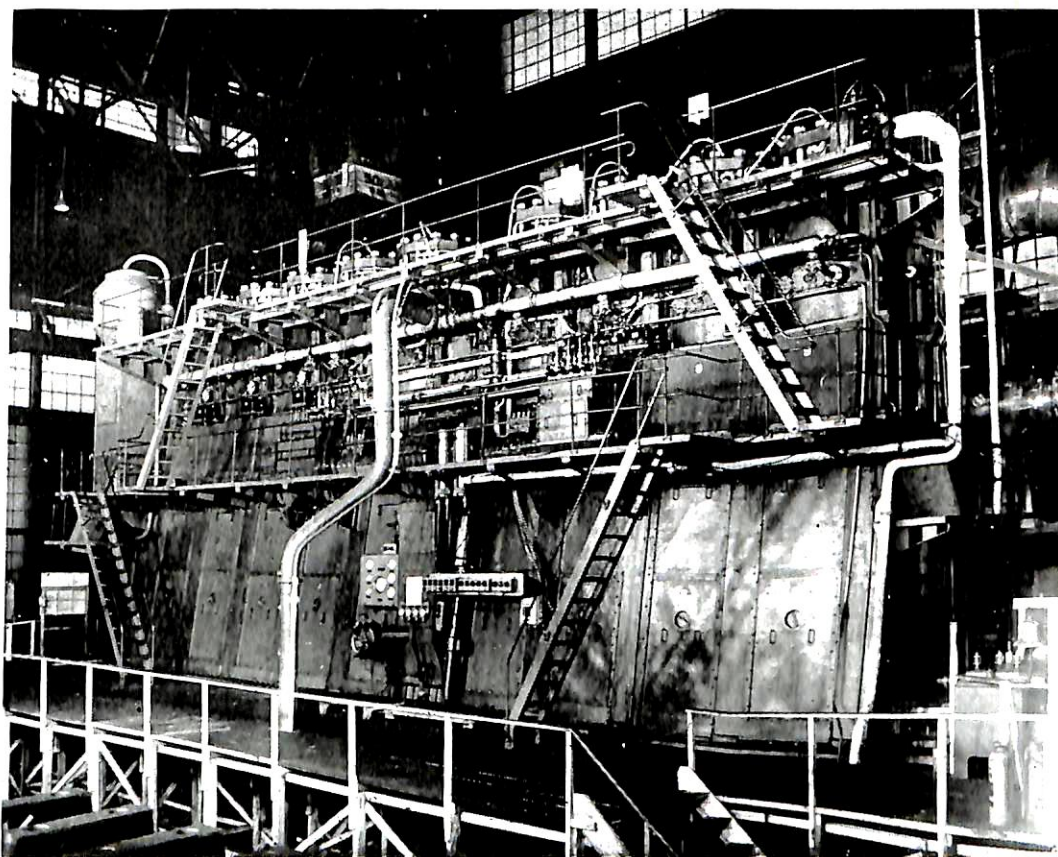


船舶

6

VOL.27

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可 昭和二十九年六月十二日 發行
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認 第四〇六号



横浜 M・A・N ディーゼルエンジン (K9Z 8,500BHP)



三菱日本重工業株式会社

天 然 社

三機の船舶用機材

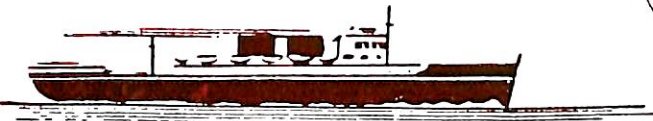
厨房設備

(ギャレ・グリル・ペーカリー・バー)
(喫茶・食品加工設備一式)

冷蔵設備

客船・貨物船・捕鯨船等何れにも適する様
設計製作施工いたします

洗濯設備



伝統を誇る!
電縫鋼管



互 斯 管
空 氣 予 熱 管
ボ イ ラ ー チ ュ ー ブ
ラ ガ エ ー タ ー チ ュ ー ブ
其 他 艦 船 用 鋼 管

三機工業

資本金 2億圓

社長 山田熊男

支店 大阪・名古屋・福岡・札幌・広島
工場 川崎・鶴見・中津

本社 東京都千代田区有楽町(三信ビル)

電話 東京59局 (59) 代表5251~(10) 代表5261~(10) 代表5351~(10)

クボタ ^{Kubota} デイゼル

最適

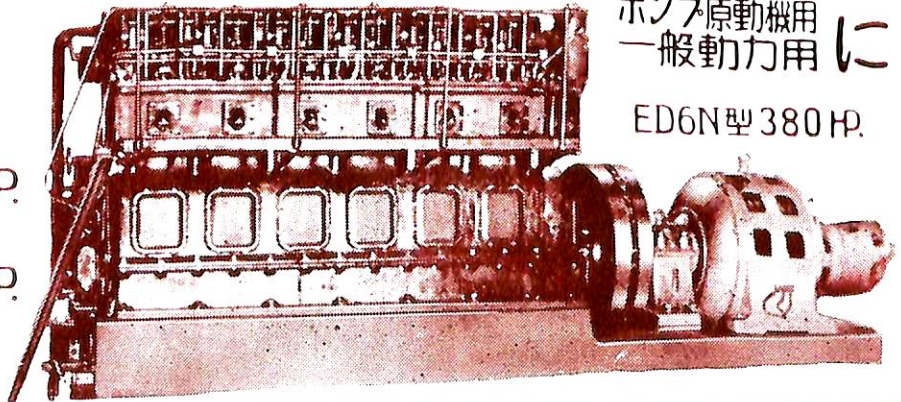
船舶補機用
自家発電用
ポンプ原動機用
一般動力用

横型

6~15 HP.

竖型

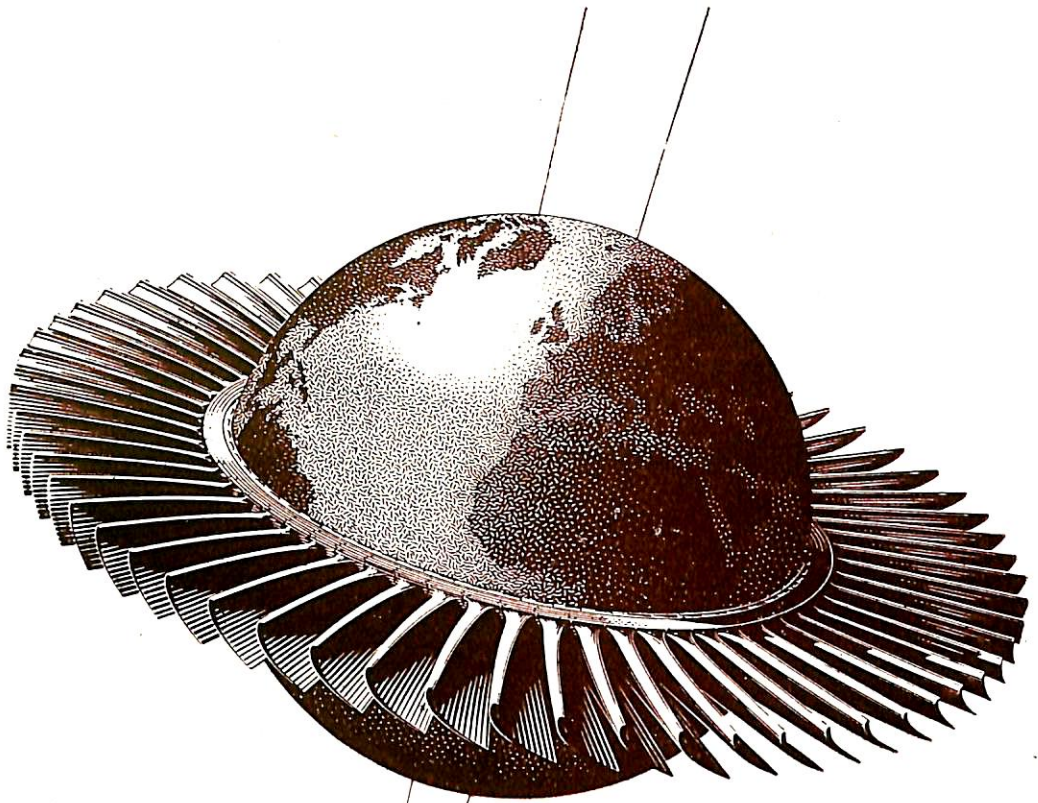
9~450 HP.



ED6N型 380 HP.

久保田鉄工株式会社

営業所 大阪・東京・小倉・札幌



In 36 countries and on the high seas

NAPIER

turbo-blowers (double) diesel power

日本總代理店

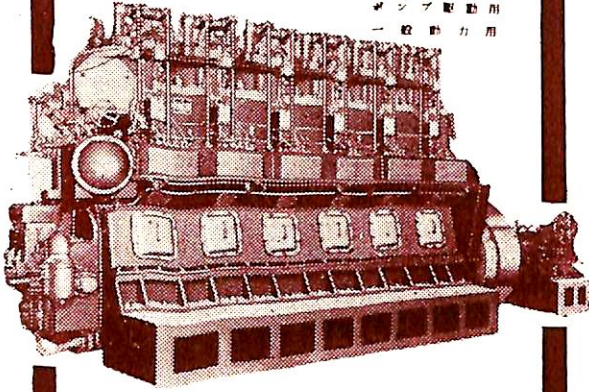
株式会社 **アンドリュー・ウェア商会**

東京 千代田区九ノ内仲八号館
大阪 東区平野町マーカントイルビル

AKASAKA DIESEL

創設 50年
50B.H.P. — 3,000B.H.P.

船舶主機用
船舶輔機用
自家發電機用
ポンプ駆動用
一般動力用



株式会社 赤阪鉄工所

本社 東京都中央区銀座6の3TEL銀座(57)1414.6459
工場 静岡県静岡市中392の1 TEL静岡1010~1014

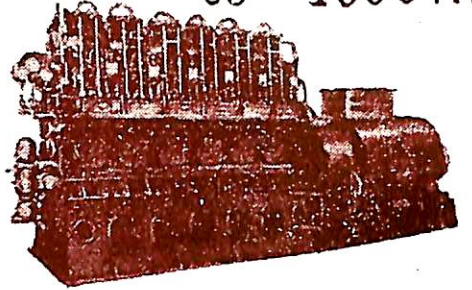
ハンシン

HS

ディーゼル

船舶用
発電用
動力用

50~1000HP.



阪神内燃機工業株式会社

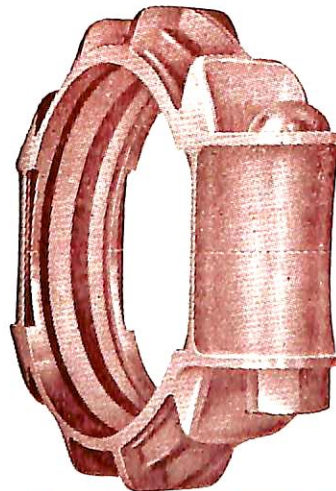
本社 神戸市長田区一番町三丁目一
東京支店 東京都千代田区丸の内丸ビル601号
下関出張所 下関市豊前田町第一ビル



日本ヴィクトリック株式会社

VICTAULIC

LEAKTIGHT
PIPE



FLEXIBLE
JOINTS

販賣總代理

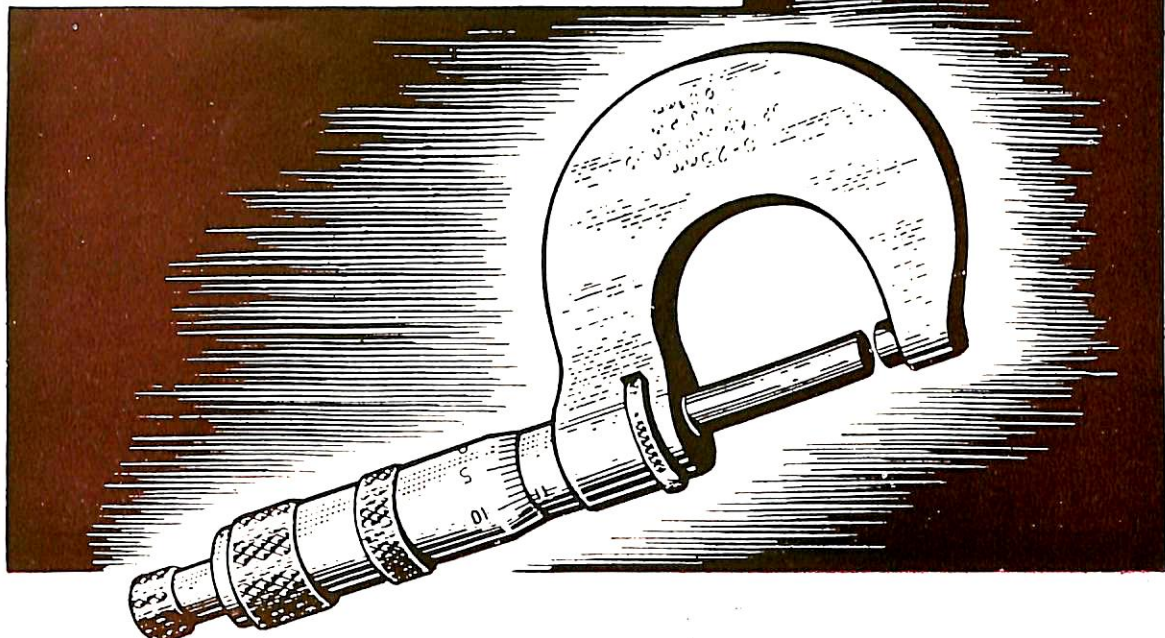
浅野物産株式会社
東京都中央区日本橋小舟町
二丁目 (小倉ビル)

電話茅場町(65)代表0181~10
代表7531~5

大阪支店 大阪市東区瓦町二丁目瓦町三和ビル
門司支店 門司市棧橋通一 郵船ビル
札幌支店 札幌市南一条西二丁目一八番地
支店 横濱・名古屋・神戸
出張所 広島・高松・福岡・八幡
長崎・熊本・仙台・釧路



特殊の仕事に特殊の工具



GARGOYLE オイルも特殊の仕事のために特別に精製されています

船主各位最も経済的に船を運航するには是非必要な GARGOYLE DTE マリン油を!

ガーゴイル高級潤滑油は四つの点で経費を節減します。

- 油量の減少
- 修理の減少
- 損耗の減少
- 機械寿命の延長

全世界の主要港にはガーゴイルのマリン技術サービスがあり常に船主の利益を計つて居ります。

文献・案内書御希望の方は各支社営業部宛御申込下さい。

87年に亘り研究と製油並に潤滑技術に於て世界の首位を確保して居ります。

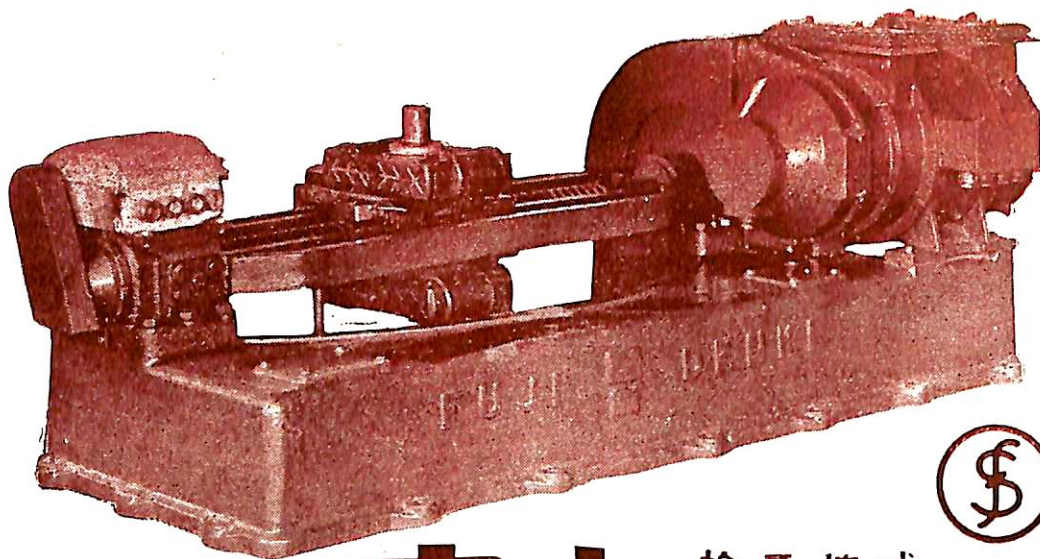


GARGOYLE *Lubrication*

スタンダード・ヴァキューム・オイル・カンパニー

東京・横浜・大阪・名古屋・仙台・小樽・福岡





効率のよい
 軽量小型なので
 据付面積も少く
 振付が容易です

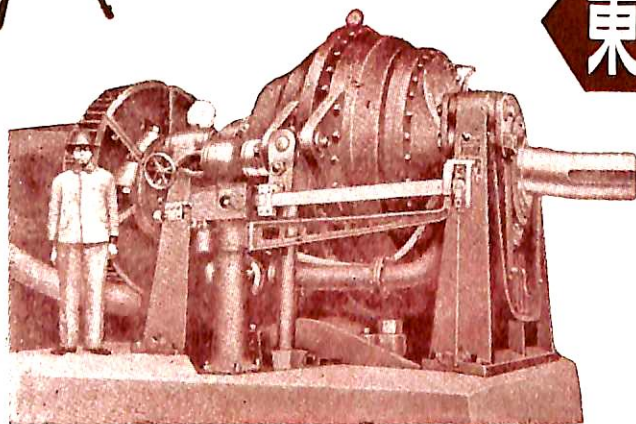
富士 捻子棒式

舵取機

富士電機製造株式会社

時代に先駆する

東京衡機の試験機



1. 試験機一般
 - A 金属材料試験機
 - B フルード式馬力測定機
2. 衡器一般
3. 電機一般
4. 電気式歪計



株式会社 東京衡機製造所

営業所所在地 東京都品川区北品川 4 516 電話大崎(49)1883~5
 出張所 大阪市南区八幡町 6 電話南(75) 6140
 福岡市雁林町 10 電話西(2) 0418
 本社 東京都中央区日本橋江戸橋1-13 電話(27)2178~9

船舶

第 27 卷 第 6 号

昭和 29 年 6 月 12 日発行

天 然 社

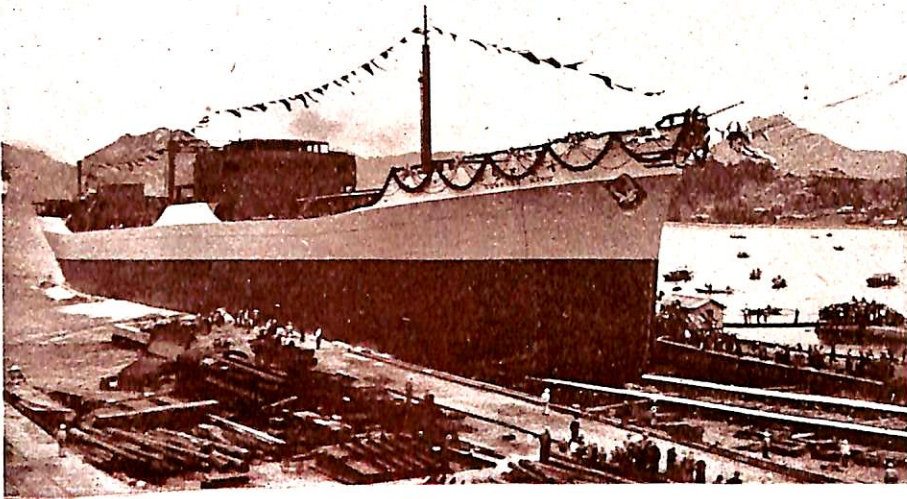
◇ 目 次 ◇

〔過給機特集〕

- 三菱造船UECディーゼル機関について藤田 秀雄…(513)
- 川崎MAN 4サイクルディーゼル機関の過給について津田 通夫…(524)
- 過給機付ディーゼル機関の実用性について小堤 恒雄…(531)
- 排気ターボ過給機付ディーゼル機関について高 橋 勳…(543)
- NAPIER 排気ガスタービン過給機末 吉 浩…(550)
- 4サイクルディーゼル機関の高過給に関する寄與丸山 浩一…(552)
-
- 練習船“汐路丸”について石川島重工業株式会社・造船設計部…(556)
- 住吉丸船体改造工事について原 田 清…(560)
- 才二中央丸について松 浦 弘…(565)
- 船用機関資料 (9)船舶局関連工業課…(555)
- 鋼船建造状況月報 (4月)船舶局造船課…(571)
- 水槽試験資料 41. 一貨車連絡船の水槽試験船舶編集室…(575)
- 特 許 解 説大谷幸太郎…(578)

〔写真〕 ☆康島丸 ☆浅間丸 ☆すまとら丸 ☆まにら丸 ☆第三雄洋丸
☆第十興南丸 ☆パウマセツ号 ☆汐路丸 ☆テキサン号

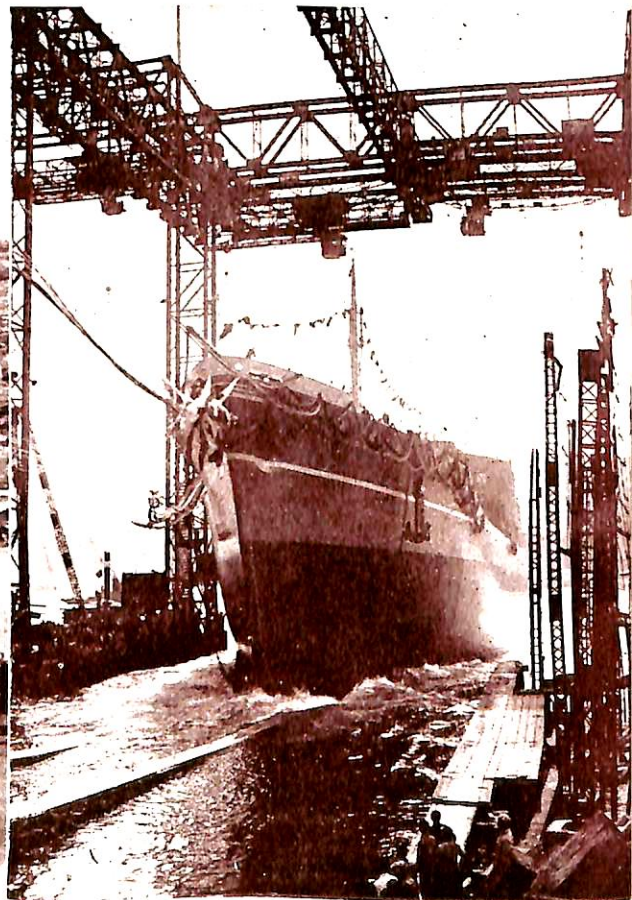
進 水



すまとら丸 (大型油槽船)

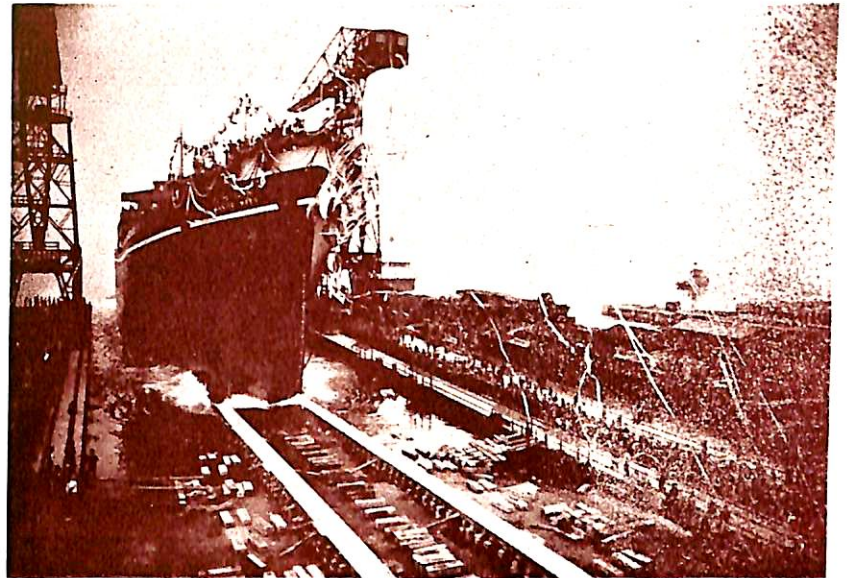


第十興南丸 (高速大型捕鯨船)



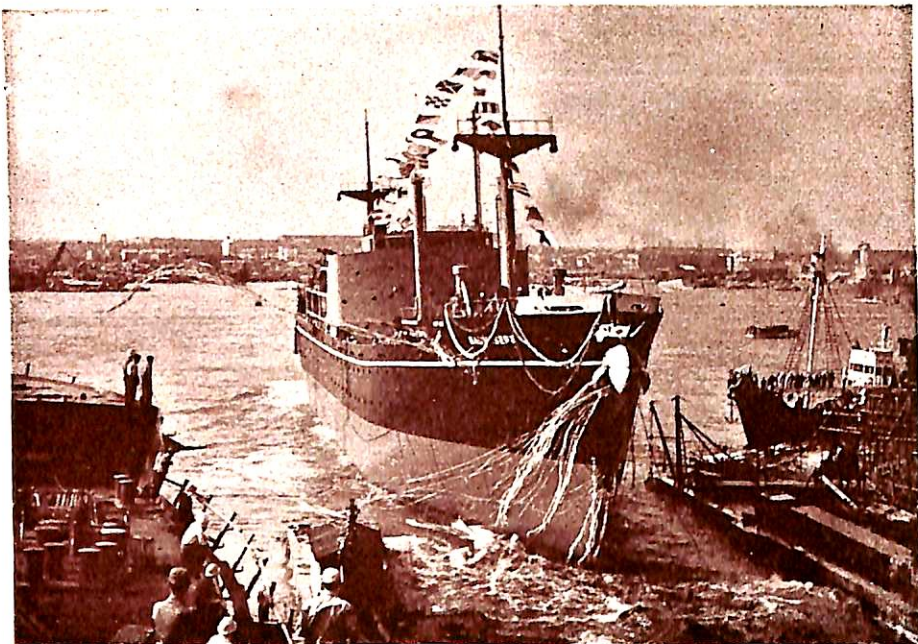
第三雄洋丸 (油槽船)

四 題



まにら丸（貨物船）

要目	船名	すまとら丸	まにら丸	第三雄洋丸	第十興南丸
長 (垂) (m)		167.00	145.00	167.00	57.00
幅 (型) (m)		22.00	19.2	22.30	9.70
深 (型) (m)		12.30	12.5	(上甲板迄) 12.30	5.10
吃水 (m)		(計画満載) 9.45		(満載) 9.50	(計画満載) 4.25
総噸数 (噸)		約 12,900	6,900	約 13,600	約 700
載貨重量 (噸)		20,600	10,500	約 20,500	
速力 (節)		15.75	(最大) 19.5	(満載最高)約15.75	(試運転最高)約17.25
主機		蒸気タービン×1	蒸気タービン×1	蒸気タービン×1	日立B&Wチーゼル機関
出力		9,200S.H.P	8,500S.H.P	8,500S.H.P	3,280B.H.P
船級		AB, NK	AB, NK	AB, NK	
起工		28-10-5	28-12-22	28-10-5	28-12-15
進水		29-5-16	29-4-17	29-5-5	29-5-4
竣工		29-8-中旬予定	29-7-10予定	29-8-10予定	29-7-10予定
船主		日本油槽船	東邦海運	森田汽船	日本水産
造船所		日立・因島	三菱造船・長崎	三菱造船・長崎	日立・向島



バウマセツ号
(巡礼兼貨物船)

船主 インドネシア・ナビゲーション会社
造船所 日立造船・桜島工場

長 (垂)	122.0m	主 機	日立B&W デーゼル機関×1
幅 (型)	17.40m	出 力	4,600B.H.P
深 (型)	10.80m	船 級	A B
総 噸 数	約 6,800噸	起 工	29 - 2 - 7
載 貨 量 重	約 8,000噸	進 水	29 - 5 - 4
速 力 (航海)	14.25節	竣 工	29 - 6 - 未予定

名実共に世界の水準を抜く……

革命的防錆塗料

“Suboid”

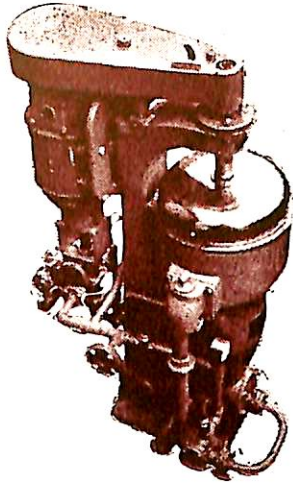
ズポイド



大日本塗料株式会社

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

米國シャープレス・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) 電話森合(2) 0288

工場 東京都品川区北品川4の535 電話大崎(49) 4679・1372



西独ダイムラー・ベンツ社製

船用高速ディーゼル・エンジン

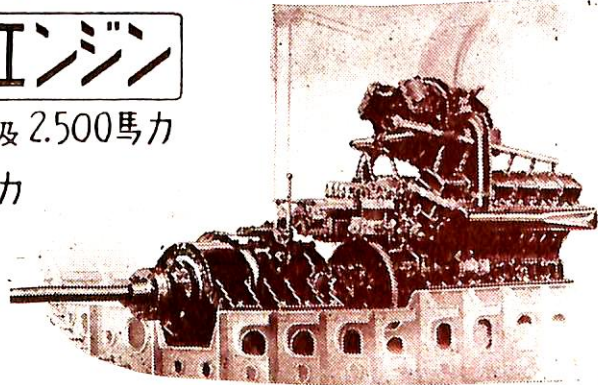
1,000馬力乃至30馬力各種及2,500馬力

軽量・強力 1.87~3.5 瓦/馬力

取扱簡易 確實

経済的

燃料消費 170 瓦/馬力/時間

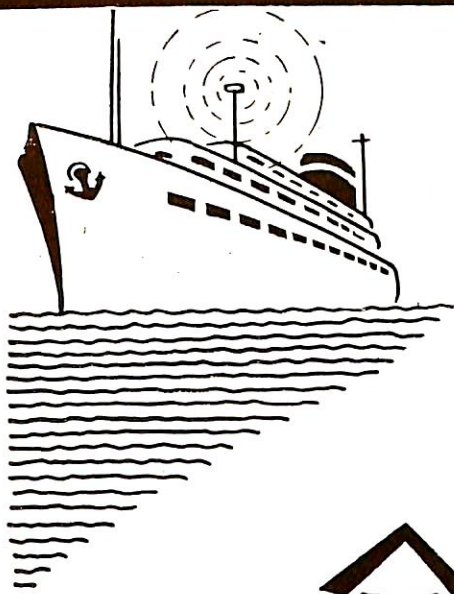


日本総代理店

ウェスタン・トレーディング株式会社

(WESTERN TRADING CO. Ltd.)

