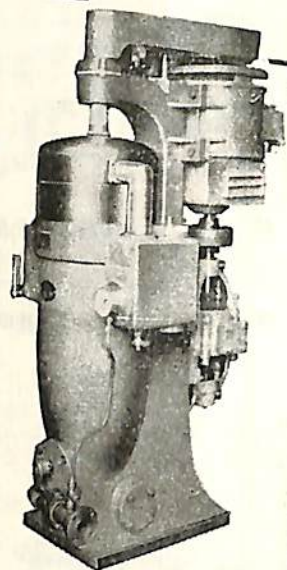
最新型 船舶用油清浄機



ボイラー油清浄機
ディーゼル油清浄機
タービン油清浄機
潤滑油清浄機
直結シャープポンプ付油清浄機

処理能力 500L/H ~ 750L/H (C重油)
1000L/H ~ 1500L/H (C重油)
2000L/H ~ 2500L/H (C重油)

巴商工 株式会社



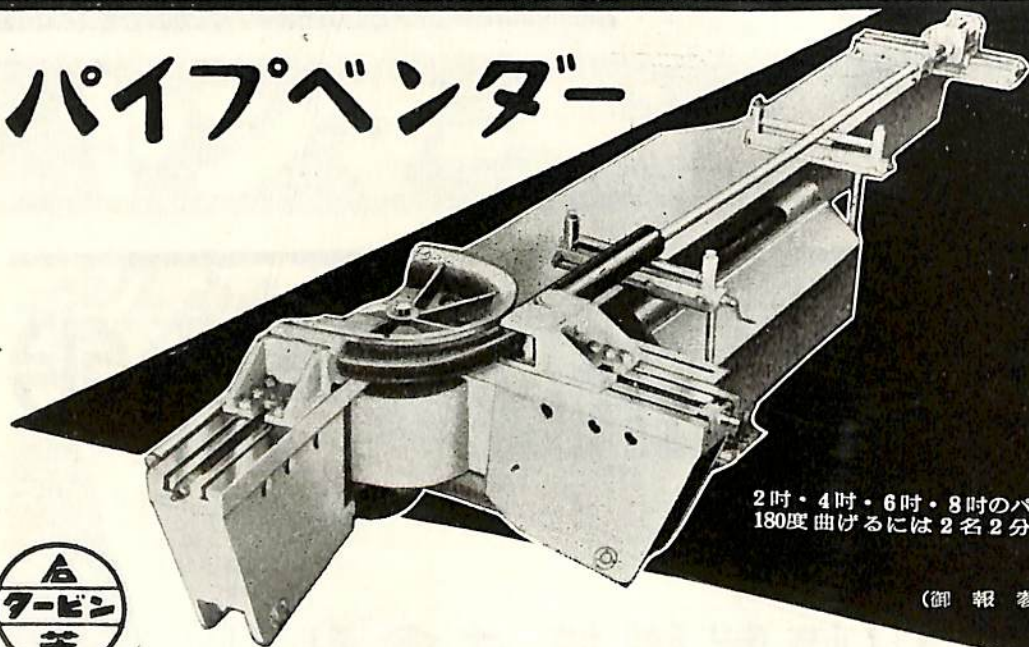
大阪市福島区上福島南1の208

電話 福島 (45) 2109-5615

工場 大阪市大淀区平庄東通4の1

電話 豊崎 (37) 6712

パイプベンダー



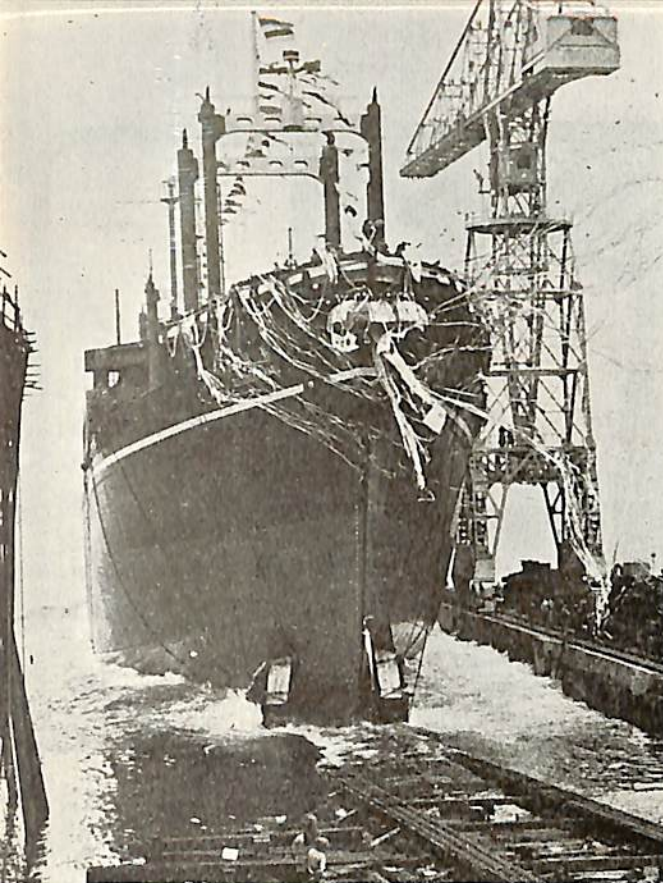
2吋・4吋・6吋・8吋のパイプを
180度曲げるには2名2分で充分

(御報参上)



石川島芝浦タービン株式会社

本社 東京都中央区宝町1-1 電話京橋(56)8736-9
鶴見工場 横浜市鶴見区末広町2-4 電話鶴見5131-5



静岡丸

船主 日本郵船株式会社

造船所 三菱日本重工業株式会社

全長 155.37 m 長(垂) 145.08 m 幅(型) 19.50 m
 深(型) 12.30 m 吃水 9.00 m 総噸数 約 9,550 噸
 載貨重量 約 11,500 噸 速力 20.25 ノット 主機
 横浜 MAN K92 7⁸/₁₄₀ C 型 ディーゼル機関 1 基
 出力 12,000 BHP × 118 RPM 船級 NK, LR 起工
 32-8-24 進水 33-3-20 竣工 33-6 予定

賀茂春丸

船主 新日本汽船株式会社

造船所 日立造船・因島工場

全長 156.55 m 長(垂) 145.00 m 幅(型) 19.60 m
 深(型) 12.40 m 吃水 9.28 m 総噸数 約 9,500 噸
 載貨重量 12,350 噸 速力 20.5 ノット 主機 日立
 B&W (1074-VTBF-160 型) 単働 2 サイクル・ターボチ
 ャジャー付ディーゼル機関 1 基 出力 12,500 BHP
 船級 NK 起工 32-9-15 進水 33-3-19
 竣工 33-6 中旬予定



新しい時代のために ...

新しい動力源としての原子力の活用——あらゆる生産設備のオートメーション化——いま、世界の産業界は第3次産業革命の暁を迎えようとしています。この達成によってこそ、より豊かな文化生活が築かれます。

それには良質の鉄鋼が大量に必要です。富士製鐵は、鉄鋼の飛躍的増産のため第2次設備合理化計画を立て、その完遂にあらゆる努力を続けています。



富士製鐵株式会社

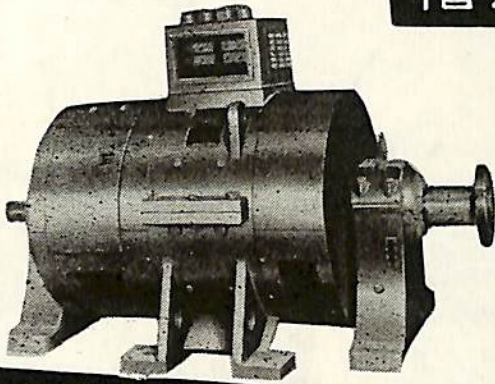
本社：東京・日本橋 工場：室蘭・釜石・広畑・川崎

信用と技術

大洋電機株式会社

交流・直流

各種補助用電動機
管制器
制御器
配電盤
照明器具
其の他特殊機器

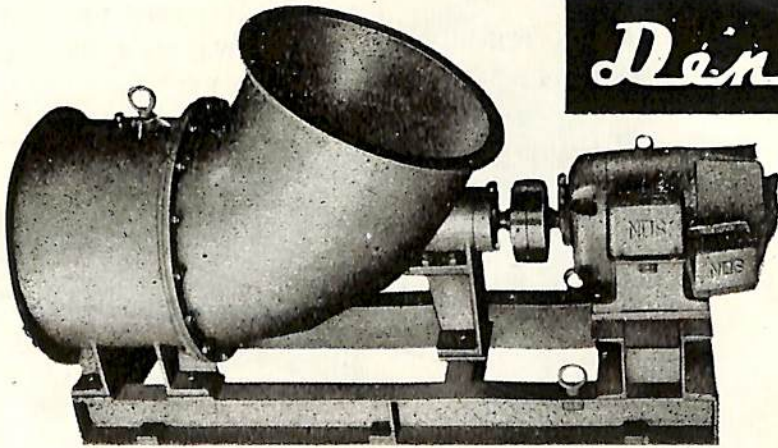


大洋電機株式会社

東京都千代田区神田錦町3の16
TEL. 東京 (29) 5 9 1 6 ~ 9
工場 岐阜 出張所 下関, 札幌, 函館

軸流型電動送風機は

Densei



(軸流型電動送風機)

本社及工場 東京都墨田区寺島町3-39
電 (611) 4 1 1 1 ~ 9
大阪営業所 大阪市東区北浜4-16
電 (23) 6 8 8 1 ~ 5
名古屋営業所 名古屋市中区橋町1-6
電 (32) 7 6 1 7



日本電氣精器株式会社



NE FELI

船主 POLARIS STEAMSHIP CO.,
S.A., PANAMA

造船所 三菱日本重工業・横浜造船所

全長 211.80 m 長(垂) 204.00 m 幅(垂) 28.80 m
深(型) 14.70 m 吃水 10.78 m 総噸数 約 24,000 噸
載貨重量 約 40,000 噸 速力 17ノット 主機 二段減速
齒車付蒸気タービン 1基 出力 17,000 SHP×105
RPM 船級 LR 起工 32-12-23 進水 33-4-19
竣工 33-7 予定

海 蔵 丸

船主 大協石油株式会社

造船所 株式会社榑磨造船所

全長 202.194 m 長(垂) 192.020 m 幅(型) 26.520 m
深(型) 13.870 m 吃水 10.410 m 総噸数 約 20,500 噸
載貨重量 約 33,300 噸 速力 16.5ノット 主機
二段減速装置付ギヤードタービン 1基
出力 15,000 SHP 船級 NK 進水 33-3-16

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マリンペイント (ノンチヨウキ型)
(合成脂燐塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- ・槌印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・槌印無水銀鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ノンスリッブ (番止塗料)

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

使つてみて良さのわかる.....



東洋紡のハッチカバー用

星燕印 綿帆布

運輸省型式承認番号

星燕印綿帆布	2号	...	第977号	甲種
〃	3号	...	第978号	
〃	4号	...	第979号	
〃	5号	...	第980号	

特長

- 最も優れた品質管理のもとに生産された製品
- 耐久力は一般品の数倍
- 防水完全、風雨にさらされてもくさらない
- 縮まず、変色しない
- 海水、油等に侵されない

東洋紡績株式会社

総代理店



新興産業株式会社

本社	大阪府東区北久太郎町 2~38	Tel (26) 6851~9
支店	東京都中央区日本橋室町 3~3	〃 (24) 0331~7
支店	名古屋市中区伝馬町 7~11	〃 (23) 0857・3083
北海道出張所	札幌市南七条西 1~13	〃 (2) 5759

代理店

関東地区 (イロハ順)

石川繊維株式会社

東京都台東区浅草向柳原町 1/84
Tel (85) 3378~9

協和株式会社

東京都台東区金杉下町 107
Tel (84) 2239・8512

株式会社 三福商店

東京都千代田区神田材木町 13
Tel (866) 3921~3

久孚貿易株式会社

東京都九ノ内 丸ビル 437区
Tel (20) 3461~2

鈴木商工株式会社

東京都千代田区神田須田町 2/23
Tel (25) 9156~8

関西地区 (イロハ順)

武田商会

大阪府東成区大成通り一丁目 90
Tel 代 (97) 0256~7

大東工業株式会社

大阪府南区難波新地四番丁 23
Tel (64) 1543

株式会社 俣野商店

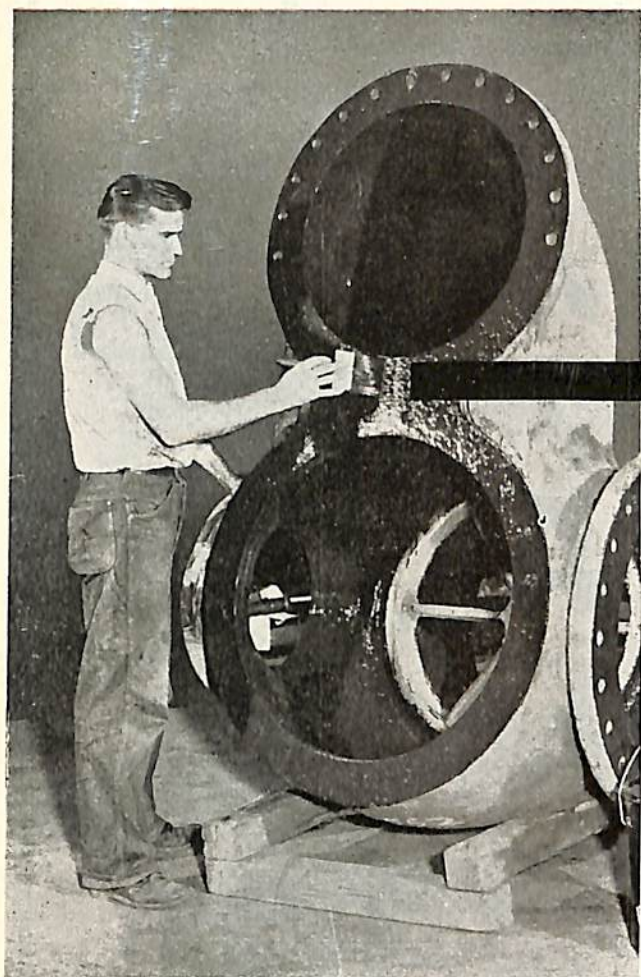
大阪府東区北久太郎町四丁目 25
Tel (25) 4074~7・3214

昭和重布株式会社

大阪府東区平野町四丁目 58
Tel (23) 2064~5・8949

瀬崎商会

岡山市上西川町電停南へ入ル
Tel (2) 3319



DU PONT NEOPRENE

は
船 用 機 器 の
腐 蝕 を
防 ぎ ま す

船用機器の弱い部分が、海水によって腐蝕されることは、造船業者にとって何時も頭痛の種です。軟鋼や青銅では完全にこれを防ぐことは出来ません。取換えや、広汎な修理工事を六年乃至八年毎に行う必要があります。

或る大きな石油会社の技師達は、この問題を解決する為にデュポン社のネオプレンに目をつけ、この化学ゴムの塗装を同社の船用機器の最も弱い部分に塗装してみました。その結果、数年間塩水に曝らされたにも拘らず、それらの部分—コンデンサー、海水用弁、サーキュレーターやプロペ

ラー等が完全な状態を示していました。

デュポンのネオプレンは事実いろいろな方面での使用の結果、海水、油、腐蝕、電蝕作用等に高度の耐抗性をもつ事が証明されました。

ネオプレンの防蝕についての詳細は、下記弊社にお問合せ下さい。尚、資料に関しましては是非クーポンを御利用下さい。



REG. U. S. PAT. OFF.

NEOPRENE

化学を通じ……より良き生活のためより良き製品を

(御芳名) _____ (御職業) _____

(御社名) _____

(御住所) _____

このクーポンをお切りの上、下記弊社宛郵送下さい。
資料を差し上げます。 (フネ5)

Du Pont 日本総代理店 アメリカン・トレーディング・カンパニー(ジャパン)リミテッド
東京都港区芝公園7号地の1SKFビル 電話(43)5141~7 大阪市南区安堂寺橋通り2の47 電話(26)6593~8

シェル アレクシア オイル A



この油は発売以来 約一年半で
既に邦船だけでも大型船50隻以
上に使用されてすばらしい効果
を挙げています。



シェル石油株式会社

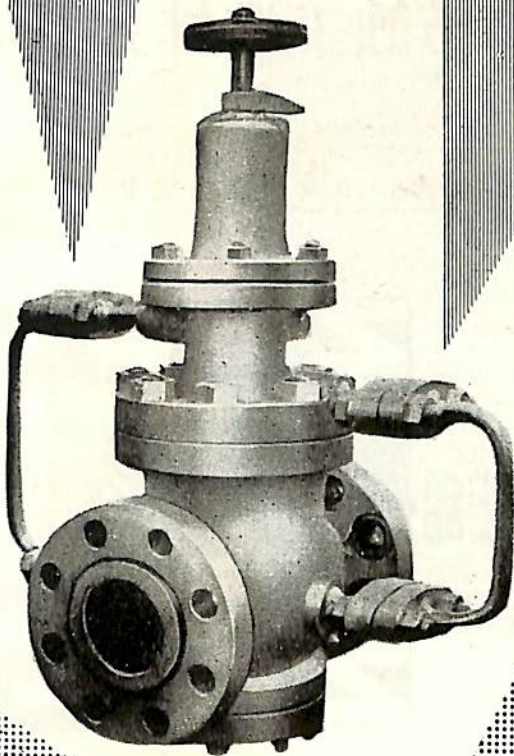


TRADE  MARK

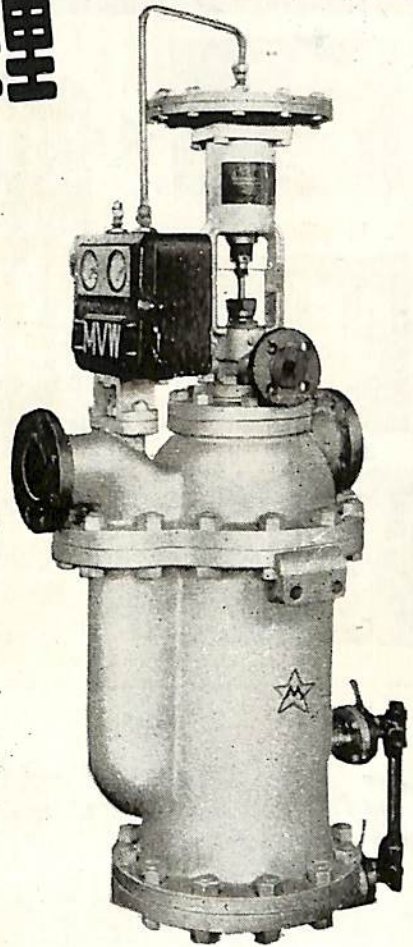
合理的な熱管理

前中の

減圧減温装置



MRB-3型減圧弁



MAD-1型減温器

— 営業品目 —

高 庄 弁
安 全 弁
減 圧 弁
減 温 装 置
船 舶 用 弁 類

株式
會社

前 中 製 作 所

本社及工場 東京都大田区蒲田東六郷二ノ一 電話蒲田(73)7151(代表)~5番

大阪営業所 大阪市北区曾根崎新地三ノ一(深川ビル) 電話大阪北(34)1683番

電気防蝕法 CATHODIC PROTECTION



施工直后



3ヶ月后



9ヶ月后

油槽船油槽に設置した
マグネシウム陽極の
防蝕活動の足跡

保護 Mg 陽極の取付で水中部鐵面の腐蝕は
停止し従来の錆も脱落します

油槽船油槽 } に
船 殻 } 電気防蝕法
プロペラ }



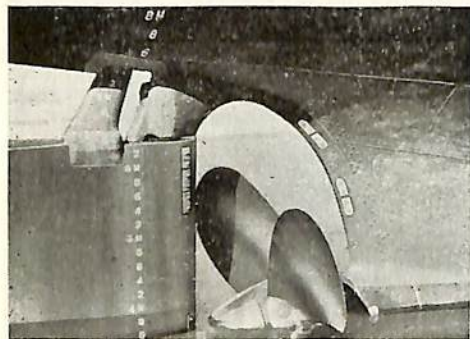
日本防蝕工業株式会社

調査
設計
施工
材料

東京都千代田区丸の内三ノ二 (三菱東七号館)
電話 東京二八局 (28) 6807・6808
大阪事務所 大阪市東区今橋四ノ一 (三菱信託ビル内)
電話 (23) 4783
総代理店 三菱商事株式会社

防蝕界の革命

鉄の腐蝕は完全に
防げます!!



ZAP-A

亜鉛・アルミニウム防蝕用合金陽極

ZAP

ZAP-B

ZAPの適用範囲

各種船舶の船底、推水器軸、船内のバラストタンク
重油タンク、軸流ポンプ標、繫留ブイ、浮ドック
港湾施設 (鋼矢板岸壁、水門扉、開門、浅橋)

三井金属鉱業株式会社

東京都中央区日本橋室町2の1 電話日本橋 (24) 4101~9

(カタログ呈上誌名) 施工 中川防蝕工業株式会社 東京都千代田区丸の内 (丸ビル)
記入御申込下さい 電話 和田倉 (20) 2842, 4438

NAESS EXPLORER

船主 SAKURA SHIPPING
CO., S. A.

造船所 三菱造船・長崎造船所

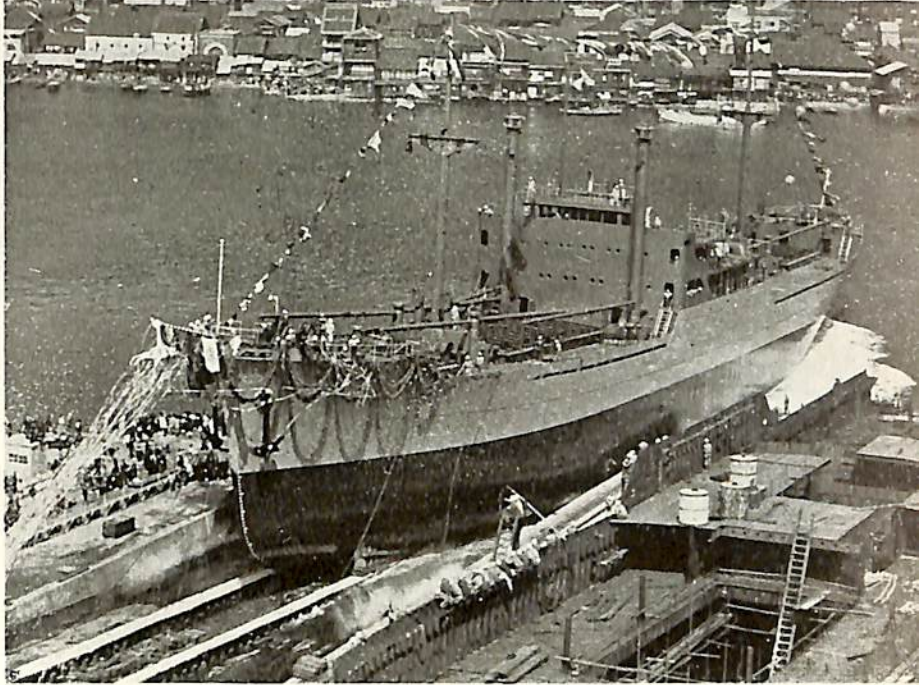
長(垂) 206.00 m 幅(型) 29.50 m
深(型) 14.70 m 吃水 11.083 m
総噸数 26,500 噸 載貨重量 42,060 噸
速力 17ノット 主機 三菱エッシャ
ウイス型タービン 1基
出力 17,600 SHP 起工 32-12-16
進水 33-3-20 竣工 33-6 予定

甲 春 丸

船主 新日本汽船株式会社
甲南汽船株式会社

造船所 日立造船 向島工場

全長 120.73 m 長(垂) 112.50 m
幅(型) 16.70 m 深(型) 9.10 m
吃水 7.30 m 総噸数 約 4,950 噸
載貨重量 7,480 噸 速力 14.5ノット
主機 日立 B&W(650-VTBF-110型)
単働2サイクルターボチャージャー付
ディーゼル機関 1基 出力 3,450
BHP 船級 NK 起工 32-11-5
進水 33-3-20 竣工 33-5 未予定



最高水準を行く



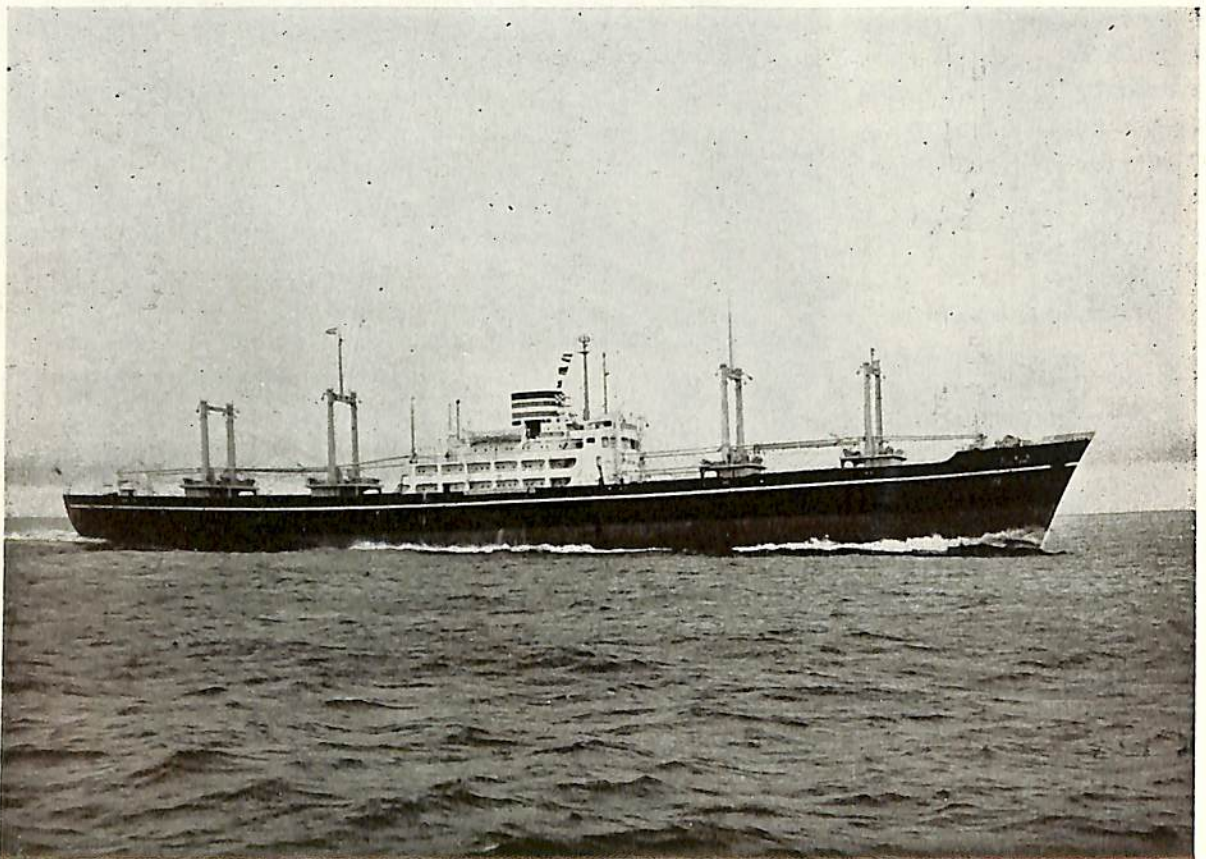
船用
電線

日本電線

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



バンドン丸

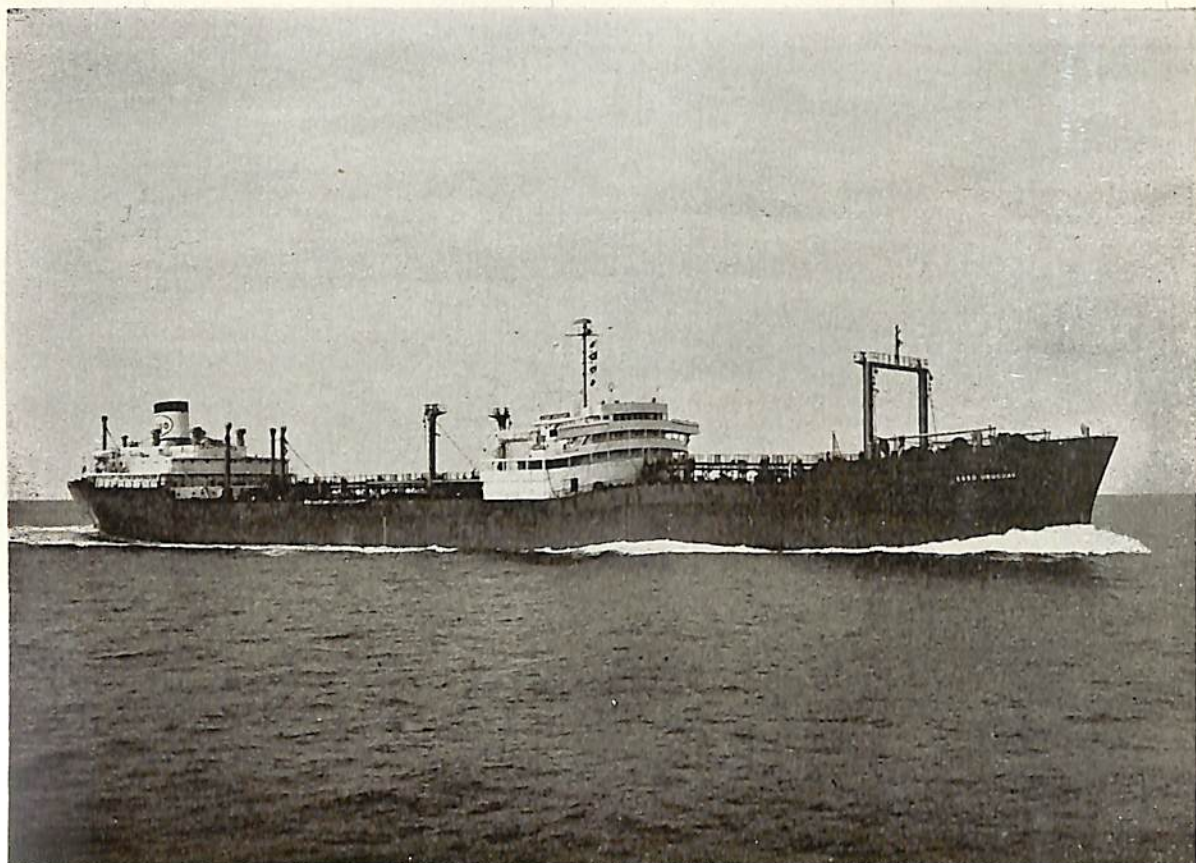


滋賀丸



明星丸

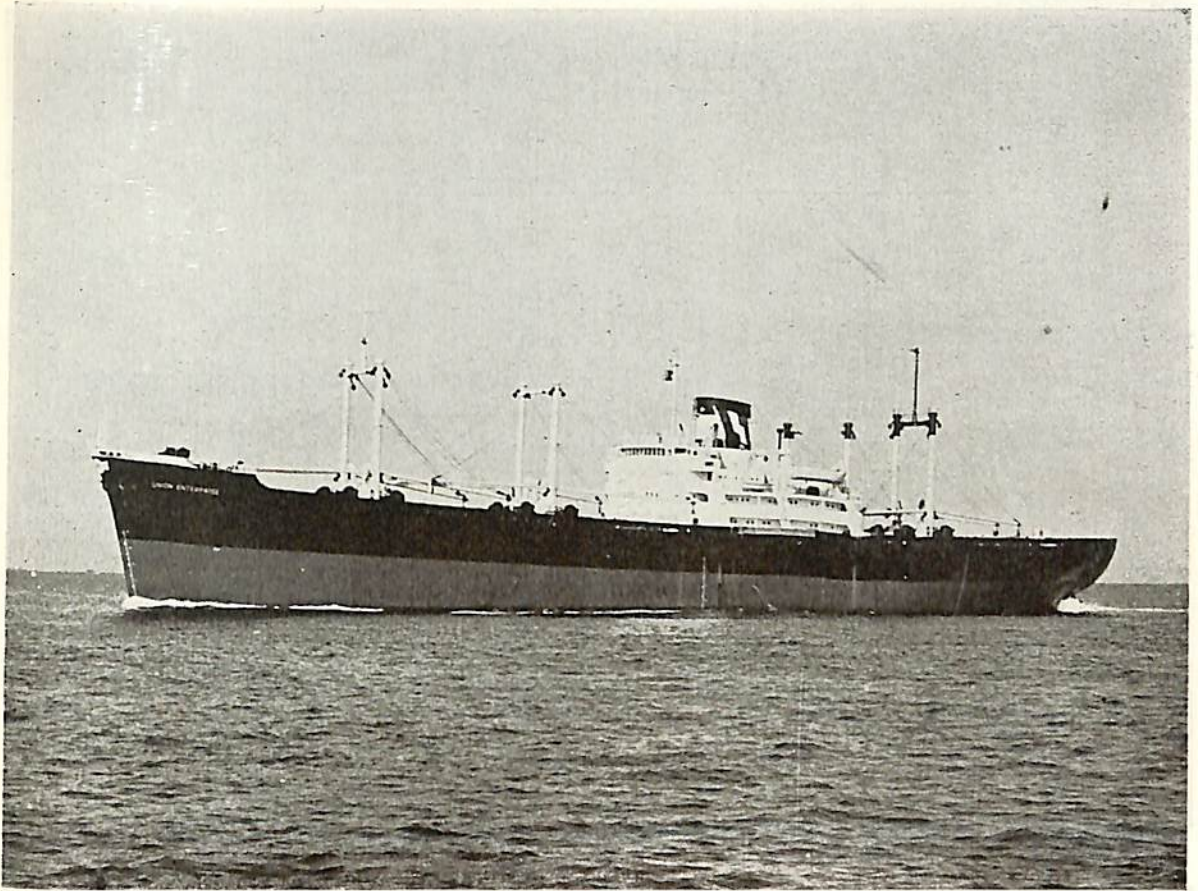
船名	バンドン丸	滋賀丸	明星丸
要目			
全長	139.01 m		
長(垂)	130.00 m	145.10 m	78.72 m
幅(型)	18.20 m	19.50 m	12.00 m
深(型)	11.30 m	12.30 m	6.05 m
吃水	8.32 m	約 9.00 m	5.16 m
総噸数	7,757.96 噸	約 9,370 噸	1,662.37 噸
載貨重量	10,357.00 噸	約 11,500 噸	2,520.00 噸
速力	17.761ノット	約 20.25ノット	15ノット
主機	ディーゼルハリマズルツ アー 6 RSD 76 1基	三菱長崎ディーゼル機関 9 UEC ⁷⁵ / ₁₅₀ 型 1基	赤阪鉄工所過給機付ディ ーゼル機関 1基
出力	6,000 BHP × 119 RPM	12,000 BHP	1,800 BHP
船級	N K	NK, LR	N K
起工	33-8-6	32-10-9	32-4-29
進水	32-12-18	33-1-21	32-10-21
竣工	33-4-1	33-4-20	33-3-19
船主	東京船舶株式会社	日本郵船株式会社	大星海運株式会社
造船所	株式会社播磨造船所	三菱造船・長崎造船所	西井船渠株式会社 名古屋造船株式会社



ESSO URUGUAY

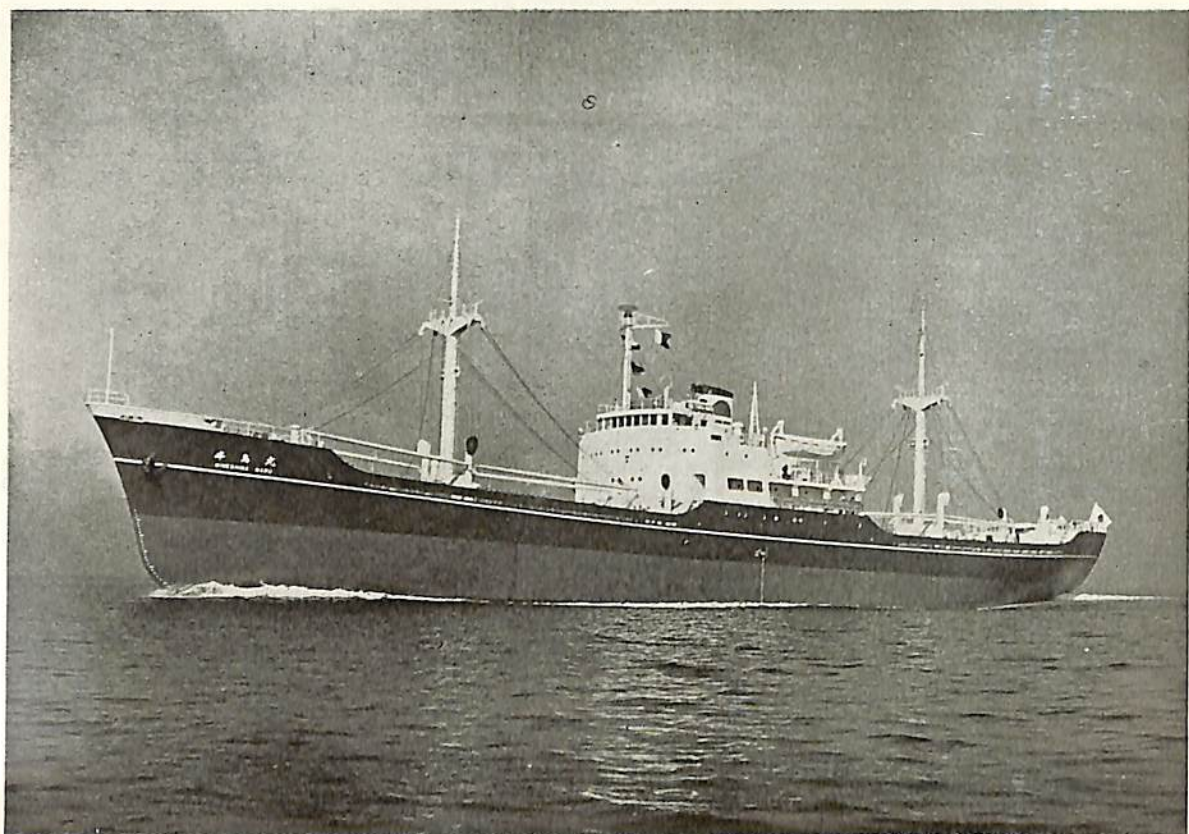


ANDROS TOWER

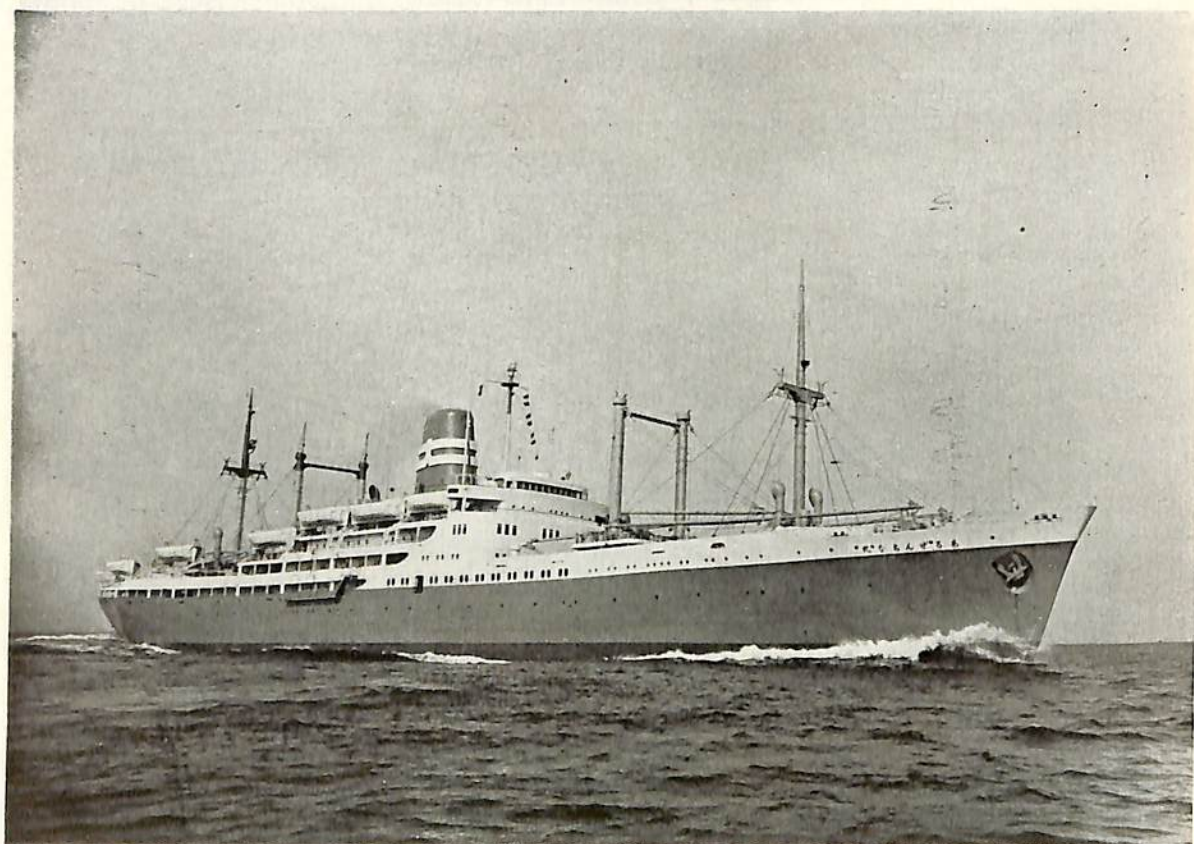


UNION ENTERPRISE

船名	ESSO URUGUAY	ANDROS TOWER	UNION ENTERPRISE
要目			
全長		221.193 m	
長 (垂)	660 呎	213.140 m	128.00 m
幅 (型)	90 呎	28.200 m	18.00 m
深 (型)	47 呎	15.220 m	11.40 m
吃水	35.1 ¹³ / ₁₆ 呎	11.128 m	8.564 m
総噸數	23,000 噸	23,607.11 噸	7,686.92 噸
載貨重	35,550 噸	41,846.00 噸	11,184.30 噸
速力	17 ノット	18.11 ノット	18.1 ノット
主機	三菱エッシャウイス型タービン 1 基	二段減速歯車付蒸気タービン 1 基	浦賀王島ディーゼル機関 1 基
出力	17,600 SHP	19,000 SHP × 105 RPM	6,300 BHP
船級	A B	A B	CR, NK
起工	32-8-3	32-8-16	32-5-30
進水	32-12-24	32-12-20	32-10-19
竣工	33-4-17	33-4-1	33-4-5
船主	PANAMA TRANSPORT CO.	SANTA TERESA COMPANIA NAVIERA, S.A. PANAMA	CHINA UNION LINES LIMITED
造船所	三菱造船・長崎造船所	三菱日本重工業・横浜造船所	日本海重工業株式会社



丸 島 峰



丸 辰 せん あ

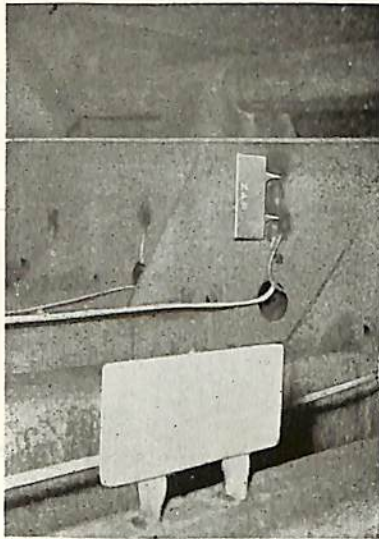


D Y N A M I C

船名		峰 島 丸	あるぜんちな丸	D Y N A M I C
要目				
全長	長	106.21 m		226.79 m
長	(垂)	98.00 m	145.00 m	216.00 m
幅	(型)	15.00 m	20.40 m	30.60 m
深	(型)	7.70 m	11.90 m	15.40 m
吃水		6.40 m	8.70 m	11.125 m
総噸數		3,318 噸	10,600 噸	約 17,743 噸
載貨重量		5,284 噸	10,150 噸	約 45,000 噸
速力		15.56ノット		17.5ノット
主機		ディーゼル機関 1基		川崎式二段減速装置付衝動タービン
出力		2,400 BHP	9,000 SHP	20,250 SHP
船級		N K	N K	A B
起工		32-9-6	32-10-11	32-9-20
進水		33-1-22	33-2-8	33-2-19
竣工		33-3-25	33-4	33-4-19
船主		富士海運株式会社	大阪商船株式会社	WINDWARD SHIPPING CO., S. A.
造船所		日立造船・向島工場	新三菱重工業・神戸造船所	川崎重工業株式会社

電気防蝕

CATHODIC PROTECTION



バラストタンク内面に取付けたZAP (防蝕用亜鉛陽極)

船舶の防蝕

外板, バラストタンク
推進器, シリンダージャケット
オイルタンク, 膝装中の船体

港湾施設の防蝕

ドックゲート, 各種浮標
鋼矢板岸壁, 港湾施設各種

営業品目

ZAP—A (亜鉛アルミ合金陽極)
—B

Mg (マグネシウム陽極)

外部電源法

防蝕塗料, ラスタイト, ライジン

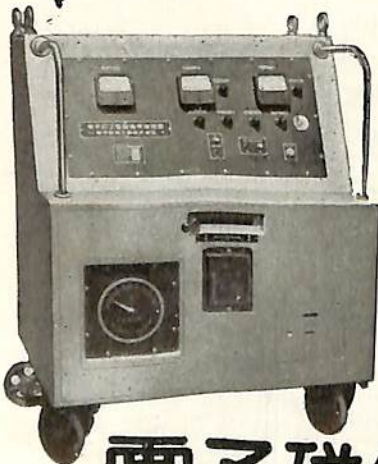
防蝕用材料販売および設計施工

中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内 (丸ビル650区)
電話 和田倉 (20) 0759. 2842. 4438

電子EZ型磁気探傷装置

熔接其の他の非破壊検査に高性能を発揮する新製品交直両用の連続法磁気探傷装置、新方式による完全脱磁装置内蔵



本装置の仕様

寸法 1400×1100×700

重量 1300kg

移動式筐体

電源 3相交流 200V

瞬間最大 350A

磁化出力 直流単相半波 0~7000A連続可変

交流 0~4000A連続可変

磁化通電時間 0~1秒連続可変

接触方式 プロット式 其ノ他一般方式可能

営業種目

電子ER型磁気探傷装置

電子交流式磁気探傷装置

電子管着磁装置

各種セレン式着磁装置

各種脱磁装置・磁束計・磁力比較計



電子磁気工業株式会社

東京都港区芝新堀町28番地 TEL (45) 6285・9459

三菱防蝕亜鉛

CPZ

CATHODIC PROTECTION ZINC



船尾に取付けたCPZ-8F

CPZの用途

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

三菱金属鉱業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地(大手ビル)

電話 (23) 2431・3321・4311

総代理店

設計施工

三菱商事株式会社

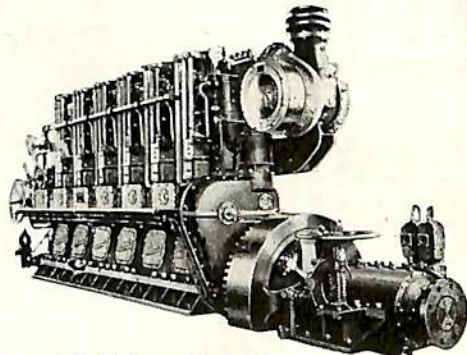
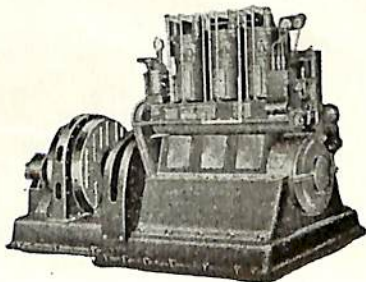
日本防蝕工業株式会社



スズロディーゼル

JIS表示許可工場
(運AO-16号)

船舶主機用 75-1000 HP
船舶補機用 50-1000 HP



株式会社住吉鐵工所

本社及工場：静岡県榛原郡吉田町 電吉田102-103, 113-114

東京出張所：東京都中央区西八丁堀3-5 三立ビル4階 電(55)9766

ABC

營業品目

- ◇東京機械株式会社製品
中村式浦賀操舵テレモーター
浦賀電動油圧舵取装置(型各種)
全密閉型汽動揚貨機
揚錨機、揚貨機、繫船機、
各汽動及電動
- ◇北辰電機株式会社製品
C-プレート轉輪羅針儀
單、複式オートパイロット
コースレコーダー及ログ
- ◇株式会社御法川工場製品
舶用自動石炭燃燒機
舶用重油噴燃裝置
- ◇岡野バルブ製造株式会社製品
舶用一高温、高圧バルブ
- ◇株式会社小野鉄工所製品
サインカーブ齒車唧筒各種
汽動、電動舶用唧筒各種
- ◇東方電機株式会社製品
舶用氣象模寫受信裝置
- ◇日本ヴィクトリック株式会社製品
ヴィクトリックジョイント各種

浅野物産株式会社 機械部

東京都丸の内一丁目六番地の一 東京海上ビル新館8階
電話 東京28局(代表)4521, 4531, 4541(直通)9103-5
大阪・名古屋・門司・仙台・札幌・横浜・神戸・高松・広島・熊本・長崎・釧路

船内配線には!

日立の

船舶用

電線



AB規格 NK規格 ロイド規格

本社 東京都千代田区丸の内2の12番地
営業所 大阪、名古屋、福岡、仙台、札幌
工場 日立市助川町20番地

日立電線株式会社

真運動表示レーダー！



ESCORT

marine radar

画期的新方式

相手船の動き其の他操船上の総ゆる必要資料が直視出来る

新時代のレーダー

資料提供

製造家 英国 B T H (BRITISH THOMSON-HOUSTON)

日本総代理店 エ・ア・プラン, マクファレン (株)

東京店 東京都中央区銀座2ノ3 (米井ビル) TEL (56) 5141 (代)

大阪店 大阪市東区今橋4ノ1 (三菱信託ビル) TEL (23) 0727

全世界船舶 装備実績

7000隻突破

“世界で初めて
実用化された”

“トルーモーション”
TM-46型

DECCA



RADAR

デッカレーダーリミテッド } 日本総代理店
デッカナビゲーターカンパニー }

輸入 販売 海外貿易株式会社
工事 保守

本社 東京都港区芝新橋6丁目80番地 電話 (43) 0790, 2925~7
出張所 神戸市生田区京町79番地 日本ビル 電話 (03) 1029

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

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

船用減速齒車について

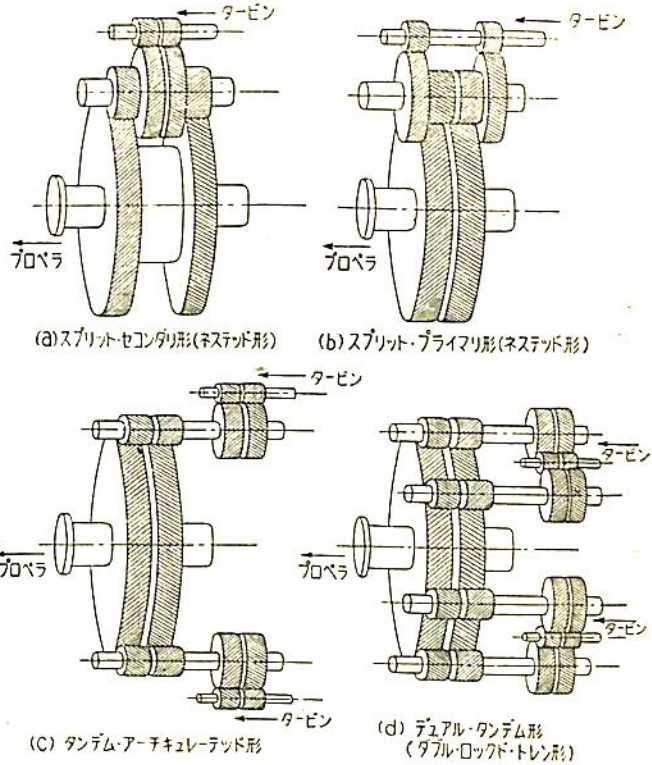
石川 二郎
東京工業大学精密工学研究所

1. ま え が き

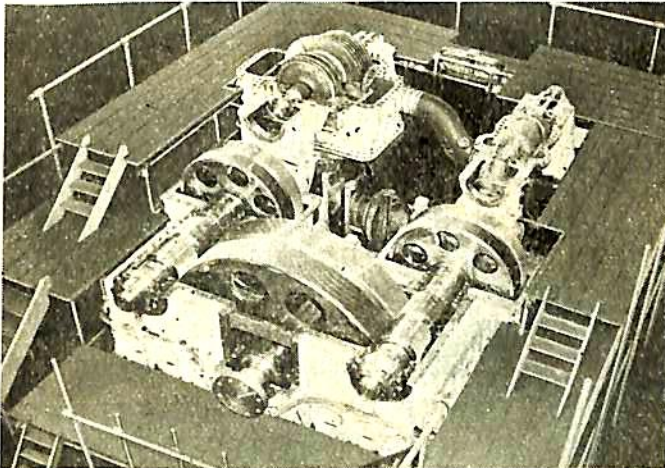
大形の船舶の原動機として蒸気タービンが用いられ、したがってその減速齒車に関する諸問題が各国において盛んに研究されるようになり、わが国においても日本造船関連工業会において過去2年間にわたり委員会が組織され中田孝博士を委員長として活発に審議が進められた結果、その調査研究事業報告として第1報、第2報が発表されている。筆者も同委員会に委員として参加したので、その成果を平易に解説してみたいと思う。したがって詳細はこれらの報告書¹⁾その他²⁾を参照されたい。なお同委員会は本年度も引き続き開催されるが、本質的な諸問題を解決するには多くの実験的研究を必要とするので今後益々関係各位の熱烈な御支援を御願する次第である。

2. 船用減速齒車の設計

一般に2万t以上の大型船ではディーゼル機関よりも蒸気タービンの方が有利であり、したがって最近盛んに話題になつている数万tのスーパータンカー等の大形船では必ず蒸気タービンをその原動機として採用している。蒸気タ



第2図 船用減速齒車の代表的な齒車列



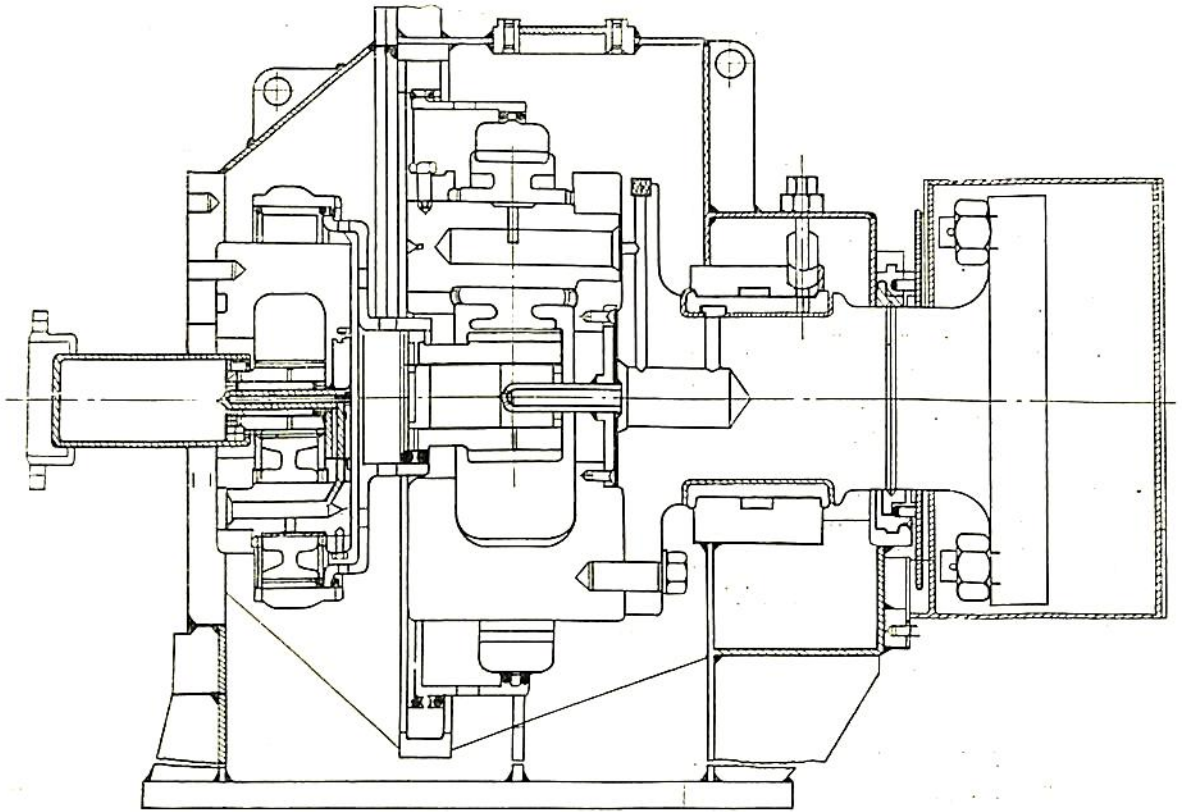
第1図 8,200HP タービンおよび減速齒車装置(石川島重工業製)

ービンはその性能上、回転数は5,000rpm程度であるに対して船の推進機であるプロペラは100rpm程度であるから、タービンの回転をそのままプロペラに連結するためには減速比約50程度の減速齒車装置を必要とする。ただし艦艇ではプロペラの回転数を400rpm程度にとることが多いから減速比の値は低く普通1段の減速齒車装置によつている。電動機による駆動方式等の特殊な機構を採用しない限りすべてこのような減速機を必要とするので、その設計ならびに工作は造船工場における大きな役割を占めている。

第1図に示すように船の機関室には高低圧タービンおよびその減速機ならびに各種の補機等

が装備されているがタービンは回転数が高いために高出力にもかかわらずその容積はあまり大きくはないが、その減速機は直径数百mmもあるプロペラ軸を100rpm程度の低速で回転せしめるトルクを伝達せしめるために極

- 1) 船用減速齒車の設計等に関する調査研究事業報告 第1報、第2報
 - 2) 中田; 日本機械学会誌, 昭和32年9月 p.900~907
- 星野; 日本海事協会技報



第3図 遊星歯車式船用減速歯車装置 (780 HP, 16,000/600 r. p. m, $i = 25.83$)

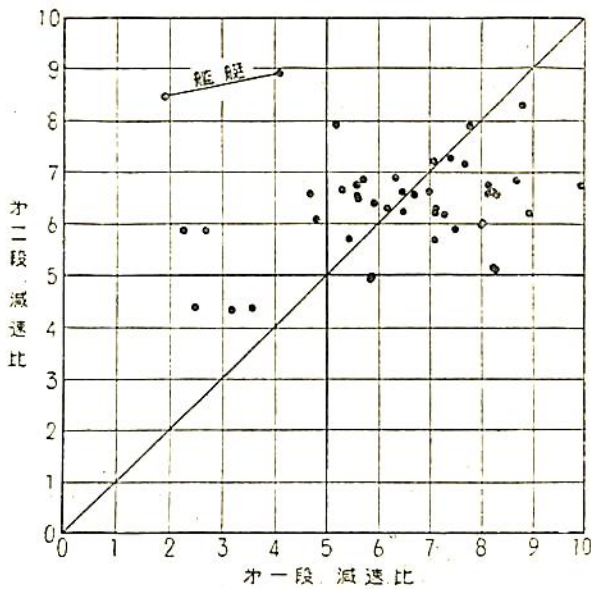
めて大型のものとなり2万馬力程度のものの2段大歯車の直径は5mを越えるものまである。したがってその重量も100t以上の大きなものであり、設計者はその重量を軽減せしめるために歯車列の配置およびその形状、構造等に大きな努力をほらっている。

第2図は従来用いられている歯車列の代表的な例を示すがわが国では(c)に示したタンデム・アーキチェレート形が最も多く採用されている。歯車をできるだけ小形にし2段大歯車に数多くの小歯車をかみ合せた形として(d)があるが高精度の工作と特殊の考慮とを必要とするので艦艇以外には一般的に用いられていないようである。同様の目的で第3図に示したような遊星歯車機構によるものがあるが大形の内歯車歯切盤が一般に製作されていないことから遊星歯車機構として特に考慮をほらうべき設計上の資料が不足していることから現在では実験的段階であり、図示のものも英国海軍で小形艦艇用として試作したものである。しかしながら航空発動機の場合と同様にこのような機構によれば小形軽量化が可能であり、その他種々の利点があるので今後必ず進歩発展すべきものと考えられる。現状の(c)の形式では歯

車としてヤマバ歯車を採用しているが、艦艇ではハスバ歯車によるものが多く、また焼入等の熱処理をした歯車を研摩仕上げするマク社の方式ではすべてネジレ角の小さなハスバ歯車によっている。

現在最も多く採用されている(c)形の2段減速による装置において第1段の減速比と第2段の減速比とを現状の設計例から図示すると第4図が得られる。この減速比の振り分け方で装置全体の大きさ、重量、価格等も影響されるが実際の設計例では図示のようになかなか散乱している。これは各社のタービンの回転数の不同、および工作機械、使用材質の相違等によるものと思われる。平均すると1段2段ともに減速比は約7程度である。

歯車はホブ盤で工作する関係上歯直角方式のヤマバまたはハスバ歯車で普通第1段のモジュールを5、第2段のを8にすることが多く、圧力角は 14.5° (または 15°)、 20° 、ネジレ角は $11^\circ \sim 30^\circ$ であるが 30° を採用した例が多い。歯数は24~670の広範囲のものが使用されている。工作精度ならびに運転性能をも考慮しなくてはならないので、単に強度設計のみから以上の基本的な諸寸法を定められないことが多く、各社によつてかなりの相違



第4図 各社の設計による第1段、第2段減速比

があるが、最近工作技術が長足の進歩をしてきたので将来これらの寸法がある傾向に従って変えられて行くことは予測し得る所である。

歯の損傷としては従来歯面にあらわれるスカフリング、ピッチングおよび歯の折損等があるが最近の高精度に仕上げられて正しく組立られた歯車に対してはその損傷としてピッチングを考慮すればまず充分であると考えられるので、この点を主として検討して歯車の強度計算が行われる。このような歯の損傷については特に英国に

おいて長期間にわたりそのデータの蒐集と研究とが行われており第1表りはその一例である。表から認められるようにピッチングによる損傷が件数も最も多くまた歯

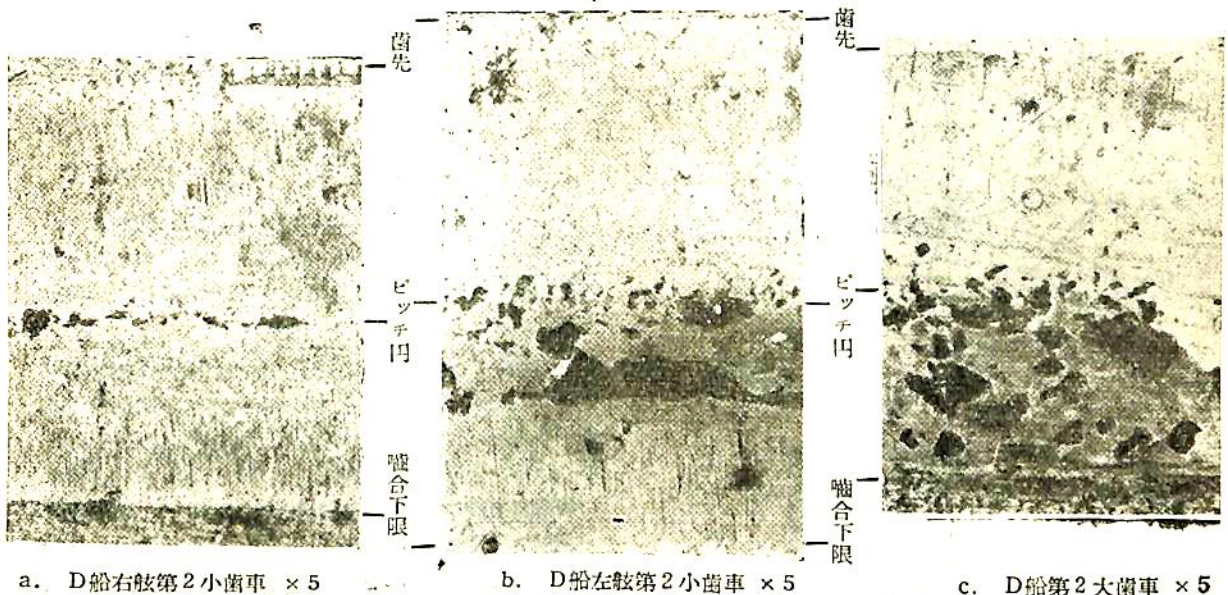
第1表 タービン減速歯車損傷統計(1953~1955)

破損の種類	第1段減速	第2段減速	総計	百分率%	就航よりの平均年数
スカフリング	3	3	6	14.3	0.42
ピッチング	4	13	17	40.5	1.5
歯の折損	6	2	8	19.0	7.75
リムの破壊		3	3	7.0	1.0
その他	4	4	8	19.0	8.0
計	17	25	42		

の折損も過度のピッチングの発生を原因とするものが多い。わが国においても日本海事協会の星野技師が多年にわたり実船について損傷の記録を調査し、その諸性質ならびに発生原因等について究明し多くの有益な資料を得ている。

ピッチングとは第5図に示すように歯面上でピッチ円よりわずかに下の部分に小さな穴が生ずる現象をいい、歯スジの方向にならんで発生する。これらの穴はその数を増し同時に面積も大きくなり、穴の深さもふかくなつてその底にはクラックを生じていることが多くここから歯に割れが進行して歯の折損をまねくことがある。人間の

1) 中田孝: 船用タービン減速歯車の諸問題, 機学誌 昭和32-9



a. D船右舷第2小歯車 × 5

b. D船左舷第2小歯車 × 5

c. D船第2大歯車 × 5

第5図 歯面にあらわれたピッチング(星野; 日本海事協会報告)

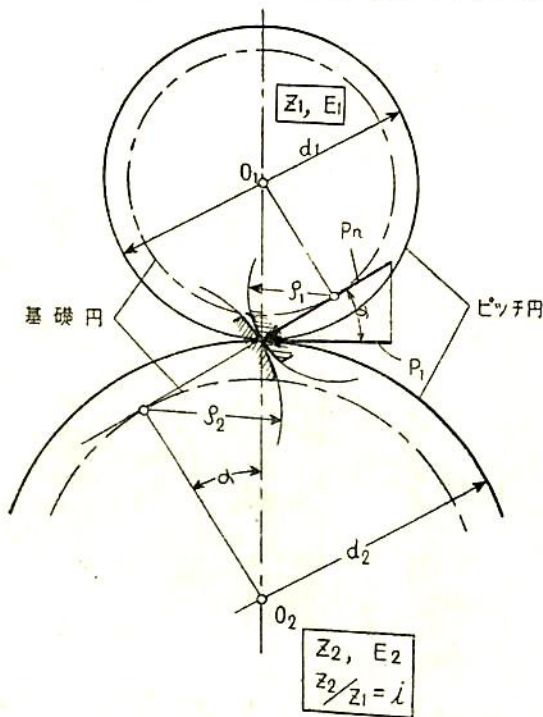
病気でたとえれば結核病であつて初期に発生してもその後長期にわたつて進行せず逆に減少する場合もあり、このようなピッチングの発生は何等支障を生じないが、その進行が時間とともに増大すると歯の受圧面積は減少し最悪の場合にはクラックの進行によつて歯の折損を招き運転不能におちいる恐れがある。このピッチングは歯面の接触応力が過大で歯面の一部が疲労破損し、さらに歯面の滑りおよび高压の潤滑油等によつて生ずるものと考えられており、そのために歯面の接触応力を適当な値に算定しておくことが歯の強度計算に際して行われている。一般に半径 ρ_1, ρ_2 、ヤング率 E_1, E_2 の二つの円筒が軸を平行にして巾 1 cm 当り P_n kg の圧縮力によつて互に押しつけられたときに円筒の接触面に起る最大接触応力 σ_c は次式によつて与えられる。

$$\sigma_c^2 = 0.35 P_n \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) / \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \dots\dots(1)$$

この関係を歯車のピッチ点における歯面に適用する。平歯車の場合には第6図から明かに $P_n = P_1 \sec \alpha$ 、 $\rho_1 = d_1 \cdot \sin \alpha / 2$ 、 $\rho_2 = d_2 \cdot \sin \alpha / 2$ であるから $d_2/d_1 = z_2/z_1 = i$ とすれば次式が求まる。

$$K = \frac{\sin 2\alpha}{1.4} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \sigma_c^2 = \frac{P_1}{d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \dots\dots(2)$$

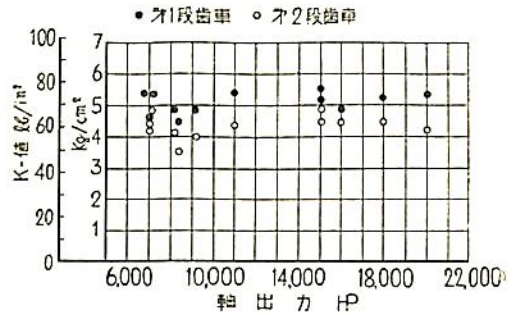
この K の値を K-Value と名づけてピッチングの発



第6図 平歯車の歯面の接触

生に対して直接的な関係のある値として考えられてきた。すなわち例えば LLoyd 船級協会では $K = 80 \text{ lb/in}^2$ 以下におさえるべきことを規定している。

わが国において設計された諸実例についてこの K-値を計算して図示すると第7図が得られる。いずれも 80



第7図 各社の設計による K-値 (船用歯車委員会報告, 第1報 p. 30)

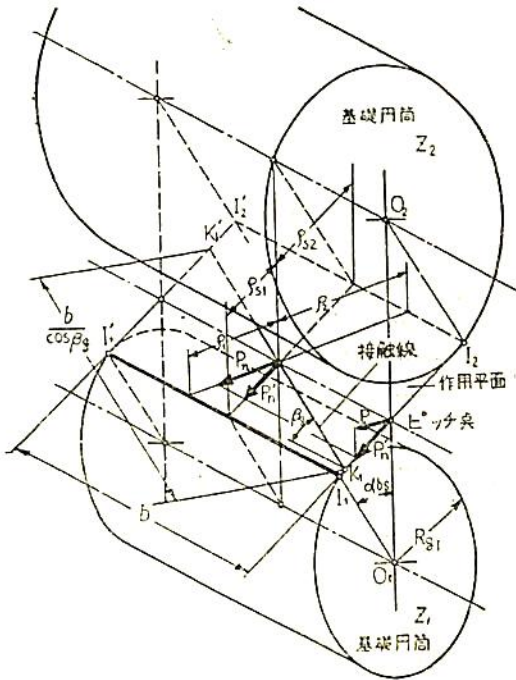
lb/in^2 以下であり2段歯車は1段歯車より幾分低くとなっている。これは後述の油膜強度を基礎とした考え方にしたがつたものと考えられる。

艦艇ではこのような協会の規定による値にとらわれずに設計し得るので 130 lb/in^2 程度まで高くつた例がある。減速歯車装置をできるだけ小形軽量化するためには K の値をなるべく大きくする必要があるが、最近歯車の精度が著しく向上した結果、歯の当りも広くなり、したがつて 80 lb/in^2 以上の値をとり得る充分な見込があるので、K の値の向上に対して各方面から検討されている。造船関連工業会の委員会においてもこの点に充分な審議が行われ、その結果つぎのような標準計算式が立案された。

$$P_1 = \left\{ \frac{K_1}{K_2 \cdot K_3 \cdot K_4} \cdot \frac{H_{11}^2}{C_1} \right\} d_1 \cdot \frac{i}{1+i} \dots\dots(3)$$

{ } 内の値が (2) 式における K の値に相当している。すなわち K の値が $K_1 \sim K_4$ までの係数にわけられ実際の設計に際して便利なように σ_c のかわりに小歯車のブリネルかたさ H_{11} がとつてある。

(2) 式からわかるように K の値は材料の機械的性質によつて定められる値 E_1, E_2, σ_c と歯車の幾何学的条件から求められる値 α とによつてできているから、まずこれらを分離して考えることにする。(2) 式は平歯車の場合であるので実際の減速歯車に用いられているハスバ歯車の場合について検討してみる必要がある。ハスバ歯車の啮合状態は第8図に示すようにそれぞれの基礎円筒に作用平面とよぶベルトをまきつけたときの運動と同



第8図 はすば歯車の接触状態

様に考えられ、そのとき歯の接触している線は作用平面内で軸と基礎円ノジレ角 β_g だけ傾斜した直線 $\overline{K_1 K_1'}$ である。したがってそのときの歯面の接触状態は O_1, O_2 を中心とし $\overline{K_1 K_1'}$ を母線とするような1対の円錐の接触と考えることができる。問題を簡単にするためにこの接触線 $\overline{K_1 K_1'}$ とピッチ点との交点における両円錐の曲率半径を求めて (1) 式に代入すればつぎのようになる。

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \rho_{s1} / \cos \beta_g = d_1 \cdot \sin \alpha_{bs} / 2 \cos \beta_g \\ \rho_2 &= \rho_{s2} / \cos \beta_g = d_2 \cdot \sin \alpha_{bs} / 2 \cos \beta_g \\ \therefore \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} &= \frac{2 \cos \beta_g}{\sin \alpha_{bs}} \cdot \frac{1}{d_1} \cdot \left(\frac{1+i}{i} \right) \end{aligned}$$

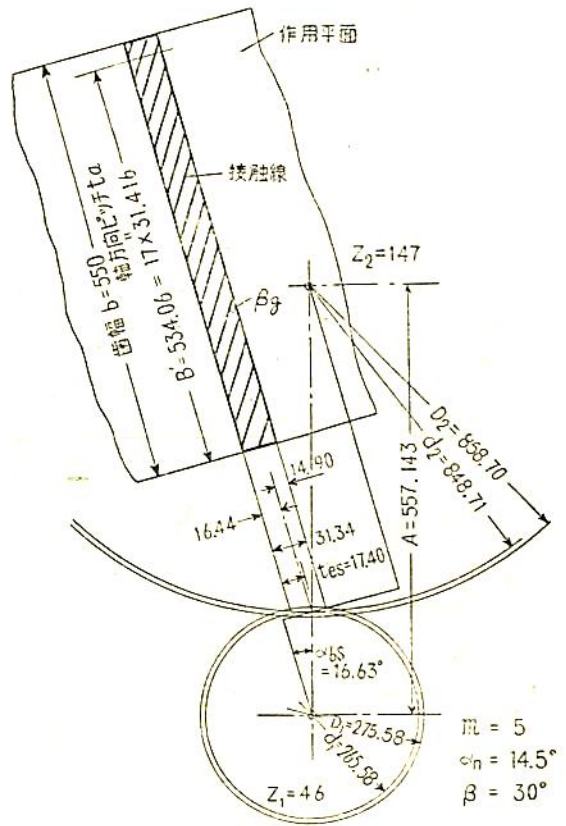
作用平面内で歯面に垂直に加わる荷重を P_n 、正面におけるピッチ円筒上の接線荷重を P_t とすれば

$$P_n = P_t / \cos \alpha_{bs} \cdot \cos \beta_g$$

また接触している長さを $b / \cos \beta_g$ としこれらを (1) 式に代入すると

$$\frac{P_t}{b} = \frac{\sin 2 \alpha_{bs}}{4 \cos \beta_g} \cdot \frac{\sigma_c^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{0.35} \cdot d_1 \cdot \left(\frac{i}{1+i} \right) \quad \dots \dots \dots (4)$$

船用減速歯車のように歯巾がその直径に比して大きいものでは、その接触している長さは $b / \cos \beta_g$ ではなく第9図に示すように詳細に検討するとかなり複雑な問題



第9図 実際の設計例による歯面の接触状態

であるが、 ϵ を正面における噛合率の値とすると全接触線の長さは $\epsilon \cdot b / \cos \beta_g$ として計算して十分な精度が得られる¹⁾。したがって (4) 式はつぎのようになる。

$$\begin{aligned} \frac{P_t}{b} &= \frac{\epsilon \cdot \sin 2 \alpha_{bs}}{4 \cos \beta_g} \cdot \frac{\sigma_c^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{0.35} \cdot d_1 \cdot \left(\frac{i}{1+i} \right) \\ &= K_1 \cdot \frac{H_n^2}{c_1} \cdot d_1 \cdot \left(\frac{i}{1+i} \right) \quad \dots \dots \dots (5) \end{aligned}$$

上式において

$$K_1 = \frac{\epsilon \cdot \sin 2 \alpha_{bs}}{4 \cos \beta_g} \quad \dots \dots \dots (6)$$

- ϵ ……正面における噛合率の値
- α_{bs} ……正面における噛合圧力角
- β_g ……基礎円筒ノジレ角

$$\frac{H_n^2}{c_1} = \frac{\sigma_c^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{0.35} \quad \dots \dots \dots (7)$$

H_n ……小歯車のブリネルかたさ

1) 仙波；歯車 第3巻 p. 777~781

c_1 ……係数

また (5) 式において

P_1 ……正面におけるピッチ円接線荷重

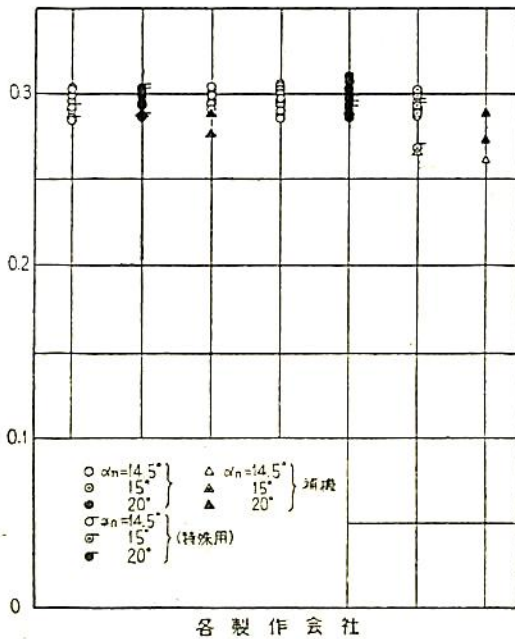
b ……歯巾

d_1 ……小歯車のピッチ円筒直径

i ……歯数比, $i > 1$

従来の K -値は (2) 式に示すように歯車の噛合による幾何学的な値と材料の機械的性質によつて与えられる値とが同時に含まれていたが (5) 式ではこれらが分離されてかなりその意味をはつきりしてきた。

従来設計製作された船用歯車の実例について K_1 の値を計算すると第 10 図に示すように各製作会社によつて



第 10 図 現状の設計による K_1 の値 (船用減速歯車委員会報告書, 第 1 報 p. 40)

設計の基本寸法のとりかたが異なるにもかかわらず、その値は殆んどすべての場合約 0.3 に近い値をとっていることは極めて興味あることである。

つぎに実際の歯面には凸凹があり、したがつて歯スジにそつて一様には当らず負荷面積は減少し凸部には荷重の集中が起るから強度計算式にこれらによつて与えられる係数を導入する必要がある。このための係数が (3) 式における K_2 であつて次式によつて与えられる。

$$K_2 = 1 + \nu \frac{e_u}{\delta_0} \quad \dots\dots\dots (8)$$

e_u ……歯面の波打ち²⁾ の最大値 (1/1000 mm)

1) 星野; 造船協会論文集 第 92 号

δ_0 ……歯に作用する荷重の平均値によつて生ずる歯のたわみ (1/1000 mm)

$$\delta_0 = \frac{P_0}{\epsilon \cos \alpha_{bs} \cdot \cos \alpha_c} \cdot \frac{\psi_1 + \psi_2}{E} \times 10^4$$

$$= \frac{P_0}{C_1 \cdot \cos \alpha_c} \quad \dots\dots\dots (9)$$

P_0 ……有効歯巾 1 cm 当りの歯に作用する荷重 (kg/cm)

α_c ……工具の圧力角

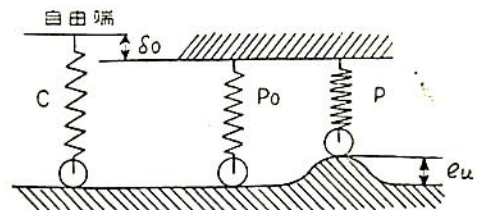
ψ_1, ψ_2 ……小歯車, 大歯車の歯の剛さの係数

E ……歯車材のヤング率 (kg/cm²)

C_1 ……歯直角断面における 1 組の噛合歯の平均剛さ (kg/cm/ μ)

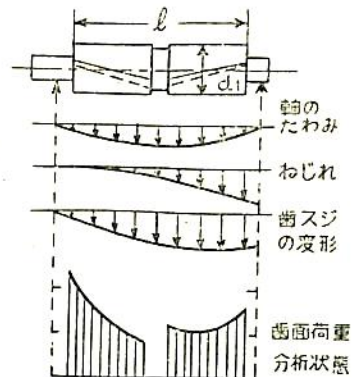
ν ……常数であつて普通 0.3 とおく。

歯をバネと考えこの式の説明図を示せば第 11 図のようである。歯面に凸部がない場合の荷重を P_0 としその



第 11 図 歯面に凸部があるときの負荷

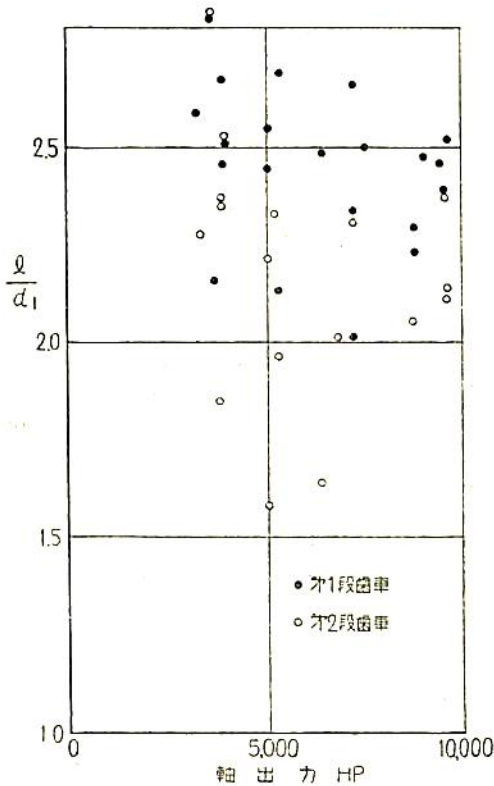
ときの歯のたわみを δ_0 とすれば $P_0 = C \delta_0$ であるが図示のように e_u の凸部があると $P = C \cdot (\delta_0 + e_u)$ でありしたがつて $P/P_0 = 1 + e_u/\delta_0$ となる。この式のままで K_2 の値として過大の値を与えるので $\nu = 0.3$ の係数を乗じて調整したものである。



第 12 図 小歯車の弾性変形による歯面荷重の分布状態 (船用減速歯車委員会報告書, 第 1 報 p. 17)

2) 波打ちについては後述する。

つぎに K_3 は小歯車の全歯巾 l とそのピッチ円直径 d_1 との比 l/d_1 と歯の剛さとによつて与えられる荷重倍加率であつて、その意味は第12図に示すようである。すなわち負荷によつて歯車軸は両端支持の梁のように曲げによつてたわみ、さらに入力側からの距離に応じて振れを生じ、また歯自身もたわむために小歯車の軸方向に一樣に負荷されずに図示のような荷重の分布状態を示すものと考えられる。このための荷重倍加率が K_3 であつてその計算式は文献¹⁾にあげられているが、複雑であるので歯車委員会では図表の形にまとめて実際の計算に対しては極めて簡単に算出し得るようになっていた。 K_3 の値を検討すると歯巾 l をあまり大きくとることは有利ではなく $l/d_1 < 2.5$ とすべきことが提案されている。現状の設計では第13図に示すように第1段歯車で



第13図 現状の設計による l/d_1 の値

平均値が2.5であり第2段歯車ではそれ以下である。

K_4 は歯車のピッチ誤差等による動荷重を考慮した動的荷重倍加率である。この外に実際の運転状態では小歯車の shuttling motion およびプロペラ軸系としての振り振動等による衝撃荷重が加わると考えられるが、こ

こではピッチ誤差によつて歯に加えられる動荷重を取扱つた奥田博士の式²⁾を採用している。

最近のシェーピングした高精度の歯車ではそのピッチ誤差 e は歯のたわみ δ_0 よりも小さいものと考えられるので、この場合には次式によつてゐる。

$$K_4 = \phi_s + (\phi_d - \phi_s) \rho \dots\dots\dots(10)$$

$$\phi_s = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left(\frac{e}{\delta_0} \right), \quad \phi_d = 1 + \frac{e}{\delta_0}$$

$$\rho = \frac{1}{1 + 1.2 C_0 / u^2}, \quad C_0 = \frac{210}{\psi_1 + \psi_2}$$

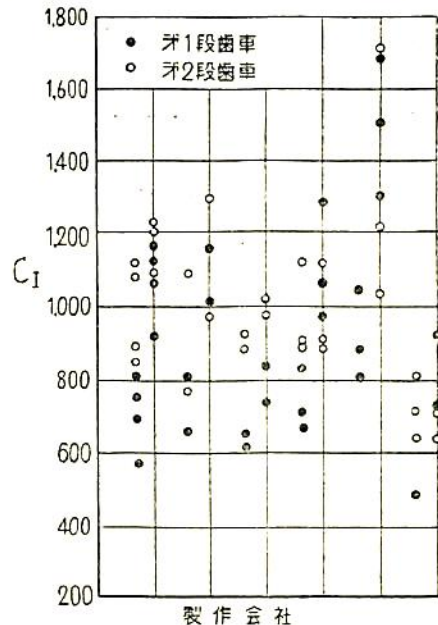
u ……週速度 (m/s)

実例について計算すると $\rho \approx 1$ であるのでこの場合には K_4 は近似的に次式になる。

$$K_4 = 1 + e/\delta_0 \dots\dots\dots(11)$$

この式によればその意味は K_2 の場合と同様な考え方で理解することができる。

以上の説明によつて標準式(3)における諸量が計算できるから、設計がまとめれば C_I の値を求めることができる。 C_I の値を従来の経験値と比較検討することによつて、その妥当な値であることをたしかめる必要がある。第14図は現状の設計例による C_I の値である。た



第14図 現状の設計による C_I の値 (船用減速歯車委員会報告, 第2報 p. 24)

だし歯車の精度は英国精度規格の許容値の $1/3$ であると仮定してある。LLoyd の $K=80 \text{ lb/in}^2$ を(2)式に代入して P_1 を求め、これを(3)式に代入して C_I の値

1) 星野; 造船協会論文集

2) 奥田; 造船協会雑誌第268~270号

を求めると第14図に図示した値の約半分になる。したがって高精度の歯車に対しては、このような標準式によれば約2倍の負荷を許容してもよいことになるが、後述するようにこのような取扱に対しては今後検討すべき点が数多く残されており、また実験的研究によらずには解明できない問題がいずれの項目についても考えられるので、実際の設計に対してこのような値を許容し得るわけではないが、次号においても述べるように最近の歯車の精度は著しく向上してきたのでKの値として100 lb/in²程度を許容し得ることに對しては異論がないようである。

つぎに第7図に示したように第2段歯車ではKの値は第1段歯車より低いにもかかわらず実際のピッチングの破損件数は第2段歯車に多い。これはピッチ円周速度が低く、強負荷のために潤滑油の油膜が切れやすいからであるという解釈によつて油膜形成のための許容荷重の算定式がある。

$$P_{II} = \left\{ \frac{K_1 \cdot K_5}{\sqrt{K_2 \cdot K_3}} \cdot \frac{1}{C_I} \right\} \cdot d_1 \cdot \frac{i}{1+i} \dots\dots(12)$$

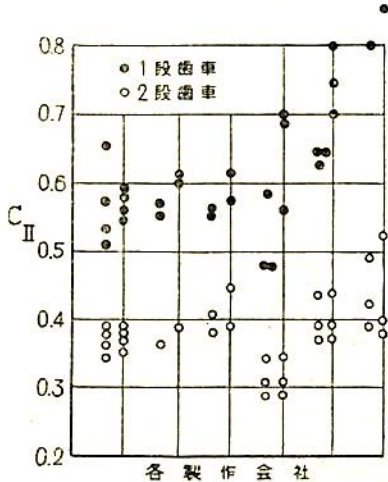
$$K_5 = \sqrt[3]{\frac{1+i}{i} \cdot \mu_a \cdot n_1}$$

μ_a ……使用潤滑油の大気圧 50°C における粘度 (ポアズ)

n_1 ……小歯車の回転数 (r. p. m.)