東京都港区麻布簞笥町五十八番地 電話赤坂(48) 2789, 4541, 6452



古河の

船用電線，塩化ビニール電線
 ポリエチレン電線，ポリスチロール電線
 テレビ受像用電線，レーダー用導波管
 軽合金アルミ板，管，棒，各種階段金具

電線とケーブル
 軽合金，伸銅製品
 軽合金鋳物製品
 ダイカスト，精密鋳造

△ 古河電工

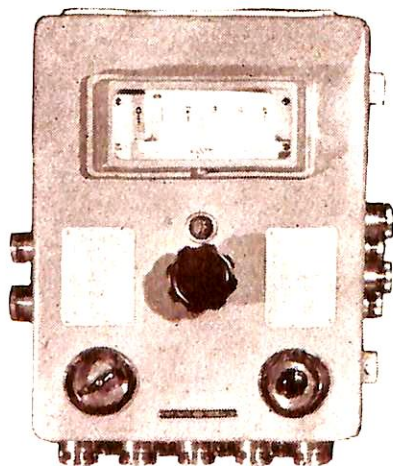
本社 東京丸ノ内二ノ八

東京・大阪・名古屋・福岡・札幌・仙台
 足利・富山・高松・新潟・宇部・長崎・広島

MARINE TYPE

100隻突破!!

CO₂メーター 温度計
 極塩計 PHメーター



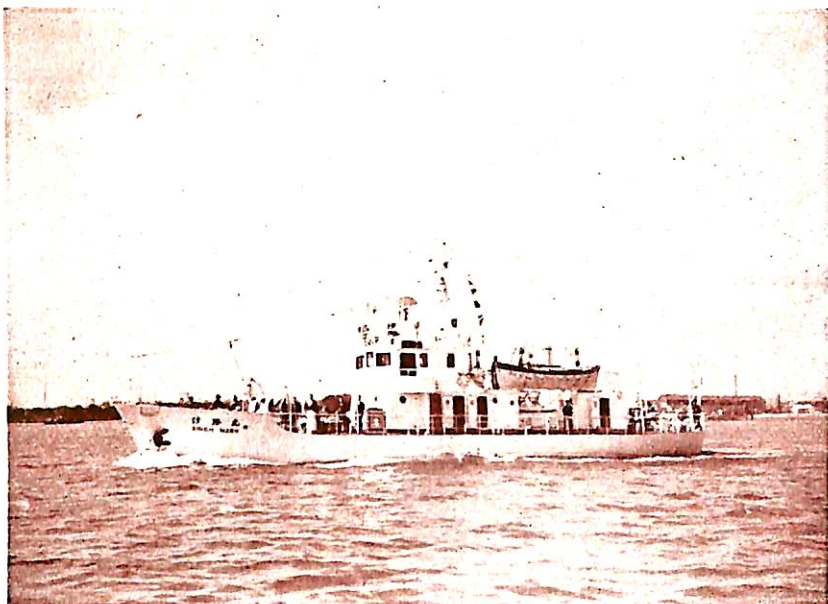
新型熱電補償温度計

理化電機工業株式会社

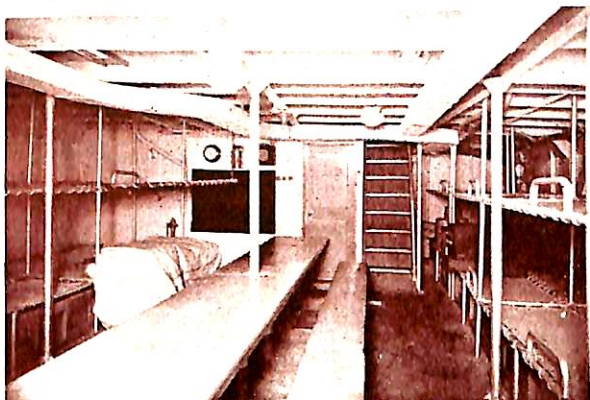
本社 東京都大田区田園調布3丁目50番地

電話 田園調布 (72) 2083, 6297

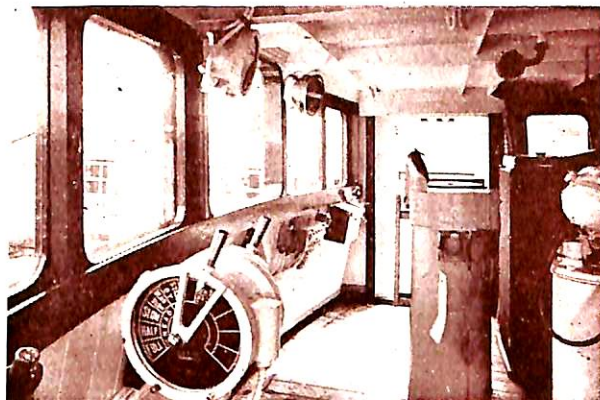
汐 路 丸
(練 習 船)



—詳細は本文556頁参照—



学 生 室



操 舵 室

5

つ

船 舶 塗 料

- ・ ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・ C-Rマリーンペイント (ノン・チョーキング型合成樹脂塗料)
- ・ 樋印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・ 樋印無水鉄銑船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・ ノン・スリップ (滑止塗料)

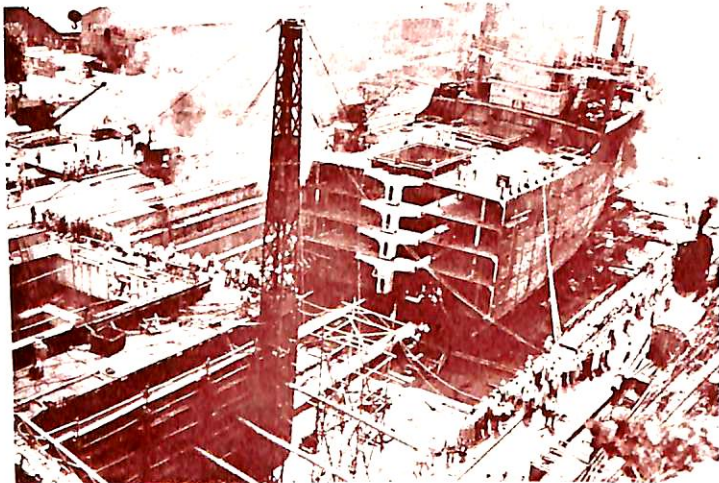
カタログの御申込みは

大阪市大浜区浦江北 4
東京都品川区南品川 4

◎ 日本ペイント



公試運転中のテキサン号



船体引伸し工事

.....
 鉱石兼油運送船
テキサン号

日立造船・因島工場ではオワー・トランスポート会社より受託した米国標準C型貨物船テキサン号の船体を33.53m引伸し、鉱石兼油運送船へ大改造する工事を行った。

		改 造 前	改 造 後
全	長	159.37m	192.90m
長	(垂)	151.17m	184.70m
幅	(型)	21.79m	同 左
深	(型)	13.26m	同 左
吃	水	9.99m	10.02m
載 貨 重 量		14,896噸	20,200噸
貨 物 艙 容 積		18,800m ³	—
鉄 石 艙 容 積		—	16,300m ³
貨 物 油 容 積		—	24,400m ³
主	機	タービン1基	同 左
出	力	9,000S.H.P	同 左
主	汽 罐	水管罐2基	同 左
速	力	16節	14.95節

世界の海運界に先駆!!

新鋭機 七洋へ

清浄と燃焼性状改善

10~15時間連続浄油
自動乾清掃装置附

特許 毛細管式

ノーカーボン運航

バンカー重油潤滑油用



コロイダル浄油機

清浄度ミクロン→ミリミクロン

colloidal,

日之出コロイダル機器株式会社

大阪市福島区上福島南三丁目一四二(堂島大橋北詰莫大小会館)
電話 福島 (45) 直通 7504・730~732・3341・3512 番



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



株式会社

荏原製作所

東京 丸ビル
大阪 朝日ビル

東洋一の浮ドック

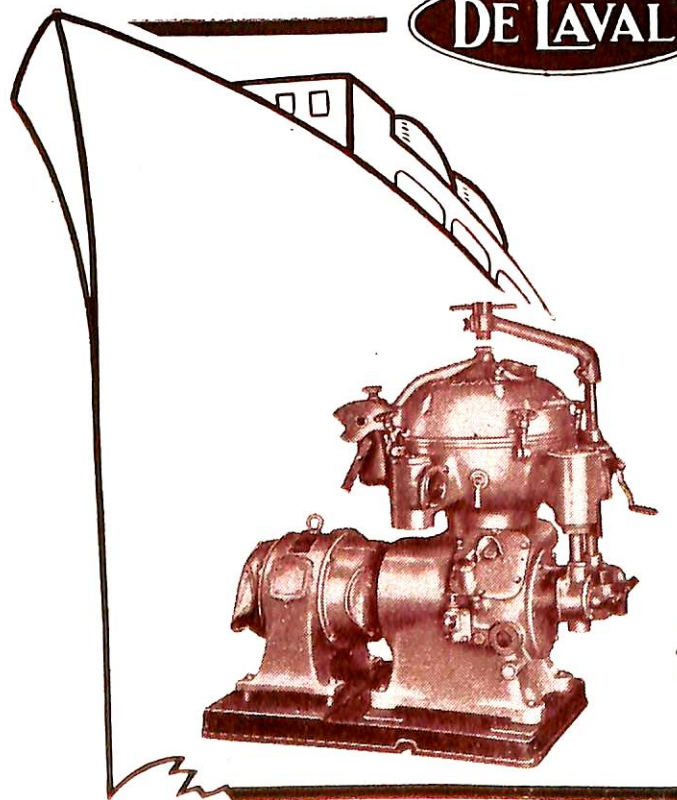


入渠可能船
(載貨重量) 20000DW
全長 172.8m
全幅 外幅 36.0m
内幅 26.4m
入渠中に載荷可能

川崎重工業株式会社

本社 神戸市生田区東田船二ノ一四
東京支店 東京都港区芝田村面一ノ日比谷ビル

DE LAVAL



Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃料油清浄機

ディーゼル油用

バンカー油用

潤滑油清浄機

ディーゼル

タービン油用

其他 各種遠心分離機

瑞典セパレーター会社日本總代理店
長瀬産業株式会社機械部

大阪市西区寸賣堀南通1丁目1番地

電話 新町(53) 40-41・950-956

東京支店 東京都中央区日本橋小舟町2の3の12

電話 茅場町 970

整備工場 京都機械株式会社分離機工場

京都市下京区吉祥院船戸町50

凡ゆる事業に役立つ ウォシントンの各種機械



低コストの事業に ポンプ・コンプレッサー・
スチームタービン・エンジン・動力車等装置・空
気調節装置



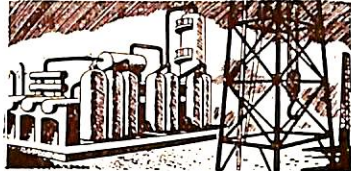
効力的な装置を必要とする事業に 硬水軟化装
置・スチームコンデンサー・給水加熱機・ポンプ
エンジン及タービン発電機



土木建設事業に プループルート等気圧縮機・
ミキサー・舗装機・圧搾空機利用器具・ポンプ



化学工業に コンプレッサー・ウォシント
ポンプ・スチームタービン・冷凍機・放射器・
ミキサー



石油事業に コンプレッサー・エンジン・ポン
プ・冷風装置・冷凍機・デコーキング装置・ター
ビン



浄水と衛生施設に エンジン・ポンプ・硬水軟
化装置・粉砕機・空気壓縮機・壓搾空機利用器具
量水器

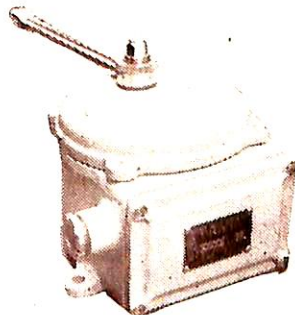
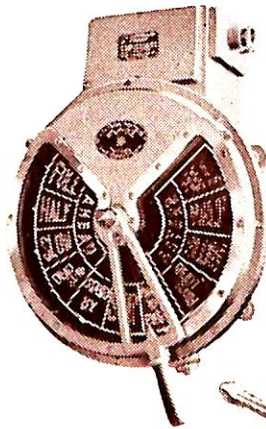
Worthington Corporation, Export Dept., Harrison, New Jersey, U.S.A.

WORTHINGTON



世界に誇る有名品の商標

NZK 直 流 式 電 氣 テ レ グ ラ フ
交 流 式 テ レ グ ラ フ
鎖 角 指 示 器
舵 舵 ス タ ン ド
操 舵 ス タ ン ド
木 工 金 物
船用ディーゼルエンジン用吸・排氣弁



日本造船機械株式会社

東京都港区芝田村町2-1

電話 芝(43) 6 4 9 5 ~ 7

造船に、特殊建造物に

日鋼の広巾鋼板を！

★ 戦後、大型造船技術の急激な発達と共に鋼板の需要は増大すると同時に更に広巾を要求されています ……………

多年注目を浴びて来た当社の**30,000馬力**四段式圧延機は、今こそ独特の製品を以て各界の御要望にお応えする時であると信じます。

★ 既に当社は、大型キルド鋼板を製造致しまして、御好評を戴いて参りましたが、更に**セミキルド、リムド**鋼板の製造が自由に出来るようになりましたので、需要家各位の御活用を願います。

★ 尚**30,000馬力**四段式圧延機によるこれ等鋼板の圧延寸法は次の通りです。

巾 7 呎 ~ 15 呎 (2.5メートル~4.5メートル)

厚さ 14 耗 ~ 200 耗 (1/2 吋 ~ 8 吋)

長さ 30 呎 ~ 60 呎 (9メートル ~ 18メートル)



日本製鋼所

東京 都 中央区 京橋 1 の 5
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

三菱造船 UEC ディーゼル機関 について

藤田 秀雄
三菱造船長崎造船所
造機設計部長

1. 緒 言

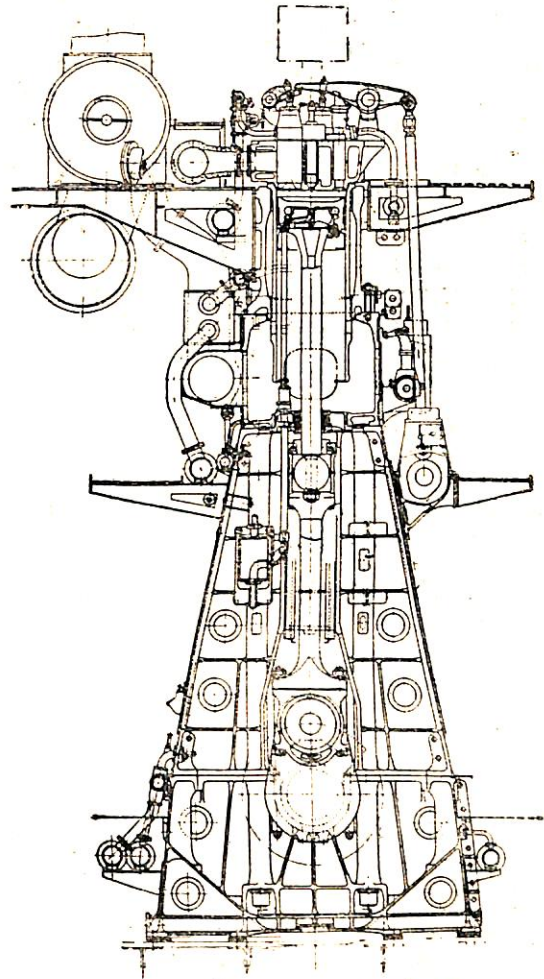
戦後大型船舶の推進用として盛んに生産されて来たディーゼル機関は、米各国においても戦前の標準型機関かまたはその域を脱せぬ程度の出力、性能のものであった。その後世界の趨勢として貨物船、客船および油槽船ともに高速化並びに大型化の傾向を辿り従って推進用の主機関も當然高出力への要望が急に高まって来た。このために種々の方法が企てられているが就中気筒直径および行程を増すことによる方法と2サイクル機関の過給による方法が最も顯著である。前者は重量容積の増加を来すこともさることながら、使用上製作上の限度からも餘り多くの出力増加を望み得られない。後者はその缺點なく充分に出力上昇を望み得られ、更にこの過給用動力に對して排氣瓦斯のエネルギーを利用してガスタービンプロアーを作動させることにより格段の効率上昇を期し得られるに到つた。この考想は既に戦前からわかつていたことであつて當長崎造船所においては十數年前からこの研究に手を染めている。その場合機関本体の設計のみならず排氣利用のタービンおよびプロアー自体の設計如何が全體の性能に密接に關係するとともにその兩者の關聯がこれまた最も大切な事柄であるのでこれらを綜合して機関全體の性能を最高にもつて行くべく基礎的にはタービンの羽根一枚の流體力學的實驗研究から始め各要素の性能向上を計り綜合的には小型實驗機関および實物大の大型試作機関により凡ゆる實驗研究を行い幾多の問題を克服してついにこの高性能の機関具現化に成功し得た次第である。

茲に本機関の説明とその特徴を述べ更にその開發までになされた研究事項の概要を述べることにする。

2. 三菱造船 UEC ディーゼル機関とは

UEC ディーゼル機関は三菱造船で此度新しく開發された排氣ガスタービン駆動のプロアーすなわち排氣ターボチャージャーを裝備した過給機関 (Mitsubishi Zosen, Uniflow Scavenging Exhaust-turbo supercharged 2-cycle Single-acting Cross head-type Diesel Engine) であつてその機関断面および排氣ターボチャージャー裝備の要領を第1圖に示す。

次にこの UEC ディーゼル機関の要目特徴並びに効用について概略述べてみよう。



第1圖 UEC型實用機関断面圖

(1) 主要目

次に掲げる第1表に UEC 機関6気筒7500、8000並びに8,500軸馬力9気筒11250、12000並びに12750軸馬力の標準型と在來の單働ディーゼル機関で7000~8300軸馬力のもの主要目を併記しているが、本比較表により UEC 機関は在來機関に比し1気筒當りの出力が格段に増し得たこと、同じ出力においては重量、容積を著しく輕小になし得たこと、燃料消費を低下し得られること等はいずれも他機関の追従を許さない。

(2) 主な特徴

本機関は、その各部はいずれも綿密な實驗研究の結果

第1表 UEC機関の主要目 (附: 在來單働機關との比較)

機 關 種 別	U E C			在 來 機 關	U E C		
型 式	6UEC 75/150				9UEC 75/150		
氣 筒 數	6			9-10	9		
氣 筒 直 徑 D mm	750			720-740	750		
行 程 S mm	1,500			1,250-1,600	1,500		
回 轉 數 N rpm	115	120	120	115-130	115	120	120
正 味 馬 力 BHP	7,500	8,000	8,500	7,000-8,300	11,250	12,000	12,750
同上一筒當り BHP/cyl	1,250	1,333	1,417	700-922	1,250	1,333	1,417
ピストン速度 Vp m/s	5.75	6.00	6.00	5.21-6.14	5.75	6.00	6.00
正味平均有効壓力 Pme kg/cm ²	7.34	7.55	8.02	4.85-5.24	7.34	7.55	8.02
全 長 L mm	11,900			16,600-19,500	16,850		
全 幅 (臺板) B mm	3,600			3,180-4,050	3,600		
軸中心上高さ H ₁ mm	7,800			6,500-8,700	7,800		
軸中心下高さ H ₂ mm	1,500			1,380-1,900	1,500		
ピストン引抜高 H ₀ mm	10,050			8,040-12,000	10,050		
機關重量(鑄物) W _T	360			450-580	510		
(焊接) W _T	275			—	400		
(鑄物) W _{kg} BHP	45			62.5-70.0	42.5		
燃 料 消 費 率 gr/BHP/HR (所要補機を含む)	160 以下			170 以下	160 以下		

設計せられたもので特に次に挙げる事項には顕著な特質を備えている。

- シリンダの掃氣型式
- シリンダ蓋上の排氣弁の配置
- 排氣ターボチャージャーとしてのガスタービンおよびプロアーの設計、並びにそれが機關との關聯
- 燃料噴射系統

なおその他機關全體の構造、使用材料等はいずれも既に永年 MS 機關において經驗済みのものを採用し、これに今回の試作機關による實績を盛り更に永い間の船舶建造の知識經驗を充分に織り込んで設計されているので製作上運航上ならん不安なく、かつ取扱上にも極めて便利であることは特筆に値する。

(3) 經濟的効果

本機關は作用上にも構造上にも著しい特徴を備えており、従つてこれを船舶に裝備せられた場合次のような優れた効果を招來する。

a) シリンダ容積當りの出力が著しく増すので同じ出力の場合主機關の重量が30%以上軽く、据付面積においても遙かに縮小される、更に同じ出力としてこれに要する補機容量も少くて済むので機關部の占める重量、容積が格段に減少し得られる。従つて船の載荷能力を著しく向上し得られる効果がある。

b) 一軸で以て賄い得る機關出力を格段に増大し得て

大型高速船の實現が容易となる、従つて従來蒸氣タービンでなければ達し得られないと考えられていた大出力の推進機關がディーゼル機關によつて達成し得られることとなり、大型の貨物船、客船並びに油槽船にこれを裝備して眞に經濟的な優秀船の實現を望み得るに到つた。

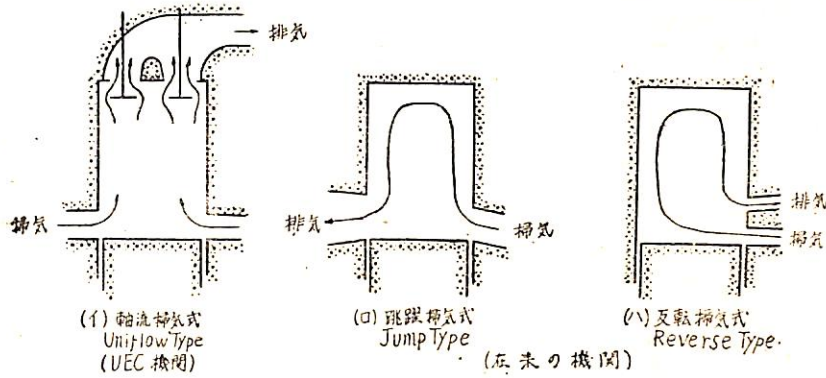
c) 在來のディーゼル機關に比べて燃料消費率が著しく減少する、更に MS 機關同様粗悪燃油の使用が極めて容易であることから燃料費が遙かに低廉となる、これらの結果から運航費において大幅の節減を見ることが出来る。

なお一例として 10,000 DW 程度の貨物船に 9 UEC 75/150 型機關 120 回轉 12000 軸馬力 1 基裝備のものと、これと同出力の在來の單働機關裝備のものとを比較して本機關の經濟的効果の試算を示すと次の通りとなる。

- 有効載貨重量の増加
約 8% (10,000 DW に對し約 800ton)
- 有効載貨容積の増加
(16,900m³ に對し約 1,100m³)
- 燃料費減少による年間利益
(約 ¥ 3,400,000.00 8gr/BHP/HR 減少とする)
- 更に船價の低減による利益も相當期待し得られる

3. 特徴についての詳しい説明

(1) 掃氣型式



第2圖 掃気型式の比較圖

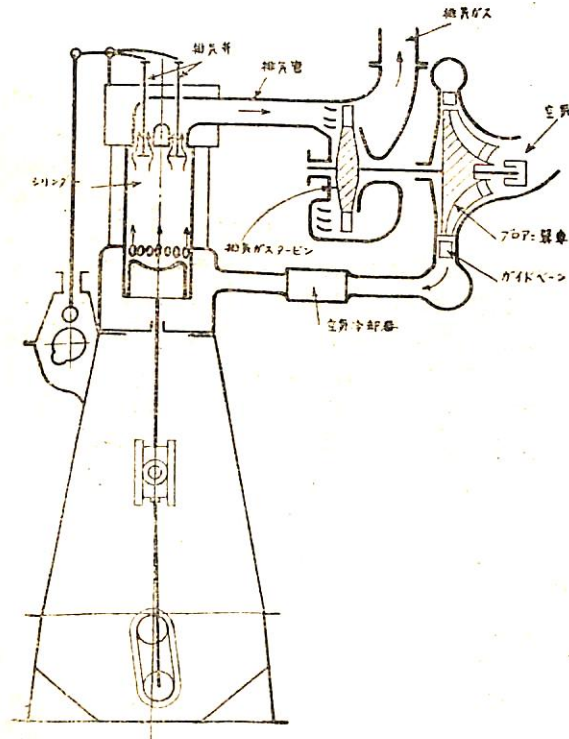
c) 掃気効率試験による実験の結果他の型式よりも著しく効率の高いものが極めて容易に得られることがわかつている。

d) 掃気をターボチャージャーを有効に利用するに最も都合よい掃気型式である。

e) シリンダ下部には掃気孔のみである故周囲の温度分布が一様である。

大型2サイクルディーゼル機関の掃気型式の代表的なものの第2圖に示す型式において本機関に採用した軸流掃気式は適當に設計すれば容易に次に掲げる種々の利點を生ずる。

- a) 気筒の有効容積の割合が多くなり出力はそのため20%程度も増大し得る。
- b) 壓縮始めの壓力は掃気壓力に應じ高くなりその結果高度の過給が得られることとなる。