K_1, K_2, K_3 は (3) 式における値と同様である。

C_I の場合のように現状の設計例から C_{II} の値を求めて図示すると第15図が得られる。K=80 lb/in²として



第15図 現状の設計による C_{II} の値 (船用減速歯車委員会報告, 第2報 P. 25)

逆算した C_I の値と比較すると第15図による値は第1段歯車では約2倍, 第2段歯車では約1.3倍の値を示している。一般の設計では第1段歯車は P_I により, 第2段歯車は P_{II} によつてその許容値が定められる。

以上によつて船用減速歯車委員会において立案された強度設計に関する標準計算式の解説を終るが、つぎにこれらの諸式に対して今後研究すべき事項をあげたい。

3. 設計に関する研究事項

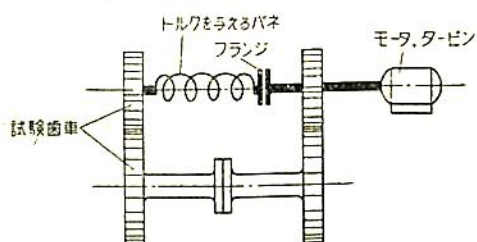
従来強度計算式に用いられてきたK-値はその計算が極めて簡単であるが、その内容は不明確でありまた最近の高精度歯車に対しては従来用いられてきた値は不適当である。船用歯車委員会の案ではKを K_1 から K_5 までに分解しそれぞれについて意味をもたせたことは大きな進歩であり、K-値の向上に対しても考慮すべき点が明確になったことは大きな成果である。

しかしながら詳細に観察すれば K_1 における歯面の接触状態の考え方, K_2, K_3 における歯その他の弾性変形, K_4 における動荷重に対する取扱い方, K_5 における油膜強度の算定式等はいずれもある考え方によつたものであつて、そのいずれについても実験によつてたしかめられたものはない、特に C_I および C_{II} の値としてどこまでとり得るかということは今後の実験的研究にまかねばならない。

なお強度の問題をも含めて減速機の運転性能上の歯形, 歯数等の選択の問題が残されている。すなわち現状の設計では各社によつて減速比, 歯数, モジュール, 圧力角, ネジレ角, 歯形修整等の歯形に対する設計はかなりまちまちであるが、最近の精度の歯車に対してそのおのおのの要素が歯車としての性能に与える影響についてはまだ明確にされていないように思う。

K-値として80 lb/in²におさえられたとしても、その性能ならびに価格の上から最も適当と考えられるような標準的な設計があり得るわけで、この点についても設計者の立場から有益な実験的資料が望まれている。

減速歯車の諸性能を検討するためには、陸上において



第16図 動力循環式負荷試験装置

1) 中田; 機械学会誌 昭和32年9月 p. 903

全負荷の下に長期間運転せしめる必要がある。このために英、米国においては第16図に示すようないわゆる動力循環式の歯車運転試験機が実物の減速歯車について製作されその研究が進められている。その原理は図示のように等しい寸法の2対の歯車をかみ合せトルクを与えるバネをねじった状態でフランジで固定すれば歯面には規定量の負荷がかかる。これを原動機で回転せしめればよいからその出力は全装置の損失をおぎなうのみでよく、普通試験歯車が負荷されている動力の1/10程度で充分である。実船の減速機が2台あればこのような試験が可能であるが、価格も高くその維持にもかなりの研究費を要するので現在わが国には一台もない。

このような試験機による実験的研究によらざるかぎり設計における諸問題すなわちピッチング、各部の弾性変形、材質、潤滑油、振動騒音等の問題を解明することはできないので、最近各方面からこのような試験機の整備が強く要望されている。

なお標準計算式における K_2 , K_3 , K_4 等からもわかるように歯車の工作精度がよくなれば歯には大きな負荷を

許容することができ、また振動騒音等の運転性能は主として歯車の精度によつて左右されるから、歯車を合せて減速装置全体の工作精度をできるだけ高めることと、その精度を適当な測定機によつて正確に把握しておくことは船用減速歯車装置における最も重要な事項である。歯車委員会においても設計におけると同様に工作ならびに精度に関して活潑な調査研究がなされたので次号においてはこれらの点について解説を試みたい。

まえがきにおいて述べたように本文は日本造船関連工業会船用減速歯車委員会において調査研究した成果について平易に解説したものであつて、ここに同委員会の諸氏および理解ある協力を惜しまなかつた各造船所の各位に心から敬意と感謝の意を表わすとともに、執筆に際して御世話になつた中田委員長¹⁾、大江委員²⁾に御礼を申し上げる次第である。

(未完)

- 1) 中田孝；東京工業大学教授 工博
- 2) 大江卓二；運輸技術研究所船舶機関部長

天然社・海技入門選書

商船大学助教授 鞠谷 宏士 A5 130頁 ¥220
既刊 船の保存整備
商船大学助教授 鞠谷 宏士 A5 160頁 ¥300
既刊 船舶の構造及び設備属具
商船大学助教授 上坂 太郎 A5 160頁 ¥280
既刊 沿岸航法
商船大学教授 横田 利雄 A5 140頁 ¥230
既刊 航海法規
商船大学教授 田中 岩吉
既刊 海上運送と貨物の船積
(前篇)海上運送概説 A5 140頁 ¥260
(後篇)貨物の船積 A5 160頁 ¥290
商船大学助教授 豊田 清治 A5 160頁 ¥280
既刊 推測および天文航法
商船大学助教授 野原 威男著 A5 110頁 ¥180
既刊 船用フロベラ
商船大学助教授 中島 保司 A5 170頁 ¥300
既刊 運航要務
商船大学教授 米田 謹次郎 A5 130頁 230円
既刊 操船と応急
商船大学教授 横田 利雄 A5 155頁 280円
既刊 海事法規
商船大学教授 浅井 栄資 A5 未定
以下 統刊 海事氣象
商船大学助教授 庄司 和民 A5 未定
航海計器学入門

商船大学教授 鮫島 直人 A5 未定
電波航法
商船大学助教授 野原 威男 A5 未定
船舶の強度と安定性
前東京高等商船教授 小方 愛朔 A5 未定
内燃機関
商船大学助教授 賀田 秀夫 A5 未定
ボイラ用水
海抜試験官 西田 寛 A5
指圧図
商船大学助教授 伊丹 潔 A5 未定
船用電気工学
商船大学助教授 宮嶋 時三 A5 未定
燃料・潤滑
商船大学教授 賀田 秀夫 A5 未定
船用材料
商船大学助教授 小山 正一・真田 茂
機械の運動と力学
商船大学助教授 小川 正一 A5 未定
機械工作・材料力学
商船大学助教授 清宮 貞 A5 未定
蒸気機関
商船大学教授 真壁 忠吉 A5 未定
船用汽罐
商船大学助教授 小川 武 5A 未定
船用補機

戦標丸ボイラの実績について

日本海事協会
技術部機関課

I 緒 言

戦時中に製造せられたいわゆる「戦標丸ボイラ」は現在多くの船に使用されているが、今までの所、幸い大きな事故を発生していない。かかる事実、丸ボイラそれ自身が甚だ安全性の大きなものであることと船側の注意がよく行きとどいていないことに原因があると思うが、既に艦令も15年になろうとしているので、この際、今まで起つたいろいろの事故を思い起して、今後に対処することは意味のないことではないと思う。

戦時中に製造せられた丸ボイラはすべていわゆる乾燃式丸ボイラであつて、2号、3号、特3号、5号、7号、9号、11号の7種類がある。

いま、1940年より1949年の間に造られた乾燃式丸ボイラを一応「戦標丸ボイラ」と定義し、船級船に装備されたこれらのものについて、1949年11月より1957年7月までの間に発生した事故を本会各支部から送られて来た検査報告書に基づいて述べることにする。

検査報告書の内容には相当な個人差があつて、いわゆる「事故」と称せられるものの標準が必ずしも一定しないので、この統計もこの意味で読む必要がある。余り重要でないものは割愛したが、補修を必要とするような重大な事故は大体漏れなく記述されているものと思う。

II 調査の対象となつたボイラの型式と数

本会の船級船に使用されている丸ボイラは1957年6月の統計によると第1表の通りである。

第1表 船級船に搭載されている丸ボイラの数

製造年月	丸ボイラ搭載の船級船の隻数	丸ボイラの数		
		主ボイラ	補助ボイラ	計
1939年以前	98	103	57	160
1940年～1949年	242	521	88	409
1950年以後	276	60	313	573

このうち、1940年～1949年のものが調査の対象となるので、これらを更に型式および製造年別に分類すると、第2表および第3表の通りになる。

これらのボイラは、当初16 kg/cm²の使用圧力(特3号は14 kg/cm²)で主として主ボイラに使用されたが、その後補助ボイラに転用され、10 kg/cm²前後に圧力を下げたものがある。

第2表 調査の対象となつたボイラの種類別

	主ボイラ	補助ボイラ	計
* 2号 罐	173	4	177
* 3号 罐	35	10	45
* 特3号 罐	13	3	16
5号 罐	81	41	122
7号 罐	3	9	12
9号 罐	—	8	8
11号 罐	—	3	3
計	305	78	383

(註) 特3号罐とは川南香焼島造船所で作られた3号型ボイラ類似のものである。

第3表 調査の対象となつたボイラの製造年別

製造年	1940	1941	1942	1943	1944	1945	1946	1947	1948	1949	合計
罐数	4	6	9	12	92	67	32	19	67	73	383

- (備考) (1) 第1表と第2表および第3表のボイラの数不一致なのは、第1表には非標準型ボイラ(例えば捕鯨船の湿燃式ボイラ等)が含まれているからである。
(2) * 印は3火炉、他は2火炉である。

III 事故の概要

事故の主なもの、鋼板のラミネーション、腐蝕、亀裂、溝蝕; 溶接線の亀裂; 火炉の垂下; 管の漏水、破口、焼損、腐蝕; 鏡板の膨出などで、ラミネーション、溶接部の亀裂、開口孔の亀裂などが特に多いように見受けられる。最近2号罐の胴板の接合部に鋼板のアルカリ脆化に起因すると考えられる多数の亀裂を発生したものが二三続発し、そのうちの2罐は廃罐を余儀なくされたが、このような事故の発生は特に注目すべきである。今後他のボイラにもこのようなことが起るかどうかが問題であるが、それはもう少し時日をかさないといけない。第4表は事故の分類と件数を示す一覧表である。

なお、この間事故のため廃罐となつたものは、4罐あり、全部2号罐である。1罐は度々火炉の垂下を起したもので、1罐は後鏡板の斜行ステー取付部附近に亀裂を伴つた膨出を生じたもの、また、他の2罐は鏡板鋼板のアルカリ脆性による亀裂発生のためである。

第4表 事故の一覧表

事故別	発 生 場 所	件 数	計	
ラミネーション	胴板	1	13	
	火 炉	10		
	鏡板	2		
溶接線の亀裂	火 炉 の 縦 接 手	14	26	
	火 炉 と 後 鏡 板 接 手	11		
	鏡 板 水 平 接 手	1		
鋼板の蝕	胴板	2	8	
	火 炉	6		
鋼板の亀裂	火 鏡 板	32	101	
	給 水 孔	8		
	給 水 孔	59		
	入 孔	2		
火垂炉の下	ショートウォータによる	5	72	
	自 然 垂 下	67		
アルカリ脆化による亀裂	管 板 の 全 体 膨 出	8	8	
	後 鏡 板 下 部 の 膨 出	6	6	
		2	2	
管の事故	水 管	37	63	
	過熱器管	キャップの漏水		16
		焼 損		6
		腐 蝕		2
緩 熱 器 管	2			
煤吹器のドレンによる浸蝕		6	6	
計		305		

(備考) 火炉の事故は、火炉を単位として計上した。

IV 事故別の検討

IV-1 鋼板のラミネーション

製造当時の鋼板の需給事情を考えると、ラミネーションによる事故は相当数予想されるが、思った程多く報告されていない。しかし、鋼板のラミネーションは、板が火に触れた場合に板の膨出となつて最も端的に現われ、使用直後に発生するものが多いから、この統計が1949年11月からなされている関係上それまでに既に相当数の事故がでてしまつていのではないかと想像される。また、火に触れない例えば胴板に存在するラミネーションは気づかれずにいることが十分考えられ、今の所では、2号罐にやや大規模のものが1件現われただけで、大事に至つた例は一つもない。しかし、それだからといって、すべての胴板にラミネーションがないということに

はならない

(1) 火炉鋼板

火炉は直接火焰に触れるため、他の部分に比べて遙に多くのラミネーション事故が発生している。今回の調査によれば事故数は2号罐に9件、5号罐に1件ある。使用期間の一番短いものは3ヶ月で、比較的早期に発見されるものが多いが、9年11ヶ月使用した後初めて事故が現われているものもある。



第1図 使用後3ヶ月で発見されたラミネーションの一例

第1図は、使用後3ヶ月で火炉に発生したラミネーションの一例で、写真でみる通り相当の規模のものであるが、板の材質はP.Sの多いリムド鋼であつた。

事故10件中、比較的程度の大きい4件は事故部分を切り取つて切り継ぎ溶接し、他の4件は肉盛り溶接によつて補修された。波形火炉は、軸方向の伸縮が比較的自由に残留応力が小さいし、使用中火焰に触れて、自然に溶接部が焼鈍されるので、このような溶接修理は妥当で、完全に不良部分を取り去りさえすれば事故再発のおそれはまずない。上記の切り継ぎを行つたもののうち1件は約1年6ヶ月後に再び膨出して火炉の新換を余儀なくされ、他の1件は3年6ヶ月後にやはり附近が変色し、亀裂を発生したので再び切り継ぎを行つた。これらはいずれも不良部分を取り切れなかつたもので、その他のものはその後何等事故を起していない所から、完全に不良部分を取り去られたものと考えられる。

(2) 鏡板

5号罐において6ヶ月および2年6ヶ月目に発見された2件の報告がある。乾熱式ボイラにおいては、鏡板の火焰に触れる部分は大部分管板を形成し、多くの孔がつけられるので、工作中にラミネーションを発見する機会が多いためかこの部分にラミネーションによる膨出が起つた例は記録がない。問題の2件はともに火焰に触れる後鏡板の火炉取り付け部附近に現われ、場所としては最も考えられる所である。1件は疵をはつきり取つた跡に鋼板を埋め金して周囲を溶接し、他の1件は溶接だけで肉盛りしてそのまま使用しているが、双方ともにその後問題

はない。

(3) 銅板

2号罐に僅か1件の報告があるだけである。火焰に直接触れない部分のラミネーションは発見される機会が少ないのでこのような統計になつているものと思われる。

発見された1件は製造後約8年9ヶ月目にボイラ内部を掃除中偶然に発見されたものである。位置は人孔附近で、人孔補強板の下を通り軸方向に走る約850耗の亀裂となつて現われ、深さ約8耗(厚板32耗)で非常に範囲の広いラミネーションであつた。この銅板は $C=0.17$, $Si=0.03$, $Mn=0.70$, $P=0.037$, $S=0.017$ のリムド鋼であるが、 P がやや多い以外特に異常はなかつた。

このような大きなラミネーションが、比較的応力の高い人孔の附近に存在し、しかも8年9ヶ月も何等知られずにいたという事実は、反面、丸ボイラの銅板の安全さを懸念だてるよい事例とも考えられる。本件の場合、銅板の一部を新換した。第2図はラミネーションによる亀裂をはつり取つた時の写真である。



第2図 2号型の銅板人孔附近に発見されたラミネーションによる開口(使用後8年9ヶ月)

IV-2 溶接線に発生する亀裂

最近溶接工事が非常に上手になり、かつ各種の検査法も発達したので、溶接部の事故は殆んどないが、戦時中のボイラには多数の事故がでている。丸ボイラに溶接を施す部分は、前後鏡板の上下を結ぶ水平線、火炉の縦接手および火炉と後鏡板の接合部であるが、調査期間中に上下鏡板の水平接手が問題を起した事例は僅か1件しかない。それは、この部分は溶接がやりやすく、戦時中でもある程度の工作程度が保たれかつ焼鈍も行われたためではないかと思われる。これに反して火炉の溶接部には数多くの亀裂の発生が経験されている。しかし、火炉は外圧を受けるものであるから亀裂が特に甚しくないものである限り、致命的な事故にまでは発展せず、簡単に溶接によつて補修されてその後も異常はない。

(1) 火炉縦溶接

2号罐に9件、3号罐に3件、5号罐に2件亀裂事故が発生している。発生時期は7年6ヶ月ないし12年2ヶ月の間で、相当古いものにてている。亀裂の長さは溶接線長さのほぼ半という極端に長いものが1件と、600耗というものが1件あるが、16耗ないし100耗程度のものが断続的に数個発生するものが多い。また、注目されることは、同一船の同一ボイラの全火炉に一齐に亀裂が発生した事例が2号罐に6件、3号罐および5号罐にそれぞれ2件あることである。この事実は火炉と後鏡板の溶接線についてもいえることで、同一条件の下で同時に行われた不完全な溶接はほぼ同一時期に事故を起すことを示唆する。

(2) 火炉と後鏡板の周囲溶接

この部分は溶接工事が困難で、焼鈍も殆んど行われなかつたためか相当数の亀裂事故が発生している。合計11件あり、すべて5号罐である。亀裂の位置は火炉上部に限られ、3年8ヶ月ないし8年10ヶ月の間に起つている。亀裂の長さは、短いものは50耗程度であるが、長いものは半円周に及び、溶接線上の亀裂が多く、ほかにいわゆる2番とみられるものも2件ある。

縦溶接の場合と同様同一ボイラの全火炉にほぼ同時に亀裂を起す場合の多いことが注目される。この亀裂も簡単に溶接で補修されてその後問題がないのが普通である。

(3) 上下鏡板の水平溶接線

後鏡板の水平溶接線の端の彎曲部に亀裂を発生し、漏水した2号罐が1件あり、溶接補修してそのまま使用されている。使用年月は8年1ヶ月のものであつた。

IV-3 銅板の腐蝕

銅板の水触部の腐蝕は、年を経るとともにある程度免れ難いものであるが、稀に相当大規模な腐蝕が銅板の広い範囲に出現することがある。また、火炉の水側にもしばしば激しい腐蝕が起きる。

(1) 銅板水側の腐蝕

調査期間中に報告されたものは2号罐に2件あり、銅板下部の相当広い範囲に腐蝕くぼみが多数でている。これらは同じ船に装備された2罐の場合で、罐齢は10年9ヶ月であつた。第3図はその腐蝕の状況である。報告書によると、その以前の検査にはこのような事実は記載されていないから、この時期に急に発生したものと思われる。原因としては清糺剤の使用法の不適当があげられているが真相はわからない。

また、もう一つの例として12年使用した特3号罐の



第3図 胴板下部水側の腐蝕の一例



第4図 胴板水側の腐蝕の一例

胴板と後鏡板の接合部附近の下側に第4図に示すようにやはり多数の腐蝕くぼみが発生したものがあつた。これもその検査で初めて認められている。

以上のように、かかる腐蝕は、一般に突如相当広範囲に亘り多数の浅い広いくぼみとなつて現われるのを特徴とし、深さは4~5耗とまりで、艦水処理などに留意すればその後進行することのないのが普通である。

(2) 火炉水側の腐蝕

火炉は高温になるので、鋼板の腐蝕衰耗は他の部分に比べて著しいが、次の二三の例を除いては今の所特に問題になつたものはない。

第1の例は11年2ヶ月使用された同一船の2号艦3個で、各火炉に最大20φ深さ3mm程度の腐蝕くぼみが数個ずつ発生した。この位置は一定でなく原因も不明であるが、同時に相当程度の縦溶接線の亀裂も見られている。

第2の例は特3号艦の火炉の山部に腐蝕くぼみを生じたもので、13年1ヶ月ないし16年3ヶ月使用したもので

に3例がある。

第1の場合も第2の場合もそのまま使用しているが、その後腐蝕の進んだ報告はない。

IV-4 鋼板の亀裂および溝蝕

ボイラの鋼板に発生する亀裂は、水側のものは腐蝕疲労による溝蝕として現われるが、火炉などの火側に出現することもあり、後者は熱の繰返しによるものと思われる。しかし、後者のうちにはラミネーションが原因であるものも混同されている様子である。

(1) 鏡板

多年使用されて老衰した丸ボイラには鏡板の下部彎曲部の水側に腐蝕疲労による周方向の溝蝕がしばしば発見されるが、戦艦ボイラにはまだかかる事故の報告はない。また主支柱ネジ込み孔から放射状に走る亀裂もみられない。この事実は、これらのボイラがまだその程度にまで老衰していないことを意味する。

戦艦ボイラの鏡板の亀裂として今までに報告された第一のものは火炉との取付彎曲部に発生した軸方向亀裂で、3件ある。第5図はこのうちの最も程度の著しい2号艦の一例で、中央火炉と前鏡板の接合彎曲下部の水側に発生し、余り深いものではなかつたが、腐蝕を伴つた

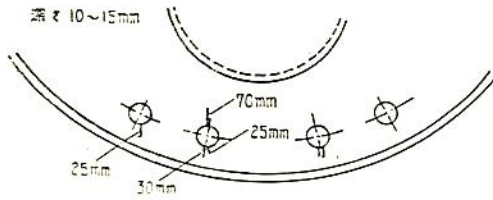


第5図 前鏡板の火炉取り付け彎曲部水側に発生した亀裂

亀裂であつた。亀裂発生の原因は不明である。残りの3件は5号艦の場合で、後鏡板と火炉との接合彎曲上部の火側に発生し、腐蝕を伴わない繰返し過熱による亀裂であつた。これらはいずれも亀裂部をハツリ取つて溶接で補修されその後問題はない。

鏡板鋼板の亀裂事故として、この他に後鏡板下部水管孔に亀裂を発生し漏水するものがしばしばあり、特に程度の甚しいものが2件あつた。亀裂はいずれも火炉の下

側の孔から半径方向に延び、幸い孔から孔へ横に抜けるような危険なものはなかった。第6図は比較的程度の甚しかった亀裂の一例である。



第6図 後鏡板下部水管孔の亀裂の一例

このような亀裂を溶接で補修する場合、よほど慎重に工事を行わないと、冷却の際別の亀裂を誘発するといわれているが、上記のうち1件は溶接補修を行ったが、別に問題はなかった。また他の1件は僅かの水漏れであったので、危険を考えてコーキングで水漏れだけを止めてそのまま使用しているとのことである。

(2) 火 炉

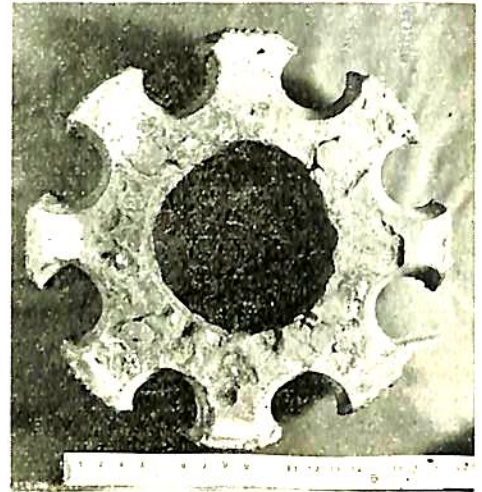
湿熱式ボイラにはいわゆるゲースネックがあつてこの部分の水側の底に溝蝕を発生するものが数多いが、乾熱式ボイラには大きなゲースネックがないので、このような問題は起らない。

火炉の亀裂は火側に多く発生し、2号罐に25件、特3号罐に4件、5号罐に3件、計32件で相当多い。使用年数は2年1ヶ月から13年までで、亀裂は各所に発生し一定しない。また亀裂の方向も報告書で明瞭でないのが多いので一概にいえないが、軸方向、円周方向いずれもあるようである。

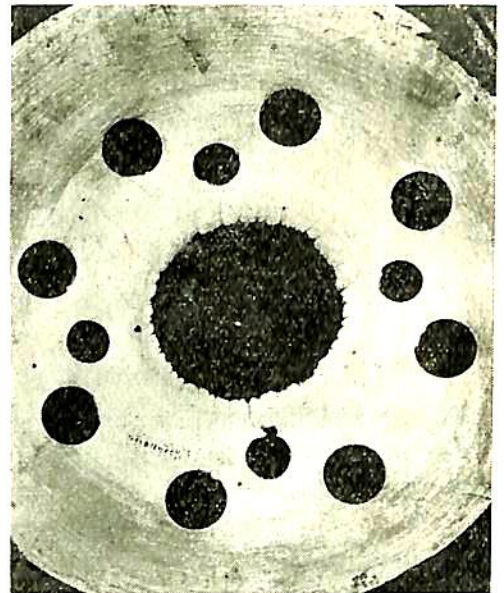
最も程度の甚しいのは8年11ヶ月使用されたある5号罐の例で、火炉の下部中央に約120mmの長手方向の亀裂が発生し、中央約50mmが0.3mm程口があいて蒸気を噴出した。また、注目すべき亀裂として垂下防止の補強環を溶接で取りつけた箇所から亀裂が発生したものが2件ある。火炉の亀裂は、最後の2件の例は別として、一般に原因不明で、ラミネーション、溶接隙の工事不良と混同されているものが相当あるように見受けられる。いずれも亀裂をハッキリ取つて溶接補修しその後異常はないからラミネーションであるにしても程度の軽いものと思われる。

(3) 給 水 孔

戦標ボイラの給水孔内面には亀裂を発生するものが多数あり、これが相当延びて補強板取付のリベット孔にまで達し、稀には更に先へ進んでいるものもある。報告された件数は2号罐に36件、3号罐に5件、5号罐に14件、7号罐に3件、9号罐に1件、計59件に及ぶ。



第7図 給水孔附近の腐蝕と亀裂の一例



第8図 補強板を取除いたときの状況

第7図は、給水孔附近の腐蝕と亀裂の状況の一例を示す写真である。また、第8図は、補強板を取り除いて給水孔の表面をみた実写真で、孔は明かにガス切りのままであつて多くの凹凸があり、これにすべて小亀裂が発生しあるものはスタッド孔にまで延びている。これらの亀裂が腐蝕疲労によつて発達するものであることは、第9図の顕微鏡写真から極めて明瞭にわかる。また、第10図の写真は、実際の給水孔附近の金属組織の変化を示す顕微鏡写真で熱影響は極めて明瞭に認められ、表面にサルファバンドに沿う小亀裂さえ見える。

亀裂の原因としては、内管取り付け部の設計が悪い



第9図 亀裂の顕微鏡写真 (×100)

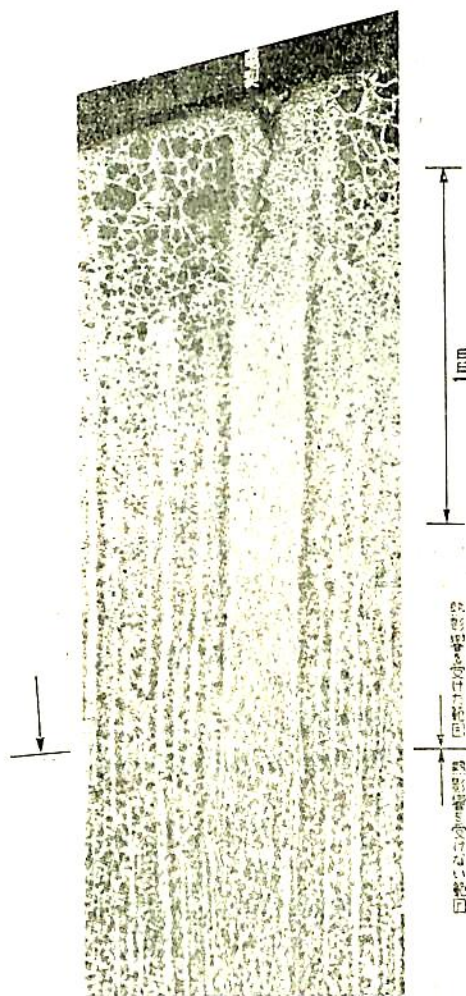
いる対策は、孔の表面を平滑に仕上げ、熱影響部を取り除くこと、内管の取付け方法を改造することなどで、第11図に改善された内管取付け方法の一例を示す。

(4) 人 孔

給水孔の亀裂と同性質の亀裂が人孔に発生したという事故が2件ある。使用年月は7年6ヶ月および9年のもので、やはり孔はガス切りのままであつた。溶接で補修した。

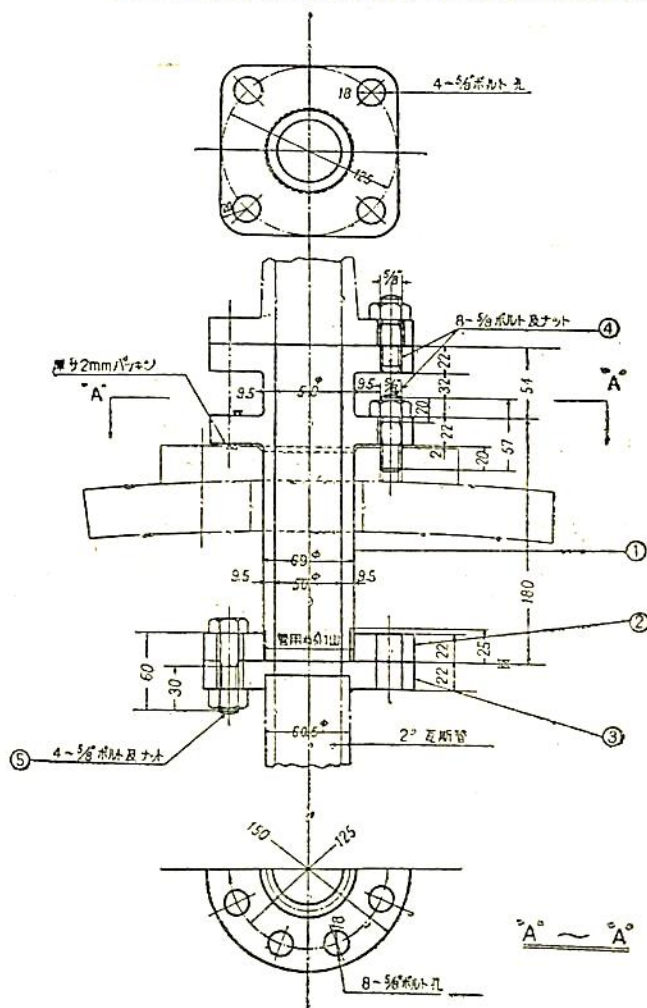
VI-5 火 炉 の 垂 下

合計72件(火炉の数)あるが、このうちショートアウトによる大垂下が5件ある。大垂下のうち2件は切り継ぎ修理ですませたが、残る3件は火炉の新換を余儀



第10図 給水孔附近のガス切りによる組織変化

めに、冷い給水が間歇的に孔に触れること、孔がガス切りのままであること、補強板の取り付け方が粗雑であることなどがあげられる。従つて、これに対してとられて

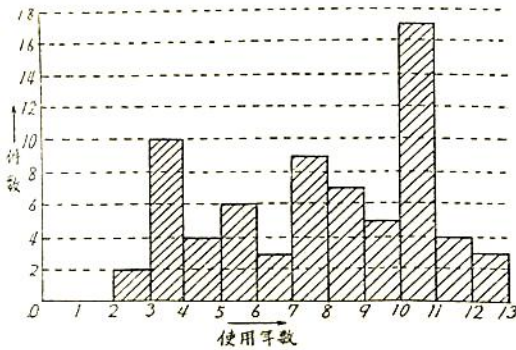


第11図 内管取付け部の改造図の一例

なくされた。火炉の自然垂下の傾向はすべての火炉にあることで、要は整形の必要がある程垂下したかどうかは問題である。しかし、いかなる場合に異常垂下するかの

原因についてはまだよく分っていない。報告書によれば火側に多量のカーボンが附着していることを指摘したものが6件、縮水中に油が混入したためと推定されたものが12件あり、その他については原因は書かれていない。

火炉の垂下は新造後3年位で初まるものがあり、一度整形すればその後変形しないものもあるが、次の検査でまた問題になるものもある、二度つづけて整形したものが5件、三度つづけたものが2件ある。第12図は使用年数と垂下加修した火炉の数の関係を示すヒストグラムである。この表から、10年から11年の間に垂下の数が



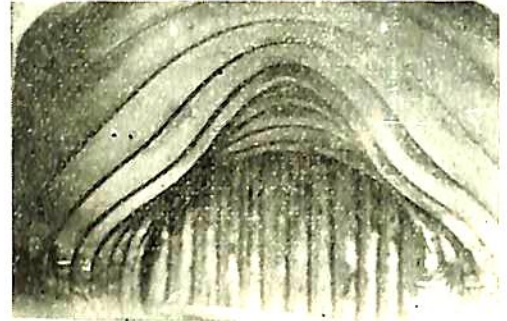
第12図 火炉の自然垂下の統計

多いことがわかるが、全般的にみて3年から12年の間に毎年ほぼ同数の垂下があつたとみてよい。しかし、ボイラの製造数が1940年から1949年の間に毎年かなりの変動があるので、発生割合を掴むことは困難である。自然垂下の最も甚だしい1罐は、検査の度に3回連続整形されたが、どうしても垂下が止まらず、使用約6年でボイラの交換を余儀なくされた。このボイラでは、火炉の変形に伴い後管板も膨出して多くの煙管の取付け部から甚しい水漏れがあつたとのことである。この他火炉新換8件、切りつき6件で、残りはすべて整形を行いあるものは補強環を取りつけている。しかし、この補強環の効果は疑問である。

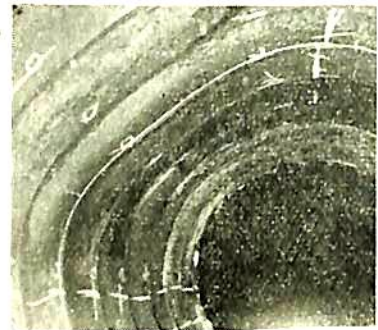


第13図 ショートウォーターによる火炉垂下の一例

垂下の様相にはいろいろのものがあるが、過熱が甚だしく(例えばショートウォーター)急に垂下したものは第13図の如く頂部が垂下し、自然に徐々に垂下したものは第14図および第15図の如く両肩の凹むものが多い。



第14図 火炉自然垂下の一例(垂下量最大63mm)



第15図 火炉自然垂下の一例

IV-6 鋼板のアルカリ脆化による事故

この事故は、胴板の縦接手、周接手の鋼板およびリベットに亀裂を発生するという事故となつて現われる。ラッキングの下に起るので発見がおくれる機会が多く、最も危険なものといわれている。板の肌付けと鉸鉸工作の不良からこの部分に縮水が混入し、アルカリ濃度が高くなつて鋼材にいわゆるアルカリ脆化を起し腐蝕亀裂を発生するもので、僅かの漏水または蒸気漏れから偶然発見される場合が多い。

第1の例は使用年月7年の同一船に装備された2号罐に同時に発生した極めて大規模な事故で、両罐とも廃罐となつた。停泊中、前鏡板と胴板の周囲接合より若干の蒸気漏れがあつたので、ラッキングを部分的に取り外してみた所、多数のリベット頭が脱落しておつたものである。詳細に検査したところリベット孔の亀裂が第1号ボイラに59ヶ所、第2号ボイラに22ヶ所もあり、全部ボイラ下半に分布し、これらの個所におけるリベットは殆んど全数亀裂が発生し、既に頭部の脱落していたものも数多くあつた。



第16図 鋼板のアルカリ脆化による鉄孔の亀裂（ガウジングによつて亀裂を除去した後の状態）

第16図は No. 2 ボイラのリベット孔の亀裂をガウジングによつてハッキリ取つた状況を示し、亀裂は縦接合部にもみられた。軸方向に発生しているものが多かつたが、斜のものもあつて一定しておらず、鋼板全厚におよぶものが大部分であつた。材質調査の結果によれば、鋼板、リベットとともに異常はなく、材質不良によるものでないことは明らかである。

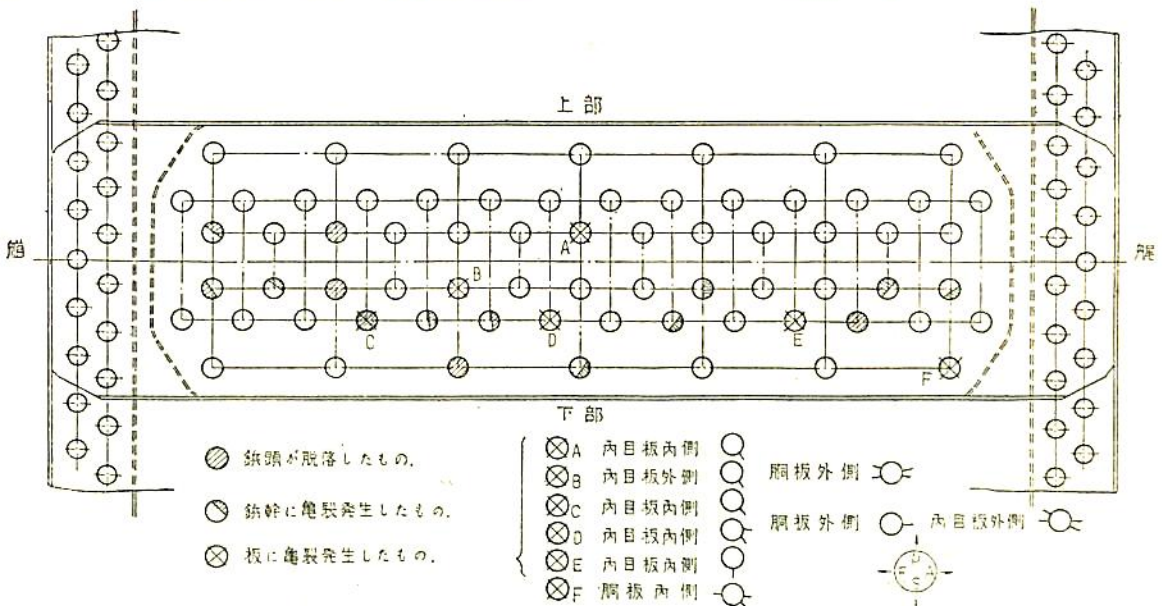
この他に胴板の縦接合部および胴板と後鏡板の周囲接合部に各1件、程度のやや低い損傷が発生したものがあつた。ともに2号罐の場合で、やはり少量の蒸気漏れとリ

ベット頭の自然脱落によつて発見された。

前者の使用年月は11年1ヶ月で、検査の際下部縦接手のリベット頭1個が自然脱落しているのが発見され、他の4個が槌打によつて脱落した。第17図は槌打により鉄頭付根より切損したリベットの破面を示すものである。破面の貝殻模様はボイラの圧力の変化によつて亀裂が次第に進んでいつたことをよく物語っている。更に修理のためリベットを抜出し内外目板を取り外したところ、第18図にその分布を示すように幹部に亀裂のあるもの10個、目板リベット孔に亀裂のあるもの9個が発見された。第19図は不良リベットおよび亀裂の

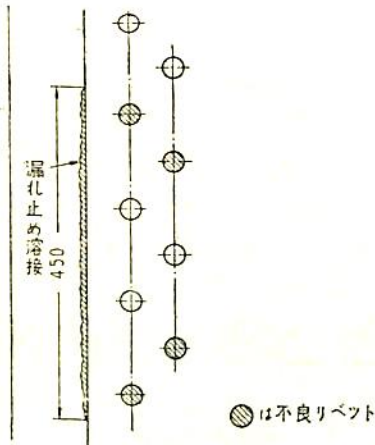
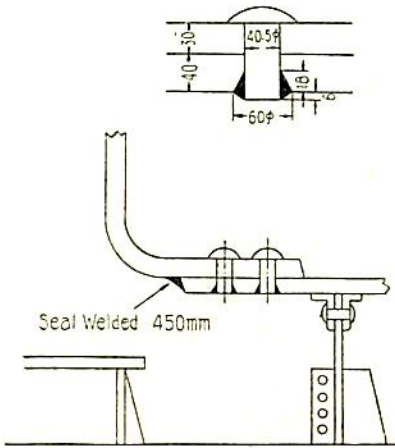


第17図 槌打によつて脱落したリベット頭の破面の一例





第19図 抜き出したリベットの亀裂状況



第20図 不良リベットの分布と溶接修理の方法を示す図

位置を示すものである。このボイラでは、外目板を新換し、内目板の亀裂部を溶接補修し、リベットを打ち直し

て復旧したが、目板と胴板の肌付けは極めて不良で、その間に 雑水の 浸入跡が歴然としていたとのことである。

他のもう一つの例は、使用年数5年5ヶ月のものであった。後鏡板と胴板の周囲接合の下部において 鉄頭が2個脱落し、2個のリベットに相当の漏水がみられた。第20図は不良リベットの位置とリベットの周囲を外部から溶接して漏れ止めを行つた状況の略図である。このボイラは、その後異常なく使用されている。

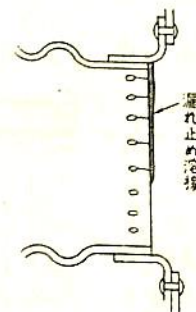
以上の事故は、発生の様相からみて、いずれも鋼材のアルカリ脆性によるものと推定されるが、このことは、亀裂が第21図のように結晶粒界を縫つて進んでいるこ



第21図 亀裂の進行状況を示す顕微鏡写真(×100)

とによつてますます強く証拠立てられる。

特3号機には、後鏡板と火炉とを第22図のようにリベットで接合したものがあつたが、このようなものに図のような多数の亀裂を発生したものが4件報告されている。



第22図 火炉口元の鉄孔の亀裂

る。使用年月7年10ヶ月ないし12年4ヶ月のものである。あるものはこの亀裂からの漏水によつて、またあるものは検査の際発見されている。リベットを打ち直したものの、亀裂をハツリ取つて溶接したもの、肌付き部を溶接でふさいだものなど種々あつたが、この亀裂も漏水が濃縮して鋼板を脆化したものと推定される。

IV-7 管板の膨出と漏水

後管板が全般的に膨出して煙管取り付け部から水漏れを生ずる事故は、火炉の垂下と関連するものが多い。しかし、報告された6件中には必ずしもそうでないと思われるものもある。例えば、ある2号罐では、全般的に膨出し、中央で約23耗もあつた由報告されているが、火炉の垂下は報告されておらず、支柱管を新換してその後は問題ない。一方火炉が垂下した場合に必ずしも管板の膨出、漏水を伴うとはいえないようで、全然問題のないものもある。

IV-8 2号罐の後鏡板下部斜向支柱取付部附近の膨出

戦標2号罐の中には、後鏡板下部斜向支柱取付部に二重張板を溶接で取りつけたものがあり肌付けが悪いの*



第23図(A) 鏡板の膨出とそれに伴う亀裂の状況

IV-9 管の衰耗、膨出、破裂等の事故

(1) 水管

丸ボイラの水管の衰耗、部分的膨出などによる新換は37件報告され、使用年月は6年ないし13年となつてゐるが、事実は更にこれを上廻つた数に達しているも

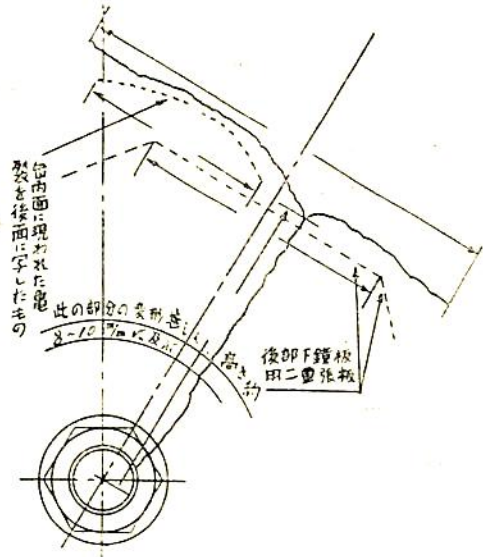


第24図 丸ボイラ水管の破裂開口の一例



第25図 管内面のスケールの状況(破裂したものの隣りの管)

*で、その部分が過熱して後鏡板が部分的に膨出したものが2件ある。1件は5年8ヶ月、他の1件は5年11ヶ月使用した後蒸起し、後者の場合は支柱孔を起点とする大亀裂をも併発したため廃罐となつた。また、他の1件は膨出に止つたので二重張板を取り外さず、整形の上二重張板をリベット止めに改めた。第23AおよびB図は、膨出および亀裂の状況を示す。



第23図(B) 同左見取り図

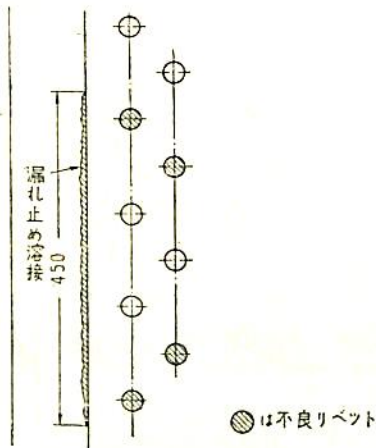
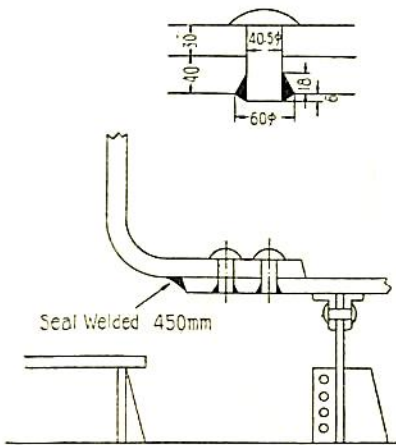
のと想像され、ある年月を経たものは順々に新しい管と代替されている様子である。乾燃式ボイラの水管の破裂は、しばしば罐前に多量の気水を噴出するので極めて危険であるが、かかる事故が8年6ヶ月使用した2号罐に1件発生した。第24図は破口の有様を示し、第25図のように管内部に相当のスケールの堆積があつたが、材質的にも若干の疑問があつたようである。

(2) 煙管、支柱管

煙管は特に消耗品として取り扱われているので、新換の報告はあまりなく統計は不明である。しかしこれに関連して特に指摘するような事故はない。



第19図 抜き出したリベットの亀裂状況



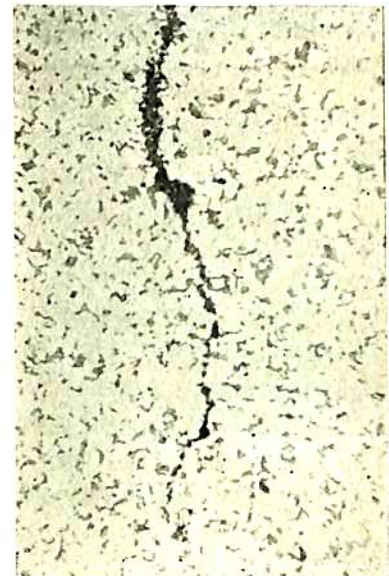
第20図 不良リベットの分布と溶接修理の方法を示す図

位置を示すものである。このボイラでは、外目板を新換し、内目板の亀裂部を溶接補修し、リベットを打ち直し

て復旧したが、目板と胴板の肌付けは極めて不良で、その間に 罐水の 浸入跡が歴然としていたとのことである。

他のもう一つの例は、使用年数5年5ヶ月のものであった。後鏡板と胴板の周囲接合の下部において 鉄頭が2個脱落し、2個のリベットに相当の漏水がみられた。第20図は不良リベットの位置とリベットの周囲を外部から溶接して漏れ止めを行つた状況の略図である。このボイラは、その後異常なく使用されている。

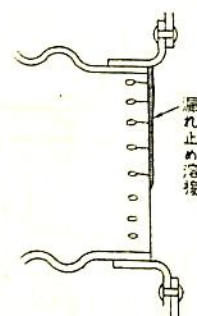
以上の事故は、発生の様相からみて、いずれも鋼材のアルカリ脆性によるものと推定されるが、このことは、亀裂が第21図のように結晶粒界を縫つて進んでいるこ



第21図 亀裂の進行状況を示す顕微鏡写真(×100)

とによつてますます強く証拠立てられる。

特3号罐には、後鏡板と火炉とを第22図のようにリベットで接合したものがあつたが、このようなものに図のような多数の亀裂を発生したものが4件報告されてい



第22図 火炉口元の鉄孔の亀裂

る。使用年月7年10ヶ月ないし12年4ヶ月のものである。あるものはこの亀裂からの漏水によつて、またあるものは検査の際発見されている。リベットを打ち直したもので、亀裂をハツリ取つて溶接したもの、肌付き部を溶接でふさいだものなど種々あるが、この亀裂も漏水が濃縮して鋼板を脆化したものと推定される。

IV-7 管板の膨出と漏水

後管板が全般的に膨出して煙管取り付け部から水漏れを生ずる事故は、火炉の垂下と関連するものが多い。しかし、報告された6件中には必ずしもそうでないと思われるものもある。例えば、ある2号罐では、全般的に膨出し、中央で約23耗もあつた由報告されているが、火炉の垂下は報告されておらず、支柱管を新換してその後は問題ない。一方火炉が垂下した場合に必ずしも管板の膨出、漏水を伴うとはいえないようで、全然問題のないものもある。

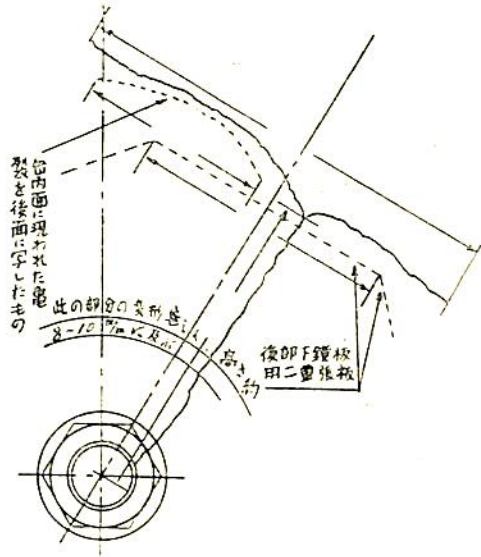
IV-8 2号罐の後鏡板下部斜向支柱取付部附近の膨出

戦艦2号罐の中には、後鏡板下部斜向支柱取付部に二重張板を溶接で取りつけたものがあり肌付けが悪い*



第23図 (A) 鏡板の膨出とそれに伴う亀裂の状況

*で、その部分が過熱して後鏡板が部分的に膨出したものが2件ある。1件は5年8ヶ月、他の1件は5年11ヶ月使用した後着起し、後者の場合は支柱孔を起点とする大亀裂をも併発したため廃罐となつた。また、他の1件は膨出に止つたので二重張板を取り外ずし、整形の上二重張板をリベット止めに改めた。第23AおよびB図は、膨出および亀裂の状況を示す。

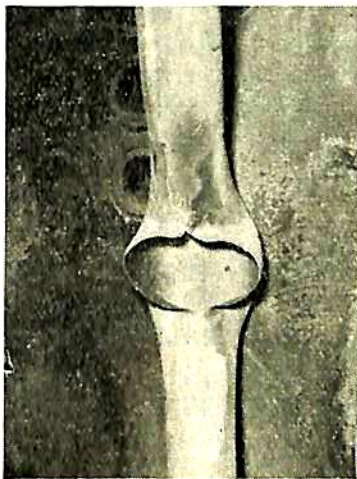


第23図 (B) 同左見取り図

IV-9 管の衰耗、膨出、破裂等の事故

(1) 水管

丸ボイラの水管の衰耗、部分的膨出などによる新換は37件報告され、使用年月は6年ないし13年となつているが、事実は更にこれを上廻つた数に達しているも



第24図 丸ボイラ水管の破裂開口の一例

のと想像され、ある年月を経たものは順々に新しい管と代替されている様子である。乾燃式ボイラの水管の破裂は、しばしば罐前に多量の気水を噴出するので極めて危険であるが、かかる事故が8年6ヶ月使用した2号罐に1件発生した。第24図は破口の有様を示し、第25図のように管内部に相当のスケールの堆積があつたが、材質的にも若干の疑問があつたようである。

(2) 煙管、支柱管

煙管は特に消耗品として取り扱われているので、新換の報告はあまりなく統計は不明である。しかしこれに関連して特に指摘するような事故はない。



第25図 管内面のスケールの状況 (破裂したものの隣りの管)

(3) 過熱器管

主丸ボイラには過熱器をもっているものが少ないが、ほとんどすべてがいわゆる懸垂型である。この形式のものは管の最下部が過熱されるので、この部分にあるキャップ(曲げ接合片)の溶接部に亀裂を発生するものが多く、大規模の新換ないし溶接補修を行ったものが16件ある。2号艦を搭載したある2隻の船では、一は2年5ヶ月で、他は9年7ヶ月目に全3艦が同時に事故を発生し、溶接補修を行った。また、管の焼損も10年6ヶ月から11ヶ月の間のものに6件あり、これらは管をすべて新換した。また衰耗によつて新換したと報告されているものも2件ある。

いずれにしても丸ボイラの懸垂型過熱器には事故が多く部分的過熱が原因と考えられる。対策として防焰板の材質、構造、配置などを工夫して部分的過熱を避けることが考えられるが、余りこれにこだわると所定の温度が得られないことになり、理想的な設計は仲々困難なものようである。

(4) 緩熱器管

ボイラ胴体内に装備した懸垂管型の緩熱器が多いが、管が多数腐蝕開孔したというのが5年5ヶ月および11年11ヶ月使用したものに2隻ある。いずれも同一船3艦に同時に起つており、コイルは全部新換された。

IV-10 煤吹蒸気による鏡板の浸蝕

5号艦に5件、7号艦に1件あり、煤吹器の取扱不良が原因と思われる。かなりの浸蝕を生じたものもあり、当金補修が1件、溶接盛肉が1件あるが、その他は軽微で、その後注意して使用しているので進行していない。

V 戦後のボイラの損傷

1950年以後製造されたボイラを「戦後の丸ボイラ」と定義すると前述のように373艦あるが、大部分は補助ボイラとして使用せられ、常用圧力10 kg/cm² 位のものが多い。一番古いボイラでも7年の艦齢であるので、まだあまり問題はでないが、全般的にみて事故は少ないようにみられる。ただ鏡板の水側の腐蝕事故がきわ立つて多く、その原因は不明である。

(1) 鋼板のラミネーション

使用9ヶ月および1ヶ月のものの火炉に各1件ずつラミネーションが発見されている。ともに1950年製造のもので比較的古いボイラで准戦艦ボイラともいうべきものである。

(2) 鋼板の腐蝕

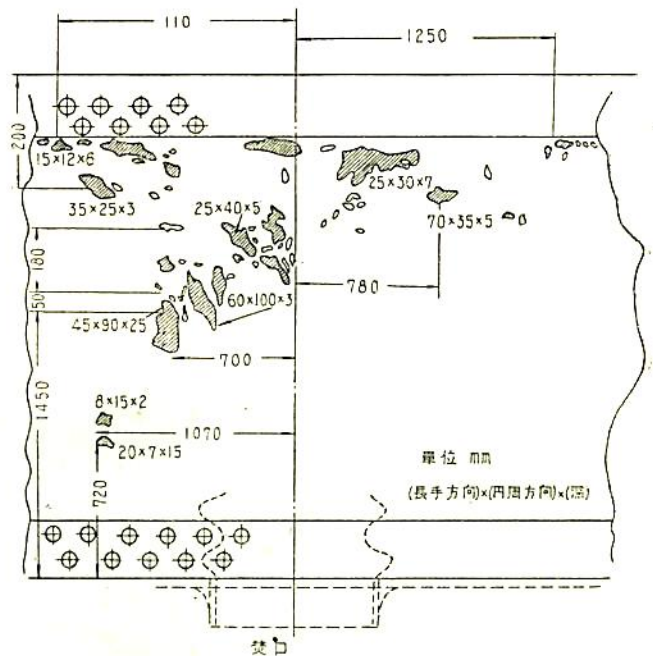
使用期間2年1ヶ月より4年までのものに5件の胴板の水側の腐蝕が報告されている。腐蝕の程度はいろいろであるが、すべて胴板の下部に「あばた」状のくぼみを多数発生するもので、最も深い部分が25 mm におよんだものが1件あり、5~6 mm のものもある。戦艦ボイラの場合と全く同じもので、やはりある時期に急に発生し、その後給水処理や取扱に注意すれば進行しない。原因は不明である。第26図はその腐蝕の最も著しい一例である。この他に火炉の水側に腐蝕の発生したもの、水面附近のリベット頭が腐蝕したものが各1件あるが軽微なものである。

(3) 鋼板の亀裂

火炉に施した補強環の取り付け部から火炉板に亀裂を発生したものが2件あり、発生時期は3年1ヶ月および4年11ヶ月である。また、6年9ヶ月で給水孔に亀裂を発生したものが1件あるが、1950年製造のボイラである所から、孔内面の仕上げ程度に疑問が持たれる。

(4) 火炉の垂下および管板の漏水

火炉の垂下は2件(1年2ヶ月および4年2ヶ月)あり、いずれも自然垂下と考えられる。1件は単に整形し、他の1件は整形の上補強環を取りつけたが、両者ともその後は問題はない。いずれの場合も火炉垂下と同時に後鏡板の多数の煙管、支柱管より漏水があつたことが報告されている。



第26図 戦後のボイラに発生した胴板水側の腐蝕の一例

(5) 緩熱器管の焼損破口

5年5ヶ月のものに1件過熱器入口で全管腐蝕し、管を新換したものがあつた。

以上が事故の主なもの、戦艦船で問題になつた溶接線の亀裂、アルカリ脆化による鋼材の亀裂等は未だ一つも報告されていない。

VI 結 言

以上船級船の戦艦丸ボイラの事故を取りまとめて紹介したが、二、三の特別な例を除いては、まだ一般に概して現状良好で大きな事故は起つていない。

戦艦丸ボイラの一番大きな弱点は、使用材料の不良であるが、今更個々のものについて検討することはできないので、どうにもならない。しかし、今まで機会ある毎に調査してきた結果から判断すると、少くとも材料試験の成績に関する限り左程不良なものはないように見受けられる。けだし、ボイラ用の鋼板は特殊な厚板であつて、一流の製鉄所の製品に限られ、戦時中とはいえ個々の板について比較的厳重な試験が行われていたからだと思う。ただ当時の需給関係から不良部分の切り捨て量が少いため、ラミネーションの存在することは充分に可能である。事実、前述の報告にもある通り、ラミネーションの発見は極めて多い。しかし、火に触れる場所に存在するラミネーションは、大きな事故を起す前に必ず部分的膨出または亀裂となつて比較的早く発見されるもので、既に相当数手当を行つているから、今までに出なければ、大体よいのではないと思われる。これに反して鋼板のラミネーションは殆んど発見される機会がないので、現在でも内蔵しているものがあると思われる。しかし、鋼板の場合には、開口またはツギ手部附近に存在していなければ十分の強力があるので、経験的にいつて左程心配することはないと思う。

第2には、溶接工事の不良が問題で、多くの事故を出しているが、戦艦丸ボイラの溶接の施行範囲はせまく、特に火炉の場合には、外圧をうけるものであるから比較的危険は少ない。

第3の鋼板の給水孔の亀裂は、この部分が鋼板の最も弱い部分であるから甚だ危険と思われるが、多くの亀裂はスタッド孔またはリベット孔でとまり、それ以上進展しない。しかし、孔部を十分手仕上げしてガス切りの影響を除去すること、給水内管を改造して冷い給水が間接的に孔に触れないように留意することは是非必要と思う。

最後に鋼板のアルカリ脆性に起因する事故が最近二、

三報告されていることは注意を要する。当時の鉸接工作の程度およびこの事故が普通かなり時間がたつてから起るものであることを考えると、今後他のボイラにも出現する可能性が十分ある。この特徴は、接合部からの噴気、リベット頭の脱落という事実からあらわれるから、これらについては、今後十分注意し、疑のあるものは徹底的に調査する必要があると思われる。

総括的にいつて、戦艦丸ボイラは、未だあまり老衰の徴候はなく、今までの所材質欠陥、工作不良が主に表面に現われている。われわれとしては、材質の欠陥が最も恐ろしいが、今まで調査した所では、思つた程不良なものはないようで、特に悪いものは、既に適当に補修されているので、今後十分な検査を行い、必要に応じて部分的な対策補修を行つていけばまず当分の間心配することはないように思われる。また、工作不良による欠点も、発見の都度処理していけば安全を保ちうらうと思う。

なお、戦艦丸ボイラは、国鉄の連絡船に約50艘使用されているので、この成績をも勘案する必要があるが、船級船でないので正確なことはわからない。しかし、目下国鉄では、これらのものについて徹底的に調査を行いつつあり、近くその結果がまとまるので、これらをも入れて次の機会に改めて論じて最終的結論をえたいと考えている。

- 1) 原三郎、大江卓二その他：船用丸ボイラの強度について（造船協会論文集第94号）

— 天 然 社 近 刊 —

上野喜一郎 著（5月発行）

船の歴史（第3巻）（推進篇）

A5 上製 函入 330頁 定価 500円（〒50円）

今日、8万屯以上、30節以上の高速巨船が出現するにいたつたが、過去100年余の船の発達の歴史は、まさに推進機関の発達の歴史であるといつても過言ではない。本書は主として19世紀の初め汽船が出現して以来今日までの船の推進方法の発達を、豊富なる挿図（200）とともに詳述してある。

目 次

- 1 船の推進の初まり
- 2 風力の利用
- 3 機械力の利用
- 4 推進機関の発達
- 5 推進方法の変遷
- 6 汽船の発達と速力の増加

附 録

舶用フリーピストン機関の発展

白石 邦和

日本鋼管鶴見造船所

1. はしがき

フリーピストン機関の提案は實際上 R. P. Pescara¹⁾によるものであつて今日まで多くの文献で紹介されている。このサイクルは高い熱効率を有しているため各国で実現が試みられたが、種々の困難に遭遇し途中で放棄されたものが多かつた。フランスでは SEME (脚註¹⁾) が 1937 年に創立されて Pescara の後継者 R. Huber の下にこの研究が行われ、1938 年にはこの製造のために SIGMA (脚註²⁾) が発足して共に発展に努め、1946 年に始めて現在の GS-34 型ガス発生機の原型を完成した。その後フランス海軍と国有電力の後援によつて実用化に成功し、現在陸上用および舶用機関の多くの分野に確実な発展を続けている。

一方イギリスにおいては Alan Muntz が古くから SEME と協力してこの研究を行つており、最近単位出力 420 ガス馬力の CS-75 型を完成した。

この両社のライセンスは近年急速に増加して現在 19 社を数えるに到つている¹⁾

以下本文においてこの機関の性格を検討し、特に舶用機関としての適用性を考えることにする。

2. 作動原理および構造²⁾³⁾

フリーピストン機関は高過給ディーゼル機関の排気タービンから出力を取り出すものと考えられることができる。

この場合ディーゼル機関は単にガス発生機の役目を果たことになるが、フリーピストン機関ではこのサイクルの高圧部分の膨脹エネルギーで圧縮機を駆動して自己を過給している。

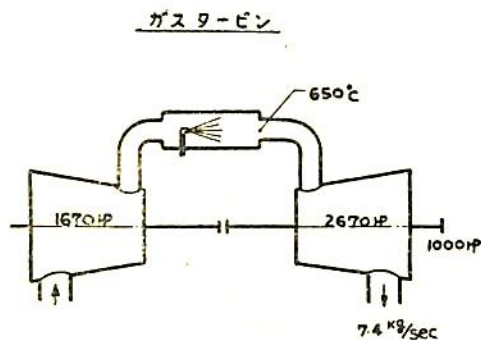
このサイクルはその圧縮比と燃焼圧力を高くできるのでディーゼル機関に匹敵する熱効率が得られ、しかもタービンにおけるガス温度は 500°C 以下となつて高温の問題を起さないという利点がある。これを開放サイクルのガスタービンの作動条件と比較して第 1 図に示した。

このガス発生機は 2 サイクルユニフロー型のディーゼルシリンダを有し、その燃焼仕事はクランクを介せず直接に往復式の圧縮機に伝えられる。SEME-SIGMA 方式が従来試みられたものとの大きな相違は内方圧縮型なることで、ピストンが外方行程を行うとき燃焼のエネルギーを一旦外側のクッション室に貯え、この反撥力で内方行程を行う際圧縮空気の吐出とディーゼルシリンダの圧縮を行つている。

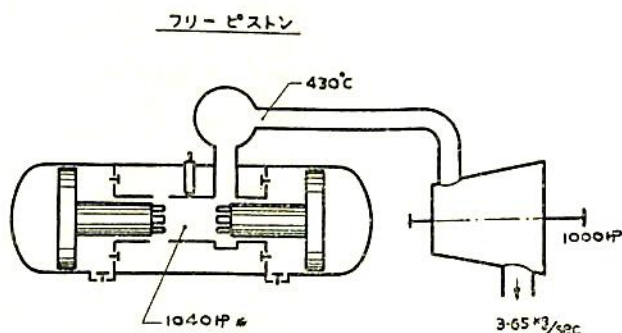
ディーゼルシリンダの外側は掃気溜として使用し、かつピストンの同期リンクを取っている。本体の附属品としては燃料噴射装置、起動装置、安定装置を有するのみですこぶる簡単であつて、調整を必要とするとき部分がない。

第 2 図および第 3 図にガス発生機 GS-34 を、第 4 図にその性能曲線を示し、この特性値は次のごとくである。

GS-34 ガス発生機の特性値	
ディーゼルシリンダ内径	340 mm
コンプレッサーシリンダ内径	900 mm
ピストン行程 (最大)	500 mm
(定格)	450 mm
(最小)	400 mm
毎分行程数	350~600 cpm



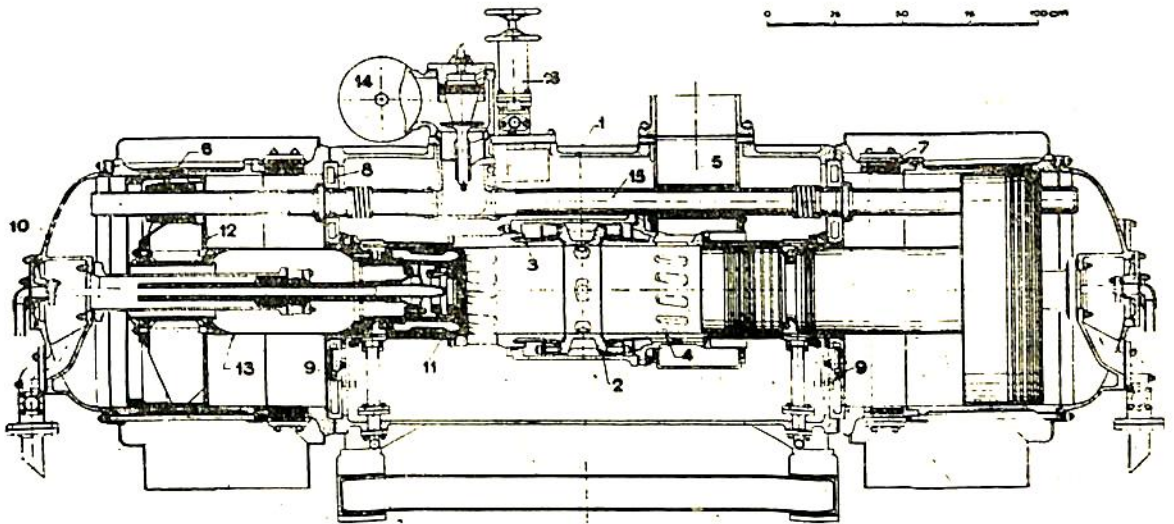
第 1 図



第 2 図

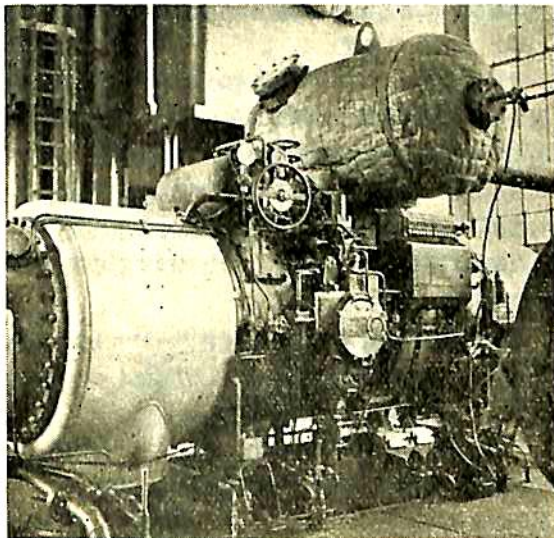
SEME Société d'Etudes Mécaniques et Energétiques

SIGMA Société Industrielle Générale de Mécaniques Appliquée



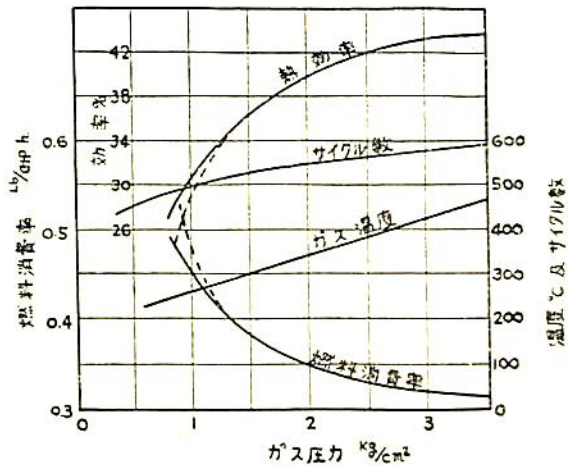
第2図 GS-34 ガス発生機

- | | | | |
|-----------------------|--------------------|-----------------|-------------|
| 1. エンジンケーシング
(掃気溜) | 5. 排気管 | 9. 吐出弁 | 13. ピストン中央部 |
| 2. シリンダ中央リング | 6. コンプレッサー
シリンダ | 10. シリンダカバー | 14. 起動空気溜 |
| 3. 掃気シリンダ | 7. 吸入弁 | 11. ディーゼルピストン | 15. 空気連絡管 |
| 4. 排気シリンダ | 8. 吐出弁受 | 12. コンプレッサーピストン | 16. スタビライザー |



第3図 SIGMA の実験場における GS-34 ガス発生機

平均ピストン速度	9 m/s
定格ガス温度	450°C
定格ガス圧力	3.1 kg/cm ²
定格ガス流量	4 kg/s
定格ガス馬力	1250 GP
発生機効率	43%
発生機重量	8,000 kg



第4図

3. フリーピストン機関の特異性

次にディーゼル機関と比較しながらフリーピストン機関の特異性を考慮することにする。

1) 機構の簡易性

ガス発生機にはクランク機構がなく、その構成部品の数が少ない。かつ運動部分は対称なピストンのみで、これは釣合っているから振動が生じない。

2) ピストン行程の可変性

内死点、外死点の位置が機械的に拘束されていない。

これは運転状態に応じて定められる位置をもつものであるが、安定装置（スタビライザー）によつて調節が可能で、このため圧縮圧力の調整ができる。

3) フライホイール効果がない

この2) および3)の性格は本機の発達初期には疑念をもたれたものであるが、運転の信頼性が確保せられた現在では好ましいものと考えられる。すなわち起動、停止の迅速と運転中の事故に対して直ちに自動停止する作用を与えている。

4) 強度の問題

ディーゼルシリンダ内の燃焼エネルギーは一旦ピストンの運動エネルギーとして全部吸収せられて、衝撃力が架構にかからない。このため全体の強度設計が容易である。

5) 掃気条件

高過給ディーゼル機関では1シリンダ当りの出力を増加するためには給気を冷却する必要が生じるが、フリーピストン機関の掃除空気は200°C以上になつており、掃気量はディーゼルシリンダ行程体積の2.5ないし3倍に達するのが普通である。これは燃焼に甚だよい条件を与えるもので、シリンダ径が小なるにもかかわらず極めて低質の燃料の使用が可能となる。

6) ピストンの運動

2個のピストンは相互に対称の位置を保持する同期装置（第5図）を有するが、外部と機械的結合がなく、この運動は空気の弾性によつて定まる固有振動を行うものと考えられる。したがつて毎分往復数は運転圧力によつて自動的に定まるある範囲を有する。

またこの運動は単弦運動に近いものではなく、内死点における加速度は極めて大である。すなわちピストンは速かに内死点から飛び離れて熱負荷を受ける時間を短くしている。

7) ピストン速度

側圧を受ける部分がないため、平均ピストン速度はデ

ィーゼル機関よりも50%以上高めることができる。

8) 燃焼圧力

衝撃力をうける軸受類がないので120 kg/cm²以上とすることができる。

9) シリンダ当り負荷

上記の諸理由によつてシリンダ容積当りの熱負荷、および出力はいちじるしく高められる。

10) 流体的結合

発生機相互およびタービンとの結合はガスバイピングのみによるものであるから、これらの配置は全く自由である。また連続運転中にこの一部分を切離すことが可能であつて、これは機関維持、点検に都合の性質である。

11) タービン機械としての性格

小型軽量なること、出力軸端が高速回転であること、振れ振動のないこと、起動トルクは大きくかつ滑らかであること等タービン機械としての長所をすべて保有している。

しかし起動の迅速性は蒸気タービンや熱交換器を有するガスタービンにみられないものであり、ガス温度の低いための安全性は蒸気タービン程度である。さらに蒸気タービンにおける疎水、ガスタービンにおける灰の堆積、バナジウムによる害等の考慮が必要でない。

12) 製造上の考慮

ガス発生機は實際上GS-34型の単一型式で1,000SHP以上のきわめて広範なる用途に使用できる。この結果製品に均一性と部品の互換性を与え、量産方式を採用することが容易である。タービンには数個の標準型が必要であるが、いずれも構造が簡単で、部品は少数軽量でありまた高級耐熱材料を要しない。したがつてその製作費は従来の機関よりも安価となる。

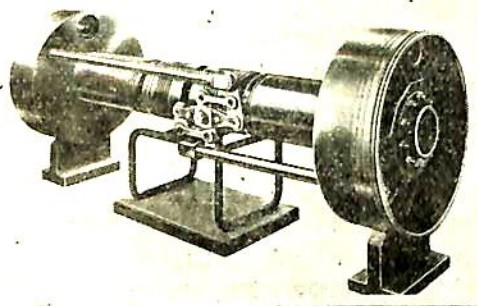
これらの特異性を考慮すれば、フリーピストン機関は過給ディーゼル機関の最も進化した形態をもつものと見做すことができ、回転型圧縮機を有する他のガスタービンにみられないよい効率の他に、ディーゼル機関とタービン機関の長所を巧みにとり入れた性格を有するものであることがわかる。

4. 最近の発達

1) ガス発生機

SEME-SIGMAは1951年にフランス電力の注文でReimsに1,500 kwの発電機関を装備して以来、機関車⁶⁾(1953)、沿岸貨物船⁷⁾(1953)、掃海艇⁸⁾(1954)、ポンプ機関(1955)、6,000 kw 発電機関⁹⁾(1956)等を次々に製作し、実用上の改良を加えた²²⁾。

1957年にGeneral Motorsはこのライセンスによつ



第5図 ピストンおよび同期装置

て Liberty 船改装用の 6,000 SHP のものを完成し大型船への先鞭をつけたが、イギリスの救済のフリーピストン船も今年中には完成するものと思われる。この間に行われた改良の概要は次のものである。

イ) 低質燃料の使用

前述の如く本機は本質的に燃焼のよい機関であるから、この試験は順調に行われた。現在でも燃料噴射弁の冷却を行っていないが、普通の清浄処理を行うのみで 3,500 秒 (100°F Redwood I) のバンカー C 重油が無条件で使用され、機関維持に影響をおよぼさないことが立証されている。興味あることは General Motors が極端な燃料の使用を試みたことで、ガソリンおよび動植物油まで使用可能であったという報告がある。⁹⁾

GS-34 発生機は 1 個の蓄圧式燃料噴射ポンプを有しており、これから 4 個の直接噴射型および 2 個の子燃焼室型の燃料噴射弁に導いているが、この後者は燃焼の終了を早めるためのものであつて、これを廃止する試験が目下行われている。

ロ) スタビライザー

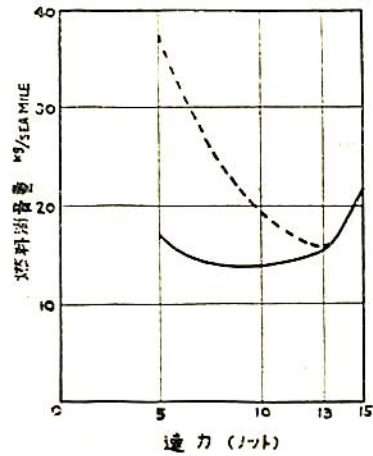
スタビライザーは掃気溜とクッション室平均圧力の関係を規整し、漏洩空気を補給すると同時に運転の安定性を増加するもので、内死の位置すなわち圧縮圧力を常に一定に保つものであつた。¹⁰⁾

しかるに最近の設計においては、上記クッション室の平均圧力ではなく、ピストンのある位置に対するクッション室圧力を減圧してスタビライザーに伝える方式によつて、発生機の可能運転範囲を増大することを試みている。ただしこの場合デーゼルシリンダの圧縮圧力は多少変化するものである。¹¹⁾

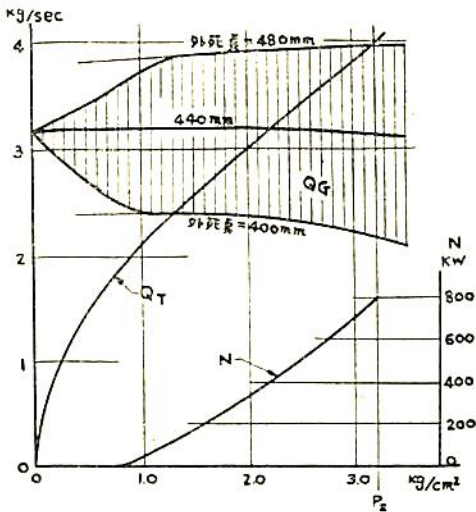
ハ) レザーキュレーション

ガス発生機は蒸気ボイラと異り、あるガス圧力に対して運転可能な発生ガス量の範囲がある。第 6 図において横軸はガス圧力、縦軸は発生ガス量を示すものとするれば、斜線範囲 Q_G はピストンの最大および最小行程に相当する運転可能範囲を表している。一方タービンの所要ガス量は図の Q_T 曲線で表わされるから、この斜線範囲以下の運転の場合は発生ガスの一部を大気に放出することが必要となる。この時の出力は全力の 25% 附近であつて、これ以下では効率が急に減少する。

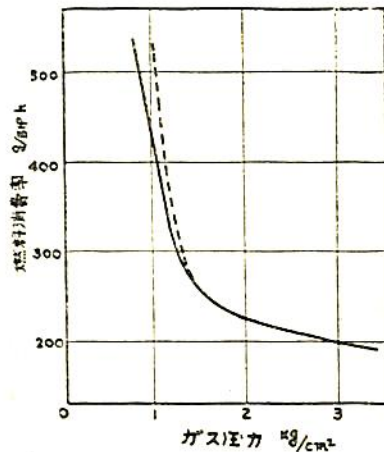
しかるにガス発生機の低負荷運転の場合には掃気比も空気過剰率もいちじるしく大となつているから、この圧縮機の吐出空気の一部を吸入側に戻すことによつて、ガス量を減少し燃料を軽減することができる。この作用を行うのがレザーキュレーション弁で、自動的に一定ガス



第 7 図



第 6 図



第 8 図

— レザーキュレーションの場合
 レザーキュレーションのない場合

圧力 (約 1.3kg/cm², 25% 負荷に相当) 以下で作動し、これによつてタービンの無負荷までガスの放出を避けることができる。これによる効果は第7図および第8図に示す如くで、低荷時における経済性が大いに改善せられた。

ニ) 騒音と脈動

フリーピストン機関の騒音は燃焼音の他に空気弁、蓄圧式燃料ポンプ等の運動部から生ずるものである。これらの点にも SIGMA の改良の跡がみられ、現在の GS-34 には金属性の音は全く除かれ低速ディーゼル機関程度となつている。燃焼による爆発音はタービンの消音効果のみで充分で、サイレンサーの必要はない。

また吸入空気による機関室内の圧力変化を防止するために、船用として特別の吸入空気溜が採用せられている。

ホ) 運転位相の規整

2台のガス発生機のピストンを常に 180 度の位相に保ち運転させる附属装置が多数のものに装備せられているが、これは吸気脈動の防止の他に掃気溜の最高圧力を低下して効率を向上せしめる効果がある。

ヘ) 部品寿命の改善

ピストンリングの摩耗は徐々に改善され、現在 Top ring の寿命は 2,500 時間に延長せられた。これにはリング取替の所要労力の少いこと (取替に要する時間は 40 ないし 60 分) も加えて考慮されるべきであろう。また 1,000 時間摩耗率は第1表に、部品の寿命と点検間隔は第2表および第3表に示され、これによつて GS-34 発生機は 600 RPM の高過給ディーゼル機関ではなく低速大型ディーゼル機関に匹敵する耐久性を備えていることがわかる。

ト) 潤滑油の問題

初めピストン冷却油の漏洩は吐出弁の膠着と掃気溜の引火の原因となつたが、これは摺動部の加工方法と精度の向上によつて防止せられ、さらに吐出弁は水冷却を行うに到つた。現在ピストン冷却油の漏洩は 1 馬力 1 時間

第1表

部 品 名	1,000 時間当り 摩耗 (mm)
シリンダライナー (排気側)	0.08
シリンダライナー (吸気側)	0.055
ディーゼルピストン最上部リング (排気側)	0.27
ディーゼルピストン最上部リング (吸気側)	0.16
その他ディーゼルピストンリング	0.08
コンプレッサーシリンダ	0.05
コンプレッサーピストンリング	0.08

第2表

(燃料 C 重油 2200~3200 秒 100°F Redwood I に対し)

検査時間 間 隔	部 分 名	所要検査 時 間	man- hour
2,500h	各運動部	4 h	12
5,000	グラウンド部	8	32
10,000	エンジンケース	—	—
20,000	排気側シリンダライナー	20	60
20,000	吸気側シリンダライナー	20	60
20,000	総分解検査	40	120

第3表

交 換 時 間	部 品 名
2,500 h	ディーゼルピストン最上部リング
5,000	燃料噴射弁チップ
10,000	グラウンド ピストンリング (最上部以外)
20,000	ディーゼルシリンダライナー 同期装置摩耗部
60,000	シリンダ中央リング 吸排気弁 ディーゼルピストン 燃料噴射弁本体

当たり 0.4 gr, シリンダ注油量は同じく 1.5 gr の程度である。

チ) アフターバーニング¹²⁾

発生機の発生ガスは多量の過剰空気(80%)を含みしかも 450°C 程度であるから、これに燃料を加えて 650°C 附近まで加熱すれば、タービンは約 30% の出力を増すことができる。これは特殊の過負荷を必要とする場合に採用されるものであつて、この場合の効率は幾分減少する。これは今日までに陸上発電機 (Tours 5,500 kw) に用いられたのみであるが、今後艦艇等に使用されるものと予想せられる。

2) フリーピストン用のタービン

このタービンは一般に 450°C, 3.1kg/cm² のガスを供給されるものであるから、強度的または材料的困難はなく信頼性も充分である。

ただしガスは ±20% 程度の圧力変動を有していること、および多数の発生機のガスを 1 個のタービンに使用する場合一部の発生機を停止すればタービンのガス消化力が不釣合に大となつて、残りの発生機の圧力が低下し出力並びに効率のいちじるしい減少を起すことを考慮せねばならない。

このため船用としてタービンの数が問題となり、主として全力附近で使用するものにあつてはタービンを1台とするのが良い効率をもたらすが、低負荷を多く使用するものは2台のタービンとするかまたは特殊の構造、例えば段落の分割、ガス入口通路の工夫等が必要となる。

さて船用の場合後進の方法として一般に次のものがある。

- イ) クラッチを介する別個の後進タービン
- ロ) 逆転クラッチ
- ハ) 可変ピッチプロペラ
- ニ) 同一ケーシング内に入れた後進タービン

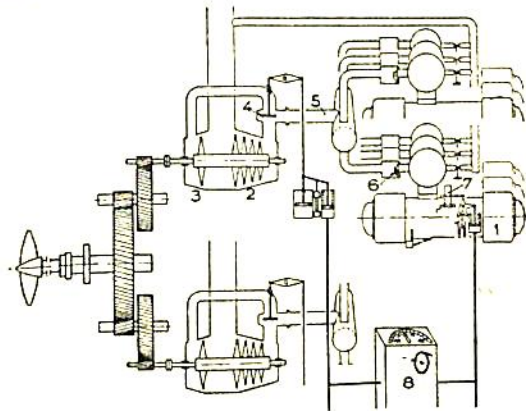
フリーピストンの船用機関においてはこのいずれも使用可能である。すなわちイ) はイギリスの貨物船に、ハ) はフランスの艦艇に現在装備せられつつあるが、何といつてもフリーピストン機関の特長はニ) の後進タービンによつて十分に発揮せられるものである。

この組合せによれば前進全力から後進全力に至るあらゆる負荷範囲にわたつて、ガス発生機を停止することなく、ただ一つのハンドルによつて数秒で操作が可能となる。この場合タービンの停止位置附近ではガスは前進と後進の両翼車を同時に流れることによつて、トルクを増減するとともに、タービンの通過抵抗を減少して発生機を運転可能範囲に保持している。(第9図)

この後進翼車は前進中には大気圧の背圧を有するケーシング中で逆転されるため、コンプレッサーとして作用し多大の損失と発熱を生じ易いものであるが、フランスの Rateau および Alstom 両社は古くからこの問題の解決を試み、遂に今日ではこの効率低下を2%以下とすることに成功して多数の実績を有している。(13) (14)

3) 熱効率

元來このサイクルの熱効率は理想的なるものであるにもかかわらず、これを阻んでいるものは多量の空気を流



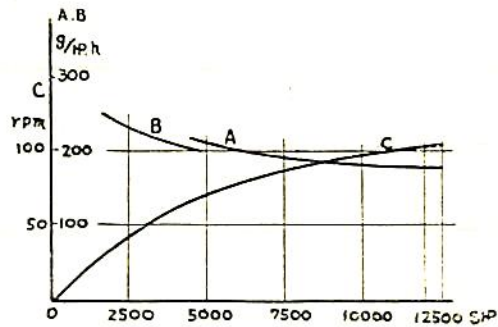
第9図 12,000SHPの操縦系統

す圧縮機弁の抵抗、内向圧縮型のための掃気溜中の圧力上昇、シリンダ摩擦等であつて、ガス圧力の上昇と関連して今後改良の余地があると考えられ、これに関し L. Peillon は発生機の効率49%を予言⁽¹⁵⁾しているにもかかわらず現実には43%に留まつている。これによつてタービン軸における全効率は

発生機の効率	43%
ガスパイプの損失	2%
タービン効率	88%
計	37%

となるが、船用の場合は更に後進タービンによる2%、減速機による3%の損失を考えると約35%となる。

すなわちタービン出力大なるもの程燃費が多少よくなるが、1,000 SHP ないし 10,000 SHP に対しそれぞれ 200 gr/SH.P および 180gr/SH.P 程度と考えるのが適当であろう。(第10図)



A タービン2台使用 B タービン1台使用

第10図 2台のタービンを有する12,000 SHPの効率曲線(予想値)

5. 船舶への適用

現在のフリーピストン機関は GS-34 ガス発生機のみによつても、1,000 SHP 以上所要の出力を得ることができ、ディーゼル機関の如くシリンダ数に機械的制限がない。これはガスパイピングの設計および機関維持と点検の見地から考慮すべきもので、2台のタービンを使用する場合発生機の数の限界は20ないし24程度であるといわれており、現在の殆んどすべての船用の要求に応じうるものである。

今この機関の特に船用として注目すべき特性を検討すれば、

1) 機関室の積装

ガス発生機 GS-34 の1台重量は8 tonで、これにタービン、減速機、ガスパイピングを加えたいわゆる主機重量はプロペラ回転数にもよるが15ないし20 kg/SH.P

程度であつて、過給ディーゼル主機関の $\frac{1}{2}$ 以下である。
 ガス発生機は振動がないから、機関室内で配置が任意であつて、空間を有効に用いることができ、これは従来船の機関室の機装に変革をもたらすものであろう。

これに使用する補機は大体ディーゼル船に近いものであるが、次の諸点に留意する必要がある。

空気系統——起動はディーゼル機関と異りただ一回の内方行程を与える空気によるものであつて、出入港の際発生機は運転を続けている。Lloyd は発生機を連続して6回起動し得ることを要求しているが、これに対し 40 kg/cm^2 の圧力を採用すれば、1,000 SIP 当り起動空気槽容積は500 lr 程度となり、空気圧縮機の所要出力は同出力ディーゼル船の $\frac{1}{2}$ 以下となる。

油系統——現在のものは発生機のピストン冷却油とタービンおよび減速機の潤滑油を別系統としている。Cantenac 号ではこれを同一とした運転を試み目下のところ差支えないと報告されているが、なお今後も研究を要すると考えられている。

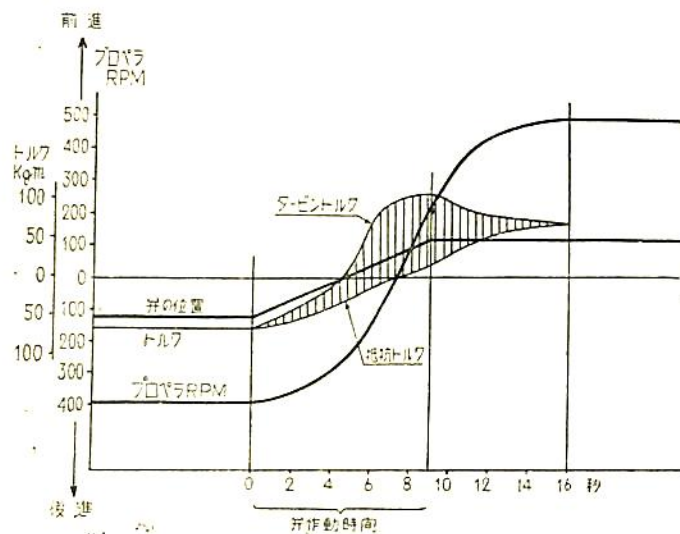
第4表

補機	1,000SIPに対する容量(m ³ /h)	圧力(kg/cm ²)
シリンダ冷却水ポンプ	35	0.8(発生機抵抗)
ピストン冷却油ポンプ	18	2.5(発生機入口)
燃料サービスポンプ	0.25	1.5

補機についての規準容量は第4表の通りである。

2) 操縦性

この機関は往時の蒸気レシプロ機関の柔軟性を持つていと評されているごとく、その操縦はすこぶる簡単で手数を要しない。また前後進切換の際後進タービンの発



第11図

生トルクが大きいため船体の停止に要する時間が短く、1,000 SIP 機関(艦艇用)では第11図に示すごとくである。(12)

またディーゼル機関のトルク一定なる特性に対してこの機関では船の抵抗が増しプロペラ回転数が低下すればこれに反比例してトルクが増すが、これは曳船、トロール船、掃海艇等に特に有利な条件である。

発生機の維持がはなはだ簡単であることに加えて、これを航海中に分断手入れができることは、タンカーの如く在泊期間の短い船の場合稼働率を高めることになる。

3) 経済性

現在のフリーピストン機関は未だ効率が35%程度でディーゼル機関の最良値を抜くに至っていないが、これを他の経済性すなわち機関室の小型軽量による載貨量の考慮、船殻重量の減少、維持費人件費、稼働率、船価の点等と総合して考えるときこの機関の採用価値が高く評価されるものである。

6. 適用例

1) 貨物船

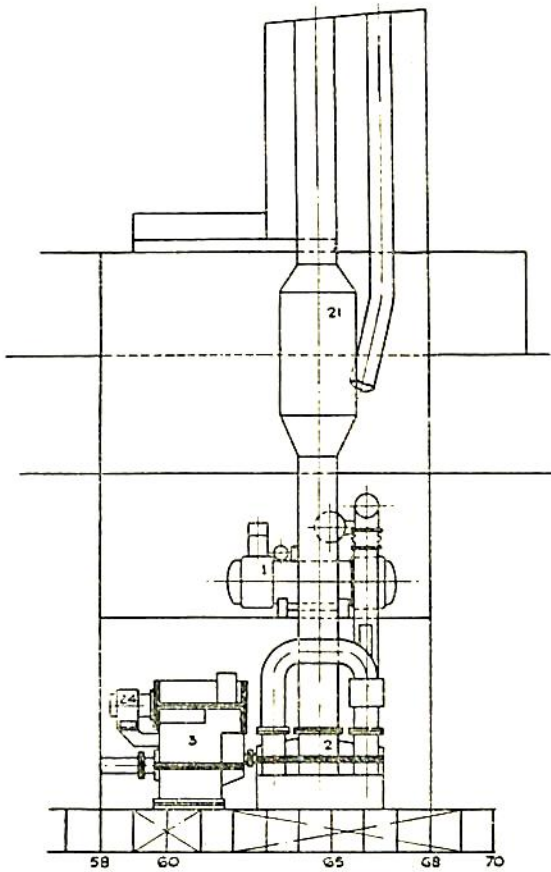
この数年来貨物船用として蒸気タービンの採用は殆んどなく、ディーゼル機関が用いられているが、これはディーゼル機関が過給、軽量化し、粗悪重油の使用が可能となつたこと、数千馬力級の蒸気タービンの燃費がディーゼル機関の約2倍であることから当然である。

しかしタービン船における操縦性、維持、乗心地等は高く評価されるものであつて、ディーゼル船における振動、船体構造上の考慮、特に粗悪重油を使用する際の維持費、および停泊時におけるピストン抜出手数等を考慮する必要がある。

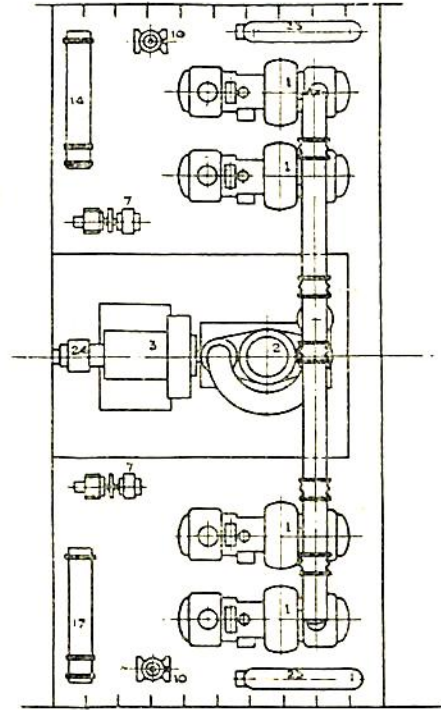
現在のフリーピストン船は前記の諸問題に解決を与えるものであつて、同一船体同一出力のディーゼル船と比較する場合機関室の軽量、船体重量の減少による載貨量の増加は150~250 ton 程度となり、これは運賃増収となつて燃料費の差より一層大きいものである。また同一載貨量の船を設計するに当つては、機関配置の任意性と機関室の小容積によつて船体寸法を小さくすることができ、機関の低価格に加えて船価の大きな減少となる。第12図は4,000 SIPの貨物船に対するフリーピストン機関室配置の一例を示しているが、これによつても上記の一端をみる事ができる。

2) 低能率船の改装

現在世界には4000万屯のレシプロ船を始め



第 12 図



図

多数の蒸気貨物船が甚だ低能率で運航されている。これらのうち船齢の新しいものは機関改装によつて経済性を大巾に増加できるならば新船を建造するよりもはるかに有利であり、かつ急速な船腹拡充が期待せられる。米国の海事委員会が4隻の Liberty 船改装^{20) 21)}のテストを行つていることは周知の通りであるが、この検討に当つては米国における機関の調達性や人件費等がわが国や欧州各国と多少異つていることを考える必要がある。

機関改装に当つて主機の選定には次の必要条件がある。

- イ) 軽量で船の高速化に応じうる大出力のものが据付け可能であること。
- ロ) 既存の軸系がそのまま使用できること。
- ハ) 補機の変更がなるべく少いこと。
- ニ) 船体構造部殊に二重底の変更が少いこと。

直結式または減速機付のディーゼル機関は燃費は良いにもかかわらず上記の諸点において不便が多く、その全改装費は他の場合に較べ高価である。

これに対して

減速機付高速ディーゼル機関

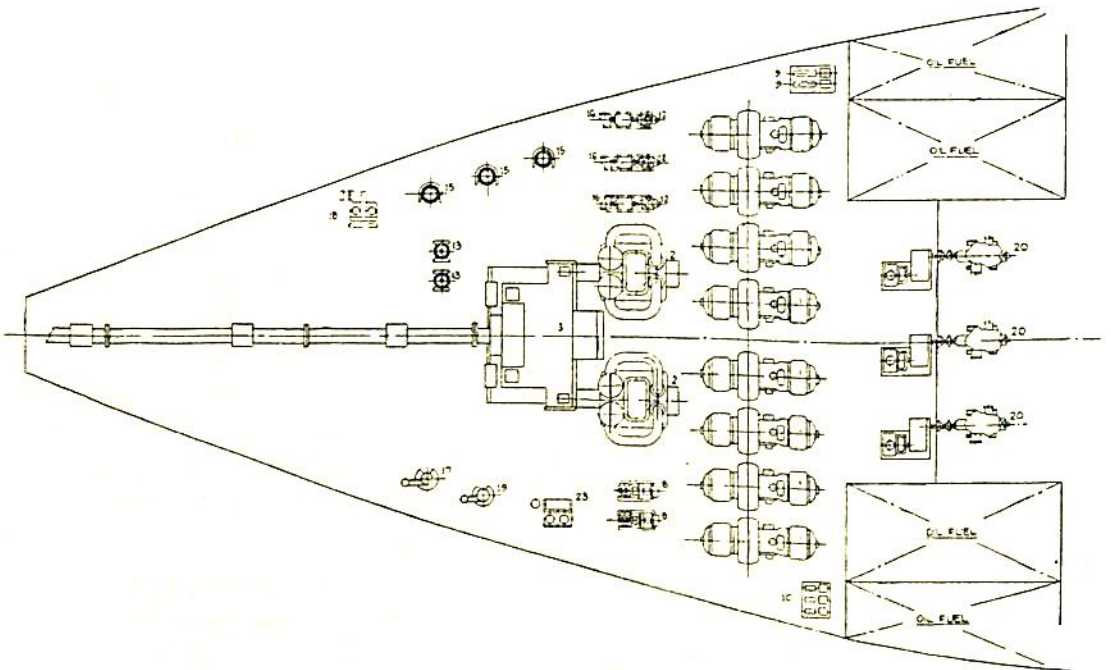
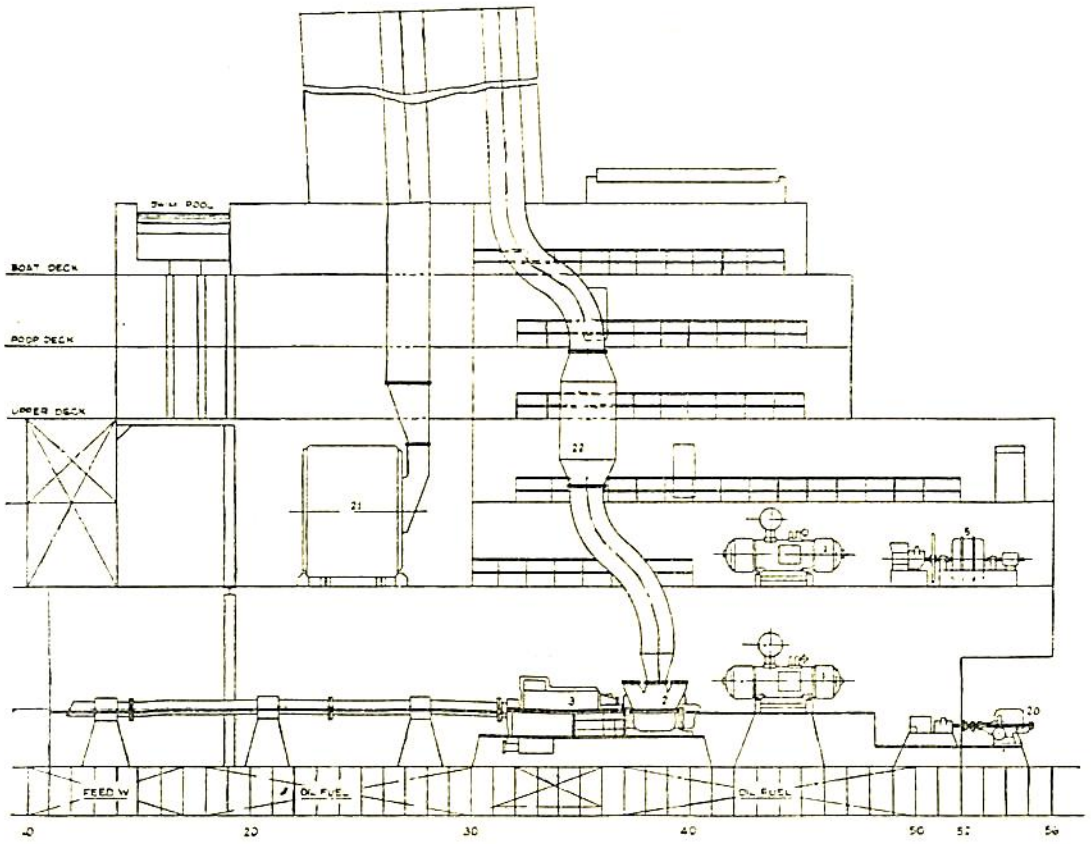
熱交換器を有する高効率のガスタービン