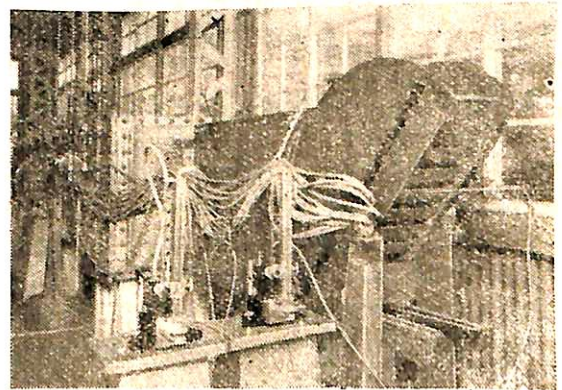
第3圖 掃排気系統圖

(2) 排気ターボチャージャー附過給の開発とその利點

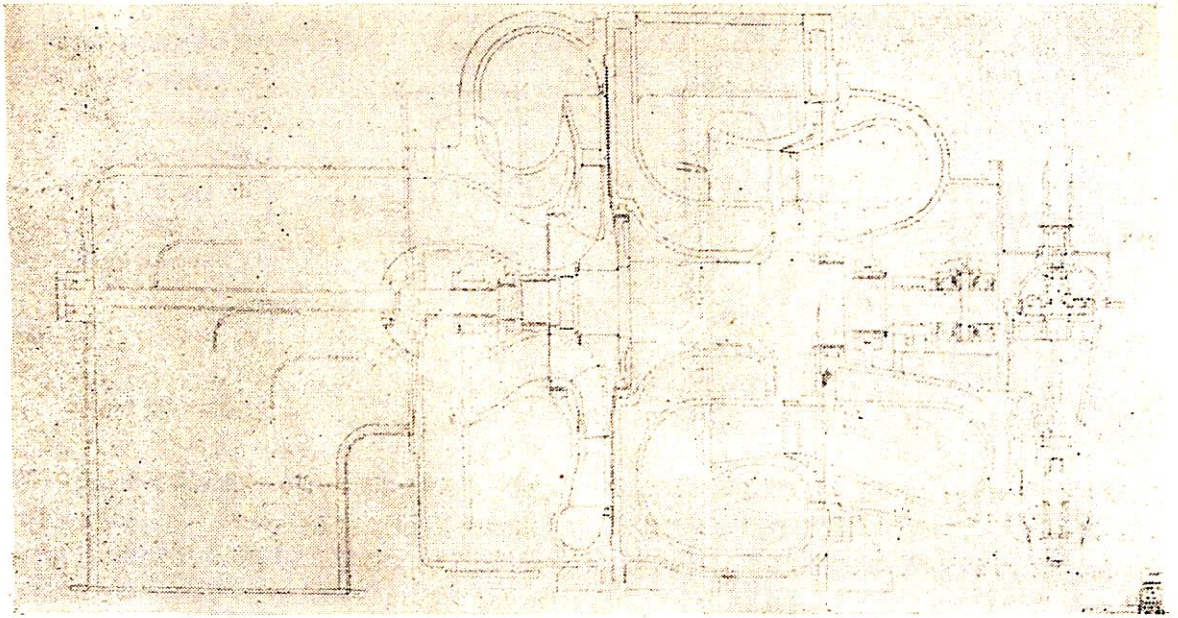
本 UEC 機関は排気ターボチャージャー附2サイクル単働機関として第3圖の系統圖に示すように排気弁を出た機関の排気は、一段軸流の排気ガスタービンに導かれて動力を與え、これと直結した遠心式プロアーにより加壓された空気は空気冷却器を経て機関の空気溜に送られ掃気孔よりシリンダ内に入り掃除並びに充填が行われる。この方式採用に當つて各部はいずれも細心の注意と綿密な実験の結果決定せられたものであり、排気ターボチャージャー、掃、排気通路の形状寸法等完全に機関に適合した設計が採用されている。

a) 排気ガスタービンおよびプロアーの効率は斯く高められた：— この型式の過給機関では排気ガスタービンとプロアーの効率が直接その性能を左右し、かつ本型式の成否の鍵を握るものである。

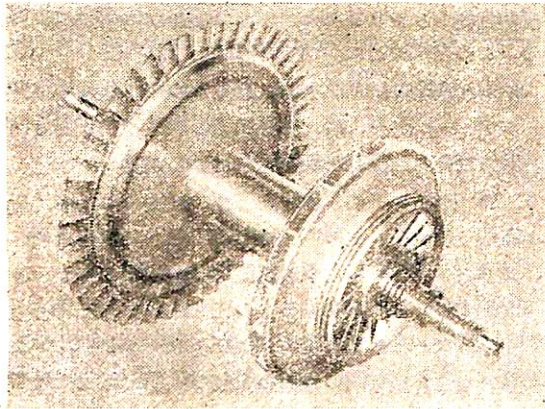
ガスタービンのノズルおよびブレードを設計するに當りまず排気管内の瓦斯の脈流の状態を正確に把握するため計算と實測を行い、次いでこれに適應して最高の効率が得られるよう、異つた翼型について翼列風洞



第4圖 排気タービン翼列の風洞実験



第5圖 排氣ターボチャージャー組立圖



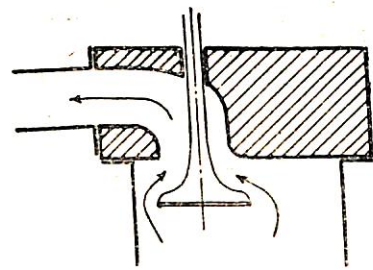
第6圖 排氣ターボチャージャーのローター

試験を行つて最良のものを採用している。第4圖にその排氣タービンブレードの翼列風洞試験装置を掲げている。

次に遠心式ブローの効率を左右する最も重要な要素として翼車およびガイドベーン等の形状寸法についても数多くの試作組合せを行い、性能試験の結果最良のものを選定して設計に取入れている。

かくて上記のように排氣ターボチャージャーの各要素の効率上昇のための基礎実験は約2年間も続けられその成果として総合的に高効率の排氣ターボチャージャーが得られた次第である。第5圖にその断面の一例、第6圖にガスタービンブローのローターの寫眞。

1) 排氣ガスのエネルギーの利用度も極度に高められ



第7圖 排氣通路模型試験

た：— この型式では排氣ガスのもつエネルギーを能う限り多く利用することが賢明であることは言を俟たない。そのためにこのエネルギーの損失の起る要素を求めこれを極力少なくすべく研究された。

すなわち排氣弁およびシリンダ蓋内の排氣通路に對して第7圖に示すような數多の模型により損失の最少となる形状を選定し、更にこれに續く排氣管内の損失は通路面積の大きさおよび通路の形状等を變更して實驗機關により排氣ガスタービンに與える動力の最も高いものを決定採用している。

3) 掃排氣作用と排氣ターボチャージャーとの關聯：— 排氣ターボチャージャーを裝備した場合、上記のように排氣のエネルギーを充分に利用しようとするれば勢い排氣管内の脈動を減殺せず可及的そのまま排氣タービンに利用の方が有利となる。しかしこの脈動は2サイクル機關の場合はシリンダ内の掃除作用と關聯があるのでこの

第8圖 排氣管内壓力變動
N = 69, BHP = 830

壓力變動に對する精密な計測を行い、これが機關性能との關係を研究する必要がある。第8圖は3氣筒機關におけるこの排氣管内の壓力變動のオシログラムの一例を示している。この變動の狀況は排氣管の長さ、大きさ、排氣タービンのノズル面積、ブレード内の反動度等により著しく左右される。また機關の負荷および回転數等によつても影響を受ける、而してこの關係について大變骨の折れる數値計算を行い、その結果が實測値と大變よく合致することとなつて以來、掃排氣に影響なく優れた性能をもつ排氣ターボチャージャー過給型式の設計が可能となつたのである。

d) 綜合實驗により最高効率へ：一 以上の基礎實驗により得られた成果を綜合して設計製作して、これを小型實驗機關および大型試作機關により確め全系統に亘り所期の出力に完全に適合したものを採用しているの、嘗ては容易に望み得られないと考えられていた高出力まで達成し得られ、しかも如何なる負荷においても機關全體として高効率をもつて極めて満足な性能を得るに到つた。

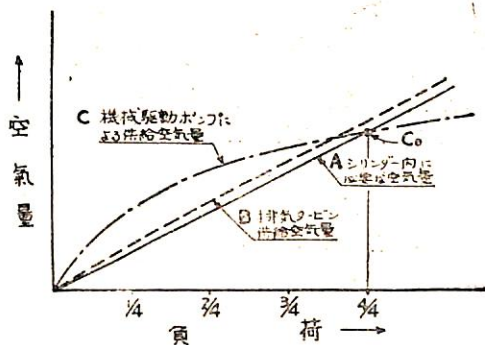
e) 排氣ターボチャージャーのみで他になら動力を要せず負荷を上昇し得、しかも輕負荷においても著しい利點がある：一 一般にディーゼル機關において出力を増大するにはそれに相當する燃料をシリンダ内で完全に燃焼するため、これに相應する所要空氣量をシリンダ内に保有させることが必要である。

この關係について在來の機械駆動の掃除ポンプ附では常に機關の回転數にほぼ比例した空氣量がシリンダに供給される一方船用機關では所要の空氣量は回転數の3乗に比例するので高出力においては空氣不足を來し、低出力においては空氣過剰となる。これと異り本機關の排氣ターボチャージャー附の場合は前述のような適切な設計がなされているので負荷に應じて常に必要にして充分な空氣量を供給し得るので、高出力においても空氣不足を來すことなく著しい負荷上昇が達成せられ、輕負荷においても適當な空氣量が供給せられ優れた性能を示してい

る。

この點について負荷に對する空氣量の關係を示す第9圖の曲線圖によつて今少し説明を試みる。實線Aは機關に必要な空氣量曲線、點線Bは排氣ターボチャージャーによる供給空氣量曲線、鎖線Cは在來機關の機械駆動掃除ポンプによる供給空氣量曲線を示す。

まず高出力の場合を比較してみるに、在來機關Cの場合は設計點C₀以上の高負荷となると急激に空氣量の不足を來すのでそれ以上出力を上げれば直ちに燃焼不良を招來する缺點をもつ。これに反し本機關Bの場合は負荷が上昇しても常に供給空氣量Bは必要空氣量Aよりも上廻つてなお餘裕をもつていたので出力の上昇が存分に望み得られる。このことは正味平均有効壓力 P_m = 7.5kg/cm² で設計された試作機關において既に正味平均有効壓力 P_m = 9.1kg/cm² までも極めて良好な燃焼を得、更に上昇の見込みあることによつても充分實證されている。



第9圖 機關必要空氣量と供給空氣量

次に輕負荷時を考えるに、在來機關のCの場合供給空氣量が必要空氣量に對し遙かに過剰であつて徒らにシリンダ内および排氣の温度を低下して不利であるが、本機關のBの場合は輕負荷時においても供給空氣量が必要空氣量に對して少し上廻つた程度であつて排氣温度が比較的高く、従つて輕負荷時においても排氣ボイラー等による餘熱の利用度が餘程高くなる。このことは近來粗悪油を使用して燃油加熱用の蒸氣を多量に要求される場合は特に有利な特徴となつて來る。

因に在來機關と本型式試作機關との排氣温度は次のようである。(第2表)

なお排氣ターボチャージャーだけで充分所要空氣量の全量を賄い得られ機械駆動の掃除空氣ポンプを全然必要としないことから機關の効率は上昇され、従つてそ

第2表 排気温度の比較表

	在來機關 (機械駆動の掃 除ポンプ附) 機關出口温度 °C	本型式機關 (排気ターボチ ャージャー附) 排気タービン 出口温度 °C
負荷 4/4	300	380
1/2	200	270

け燃料消費も減少する。

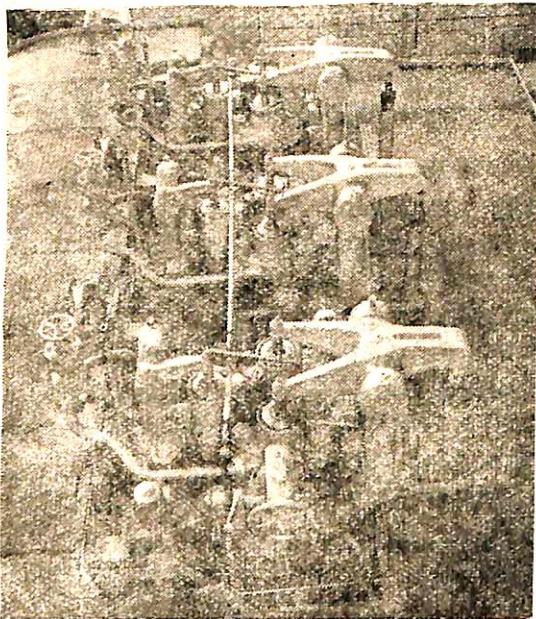
すなわち、機關効率は在來機關が82~83%であるに比し、本機關の場合は88~89%であつて、従つて燃料消費率も在來機關における場合よりも約8~10gr/BHP/hr 低い値となる。

(3) UEC 機關の空氣冷却器

過給の程度を高めて出力を増大する場合これを機關に入る前に空氣冷却器により空氣温度を下げ空氣密度を高めることは過給の目的に對して有利であると同時に機關空氣溜部の温度を下げる効果もあつて望ましいことである。

しかしながら空氣冷却器としては抵抗が少く冷却効果の高い冷却器が特に必要であるので種々試作試験の結果設計上の計畫資料を得、最良のものを選定した次第である。結局 fin 附の冷却管を挿入する型式で最適の設計を採用することとした。

實驗機關に空氣冷却器を裝備した場合、空氣温度の低下 25°C の場合壓力損失は水柱 100mm 以下で出力の



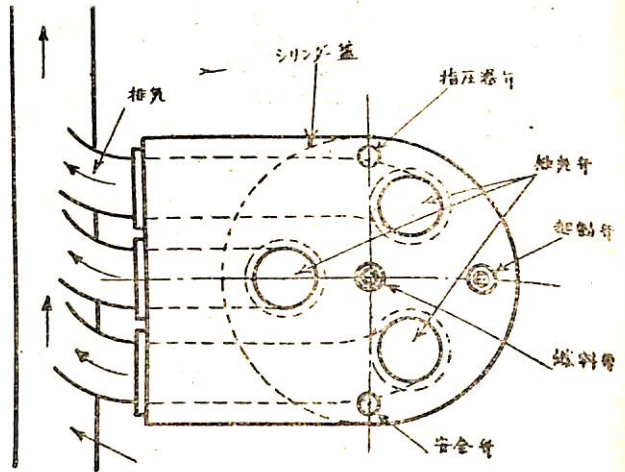
第10圖 試作機關シリンダの上部

増加は4.7%となつた実績があり、實用機關の場合は空氣温度の降下 20°C 程度で壓力損失水柱約 70mm、出力も約4%程度上昇し得られることとなつている。この場合空氣温度はブロー出口 60°C のものが機關入口で 40°C 程度となる豫定である。

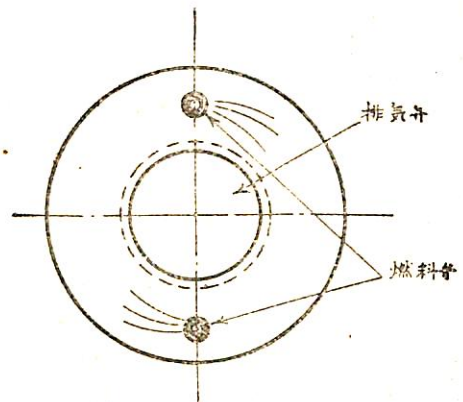
(4) UEC 機關の排気弁

本機關の一つの大きな特徴は排気弁を3個備えていることである。この弁の配置の要領はシリンダ上部の寫眞第10圖に示す通りであつて、各部構造は特に工夫したものである、これを採用することにより種々大きな特徴が生れて来る。

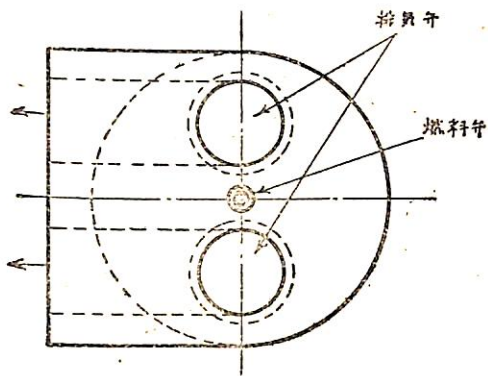
a) 弁の面積が多く取れる：— 排気ターボチャージャー附2サイクル機關において過給の性能を高めるためには排気弁面積が大きいほど排気エネルギーの利用率が高く有利である。この點では在來の排気弁附2サイクル機關



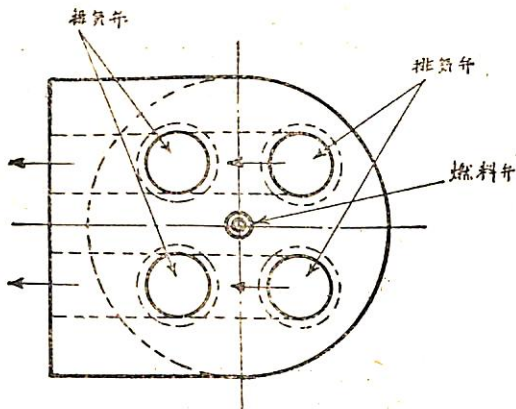
第11圖 3個の排気弁 (UEC機關)



第12圖 1個の排気弁 (在來他社機關)



第13圖 2個の排気弁(在來機關)



第14圖 4個の排気弁(在來他社機關)

に用いられている排気弁1個の場合(第12圖)および排気弁2個の場合(第13圖)に比し、本機の排気弁3個の場合(第11圖)は遙かに大きな面積を取り得る利点がある。

b) 燃料弁を中央に配置し得て容易に完全燃焼が得られる:— 排気弁1個の場合(第12圖)では燃料弁は必然的にシリンダの周縁に近く配置する必要があるが、本機の排気弁3個の場合は燃料弁がシリンダの中央に位置し得られ、従つて燃料は中心から放射状にかつ均等に燃焼室内に噴射されて、噴霧された燃料と空気が理想的に混合して完全燃焼が容易に行われる利点がある。

c) 圓滑にして無理のない排気通路が得られる:— 排気ターボチャージャー附2サイクル機關の性能を良好にするには排気通路を圓滑にして排気エネルギーの損失を少くすることが必要條件である。今もし排気弁面積を更に大きくするため排気弁を4個とした場合(第14圖)を採用したとすると、シリンダ蓋の構造上一方の弁の排気が他の弁を通過することとなり、かくて排気通路の圓滑を缺き無駄な壓力損失を招く結果となる。その上一方の

排気通路の途中にある他方の排気弁の過熱を生ずる原因となる心配がある。この点について本機關の3個の排気弁の場合は第10圖に見る通り排気通路は各々單獨に平滑な形状を取り得て弁過熱の惧れもなく優れた性能を與えるの利点を得られる。

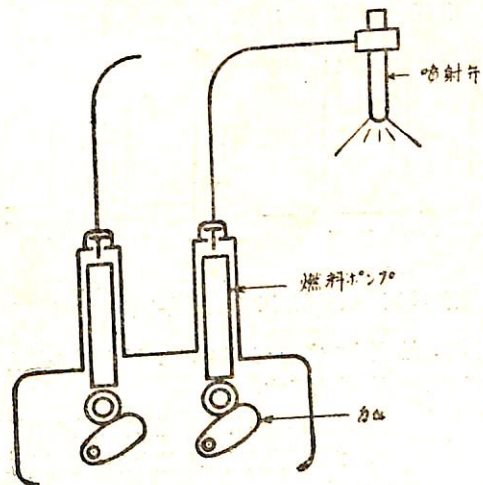
d) シリンダ蓋の強度上ほぼ均等で充分な強さが得られ安全である、しかも他の諸弁の配置も容易な設計が得られる:— 排気弁2個の場合(第13圖)はシリンダ蓋の強度が一方向だけ特に弱くなり、不均一となるので弁の大きさは制限を受ける。また排気弁4個の場合(第14圖)は起動弁、安全弁、指壓器弁等の裝備上困難を感じる不利がある。

e) 取扱上も輕便である:— 弁の大きさが小さくかつ輕量であるから取扱に著しく便利である。

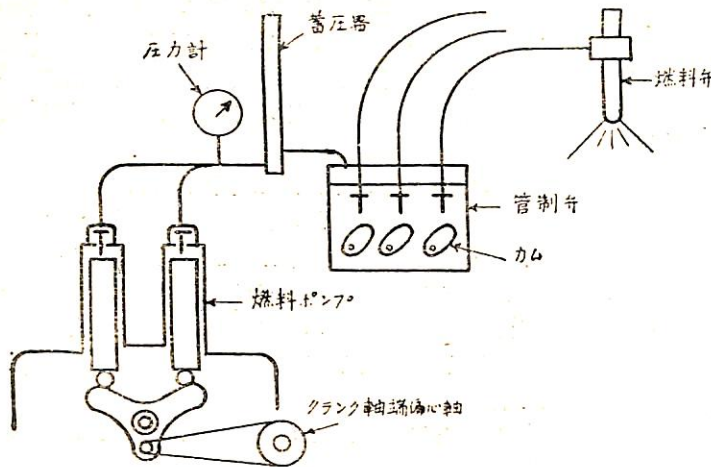
(5) 燃料噴射系統

まず燃料噴射系統について在來他機關のジャーキポンプ(第15圖)とMS機關の蓄壓式(第16圖)と比べて蓄壓式にあつてはクランク軸により駆動せられる燃料ポンププランジャーでもつて壓出された油は一應共通の蓄壓器に蓄えられ、管制弁により各筒の燃料弁に分配され一定壓力でシリンダ内に噴射する。その燃料ポンプを第17圖に示している。なおこの場合燃料弁の發條は燃料油壓力に應じて自動的に調節されて弁啓閉壓力が適當な値に常に制御されている。従つてこの蓄壓式を採用することにより次のような著しい利点がある。

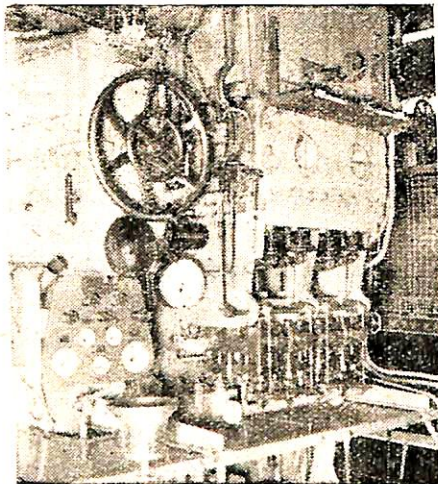
- a) 運轉中常に適當な噴射壓力に容易に調節し得られる。
- b) 噴射期間中の噴射壓力はほぼ一定で確實な噴霧が



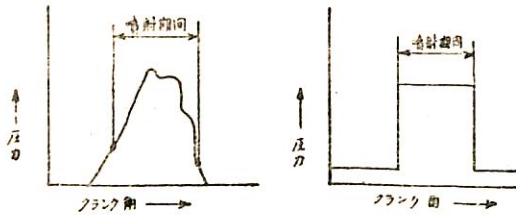
第15圖 ジャーキポンプ式燃料噴射系統



第16圖 蓄圧式燃料噴射系統



第17圖 MS式燃料ポンプ



ジャークポンプ式 MS式
第18圖 噴射期間中の噴射弁前油圧線図

得られる。第18圖にジャークポンプとMS式の場合噴射期間中の燃油壓力を示す。

更に噴射弁發條の調節により出力に應じ噴射弁の啓開壓力を高出力時も、ごく低出力時にも適當な一定壓力で噴射が行い得られる。

㉑ 着火までにシリンダ内に噴射された燃料が比較的

少く、従つて壓縮壓力から最高壓力への壓力上昇が急激でないため最高壓力を比較的的低く保ち得ることとなり設計上機關各部の構造を容易にすると同時に磨耗等も少くし得る利點がある。このことはジャークポンプ式の在來機關のシリンダ内最高壓力が50ないし60 kg/cm²であるのにM 機關は45kg/cm²以下に止め得られ、しかも良好な燃焼と低い燃料消費率を興えている實績がその効果を物語っている。

d) 粗悪油を燃焼するに都合である。粗悪油を完全に燃焼させるには油の温度を適當に保つと同時に噴射壓力を適當に調節することにより噴射弁ノズルはそのままの設計でいかなる種類

の粗悪油も理想的に燃焼し得られる。このことは既にMS機關に在つて餘程以前から實船で粗悪油を使用して極めて満足な成果を擧げていることによつて實證せられ、またUEC 機關にあつても大型試作機關によつて既に確認済みである。

(6) 燃焼室周辺の温度

本機關の如く排氣ターボチャージャー附過給をしているので燃焼室の周邊すなわちピストン冠、シリンダライナー上部、シリンダ蓋下面等の過熱について詳しく調査する必要があつたので實物大の試作機關において負荷を次第に上昇しその都度各部の温度を計測した、その結果各部温度は平均有効壓力の高い本機關の場合がMS 機關よりもむしろ低い値を示して熱應力上よりも充分に安全な設計が得られることが判明した。

このことは過給された本機關は噴射燃料に匹敵する充分な空氣量を保有しており、その空氣量の燃料に対する割合は在來機關よりもむしろ大きいことを知れば當然のことと考えられる。従つてMS 機關の永い經驗から本機關該部の熱應力に關して安全な設計がなされ、耐久性についても充分に信頼出来る。

なお試作機關 UEC 72/150 型によつて計測された各部の温度は次の通りである。

a) ピストン冠(鍛鋼)において應力上最も問題とされる頂部、平面部分の周邊における温度は次に示すようにMS 機關の場合よりもむしろ低い値を示している。

制動平均有効壓力 (Pm: kg/cm ²)	4.7	7.5	8.3
UEC 72/150 型	—	360°C	370°C
MS 72/125 型	400°C	—	—

d) シリンダライナーの温度はMS機関とほぼ同じ値を示して内面において最高 250°C 程度である。

c) シリンダ蓋の温度はMS 機関の場合よりも 20°C ないし 30°C 低い値を示している。

4. 研究実験経過とその成績

當所における本型式機関の研究は餘程以前から開始されたものであるが、去る昭和15年その當時の海軍からの大出力ディーゼル機関に対する要望に端を發し、3 シリンダ、直徑 500 耗、行程 700 耗、の實驗機關の製作に着手したほどであった。