フリーピストン機関

を考慮すれば前二者は可変ピッチプロペラが必要であり、低質燃料使用の難、機関の耐久性と維持、配置の適応性を考えるとフリーピストンがもつとも秀れていることがわかる。なおこれによれば従来のボイラ1基をそのまま残置して甲板機械用の補助ボイラとすることが可能であつて、全改装費用並びに改装所要期間を短縮し、かつ運航のよい経済性が期待せられるものである。

3) タンカー

15,000 馬力程度のディーゼルトンカーがすでに現われているが、フリーピストン機関を搭載するタンカーの利益はその大出力の故に前記貨物船の場合よりいちじるしくなる。すなわちディーゼルまたはタービントンカーと較べて載貨量の増加は 600 Ton 以上で船価の減少も顕



第 13 图

著である。第13図はその機関配置の一例を示すものである。

タンカーの場合その所要発電機は600kw以上となるからこれに対してもガスタービンを採用し、航海中は主機用ガスの一部をこれにあて、停泊中は発生機の一を運転する方法が有利である。なお荷油ポンプも同様のガスタービンとし、補助ボイラはディーゼル船の場合より小容量とすることができる。

4) 漁 船

漁船に対する Augustin-Normand の提案を紹介すれば次のごとくである。^{15) 17)}

3,500 SIP の捕鯨船において漁区までの航海に要する出力は僅か 1,500 SIP である。これにガス発生機4台とタービン2台の組合せを用いることによつてこの航海中全力と同じよい効率を出すことができる。またこの船は全力と同じ後進出力を要求されるから可変ピッチプロペラを採用するのが適当である。

1,800 屯 13 ノットのトロローラーの主機は 1,800 SIP であつて、トロールウインチを駆動するためのディーゼル発電機 250 馬力としてもよいが、トロール中の所要出力 1,400 SIP の余裕ガスで駆動するガスタービン発電機とするか、更にガスタービンで直接駆動するトロールウインチの案はその簡易性と良いトルク特性のために興味あるものである。

5) 艦 艇

フランス海軍では 365 Ton の Sirius 型掃海艇 21 隻を建造し、なお 16,000 SIP の護衛艦 2 隻を建造中である。

前者は1台の GS-34 発生機と 1,000 SIP の後進段落を有するタービンの組合せ2軸を有し、その燃費は 195gr/SIP.H¹⁸⁾ 程度でその操縦性と信頼性は好評を得ている。

護衛艦は 8,000 SIP 2 軸であつて、そのタービンは2個にわかれ減速機に結合されている。タービンは内部に巡航用の翼車をもっているが後進段落はなく、後進は可変ピッチプロペラによつてい。

今後の数万 SIP 級のものに対してはその巡航部分においてフリーピストンの良い経済性を発揮せしめ、最大出力は簡単な開放サイクルガスタービンによるのが適当と考えられる。

6) 大型 船

マンモスタンカーあるいは大出力客船用として興味ある次の二提案を紹介する。

一つは 28,100SIP に対しフリーピストンと蒸気の複合サイクルを使用するものである。これは6台の GS-34 発生機と 6,000 BIP のタービンを含む 850 lb/in², 850°F のボイラ—蒸気タービンによつて 30% の全効率を出すことができる。この場合フリーピストン用タービンの排ガスはボイラに供給され、このタービン出力を電氣的に軸に伝えることによつて後進を行うものとしている。¹⁷⁾

他は 45,000 屯客船の 85,000 SIP 機関を蒸気タービン電気推進とフリーピストン直接駆動にする場合との比較であつて、この両者は操縦性の点で同様にすぐれているが、フリーピストンの方が燃料費で 30% の減少、機関重量で 2,000 Ton の減少、更に機関価格では 14 億円の減少となると論じている。¹⁶⁾

ガス発生機の分解点検の手数は大型ディーゼル機関の 5/2 であるが、やはり発生機数の増加を防ぐために GS-34 の出力増加が試みられ、現在 SEME ではこれにて 1 基 2,000 SIP を出すごとく研究中である。

7. む す び

フリーピストン機関の信頼性とその採用価値は最近一二年の間に急速は認められつつあつて、その実現状況は第5表のごとくである。

第 5 表

種 別	隻数	SIP	船主(国名)	備 考
沿 岸 貨 物 船	2	1,800	(フランス)	完成 (1953~1953) (1957) (1957)
掃 海 艇	21	2,000	フランス海軍	
リバタイ船(改造)	1	6,000	(アメリカ)	
ト ロ ー ラ ー	1	2,000	(ドイツ)	
ト ロ ー ラ ー	2	2,000	(ドイツ)	受註
鉦 石 船	1	3,000	(イギリス)	
貨 物 船	1	7,000	(イギリス)	
貨 物 船(改造)	1	4,000	(イギリス)	
護 衛 艦	2	16,000	フランス海軍	
掃 海 艇	1	?	ユーゴ海軍	}
艦 艇 (?)	7	4,000	ソビエト海軍	
貨 物 船	25	4,000	(キューバ)	}

現在のところでは原子力船の採用は2~3万馬力以上と推定せられているから、少くともこれ以下の出力範囲において船用機関を考える場合、ディーゼル機関とタービン機関の特長を十分に発揮したフリーピストン機関の将来性は興味ある問題である。

参 考 文 献

- 1) The Oil Engine and Gas Turbine Oct. 1957.
 - 2) 自由ピストン型ガス発生機 長尾不二夫 機械の研究第6巻9.10号 (1954).
 - 3) 自由ピストンガスタービンについて 種子島時休 機械学会誌 昭和30年4月.
 - 4) La Locomotive Turbo-Diesel "Renault" Réalisations Actuelles et Futurs F. Picard et M. Chatel C.I.M.A.C. 1955,
 - 5) Résultats d'exploitation des caboteurs Cantenac et Mérignac propulsés par générateurs à pistons libres et turbines à gaz H. Bouteloup Bulletin Technique du B.V. Nov. 1955.
 - 6) Essais au banc des appareils propulsifs marins à générateurs à pistons libres et turbines à gaz Augustin-Normand A.T.M.A. 1954.
 - 7) La Central de 6,000 kw de Cherbourg P. Szerszewski Le Génie Civil Déc. 1956.
 - 8) Observations on 25,000 Hours of Free Piston Engine Operation G. Flynn S.A. E. paper #802 1956.
 - 9) Freikolben-Generatoren G. Eichelberg Schweiz. Bauzeitung Nr. 48u. 49 1948.
 - 10) Stabilité de marche des générateurs de gaz à piston libres R. Huber Schweiz. Bauz. Juillet 1950.
 - 11) Adaptation du débit de gaz des générateurs à piston libres à la loi débit-pression des turbines R. Huber C.I.M.A.C. 1957.
 - 12) Le rendement des générateurs de gaz à piston libres, considerations théoriques et résultats expérimentaux perspectives d'avenir L. Peillon A.T.M.A. 1949.
 - 13) Adaptation de la turbine à gaz aux générateurs à piston libres J. Hubert Bulletin Technique du B.V. Jan. 1956.
 - 14) Les turbines à gaz du "William Patterson" Liberty transformé G. Hoffmann A.T.M.A. 1956.
 - 15) Applications marines et stationnaires des groupes générateurs à piston libres-turbines à gaz de plus de 10,000 ch R. Huber C.I.M.A.C. 1955.
 - 16) Les appareils moteurs à gaz à piston libres et turbines à gaz E. Villin Bulletin Technique du B. V. Nov. 1955.
 - 17) Steam and gas-generator machinery A. F. Gillingham The Shipping World Apr. 10, 1957.
 - 18) Free-piston engines for large passenger liners S.B. Jackson Shipping and Shipping Record May 30, 1957.
 - 19) British Free-Piston Engine Development The Motor Ship Mar-Apr-May 1956.
 - 20) Liberty Ship Conversions The Motor Ship Dec. 1955.
 - 21) A free-piston propulsion plant for a Liberty Ship McMullen ASME paper No. 55-OGP-14 (1955).
- (その他船用に関する代表的文献)
- 22) French experience with free-piston gasifiers M. Barthalon and H. Horgen ASME paper 56-A-209 (1957).
 - 23) Über die Weiterentwicklung von Freikolben-Generatoren R. Huber Schweiz, Bauzeitung Juni 1957.
 - 24) Free Piston Gas-Generator Turbine as a Power Plant for Ship Propulsion A. Muntz and R. Huber Trans. I. Mar. E. 1954.
 - 25) Freikolben-Turboanlagen für Schiffsantriebe J. Busch M.T.Z. Nov. 1957.
 - 26) Some problems in design and use of free-piston gas generators on board ships Augustin-Normand and M. Barthalon Trans. I, Naval Arch. Apr. 1957,
 - 27) Gas Generator Power Plants R. W. S. Mitchell Combustion Engine Progress 1957 Tothill Press.
 - 28) Liberty ship with free-piston machinery The Motor Ship July 1955.

北斗丸ガスタービンの使用成績

三輪光砂

運輸技術研究所原動機部

まえがき

北斗丸ガスタービンの使用実績を述べるに当り、簡単に船用ガスタービンの現況と、その問題点を記して、本実験の意義および目的を明らかにしておきたいと思う。

船用ガスタービンは、ここ10年ほどの間に多くのガスタービン研究者、製造者の関心を集め、数多くの計画がなされてきた。しかし実際に船にのせて運転したガスタービンは、ごく小出力のものを除き、また主機として積まれている条件をつけると、艦艇用を加えても10指に満たぬほどであり、特に商船では英、米で各1隻の例があるのみで、北斗丸をも加えて3隻に過ぎない。この原因は技術的には次の3つに起因する。

1) 熱効率が不十分なこと………現存のガスタービンで、ディーゼル・エンジンに匹敵する熱効率を有するものはない。

2) あらゆる種類の低質油の使用が、確信をもって保証できる段階にない。………燃料に制限を要するようでは、船のエンジンとして落第である。ところが低質油をそのまま使うと、燃料中の灰分のため、タービン翼など高温部に腐蝕や灰の附着が起る。密閉サイクル・ガスタービンではこの問題は空気加熱器に生ずる。

3) 後進のために新しい技術の導入を必要とする。………可変ピッチ・プロペラあるいは逆転トルクコンバーターが用いられるが、いずれも使用実績が少い。

上述の問題点は、ある程度解決されているしまた次第に解決されつつあると申してよい。また使用目的によっては以上の難点を逃げることも可能で、例えば高速艇のブースター・エンジンの場合など、いずれの困難にも無関係でいられるわけである。しかし商船用主機としては、以上3つの問題をすべて解決する必要がある。

一方陸上用ガスタービンも、上述の1)、2)、の困難のため、その発達はかなり制限を受けてきたが、最近技術の進歩と使用実績の蓄積により、欧米のガスタービンの製作台数はかなり急増している。ただしその増加はガス焼きのガスタービンにより顕著で、重油焼きガスタービンの分解では未だ2)の困難が大きな障害となつていながら、数年来この問題に対する研究が鋭意進められているので、遠からずこの分野でも一段の進展がみられるものと期待される。そしてこれはまた、直接船用ガスタービンの発達に大きな影響を持つことになる。

さて、ガスタービンが従来の蒸気タービンあるいはデ

ィーゼル・エンジンに代り得る資格をどこに求め得るかという点、まず第一にその小型、軽量なことに求めることができ、船用エンジンの場合それによる利益は少くないはずである。一方上に述べた欠点のうち、熱効率の低いことはなんら本質的のものではなく、蒸気タービン程度の熱効率はさほど困難なく得られるし、潤滑油の消費がほとんどなく、保守に要する時間、費用も少いことが見込まれるにしたがい、経済的にも十分既存のエンジンに対抗し得ることが分つて、いくつかの試作が行われたことははじめに述べた通りである。そのうち最初に実船試験を行つたのは、シェル社のタンカー「オーリス」に積んだ B. T. H. の1,200馬力のガスタービンで、その試験開始は1951年10月である。その後約4年間の試験で好成绩を得たので、現在同船は古いエンジンを全部陸揚して、同じく B. T. H. の5,500馬力のガスタービン1台に換装して運転を開始しようとしている。アメリカは商船用ガスタービンには慎重であつたが、海運局の手で改装したリバティ船「ジョン・サージャント」に G. E. の6,000馬力のガスタービンを積んで、1956年10月から実船試験を行つている。最近の報告によるその優れた成績は、ガスタービンが船用エンジンとして全く実用の段階にあることを示したもので、この成功の蔭には、陸用、機関車用ガスタービンに対する長期間の豊富な使用実績があることを忘れることができない。

北斗丸ガスタービンの由来と実験目的

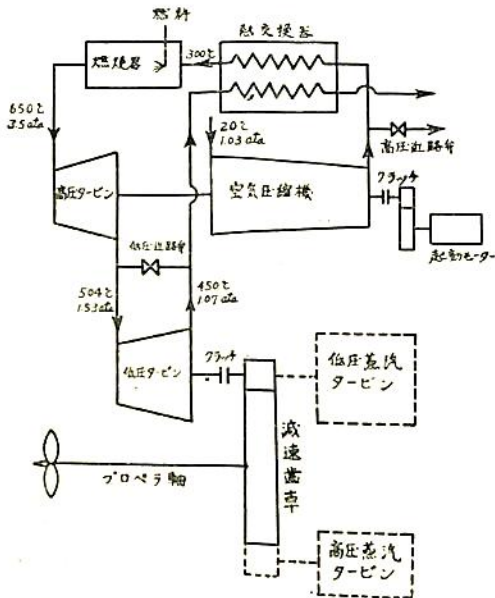
戦後、当時鉄道技術研究所で開始されたガスタービンの研究は、昭和25年運輸技術研究所の創立とともにそちらに引継がれ、その頃から船用ガスタービンの実用化研究を行う計画が進められつつあつたが、船舶局の賛同、メーカーの熱意に助けられて、27年2月に起工した航海訓練所の練習船「北斗丸」に試験用ガスタービンを搭載することが決定した。北斗丸は同年12月に竣工したが、ガスタービンの試作は相当時日を要することが明らかであつたので、一旦運航に入り、ガスタービンの試作は運輸省の補助金を受けた三菱造船株式会社の手で開始された。当時ガスタービンの設計、製作技術は未だ初期の段階にあり、材料も国内では十分なものを得るのは困難であつたが、同社の努力により完全に国産品による船用ガスタービンの1号機を製作することができた。

実験の目的は、ガスタービンの船用エンジンとしての適応性を試験することにあり、本ガスタービンはその第

一段階として、設計に当つてはより大出力の、主として商船用主機としてのガスタービンの原型を考へることとし、1) 信頼性の高いこと、2) 各機器が大出力のエンジンに適した形式であること、3) 各機器の効率がよいことなどが、a) 小型、軽量であること、b) 急速な起動、停止が可能であること、c) 船用エンジンとして完成した形であること、d) 熱効率の高いことなどに優先して考慮された。しかしながら、狭い機関室に既存の蒸気タービンに附加してガスタービンを設けたため、種々の制限を受け不利を忍ばなければならぬ点も少くなかつた。出力は配置上 500 馬力足らずに抑へられ、ガスタービンにとっては少な過ぎて設計上不利であつた。結局、でき上つたものは出力の割に重く大きなものとなつてゐる。また船用エンジンとしては、当然含まれなければならない後進に対する方策も、別個の研究課題とするに於て、本ガスタービンには考慮しないこととした。

ガスタービンの構造および船内配置

ガスタービンは第 1 図に示す再熱、独立出力タービン付のオープンサイクル・ガスタービンで、設計要目は次のようである。



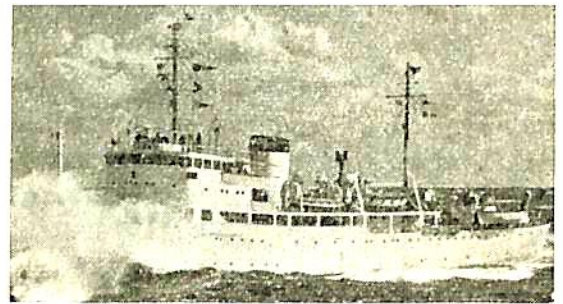
第 1 図 北斗丸ガスタービンサイクル線図

大気温度	20°C
タービン入口温度	650°C
空気圧縮機	軸流 19 段 回転数 10,000 rpm
高圧タービン	軸流 5 段 回転数 10,000 rpm
低圧タービン	軸流 3 段 回転数 5,000 rpm

出力 (低圧タービン軸端で)	500 IP
空気流量	6 kg/s
圧力比	3.5

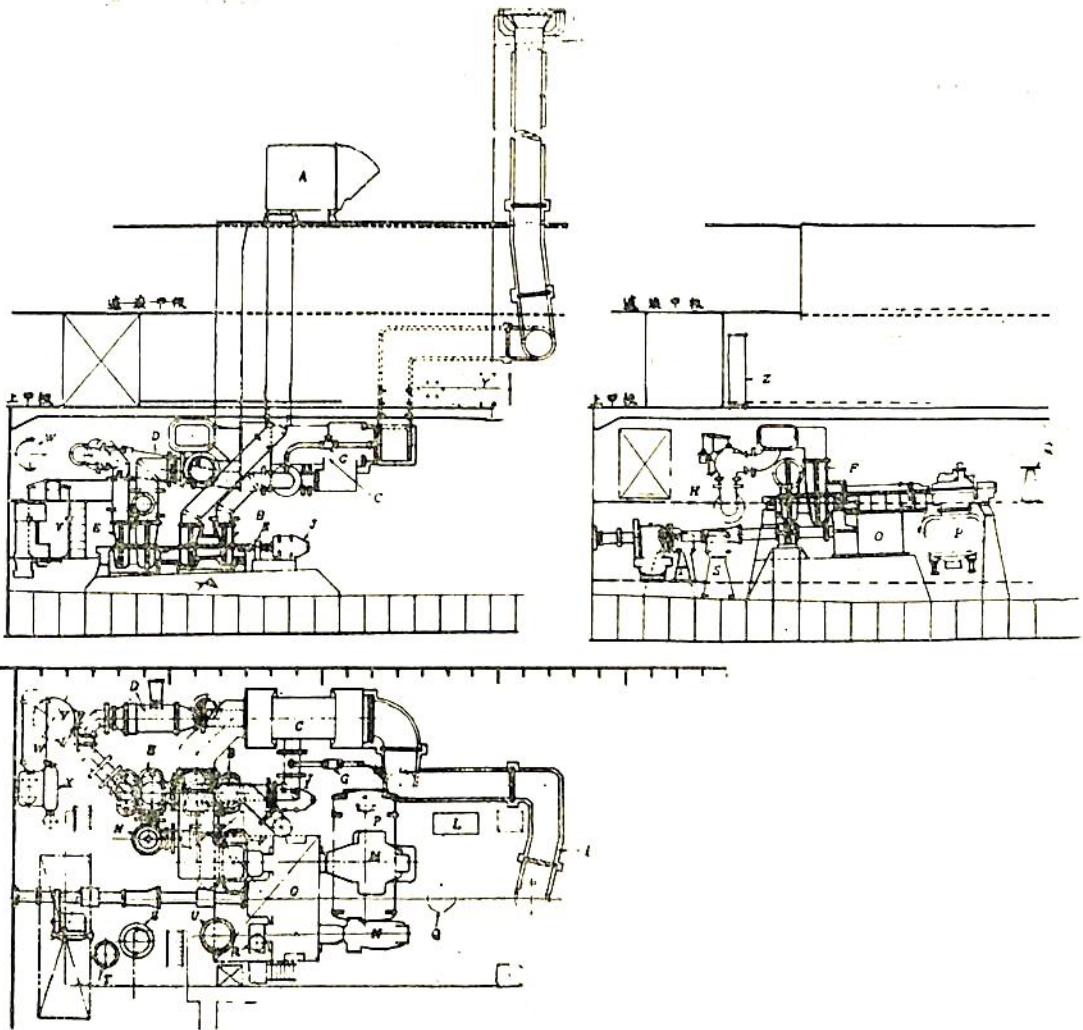
北斗丸は元來 1,400 馬力の蒸気タービンを持つ 1,500 トンの練習船 (第 2 図) で、第 3 図に示すように、蒸気タービンの低圧シリンダの反対側 (船尾側) に、減速歯車のピニオンをはさんで対向してガスタービンの低圧タービンが設けられている。空気圧縮機、高圧タービン、燃焼器、熱交換器など大部分の機器は左舷に配置され、空気はボート、デッキ上の空気清浄器を通つて空気圧縮機に入り、熱交換器を出た排気ガスは、主ボイラーの排気と並んで煙突から排出される。設計条件における各部の温度、圧力は第 1 図に記してある。燃料系統は途中までボイラーと共通で、ボイラーの噴射ポンプ出口から分れてガスタービン用の噴射ポンプに入り、蒸気による燃料加熱器を通つて燃焼器に至つてゐる。潤滑油系統も、ガスタービンのために 1 台補助ポンプを増設して、蒸気タービンと共用している。第 4 図は空気清浄器、第 5 図は電気圧縮機を船首側からみたところで、手前にみえるのが起動用の電動機である。第 6 図はガスタービンの運転台を示す。

運転法はガスタービンと蒸気タービンとは原則としてそれぞれ単独に運転を行うこととし、ガスタービンは簡単のため逆転に対する考慮をなされてゐないので、後進の必要の生じたときは、ただちにガスタービンを切離し



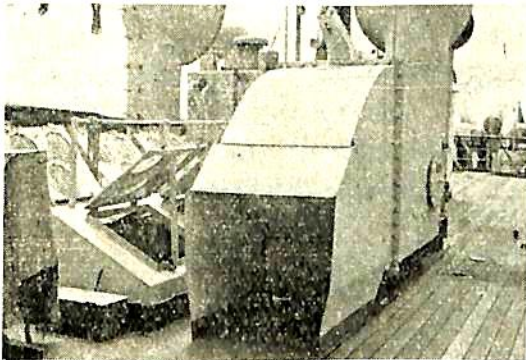
第 2 図 北 斗 丸

て蒸気タービンにより後進を行うようになってゐる。そのため、ガスタービンで航走中も 2 台のうち少くとも 1 台の主ボイラーを運転して後進に備へるとともにターボ発電機、エバポレーターなどに蒸気を供給する。ガスタービンと減速歯車は爪クラッチにより嵌脱できるが、蒸気タービンは減速歯車と直結されているので、ガスタービン運転中も復水器の真空をあげて空転損失を少くしてゐる。

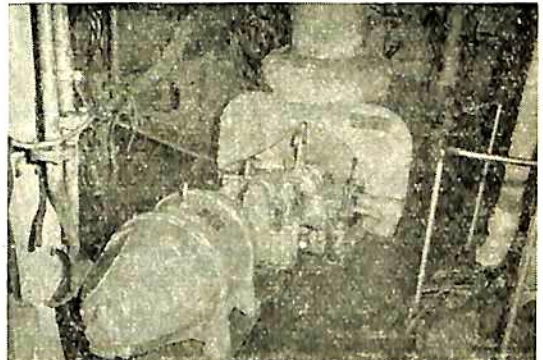


第3図 北斗丸ガスタービン船内配置図

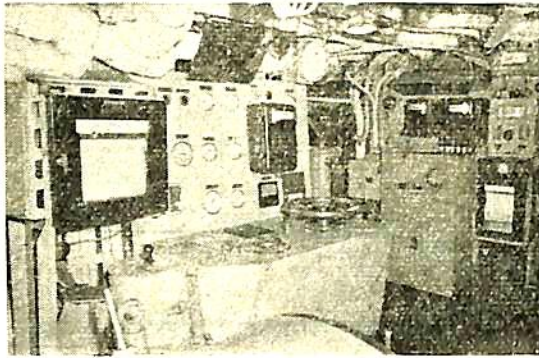
A 空気清浄器 B 空気圧縮機 C 熱交換器 D 燃焼器 E 高圧タービン F 低圧タービン G 高圧近路弁 H 低圧近路弁 I 排気管 J 起動電動機 K 増速歯車 L ガスタービン運転台 M 蒸気タービン低圧タービン N 蒸気タービン高圧タービン O 減速車室 P 復水器 Q 蒸気タービン操縦ハンドル R 主潤滑油ポンプ S 補助潤滑油ポンプ T ガスタービン用ポンプ U 潤滑油冷却器 V 蒸化器 W 補助復水器 X 脚荷ポンプ Y 強圧送風機 Z 蒸溜器



第4図 空気清浄器



第5図 空気圧縮機および起動電動機



第6図 ガスタービン運転台

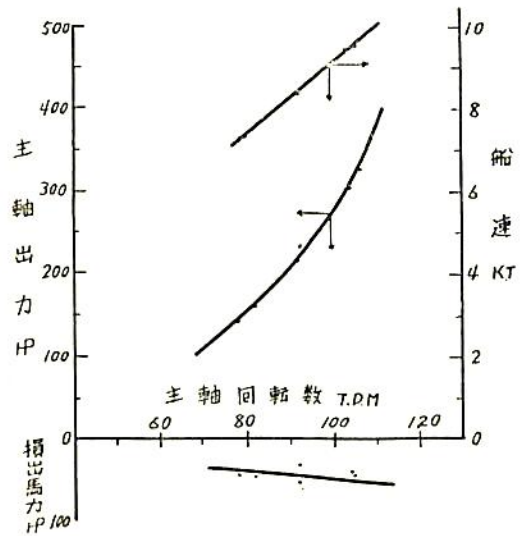
運 転 経 過

陸上試運転は28年10月から29年8月に至る間に、全力連続60時間の運転を含む約450時間の運転を行い、ほぼ所期の性能を得た。引続き29年9月に海上試運転を行い同年10月から航海運転に入つて現在に至つてゐる。途中、高圧タービンローターに故障を生じ、修理のため1年余り運転を休止したが、その外には大した事故はなく運転を続けている。運転時間は海上で約800時間、陸上運転を加えて1,250時間余に達する。運転は出入港時および狭水道を避けて機会あるごとに行つており、本船の運航上、場所は日本近海でかつ1回の運転時間はいずれも50時間以内である。一般船用エンジンの運転時間を考えるとき、更に長時間の使用成績が望まれるが、本船は商船学校の学生の訓練船という特殊目的の船のため、年間航海時間が少い上に訓練計画で種々の制約を受け、乗組員諸氏の御努力にかかわらず運転時間を稼ぐことは容易でなかつた。しかし一方、運転や開放点

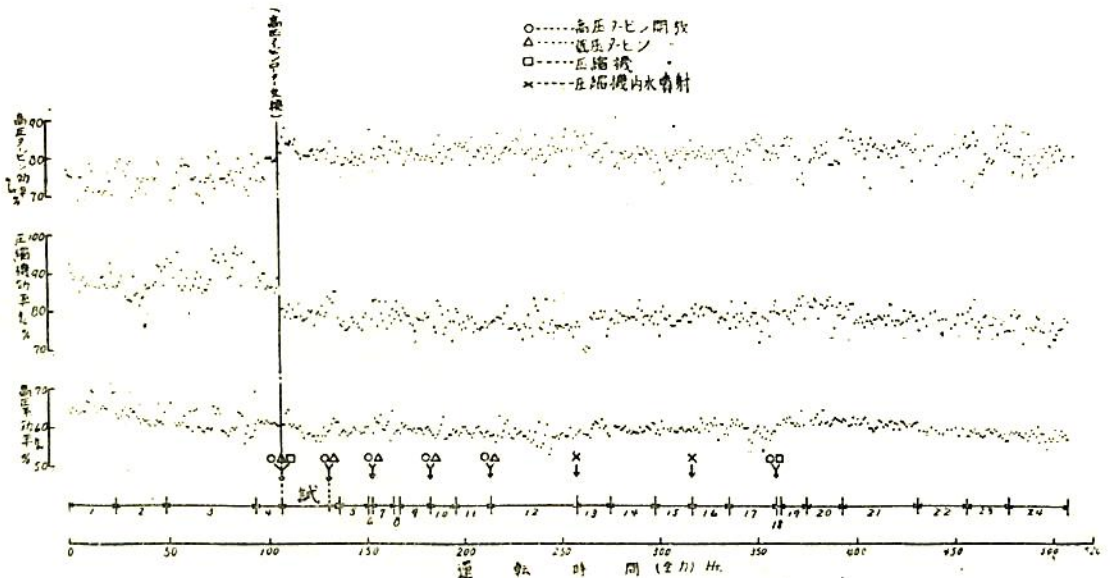
検および修理に関して、営業船では得られない便宜を得た点も少なくなく、本実験が絶つてこられたのも一にそのおかげである。

性 能

海上試運転の成績は第7図に示す。図中損失馬力とあるのは、軸受の摩擦損失、蒸汽タービンの空転損失、歯車損失の和で、タービンの軸端出力から推算したものである。船底を洗つた直後であつたので夏期にかかわらず10ノットに近い速度が得られた。また特別な消音装置は設けなかつたが、騒音は問類とならない程度であつた。ただ、ガスタービンの位置が左舷の奥まつたところに



第7図 北斗丸ガスタービン推進時試運転成績 29-9-19, 24, 27.



第8図 北斗丸ガスタービン航海運転性能

あり換気が不十分のため、エンジン室内の温度が相当上るのは避けられなかった。

第8図には海上運転開始後約500時間の運転中の空気圧縮機、高圧タービンの断熱効率の変化と両者の総合効率である高圧系効率の推移を示している。高圧系効率 η_{HP} は次式で定義される。

$$\eta_{HP} = \frac{\text{空気圧縮機断熱吸収馬力}}{\text{高圧タービン断熱熱落差}}$$

この値はしたがって圧縮機、高圧タービンのおのの入口温度と圧力比から算出され、

$$\eta_{HP} = \eta_C \cdot \eta_{HP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

ただし η_m は機械効率、 η_g は高圧タービンと圧縮機の流量比である。 η_m は主として軸受損失で定まるが、この値を一定と考えれば η_{HP} は圧縮機、高圧タービンの効率と途中の漏洩を示す η_g により支配されることになる。図から分るように、この値は他に比べて比較的よらつきが少いので、エンジンの性能を診断するのによい目安となつた。途中高圧タービン・ローター交換を境として各効率の値がかなり大巾に変化しているのは、運転休止中に低圧タービン・ローターの表面が錆びたので削り落とし、そのため羽根先端の間隙が増加して運転の釣合点が変化したためである。なお図の各効率の値は、その時間的な変化をみることを目的としているので、絶対値についてはあまり正確ではない。

次に効率の変化について説明を加えると、圧縮機の効率は5→12回および19→24回の運転の間に次第に低下しているのが認められる。原因は主として羽根の汚れによるもので、13、16回の前には圧縮機の入口に水を噴射して洗滌を行い、多少の回復をみた。しかし19回直後の開放して掃除した場合にはくらべると、効率の回復は不十分なことが分る。水噴射は、入口ダクト中に噴霧器を挿入し、1回につき約45立の噴射を行った。圧縮機の回転数は約6,000 rpmのアイドリングの状態とし、燃料噴射量を一定に抑えておくと、水噴射により回転数は上昇し、タービン入口温度は低下する。方法としては極めて簡便であるが、附着物が油泥などを含むときは中々完全な洗滌は期待し難いし、また羽根の附着物はそのまま熱交換器、燃焼器からタービンを通るため、途中で附着したりいろいろ好ましくない影響を与えることが懸念されたので、その後は停止中に洗滌液をケーシング中に注入し、ローターを低速で回転して洗う方法を採用している。なおあとに述べるように、本エンジンの圧縮機翼の汚損は特殊の条件によるもので、一般にこの程度の時間で翼の汚損が問題になるとは考えられない。

高圧系効率は前述の圧縮機効率の低下により低下して

いる外に、最初の約100時間の間に次第に下つている。計測の不備から図では分らないが、原因は燃料中の灰分がタービン翼に附着してタービンの効率が低下したためである。タービン翼に対する灰分の附着は、陸上試運転のときから問題となつたもので、当時その対策を講ずる暇がなく、差当り燃料をA重油に変えることにより海上運転に入つたが、多量の海水を含んだ油であつたため、主としてナトリウム塩による附着物を生じたものである。その後は海水の混入に注意し、当初の計画通りB重油を使用してほとんど問題を生じていない。しかしやはり200時間程度の運転時間でも、開放の都度わずかずつの灰の附着が認められるので、なん等かの対策を講じなければならぬ。それについては別途に陸上で研究中である。

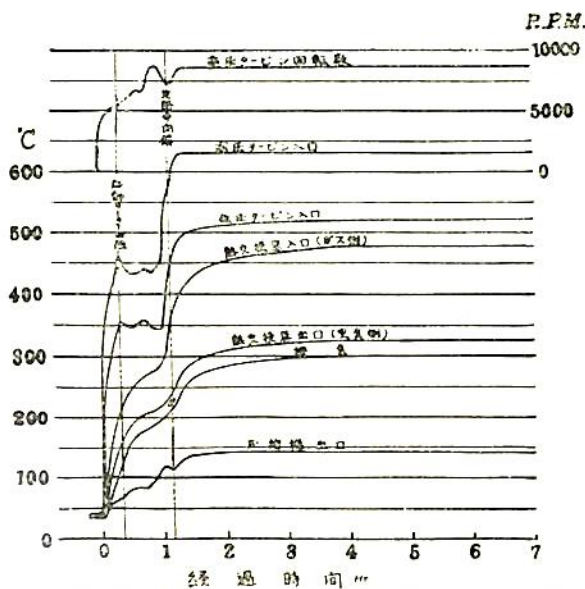
燃料中の灰分によるタービン翼の汚損は、上に述べたタービン効率の低下と同時にタービン流路の閉塞を伴い、出力の低下、回転数の降下を齎らすため容易に検知することができる。またガスの漏洩による場合との区別は、圧縮機圧力比の増大により判別することができ、甚しい場合は圧縮機のサージングを生ずることも考慮しなければならぬ。

大気温度による出力の変化は、タービン入口温度一定の制御法をとる場合、大気温度1°Cの上昇に対し、本エンジンの場合6~7 h.p.の出力減少がある。この性質は、本機のようなサイクルのガスタービンでは特に大きいのであるが、一般に船用ガスタービンの設計に際し注意すべき点である。あらかじめガス温度を許容温度より低目にとつておくことも、特に試作エンジンの場合に必要であるが、一般商船に対しては、おそらく20°C以上の大気温度で設計しないと、夏期あるいは暖地での航海に際し馬力不足の憾みを残すことになる。

前述のように翼端間隙を不必要に大きくしたので、低圧タービンの効率は非常に低くなつており、またマッチングが悪いので圧縮機もその効率のよいところを使用していない。それらの原因により、出力は現在当初計画値の約60%に低下しており、性能の上では改善の余地が多い。しかし運航上は支障がないので、ガスタービンの運転実績を得るといふ第一の目的はほぼ達成し得たものと考えられる。

運 転 制 御

運転法は通常蒸気タービンで航走中に起動し、一旦蒸気タービンを停止して低圧タービンのクラッチを嵌入し、逐次低圧近路弁を閉めてガスタービン運転に移る。起動時の温度および回転数の変化はその一例を第9図に



第9図 北斗丸ガスタービン起動時温度および回転数
31-7-13 気温 24°C

示す。すなわち約20分で起動モーターを切離し、次いで約30分間の暖機運転を行った後、高圧タービン系を加速しつつ低圧近路弁を閉鎖し、約40分で全力運転に到達する。したがって起動操作に要する時間は約1時間半である。本機のような重構造のガスタービンにおいて、起動操作を無理に短縮することは危険でもあるし、一般商船では急速起動の要求はそれほど苛烈でないので、十分な経験を得るまでは、できるだけ時間をかけることが望ましいと考えられる。なお図から分るように、タービン入口温度が規定値に達した後も、各部の温度が完全に整定するには更に4~5時間を要する。

運転中は高圧タービンの入口温度を一定に保つ制御法をとっているが、その理由は他の制御法による温度の過上昇を避けるためと、信頼できるデータが取り易いからである。はじめはこれを手動で行っていたが、運転員の労が多いので、途中から自動温度制御装置を取付けた。方法は電子管式の温度計に組込んだ3位式オンオフ制御の調節器を用い、モーターで操縦ハンドルを廻して燃料のスピル量を調節する。調整は通常 $\pm 4^{\circ}\text{C}$ を越した場合にモーターが働くようにセットし、ほぼ $\pm 5^{\circ}\text{C}$ の範囲で調節可能である。海上状態がよい場合には不感帯を狭くし、更に精密な調節を行うことも容易である。

上にのべた制御方式を採用するためには、タービン入口のガス温度が相当均一であるとともに、測定部の位置に注意が必要であるが、本ガスタービンの高圧タービン入口の温度分布は極めて良好で、測定は中央一箇所です

べき結果を得ている。起動、停止の操作は起動弁により半ば自動化されているが、加速、減速の操作は手動で行う。停止後は3~4時間のターニングおよび通油を行う。

次に危急安全装置について簡単にのべると、高圧タービンおよび低圧タービン軸の過速度危急装置と潤滑油圧力低下の危急装置に加え、運転台に手動危急ハンドルがある。いずれの場合もその作動により燃料の供給が停止し、低圧タービンのクラッチが外れ、高、低圧の近路弁が開くようになっている。ガス温度に対する危急装置は、はじめは設けたが不必要と分つて取外した。運転中、自動危急装置の作動したことはほとんどなかったが、いまのようにその作動によりエンジンが全く停止してしまうと、つぎに負荷をかけられるまでに相当時間がかかるので、船用ガスタービンでは、そのような危急装置は、十分制御されて容易に働かないか、作動する以前に警告を発して手当し得る余裕を与えるなど、止むを得ぬ場合以外は作動しないように考慮すべきであろう。

各部の使用成績および保守

イ. 空気圧縮機

機械的の事故は全く生じていない。騒音は前述のように問題にならない程度である。羽根の汚れは主として空気取入口の位置が不適当なことによるもので、第4図でみられるように、空気清浄器はエンジン室のスカイライトの横にあり、清浄器は単にキャンバスで粗い塵をとるだけのものであるから、スカイライトや近くの油のベントからの油気を含んだ空気を吸込んで油泥状の附着物を生じた。船用ガスタービンにおいては、陸上のように大型の空気清浄器を設けなくても、空気取入口の位置を適当に扱えば、羽根の掃除を要するに至る時間は実用上差支えな程度に延長し得ると思われる。ただ潮風のため、羽根に塩がついて短時間に性能が下り、水で洗滌する例が報告されているが、われわれの場合荒天時の運転経験が少いためか顕著な塩の附着は認め得なかつた。外に空気取入口の位置の関係で、風向きによつてはエンジン室からの熱気を吸込んで、圧縮機の入口温度が大気温度より数度も高くなり、出力、効率の低下を齎す不都合があつた。

ロ. 高圧タービン

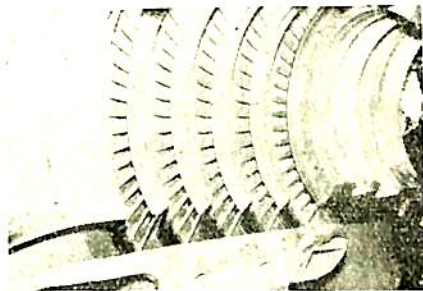
使用条件がもつとも苛酷なため、問題も多かつた。ローターは、はじめイ301の一体鍛造であつたが、熱処理の不備のため使用中に脆化して亀裂を生じた。その後Timken (16-25-6) に変え、両軸端部をAN-11として溶接構造にしたが、溶接部に微細なクラックを認めたのでその進行状況をしらべるため、しばしば開放点検を

行つた。クラックの進展はその後ほとんどなく、強度上の不安は把握に過ぎなかつたことが確かめられつつある。

燃料中の灰分によるタービン翼の汚損および腐蝕の問題は、本機的设计当初にはほとんど知られていなかった問題であるが、その後海外で重油を使用する工業用、機関車用ガスタービンが実用され始めるとともに、低質油使用のガスタービンにとって重大な問題であることが知られてきた。本機では陸上試運転時、ある種の燃料を使用するときまつて出力が低下することが分り、開放してみてもタービン翼の汚損によるものであることを知つたのを最初として、その後も程度の差はあるがこの問題に悩まされてきている。(第10図) その防止策はいろいろ研



第10図 (a) 高圧タービンローター
(灰の附着を示す)



第10図 (b) 高圧タービン静翼
(灰の附着を示す)

究されているが、その効果は使用燃料、燃焼条件、ガス温度その他種々の要素により支配され複雑である。したがつて船に應用する前に陸上で十分試験の必要を認め、現在はその段階にある。腐蝕の問題については、本機はガス温度が 650°C であるからあまり問題になつていないが、製作当時の材料入手の都合から、ヴァナジウムの酸化に弱い Timken (16-25-6) を羽根に使用しているので、 650°C あるいはそれを超す温度で使用した後では表面に薄い酸化膜の剝離をみることがある。今後は材料の選定に注意するとともに、燃料の処理あるいは添加剤の使用により、灰の附着とあわせて腐蝕の問題も解決

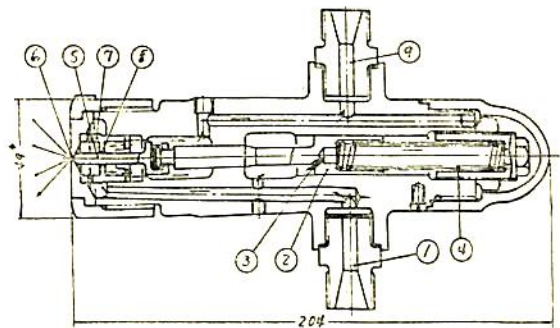
されることが期待される。

ハ. 低圧タービン

機械的な事故はほとんど生じていない。ただ1年あまりの運転休止中、それまでの運転により附着していた燃料中の灰分(主としてナトリウムの硫酸塩)と潮風のためか、ローター表面が腐蝕を起したので2~3耗表面を削り落した。灰の附着は高圧タービンと同様に問題になつた。

ニ. 燃焼器

直流型の燃焼器で、内筒は単に穴の明いた円筒である。冷却は特に考慮していないので、部分的にかなり酸化、腐蝕を受け、現在のものの寿命は2,000時間不足と推定される。実用上は少くとも数千時間の寿命が必要と思われるが、この問題は他のガスタービンではほぼ解決されている。噴射弁は第11図に示すスピル型のもの1個で、それについては噴口を開閉する発停弁⑤の作動



第11図 噴射弁

不確実と、噴口板⑥の摩耗が問題になつた。発停弁は起動前と停止後に燃料を循環するために設けられているが、確実に噴口が閉鎖できないときは燃料が燃焼器中に漏れて危険である。現在噴口板の形状の改良により閉鎖は確実になり、また閉鎖中の燃料の循環量を減らすことによつて、噴口板の摩耗もほとんどなくなつた。

ホ. 熱交換器

通常の管束型の熱交換器で、ガスが管中を通り空気が外側を流れる。陸上運転時に管と管板との取付部に洩れを生じて問題となつたが、取付法を溶接に改めてからは異常は認められない。煤の堆積はガスの出口側にわずかにみられるが、掃除を必要としたことは一度もない。

ヘ. 計測器具

本ガスタービンは実験機の性質上、各部の圧力、温度などの計測は許される範囲で多く行い、それにより各部の性能変化を知るとともに、将来のガスタービンに対し

(531頁へつづく)

船用弁の標準化について

福 塚 吉 一

新三茂・神戸造船所

まえがき

近來の造船ブームで、船用弁が注目を浴びるようになった。船用弁といつてもその種類は多いが、ここでは、比較的使用量の多い標準化の対象となつた主として流体輸送用の弁について、標準化のたどつてきた経路、標準化された JIS の現在の状況および動向などをつぎの順序で書いてみる。

1. 船用弁標準化の歩み
2. 現在の JIS 船用弁
3. JIS 船用弁規格の概要
4. 船用弁の標準化と設計上の考慮
5. 船用弁標準化最近の動き
6. 今後の問題

1. 船用弁標準化の歩み

(1) 大正初期 第一次欧州大戦当時には日本造船界は未曾有の好景気に恵まれ、船鉄交換船、すなわち輸入した鉄鋼の何割かの屯数の船を輸出する契約で、いわゆるストックポートなどといつて主として貨物船の大量建造をしたことがあつた。大部分はレシプロ蒸気機関を主機としたものでこのときも大量の弁が使用されたが、当時専門の弁製造所というべきものが稀で、造船所が弁を内作しておつたところが多かつた。従つて造船所が必要な弁を設計し、自社制式として使用していたに過ぎない。いずれは英国あたりの造船所で用いていたものにならつて、いわゆる社内スタンダード、バルブという制式図が秘蔵されていて、これを国家標準として合理生産を行なおうなど考えた所はなかつたようであつた。

この第一次大戦終了後、海運界ならびに造船界は不況の底をついたが、つぎに起つた日、英、米の建艦競争で艦艇用の弁を多数必要とした。しかしこれらは特殊な存在として、一般には、うかがい知ることが許されない状態であつた。

(2) 昭和初期 第一次大戦で戦勝連合国の苛酷な賠償請求で再起不能とみられた敗戦国ドイツが標準化による生産合理化で復興し始めた。独逸工業規格 DIN が 1917 年に創設され、その発展と活用は着々効果をあげて、枕を高くできると思つた戦勝国が経済的に圧迫される状態となつた。丁度今回の大戦後と同じ様相が出現していた。ここにおいて戦勝各国も独逸にならいそれぞれ国家規格を作り始めた。戦勝国の一つであり、五大強国とか三大

強国とかいわれたわが国も、これに遅れじと 1921 年(大正 10 年)日本標準規格 JES を発足せしめた。その後、いろいろのものが標準化されることとなつたが、弁については軍艦協定の枠の中での建艦競争に多事であつた海軍が熱心な提案者で、大部分の原案を提出し、審議された結果、昭和 6 年 12 月 3 日の日付で JES 第 130, 131 号として、青銅玉形弁、アングル弁が常用圧力 5~20kg/cm² まで、鈔鋼玉形弁、アングル弁、常用圧力 20 kg/cm² のものが制定された。これらの規格は特に船用とは名づけられなかつたが、海軍から提案されたものであり、構造からみて船用を目標としたことは明かであつて、日本の国家規格として“船用弁”の最初のものであつた。この JES が一般に発布されたのは昭和 8 年 11 月 1 日印刷の日本標準規格(縮版)第 7 輯であつたから恐らく昭和 9 年中頃に入手したのが早い方であつたと思う。殆んどこれと同じか、あるいは少し早く海軍造船造機造兵基本制式第 66, 67 号(昭和 8 年 4 月 18 日付達第 44 号で発布)で前記 JES を基に、これに常用圧力 40 kg/cm² までを追加して、艦艇建造の民間造船所へも配布され、この弁の製造用基本図も続いて配布されて、この図面で弁の製造が指令された。このときの 40 kg/cm² は過熱蒸気でないので、現在の 40 kg/cm² 弁のようなグレードの高いものでなかつたが、ともかく、これだけの弁が海軍によつて標準化され、強い推進力で実施されたことは、わが国の船用弁標準化の歴史を飾るものであろう。これだけの弁の基本図を作ることは予想以上の莫大な費用と人力を必要とするもので、民間の大造船所といえども、容易な業でなかつたが、当時の海軍は財力においても人的要素においても、現在のどんな所よりも遙かに大きなものを持つており、一度指令すれば、民間造船所から必要な人員も集められた。また試作研究するにしても費用に心配のない、まことに強力な組織であつたので、海軍基本制式と同時に JES の弁も誕生できたのである。しかしこれを担当した方々の努力と苦心には後から進む者として、ただ敬服と感謝の外はない。