本 UEC 機関は長期に亘る基礎研究の上に既往の實驗研究並びに製作經驗も各部設計に取り入れられているすなわち MS ディーゼル機関の製作はもとよりコンバウンド内燃機関の實驗研究更に戦後當所で設計して相當數製作した中、小型の軸流掃氣式 2 サイクルディーゼル機関の製作上實用上の經驗がいずれも本機關の完成を容易ならしめることに大いに寄與している。

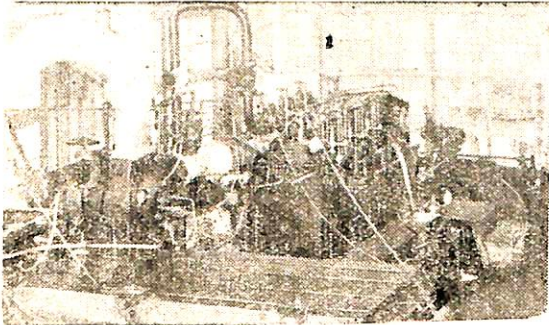
a) 小型實驗機關による豫備實驗

基礎實驗研究並びにこれに基く數値計算の成果よりしてその實用化についても充分成功の見込を樹て得たが、一層慎重を期しまず小型 2 サイクル機関を使用して大型機関と全く比例的に適應する排氣ターボチャージャーを設計製作してこれを裝備し、豫備實驗を行いその結果を大型機関に應用する方法を採つた。これに使用した小型實驗機關は 3 シリンダ、直徑 220 耗、行程 350 耗、で元々 360 回轉出力 160 制動馬力として製作されていたものであるが排氣ターボチャージャーを附加した結果同回轉數で 250 制動が發揮され、燃料消費率も著しく低減をみた。

この試験裝置の概観寫眞とその要目並びに試験の結果得られた性能を第 19 圖、第 3 表並びに第 20 圖に示す。

b) 大型試作機關の成果

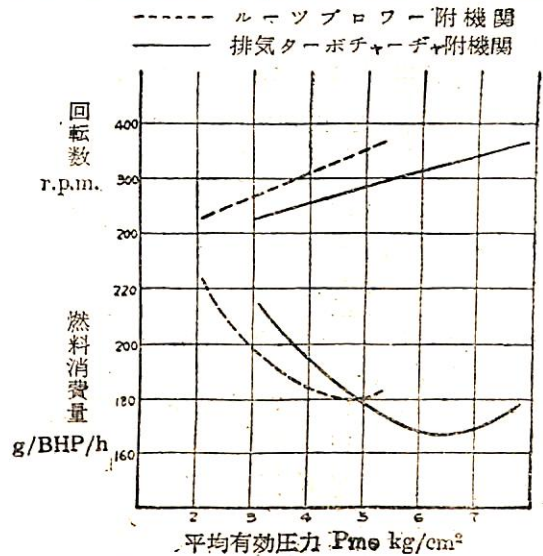
上記の基礎研究と小型實驗機關による豫備實驗の結果に更に一步を進め総合的な確認試験を行うべく實物大の



第 19 圖 小型實驗機關試験裝置

第 3 表 小型實驗機關の要目

型式	3 UET 22/35	
氣筒數	3	
氣筒直徑	220mm	
行程	350mm	
	原設計機關 (ルーツプロ ワー附)	實驗機關 (ターボチャー ジャ附)
毎分回轉數	360	360
制動馬力	160	250
平均有効壓力 Kg/cm ²	5.0	7.8
燃料消費率 gr/BHP-Hr	180	167



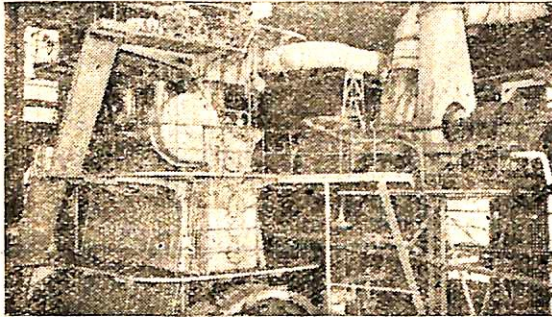
第 20 圖 實驗機關と原設計機關との性能の比較

3 シリンダ試作機關を新たに設計製作し、昭和 27 年 11 月その組立完了をみたので、まず電動機駆動のプロアーによる機關自體の性能運轉を行う一方、本機裝備の排氣ターボチャージャーはこれに平行して單獨の性能試験を行い、昭和 28 年 3 月から兩者を關聯裝備して綜合運轉に入つた。その結果は極めて順調に進み、計畫目標の毎分 115 回轉、3,500 制動馬力、およびこの 115% 過負荷毎分 120.5 回轉 4,025 制動馬力、更に定格毎分 120 回轉 3,700 制動馬力、およびこの 115% 過負荷毎分 125.7 回轉 4,250 制動馬力の運轉等短期間にいずれも好成績をもつて達成された。更に毎分 120 回轉で 4,455 制動馬力 制動平均有効壓力で 9.1kg/cm² まで排氣ターボチャージャーのみで極めて良好な燃礎を得られた、現在までこれらに對する詳細な性能試験並びに粗悪重油使用の試験も、好成績

に終了しており、将来はなお一層高度の過給気実験をも実施する予定である。

次にこの大型試験機関の外観第21圖とその要目を第4表に示し、更に試験結果の一例を第22圖を掲げる。

なお本機関の粗悪油試験に使用された燃料は、粘度30°Cにおいて1000秒程度(PS300番)および同じく



第21圖 UEC 72/150 実験機関

第4表 大型試作機関の要目

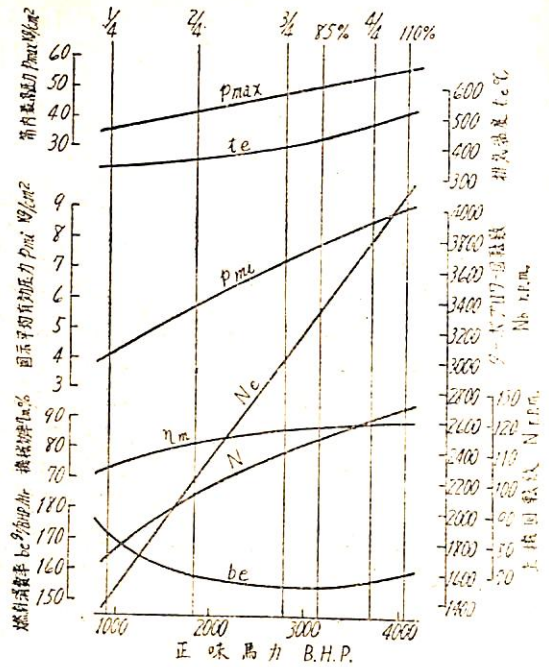
呼 称	3UEC72/150	
気筒数	3	
気筒径	720mm	
行程	1,500mm	
回転数	115rpm 120rpm	
制動馬力	3,500 3,700	
ピストン平均速度	5.75m/s 6.0m/s	
制動平均有効圧力	7.47kg/cm ² 7.58kg/cm ²	
全長	6,880mm	
全高	9,375mm	
クランク中心上高さ	7,825mm	
ピストン引抜高さ	10,050mm	
豪板幅	3,600mm	
重量	195ton	

3000ないし4000秒(PS 400番)のもの2種でいずれも回転数120 R.P.M 3700制動馬力を定格として各負荷115%過負荷まで諸種の計測試験の結果極めて満足な成績が得られた。

5. 實用機関標準型

當社の大型船用機関の標準型としての本型式機関仕様の選定に當り、前述の大型試作機関(3UEC72/150型)の試験成績を基とし、更に今後建造される種々の大型船舶を豫想してそれに最も適切な仕様を決定することとした。

そのためシリンダ直径を試作機関の720を750と大きくし、UEC 75/150型として前述の第1表に示すような仕様を決定した。この型の機関によりシリンダ数6か、



第22圖 大型試作機関の性能試験結果

ら12までをもつて7,500ないし17,000軸馬力の如何なる出力のものも要求に應じ得られる。この實用機関の断面圖は第1圖に掲げたが、更に6シリンダ機関の正面圖を第23圖として添附する。

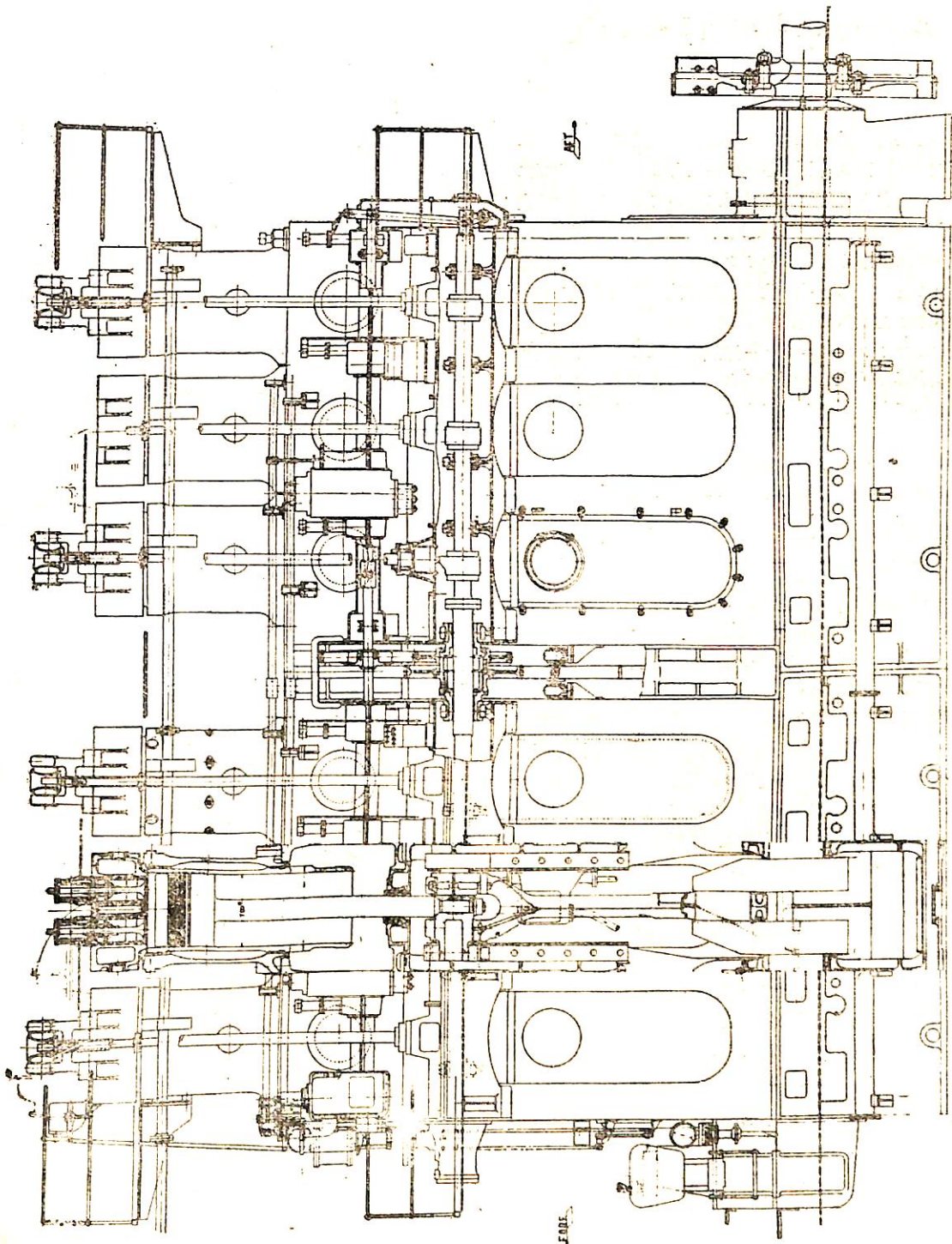
なお上記仕様は充分内輪に取つたものであつて前述の如く、試験においては既に制動平均有効圧力9.1kg/cm²の出力までなんら問題なく上昇し得られ、更に上昇も可能と考えられる状況であるので今後本機の使用実績を見た上その定格出力を更に高く取り得る希望が持てる。

因みに昭和23年4月以來9シリンダおよび6シリンダのもの數臺を既に製作中である。

6. 結 言

結局本 UEC 機関は細部に亘つていずれも當社過去の経験と絶間ない研究の結果生れた、純國産ディーゼル機関であつて、本機関の出現により在來のものより遙かに大馬力でしかも効率の高い副期的機関が得られ、その結果運航採算上格段に經濟性に富む大型優秀船實現の目的が完全に達し得られる次第である。

なお試作機関の實驗結果はこの排気ターボチャージャー附過給型式をして將來その出力に一層の増大を期し得られることも明かにしており、それと同時にこの型式を船用中型および小型2サイクルディーゼル機関にも、また發電機用2サイクルディーゼル機関にも廣く適用し得られることも確認済みであるので、近く當社としてそれら各用途に對する標準型機関をも完成し斯界に提供する予定である。



第 23 圖 6 U E C 7 5 / 1 5 0 型 機 關 正 面 圖

川崎 MAN 4 サイクルディーゼル 機関の過給について

津 田 通 夫
川崎重工株式会社

21 緒 言

第2次大戦後諸外国における實況が次第に判明するに従つてわれわれの最も關心をひいたものは、過給並びに過給機に關する諸問題がわが國においては、ようやく實用の第一歩を踏み出した程度であるにかかわらず、歐米においては少なくとも4サイクル機関に關する限り過給ということは殆んど常識化される程度にまで普及しているということであつた。

近來2サイクルユニフロー掃氣方式による機関がその發展の分野を擴大しつつあるようであるが4サイクル機関においても過給によつてその供給空氣壓力を高めることにより、その本質的な利點と相俟つて2サイクル機関の追隨を許さぬ長所を誇り得るようになって來ている。MAN社においては4サイクル機関に高度の過給をほどこした場合には、如何ほどまで熱効率が高められ燃料消費量が低下するかを研究するため、長期に亘る基礎實驗を行なつた末300%近くの過給度において平均有効壓力20kg/cm²に達するKV型高過給ディーゼル機関を完成して世界の注目を浴びたことはなお耳新らしいところである。これについての詳細は各國各種の文獻によつて報告されており、改めてここにその詳細を述べる必要はないが、馬力當り1時間140grの燃料消費率と45%の熱効率という驚異的數値並びに長期に亘る連続運轉の經驗を基にして、MAN社では4サイクル高過給機関の優位を確信しており申速高速大馬力機関においては2サイクル機関の研究を中止している現況である。

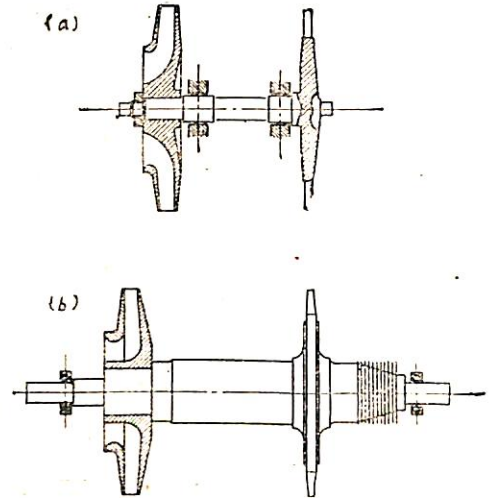
當社においては昨年3月MAN社との間における技術提携を更新し近く各種高過給ディーゼル機械を完成する豫定である。

以下にMAN型排氣ターボ過給機の特徴および4サイクル過給機関の利點を中心とするMAN型過給ディーゼル機関について述べてみよう。

22 川崎 MAN 型排氣ターボ過給機の特徴

排氣ターボ過給機は殆んどその大部分がピュッシシステムによる方法を採用しているが、これを構造的にみると大きく二つの型に分けられるようである。(第1圖参照)

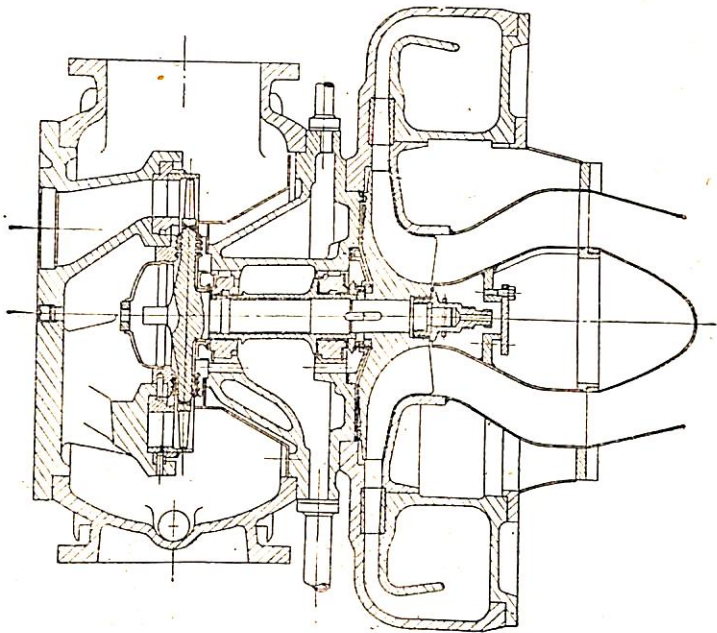
第1の型は送風機扇車およびタービン翼車のそれぞれ外側に軸受を持つものである。この型では軸受間の距離が大きくなり、従つて使用回轉内における危険振動を避けるために比較的強固な回轉軸を使用し、軸の固有振動



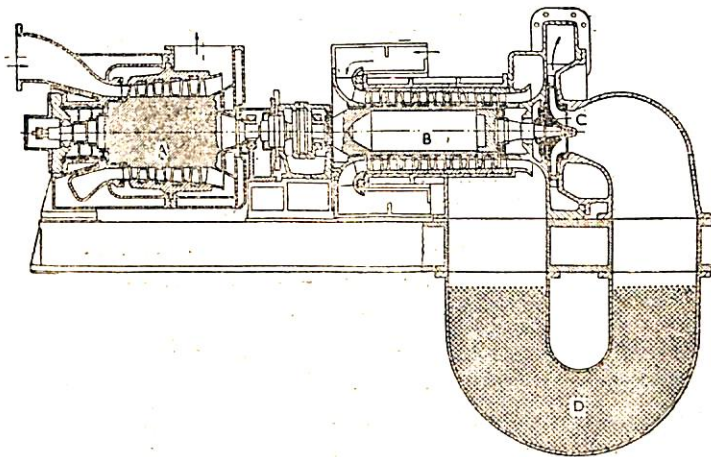
第1圖 過給機回轉部の二つの型
(a) 軸受の内側にあるもの
(b) 軸受の外側にあるもの

數を極めて危険振動が使用回轉内に起らぬようにしなければならない。また送風機扇車あるいはタービン翼車を分解取外するためには、常に軸受を先に分解しなければならぬという不便がある。しかしこの型は普通、軸受として球軸受を使用するから軸受部における回轉摩擦損失は少ない。また一方この球軸受は相當嚴密な設計並びに工作によるものでもその使用時間は3000ないし4000時間程度が標準で、今尙球軸受の破損に對する危惧の念を完全に拂拭することは困難である。この球軸受のよく破損する眞因は極めて判りにくい、複雑な推力の作用あるいは振動等が大きな原因ではないかと考えられる。

第2の型は送風機扇車およびタービン翼車のそれぞれ内側に滑り軸受を置いたもので第1圖aに示す構造のものである。MAN型過給機は特別の高過給用以外はすべてこの型を採用している。第2圖は現在當社で100%の出力増加用として製作中のものの一つの型の断面圖で第2の型すなわち第1圖(a)に屬するものである。この型は軸受間の距離が非常に短くなり、回轉軸は細く、軽く、作ることが出来る。従つて振動に對しても非常に都合がよい。分解並びに組立は軸受が外側にあるものに比較して頗る簡単でかつ容易である。また検査のためには翼車はその軸受とともに一體として取り外すことが出来るから排氣管を取り外す必要もない。タービン翼は翼車



第2圖 MAN 型 排 気 タ ー ボ 過 給 機



第3圖 MAN KV45/66 型ディーゼル機関用過給機

に搭載されている。これは排気ターボ過給機は蒸気タービン等のように排気ガスの流れが定常的でなく、翼には強い衝撃力が作用するため、翼のガタツキが起り易いのを防ぐ上において非常に効果的となる。滑り軸受は摩擦損失を少なくするとともに潤滑油による潤滑および冷却作用を大ならしめるために設計および工作には特別の考慮が拂われている。第12、13、14圖は MAN 型過給機を取りつけた機関の寫眞である。第3圖は 300% 近い過給を行なつた MAN KV 型ディーゼル機関の過給機である。これは圖にて見られるように5段の排気タービンと、9段の軸流壓縮機および1段の輻流壓縮機とより

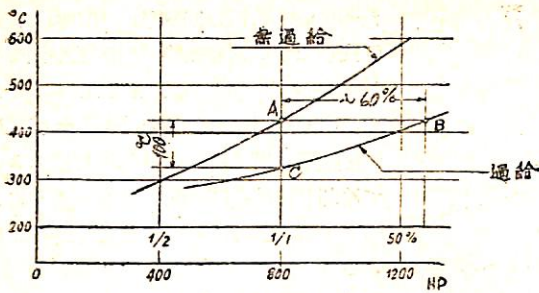
なつている。毎分回転数は 12,500 で大気温度を 25°C とした時、軸流壓縮機を出た空気は 100°C 近くまで上昇するため、中間冷却器によつて冷却した後、輻流壓縮機に導き更に、後部冷却器によつて冷却した後機関に給入されるようになってゐる。このように2箇の冷却器を用いることによつて機関入口における空気温度を 35°C 程度までに抑えることが出来る。

§3 4 サイクルディーゼル 機関の過給並びに 2 サイクル機関との比較

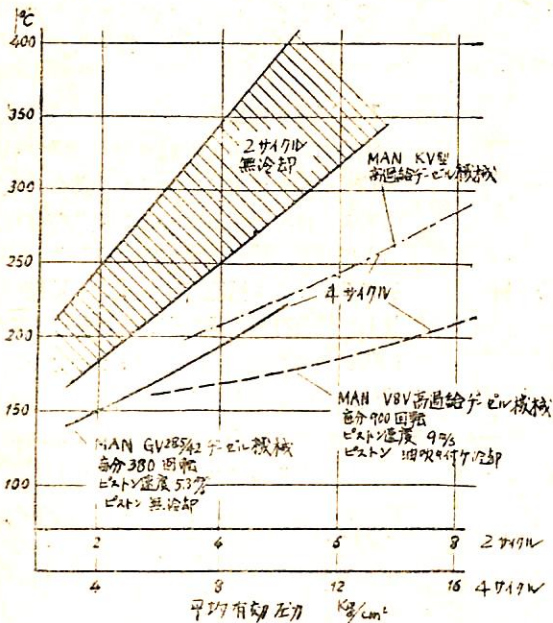
1. 過給と熱負荷

過給によつて出力増加を行えば當然熱負荷が増加して来る。シリンダ蓋や排気弁あるいはピストンにおける熱負荷は主として排気温度によつて左右される。一般に2サイクル機関は4サイクル機関に比して熱負荷が非常に高い。これは作動回数が倍であるからである。2サイクル機関においては弁機構が簡單ではあるが 200mm 以下の小さなシリンダ径のものにおいてもそのピストンは強制冷却をしなければならぬ。しかし4サイクル過給機関においては吸排気弁のオーバーラップを大きくして給気の吹き抜けを利用するとともに、熱傳導のよい輕合金ピストンを使用することによつて、ピストン頭部における熱負荷を充分に低く保つことが出来る。第4圖は排気ガスの温度、第5圖はピストンの燃焼面中央部における温度を2サイクルと4サイクル機関について比較したものである。この圖によつ

て2サイクル機関のピストンと同じピストン温度を許すならば4サイクル過給機関は平均有効壓力は約4倍、負荷は約2倍になし得るといふことが出来る。2サイクル機関の場合に温度の範囲が相當廣がつてゐるのは掃氣の方法に大きな相違がありこれがピストンの温度に影響するためである。シリンダ蓋は排気弁を有する2サイクルユニフロー機関は、2サイクル機関の中でもピストン温度の最も低い方であつて、第5圖の斜線の低い方の部で表わされるものであるが、しかしこの場合でも、4サイクル機関殊に過給せる4サイクル機関に比較すればかなり高いことがわかる。特に300% 近い高過給を行なつた



第4圖 排氣ガス温度
(MAN MV40/46 デーゼル機械)

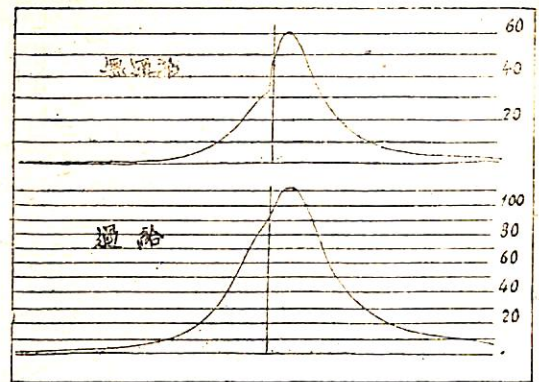


第5圖 ピストン頭部の温度

KV型機関においてさえピストン頭部の温度がなお300°Cを超えていないことに充分注目されなければならない。

一般に無過給機関では許容最高出力は煤限界(排気の濁り)によつて制限を受けるが、過給機関では許し得る出力は殆んど常に熱的の負荷能力、すなわち温度によつて決められる。従つて4サイクル過給機関が2サイクル機関に比較して熱負荷の少ないことは、増加出力に對する餘裕が大きいということになる。

過給機関においては熱負荷を論ずる場合當然機械的負荷の問題も無視することは出来ない。一般に機関の機械的應力は回転數に關聯する慣性力と、シリンダ内における最高壓力および燃焼壓力の上昇によつてあたえられるものである。過給機関においては燃焼による最高壓力は、過給空氣の供給壓力と同じ比率で増加しない、その



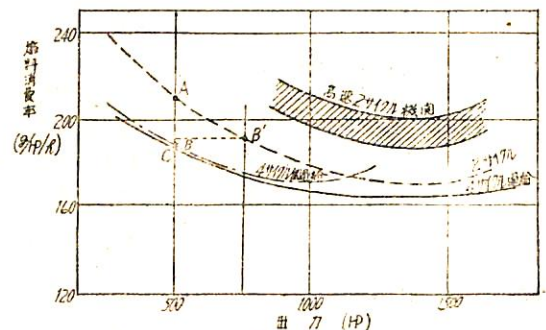
第6圖 シリンダ内壓力變化

上燃焼の際における壓力増加の速度は小さくなる。第6圖は過給した場合とせざる場合のシリンダ内における壓力の経過を比較したものである。圖でみるように過給機関の爆發壓力の増加は無過給機関よりゆるやかであつて、従つて機関の回転はそれだけスムーズとなり運轉はより柔軟となる。従つて軸受等もそれだけ樂になるわけである。機械的應力を適當に選ぶことは機関の設計において充分可能なことであつて、KV型の300%高過給機関においても駆動部分における應力並びに軸受の條件は普通程度を超えていないのである。

2. 過給と燃料消費率

燃料消費率について2サイクル機関と4サイクル機関を比較することは簡單ではない。その型式、大きさ、出力、その他によつてかなり異なつた燃料消費率曲線を示すからである。しかしほぼ等大の機関について比較するものとして述べてみよう。