終戦後、JES から JIS へ移行する船用弁の標準化に際して、このときの海軍の遺業が少からず役に立つたものである。

(3) 戦時中 船といえば、艦艇か、もしくは軍関係の輸送船が主であつたので、弁も海軍の制式が多く用いられた。しかし海軍の制式も、JES にも鈔鉄製の弁がなかつ

た。青銅と銅鋳との2種類で、経済的な戦闘しない船には鋳鉄弁で充分使用に耐える所が多いので、鋳鉄弁の標準化が必要になった。戦争の様相が悪化するに従い、輸送船団の消耗が甚しくなり、急速な補充、増強を目的とする戦時標準船に必要とする常用圧力 16 kg/cm^2 以下の鋳鉄規格弁の作成が海軍指令の下に民間各造船所の人員を三菱横浜造船所へ集めて制式図を作ったことがある。そのときは銅を節約せねばならぬ時代で、耐食性材料の青銅費銅の代りにステンレス鋼を用いる設計であった。これが戦時標準船の標準弁で、戦時中急速に出来た多数の弁メーカーで製造されたもので、限られた材質と工数の節減と、大量需要に適する戦時標準で、耐久力などは後の問題で、船そのものが一航海して無事帰ってくるかどうか危いときであった。従つて弁、コックその他部品類もやかましくいつておれないときであったから寸法的に揃つたものを国家存亡の急場に如何にして間に合わすかの標準化であった。

昭和初期まで、船用弁を内作していた造船所も昭和6年滿州事変以後の繁忙期におよんで、外注方策をとるため親子関係のような専門の弁製造会社が必要になり、大造船所は技術的その他の援助を行つて、自家専用の弁製造会社の育成に少なからぬ努力を払つた。その結果、有力な弁製造所が続々堅実な発展に向つた。本格的戦時態勢になつてからは、生産のすべては軍の統制下におかれ、軍の庇護の下に造船所も弁製造所も急激に膨脹した。しかし弁の標準化に対しては僅かに軍の実験試作の外は民間においては落ちついた研究もできなかつたし、著しい進歩もみられなかつたのは、急迫した状態下やむを得ないことであつた。

(4) 終戦後 烈しい空襲下、乏しいカロリーで最後まで生産奉公に尽した技術者も終戦直後、身心を打ち込んだ職場を離散のやむない運命におかれた。生産合理化も標準化も何の役にも立たぬ。そんなことを考える気力さえ全くない虚脱状態に落ちたが、やがて回復した再建の意によつて、戦時中、荒れ果てた JES、すなわち急場しぎの臨時 JES では産業再建も難しいので、JES の立て直しに着手した頃、日本船舶の再建に計画造船が始められた。このとき船体や主機には、かなりの自負を持つた国内各造船所も船用弁には自信を持てなかつた。旧海軍の制式弁も、商船には不適であり、戦時標準船の標準弁には不評判の経験ずみのものであつた。使用に耐えるものは値段が高く、どうしても戦後の計画造船に適合できる、経済性を持つ標準弁が必要になった。ここで運輸省の要望と工業技術院の要請で船舶工業標準調査会(現在の日本船舶工業標準協会の前身)で日本造船界の

再起に必須な船用弁の規格案を作ることになり、同会の機関部会(関東・関西・西部の三地区委員会があり、主要造船所と有力弁製造所、各地区の海運司、船関係の代表者から構成されている)で船用弁規格の調査・研究・立案をすることになった。多くの船用規格の立案分担の関係から、船用弁は主として関西地区委員会(阪神より玉野、舞鶴を結ぶ主要造船所を根幹としている)が担当して JIS 船用弁規格案を立案し、関東・西部の両地区も協力し成案が出来ると JIS 船舶部会船用弁専門委員会にて審議を行ない、JIS に制定される現在の組織が成立した。昭和23年船用弁標準化のスタートを切つてから、国内主要造船所と弁製造所を結ぶ前記標準協会の機構の中で運輸省と工業技術院の支援の下に、撻まない努力が続けられた結果、初めは日本規格 JES 船舶規格として、次に昭和24年6月、工業標準化法の発令とともに、日本工業規格 JIS となつて新しい弁の制定、一度制定された弁の改正に、止るところのない道を歩んでおる。近時輸出船ブームを迎え、外国船主の高度の品質要求によつて標準弁の改正に啓発されたところも少くない。費用の関係で、これらの規格案および標準となる各弁の製作図面は主として前記関西の造船所で作成されている。

2. 現在の JIS 船用弁

昭和23年に発足して10年間、3年毎の見直し時機に逐次改正されて現在船用弁として JIS にあるものはつぎの JIS 船用弁およびコック一覧表に記載されているとおりである。(次頁参照)

3. JIS 船用弁規格の概要

現在の JIS 船用弁規格の詳細は JIS F 7301~7390 の各規格票に詳記されているが、全体を通じてその要点を記してみると、つぎのとおりである。前記一覧表には細かく分類されているがこれを大きく分けると

- (1) 止メ弁 (Stop Valve)
- (2) 逆止弁 (Check Valve, Non Return Valve)
- (3) 仕切弁 (Sluice Valve)
- (4) コック (Cock)
- (5) その他

(5)のその他にはホース弁や圧力計弁など特殊なものもあるが、現在までに制定のものは(1)~(4)の流体輸送用のものが主になつている。

止め弁は弁箱の形状だけ変えて、玉形弁とアングル弁とに分けて制定し、弁体、弁棒など全部共通の部品で構成できる規格となつておる。

逆止弁は前記玉形弁、アングル弁の弁箱、フタなどを

規格番号	形状	記号	呼び圧力 kg/cm ²	呼び径 mm	弁箱または本体材料	最高使用圧力 kg/cm ²				おもな用途	
						蒸気の場合	120°C以下の静流水の場合	120°C以下の油の場合	特別の場合 最高使用圧力の10%まで でこえて使える呼び径 mm		
JIS F											
7301	玉形弁	FG		15~40	青銅	220°C 以下			15~40	雑用蒸気管系, 排気管系, ドレン管系, 水管系, ビルジ管系, 海水管系, 潤滑油管系, 燃料油管系, 空気管系, 消火送水管系	
7302	アングル弁	FL									
7305	玉形弁	FG	5	50~200	鋳鉄	5	7	5	50~200		
7306	アングル弁	FL									
7311	玉形弁	FGS		240~300	鋳鋼	—			—		
7312	アングル弁	FLS								船体付海水管系	
7307	玉形弁	FG		50~200	鋳鉄	220°C 以下 10	14	10	50~200	蒸気管系, ドレン管系, 給水管系, 空気管系, 消火送水管系, 燃料油管系	
7308	アングル弁	FL									
7303	玉形弁	FG		15~40	青銅	220°C 以下			15~40	蒸気管系, ドレン管系, 給水管系, 空気管系, ボイラ水吹出管系 (青銅だけ), 噴燃ポンプ送管系 (青銅だけ)	
7304	アングル弁	FL									
7309	玉形弁	FG	16	50~160	鋳鉄	16	22	16	50~160		
7310	アングル弁	FL									
7313	玉形弁	FG		30~160	鋳鋼	350°C以下 20 300°C以下 23 220°C以下 25	28	25	30~160	蒸気管系 ドレン管系 給水管系 ボイラ水吹出管系 噴燃ポンプ送管系	
7134	アングル弁	FL									
7315	玉形弁	炭素鋼 FG モリブデン鋼 FG...M		30~160	鋳鋼	炭素鋼 モリブデン鋼 42 38			30~70		
7316	アングル弁	炭素鋼 FL モリブデン鋼 FL...M				450°C以下 30 425°C以下 26 400°C以下 30 300°C以下 35 (35) 220°C以下 38 (58)	モリブデン鋼 (42)	モリブデン鋼 (38)			
7321	玉形弁	FGS		6~20	鋳鋼	300°C 以下 20			6~20	蒸気管系, ドレン管系, 水管系, 噴燃ポンプ送管系, 圧力計元弁	
7322	アングル弁	FLS	20					28	25		
7323	玉形弁	FGF		15~25			220°C 以下 25				15~25
7-24	アングル弁	FLF								蒸気管系, ドレン管系, 水管系, 噴燃ポンプ送管系	
7325	玉形弁	炭素鋼 FGS モリブデン鋼 FGS...M		6~20	鋳鋼		炭素鋼 モリブデン鋼 60 52	炭素鋼 炭素鋼	6~20	蒸気管系, ドレン管系, 水管系, 圧力計元弁	
7326	アングル弁	炭素鋼 FLS モリブデン鋼 FLS...M									
7327	玉形弁	炭素鋼 FGF モリブデン鋼 FGF...M		15~25	鋳鋼	450°C以下 40 425°C以下 35 400°C以下 40	48 (48) 52 (52)	モリブデン鋼 (60) モリブデン鋼 (52)	15~25	蒸気管系 ドレン管系 水管系	
7328	アングル弁	炭素鋼 FLF モリブデン鋼 FLF...M					300°C以下 48 220°C以下 52				
7351	逆玉形弁	FN-G		25~40	青銅	飽和蒸気 5			25~40	ビルジ管系, 水管系, 油管系, ドレン管系, 海水管系	
7352	逆アングル弁	FN-L									
7353	逆玉形弁	FN-G	5	50~200	鋳鉄	220°C 以下 5	7	5	50~200		
7354	逆アングル弁	FN-L									

7355	逆止引上 アングル弁	FNL	5	50~ 300 360, 400 450, 500	鋳鉄	—	7 6 5	5 4.5 4	50~150	危急ビルジ (大排水) 吸込管系, 油管系	
7356	リフト逆止 (玉形)弁	FLN	5	25~ 40	青銅	220°C 以下	5	7	5	25~40	
7358	リフト玉形弁	FLN...G	5	50~ 160	鋳鉄	—	7	5	50~160	水管系, 油管系, 海水 管系, ドレン管系	
7359	逆止アングル弁	FLN...L									
7371	スイング 逆止弁	FSN	5	25~ 40 50~ 160	青銅 鋳鉄	—	7	5	25~40 50~160		
7361	ラン 仕切弁 形	FSB	5	40	青銅	飽和蒸気 2	7	5	40	水管系, 海水管系, 潤 滑油管系, 燃料油管系, 荷油管系, 空気管系, 排気管系	
7363		FS	5	50~ 400	鋳鉄				50~300		
7365		FSS	5	50~ 600	鋳鋼				50~600		
7362		FSB	10	40	青銅				40		
7364		FS	10	50~ 500	鋳鉄				50~200		
7366		FSS	10	50~ 400	鋳鋼				50~400		
7336	ネジ 込	玉形弁 アングル弁	FGSA	40	6~20	銀鋼	空気 40	—	—	内燃機械の起動および その他の空気管系	
7337	玉形弁 アングル弁	FLSA									
7338	玉形弁 アングル弁	FGFA	40	15~ 25							
7339	玉形弁 アングル弁	FLFA									
7340	フジ ラ ン形	玉形弁	FGA	30	30~ 160	鋳鋼	空気 30	—			
7334	ホ ー ス	玉形弁	FHG	5	15	青銅	5 および 10	—	—	海水吸込口格子および ボイラ管掃除用蒸気ま たは空気, ソーダ煮沸 用蒸気	
		アングル弁	FHL	5	15						
		玉形弁	FHG	10	40, 50						
		アングル弁	FHL	10	40, 50						
		玉形弁	FHG	10	65						
7341	圧 力 計	玉形弁 アングル弁	FGG	100	接 ア フ ト 3/8" 3/4"	銀鋼	水・油・空気 100	—	—	蒸気, 空気, ガス, 水 および油管系	
7342	玉形弁 アングル弁	FLG									
7343	コ ッ ク	コ ッ ク	FCG	20	1/2"	青銅	水・油・空気 20	—	—		
7386	ネジ込 コック	コック	FCS	10	6~20	青銅	飽和蒸気 2	10	5	—	ドレン管系 (蒸気ドレ ンを除く), 水管系, 海 水管系, 潤滑油管系, 空気抜管系, 圧力計元 コック
7387			FCS	20	6~20	青銅	飽和蒸気 16	20	16	—	蒸気管系, ドレン管系, 水管系, 海水管系, 潤滑 油管系, 空気管系 (真 空管系を含む), 圧力計 元コック
7381	フ ラ ン ジ 形	二方コック 三方コック	FC	5	25~ 70	青銅	—	7	5	—	水管系, 海水管系, ビル ジ管系, 潤滑油管系, 燃 料油管系
7390	錠付 コック	A形 B形	FCJA FCJB	—	10~ 25	青銅	—	—	—	—	小出シ油タンク用

備考 1. 脈動水または空気・ガスなどの流体の最高使用圧力は蒸気の場合と同じとする。ただし脈動水とは衝撃の強い往復ポンプ送水のようなもの, 静流水とは衝撃の弱い往復ポンプおよび回転ポンプ送水のようなものをいう。

2. 特別の場合とは, たとえばボイラ給水管系などで, その管系の最高使用圧力が弁の最高使用圧力をこえる

- こと 10%以内のとき、一段上位の呼び圧力の弁をとくに使用しなくてもよい場合をいう。
 3. 最高使用圧力欄において、カッコをつけた圧力のものは経済上なるべく使わないのがよい。

参考 JIS とアメリカ・イギリスの圧力段階対応、呼び圧力を psi で表示する必要がある場合はつぎの表によることができる。

JIS	kg/cm ²	5	10	16	20	30	40	60	100
アメリカ・イギリス	psi	75	150	250	300	400 (アメリカ) 450 (イギリス)	600	900	1500

そのまま用いて弁棒、弁体だけを変えて、ネジシメ逆止玉形弁、アングル弁にできるようになつておるので、これらの弁は共通部品が使用できて、製造の合理化からも流通上の便利からも、また経済性にも大きな利点が考えられている。

仕切弁は全開使用のとき圧力損失が少いので、流量の加減を要しない全開か全開かに用いられる個所に適しておる。流量の加減が必要であつたり、確実に漏らないことが要求される場合には止メ弁が適用されるので、今のところ低圧を主とし、全開高さを低くするため内ネジが用いられている。

フランジ形とネジ込との分け方は小口径の 6~25mm にはネジ込があり、15mm 以上はフランジ形にされておる。よつて 15~25mm にはネジ込とフランジ形と両形が存在しておる。

弁箱の材料と呼び圧力、呼び径の関係

船級協会のルールなどで船体に直接付着される海水吸込弁などは鑄鋼を指定されるが、こういうルールに制限されないものは、性能と経済性を討究の結果、つぎのような関係になつておる。

弁箱材料	呼び圧力	呼び径	
玉形弁	青銅	5~16kg/cm ² 40mm 以下	
	鑄鉄	5~16kg/cm ² 50~200mm	
	アングル弁	鍛鋼	20~40kg/cm ² 6~25mm
		鑄鋼	20~40kg/cm ² 30~160mm
仕切弁	鑄鋼(船体付)	5kg/cm ² 240~300mm	
	青銅	5~10kg/cm ² 40mm 以下	
	鑄鉄	5kg/cm ² 50mm 以上	
	鍛鋼	10kg/cm ² 50mm 以上	
	コック	鑄鋼(船体付を含む)	5kg/cm ² 50mm 以上
		鑄鋼()	10kg/cm ² 50mm 以上
コック	青銅	5kg/cm ² フランジ形 25mm 以上	
	青銅	10~20kg/cm ² ネジ込 6~20mm	

最高使用圧力は流体の状態すなわち温度、流体種類によつて変化させている。120°C の静流水の場合は呼び圧力の 1.4 倍程度の圧力に使用できることを規定して経済的な使い方を指示している。高温箇所に使用されるものでモリブデン鋼などの耐熱合金鋼を用いる場合にはこの

レートは炭素鋼の場合と変つてくる。

弁の規格と製作図面 これら弁の規格は原案作成に当つて、審議調製された製作図面に基いて主要寸法を決定したもので、この図面には各部の詳細寸法、材料、ハメアイ、仕上記号などが詳しく記載されており、弁を製造するときはこの図面によるのが最も適切である。この図面は前記、日本船舶工業標準協会から頒布されている。

4. 船用弁の標準化と設計上の考慮

船用弁の標準化と各弁の設計に当つてはつぎの諸事項を考慮の中に入れて行われている。

- (1) 船用としての適確な性能 陸用よりも耐振耐食性を考えなければならぬのは勿論であるが、船内の窮屈な場所でも使えるように高さや容積をなるべく小にする必要がある。これはまた重量軽減の重要な条件を満足せしめることにもなる。これらとともに性能の安定度の高いことが肝要で、一つの弁が故障しても大洋の中を漂流せねばならぬかも知れない。このため船用として操作し易く適確な性能を確保できることを設計の第一に考えておる。
- (2) 経済性 船の受注には国際的に激しい競争を演じておる時代である。性能は絶対確保を必要としその上値段が高過ぎてはいけぬ。10 kg/cm²—220°C に適用の規格弁が 40kg/cm²—450°C にでも使用出来るとするならば、過度の高価品たらざるを得ない。これは設計上の誤作品で経済的には不合格といわざるを得ないものである。規定の性能と経済性を両立せねばならぬところに、大きな努力が払われている。
- (3) 製造者の範囲選定 昔のように弁を造船所で内作するならば、自家の設備と技術に適合した設計ができるが、JIS の弁は少数製造所の独占事業となる性質のものではなく、なるべく多くの弁製造所で生産できる設計のものであることが望ましい。すなわち弁の種類により、その製造所の大きな範囲を選定し、その設備・技術に適合する設計を行わねばならない所に苦心が要る。わが国の弁製造所の技術水準が揃うてきたらこの問題は解消するのであるが。

(4) 規格の弾力性 船用弁も制定初期には一般メーカーを対象としたので、形状・材料など厳しく限定した規格であつた。そのためメーカー特有の材料や技術を活用できない場合があつた。これではいけないので、最近是有技術が活用できるように、弾力性ある規格とすることに頭を悩ましている。

(5) 指導性ある規格 技術の進歩が早いので特に溶接技術など含んだものは、規格の3年見直しまでに、現規格が旧技術の残物となる恐れがある。制定当時は過半のメーカーが困難と思われたことも1年後には一般化してくる見通しのももある。このような場合規格の指導性を考えて現在としては標準形を推奨するが、近いうちには、ここまで進歩するであろうところの構造、形状を示しておく要領に最近は規格を作つておる。こうすれば、何時でも前進できるし、この方向に技術の進歩を促進することとなる。

(6) 輸出船に対する用意 近年の造船ブームは輸出船あるため、外国船主側もそれぞれの国情により自国規格の適用などいろいろ注文をつけてくる。弁座の押込をネジ込に変更要望するなど、それらに対し何でも御無理御もつとも聞いては、こちらは安い船面で追いつかない場合がある。しかし先方の希望を JIS に織り入れておくこと、または容易に希望にそえるよう JIS を考慮しておくことは必要であるので最近では多分に留意されている。

(7) 実験と合理的設計 弁の設計についての文献は内外ともに公表されたものは少い。そのため計算法など従来の経験が基になつておる場合が多かつたと思う。し

かし最近一般の傾向は、重要物の新設計の場合には新しい研究と実験を基礎に設計が進められている。新しく一歩踏み出すには、多少の費用をかけても実験を行つて机上の計算値を修正して設計していくことは肝要である。出来るだけこの方向に進みたいものである。図1、図2はストレングージで実際応力を測定し、計算数値との差をみたものである。

5. 船用弁標準化最近の動き

最近 JIS で制定されたもの、改正されたもの、進行中のものを簡単に記すとつぎのようなものがある。

(1) 船用鑄鉄5~16kg/cm² 玉形弁, アンゲル弁
1956年改正(実施は最近から)のもので以前の旧形

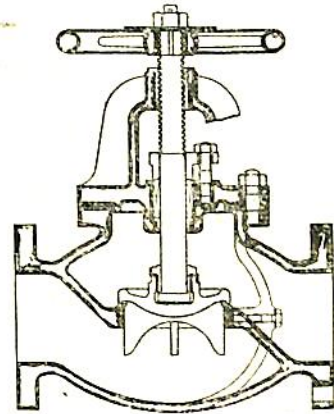


図3 船用鑄鉄 10kg/cm² 玉形弁(旧)

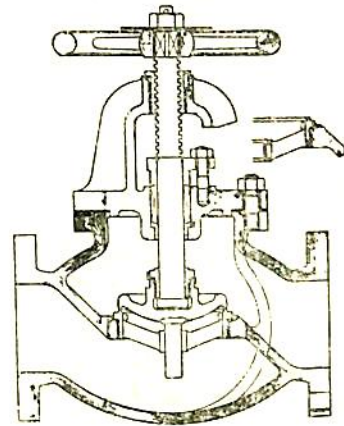


図4 船用鑄鉄 10kg/cm² 玉形弁(新)

(図3)から新形(図4)に改正され、輸出船でも文句をいわれないようにしたもので、弁体、弁座は規格どおりの BC2 で差支えないが規格中にもある一歩進んで 13Cr ステンレス鑄鋼の弁体、弁座を試作研究中である。

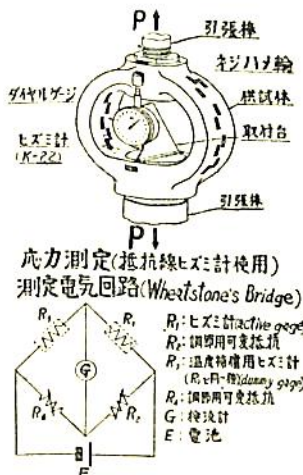


図1 JIS 船用弁ヨーク引張試験装置図(40k-80用(平形)の場合)

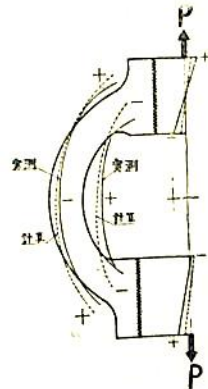


図2 鑄鋼 40K-30 玉形弁ヨーク応力分布図

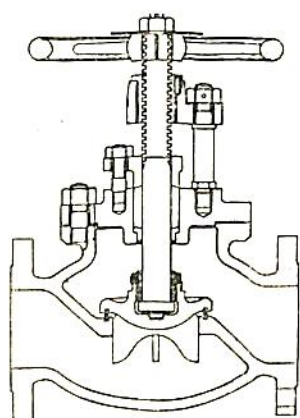


図5 船用鑄鋼 20kg/cm² 玉形弁 (旧)

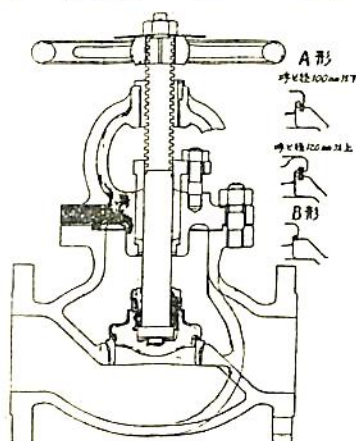


図6 船用鑄鋼 20kg/cm² 玉形弁 (新)

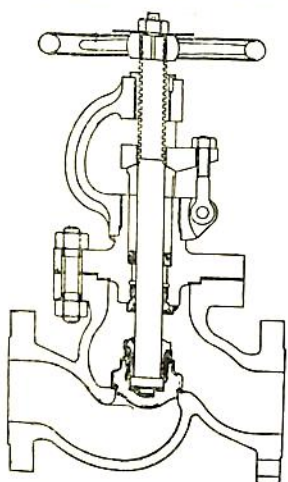


図7 船用鑄鋼 40kg/cm² 玉形弁

(2) 船用鑄鋼 20kg/cm² 玉形弁, アンゲル弁
1957年改正のもので, 近く JIS 規格票も発行される予定であるが旧形 (図5) から新形 (図6) に改めら

れたもので, 弁体, 弁座, フタのコークの形状などが近代的になった。

(3) 鑄鋼 40kg/cm² 玉形弁, アンゲル弁

45kg/cm²-450°C を目標に目下設計中のもので, 既に JIS 船用弁専門委員会に提出検討中のもの, 大体の構造, 形状は図7のとおり, 弁箱材料は SC49, SCA 41 (モリブデン鋼) SCA 51 (クロムモリブデン鋼) の3種類が規定せられている. 120°Cの水では 68kg/cm² まで使用できる. 呼び径は 30~160mm が規定される。

(4) 船用 30kg/cm² 逃シ弁

1958年制定のもので, 安全弁のように厳重なものでなく, 配管その他で圧力超過すれば一時的に吹き出し, 一種の警報の役をするものに多く用いられる. 呼び径は 10~40mm のものである。

(5) 船用鑄鋼 (船体付) 仕切弁

従来 600mm までであったのを, 650~800mm について新しい構造, 形状に設計され, 弁座の取付方や, 減速増力歯車付などが現行のものとは変っている. 弁箱肉厚も腐食を重視し厚肉となつてきているもので, 設計図はほぼ完了している。

(6) 船用鑄鋼 (船体付) アンゲル弁

現行 JIS は 300mm まで規定されていたが, 800mm までのものを新しく設計中である. 今回のものは大体 70% リフトとして, 流れをスムーズにし, キャビテーションなどによる潰食を避ける形状に計画されている。

6. 今後の問題

用途の広い船用弁は一応 JIS にまで標準化されたが, 規格の形態は国情と時勢に対応すべきもので, JIS も現在のまま固定されるものでない. 移り変わる時代の要求に応じて改正されねばならない. 船が高級になるに従つて, グレードの高い弁が要求されるのは当然のことである. 形状, 構造に材料に, また性能において船主側の欲するところは益々高度のものにあるであろう. 従つて3年見直し毎に改正されるものが多くなつた. しかし再々変えられることは弁メーカーにとつては死活にかかわる重大問題である場合が少なくない. よつて改正は慎重に, なるべく業者の被害を最小限に止めるよう常に考慮しているが, 規格を作るわれわれが予想しておる以上のものがあるらしい. 旧形だとして, いさぎよく廃止したものが, ある用途には安価でよいと惜しまれる場合もある. 技術の進歩を妨げないよう規格の弾力性, 融通性も大いに心しておく必要がある. JIS 船用弁の制定には必ずその裏

付となる製作図面が完備されているので、一般のメーカーで直ちに製造に着手することができる便利がある。そのためには随分手間のかかったものである。アメリカの弁の国家規格をみるとフランジ面間寸法だけが規定されており、他に何の制限もない。優秀なメーカー、有力な研究陣、設計陣を持つ所では規定以外に対してはメーカーの自由になるので、結構な規格であるという見方もある。日本でも一部のメーカーからはアメリカ流が望ましいと聞くが日本全体から考えると、そこまでいくにはかなりの年数がかかりそうだ。弁メーカーの平均技術水準の相違、国情の相違は簡単にアメリカ並に一致できそうにないからだ。しかし JIS 船用弁の出発点から比較すると幾分その方へ歩みつつあることは事実である。アメリカ式の弁規格なら原案を作るにしても日本の何百分の一の手間でできるであろう。例えば有能な一人の頭で短時日の間に規格案が完成されるだろう。それに比較すると JIS の船用弁は頭も胴も手足もが有機的に相当な年月の大努力の結晶であるといつてよい。昨年 ISO 会議の際、船用弁を含む JIS 船用規格の英訳輯（運輸省船舶局の依頼で日本船舶工業標準協会が編纂のもの）が大そう称賛されたと聞く。寄贈されたお礼の意味もあると思うが、英、独、米の国家規格にこれ程船用弁のまとまつたものがないことが彼等として賛辞となつたものと思う。

わが国の大造船所で 50 年を過ぎたところは僅か 5 指を屈する程度であり、弁製造所の代表的工場でも 30 年の歴史を持つばかりである。諸外国のそれに比べ、造

かに若いといわねばならぬ。若い元気で今や世界の造船界に覇を競うているとはいえ御注文主の外国船主の眼には若造に写っている。従つて JIS 標準弁に対する認識は冷淡である。

その若い日本の船用弁規格は先進諸国のそれに比して形態の一応の整備において、一步先行しておることは事実である。しかしその内容において、その運用において、品質管理と経済的な製造方法において、輸出船に対する調整において、まだまだ討議改善の余地は充分にある。この改進と解決のためには官民協力の大きな努力の結集が待たれている。幸にして、その道の達成を念願するものである。

参 照 規 格

JES 第 130, 131 号ネジ込玉形弁, フランジ付玉形弁および肘弁

海軍造船機造兵基本制式第 66, 67 号ネジ込玉形弁, フランジ付玉形弁, 肘弁

JIS 7300~6390 の船用弁諸規格

ASA B 16. 10-1939 Face to Face Dimension of Ferrous Flanged and Welding End Valve

DIN 86255, 86256 (1955) Graugusz-Ventile

86511~86513 (1956) NE-Metall-Ventile

86702, 86703 (1954) Graugusz-Schieber

(523 頁よりつづく)

必要な運転計器の種類および形式を決めてゆくことを目的とした。しかし当初は精度が不十分であつたり、動揺により使用が困難のものもあつたが、次第に改善されつつある。ガスタービンの運転計器といつても何も特別なものは必要としないが、タービンの回転数、ガス温度、圧縮機出口の圧力の計測に対しては、精度、信頼性の高い計器を必要とする。今のところ、回転数に対しては大型の遠心力利用の機械式回転計、温度に対しては電子管式の自動平衡温度計、圧力に対してはブルドン管使用の拡大指示圧力計を使用しては満足すべき結果を得ている。圧縮機出口圧に対して精密な圧力計を必要とする理由は、精密な回転計、温度計の助けをかりて、圧縮機翼の汚れやタービン翼の灰の附着による汚れを早期に探知し得るとともに、他の異常のある個所の発見を容易ならしめるからである。

あ と が き

船用主機としてのガスタービンの適応性を実船試験により確認するための第一段階として、本実験は一応の成

果を収めたものと考えられる。本機はその生い立ちにおいて特殊な制約を受けているので、本機により船用ガスタービンの評価を行うことは困難であるし、また時期尚早と思われる。しかしながら、種々不利な条件にかかわらず、使用時間を重ねるにしたがつて、本ガスタービンは次第に使い易いエンジンになりつつあり、その間になされた改良が主として計測器具の改善とか潤滑油の漏洩防止などの附帯的事項であることを考えるとき、ガスタービンの船用エンジンとしての適応性は、その第一歩として十分実証し得たものと考えられる。「ジョン・サーヤント」の改装に当つた J. J. McMullen は、その処女航海を終えたあとで、今後 5 年間に米國で建造される 7,000 馬力以上の貨物船の約 25% はガスタービン船になると述べているが、われわれも同様に将来の船用主機として、ガスタービンの占める分野が必ずあるものと期待している次第である。

最後に本実験は航海訓練所との協同研究によるものであること、および開放点検その他につき三菱造船株式会社への援助を受けたことを誌して感謝の意を表する。

比国賠償船モラービ号

笠戸船渠株式会社技術部

1. 船体部

本船は日新海運の発注によつて昭和32年2月11日起工せられた5200噸型ディーゼル貨物船で建造中フィリピン賠償船として切換えられ、Philippine ACE. LINES, INC., に引継がれ船級は AB, NK のダブルクラスを取得し4月28日進水, 12月5日無事引渡したるものである。

海上公試運転に優秀なる成績を修めると同時に計画時懸念されていた振動も極めて微量であつたので船主および乗組員の方々に十二分の満足を得ている。

主要要目

本船の主要項目は次の通りである。

1) 主要寸法

全長	105.02 m (344'-5 $\frac{7}{8}$ ")
垂線間の長さ	97.00m (318'-2 $\frac{7}{8}$ ")
幅(型)	15.00 m (49'-2 $\frac{1}{2}$ ")
深さ(々)	7.70m (25'-3 $\frac{3}{4}$ ")
満載吃水	6.364m (20'-10 $\frac{1}{2}$ ")
乾舷	1.372 m (4'-6"
満載排水量	7,086.93 K.T. (6,975.00 L.T.)

2) 噸数および船級

総噸数	3,273.63 T
純噸数	1,902.00 T
船級	NK, NS*, MNS* AB, +AIⓈ, +AMS

航海区域

遠洋区域

3) 船型および甲板間の高さ

種類	単螺旋ディーゼル貨物船
船型	四甲板船尾機関型
舷弧	前部 2.230 m

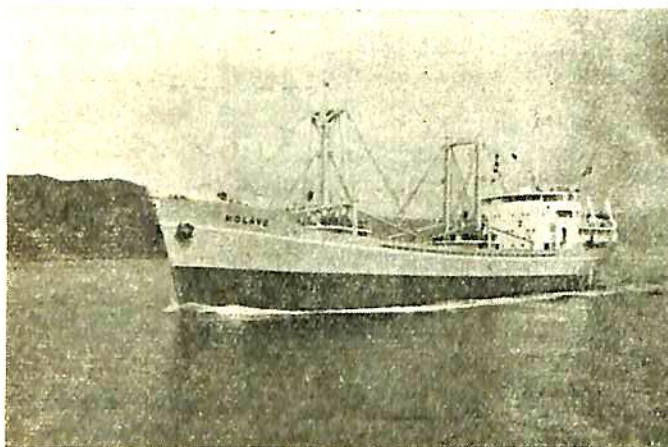
後部	1.102 m
梁矢	0.300 m (11 $\frac{1}{2}$ ")
甲板数	一層
甲板間の高さ	
上甲板—船首樓甲板	F.120 において 2.10 m
	F. P " 1.90 m
上甲板—船尾樓甲板	2.05 m
船尾樓甲板—端舷甲板	2.20 m
端舷甲板—航海船橋甲板	2.30 m
航海船橋甲板—羅針船橋甲板	2.20 m

4) 容量

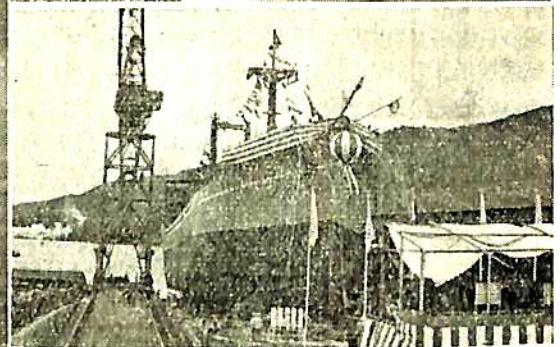
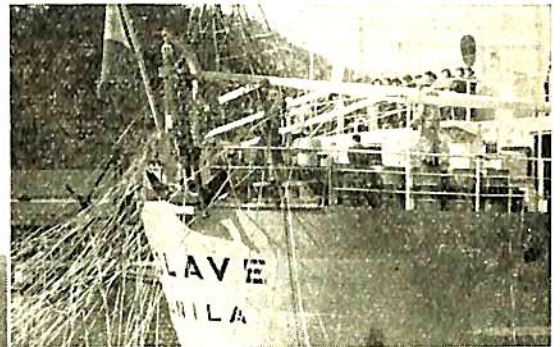
載貨重量	5,179.22 L.T. (5,262.33 K.T.)
載貨容積	グレーン 247,801.88 立方呎
	バール 229,849.49 "
燃料油	16,765.00 "
清水	14,525.43 "
脚荷水	21,143.74 "

5) 速力

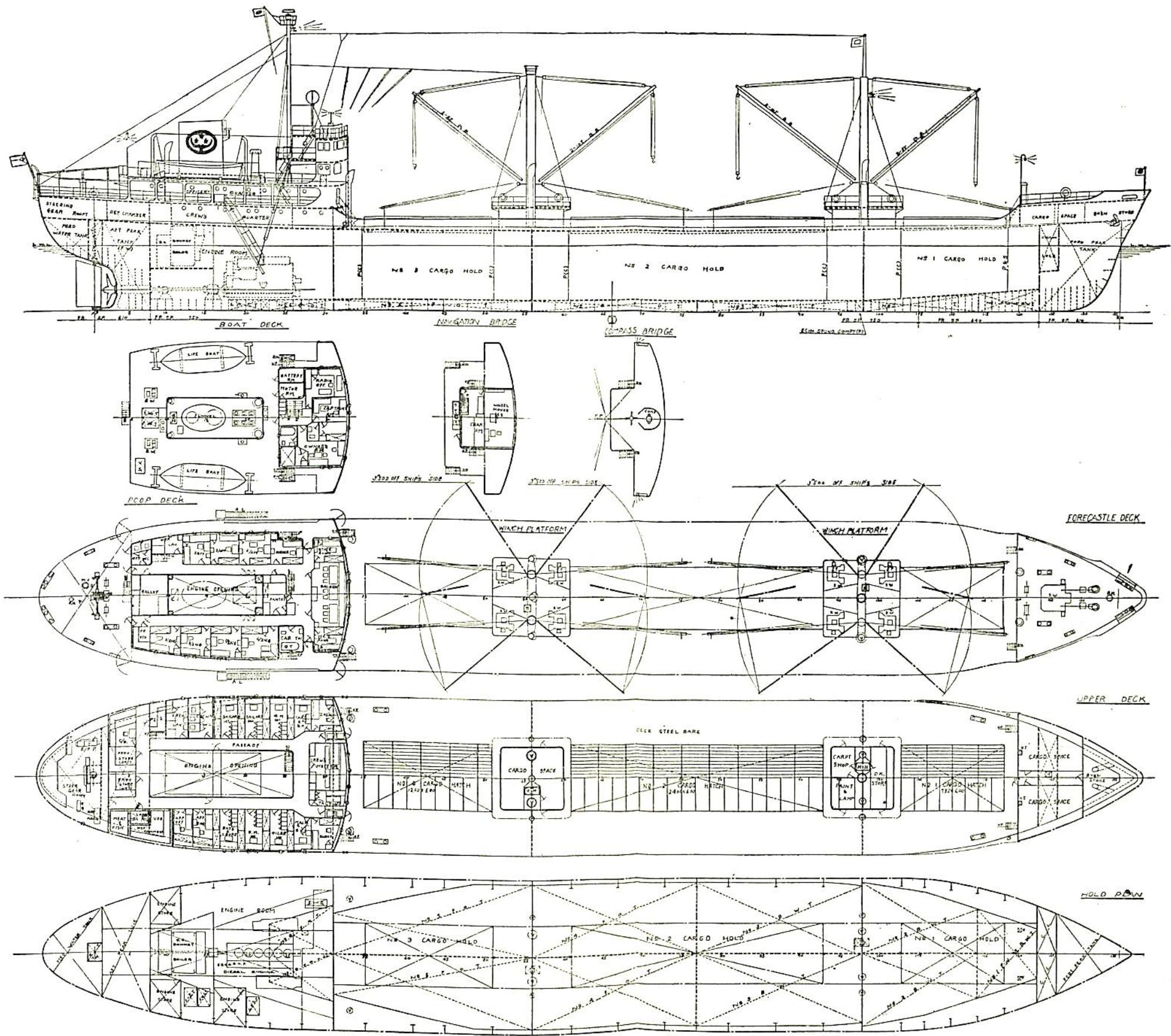
試運転最大速力	15,506 K.T.
航海速力	12.00 K.T.
燃料消費量	9.0 T/D
航続距離	13,500 S.M.



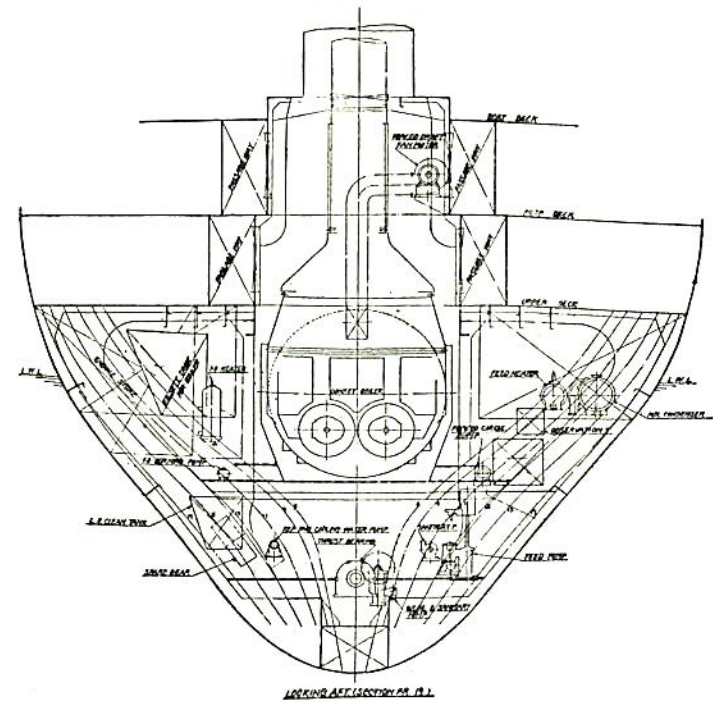
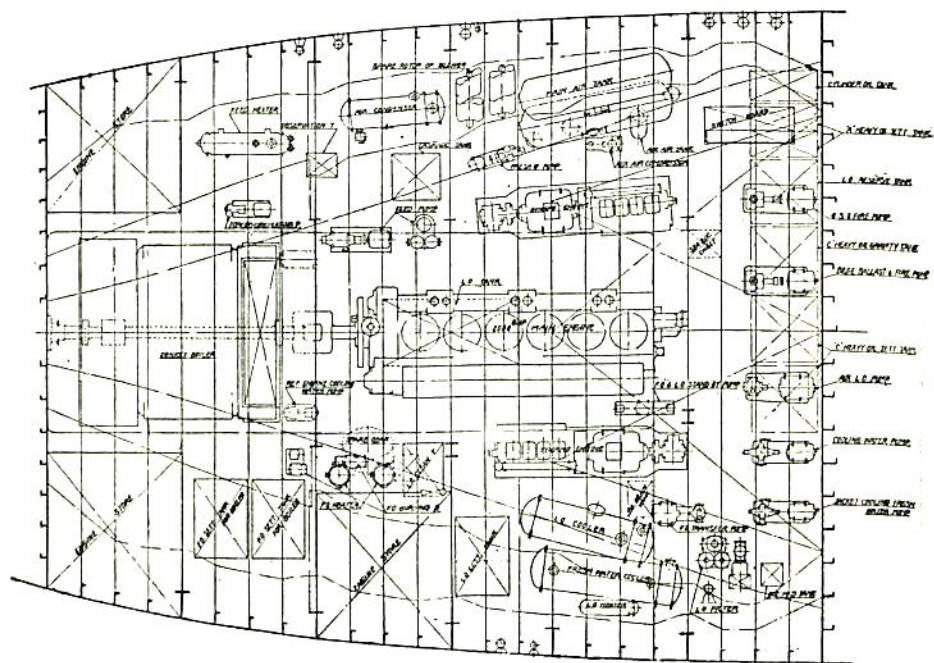
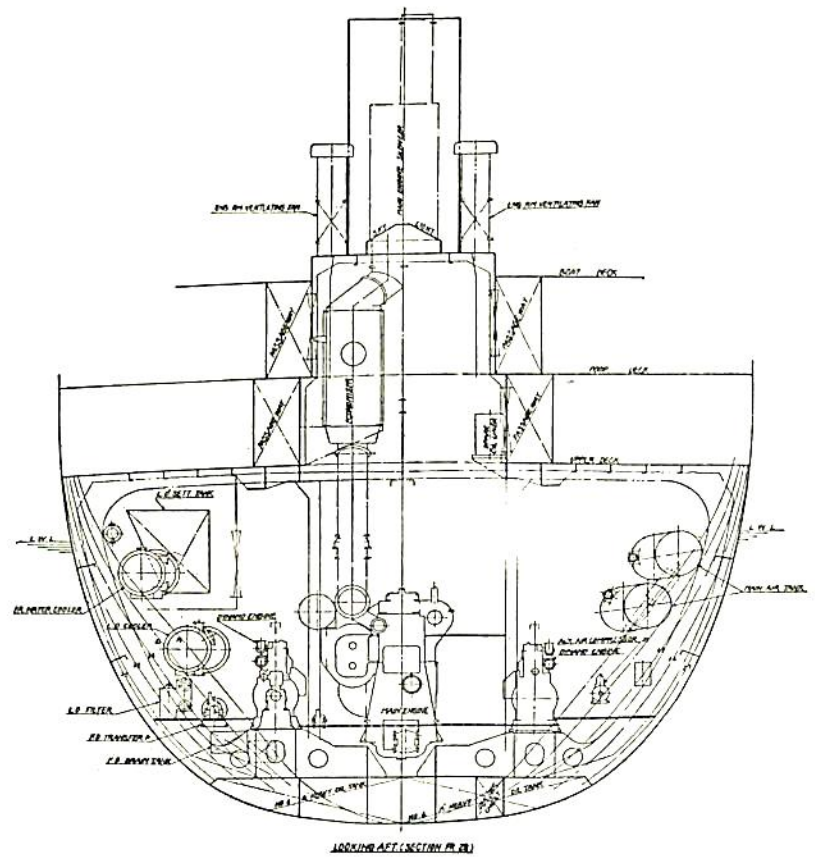
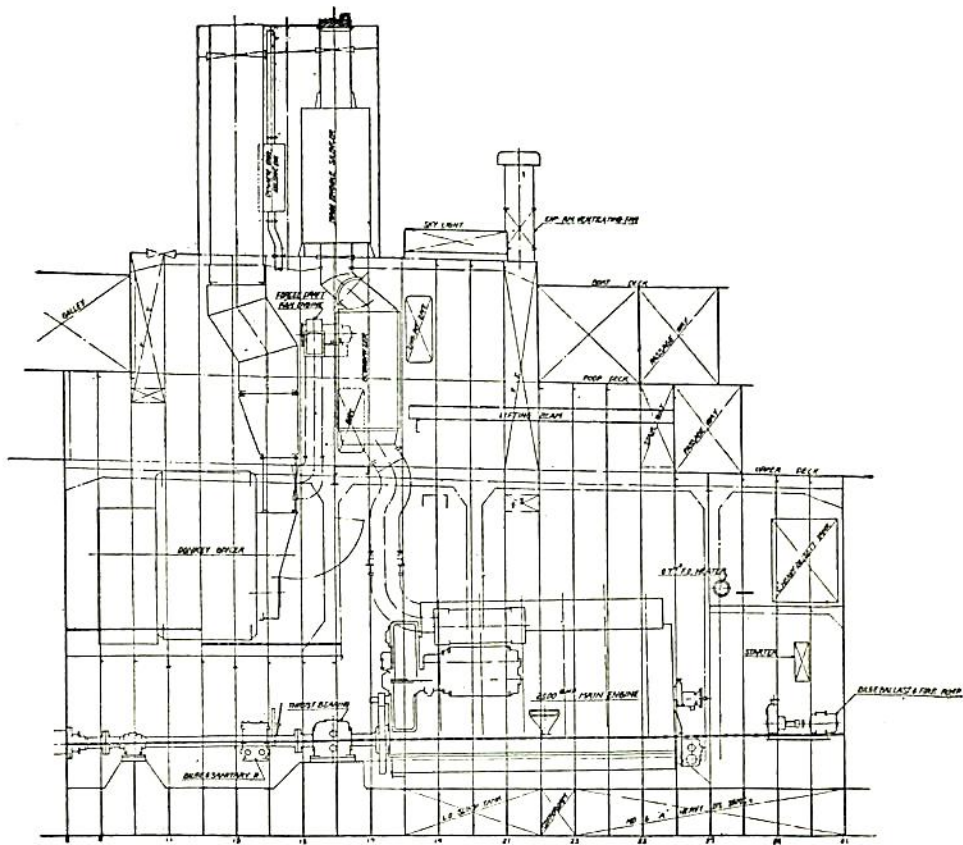
モラービ号



モラービ号の進水



モラービ号 一般配置図



モラービ号機関室全体装置

6) 主機械等

主機械 型 横浜 MAN G6Z 52/70 型
単備 2 サイクル, ディーゼル機関 1 基
連続最大出力 2,500HP×220 RPM
常用経済出力 2,125 HP×208 RPM

7) 乗組員および乗客

士官	甲板部 5 名	機関部 5 名	事務部 2 名
属員	〃 15	〃 11	〃 5
乗客	3		

合計 46 名

一般計画

1) 本船の計画に当って問題となつたのは載貨重量と載貨容積が如何程増すかという期待であつたが載貨重量は今までの実績によつてみても増加は余り期待できないが載貨容積の増加は明かであることがわかつたが、この増加がトリムに制限を加えられるので船主と協議した結果バラスト状態において船首吃水を 1.80 m に押えることという要求であつたのでこのため二重底の高さを増す結果となりこの分をハッチの高さを増すことによつてカバーすることになつた。

2) 船尾機関型は推進性能上一般的に中央部機関型と比較して不利であることはいうまでもないが、この不利を出来得る限り減少させることを考え浮心の位置を決定し、満載状態において 12 KT という船主要求を満足せしむるため V/\sqrt{L} からみて最も経済的な cb を 0.743 と決定した。

3) 一般配置上で船尾機関型に問題となるのは操舵室からの船首の見通しを十分に取ることであるが甲板数を一層増すことは復原性上好ましくない。また船首のシャワーを下げることも乾舷に影響を及ぼすので甲板間の高さを前方に行くに従つて低くして船首形状にフレアーを附して凌波性を増した。

4) カーゴウインチが集中している点荷役上有利である事はいうまでもないが、汽動のため蒸気管系統が長くなつて蒸気圧力が低下してくることがありそのためのウインチの作動に都合が悪くなることをよく聞かされたので点ラッキングの施工を十分に行うことで運転の際に何等その心遣はなかつた。

5) 全居住区が船尾にあることは船体振動の感じが甚だ鋭敏になるため振動防止に十分な対策をしたがこれはまたトリムの問題にも関連して船尾機関型に良くある船尾吃水がとれないので荒天の場合ピッチングが起つてプロペラが露出して振動が起ることがあるが本船は船尾は大きな水艙としてプロペライマージョンを十分に取得できるようにしてある。

船尾機関型の特徴と経済性を益々突擧させるにはいろいろ見地から検討を加える必要があるが、本船の運航

実績と相対つて今後研究を進めて行かねばならないことである。

一般配置

本船は船首楼、船尾樓付の凹甲板型で機関および船橋は船尾に配置している。三つの貨物艙をもち、第 2 貨物艙は 31.5 m で長大物搭載に適し、また木材積を考慮しての荷役装置をもち艙口蓋は心丸ハッチボードとした。

二重底に、1 番は清水兼脚荷水艙、2,3 番は脚荷水艙、4,5 番は燃料油艙とし機関室下部は A 重油艙、潤滑油艙となつている。船首水艙は清水兼脚荷水艙、船尾水艙は清水艙、最後部は養糞水艙とした。

船首楼内は甲板長倉庫および貨物艙とし、マストハウス内は貨物艙、甲板倉庫、大工作業場、塗料および灯具庫としている。居住区は船尾に配置している。

船体構造

船体構造はすべて AB, NK 規則の要求を満足せしめている。

近年溶接が大巾に採用され船体重量の軽減およびブロック建造方式に伴つて建造の迅速化の利点はもたらされたが同時に歪残留応力の問題等好ましくない影響も少なくない。従つて、当社も溶接使用箇所の再検討、構造様式の再吟味等が種々なされ combine system を採用した。

本船は船尾機関で長大な艙口を有しかつ長大物の搭載に適するよう梁柱は艙口端中心線梁柱以外全然設けていない。船殻重量は普通貨物艙に比して相当重なることを初期計画の際懸念したが、甲板、船底は縦通式、船側は横置式肋骨を採用して極力重量軽減をはかり広範囲に電気溶接を採用した。

鉄を使用した箇所は構曲部外板の上縁と上甲板、梁上側板と船側厚板との固着、バウショックの下縁等でその他は殆んど全部電接とした。

艙内は 4-6 肋骨毎に特設肋骨を設け梁柱を廃して強大な特設梁を設けている。また第 2 艙口の特設艙口梁は取外式である。

これら溶接された構造は地上組立場にて最大 25 呎以内のブロックにまとめ、特に二重底は縦通式のため溶接順序を溶接工作要領に従つて行い歪差を考へて変形を防止した。船首尾構造等は複雑なものは工作上可能な範囲内でブロック組立方式を行い短縮された工期の中で最も効果的な方法で遂行された。

荷役装置

各貨物艙には各 1 個のハッチクレーンを有し出来得る限り ample なハッチサイズとし荷役能率の増進をはかつた。またデリックの配置に考慮がみられ貨物容積に対して均等な配置となしウインチは蒸気式としブームは鋼板製である。

荷役設備は次に示す。

ハッチ 番号	寸 法	デリックアーム		ウインチ	
		容量	長さ	数	容 量 数
No.1	9.820m 6.000m	5t	13.00m	25	25m/m 2
No.2	24.000×6.000m	10t	13.70m	4	〃 4
No.3	12.900×6.000m	5t	13.00m	2	〃 2

居住設備

乗組員の居住設備については航路に適合せしむるよう留意し主として衛生、厚生設備に重点を置き船尾に設けてある。

上甲板には属員食堂、属員居住室、荷役事務室、浴室、便所、倉庫を設け、属員室はネオ・マプラス、通路はデックス・オ・テックス塗りとし、通風採光に留意をし、ベット、机、椅子、衣服箱、窓カーテン等を完備する外、扇風器、暖房器を有する。

船尾楼甲板には各士官室、サロン、配膳室、客室、浴室、便所、貯室、倉庫等を設け、居住室はネオ・マプラスを張りベット、ソファー、机、椅子、洗面台、衣服箱、窓カーテン等を設ける外、扇風機、暖房器を配置し十分な採光と明快な色調を有する清楚な近代様式の装飾を施してある。

端艇甲板には船長室、船長寝室および便所、無線室を配しまた船主室、船主寝室、便所を設けてある。おのおの室内にはベット、ソファー、机、テーブル、椅子、衣服箱、洗面台等を設ける外、扇風器、暖房器を配置してある。

航海船橋には操舵室、海図室を配置す。

操舵装置

羅針船橋並びに航海船橋上に磁気羅針儀各1基を配置し船尾楼内操舵機室に5馬力「ジャンナー」型電動油圧式操舵機1基を設け、船橋より伝導軸によつて操縦する。予備操舵として手動油圧ポンプを装備する。

舵は流線型複板平衡舵で、面積は 9.33 m^2 $A/L \times d = 1/66$ である。

救命装置

端艇甲板上後部に長さ8.00×幅2.60×深さ1.95 定員46名の救命艇を両舷おのおの1隻宛配置しその内1隻は手動推進式である。ダビットはメカニカル式コロンバス型で揚卸用ウインチを備えている。

なお沿海航海時の増員用として8人乗救命浮器を1個ずつ自然浮揚式ともなる格納方法で各舷に備えている。

消防設備は貨物艙、機関室は蒸気および海水消防装置を施し、居住区には海水および持搬式消火器を備えている。

なお海水消防系統は操舵機室内に備えた非常用消火ポンプにも接続してある。

繫留装置

すべて蒸気式で船首楼甲板上に力量10.7 颯捲揚速度9m/m の揚錨機1台を、また船尾楼甲板上には力量5 颯

捲揚速度25m/m 1台の繫船機を配置してある。

冷凍装置

冷蔵庫は容積670.72 立方呎で冷却用として「フレオン」式冷凍機1台を備え、3馬力電動機によつて駆動せられるようになっている。

航海計器

磁気羅針儀 (カード径6½")	2基
レーダー MP-30	1基
方位測定機 KS-295	1個
音響測深儀 型1100	1個
舵角指示計	1個
シーツプログ	2組
経線儀	1個
高声電話機 (操舵室一機関室、操舵室一船首楼甲板)	一式
機械式テレグラフ	一式

2. 機 関 部

主機械は横浜 MAN G6Z52/70 型ディーゼル機関1基である。C 重油により運転しうるよう計画し、A 重油と C 重油の管系は完全に分離されている。また清水冷却管系は密閉循環冷却方式を採用し清水タンクの容量をしばつて使用している。

主発電機は DC 230V, 70 KW 2基でディーゼル機関によつて駆動されている。

機関部の要目等は次の通りである。

1) 主 機 械

型式	横浜 MAN G6Z 52/70 型	1基
連続最大出力	2,500 BHP × 220 RPM	
常用出力	2,125 BHP × 208 RPM	

2) 補 助 罐

型 式	乾燃室式円罐 (5号罐相当罐)
蒸気圧力	10 kg/cm ²
蒸発量	5,500 kg/h

3) 排気ガスエコノマイザー

型 式	強制循環 鋼管製 排気ガス加熱コイル	1基
蒸気圧力	10 kg/cm ²	

4) 発 電 機

発電機 型式	防滴型 (D.C.)	2基
容量	70 KW × 230 V	
原動機 型式	ヤンマー 4 LSM 型	2基
出力 × 回転数	120 BHP × 600 RPM	

5) 主空気圧縮機

型 式	2筒2段圧縮水冷式	2基
容 量	95m ³ /H × 30kg/cm ²	

6) 非常用空気圧縮機

型式	艦型2段圧縮式	1基
容量	4.5m ³ /H×30kg/cm ²	
原動機	2.5HP 石油機関	1基
7) 推進器		
型式	ニロフオイル4翼一体式	1
材質	マンガンブロンズ	
直径×ピッチ	3,150 m/m×2,040 m/m	

8) 補助機械

名称	型式	力量×水頭	電動機の容量	台数
ジェット冷却用海水ポンプ	渦巻式	65 m ³ /H×20 m	12P	1
海水冷却器冷却用海水ポンプ	渦巻式	95 " × 20 "	15	1
予備潤滑油ポンプ	歯車式	65 " × 45 "	25	1
燃料移送ポンプ	歯車式	15 " × 30 "	7.5	1
燃料油清浄機用ポンプ	歯車式	2-2 " × 30 "	2	1
燃料油潤滑油波上ポンプ	歯車式	2-2 " × 30 "	2	1
ビルジバラスト兼消防ポンプ	渦巻式	100/50 " × 25/50 "	25	1
雑用水兼消防ポンプ	渦巻式	100/50 " × 25/50 "	25	1
サニタリーポンプ	渦巻式	10 " × 25 "	3	1
清水ポンプ	渦巻式	5 " × 50 "	2.5	1
エコノマイザー循環水ポンプ	渦巻式	3.5 " × 40 "	3	1
重油噴燃ポンプ	歯車式	1 " × 140 "	2	1
同上	ウォーシントン	1 " × 140 "	—	1
給水ポンプ	タービン式	8 " × 140 "	15	1
同上	ユニヤー	8 " × 140 "	—	1
強圧送風機	シロッコ	150m ³ /min × 75mm Aq	5	1
機関室通風機	軸流式	200 " × 30 "	3	2
燃料油清浄機	シャープレス	C重油にて1800/H	3	1
燃料油清浄機	シャープレス	" 1800/H	3	1
潤滑油清浄機	シャープレス	1500/H	3	1
補助復水器	大気圧式	40 m ²		1
給水加熱器	表面式	5 m ²		1
潤滑油冷却器	表面式	80 m ²		1
清水冷却器	表面式	100 m ²		1
ビルジサニタリーポンプ	ピストン式	2-10 m ³ /H×35 m	(主軸駆動)	1

3. 電気部

一般照明および航海計器、エンジン、テレグラフ等の

諸装置用として DC 220 V を用い無線は AC 100 V を用いている。

テレグラフは「エンジン、テレグラフ」のみで無電池高声電話機 1:2:1 組を設備して船内通話の確実性を高めた。

無線装置としては次のものを設備した。

主送信機	500 W	1
補助送信機	50 W	1
全波受信機	スーパーヘテロダイン式	1
長中波受信機	オートダイン式	1
短波受信機	スーパーヘテロダイン式	1
非常用送受信機(救命艇用) 移動型		1
非常用警報装置	AL 26	1

4. 重心試験成績

項目	単位	軽荷状態		満載状態		バラスト状態	
		出港	入港	出港	入港	出港	入港
排水量	LT	1755.78	6975.0	6541.35	2938.91	2495.26	
吃水	前部	FT	1.14	20.72	21.15	7.16	8.24
	後部	"	11.73	21.06	18.41	12.64	8.82
	平均	"	6.44	20.89	19.78	9.90	8.53
トリム	"	船尾へ 10.33	船尾へ 0.34	船首へ 2.74	船尾へ 5.48	船尾へ 0.58	
傾G	"	" 20.08	船首へ 2.56	" 6.79	" 3.84	船首へ 5.35	
傾B	"	船首へ 7.00	" 2.93	" 3.40	船首へ 6.30	" 6.55	
傾F	"	" 6.55	船尾へ 4.03	船尾へ 3.04	" 4.91	" 5.61	
KM	"	32.50	20.72	20.58	24.85	26.82	
KG	"	17.78	15.59	15.84	14.74	15.41	
GM	"	14.72	5.13	4.74	10.11	11.41	

5. 試運転成績

施行場所	山口県長門沖
施行月日	32年12月2日
海上の模様	静穏
天候	晴天
吃水	前部 5'-6'½"
	後部 14'-2"
トリム	9'-7"
排水量	2860 t

出力	馬力 (BHP)	回転数 (RPM)	速力 (節)
1/2	1,283	177.0	12.813
3/4(85%)	2,190	207.5	14.834
4/4	2,501	220.0	15.162

燃料消費は85% 出力航続試験において 157gr/HP/hr である。

鉱石専用船「新田丸」について

呉造船所 設計部

1 緒 言

鉱石運搬船は欧米においては相当古くから建造されていたが、わが国においてその必要性が認識され、この船種が斯界の注目を浴びるに到つたのはここ数年来のことである。

しかしてこの目的をもつて新造された船も既に数隻に上つているが、鉱石専用の運搬船すなわちいわゆる“鉱石専用船”というべきものは未だ1隻も建造されていなかった。第13次計画造船において照国海運株式会社によつて呉造船所に発注され本年1月竣工した「新田丸」はこの意味においてわが国最初の鉱石船であり、ここに簡単にその概要を紹介する意義もまたここにあると思う。

2. 鉱石専用船と兼用鉱石船との得失

すべて専用で作られたものが他に兼用されるものに比して能率的であることは自明の理で鉱石船もまたその例に洩れるはずはないが、今試みに鉱石専用船が兼用鉱石船に比して有利なる点を二、三挙げてみれば

1) 陸上荷役設備の完備した航路を選ぶことにより船自身としては荷役設備を全廃することが可能なること。その結果はいうまでもなく船価の低減と載貨重量の増大とを来すことになる。

2) 積荷を鉄鉱石に限定すれば貨物艙の容積は極めて小さくて済むので船側に充分のバラストタンクを取ることができ、空荷航海に当つて必要な吃水を得ることが容

易であり、荒天の際の速力低下が少なくて済むこと。

3) 艙口の位置、船艙の形状等を考慮することによりいわゆるセルフトリミングが可能となり、揚荷の際貨物のかきよせを極めて少なくすることができる。

以上 2)、3) 項による速力の増大と荷役時間の減少は船の回転率をよきし貨物輸送量の増大を来すため採算上非常に有利になる。

しかし一方不利な点としては航路が限定されること、片荷航海になること等が考えられ、これ等は集荷上相当大きな問題と思うが、以上の諸条件を種々勘案された結果わが国最初の鉱石専用船の建造を決定された船主の英断に対しては絶大なる敬意を払うものである。

3. 基本計画に当つて留意した事項

以下本船の基本計画に当つていかなる点に特に留意したかについて少し述べてみる。

1) 主要寸法の決定に当つて港湾事情を充分考慮したこと

本邦における揚地の港湾事情を考慮し、船主側とも充分協議した結果吃水は最大 8.9 米に押え、長さもこの大きさの船としてはやや短かめに決めた。また船中は岸壁荷役設備の「アウトリーチ」の許す限り広く取つた。

2) 荷役設備を全廃したこと

ここまで踏切るためには多くの論議がなされたが荷役装置を設けたのでは鉱石専用船とした意義が薄くなるため、結局全廃することとなつた。

3) タンカーフリーボードを得るべく計画したこと

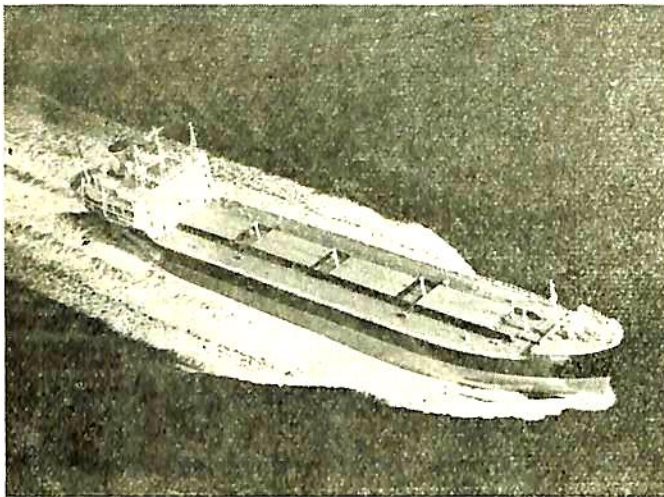
タンカーフリーボードを取得するためには縦隔壁の位置の制限、舷側タンクの長さの制限、鋼製艙口蓋の設置等の条件を充たさねばならない。

4) 過大 GM を避けるように留意したこと

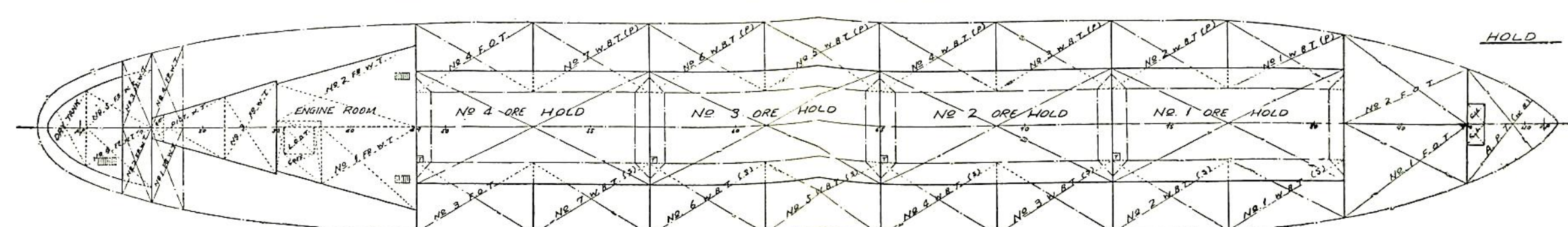
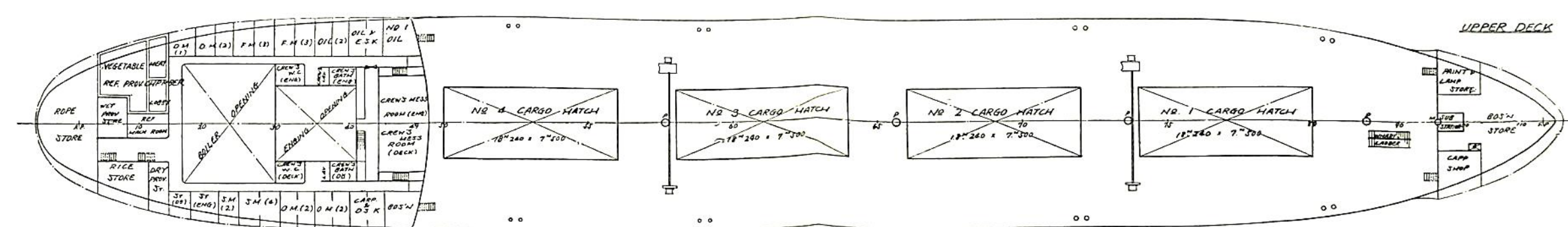
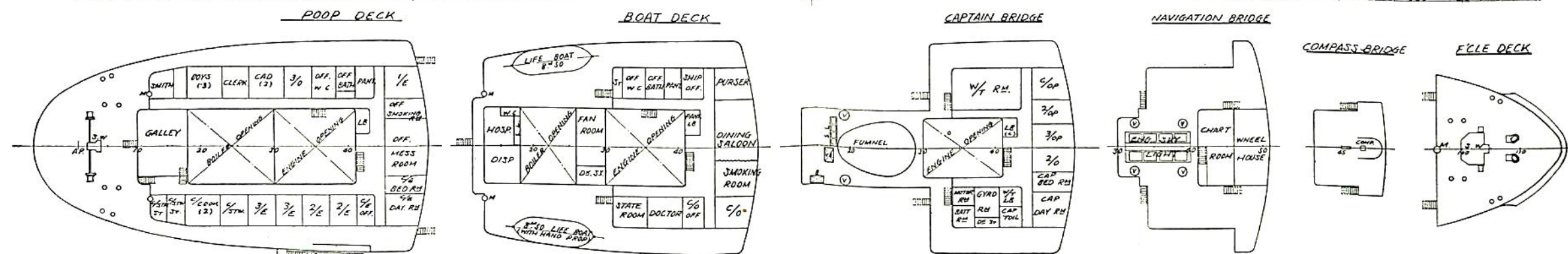
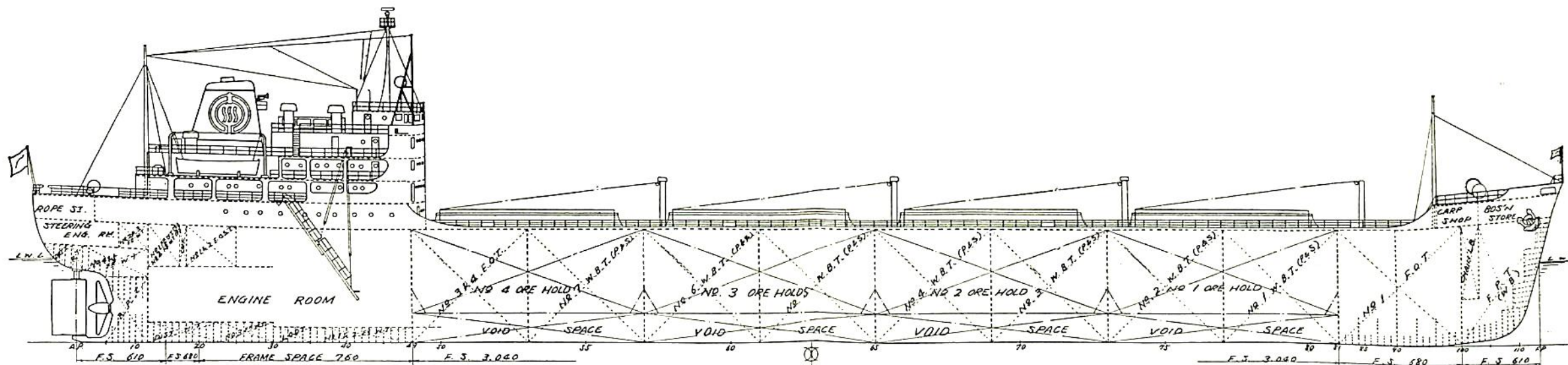
鉱石船は特に満載時重心が低くなつて GM が過大となり易く、その結果横揺周期が短くなり乗心地が悪くなるとともに波の周期と同調し易く横揺が烈しくなる恐れがあるのであまり重心が下り過ぎないように苦心した。船艙下部の二重底の高さを 3.00 米まで上げたのもそのためである。

5) 荷役能率の増大に努力したこと

荷役能率の増進をはかるためにまず機関および船橋を船尾に移して船艙の部分クリアに



試運転中の新田丸(1)



新田丸 一般配置図

した。また船艙の舷側および前後隔壁の底部に約60度の傾斜を附して揚荷の際鉱石が自然に艙口下に集まるように計画した。なお船艙および艙口の長さは4個とも同一にして荷役の均一化をはかつた。

6) 構造上の考慮および船殻重量の推定

鉱石の重量およびグラブ荷役時の衝撃を考慮してタンクトップの増厚その他充分なる構造上の補強を必要とするため船殻重量としては普通のタンカーに比し相当の重量増加を見込んだ。

4. 主要要目

本船の完成時の主要要目は次の通りである。

全長 160.25 米, 垂線間長 153.00 米, 巾(型) 22.40 米, 深さ(型) 12.00 米, 吃水(型) 8.90 米, 総噸数 12,094.25 噸, 総噸数 3,870.84 噸, 乗組員 51 名, 旅客 2 名, 総計 53 名, 載貨重量 18,187.9 噸, 鉱石艙容積 9,870 立方米, 燃料油艙容積 3,710 立方米, 清水艙容積 402 立方米, 養水艙容積 435 立方米, 脚荷水艙 12,136 立方米

主 機 械 二段減速蒸気タービン 1 基
連続最大出力 8,200 S.H.P.×110 R.P.M.

速 力 試運転最大速力 17.35 節
航海速力 14.85 節

航続距離 24,700 浬

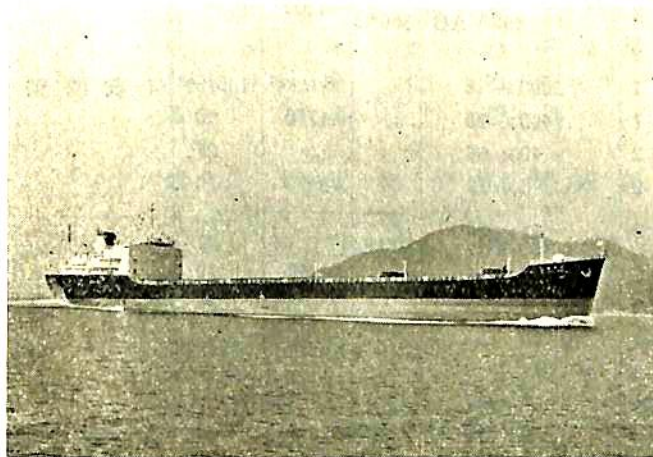
船 級 日本海事協会 NS*, MNS*

(ORE CARRIER)

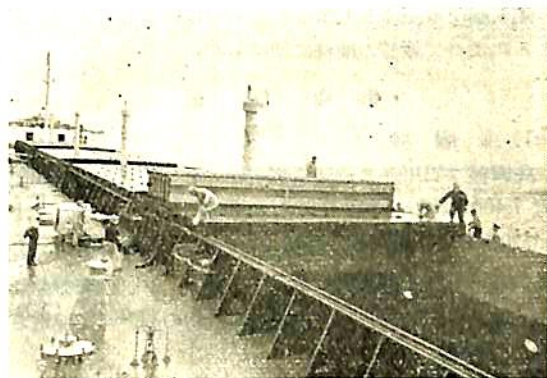
5. 船 体 部

1) 船殻構造

全構造を縦肋骨式とし鉱石艙の側上部にある艙側通路も縦強度に算入する構造とした。



試運転中の新田丸(2)



開閉装置中の鋼製艙口蓋

鉱石艙の全長を通じて二条の水密縦隔壁を有し、また吃水もタンカーフリーボードを基として決めてあるので縦強度に関しては油槽船と本質的に異なる所はない、しかし横強度としては満載航海の場合は中心艙のみに比重の大きい鉄鉱石が積まれ側艙は空になるため縦壁附近に大きな剪断力が働くことになるのでこの部分の横強度材は特に丈夫にしてある。また鉱石艙下部のタンクトップはグラブ荷役の時のショックを考慮して19 耗に増厚し、またその下部のロンジフレームおよびトランスバースウエブもスペースを小さくして数をふやして充分に丈夫にしてある。

本船の主機はタービンであるので主機の起振力は問題ないが、機関、船橋および居住区がすべて船尾にあるので船尾および居住区の振動防止には特に留意し必要な補強を施した。

前述のように鉱石船は GM 過大のため横揺れが烈しくなりやすいのでビルジキールは普通の油槽船に比し一段大きなものとした。

2) 船体艙装

荷役設備は全廃したので上甲板上の甲板機械としては2台の艙口蓋開閉用ウインチがあるのみで非常にクリアである。

ただしタンカーフリーボードを得るための条件として艙口蓋は鋼製を要求されるので各艙ともマックグレゴリーの一挙動前後開閉型とした。

鉱石艙の両側に艙側通路を設け交通用および諸管、電線等の導設箇所とした。また鉱石艙への昇降口もこの通路から設けた。

船橋を船尾に設けた場合の最大の問題点は操船時の前部の見透しであるがこれに対しては船橋の高さを充分に高くしこれを解決した、すなわち船首楼前段に対する見透し角度は約3.3度である。

鉱石艙下は空所とし所要の諸管の通路として使用することによつて諸管の補修に便にした。

6. 機 関 部

1) 主 機 械

主機械は石川島 2 段減速蒸気タービン 1 基にて常用出力 7,400 SHP×106.4 RPM 連続最大出力 8,200 SHP×110 RPM, 蒸気圧力は蒸気室において 29 kg/cm²g, また蒸気温度は蒸気室において 385°C とし, 段落は高圧 9 段, 低圧 7 段として石川島の最新の設計にて製造されたものである。

2) 主 汽 罐

主汽罐は播磨造船 D 型 2 胴式船用水管罐 2 基, 定格蒸気量 17 T/H (1 罐), 蒸気状態は過熱器出口圧力 31.5 kg/cm²g, 過熱器出口温度 400°C 給水温度 120°C, 噴燃装置はトッドストレート型にて空気予熱器は蒸気加熱式とし航海中は主タービン高圧排気管より抽気し, 碇泊中は主給水ポンプ排気を加熱蒸気として使用する。

自動燃焼装置として電動式 GENERAL REGULATOR 社の A. C. C. を設けた。

遠隔水面計は警報装置付のヤウウェイ社のものとし煤吹器は三菱バルカン AIR OPERATING AIR PUFF 式とした。

3) 主 復 水 器

主復水器は石川島製低圧タービン下垂復流真空表面冷却式 1 基, 冷却面積は 850 M², 真空は常用出力, 海水温度 24°C において 724 MMHg にて冷却海水流速は 1.86 M/sec とした。

4) 軸系推進器

推力軸および推力軸受は主減速装置付とし中間軸は直径 414φ 長さ 5,475 MM および 5,434 MM のもののおの 1 本とし中間軸受は 4 個, 螺旋軸受 1 個とした。

推進器は尼鉄製マンガン青銅 4 翼 1 体エロフォイル式 直径 5,900 M×ピッチ 4,140 M のもの 1 個装備した。

5) 補機器, その他

主発電機はタービン駆動交流式 400KVA×445V 2 台にて航海時および碇泊時に充分送電し得る容量とした。

荷役時バラストの取入および取出のためバラストポンプとして堅電動渦巻式容量 400 T/H×20 M のもの 2 台設置しその内 1 台は補助送水ポンプ兼用とした。またその外バラストストリップングポンプとして気動ウォシントン式 110/150 T/H×60/20 M のものビルジポンプ兼用として 1 台装備した。主汽罐に油の混入を防ぐため甲板および雑用蒸気および機関室蒸気動補機に 10kg/cm² 飽和蒸気を供給する 低圧蒸気発生器 6 T/H のものおよびそれに附属してドレンクーラーおよび低圧蒸気発生器用補助復水器, 同用給水ポンプ等装備した。加熱蒸気は航海中は高圧タービンより抽気, 荷役時および碇泊中は主汽罐よりの緩熱蒸気を減圧の上使用した。なおドレンはドレンクーラーを通りデアレーターの加熱用として有効に利用した。

蒸化器はウエヤー式容量 50 T/D のもの 1 台装備し, 航海中は低圧タービン抽気蒸気を, また碇泊中は主汽罐よりの緩熱蒸気を減圧使用する。その外, 栗田製純水装置を装備, ウエヤー式蒸化器と併用して罐に純度高き罐水を給水するとともに燃料の節約を図つた。

機関室補助機械

名 称	型 式	数	力量×水頭 M ² /HR×M	蒸気 圧力	回転数 RPM	電動機 IP	寸 法
主 発 電 機	タービン駆動交流式	2	400 KVA× 445 VAC	27 380°C	1200		
同 原 動 機	横タービン式	2			"		
主 送 水 ポンプ	堅電動回転式	1	3000× 8		580/495	130/95	2 段 調 整
補 助 送 水 ポンプ	同 上	1	400× 20		1750	50	
主 復 水 ポンプ	同 上	2	40× 65		"	25	
補 復 水 ポンプ	同 上	2	8× 75		3+5J	10	
主 給 水 ポンプ	横タービン回転式	2	45×420	27 Satu			
潤 滑 油 ポンプ	堅電動歯車式	2	100× 35		1150	30	
噴 油 ポンプ	横電動歯車式	2	4×230		1750/870	10/5	2 段 調 整
燃 料 油 移 送 ポンプ	汽動ウォシントン式	1	50× 35	10			
補 助 給 水 ポンプ	電動ピストン式	1	1.5×420		90/1150	7.5	
低 圧 蒸 気 発 生 器 給 水 ポンプ	汽動ウエヤー式	2	10×140	10			220×160/450
雑 用 兼 消 防 ポンプ	堅電動回転式	1	110/150×60/20		1750	50	(自 汲 式)

ビルジ兼バラストストリップポンプ	汽動ウォシントン式	1	110/150×60/20	10			200×260/250
ビルジサニタリーポンプ	主軸駆動ピストン式	1	2-15×25				
バラストポンプ	縦電動回転式	1	400×20		1750	50	
大気圧ドレンポンプ	同上	2	8×45		3450	7.5	
海水蒸化器附属ポンプ	電動ピストン式	1	BRINE 5×20 FRESE 5×20		725/870	1.5	
清水ポンプ	縦電動ピストン式	1	10×40		72.5/870	5	
主送風機	電動渦巻式	2	600/540 M ³ /M× 170/350 MMAq		1150/870	50/90	2 段調整
雑用空気圧縮機	電動2段圧縮式	2	160(″)×14″		580	35	
機関室通風機	電動軸流式	3	500 M ³ /MIN× 32 MMAq		1150	7.5	(可逆式)
潤滑油清浄機	電動遠心式	1	1000 L/H			1	
海水蒸化器循環ポンプ	縦電動回転式	1	50×25		1750	10	
純水装置給水ポンプ	横電動回転式	1	2.5×40		3450	3	
旋盤	電動	1	φ		1750	3	
グラインダー	同上	1	10″		″	1	
ガス熔接機	可搬式	1					

熱交換器その他

名 称	型 式	数	力 量
補助復水器(発電機)	横真空表面式	2	70 M ³
低圧蒸気発生器補助復水器	横表面大気圧式	1	50″
主抽気エゼクター	2 聯 2 段式	1	(ベーパー) 55 kg/H
補助抽気エゼクター	同上	2	(″) 10″
デアレーチング給水加熱器	直 触 式	1	45 T/H
第1段給水加熱器兼ドレンクーラー	横 表 面 式	1	25 M ³
グラント復水器(エゼクター附)	同 上	1	10″
潤滑油冷却器	同 上	1	80″
重油加熱器	縦 表 面 式	2	10″
海水蒸化器	ウエヤー式	1	50 T/D
蒸溜器	同 上	1	50″
低圧蒸気発生器	横 表 面 式	1	6 T/M×10 kg/cm ²
同上用ドレンクーラー	同 上	1	15 M ³
A. C. 用 空 気 槽	銅板熔接式	1	800 L×9 kg/cm ²
雑用 空 気 槽	同 上	1	2550 L×14″
造水装置抽気エゼクター	1 聯 1 段式	1	約 12 kg/M
海水蒸化器ドレンクーラー	横 表 面 式	1	5 M ³
純 水 装 置	イオン交換樹脂	1 式	二床式 50 T/D

甲板機械

名 称	型 式	数	力 量	蒸 汽 圧 力	回 転 数	電 動 機 馬 力	寸 法
揚 錨 機	汽 動 2 筒 式	1	22.5 T×9 m/min	8.5			320×360
操 舵 機	電 動 油 圧 式	1	48.6 T-M		70)	2×20	
薬 船 機 兼 捲 取 機	汽 動 2 筒 式	2	5 T×20 m/min	(薬船兼ハッ)			用) $\frac{0 \times 300}{\times 2}$
繫 船 機	同 上	1	7 × 20 "				230×300
冷 凍 機	電 動 フ レ オ ン 直 膨 式	2	6850 Kcal/H		1750	5	
同 上 用 冷 却 水 ポ ン プ	電 動 旋 転 式	1			1750	1.5	
非 常 用 消 火 ポ ン プ	ガ ソ リ ン エ ン ジ ン タ ー ピ ン 式	1	160 GAL/H× 120 Lbs/□"			1.5	(空 冷 式)
居 住 区 通 風 機	電 動 タ ー ボ 式	2	170 M ³ /M×65 MMAq		1750	5	

7. 電 気 部

1) 電 源 装 置

発電機は 400 KVA, AC 445 V, 3相, 60 サイクル, 1200 RPM タービン駆動のもの 2台を装備し, AC 110 V 電源用として 25 KVA 単相変圧器 3台を機関室に, 5 KVA 単相変圧器 1台を前部照明用として装備している。

2) 一 般 電 気 設 備

電動機は 37 台計 811 HP を装備しすべて籠型で 35 HP 以上は減電圧起動, その他は全電圧起動である。

照明電灯は航海灯, 信号灯を除いて計 630 灯, また電池による非常灯が 40 灯それぞれの装備位置に適應して装備されている。

船内通信装置としては共電式電話機, 主機 電気回転計, 舵角指示器, エンジンテレグラフ, 信号電鐘, 船内指令装置等を備え, 機関計測装置として主要補機監視盤, 電気温度計, 電気検塩計, CO₂ メーター, トーションメーター, 遠隔水面計等を備えている。

3) 航 海 お よ び 無 線 設 備

航海機器としては転輪羅針儀, 自動操舵機, 曳航式測

程儀, レーダー, 方位測定機等を備えている。

無線装置は 500 W 短波送信機 1台, 500 W 中波送信機 1台, 50 W 中短波補助送信機 1台, 受信機 3台, 自動電鍵, 救命旗用無線機等を備えている。

特に本船の空中線展張に関しては船型の特殊性並びに荷役の能率をあげるため後部のみに展張することを望まれ, 船橋両翼および後部に空中線ポストを設けることにより出力および受信能力の確保につとめた。

8. 試 運 転

昭和 33 年 1 月 4 日 広島県宮島沖にて行われ 始終好調にて下記の如き良好な成績を得た。

吃水 (前) 1.60 M (後) 6.07 M (平均) 3.835 M
トリム (船尾へ) 4.47 M 排水量 9,347 K.T

	1/4	2/4	3/4	4/4
速 力 (ノット)	12.424	14.794	16.176	17.347
主 機 回 転 数 (毎 分)	74.6	92.0	102.8	111.0
出 力 SHP	2,227	4,429	6,172	8,071

(終)

海技入門選書 新刊

東京商船大学教授 横田利雄 著

海 事 法 規

A 5 上製 155 頁 定価 280 円 (送 30 円)

目 次

- 総 説 海事法規の概念
- 第 1 章 船舶法および積量測定法等
- 第 2 章 船舶安全法
- 第 3 章 船 員 法
- 第 4 章 船舶職員法
- 第 5 章 海難審判法
- 第 6 章 海 商 法
- 第 7 章 検 疫 法
- 第 8 章 関 税 法

運輸省 監 修

商船大学教授 屋代勉 著

日 本 船 舶 信 号 法 解 説

A5. 70 頁 ¥ 100 (〒20)

海技入門選書 近刊

東京商船大学助教授 庄司和民 著

航 海 計 器 学 入 門

目 次

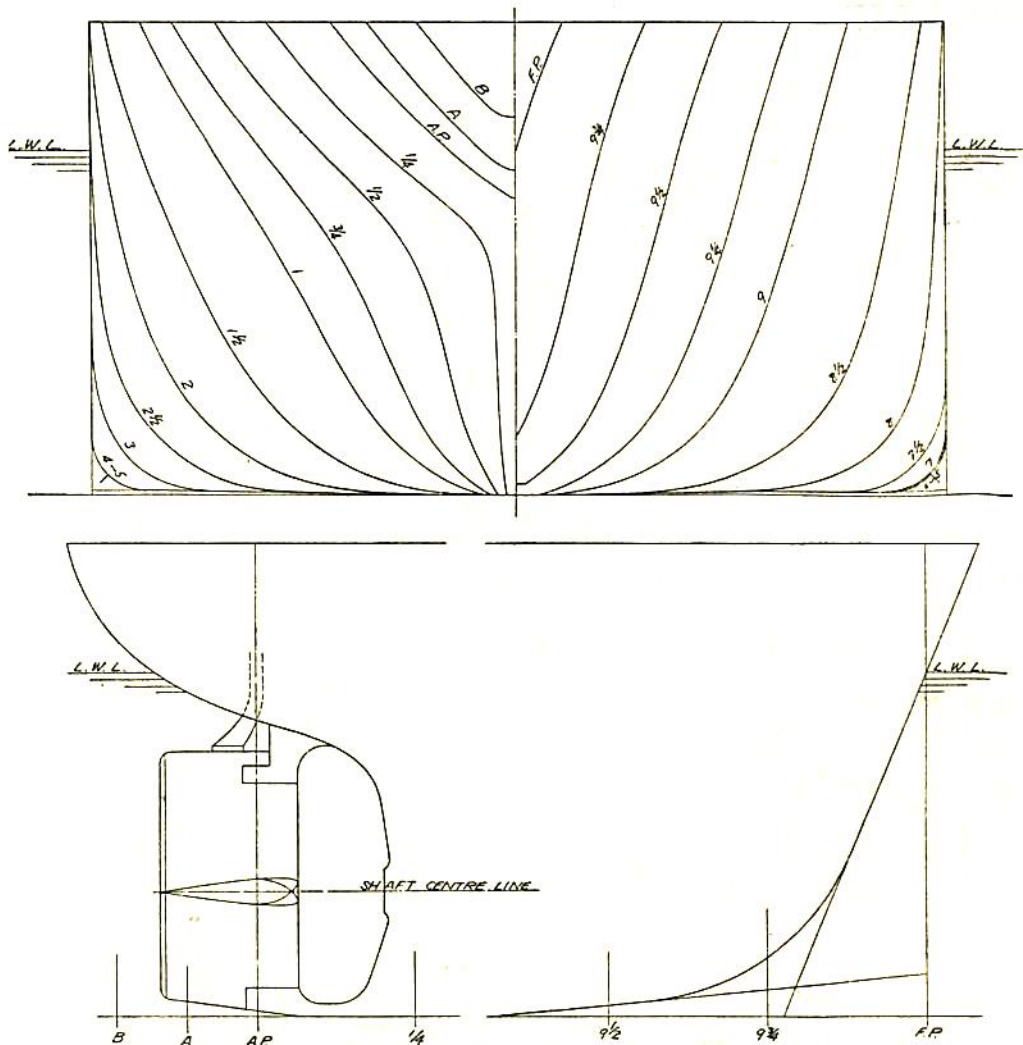
- 第 1 章 測 程 儀
- 第 2 章 測 深 機
- 第 3 章 船 用 光 学 器 械
- 第 4 章 クロノメーター
- 第 5 章 磁気コンパス
- 第 6 章 自 差
- 第 7 章 傾 船 差

— 大型油槽船の模型試験 —

今回は 載貨重量 2 万噸台の大型油槽船の 2 例を掲げる。M.S. 150 は垂線間長さ 178 米、載貨重量約 2 万 4 千噸の、M.S. 151 は同じく 185 米、2 万 8 千噸の実船に対応するいずれも 6 米模型船で、両船の主要寸法は、試験に使用した模型推進器の要目とともに、実船の場合に換算して第 1 表に示し、正面線図および船首尾形状は第 1 図および第 2 図に示す。方形係数は最近の超大型油槽船に比べればまだそれ程大きくはない。図にみる如く両船とも反動舵を装備しており、また前者には定格 8,500 BHP×119 RPM のディーゼル機関の、後者には定

格 12,500 SHP×106 RPM のタービン機関の搭載が予定された。

試験は満載、半載および空載あるいは軽荷の 3 状態で実施された。この結果は第 3 図および第 4 図に示す。ただしここに示す成績は実船の摩擦抵抗の算定および自航試験時の抵抗修正量の算定にフルードの係数を使用した場合のもので、この程度の大型船においては実際の海上試運転時の所要馬力はこれより若干下回することは御承知の通りである。

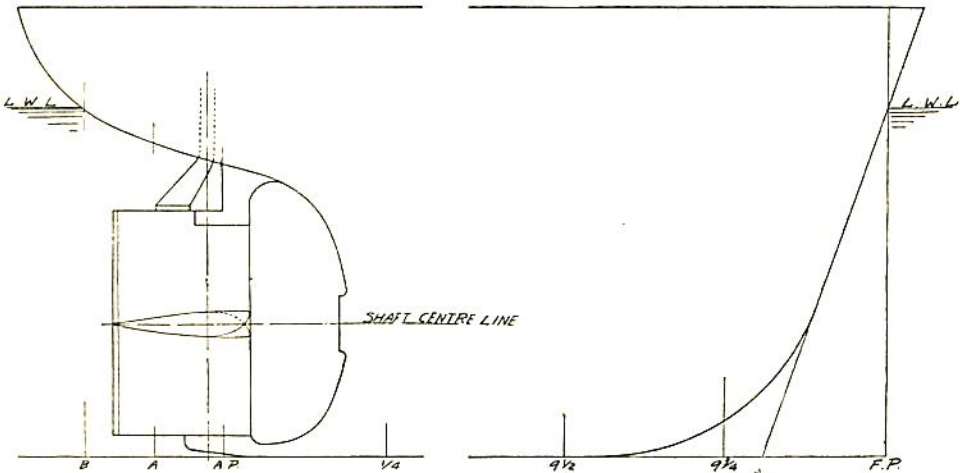
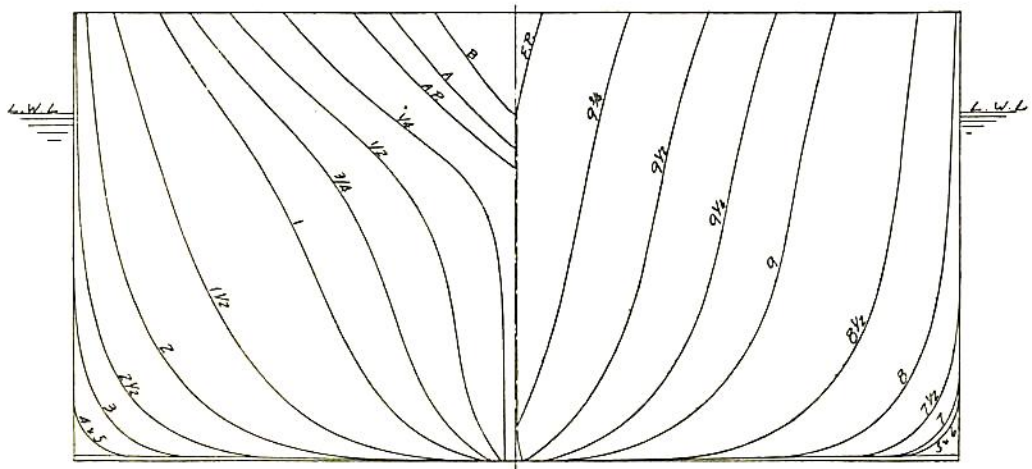