一般に4サイクル機関の方が2サイクル機関より燃焼が完全で燃料消費率も少ない。特に分力時においては2サイクル機関は掃氣が不安定となつて完全燃焼を望むことは困難である。今假に1500馬力の2サイクル機関と50%過給して1500馬力とした4サイクル機関があるとする。



第7圖 燃料消費曲線

4サイクル無過給機関では1000馬力機関となる。この三者の燃料消費率曲線は第7圖の如くになると考えられる。點線は2サイクル機関、鎖線は無過給4サイクル機関、實線はこの無過給機関を50%過給したものである。元の出力の時すなわち500馬力の時の燃料消費率は2サイクル機関ではA點となる、4サイクル無過給機関では全力1000馬力の元負荷となるから、この時の燃料消費率は2サイクル機関の元負荷すなわち750馬力の時の燃料消費率と比較されることになる。また前述せるように分力時における燃料消費率は4サイクル機関では2サイクル機関より有利であるからB點はB'點より下廻る。今この無過給機関を50%過給して1500馬力機関とする時は燃料消費率曲線(實線)は全般的に無過給機関のそれ(鎖線)より下つて来ることは實例に示されている所である。すなわちC點はB點より更に下廻る。よつてC點とA點とを比較するならば同じ出力機関の燃料消費量は4サイクル機関が2サイクル機関より経済的であるということが出来る。斜線で示したのは現有の中高速2サイクル機関の燃料消費率を示したもので、このように幅のあるのは機関の型式、特に燃焼室の形状、掃氣の方法、回轉數等によつてかなり相違するからである。第8圖は川崎MAN GV 28.5/42型4サイクルディーゼル機関の50%過給による500馬力機関および無過給500馬力機関の燃料消費率曲線を示したものである。

以上述べた如き分力時における燃料消費率の經濟性は船用機関特に軍用機関においては大きな問題である。一般商船にあつても全力時以下にて運轉する機会が多いのであるが、軍用機関の如く平時においては非常に低い出力で運轉する機関にあつては、その維持費の低下並びに巡航半徑の増大による性能改善が甚だ大であることは明らかである。燃料消費率の低下は同じ航續距離に對して

それだけ燃料搭載量が少なくなり燃料タンクの容量を小さくすることが出来る。しかも燃料タンクの容量を減らすことはそれだけ船を小さくすることとなり、船を小さくすることは従つて馬力も少なくて済むこととなる。燃料タンクの容量1屯を減らすことは重量屯3屯の増加に匹敵するといわれ、その利する所は甚だ大といわねばならない。

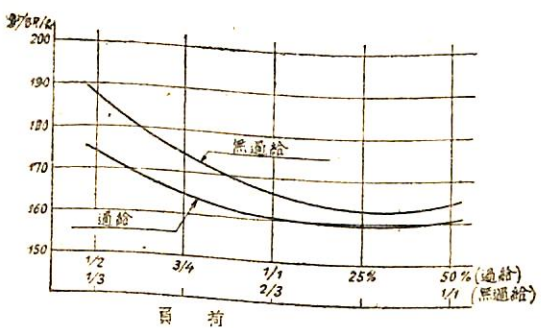
3. 機関の大きさ

シリンダの寸法および回轉數が全く同一の場合は2サイクル機関がその作動特性によつて4サイクル機関よりも當然小さくなるという意見が多く述べられている。これは無過給機関の場合についてのみ本質的には正しい。しかしながら一般に4サイクル機関は2サイクル機関よりも平均有効壓力が凡そ10~35%高いのであるが2サイクル機関と同じシリンダ出力を4サイクル機関が得るためには50~60%の過給で充分である。更にわれわれは2サイクル機関は過負荷容量が低い、4サイクル機関は過負荷容量が高いという點に留意しなければならない。特に過給4サイクル機関では常に燃焼が良好であるため、出力の限界は多くの場合排氣温度において許される最高温度によつて影響される。

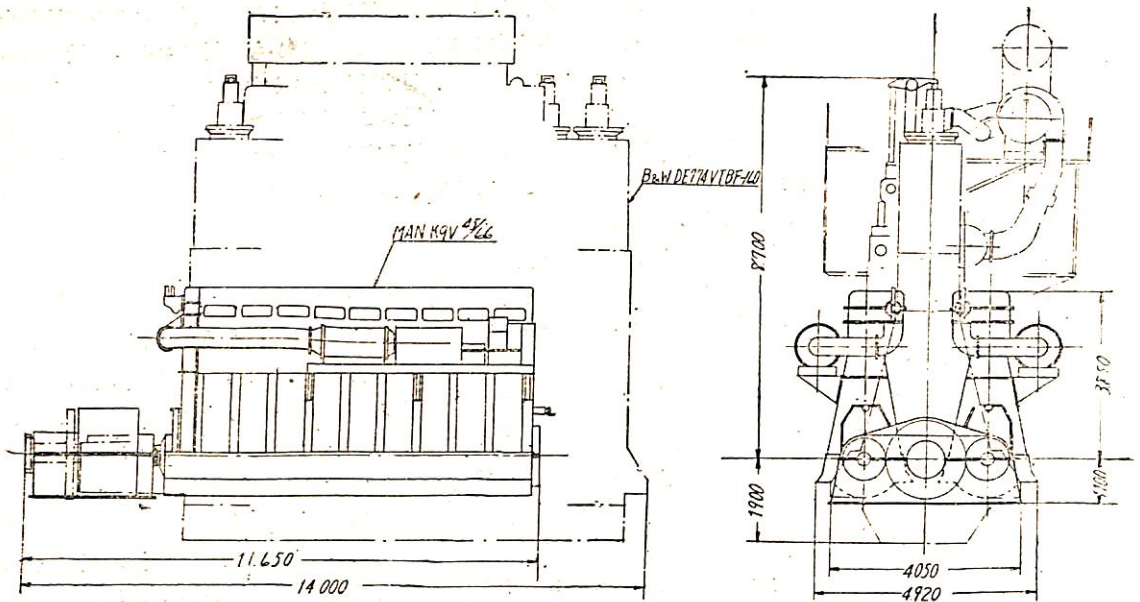
第1表

	4サイクル過給	2サイクル
毎分回轉數	550	500
ピストン速度 m/sec	5.5	5.5
馬力 HP	500	500
長さ mm	2325	2370
幅 mm	1560	1400

第1表は行程330mm 8シリンダの某2サイクル機関、および行程300mm 8シリンダのMAN型WV 22/30型過給4サイクル機関についての比較を示したものである。出力はどちらも500馬力で4サイクル機関の方は54%の過給である。この表によつて兩方の機関が殆んど同じ長さを持つてゐることがわかる。しかしこの4サイクル過給機関は実際には100%の過給を行なうものであつて500馬力が限度ではなく大きな出力の餘裕を有しているのである。更に第9圖はMAN KV型高過給4サイクルディーゼル機関とB&W 2サイクル機関を比較したもので主な要目は第2表の通りである。なお燃料消費曲線は第10圖のようになる。(Motor Ship 1951年11月號より推定) これらによつても過給4サイクルディーゼル機関が如何に有利であるかは、改めて説明を要しないであらう。



第8圖 川崎MAN GV 28.5/42型4サイクルディーゼル機械燃料消費曲線(プロペラ駆動)

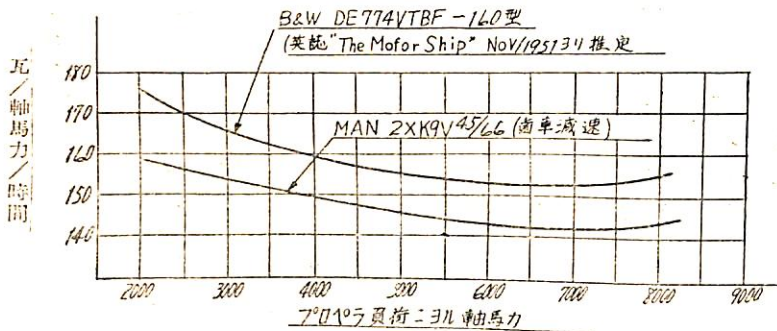


第9圖 MAN KV 型高過給ディーゼル機関と B&W 2 サイクルディーゼル機関の比較

第 2 表

機 關 型 式	シリンダ径 mm	行 程 mm	シリンダ数	平均有効圧力 kg/cm ²	出力×回転数 BHP RPM	重 量 TON
B&W DE774VTBF-160	740	1600	7	7.2	8200×115	360
MAN KV45/66 2臺	450	660	2×9	17.4	8400×250	250*

* 重量は減速装置の重量を含む



第10圖 MAN KV 型高過給ディーゼル機関と B&W 2 サイクル機関の燃料消費率の比較

24 川崎 MAN 4 サイクル過給ディーゼル機関の發達

以上 MAN 型ディーゼル機械を中心として4サイクル過給ディーゼル機関の利點を述べたが、なお他に、2サイクル機関ではピストン温度の高いため激しい炭化作用が生じてシリンダ内面の損耗を早めたり、あるいは船舶において頻繁に生ずる所の分力長時間運轉では燃焼

が悪くなるための燃料消費率の低下によつてシリンダ内面に燃焼殘留物が堆積し、是が潤滑油と混合してポートに附着し、新氣並びに排氣ガスの流れに悪影響をあたえるとともに、熱の停滯と局部的な過熱を惹起するといふことは周知のことである。

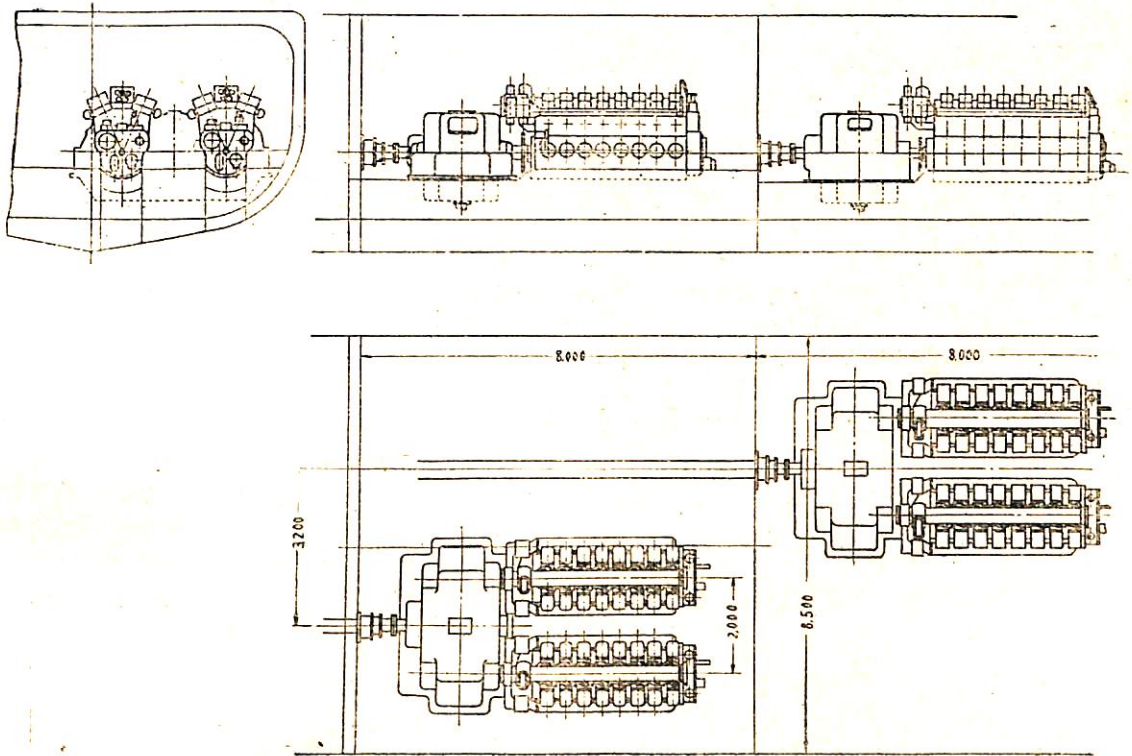
以上述べ来たつたところにより過給4サイクル機関は2サイクル機関より優れた價値を有しており、今後益々發展の道を進むであらうと考える。現在當社で製作し得る4サイクル過給機関のうち、シリンダ径200mm

以上のものを示すと第3表のようになる。この表からその使用方面は大凡推定されるのであるが簡単に補足説明を加えると次の通りである。すなわち大型商船に對しては KV 45/66 型が最も適しているのであつて、既に述べた第9、第10圖および第2表によつて大きさ、重量、燃料消費率等の點においてその劃期的な優秀性をここに

第3表 川崎MAN4サイクル過給ディーゼル機関

型 式	シリンダ径 mm	行 程 mm	毎分回転数	1 シリンダ當軸馬力	筒 數	馬力當り重量*
KV 45/66	450	660	250~275	470~500	6~10	27.1~25.3
MV 40/46	400	460	300~375	160~225	6, 9	19.1~14.2
GV 40/60	400	600	225~300	150~200	5~8	38.4~28.8
GV 28.5/42	285	420	250~428	60~96	3~8	40.5~25.4
GV 22/33	220	330	300~600	33~63	3~8	36.4~19.1
WV 30/38	300	380	500~700	115~160	6~12	15.9~11.4
WV 22/30	220	300	700~900	95~125	6, 8	8.4~6.4
VV 22/30	220	300	700~900	95~125	6, 8, 12, 16	6.3~4.8

* 馬力當り重量は直列6シリンダ若しくはV型12シリンダについての場合を記載した。



第11圖 船舶に裝備されたV8V 22/30 機関 (過給および空氣冷却器付)
 二推進軸 7600/8000HP
 回転數 プロペラ 360/376 rpm
 機 關 900/940 rpm

繰返して説明するを要しないであろう。中型商船の場合にはGV45/60, GV28.5/42型が適している。これらの機関はその構造が簡単でしかも堅牢であり、未熟練者においてもその取扱いが容易である點に大きな特徴を有している。またGV28.5/42, GV22/33等は一般商船の發電機用ディーゼルとしても適當である。小型商船あるいは漁船等に對しては上記のGV型の他WV22/30型が

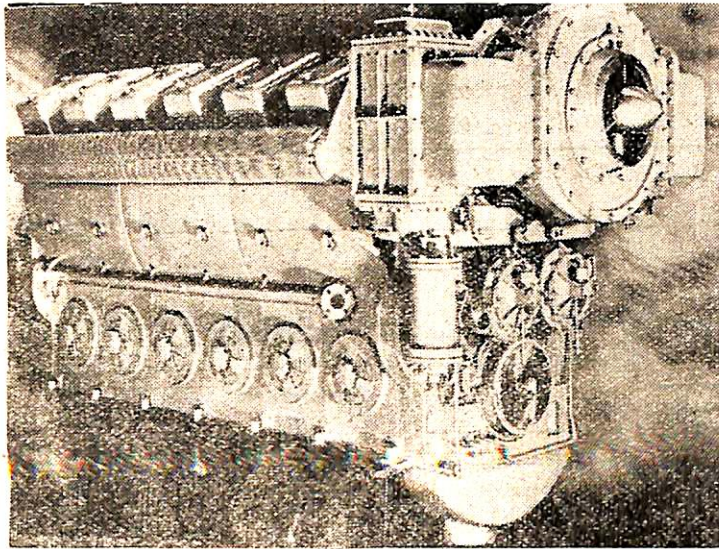
重量並びに、スペースが小さいためMAN社では既に多數製造されているが、今後我が國においても大いに利用されるものとする。

艦艇用あるいはその他の特殊船にはMV40/46, VV22/30, WV30/38, WV22/30等が用途に應じてそれぞれの特徴を發揮するであろう。特にVV22/30型は馬力當り重量が5kg前後であり1推進軸に數臺を結合すれば

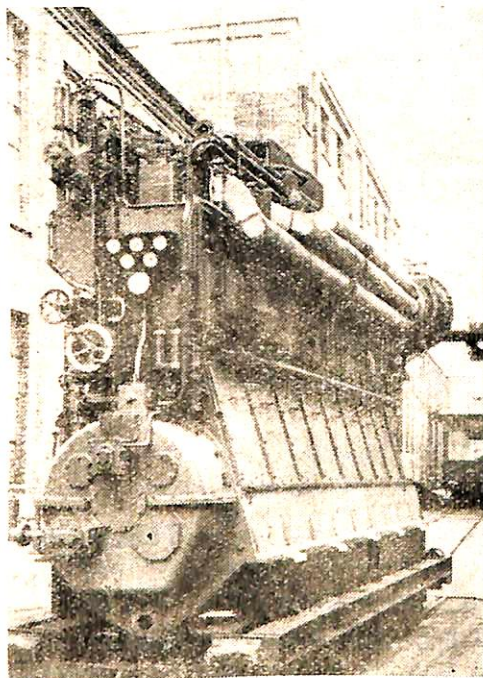
容易に大馬力を得ることが出来る。第11圖は某國海軍においてこのVV22/30型を搭載した例で、合計7600～8000馬力を得るものである。VV22/30型はまた艦艇用主機械あるいは発電機用としても使用される。

さて将来4サイクル過給ディーゼル機関ほどの程度まで発展するであろうか。これは全く豫断を許さないところであるがその大きさにおいてMAN KV型以上の大型4サイクル機関に高度の過給を行なうことは當分考えられないであろう。それは機関がより大型になれば高い燃焼壓力によつて機械的要求が著しく高くなるとともに大型低速の2サイクル機関が現在かなり低い燃料消費率に到達しているからである。馬力においては現在MAN

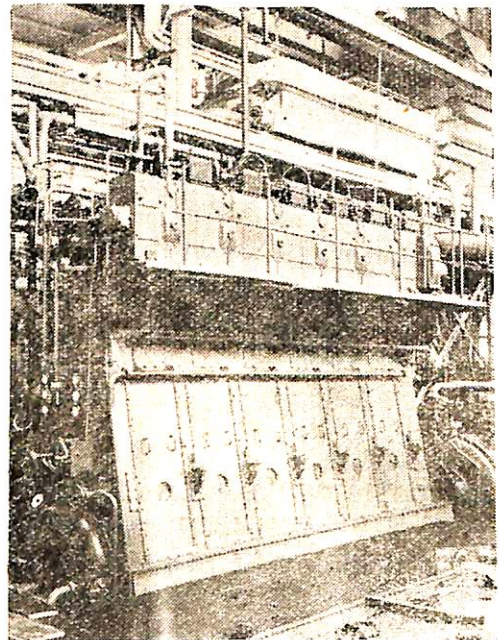
社においてシリンダ徑240mm行程300mm V型16シリンダで約3400馬力を得る高性能機関を研究中である、馬力當り重量は約5.3kgに過ぎない。この機関を2臺1軸に結合するとして2軸の場合は合計13,600馬力でその重量は減速装置を含めても約100屯程度に納まり将来の艦艇用として高出力、輕量に對する要望に充分答へることが出来るであろう。また某國においては1臺6,000馬力のV型4サイクル高過給機関を研究している由である。近き将来において1臺10,000馬力の高過給高性能の4サイクル機関の出現も夢ではあるまいと考える。



第12圖 川崎MAN VV22/30 4サイクルディーゼル機関



第13圖 川崎MAN GV40 60 4サイクルディーゼル機関



第14圖 川崎MAN KV45/66 高過給4サイクルディーゼル機関

過給機付ディーゼル機関の實用性について

小 堤 恒 雄

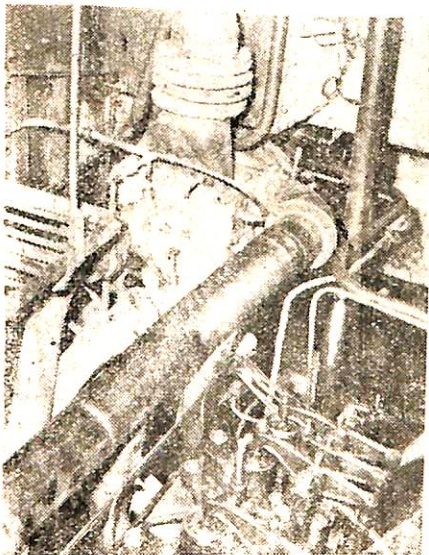
石川島重工業株式会社

1 結 言

ここ1, 2年來ディーゼル機関に過給機を併用する利點が再認識され、その利用が急速に普及しつつあることは、經濟的にも技術的にも誠に結構なことである。過給機付ディーゼル機関を使用すれば、船では機関の重量容積の減少による積載重量の増加、燃料消費率の低減による航海日數の延長、並びに陸用發電機関の場合は据付面積、基礎あるいは建家の減少等の大きい利益があるので、今後は外國同様殆んど全部のディーゼル機関に過給機が利用されることは明かである。殊に4サイクルディーゼル機関では全國のディーゼルメーカーがそれぞれ過給機付ディーゼル機関を既に相當數量供給し始め過給機の實用期に入っている現状である。また過給機もディーゼル機関の力量、大きさに適合した諸型式が既に量産に移されつつある現状である。過給機の構造、作動または理論等は衆知の事柄が多いと思われるので本文では主として150~1,000馬力程度の4サイクル中低速過給機付ディーゼル機関の使用実績並びにその關聯事項について概説することとする。

2 過給機付ディーゼル機関の實用実績例

ディーゼル機関に過給機を裝備して出力を増大する率は50%, 100%, 300%程度等があるが、國內において



第1圖 第28, 29興洋丸機関室内
過給機 (過給機・石川島重工業)

は現在50%程度の出力増加のものが大部分であるのでこれの實例について述べよう。

2-1 漁船機關に實用の例

漁船では未だ過給機付ディーゼル機関の實用例は數が少ないが、無事故で長期實用の日本最初のものとしては下關市興洋漁業 K.K. の第28, 29興洋丸 (兩船とも⁵7屯鋼製底曳漁船で現在は大洋漁業福岡支社に所屬) がある。兩船は昭和28年夏季の定例検査期間中しかも主機関は第2回目のボーリングの際に過給機を裝備して210馬力を270~300馬力に増大したものである。機關部は吸排氣管、カム、燃料系統等を過給機用に改造換裝しかつ推進器を取換えた。過給機は石川島重工製で第1圖に見る通り機關船尾部で船體に取付けられている。昭和28年9月末より出漁し現在 (昭和29年4月末) まで約4,000時間連続使用しているが、なんら異状なく無事故、快調で過給機を裝備したことにより豫期通り操業成績も極めて顯著とのことである。この特長としては

1) 機關出力が増大したにも拘らず全體の燃料消費量が以前と殆んど變らず、今まで航海日數25日程度であつたものが、30~32日程度に延長できた。これは操業中における機關回轉數は以前より約50回轉程度低くても、より大きな網を曳きうる馬力が樂々と出せるので、この回轉數の低下による燃料節約が大きく影響していると思われる。

以前の燃料消費量は15,000時間の平均で毎時1斗4升到對し過給機裝備後の馬力を増大した場合3,000時間の平均で實に毎時1斗4升5勺とのことである。實に大きい利益があると云わざるを得ない。

2) 機關のトルクが増大したため網を曳く力が大きくなり、今までの網より大きな長い網に更えることができたので1回の漁獲高が從來より遙かに多くなつた。なお從來は船體に比し機關馬力が不足であつたので網を曳くにも潮流、風向に支配され一方にしか曳網操業ができなかつたが今度は潮流、風向に關せず往復曳網操業ができる。従つて譬えば満船までの操業日數を短縮出来ることにもなる。

3) 過給機裝備によつて静水時の船速は馬力が増大しても船型が前の儘であるため増大程度は著しくないのは止むを得ないが、荒天時、風浪大なる時、または満船時でも無過給時に較べて明かに船速が低下することなく同じ速力でぐんぐん波を切つて航行することができる。等の利點が擧げられる。

第1表 過給機用球軸受精度検査表

単位 1/1000 mm

項目	計測箇所	外 径 寸 法 差	内 径 寸 法 差	幅 寸 法 差		外 輪		内 輪			
				外 輪	内 輪	偏 心	溝 横 振	偏 心	溝 横 振	横 振	遊 隙
	規格	-3~-10	-2~-8	0~-100	0~-100	8	13	5	13	7	タ 33~40 ブ 21~28
使用前	タ	-3	-5	-55	-35	3	7	3	5	3	35
使用後	タ	0~-2	-5	-48~51	-39~40	4	4	3	3	2	38
使用前	ブ	-4	-6	-55	-25	6	8	2	8	2	24
使用後	ブ	-2~4	-5.5	-47~52	-26~28	5	6	2	5	1	27

註 1. 約 3000 時間實用後の精度検査であるが使用前と殆んど變らない成績である。
2. タはタービン側、ブはプロペラ側に使用の球軸受を示す。

機關は各回轉で完全に無響で、過給機は船のピッチング、ローリングが極めて大きい小型漁船に取付けられたにもかかわらず、全く無事故で性能、耐久性とも十分で、信頼して漁船にも採用できること、すなわち従來過給機は漁船には利用できまいなどの意見もあつたようであるが、性能耐久性十分なる過給機を使用する限りにおいてはなんら不安なく裝備し連続使用できることを如實に立證したものである。しかし過給機に使用している球軸受には耐用時間（普通で 4,000~5,000 時間）が定められているので、これは機關の部品と同様耐用時間を過ぎる場合は豫備品を換裝する必要があるが、この作業はごく簡単である。

兩船における過給機の球軸受の耐用時間を確認するため約 3,000 時間（昭和 29 年 1 月末）實用後その精度を検査した成績は第 1 表の通りである。この成績では球軸受は未だ使用前の精度規格内でしかも使用前と差違ない位の成績である。これからして上記耐用時間以上でも實用できると認められる。

兩船の實績により同型式船には多數過給機が採用されつつあるが、その他三重縣笹山漁業の第五笹山丸（木船

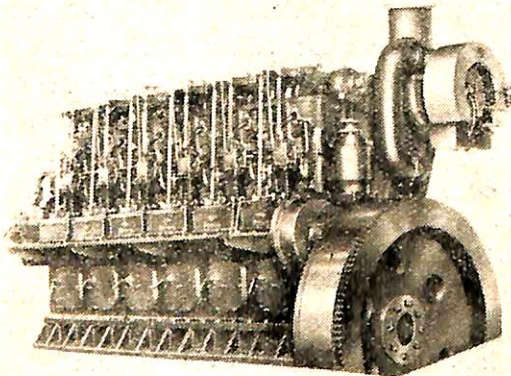
135 吨）用 400 馬力過給機付ディーゼル機關の例を示すと第 2 圖の通りである。本船も極めて好調子にて稼働中である。

2-2 中型貨物船に實用の例

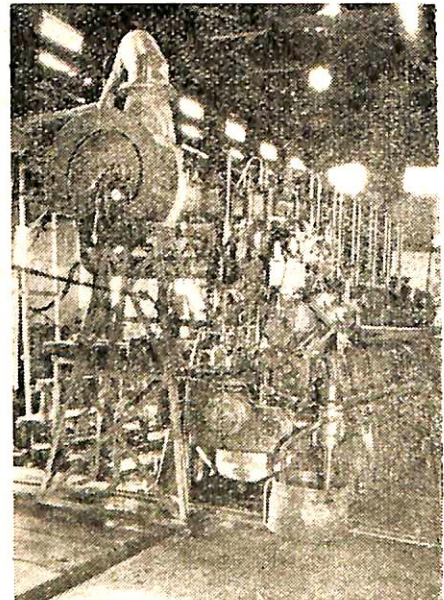
森田汽船第 15 大福丸（900 屯）を始め種々あるが一例として正福汽船帝海丸（1,200 屯）用 850 馬力過給機付ディーゼル機關の例を第 3 圖に示す。本船機關使用は比較的新しく昨年 10 月末よりであるが既に約 3,000 時間におよび全然異状なく好調子である。

2-3 ディーゼル發電機關に實用の例

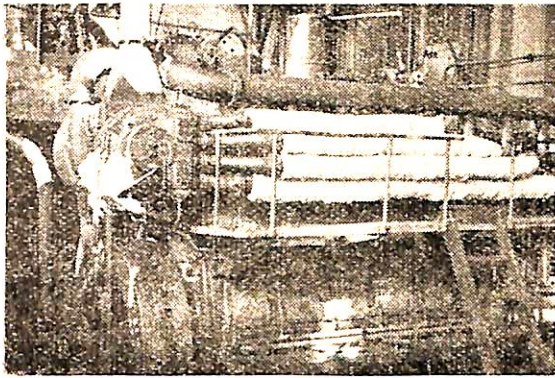
ディーゼル發電機關に過給機裝備はこれこそ既に常識であつて今更述べる程でなく相當長時間におよぶ實用の例も多數あるが、比較的新しい場合で 850 馬力および



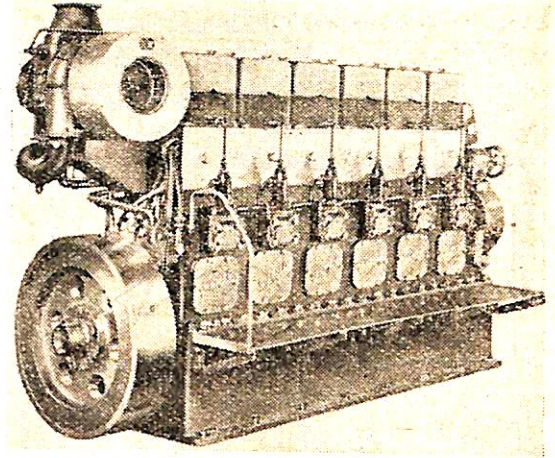
第 2 圖 第五笹山丸過給機付主機關
主機關…阪神内燃機製
過給機…石川島重工製



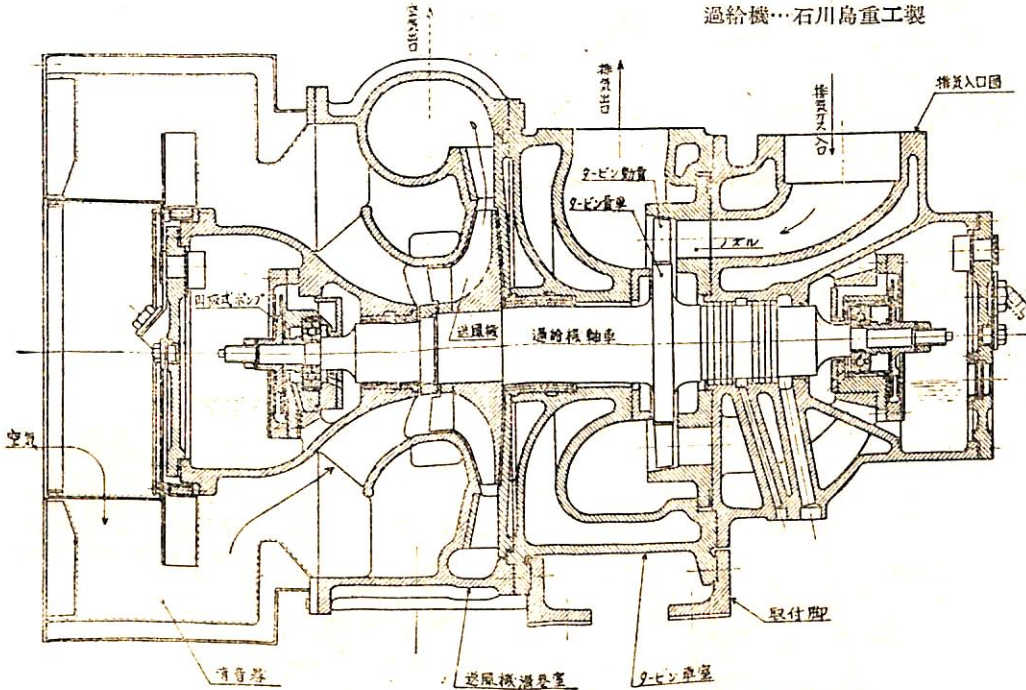
第 3 圖 帝海丸過給機付主機關
主機關…伊藤鐵工所製
過給機…石川島重工製



第4圖 鐘紡日家過給機付發電機
 發電機 (8 シリンダ)……鐘ヶ淵ディーゼル製
 過給機……………石川島重工製



第5圖 ヤンマー製陸船用過給機付ディーゼル機関
 過給機…石川島重工製



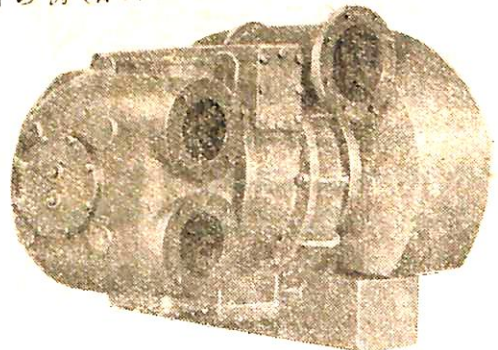
第6圖 a. 過給機断面圖の例 (石川島重工製)

300馬力過給機付ディーゼル機関の實用例を示すと第4圖および第5圖の通りである。勿論いずれもなんら問題なく良好である。

以上各例の如く50%程度馬力増大の過給機で性能および耐久性信頼性十分な國産過給機を機関に全面的に適用しつつあつて、しかもいずれも最初より無事故であり、輸入過給機にたよる必要のないことを物語っている。

3 過給機付ディーゼル機関の一般性能

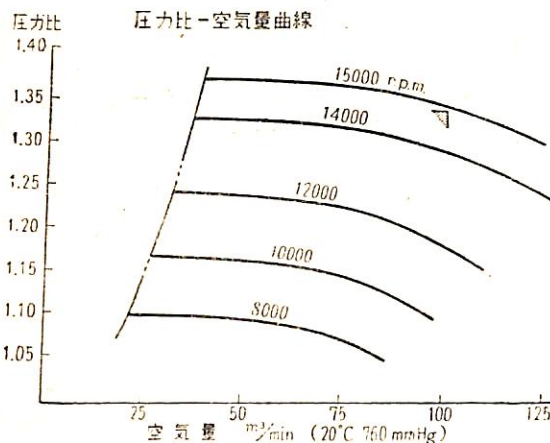
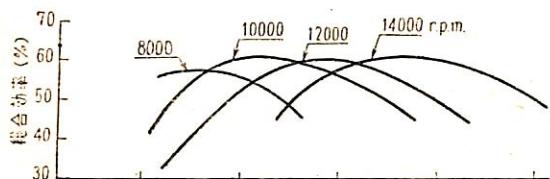
排氣カスタービン過給機 (またはスーパーチャージャあ



第6圖 b. 過給機外觀の例 (石川島重工製)

るいはターボチャージャ)の構造 作動等については広く喧傳もされ、また文献も數多くあるので、これについての説明は省くこととし、構造の一例を第6圖a, bに示す。これは50%程度の出力増加用のものであるが、この種過給

総合効率-空気量曲線



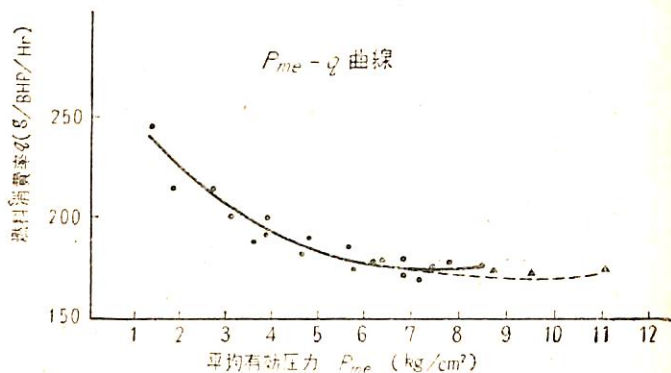
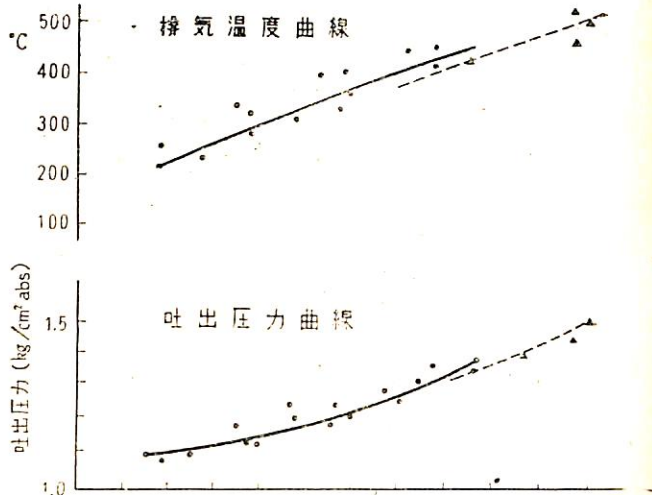
第7圖 過給機單獨試験成績の例

第2表 過給機裝備試験を行つた各種ディーゼル機関主要目表

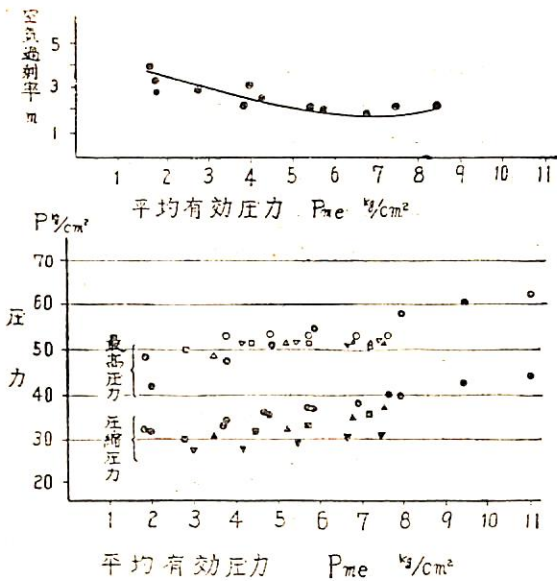
機関型式	R.P.M.	mm	mm	行程	シリンダ數	機関出力 (%)
6	320	530	370			無過給時出力
6	320	520	370			過給時出力
6	290	520	350			無過給時出力
8	428	420	310			過給時出力
6	335	450	280			無過給時出力
6	600	320	275			過給時出力
6	450	370	270			無過給時出力
5	360	380	250			過給時出力
6	600	320	250			無過給時出力
6	1200	240	200			過給時出力
6	650	280	200			無過給時出力

機の性能の例を示すと第7圖の通りである。この圖で総合効率とは過給機タービンを定壓高温ガスにより駆動した時のガスエネルギーと過給機送風機の吐出空気エネルギーとを實測して求めたものであるが60%を突破しており、タービンおよび送風機の効率(たとえばそれぞれ80および75%とすれば総合効率は60%となる)が良いことを示している。また空気量曲線は平坦で、船用、陸用、トルクー定用のいずれの使用に對しても十分な性能であることを示している。

この種過給機を裝備して試験を行つた各種ディーゼル機関主要目と要求された過給時出力増大程度を示すと第2表の通りで、その中には115%の出力増大率までの例も示してある。またこれらの機関の試験成績で、シリンダ出口排氣温度、送風機吐出空気壓力および燃料消費率を正味平均有効壓力 P_{me} (kg/cm²) に對して示すと第8圖



第8圖 各種過給機付ディーゼル機関の運轉成績の例(排氣温度、吐出壓力、燃料費)

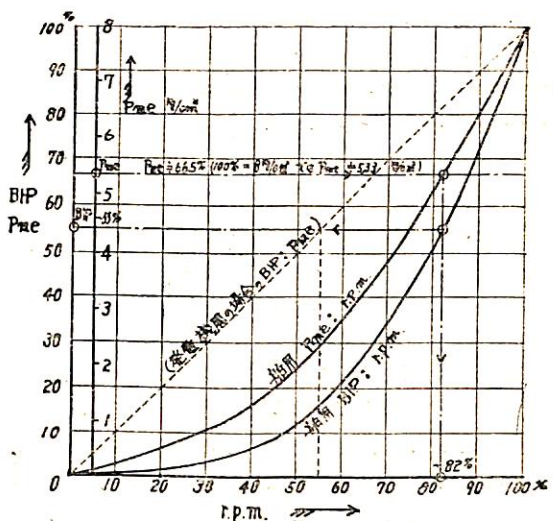


第9圖 各種過給機付ディーゼル機関の運転成績の例(空気過剰率, 最高圧力, 圧縮圧力)

の通りでこれらにより過給機付ディーゼル機関の総合的性能を判断することができかつ機関によつては $P_{me} \approx 11 \text{ kg/cm}^2$ までもこの種過給機で差支えなく良好な成績で運転することができることも解る。また第9圖はこれら供試機関に過給機が供給した空気全量に対する空気過剰率およびシリンダ用の最高圧力並びに圧縮圧力の状況をいずれも P_{me} に対して示したもので、空気過剰率は出力増大範囲 ($P_{me} = 5.5 \sim 8.5$) で餘り變らずほぼ一定で2前後の良好な値を示し、また最高圧力も殆んど無過給時と變りなく一定として十分豫期通りの出力増大ができること等を示している。

4 過給機付ディーゼル機関で過給機を取外した時の出力

船用主機関または陸船用發電機関としての過給ディーゼル機関で過給機を取外して使用する場合出力はどの程度かはしばしば論議される處である。4サイクル中低速ディーゼル機関で過給機による出力増大率50%程度すなわち $P_{me} = 8 \sim 8.5 \text{ kg/cm}^2$ では $P_{me} \approx 5 \text{ kg/cm}^2$ 程度は排氣温度その他からみてもなんら支障なく出せるようである。船用主機関では過給時馬力の50~60%程度すなわち船速の80~85%は樂に出し得るのが一般である。また發電機関でも同様である。これらの関係を一般的に示すと第10圖である。また實測排氣温度と P_{me} との関係を示すと第11圖で、過給時 $P_{me} \approx 8 \text{ kg/cm}^2$ 、排氣温度 $t_e = 460 \sim 470^\circ \text{C}$ に對し過給機取外し時 $P_{me} \approx$



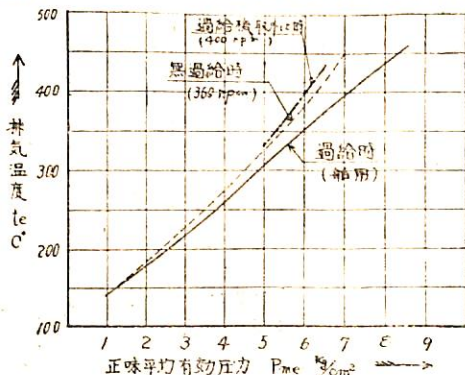
第10圖 船用主機の場合の BHP および P_{me} 對 r.p.m. 曲線 (括弧内は發電機関の場合を示す)
 $BHP =$ 正味馬力, $P_{me} =$ 正味平均有効圧力 (kg/cm^2) r.p.m. = 毎分回轉數

5.5 kg/cm^2 , $t_e \approx 360 \sim 370^\circ \text{C}$ でなんら問題なく出力發揮ができることがわかる。

かくの如く過給機付ディーゼル機関は譬え過給機を取外して使用したとしても無過給時機関出力の75~90%に相當する馬力を懸念なく出しうるから船用陸用を問わず過給機付ディーゼル機関は全く安心して使用することができる。また現在では性能、耐久性信頼性の十分に實績のある國産過給機を選定使用する限りは、それを取り外さねばならない場合は殆んど稀のことに屬するから、安心して使用しうると認められる。

5 過給機付ディーゼル機関の耐久性

過給機付ディーゼル機関は人間についていえば一時的

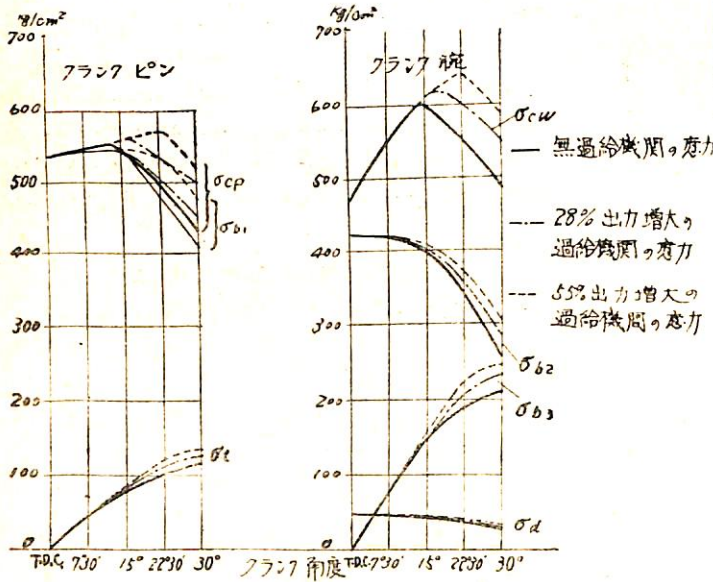


第11圖 t_e $^\circ \text{C}$ と P_{me} との関係
 $(D = 270 \text{ mm}, H = 370 \text{ mm}, \text{r.p.m.} = 130 \sim 425)$ の例

にカンフル注射をして無理な力を出させていると同様で、過給機によつて無理に馬力を出させているのであろうから寿命が短くなるのではないかと懸念する向もあるかと思われるので、過給機は決してディーゼル機関に取つてカンフル的存在ではない理由すなわち機関強度を弱めるものではない點について少しく述べよう。

5-1 クランク軸の強度

元來ディーゼル機関のクランク軸の寸法は機關寸法の許す限り大きく設計製造されてあつて強度に十分餘裕を持たしてあるのが普通である。したがつて過給機を付けて馬力を増してもクランク軸はその持つている強度以内で運轉するようにしているので些かも心配はない。なお船用では法規でも規定されることではあり更に懸念はない。また一般には馬力の増加した率その儘の率でクランク軸の應力が増すというのではなく、例えば50%の馬力増大率でも最高壓力は變らないから少くとも4サイクル中低速機關ではクランクピンおよびクランク腕の合成應力増大率はそれぞれ3~5%および6~7%程度で一例を示すと第12圖の通りで、なんら使用上懸念はない。しかし船用の場合クランク軸以外の軸系の寸法は計算上並びに法規上必要とされる寸度とすることは勿論である。



第12圖 6シリンダ4サイクルディーゼル機關クランク軸應力計算例

クランクピン應力

$$\sigma_{cp} = 0.35 \sqrt{p_1} + 0.65 \sqrt{\sigma_{b1}^2 + 4\sigma_t^2}$$

σ_c = 合成應力
 σ_{b1} = 曲げ應力
 σ_t = 振り應力

クランク腕應力

$$\sigma_{cw} = \sigma_d + \sigma_{b2} + \sigma_{b3}$$

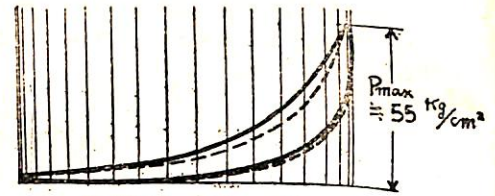
σ_{cw} = 合成應力
 σ_d = 壓縮應力
 σ_{b2}, σ_{b3} = 曲げ應力

5-2 シリンダ内の最大壓力 P_{max} による影響

機關の強度に最も重大な影響を與えるのは P_{max} である。しかし50%程度の出力増加の機關では既述の通り最初の無過給時の P_{max} と同一にできるから、 P_{max} による影響は前と變らず、過給したからといつて特に問題はない。ただ第13圖の指壓線圖にみる通り膨脹行程中の壓力が、少しく上昇するので、そのために行程中ピストンリングの背面に及ぼす壓力が僅か高くなり、シリンダ内壁とピストンリング間の面壓を僅か増すので、シリンダの磨耗に影響をおよぼすと強いて云えばいえる位のものであるが大したことはない。

次にピストンの側壁は第14圖にみる通り無過給時に比し50%出力増大の過給時で約18%程高くなつてはいるが、これも大したことはない。また軸受の壓力分布は第15圖にみる通り逆に減少している部分が多く、増加する部分でも約3%程度しか高くなつていないのでこれもまた大したことはない。

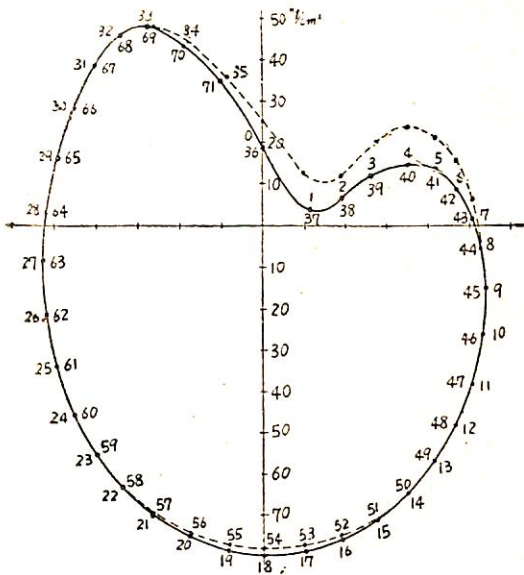
すなわち P_{max} は無過給時と同一にできるのでシリンダ内のガス壓力變化による影響は過給式だからとて特に問題とする程のことはないことになる。



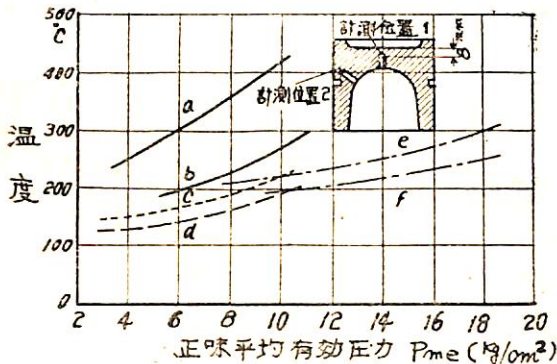
第13圖 指壓線圖
 破線は無過給時正味平均壓力 $P_{mo} = 5.6$ kg/cm²、實線は50%過給時 $P_{mo} = 8.5$ kg/cm² を示す (D=370 mm H=530 mm n=320 r.p.m. の例)



第14圖 ピストンのサイドスラスト
 A = 無過給時最大スラスト ≈ 3.01 kg/cm² ピストン面積當り
 B = 50%過給時最大スラスト ≈ 3.55 kg/cm² ピストン面積當り
 (D=370 mm H=530mm n=320 r.p.m. の例)



第15圖 クランク軸 軸受圧力線圖
破線は 無過給，實線は 50%過給の場合を示す
(4 サイクル，トランクピストン型，6 シリンダディーゼル D=370 mm. H=530 mm n=320 r.p.m. 第4番主軸受の例)

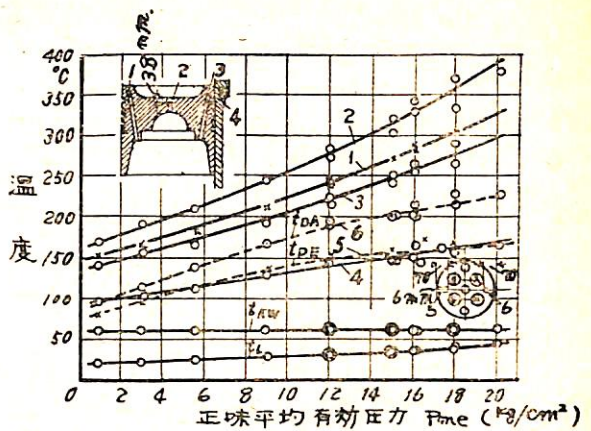


第16圖 a. ピストン温度の比較

符號	型式(直徑cm/行程)	ピストン材質	計測位置
a	GV28.5/42	鑄 鐵	1
b	"	"	2
c	"	アルミ合金	1
d	"	"	2
e	"	"	1
f	"	"	2

5-3 熱による影響

過給式機関では吸排気弁のとも開き角度を無過給式より多くして燃焼室に相当量の空気を強制的に流入させ、内壁等の冷却を十分に行わせるのが特長でもあるので、



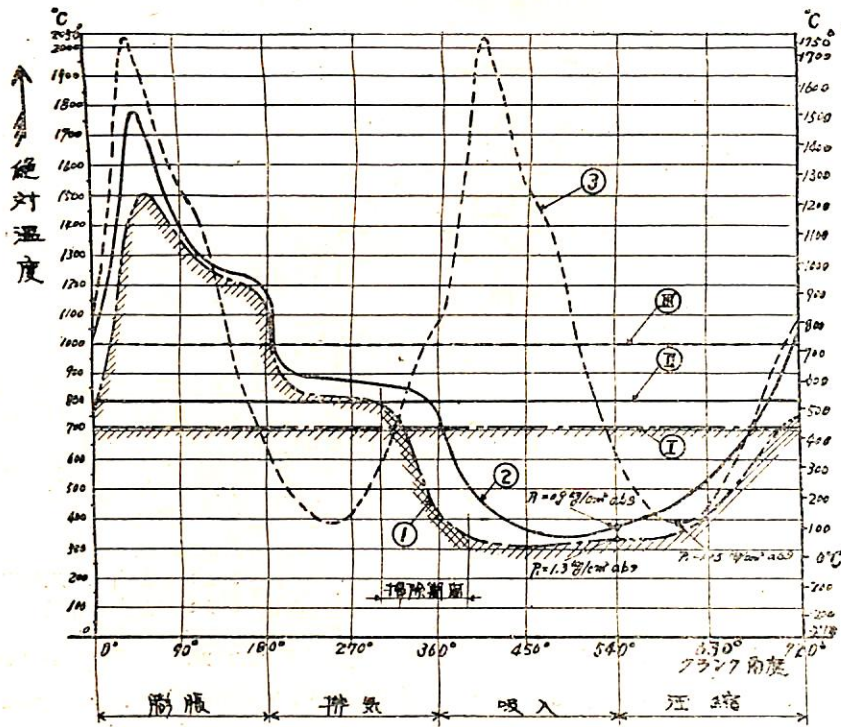
第16圖 b. 燃焼室内壁温度
E = 弁入弁, A = 排気弁
tkw = 冷却水出口温度
tL = 過給機温度
tDE = シリンダ蓋内壁吸入側温度
tDA = シリンダ蓋内壁排気側温度

燃焼室を形成するシリンダ蓋内面，シリンダ(ライナー)内壁，ピストン頂面は空冷される。従つてこれらの表面温度は低くなり，耐久性を減少させるようにはならない。例えば M.A.N. 社における 超高過給ディーゼル機関等のピストン頂面の温度實測例を示すと第16圖 a, b の通りで，決して心配になるような高い温度とはなっていない。またシリンダ内のガス温度の變化を示すと第17圖のように過給機関の方が無過給機関より低くさえなっているものもある。このように燃焼室の掃除冷却作用を十分行わせることによつて熱によるすべての懸念をなくしている。

このように過給機関は強度，熱負荷等の點でなんら心配ないように設計製造または改造されておつて，カンフル注射で無理して馬力を増しているのではないから，特に機関の壽命が短くなるということは考えられない。これはやがて現在實用中の機関によつて，續々と過給機の耐力とともに立派に實證される時が來ると考えられる。