第 1 図 M.S. 150 正面線図および船首尾形状図

第1表 要 目 表

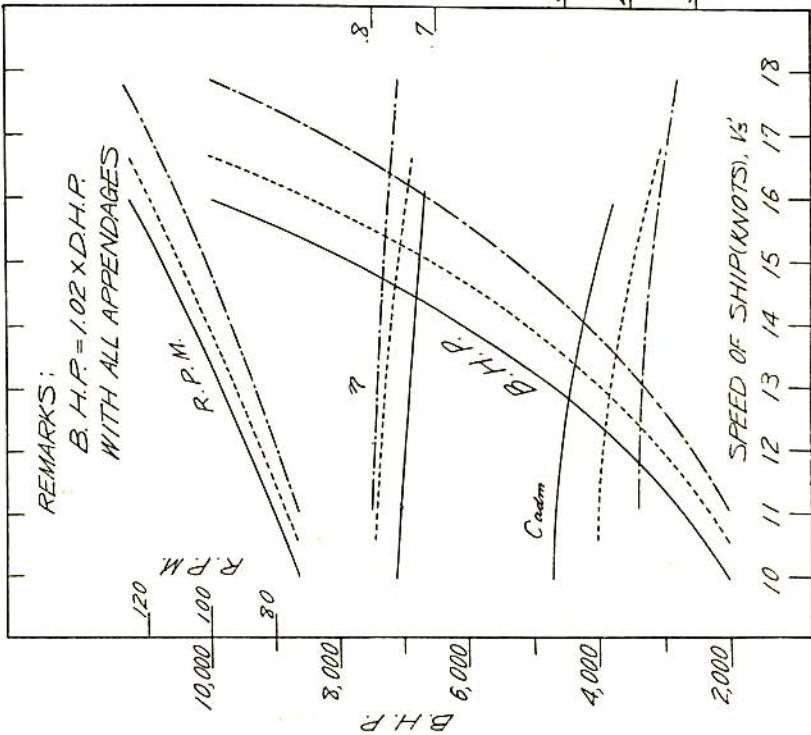
M. S. No.	150	151	M. P. No.	128	129
長 (L.B.P.)	178.00 米	185.00 米	直 径	5.900 米	6.700 米
幅 (B) 外板を含む	24.054 米	25.265 米	ボ ス 比	.178	.231
漕 載 状 態	吃 水 (d)	9.704 米	ピ ッ チ (管 径 比)	3.628 米	.480 米
	吃水線の長さ (L.w.L.)	180.906 米	ピ ッ チ 比 (寸)	.615	.669
	排 水 量 (d)	32,877 噸	展 開 面 積 比	.494	.451
	C _b	.772	翼 厚 比	.0519	.0554
	C _p	.781	傾 斜 角	10°~0'	10°~10'
	C _∞	.989	翼 数	4	4
lcb (L.B.P. の%にて 翼より)	-.81	-1.10	回 転 方 向	右 廻 り	右 廻 り
平均外板の厚さ	27 耗	32 耗	翼 断 面 形 状	エーロフォイル	エーロフォイル
λ _s *	.13960	.13938			
λ _s ' *	.1404	.1400			

* 印 L.W.L. に基く



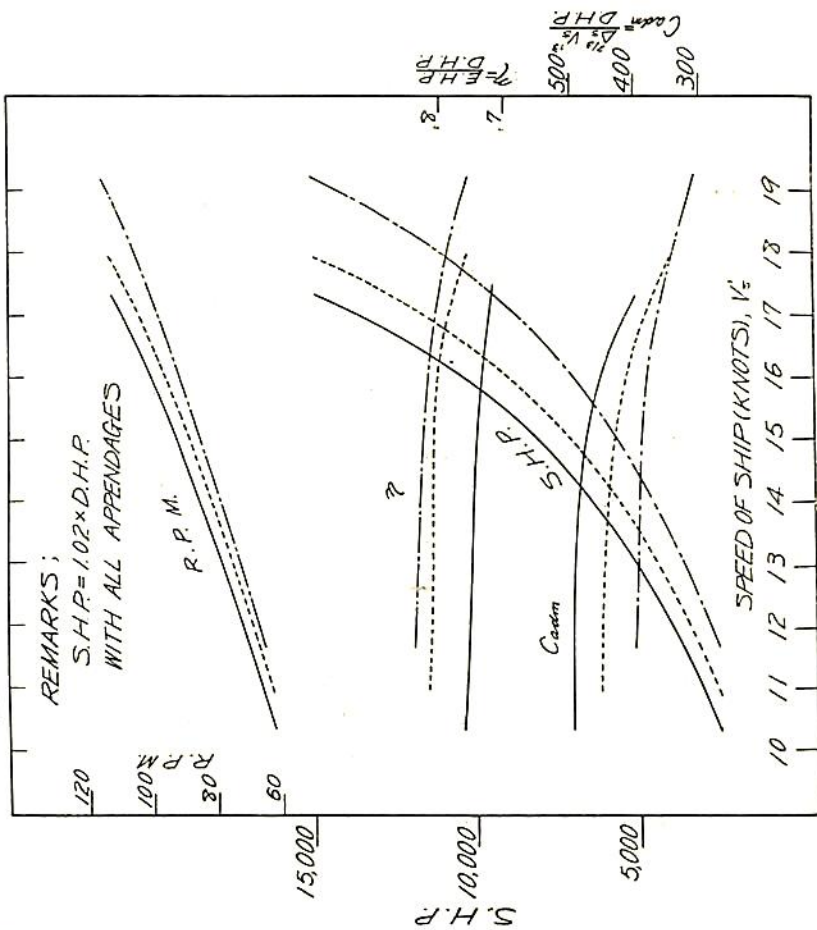
第2図 M.S. 151 正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT A.P.	M.S.	(M) F.P.	DISPL (M ³)	MARK
FULL LOAD	7633	6405	5175	32,075	---
1/2 LOAD	6275	4265	2255	20,295	---
1/5 LOAD	4745	2255	1255	12,969	---



第3图 M.S. 150 x M.P. 138 B.H.P. 等曲线图

CONDITION	DRAFT A.P.	M.S.	(M) F.P.	DISPL (M ³)	MARK
FULL LOAD	8088	7032	5375	32,375	---
HALF LOAD	6497	4745	2552	25,532	---
LIGHT LOAD	4745	2494	15,770	---	



第4图 M.S. 151 x M.P. 129 S.H.P. 等曲线图

鋼船建造状況月報 (33年3月)

船舶局造船課

(イ) 起工船

(昭和33年3月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	総屯数	主機	用途	起工年月日
飯野重工	42	飯野海運	運	9,500	D	12,000 貨物船	33. 3. 13
川崎重工	975	川崎汽船	汽船	10,000	"	11,500 "	33. 3. 25
三井造船	632	栃木汽船	汽船	8,700	"	6,300 "	33. 5. 18
三菱, 長崎	1509	日本郵船	郵船	9,370	"	12,000 "	33. 3. 25
銅管, 清水	143	大同海運	海運	9,250	"	5,400 "	33. 3. 29
名村造船	307	大名村汽船	汽船	3,100	"	1,700 "	33. 3. 31
佐野安船渠	150	三光汽船	汽船	8,750	"	6,500 "	33. 3. 25
大阪造船	137	沢山汽船	汽船	3,500	"	2,250 "	33. 3. 10
"	146	三井船舶	船舶	5,000	"	3,840 "	33. 3. 31
三菱, 神戸	900	飯野海運	運	9,480	"	5,300 "	33. 3. 1
播磨造船	521	三光汽船	汽船	7,200	"	4,900 "	33. 3. 17
"	523	飯野海運	運	28,200	T	17,600 油槽船	33. 3. 19
嵐山船渠	235	昭和油槽船	油槽船	1,995	D	2,100 "	33. 3. 10
四国ドック	413	邦洋海運	海運	990	"	1,100 "	33. 3. 19
浦賀, 横浜	739	大本組	組	600	—	雑船 (浚)	33. 3. 1
函館ドック	235	リベリヤ	ヤ	8,200	D	5,400 輸出船 (貨)	33. 3. 6
三菱, 神戸	887	パナマ	マ	20,500	T	15,000 " (油)	33. 3. 14
日立, 因島	3814	デンマーク	ク	12,800	D	7,500 " (")	33. 3. 1
三菱, 長崎	1486	アメリカ	カ	27,400	T	17,600 " (")	33. 3. 24

他 38 隻 (500 トン未満) 5,524 総噸

起工船合計 57 隻 190,059 総噸

(ロ) 進水船

(昭和33年3月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	総屯数	主機	用途	進水年月日
三菱日本 (横)	822	静岡丸	日本郵船	9,550	D	12,000 貨物船	33. 3. 20
日本海重工	u-713	中央丸	中央汽船	7,550	"	5,400 "	33. 3. 10
名村造船	306	長良丸	日本郵船	8,400	"	6,500 "	33. 3. 7
佐野安船渠	160	ころんぼ丸	関西汽船	4,995	"	3,480 "	33. 3. 25
川崎重工	974	ねばだ丸	川崎汽船	10,000	"	11,500 "	33. 3. 22
三井造船	630	目黒山丸	三井船舶	9,550	"	11,250 "	33. 3. 17
日立, 因島	3847	賀茂春丸	新日本汽船	9,500	"	12,500 "	33. 3. 19
金指造船	280	赤石丸	旭海運	3,400	"	2,100 "	33. 3. 3
波止浜造船	57	成文丸	協成汽船	2,100	"	1,800 "	33. 3. 23
林兼造船	918	松豊丸	万野汽船	3,400	"	2,400 "	33. 3. 8
石川島重工	764	協瑞丸	協立汽船	7,900	"	6,000 "	33. 3. 19
大阪造船	135	日永丸	日正汽船	5,400	"	3,500 "	33. 3. 7
飯野重工	41	崎島丸	飯野海運	7,900	"	5,000 "	33. 3. 13
日立, 向島	3823	甲春丸	新日本汽船	4,950	"	3,450 "	33. 3. 20
塩山船渠	234	春晴丸	共正海運	1,900	"	1,400 "	33. 3. 7

尾道造船	55	鶴春丸	新鶴日本汽船	3,650	"	2,400	貨物船	33. 3. 21
瀬戸田造船	74	朝照丸	中村汽船	3,400	"	2,400	"	33. 3. 20
三菱下関	520	上海丸	第一汽船	2,650	"	2,100	"	33. 3. 7
播磨造船	517	海蔵丸	大協石油	20,500	T	15,000	油槽船	33. 3. 16
函館ドック	233	Panachia Theoskepasti	リベリヤ	10,700	D	6,000	輸出船(貨)	33. 3. 5
三菱, 神戸	881	King Peleus	"	20,500	T	15,000	" (油)	33. 3. 12
三菱, 長崎	1481	Naess Explorer	バナマ	26,500	"	17,600	" (〃)	33. 3. 20
N. B. C. 呉	64	George Champion	リベリヤ	52,500	"	19,250	" (〃)	33. 3. 22
山本造船	84	第九天社丸	神原汽船	995	D	1,100	貨物船	33. 2. 23

他 35 隻 (500 トン未満) 5,160 総噸

進水船合計 59 隻 243,050 総噸

(ハ) 竣工船

(昭和 33 年 3 月末までに報告のあったもの)

造船所	船番	船名	船主	総噸数	主機関	用途	竣工年月日
飯野重工	40	三島丸	飯野海運	7,900	D 5,000	貨物船	33. 3. 13
三井造船	628	武蔵山丸	三井船舶	9,550	" 11,250	"	33. 3. 28
鋼管, 清水	148	日京丸	日産汽船	4,300	" 2,600	"	33. 3. 18
佐野安船渠	153	成光丸	協成汽船	3,300	" 2,400	"	33. 3. 15
大阪造船	134	隆洋丸	太平洋海運	8,500	" 5,600	"	33. 3. 19
日立, 向島	3852	峰島丸	富士海運	3,400	" 2,400	"	33. 3. 25
新潟鉄工	261	呉羽丸	馬場汽船	2,400	" 1,800	"	33. 3. 17
瀬戸田造船	73	新海丸	日新海運	3,400	" 2,400	"	33. 3. 5
三保造船	229	正開丸	正福汽船	999	" 1,300	"	33. 3. 8
向島船渠	39	津久見丸	東海運	760	" 950	"	33. 3. 13
檜崎造船	248	海寿丸	檜崎産業海運	700	" 1,800	"	33. 3. 30
金川造船	270	第三星宝丸	関西運輸	750	" 1,100	油槽船	33. 3. 6
石川島重工	755	Canopus	ブラジル海軍	1,600	" 1,350×2	輸出船(測量)	33. 3. 15
浦賀船渠	711	Seahawk	バナマ	13,500	T 9,300	" (油)	33. 3. 7
日本海重工	u-709	復興	台湾	7,550	D 6,300	" (貨)	33. 3. 27
川崎重工	965	West Breeze	ホンコン	6,450	" 5,200	" (〃)	33. 3. 10
三菱, 神戸	882	Caltex Alnhem	オランダ	20,600	T 16,500	" (油)	33. 3. 5
"	888	第二つばめ丸	バナマ	20,150	" 15,000	" (〃)	33. 3. 29
日立, 因島	3798	Vega	"	21,000	" "	" (〃)	33. 3. 14
三菱, 長崎	1492	Naess Leader	バナマ	26,500	T 17,600	" (〃)	33. 3. 11
N. B. C. 呉	63	Harold H. Helm	リベリヤ	52,500	" 19,250	" (〃)	33. 3. 15

他 22 隻 (500 トン未満) 4,509 総噸

竣工船合計 43 隻 220,318 総噸

警備艦—竣工

造船所	船番	艦名	注文者	排水噸	主機関	型式	竣工年月日
三菱・神戸	1002	いそなみ	防衛庁	1,700	T	17,500×2	甲警
三井造船	620	しきなみ	"	"	"	"	"

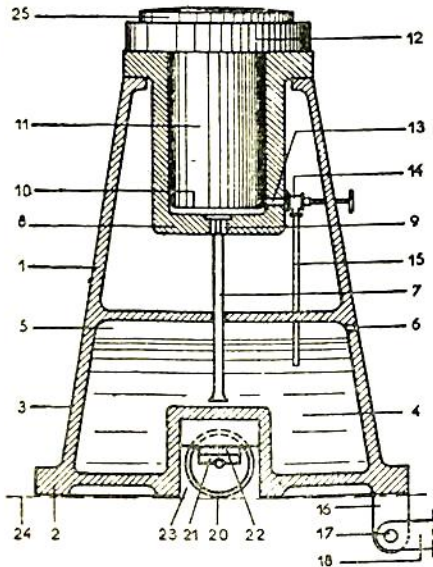
合計 2 隻 3,400 排水噸

特許解説

特許庁 飯沼義彦

液圧と気圧とを併用するジャッキ（昭和32年特許出願公告第9,622号，出願人・発明者・オオギュスト，フアール—フランス）

本発明は乾ドック内における船舶の支承等に便利なジャッキの改良に係り，圧搾空気により液体を介して支承体を押しあげ船体面に圧接させた後，液圧によりこれを維持するようにしたものである。図面について説明すると第1図は本発明によるジャッキの縦断面図，第2図は遠隔操縦装置を示す。3はタンクで水または油4を取容し，その上方部分5には適宜の圧搾空気源に連結した空気注入孔6が設けてある。シリンダ8は弾性支承体25と頭板12とを備えたピストン11を有し，シリンダ8とタンク3とを連通する導管7内には不戻弁9が取り付けられている。またシリンダ8とタンク3とは排液孔13，コック14，支管15を介して連絡している。20は転子で緩衝体21を備え，突起部16に枢着したピストン18を遠隔



第1図

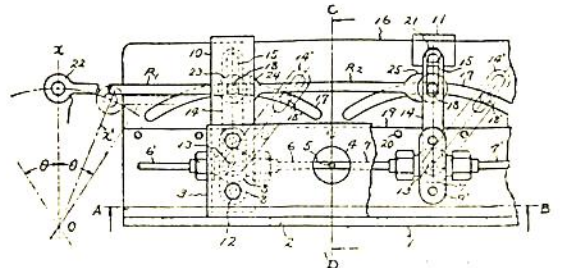


第2図

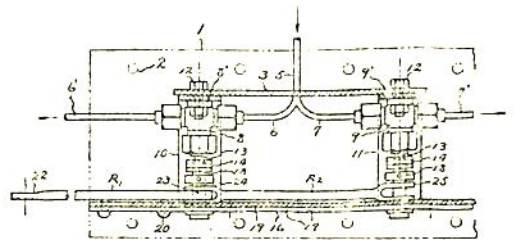
操作することにより装置全体を移動することができる。次に本装置の作用について述べると，まず本装置を船底下所要の位置に移動してから圧搾空気源のコックを開き注入孔6から圧搾空気を注入すると，液体4は導管7内を上昇して不戻弁9を開きシリンダ8内に侵入してピストン11を押し上げる。支承体25が船底に圧接すると不戻弁9は閉じるので，その後船体はシリンダ8内の液体によつて支えられる。また要すれば圧搾空気の供給を継続しながらコック14を開くことにより，弾力のある支承を行なうこともできる。

船舶の舵軸給油装置（昭和33年特許出願公告第1527号，発明者・伊東健司，出願人・石川島重工業株式会社）

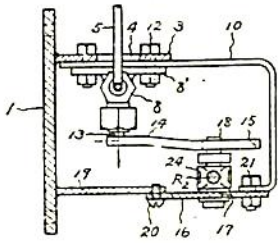
従来船舶における舵軸への給油装置として，注油部の上方に設けられた貯油槽から繊維質の芯体により油を吸揚げ細管を通じて滴下注油する装置等が用いられているが，このような装置では操舵時に十分な注油が行なわれずあるいは常時油を浪費する等の欠点があつた。本発明は上記欠点を除き舵軸への注油を適正ならしめることを目的とする給油装置に係るもので，舵軸への給油管路の途中に開閉機構を設け，その開閉を舵軸または舵軸操縦機構の動作に連動する連動杆により転舵角に相応して制御するようにしたものである。以下図面について説明すると第1図は本発明による装置の平面図で一部を截断して示し，第2図および第3図はそれぞれ第1図 A-B線および C-D線における断面図である。第1図において



第1図



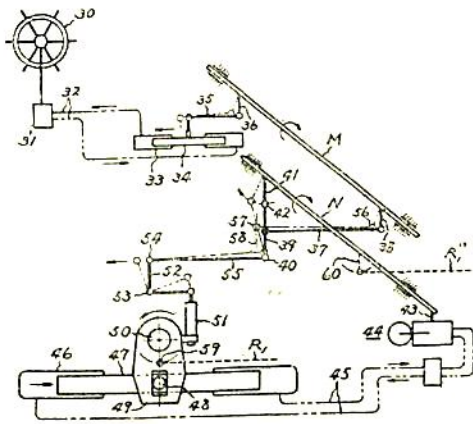
第2図



第3図

Oは舵軸またはそれに連関する軸の位置を示し、この軸の回転に一端22を介して応動する連動杆 R_1 , R_2 が設けられ、 R_1 と R_2 とはピン18により連繫している。1は本装置を船体に取り付けるためのフランジで、2はその取付用ボルト孔、3はフランジ1に直角に溶着された支持板である。支持板3の内側にはコック8, 9が倒置して設けられ、貯油槽からの給油管5, 6, 7と舵軸への注油管6', 7'との間にあつて管路を開閉制御するようになっている。コック8, 9の把手14の遊端側にはピン滑動溝15が形成され、これに案内板16の弧状案内溝17に沿うて誘導されるピン18を挿嵌してある。そして弧状案内溝17の形状は前記の連動杆 R_1 の一端22が舵軸またはそれに連関する軸の回転動作に応動して画く軌跡にあわせて形成し、連動杆 R_1 , R_2 がその軸方向を保つて弧状案内溝17に従いピン18とともに往復運動できるようにしてある。この往復運動はピン18を介して把手14を回動制御し、図示の位置で舵軸またはこれに連関する軸の転舵しない正常位置OXに対応して閉じられているコック8, 9は、例えば転舵位置OX'に応じてピン18と把手14が鎖線図示18', 14'の位置に移動することによつて開かれるのである。

なお第4図は公知の操舵機構の略線図において本発明装置の実施要領を示したもので、操舵輪による油圧式制御機構30-36を介して作動杆Mを回動すると、リンク機構37-42を経て作動杆Nが回動し、油圧式動舵機構43-50中の電動ポンプ44を作動させて舵軸50を

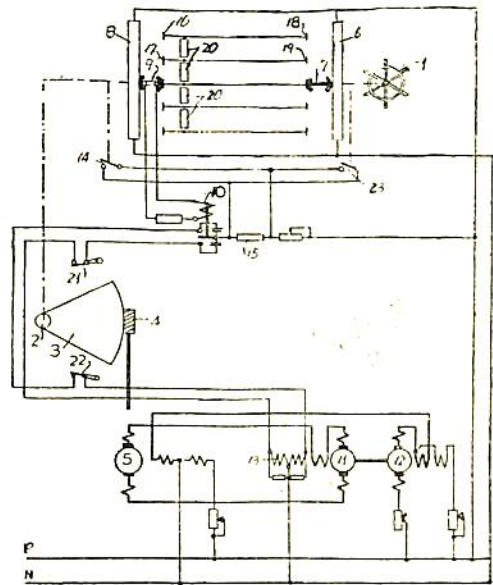


第4図

回動する。そして舵軸50の回転に追従するリンク機構51-57が作動杆Nを復原してポンプ44を停止させる。このような操舵機構において本発明による給油装置の連動杆 R_1 を舵軸連動杆 R_1' として直接舵柄49に枢着するか、または作動杆Nに腕杆60を介して R_1' のように設けることができる。特に R_1' のように設ければ転舵開始とともに一旦開いた給油コックは追従機構によつて作動杆Nが復原するとともに閉じるから、転舵が長時間にわたる場合でも給油に無駄を生ずることがない。

船用操舵管制装置 (昭和33年特許出願公告第1528号, 発明者・オイゲン, シルメル, 出願人・シーメンス, シュッケルトウニルケ, アクチエンゲゼルシャフト, —ドイツ)

本発明は船用操舵装置における電気式制御機構の改良に係るもので、操舵輪から指示される基準値設定装置と舵軸の回転に追従する実際値指示装置とによつて電橋回路を形成し、この電橋の中間分路に操舵電動機を支配する有極継電器を接続したものである。つぎに本発明の結線図について説明すると1は遠隔制御ハンドル、2は舵軸で直流電動機5により歯車機構3, 4を介して駆動される。この電動機5は直流電源PNに接続された電動機12によつて駆動される制御発電機11から電流の供給を受ける。そして制御発電機11は分割された励磁巻線13を有し、その各半部のいずれか一方を選択的に励磁することにより操舵電動機5に送る直流の方向を変えることができるので、したがつて電動機5の回転方向を制御す



ることができる。6はハンドル1に結合されたタップ7を有する基準値設定装置としての電位差計、8は舵軸2の回転に追従するタップ9を具えた実際値指示装置としての電位差計で、電位差計6,8はタップ7,9と接続される摺動接触片16~19等とともに電源PNの間に電橋回路を形成する。接触片16,17等はそれぞれ接触片18,19等と導線で接続され、これら導線相互は抵抗20によつて結合されている。10は制御発電機11を支配する有極継電器でタップ9中の分流抵抗に接続される。有極継電器10は電橋回路の中間分路を流れる電流の方向に関係して作動し、それによつて、操舵電動機5の回転方向を制御する発電機11の励磁線輪13の両半部のいずれか

一方が励磁される。したがつてハンドル1を操作してタップ7を移動すると、電橋回路のバランスが破れて有極継電器にハンドル1の回転方向に応じたある方向の電流が流れ、操舵電動機が与えられた方向に作動して舵軸を回動し、舵軸の回転に追従してタップ9が移動するので再び電橋回路はバランスをとりもどし転能を完了する。なお15は舵軸の零位置近傍のある小範囲において転能を正確ならしめるための抵抗で、制御発電機11の励磁回路中に挿入されている。転能角の大なる範囲では開閉器14,23が閉じられて抵抗15を短絡し、操舵電動機5の速度を高めるよつてになっている。

〔海技入門選書・新刊〕

東京商船大学教授 米田謹次郎著

操船と応急

A5 上製 130頁 定価 230円 (送30円)

目次

I 操船の基礎

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

II 操船実務

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

海技入門選書・新刊

商船大学助教授 中島保司著

船舶運航要務

A5判 上製 170頁 (オフセット色刷挿入)
定価 300円 (〒30)

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

目次

- 第1章 職別
- 第2章 当直
- 第3章 部署および操練
- 第4章 船舶の検査・入渠および修理
- 第5章 日誌
- 第6章 信号
- 第7章 船舶灯
- 第8章 信号器具
- 第9章 船内衛生および救急医療

天然社編 船舶の写真と要目 第5集 1957年版)

B5判上製 270頁 写真アート紙 定価 900円 (〒60)

昭和31年発行「船舶の写真と要目」第4集(1956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噸以上の新造船船に掲載する。約190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る。集を加えるごとに一般にも多くの関心を高めて来ている。

船舶 第31巻 第5号

昭和33年5月12日発行
定価150円 (送12円)

発行所 天然社

東京都新宿区赤城下町50

電話 東京(34)1908

振替 東京79562番

発行人 田岡健一

印刷人 研修舎

購読料

1冊 150円 (送12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

最も実用的な蒸気ボイラの最新決定版ついに成る

蒸気ボイラ

【編 集】

慶応義塾大学工学部
教授・工学博士
日本自動車工業株式
会社・工学博士
三菱造船株式会社
国鉄技術研究所

松 下 市 松
之 一 誠 之
直 一 直 一
堀 進 堀 進

B5判・9ホ横組・532頁・上製本函入
予約特価 2,200円

6月末までお申込みの方に限ります。

定価 2,500円

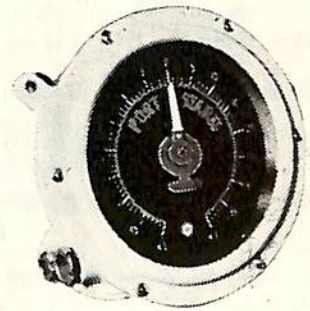
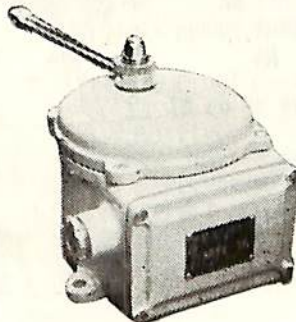
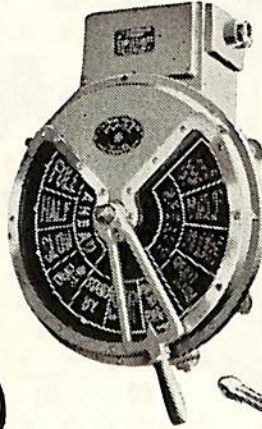
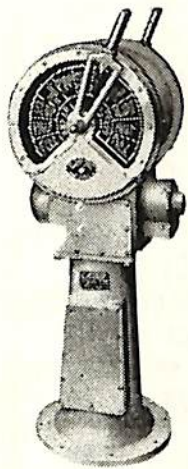
5月下旬・発売予定

【主要内容】 総説・熱力学および伝熱・燃料および燃焼・燃焼装置・ボイラの熱計算・ボイラの循環ならびに蒸発・ボイラの種類および構造・ボイラの材料、設計、工作および据付・ボイラの附属機器・ボイラの給水および洗かん・ボイラの自動制御・ボイラ性能試験・ボイラの熱管理、運転および保守・ボイラに関する法規

【詳細内容説明送呈】

東京都神田局区内駿河台3・振替東京57035番

共立出版株式会社



NZK 直交流式電気テレグラフ
式テレグラフ
舵角指示器
電気式主機回転計及び積算計
操舵スタンド
號鐘、木工金物
船用ディーゼルエンジン用吸、排気弁

日本造船機械株式会社

東京都港区芝田村町5-2

電話 芝(43) 7326-9

天然社・海事工学図書

- 横田利雄著 A5上製 150頁 280円(送30円)
海事法規
- 米田謙次郎著 A5上製 130頁 230円(送30円)
操船と応急
- 中島保司著 A5上製 170頁 300円(送30円)
船舶運航要務
- 野原威男著 A5上製 110頁 180円(送30円)
船舶用プロペラ
- 豊田清治著 A5上製 160頁 280円(送30円)
推測および天文航法
- 田中岩吉著 A5上製折込4葉140頁定価260円(送30円)
海上運送と貨物の船積説
 (前篇) **海上運送概説**
- 田中岩吉著 A5上製 170頁 290円(送30円)
海上運送と貨物の船積
 (後篇) **貨物の船積**
- 鞠谷宏士著 A5上製 160頁 300円(送30円)
船舶の構造及び設備属具
- 上坂太郎著 A5上製 160頁 280円(送30円)
沿岸航法
- 横田利雄著 A5上製 140頁 230円(送30円)
航海法規
- 鞠谷宏士著 A5上製 130頁 220円(送30円)
船舶の保存整備
- 屋代勉著 A5 70頁 100円(送20円)
日本船舶信号法解説
- 天然社編 A5 120頁 170円(送30円)
船舶職員国家試験模範解答(甲種機関科)
- 石田千代治・奥野忠吉著 A5上製 340頁 680円(送50円)
蒸気ボイラ
- 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 290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
- 造船協会船舶工作研究委員会編
 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)
航海図の見方
- 浅井・豊田共著 A5上製 280頁 450円(送50円)
天文航法
- 鮫島直人著 A5 箱入 250頁 450円(送50円)
船位誤差論
- 宇田道隆著 A5上製 300頁 500円(送50円)
海洋気象学
- 和達・畠山・福井監修 A5 450頁 1200円(送50円)
氣象辭典
- 中谷勝紀著 A5 箱入 230頁 500円(送50円)
船舶用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)
- 天然社編 B5上製 180頁 650円(送50円)
船舶の寫真と要目 才4集(1956年版)
- 天然社編 B5上製 260頁 900円(送50円)
船舶の寫真と要目 才5集(1957年版)
- 上田篤次郎著 A5上製(折込7枚) 500円(送50円)
船用電気設備
- 造船協会電気熔接研究委員会編
 A5判総アート 200頁 360円(送40円)
船舶の熔接設計要覽
- 小林恒治著 A5上製 260頁 420円(送50円)
實用航海術
- 小野寺道敏著 A5上製 340頁 500円(送50円)
氣象と海難
- 山縣昌夫著 B5上製 350頁 850円(送50円)
(品切) 船型学(推進篇)
- 山縣昌夫著 B5上製図表別冊 700頁(送50円)
(品切) 船型学(抵抗篇)
- 上野喜一郎著 A5上製 280頁 380円(送50円)
(品切) 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
- 米國造船造機学会編 米原令敏訳 各 B5上製
船用機関工学 (第1分冊)650円(送50円)
 " (第2分冊)520円(送50円)
 " (第3分冊)700円(送50円)
 " (第4分冊)800円(送50円)
 " (第5分冊)900円(送50円)
- 茂在寅男著 B6上製 210頁 280円(送40円)
解説「レター」
- 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・飯出共著 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

工業技術院長賞に輝く!!

JRC レーダー管

愈々量産軌道にのる

当社はレーダー並にレーダー用真空管の開発商品化には特に力を注ぎ、その製品には多大な自信を持っております。

現在、各種レーダー用真空管は整備された専門工場で厳重なる品質管理の下に量産が行われており、その高性能、信頼度につき各方面より好評を得ております。

当社の各管種は、米国製同名管と外形寸法、特性共に完全な互換性を有します。

マグネトロン

	725A	2J24
発振周波数	9345-9405MC	9345-9405MC
尖頭出力	50 KW	10 KW
尖頭陽極電圧	12.0 KV	5.5 KV
尖頭陽極電流	12.0 A	4.5 A
磁界強度	5,400ガウス	
パルス巾	1μS	1μS
パルス繰返周波数	1,000 PPS	1,000 PPS
ヒーター電圧	6.3 V	6.3 V
ヒーター電流	1.0 A	0.5 A



725A



2K25



1B24

クライストロン

	2K25
発振周波数	8500-9660 MC
発振出力	25 mW
空洞電圧	300 V
反射電極電圧	-85-2000 V
ヒーター電圧	6.3 V
ヒーター電流	0.44 A

TR管

	1B24	1B63A
周波数範囲	8490-9600MC	8564-9487MC
挿入損失	0.85-1 db	0.7 db
漏洩電力	30 mW最大	40 mW最大
回復時間	4μS(-3dbにて)	10μS(-3dbにて)
負荷時 Q	350 最大	
イグナイター電圧降下	325-400 V (100μAにて) 200-375 V	
イグナイター電流	100-200μA	100μA

変調管

	3C45	4C35
ヒーター電圧	6.3 V	6.3 V
ヒーター電流	2.25 A	6.0 A
格子入力電圧	175 V最少	175 V最少
尖頭陽極電圧	3,000 V最大	8,000 V
尖頭陽極電流	35 A	90 A
平均陽極電流	45 mA最大	100 mA

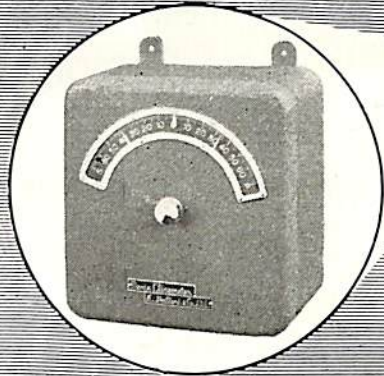
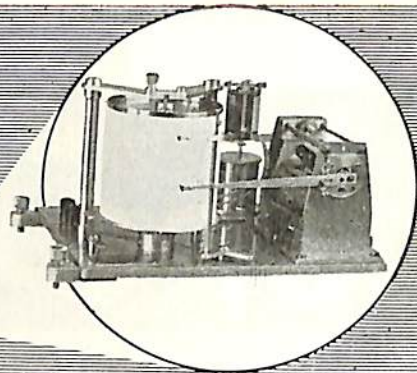


東京営業所 東京都渋谷区千駄ヶ谷4の693 電話東京(34) 0111 (8) 0431(2)
大阪支社 大阪市北区堂島中1の22 電話 (34) 0 6 5 6 ~ 9

日本無線株式会社

船用精密傾斜計

磁力制振器付
一元式 ローリング一成分
二元式 ローリング、ピッチング二成分



RM-1型 水銀U字管式
RM-3型 振子式、空気制振器付

船用動搖記録計

型録贈呈

服 部 時 計 店
機 械 部

東京営業所 東京都中央区銀座四丁目 TEL (56)2111(10)

支 店 大阪市東区博労町四丁目 TEL (25)1251(5)

出張所 福岡市下名島町四七 TEL (4)2966(3)



伝統と実績!!

スペリー式

★ MK14・MOD2

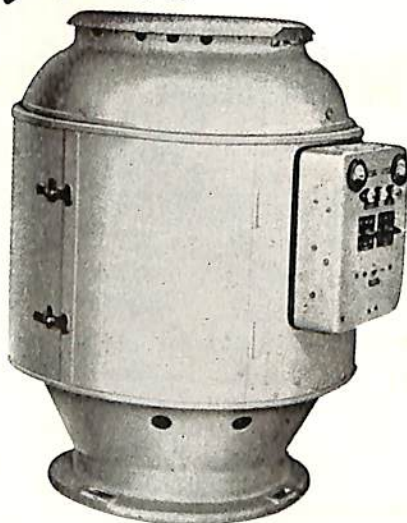
ジャイロ・コンパス

★ レート・ジャイロ・パイロット

★ MK2・マリン・レーダー

★ マリン・ローラン

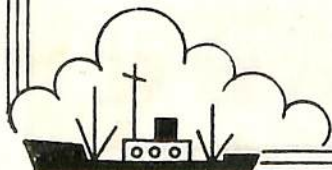
★ その他各種航海計器




サービス・ステーションの充実

株式 東京計器製造所
会社

東京都大田区東蒲田4-31 電話 (73) 2211 (代), 7181 (代)
長崎・下関・神戸・大阪・名古屋・横浜・東京・函館





新製品

電氣メッキブリキ

⑤ ポンテ鋼板


⑤ 重油鉄板

ダイライト・コー

オリエン・コー

重油塗鋼板

輸入鋼板



八幡製鐵株式會社

本社 東京都千代田区丸の内1丁目1番地(鉄鋼ビル)



昭和石油株式會社



取締役社長
早山 洪 二 郎

取締役副社長
I・W・H・シトウエル

本社 東京 丸の内 東京ビル
電話(23) 代表 311・321・331

川 野 田

PORTLAND CEMENT




ONODA

商標 登録

社 長 安 藤 豊 祿

小野田セメントK.K.

東京・丸の内・鉄鋼ビル



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清 罐 劑

登録 罐水試験器
実用新案

一般用・高圧用・特殊用・各種

最新の技術、35年の経験による
特許三ツ目印清罐劑で汽罐の保護と
燃料節約を計つて下さい。
罐水処理は何んでも御相談下さい。

営 業 品 目

三ツ目印清罐劑 三ツ目印罐水試験器
罐水試験試薬各種 磷酸根試験器
BR式PH測定器 試験器用硝子部品
PTCタンク防蝕劑

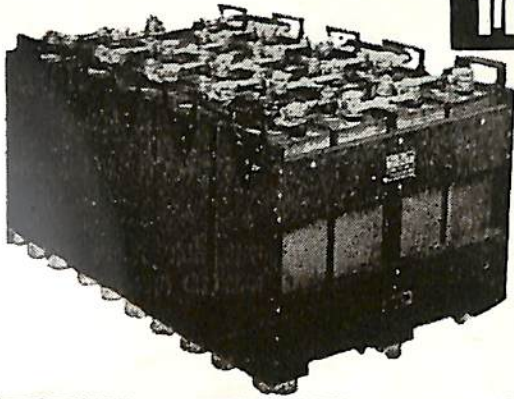
内外化学製品株式会社

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 大阪市西区本町1の3 電(54)1761

鋼鉄製の蓄電池!!
 落しても、破壊しない。
 鉄鋼材を全く侵さぬ。
 長日月放置しても劣化しない。



これが…………… **GSアルカリ式**
船舶用蓄電池



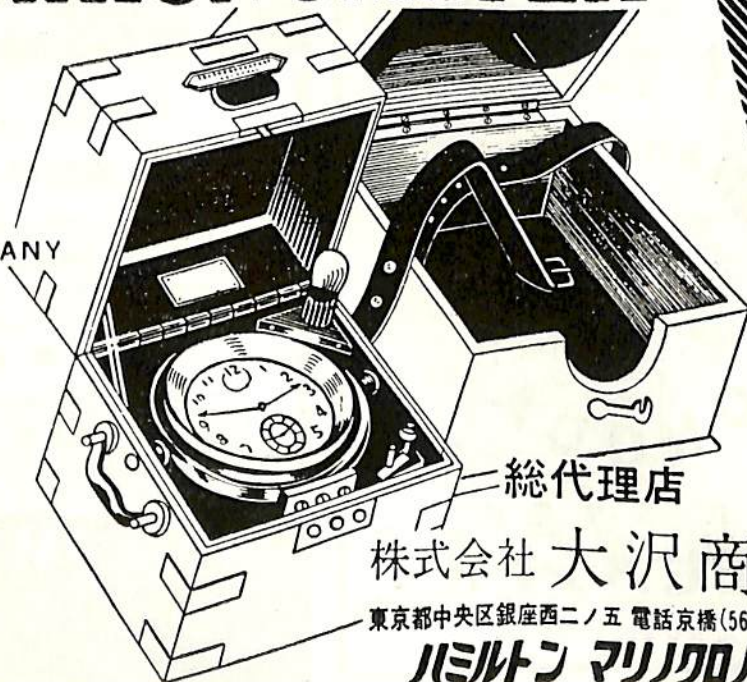
而も壽命は従来の蓄電池をはるかに超越した長大なものです。
 又電氣的にも乱暴な取扱いに充分に耐え、亦比重の測定記録の必要は全くなく、従つて保守容易で、船舶用として理想的の蓄電池です。

日本電池株式会社

本社 京都市南区吉祥院西ノ庄猪之馬場町
 支店営業所 東京・福岡・大阪・名古屋・札幌・仙台

HAMILTON MARINE CHRONOMETER

HAMILTON
 WATCH
 COMPANY



総代理店

株式会社 大沢商会

東京都中央区銀座西二ノ五 電話京橋(56)8351-5

ハミルトン マリナクロノメータ

熔接作業の能率化に

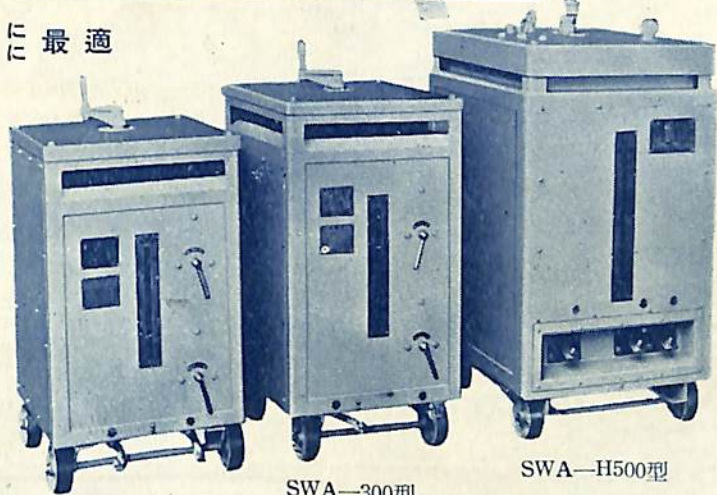
SWA型

東芝交流アーク熔接機



厚鉄板熔接の能率化に最適
薄鉄板のきれいな熔接に

東芝シリコン絶縁
可動線輪型
ファンなし
広範囲な電流調整
構造簡単でしかも堅牢
焼損のおそれなし



SWA-250型

SWA-300型

SWA-H500型

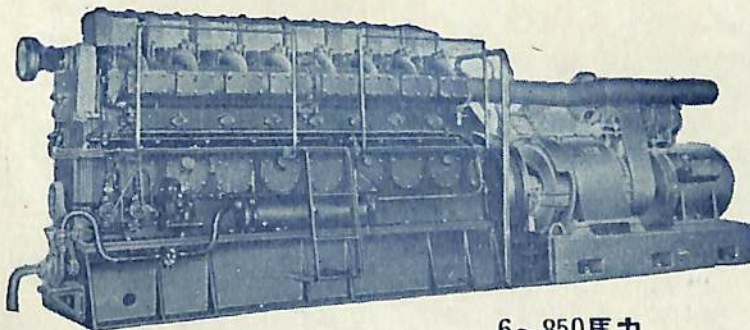
Toshiba

東京芝浦電気株式会社

東京都中央区銀座西5-2
電話銀座(57)5711-8131-8261-8271

船舶補機.....

発電・動力・ポンプ用に



6~850馬力

クボタ

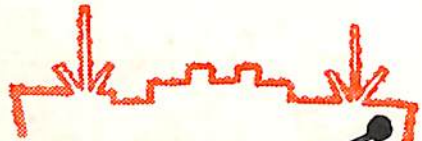
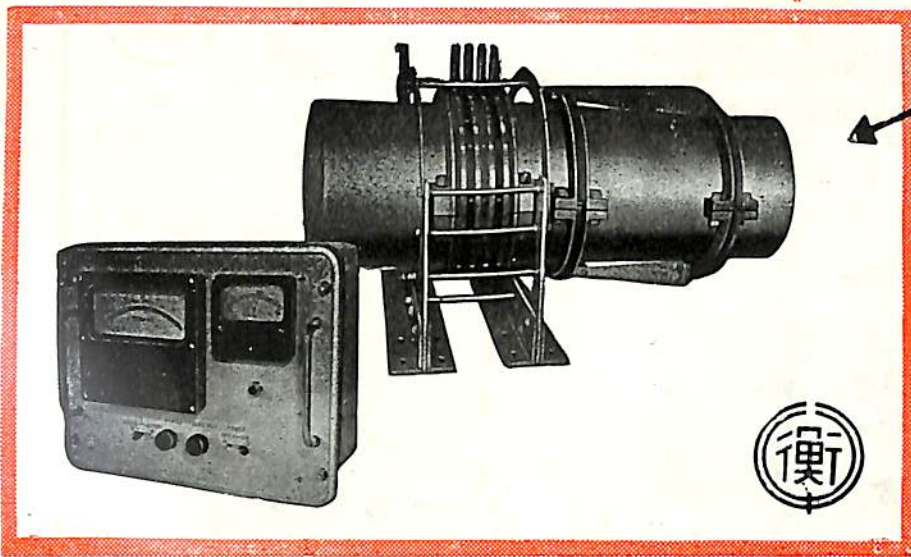
ディーゼル



久保田鉄工株式会社

大阪市浪速区船出町2丁目 東京・福岡・札幌・名古屋・室蘭

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。

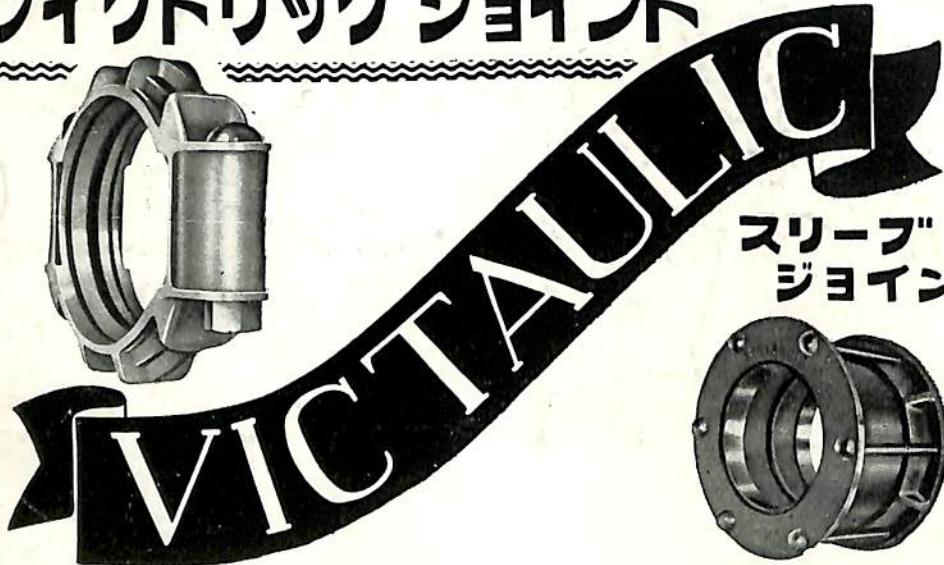
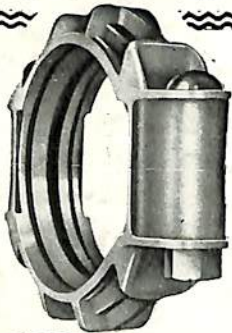
該写真は三菱造船株式会社長崎造船所御建造のマリエッタ号に装備致したものであります。



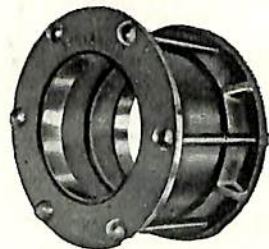
東京都品川区北品川4の516・TEL白金(44)1141(代表)
 大阪市南区八幡町6 ・TEL南(75)6140
 福岡県宗像郡津屋崎町・TEL津屋崎104

株式会社 東京衡機製造所

ヴィクトリック ジョイント



スリーブ
ジョイント



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

製造元
日本ヴィクトリック株式会社
 東京都千代田区丸ノ内1丁目6
 東京海上ビル新館7階
 電話 東京28局 8974・8975

保存委番号:

52091

IBM 5541

船舶 才三十一卷 才五号
 昭和五年三月二〇日 第三種郵便物認可
 昭和三十三年五月十二日 印刷(十二月一回)

編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
 兼印刷人 田健通
 印刷所 新四市東細通四
 研 修 舍

本号定価一五〇円 発行所 天

東京都新宿区赤城下町五〇番地
 然社
 振替・東京七九五〇二番
 電話東京四一九〇八番