6 結 言

過給機付ディーゼル機関は今日では議論の段階ではなく實用の時期であるといえる。また事實出力50%程度増加のものは，機関本體は現在設計製造されている型式その儘で強度や耐力上些かも不安がないので，過給機裝備上必要とする改造部以外は殆んど手を入れる必要がなく，かつ過給機自體も全然問題なく極めて良好な成績を持續している國産過給機もあることとて，この兩者を結



第17圖²⁾ 無過給および過給機ディーゼル機関のシリンダー内ガス温度の変化

- 1. 過給機付4サイクルディーゼル機関のガス温度変化
- 2. 無過給機 " " "
- 3. 無過給機2サイクル " " "
- I 過給機付4サイクルディーゼル機関のガス平均温度
- II 無過給機4サイクル " "
- III 無過給機2サイクル " "

合した50%程度出力増大の4サイクル過給機付ディーゼル機関の使用は常識にさえなりつつある譯で、本文は主としてこれらを實例によつて説明したのである。

この50%程度のものが特に使用者側にとつてごく當り前のことに取扱われるようになるのも速いことではないと思われる。早く50%程度のものが普及され次いで100%程度またはそれ以上の出力増大率のものに移行して然るべきものと考えられる。2サイクル式においても過給機具備による利點は4サイクルと同様であるので、恐らくは近年中に2サイクル機関も全面的に過給機付となる可能性が認められているが當然といえよう。ディーゼル機関が出力當りの重量、容積、燃費率等の小さいことによつて従來通り原動機界の王座を占むるためには過給機適用以外には方法がないとも考えられる諸事情からしても使用者に利をもたらし氣骨、氣苦勞や懸念不安の

全然ない過給機と過給機付ディーゼル機関の一層の進歩發展とを期待して撰筆する。

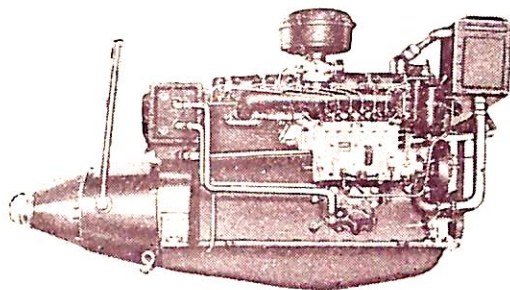
参考文献

- 1) 本文は主として各ディーゼルメーカーの試験成績並びに船主の實用成績を基として記述したもので、資料を引用させて頂いたことに對して厚く御禮を申し上げます。
- 2) A. Büchi: Turbo Charging of Internal Combustion Engines, Especially Diesel Engines, (T. I. M. E. 1928)
- 3) G. Eichelberg, W. Pflaum: Untersuchung eines hochaufgeladenen Dieselmotors, (V. D. I. 1951)

世界的技術水準に於る
最優秀純国産小型高速

いすゞ船用ディーゼル機関

いすゞディーゼルは自動車用、工業用、発電用、鉄
道用、船用等万般の用途に己に1万数千台 100数万
馬力を供給され、その実用的で経済的なことは本邦
内は勿論、亜細亞諸地域、遠く南米諸国にまで知悉
されています。船用もまたいすゞのマークを附して
いすゞクォーテリイを保持し、国内外に多数供給さ
れております。



(5対1減速式)
漁船用 420回転
40馬力 60馬力 80馬力

(2対1減速式)
監視艇用 1,150回転
50馬力 75馬力 100馬力

(直結式)
遊覧艇用 2,400回転
55馬力 83馬力 110馬力

減速比率1.26, 1.58, 2.00, 2.53, 3.15,
4.00, 5.00 対1の7種があります。

原機製造 いすゞ自動車株式会社

船用改装 東京ボート株式会社

東京・銀座・3の2 電話京橋(56)5400番

船 舶 建 造 修 理
浦 賀 ズ ル ツ ア 船 用 機 関
陸 舶 用 諸 機 械 製 作
鐵 構 工 事
土 木 建 築 業



浦賀船渠株式会社

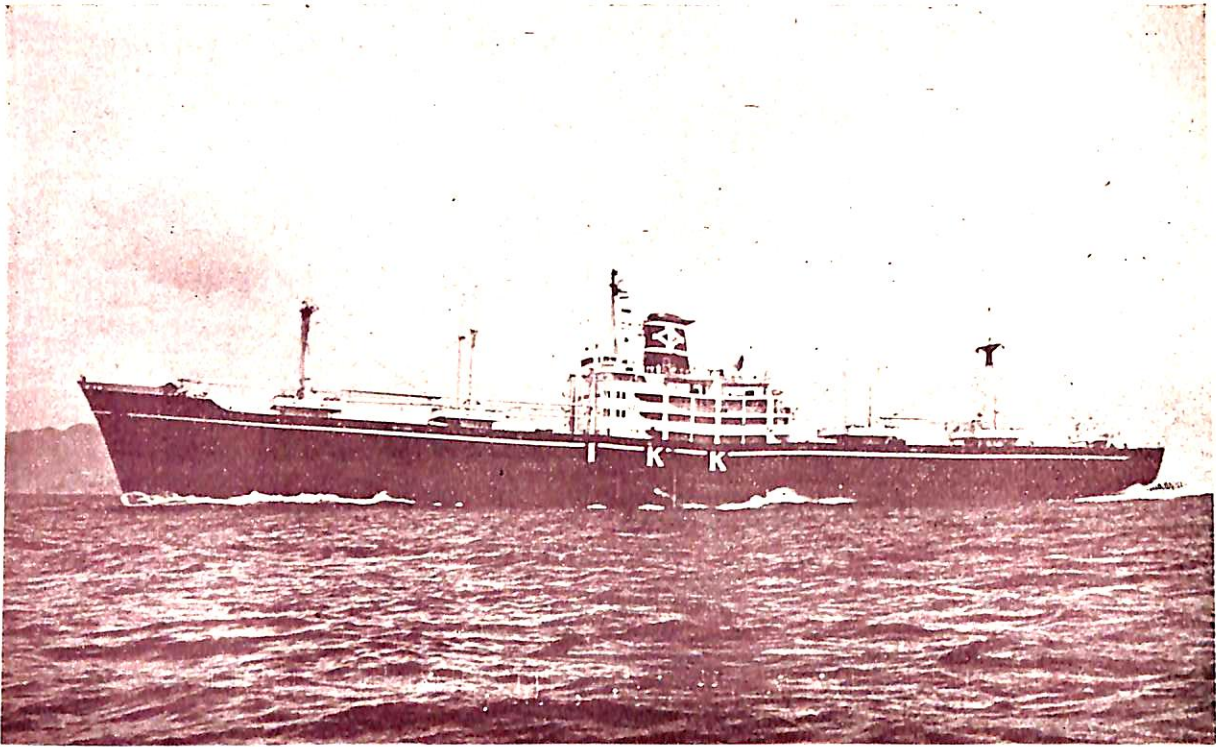
本 社 東京都中央区日本橋通2-6 電話千代田(27)5751・5761・1844

浦賀造船所 神奈川県横須賀市谷戸6 電話久里浜4・5横須賀2355-7

横浜工場 横浜市神奈川区大野町2 電話 神奈川 5331~5

神戸事務所 神戸市生田区明石町22(明海ビル) 電話 元町(4)2723・6651

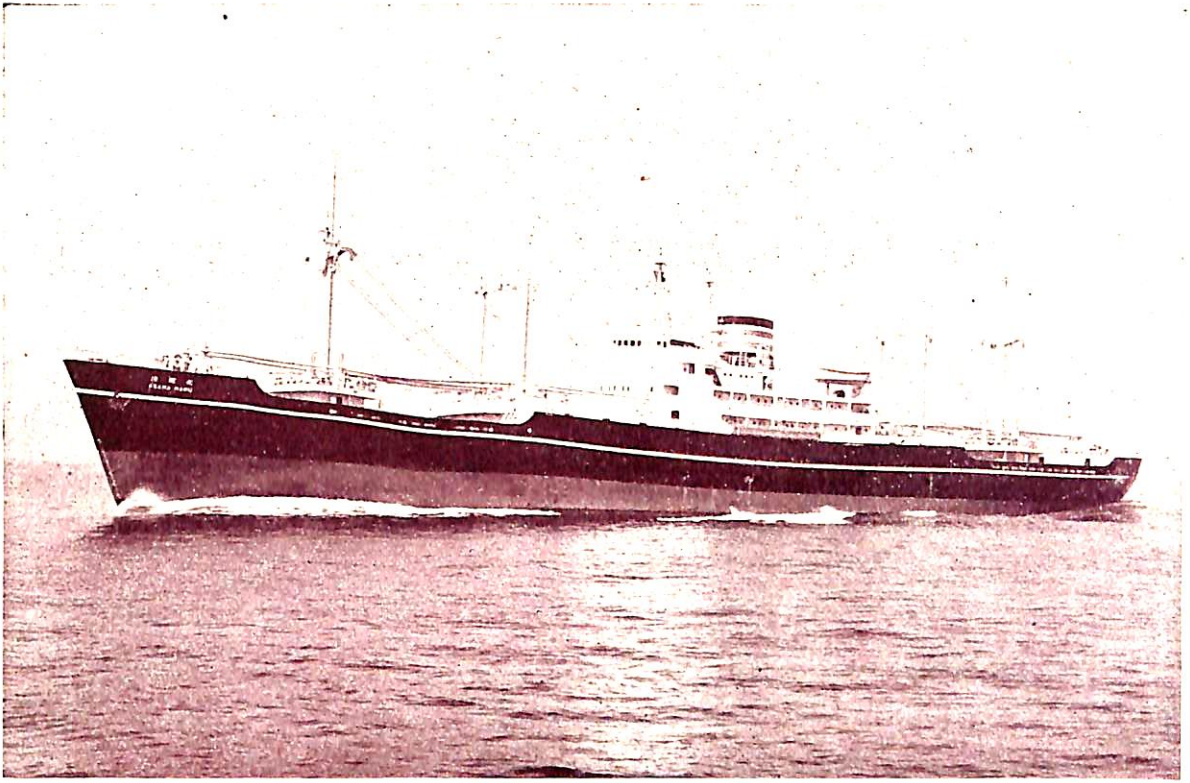
大阪出張所 大阪市北区絹笠町(堂ビル八階) 電話 堀川(35) 4 9 1



康 島 丸

船 主 飯野海運株式会社
 造船所 播磨造船所

全	長	154.985m
長	(垂)	145.00m
幅	(型)	19.40m
深	(型)	12.30m
吃	水 (満載)	9.141m
総	噸 数	9,437.86噸
載	貨 重 量	12,424噸
速	力 (最高)	21.216節
主	機	蒸気タービン×1
出	力	12,000 S.H.P
船	級	NK LR
起	工	28-- 9--29
進	水	29-- 1--30
竣	工	29-- 4--30



浅間丸

船主 日本郵船株式会社
 造船所 三菱日本重工・横浜造船所

長	(垂)	140.00m
幅	(型)	19.00m
深	(型)	10.50m
総噸数		7,740.67噸
載貨重量		10,361.6噸
速力	(最高)	19.31節
主機		横浜M.A.Nチーゼー機関
出力		8,500 B.H.P
船級		NK, AB
起工		28-9-29
進水		28-12-26
竣工		29-4-1

新刊案内

東京水産大學教授 宇田道隆著
東京大學講師

海洋氣象學

A5判上製300頁
¥ 500 (送50)

四面海に囲まれたわが國が海洋氣象からうける影響は大きい。本書は海洋の氣象についてそのあらゆる現象をとらえて、わかりやすく解説し、廣く海洋氣象、漁業氣象の知識を與え、海洋災害防止に役立てようとしている。

漁業、航海に従事する人々と學生は勿論一般教養人に必備の書。

内容

- 序論 海洋氣象學小史
- 第1篇 海洋氣象とその應用
大氣、氣温 氣壓、温度、蒸發、低氣壓、
颱風、(他69項目)
- 第2篇 海上天氣豫報
天氣圖、氣團、天氣豫報、氣象特報・警報
・情報、低氣壓移動則、臺風の判斷資料、
觀天望氣と天氣豫報(他10項目)
- 第3篇 海洋と氣象との相關
海洋と大氣の熱交換、海と世界氣象、東北
凶冷と海の低温、ガルフストリームと天候
- 第4篇 暴風對策

- 暴風中心の移動、暴風避航法、荒天準備、
避難、荒天中の操船、風壓と錨鎖の關係
- 第5篇 日本近海の海洋氣象曆
春・夏・秋・冬、日本の季節
- 第6篇 漁業氣象
漁業氣象の問題、水族と氣象の關係、暴風
と水産被害
- 第7篇 日本氣象防災心得
震災、火災、雷災、雪災、水害
- 第8篇 重要海區航路海洋氣象特記
冬季本邦沿海航路、北洋航路、南西航路、
南氷洋捕鯨漁場(他6項目)
- 參考 文獻

上野喜一郎著

船の歴史(第二卷)

A5判上製280頁
豫價380圓(送50圓)

内容

- 1 船の材料
1 木船 2 木鐵交造船 3 鐵船 4 被覆船 5 鋼
船 8 コンクリート船 7 輕金屬船
- 2 船の構造
1 船體構造の變遷 2 木船構造の改良 3 鐵鋼船
構造の發達 4 二重底および水槽 5 船體の構造
方式 6 材料の接合 7 特殊構造 8 船體の強さ
- 3 船の形態

- 1 船體 2 船首尾 3 上部構造 4 船の形態の變
遷
- 4 船の安全
1 船體の構造 2 満載吃水線 3 水密區畫 4 防
火區畫
- 5 船の大きさ
1 船の大きさ 2 船の積量 3 船の大きさの推移
4 船腹の推移
- 附録 汽船の發達史上有名な船の要目(1)

商船大學教授 鮫島直人著

船位誤差論

A5判上製250頁
豫價400圓(送50圓)

内容

- 天文航法編
第1章 序論 第2章 實測高度の誤差 第3章
計算高度の誤差 第4章 位置の線の記入に際して
生ずる誤差 第5章 天體方位角に關する誤差
第6章 位置の線の交りによる船位の誤差 第7章
誤差三角形の處理と天體法の吟味
- 推測航法編
第1章 扁球に基く誤差
第2章 推定船位の誤差

- 沿岸航法編
第1章 物標方位による船位の誤差
第2章 山頂仰角法および三點夾角法による船位
誤差
- 電波航法編
第1章 無線方位測定機に關する誤差
第2章 ローラン航法の誤差
第3章 レーダー航法の誤差
- その他附録

排氣ターボ過給機付ディーゼル 機関について

高橋 勲
新潟船工所新潟内燃機工場

近頃国内各所で船用ディーゼル機関に排氣ターボ過給機が用いられるようになった。4サイクル機関のターボ過給は既に久しい以前から国内でも実績があつたが船舶安全法とか漁船取締規則といった正式な規定による検査を受けたものではなく特別扱を受けておつたものである。最近段々用途が一般化されて来るにつれ、それらの検査基準も慎重に研究され、メーカーもまた非常な努力を拂っている。そこでまず何故最近急にターボチャージが注目を引くようになったかを考えると、

第1にターボ過給機のよいものが得られるようになったこと、第2、ターボ過給機付機関は馬力當り原價が安くなること、第3に機関メーカーが機種を制限しているの馬力の要求に應じられること、第4、主機の必要な馬力に對しその重量容積を小さく出来ること、第5、上記第3、第4の要求に對して他の馬力増加の方法例えば回轉數、氣筒數の増加とかその他機械的過給法等に比べて有利であること、などによるといえる。

現在一般の對象となるターボ過給は主として低速4サイクル機関で過給出力増加50% ($P_{bm} \sim 8 \text{kg/cm}^2$) 程度である。更に4サイクルで100%過給とか2サイクル機関のターボ過給等も成功した所があるが、一番普通の問題でしかも未だ實際需要者側から懸念と期待をもつて注目されているのは4サイクル50%過給である。

本誌においては既に排氣ターボ過給機関に關する數々の著述が記載されており(例えば第26巻第3號等)、一般理論は十分に説明されているので、私は主として當社最近の實例について御紹介しようと思う。

21 當社の現在までの経験

當社の過給に關する経験は大體4サイクル機関排氣ターボ過給でこれを年代的に考えると大體次の3段階になつている。

1) 昭和10年にB.B.Cからターボ過給機を購入して900R/M 350BHP 船用機関に装着し525HPとして、軍の舟艇用にした。納入後の成績は不幸にして不明に終つてしまつたが、その後この機関は軍の正式機関に採用され、過給機はB.B.C型三菱横濱製のものをつけ定格900R/M、475HPとして10臺ほど作つた。その後F型船用290R/M 550HPの機関をやはり三菱横濱製過給機をつけて750HPとし相當數作つた。これはボールベアリングに故障が多かつたので大部分は過給機を取外し

で使用しているが、中には過給機付で現在まで使用されているものも數臺ある。その他高速機関(1500R/M無過給300HP)のターボ過給や機械式過給機関等もやつてみたが完成をみないままに終戦になつた。

2) 終戦後は逸早く漁船用機関(4サイクル380R/M 250HP)の排氣ターボ過給の研究を開始したが當時は未だ適當の過給機が得られず中止の状態であつた。

3) 二三年前から国内タービンメーカーが積極的に過給機の製作に着手されまた殆んど同時に英國ナビヤ製のものが輸入されるようになったのでターボ過給は再び活潑となつた。當社はまず陸用600R/M無過給300HPのものに石川島芝浦タービン社製とナビヤ製の兩者を着けいづれも50%出力増加に成功した。これは現在までに數臺實用に供している。その後引續きターボチャージ付機関として完成納入されたものは次の數種である。

船 用			
M6F28S型	380R/M	過給出力	550HP ($P_{bm}=8.4$)
M6DS 型	320R/M	〃	900HP ($P_{bm}=7.55$)
T6EKS 型	380R/M	〃	375HP ($P_{bm}=7.94$)
(T6EKS 型は工場實驗用)			
陸 用			
L6F25S 型	600R/M	〃	450HP ($P_{bm}=7.9$)
S6HS 型	450R/M	〃	720HP ($P_{bm}=7.53$)

22 船用機関のターボチャージ実績の紹介

1) T6EKS 型について

先にも述べた通り終戦後間もなく、過給試験に使用した機関(380R/M250HP)に、前記L6F25S用として購入した石芝製およびナビヤ製の過給機をつけて試験してみた。丁度機関と過給機との釣合(matching)がよかつたのでいづれも50%過給、過負荷2割で満足すべき結果を得た。その機関要目および陸上試験成績は第1表および第1圖の通りである。

なおまた英一タービンに故障を生じた場合は、プロベラ法則により機関の回轉數は下り、かつ過給機関は特に上死點附近における給排氣弁のオーバーラップが相當多いので排氣の吹返しのために出力は非常に低下するであろうことが憂慮された。

その場合どの程度まで安全運航が出来るかを確認するためにいわゆる“過給機取外試験”を行つたが案に相違して350R/M263HP ($P_{bm}=6.2$)で排氣温度420°C排

第 1 表

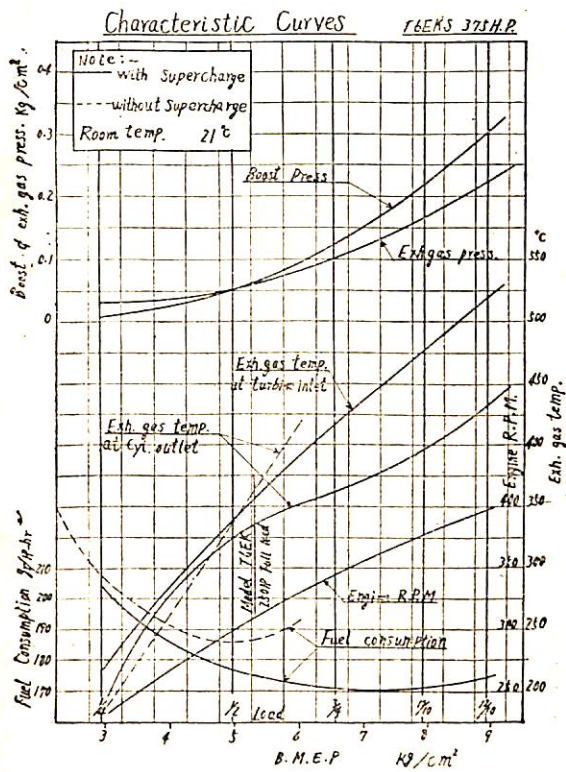
項 目	機 種		T6EKS		M6F28S		M6DS		
			過給時	無過給時	過給時	無過給時	過給時	無過給時	
機	機 關 型 式		單働直列4サイクル		單働直列4サイクル		單働直列4サイクル		
	用 途		舶 用 主 機		舶 用 主 機		舶 用 主 機		
	氣 筒 直 徑	mm	250		280		370		
	行 程	mm	380		420		520		
機	氣 筒 數		6		6		6		
	每 分 回 轉 數	R.P.M.	380		380		320		
開	常 用 軸 馬 力	BHP	375	250	550	350	900	650	
	正 味 平 均 有 効 壓 力	kg/cm ²	7.94	5.29	8.40	5.35	7.56	5.46	
開	吸 排 數	氣筒當り	各 1		各 1		各 1		
	氣 弁 直 徑	mm	90		110		142	132	
	弁 弁 揚 程	mm	20		22.7		34.4	31.8	
要	壓 縮 比		12.6	13.8	12.6	13.4	12.6	13.5	
	氣 筒 內 最 高 壓 力	kg/cm ²	53	50	55	50	55	50	
目	燃 燒 室 型 式		直 接 噴 射 式		直 接 噴 射 式		直 接 噴 射 式		
	着 火 順 序		1-5-3-6-2-4		1-4-2-6-3-5		1-4-2-6-3-5		
目	弁 吸	開 始	上部死點前	42	42	45	50	46	15
		閉 終	下部死點後	62	10	50	20	46	35
	排 氣 弁	開 始	下部死點前	78	16	64	20	70	46
		閉 終	上部死點後	38	16	36	16	36	18
過 給 機 要 目					ナ ビ ャ 104/17GX		ナ ビ ャ 304/14D		

氣無色の成績であつた。このような試験のやり方は多分に日本的な性格をもつたものだと思うが、私はこの確認を得たので今後船用に排氣ターボ過給が相當に普及した場合萬一の故障に對して相當の應急措置をとることが出来ることを心強く思う。なおこの試験では更に排氣管の背壓の變化に對する影響を調べた。その結果は第2圖である。實船の場合背壓は水銀柱 20~30mm 位だと思ふ。なおまた本機の過給實驗においては機關部は殆んど事故なく、排氣管を無冷却としアスベストラッキングを用いていたので、蛇腹式膨脹接手が切れたこと、同接手部のガスケットパッキングが焼切れたことがある。これらはそれぞれ滑管式膨脹接手、銅板パッキングに変更した。なお船内防熱のため水冷排氣管を使用することは排氣タービンのためによくないので出来るだけラッキングを完全にして無冷却にしたいと思つている。

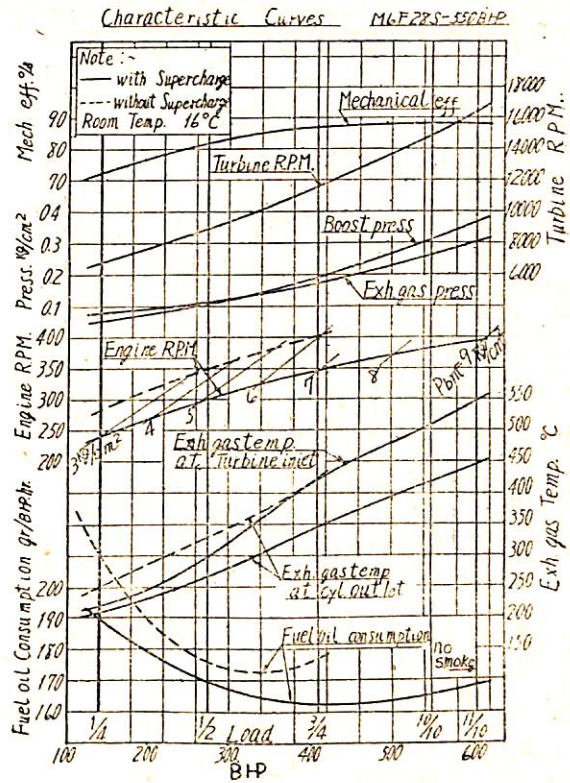
2) M6F28S 型について

機關要目および陸上試験成績は第1表および第3圖の通り。定格 380R/M550 HP 過負荷1割とし、第1機はE型貨物船福詳丸に搭載され昨年末から實際に稼働している。過給機取外試験では 327R/M 350HP 燃料消費量 170gr/BHP/Hr. 排氣温度 410°C であつた。

本船は元レシプロ船でこれを今回スピードアップのためにディーゼルに改装されたもので、計畫速力、有効馬力、燃料消費量の推定は第4圖。海上公試の成績は第2表の通り。なお既存のボイラーを排氣ボイラーに使つたので背壓が上るのではないかと心配したが結果は反對になり船としては好都合であつた。また本船の機關士諸君は機關長以下全部ディーゼル船は始めての方々であつたが、工場實習と規則正しい取扱法によつて現在まで無事故運轉を繼續されている。機關日誌を拜借することが出

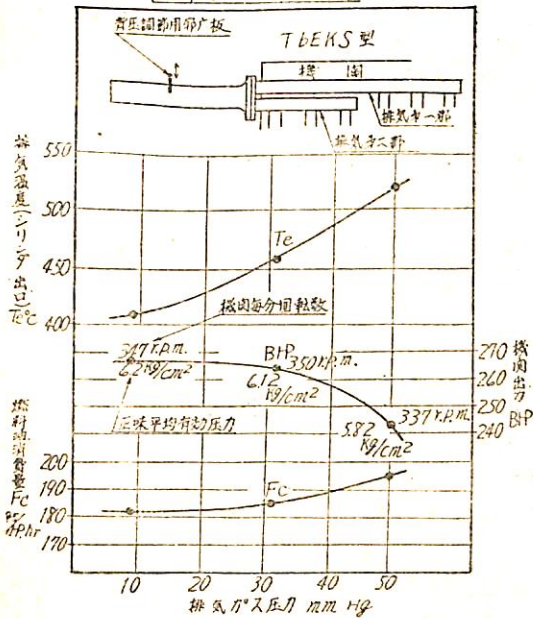


第 1 圖



第 3 圖

過給機取外し時、排気圧力の強弱に及ぼす影響
 (燃料ハンドルの位置を固定)

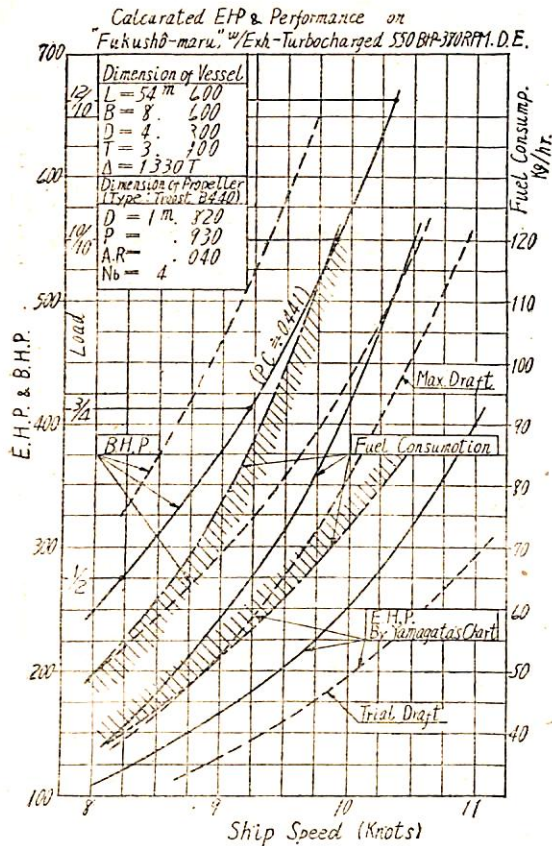


第 2 圖

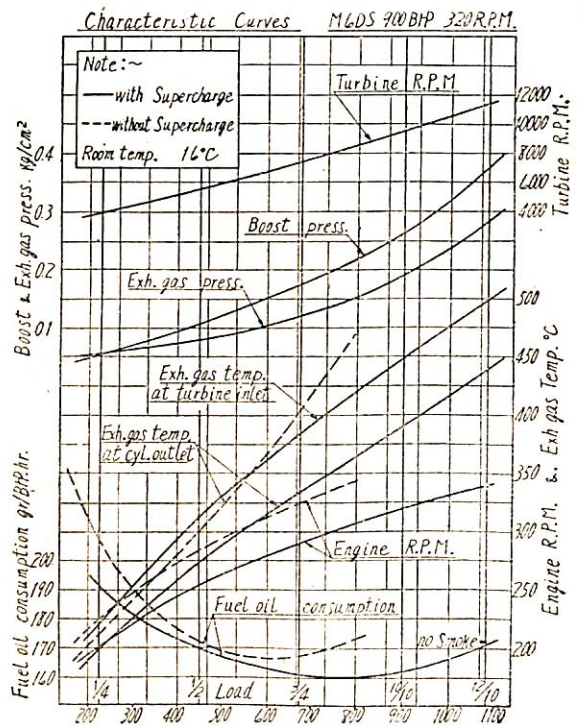
第 2 表 福祥丸海上公試運轉成績抄

負荷 %	50	85	100	110			
R/M	302	360	380	392			
船速	8.82	10.42	11.14	11.30			
IHP	345	530	628				
BHP	282	467	557				
Pmax (kg/cm²)	53	56.6	56.5				
排気出口	D.S	D.S	Br	Ds	Br	Ds	Br
T _{exh} (°C)	322	393	380	435	423	463	454
T _{exh} .B.T. (°C)	354	470	455	510	497	536	530
P _{bst} (kg/cm²)	0.13	0.26	0.26	0.33	0.4	0.37	0.39
P.A.T. (水柱m/m)	163	353	204	435	272	503	312
T.R.M. (°C)	20.5	22	33	23	23	25	25

T_{exh}. BT はタービン前排気温度
 P_{bst} はブースト圧力
 P.A.T. はタービン後背圧
 T.R.M. は室内温度
 D.S. はデッキサイレンサー
 Br. はボイラー



第 4 圖



第 5 圖

第 3 表 福 祥 丸 航 海 記 録

日 時 自昭和28年12月27日 至昭和29年3月30日
 航海場所 日本近海
 主 機 過給機付4サイクルディーゼル機関 M6F28S 550BHP

航海次數	航 月 / 日	寄港回數	到 着 月 / 日	航 進 時 間 hr.	平均速力 ノット	主 機		
						平均回轉數 R.P.M.	燃料消費 (kg)	排氣溫度 °C
1	12/27	1	12/31	68°~30'	9.7	347	5,825	372~402
2	1/3	3	1/12	72°~10'	9.7	349	5,963	362~385
3	1/14	1	1/18	67°~16'	9.37	345	7,225	374~388
4	1/19	1	1/25	100°~0'	9.35	344	8,581	374~392
5	1/25	1	1/28	44°~33'	8.6	330	3,572	300~388
6	1/28	1	2/6	105°	9.28	346	8,713	378~389
7	2/7	1	2/10	40°~33'	9.35	345	3,365	373~382
8	2/11	2	2/16	86°~23'	9.52	342	7,292	372~384
9	2/17	3	2/26	119°~0'	9.33	340	10,076	~400
10	2/27	5	3/13	143°~0'	9.0	336	11,615	372~388
11	3/14	5	3/25	153°~33'	9.5	340	12,186	366~384
12	3/25	1	3/30	59°~33'	9.76	340	8,064	372~384
合 計				1058°~31'		~340	97,477	~380

使用燃料: A重油

来たのでこれを集約して第3表とした。全航海ほとんど一様の成績であるが第5航が變つているのは排氣管覆の不具合のため調子を落されたものらしい。なお計量諸数値が大分合致しないものがあるがごく概算したもので大體の御参考に止めて戴きたい。

3) M6DS型について

機關要目および陸上試験成績は第1表および第5圖の通り。本機關は目下三保造船所で建造中の愛知縣教育廳練習船(425T)の主機となるもので当社としては初めての漁船用排氣ターボ過給機付機關である。定格 320R/M 900HP 過負荷2割、過給機取外試験では 275R/M 594HP 排氣温度 411°C, 287R/M 650HP 457°C。排氣無色である。

§3 過給機關の要點

過給理論については既に本誌においても述べられているのでここでは簡単に述べる。

出力増加50%程度の過給には、機關の構造は本質的に殆んど變えないでよい。その要點を説明するため大別して掃氣および過給、燃焼、爆發最高壓力、排氣温度、回転力等について考えてみる。

1) 掃氣および過給

定まつたシリンダ容積の中でより多くの仕事をさせること、換言すれば多量の燃料を完全に燃焼させるための手段として、燃焼室内に壓縮される空氣の密度を高める。密度を高めるために加壓給氣すなわち過給するのであるが、更に効果の大きいのはシリンダ隙間容積内に残る排氣ガスの掃氣である。すなわち排行程の終りに排氣自身のもつ吹出エネルギーによる吸出効果と給氣壓力によつて残留ガスを完全に新鮮な空氣に置換え、かつ燃焼室周壁を冷却することによつて爾後充填の空氣密度を高める。給氣壓力(ブースト壓力)は50%出力増加($P_{bm} \approx 8\text{kg/cm}^2$)に對して1.3~1.35 atmとし、空氣量はシリンダ容積の約1.5倍を目標とする。なお排氣の吹出エネルギーの利用はタービンの効率を高めることにも有効であるから、排氣管およびバルブタイミングの設計が重要な要素となる。

2) 燃焼および爆發最高壓力

$P_{bm} \approx 8\text{kg/cm}^2$ 程度ならば掃氣および過給が完全であれば燃焼はさして難しくない。燃料弁および燃料ポンプはそれぞれ噴口およびプランジャー徑を若干大きくする。爆發壓力(P_{max})は機關全般の強度に關係するので餘り高くは出来ないが、大體0.5~1割位上げるのが普通である。それは過給により壓縮壓力(P_{comp})が上るので壓力比 P_{max}/P_{comp} が下ると熱効率が悪くなり排氣

温度が高くなるからである。なお壓縮比も起動に差支えない程度に下げる。

わが國では大體中型低速4サイクル機關の最高壓力は大體シリンダ徑に應じ45~50 kg/cm^2 であり、過給機關では50~60 kg/cm^2 としている。

3) 排氣温度

排氣温度は完全掃氣と壓力比の改善によつて引下げられ $P_{bm} = 8\text{kg/cm}^2$ で400°C前後となる。排氣温度の高低は直にピストン、シリンダ、シリンダカバー等の熱應力や磨耗等に關係し更に塵埃等を惹起すので出来るだけ低いことが望ましい。

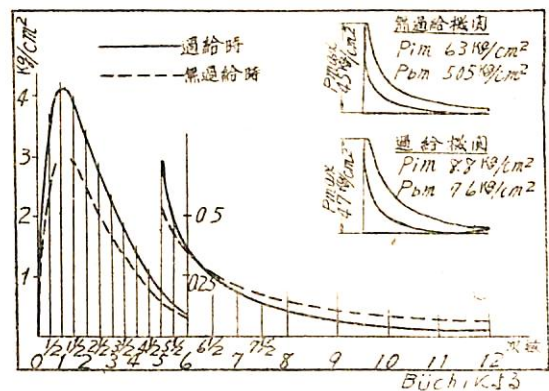
當社機關の例では前掲の成績でみられる通りであるがこの場合ピストンの温度の分布を調べた結果 $P_{bm} \approx 5.3$, $T_{exh} \approx 380^\circ\text{C}$ のものが $P_{bm} \approx 8.0$, $T_{exh} \approx 400^\circ\text{C}$ となるとピストン頂部は10~20°C高く第1リング附近は40°C位高くなる。摺動部分の温度は殆んど變らず従つてクリアランスは格別増す必要はない。なお特に第1リング附近の温度は出来るだけ温度を下げる必要があるのでリングの位置を下げるかまたはピストン裏側の肉付をして熱を逃がすようにする。

4) 回転力の増加——軸および軸受、振振動

クランク軸の寸法は機關構造条件と最高壓力および平均トルクの大きさに應じ、經驗値により定めるが元來トルクそのものに對しては充分の餘力がある。むしろ軸受の不整によるデフレクションと振振動の共鳴を避けねばよいのである。第6圖の指壓圖を見られれば解る通り $P_{bm} = 5.05$ と $P_{bm} = 7.6$ とを比べて最高壓力は餘り増さず、線圖が全體に膨らんで来るので軸受の荷重も平均値が増すのみで主要軸受の温度はいずれも無過給の場合と變りがない。従つて機械効率は著しく改善される。

振振動についてはトルクハーモニクスが圖に見られ

過給時及無過給時に於ける機關トルクの調和分力



第 6 圖

る通り低次のもは大きく、高次のもが減るために機關單獨では軸の自然振動數が高いので過給すると安全側になるが船用機關の場合推進軸を含めた1節自然振動數は低く、例えば6シリンダ機關では3次の振動が出るので、中間軸、推進軸の決定は過給機關の場合一層の注意を拂わなければならない。

5) その他一般に排氣ターボ過給機關として特に注意することも無いが、噴射系統は常に完全に調整されたものでなければならない。もしどれか1つのシリンダが不調であつたとすると他のシリンダの負荷が増し排氣温度は上り、不調の差は無過給の場合よりも擴大されることになる。性能の高い機關を取扱うにはそれだけの丁重さが必要なことはいうまでもない。

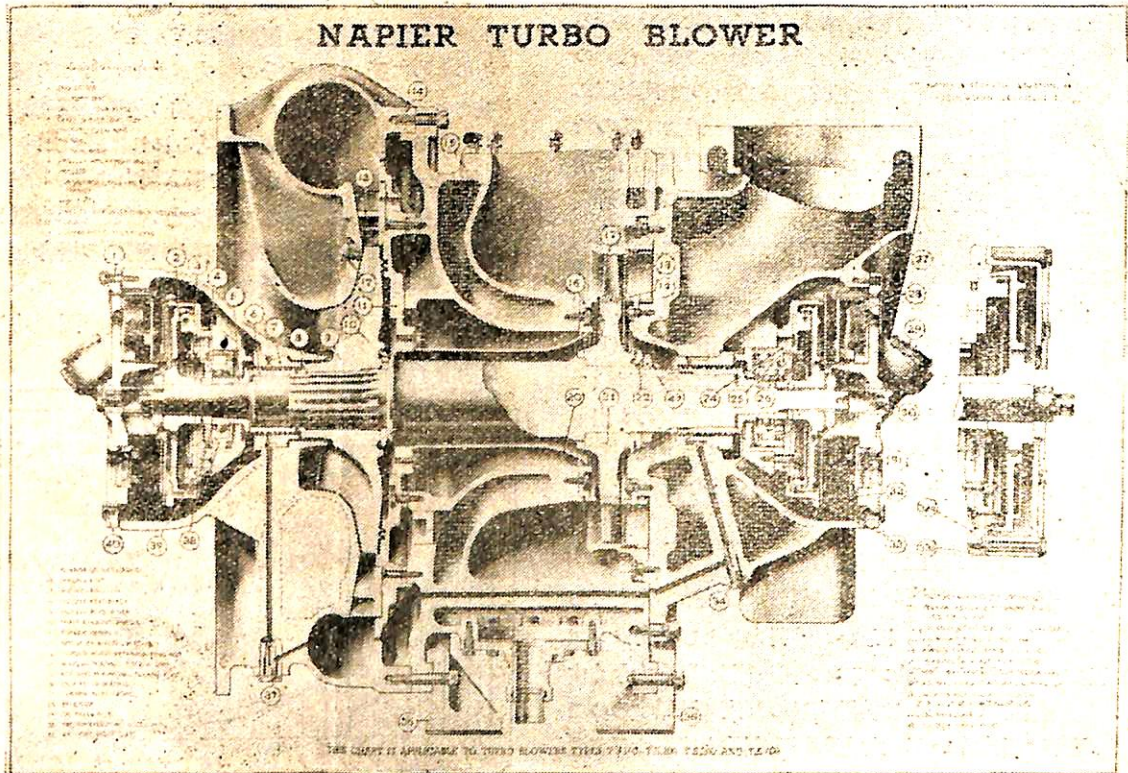
24 排氣ターボ過給機の注意事項

ターボ過給機はそのメーカーによつていろいろ特色があるけれども、現在中型低速4サイクル用のものは、大體同じような構造で第7圖にその1例としてナビヤ製のものを示した。主機關が高々300~400R/Mであるのに過給機は毎分1萬回轉以上のものであるから取扱者の感覺の上で氣をつけなければならぬ點が多い。

まず取付に際しては丈夫な臺の上にしつかりと取付け、給排氣管の接續等に無理があつてはならない。また排氣管の出入口は熱膨脹に對して自由な接手とすること。不注意な取付け方をしたため機關が廻り出してもタービン軸がコジられて回轉しない事例もあつた。このようなことでは甚だしく軸受を傷めることになる。

次に最も注意しなければならないのが兩側のボールベアリングである。普通過給側でスラストをとり排氣側を膨脹に對して自由にする。このベアリングは必ず精密級のものでなければならない。またこのベアリングの破壊は引いてラビリンス、扇車、タービン翼および油ポンプ系統にまで破壊を及ぼすから常に注意して異常を早く発見しなければならない。運轉中の音でも解るけれども一番解り易いのは排氣立上管を外してタービン翼を手で廻し、軽く柔かく廻るか否かを見る。またスラスト側の方が自然磨耗が早いのでそれをしらべるには軸を軸方向に押しみて遊隙を調べるのも一つの方法である。

ベアリングの事故第1の原因は給油方法の問題で潤滑油中に異物を混入したり、排氣のカーボンや水分等が含まれていても異常磨耗を起す。注油ポンプはメーカーによつていろいろの型式があるが正常の油面が保持されな



第 7 圖

第4表 ナビヤ製過給機の分類

枠 形	T.S. 型 (壓縮比 1.35:1 許容温度 600°C)		M.S. 型 (壓縮比 1.5:1 許容温度 650°C)	
	常用毎分回 轉數	風 量 m ³ /min.	最高連續 毎分回轉數	風 量 m ³ /min.
90	—	—	24,000	20.4-32.7
100	17,000	28.7-46.6	20,000	32.7-53.0
200	13,500	46.6-74.2	15,750	53.0-84.2
300	11,000	74.2-117.8	13,000	84.2-133.8
400	9,000	117.8-178.5	10,500	133.8-203.5
500	—	—	8,240	203.5-314.3
600	—	—	6,440	314.3-488.5

ければならない。過多過少ともに悪い。多過ぎたために船のトリムが強い時に油が高温部に觸れて油温が非常に高くなつたこともある。なおナビヤでは潤滑油の質に関しては機關用のものと同じでよいといっている。

機關を長く使用すると吸入フィルターが塞つたりガイドベーン⑧が排気で汚れて、ブースト壓力が下つて来る。これは常に機關日誌をつけて見ていないと申々氣付くのが遅れて大事に至ることがある。吸入側およびタービン側とも⑨、⑩のプラグのしてある孔から給氣壓でエヤシールをしているがその壓力が下るとエヤシールが効かなくなり、吸入側では油溜から油を吸上げ軸受に危険を與え、また扇車、ガイドベーン等を汚し益々ブーストを低下する。排氣側では排氣が油溜室内に吹込み油を汚し有害な作用を引起す。

かようにブースト壓力は排氣壓力に打勝つてタービン内で重要な働をしているので機關が餘り低速、低力で長時間使用されることも好ましくない。またそのような機關では必要があれば⑪、⑫のプラグの孔を大きくして置く方がよい。その他定期的の手入としてはボールベアリングはメーカーが指定する使用時間で必ず取換えること、タービン翼にガタその他異状が起つてはいないかを確めること等でまた必要があれば修理工場で修繕してダイナミックバランスをとること、これを等閑にするとボールベアリングの壽命を短くする。

5 結 び

以上中型低速4サイクルディーゼル機關について、排氣ターボ過給の實例數種とその概要を述べた。

「今後わが國造船技術の畫期的進展のため特に重點を置くべき研究題目について」造船技術審議會の答申書に、過給器に関する研究という項目がある。すなわち

ディーゼル機關に過給を行うことにより重量容積を餘り増大することなく出力を著しく増加させようとするのは、わが國においては漸くその緒についたばかりであつて、これが速かなる普及を圖るために過給器の耐久性・信頼性を確認増大しなければならないのであるが、この方面の研究は現在わが國においては未だ不充分であり、また性能向上のためには過給器と機關との關係を究明しなければならず（以下略）

と述べているが確かに信頼性の高い過給器が出来ればディーゼル機關の過給化は急速に進む譯で特に陸上發電機用機關にも廣い需要をもつので排氣ターボ過給の將來性は大きい。過給器と機關との關係の究明には資料の集積も必要だがタービンメーカーが適當に分類された標準型を設定されることが望ましい。例えば第4表ナビヤ製過

給機の分類の如く現在わが國に數多くは入つているT S型についていえば大別100型から400型があり更に各型共6-7種に細分された標準型をもっている。

國産過給機メーカーの自信ある設計と適正な標準化を期待すると同時に機關メーカー側にも未だ改善すべき事項も澤山あるので使用者の理解と協力によつて完成を期している。

NIIGATA

定評ある！性能……

ニガタの大 型
工作機械

旋盤・豎旋盤・平削盤

株式會社

新潟鐵工所

本社 東京都千代田区九段1の6
電話 九段(33) 8391・8491

支社 大阪・新潟

營業所 札幌・下関・名古屋

NAPIER 排氣ガスタービン 過給機

末 吉 浩
株式会社アンドリユーウェア商會

過給機の普及率はアメリカ合衆国において製造される 300H.P. 以上のディーゼル機関の 95% 歐洲にては約 80% である。いうまでもなく過給機はエンジンの出力を増大するのみならず下記の如き特徴があることは既にエンジンメーカーおよび使用者側において周知の事實である。

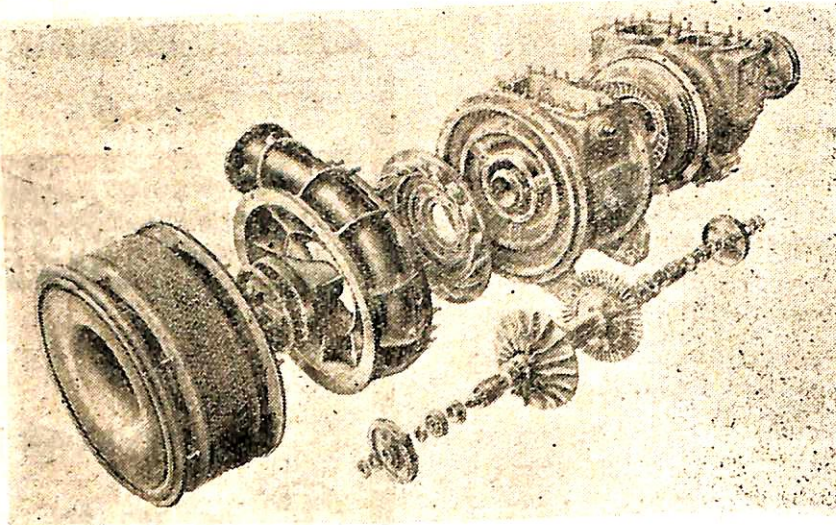
1. 出力當りのエンジン原價の低減
2. 据付面積少かつ軽量なるため基礎工事費の低減
3. 維持費の節減
4. エンジンが小さくて済むゆえ使用簡單
5. Overall efficiency の向上により馬力當り燃料消費の減少

最近の傾向として 2 サイクル大型エンジン用の排氣タービン過給機の需要が増加したことおよび中型エンジン過給率を増大する要求を満すため、英國ネピア社は新

たに MS 級と HP 級を正規製品中に加え 1 個の排氣タービン過給機で 2-4 サイクルエンジンを 140 から 4000 馬力までスーパーチャージすることが出来るようになった。勿論 2 個以上を備え 4000 馬力以上のエンジンのために使用することも可能である。

ネピア社はピストン型およびタービン型またこれらの組合わせたコンバウドディーゼルターボ式航空エンジンのメーカーであり、陸船用高速エンジンの製造者でもありこれら総合技術を背景に過給機の研究發達に勉め歐洲における二大過給機メーカーの一として全世界の如何なるエンジンメーカーの需要にも應ぜられる體勢をととのえている。

ネピア過給機には 7 種の Frame Size (大きさ) があり同一サイズにても長さの異なるタービンブレードの長短、ノズル角度の大小および數種のコンプレッサーの組合



わせで少くとも 13 通りの性能の異なる過給機がある。故に規定内の容量のエンジンであれば最高能率にて match する過給機がスタンダード製品中から必ず得られるのである。

圖 (A) はその一例を示すもので同一サイズの過給機にブレード等の組合せを異にする D.E.F. の回轉ローターを使用して、シリンダ BMEP に對する各々の過給壓力および各々の排氣壓力の差が細かく得られる。

構 造

90, 100, 200, 300, 400 型

シャフトはボールベアリングを使用して回轉される。ボールベアリングは個々の特形ハウジング (Resilient Housing) 内に支持され、シャフトはコンプレッサー側のベアリングを基準とし、タービン側のハウジングはシャフトの熱による膨脹に對し遊びを持たせ、2 個のボールベアリングのアライメント (Alignment) はコンプレッ

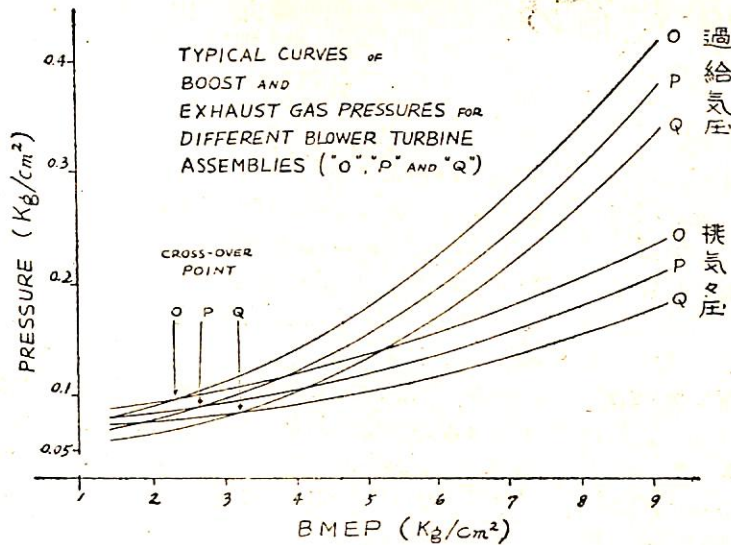


圖 (A)

サーのアルミ外カク (Compressor Casing) とタービンの鑄物製外カク (Turbine Casing) との間に用意された Spigots により確保される。

ベアリングの注油はシャフト上にある Disc-Type オイルポンプで送られ、この動力は零に等しく、またシャフト傾斜常時 15 度瞬間 22 度まで安全である (Lloyds Inspection)

ブロワー (Compressor impeller) の裏面は labyrinth-Type の工作面をほどこされ気密を保持するも、回転に対する抵抗は零に等しい。

潤滑油は不純物がなければいずれも推奨出来る。この油が過給空気または排気ガス内に吸込まないように気密によりこれを防ぐ装置がしてある。タービン側の冷却には真水を使用するのが原則であるが、海水の使用に耐えるように亜鉛棒が内面に固定されている。なおタービンのディスクの片側はコンプレッサーより空気を導入し冷却される。

タービンブレードは角材より専用機械にて加工され、各ブレードは植込式であるが決して固定されていない。すなわち 1 枚 1 枚の翼はある程度の遊び (Floating) を持ち、高速度回転の遠心力により所定の位置を保つとともに、パイブレーションを殺し、また無理なストレス (Stress) を呼び起すことなきため、絶対にファティグウ (Fatigue) に對し安全である。

この製造方式により組立てられたタービンはいずれも翼の長さ、角度、および翼間隔が一定し従つてガス通路の面積正確無比なるため、製造される過給機は全く同一

性能を發揮するいわゆるクセのない製品とネピア社がガランティする理由はここにある。

500 および 600 型

この型のシャフトは 2 個のプレーンベアリング上にて回轉しスフェリカルハウジング (Spherical) の中にあるため前述のボールベアリングと同様にアリング取換には他の部品を外すことなく行うことが出来る。注油は別個の動力ポンプよりフィルターを通じ各ベアリングに送油される。

エアフィルターサイレンサー (Air Filter Silencer) は 10 個のセグメントより構成され豫備として 1 個附屬しエンジン運轉中といえども 1 個を取外し、豫備を入れ、取外したのを洗滌し順次これを繰返す。

Napier 過給機の壽命

過給機メーカーの最大のなやみはベアリングである。Napier 社は過去數ヶ年莫大な研究費を費し、また年々數千萬圓を使用しこの問題を解決せんと不斷の努力を續けている。理想としてはプレーンベアリングであるが現在の段階では 90 より 400 型まではボールベアリングを餘儀なく使用しているため一定の期間内にボールベアリングの取換えが必要である。厳選されたボールベアリングでもその壽命は千差萬別であることが長い経験により統計されひとまず全負荷の 5000 時間相当をもつてボールベアリングの壽命とし一應取換えることを要請している。しかしこれは必ず 5000 時間で駄目になるのではなくそれ以上は計り難いというのである。10,000 時間を超えてなお使用されていた例は多くある。過給機自體の壽命はエンジンと同一である。

空氣冷却器 (Intercoolers)

4-ストロークエンジンの過給率を 100% 前後にするため過給壓力を 1kg/cm² すなわち Pressure Ratio 2 對 1 の過給機を使用することが盛になつて來た。が、かかる高壓力では空氣の密度すなわち氣筒内の空氣重量は壓力の増加に正比例はしないからこれを冷却してから給過する方法すなわちインタークーラー (Inter-cooler) を過給機とエンジン間に裝置するのである Napier のインタークーラーは

$$\frac{\text{空氣溫度 (入口)} - \text{空氣溫度 (出口)}}{\text{空氣溫度 (入口)} - \text{冷却水溫度 (水入口)}} = 0.8$$

を基本に設計製作されている。 (完)

4 サイクルディーゼル機関の高過給に関する寄與

丸山 浩一
池貝鐵工株式会社第二技術部

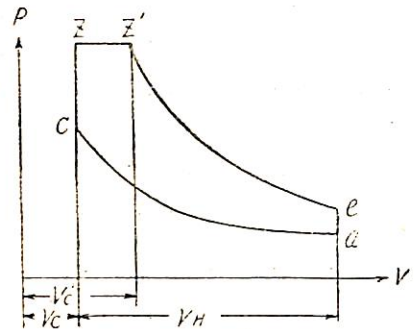
1 ま え が き

ディーゼル機関に対する排氣タービン過給機の適用は既にその研究期間を脱して茲一年におけるその普及は目撃しいものがあり、數年後におけるその推移は壓倒的數量に及ぶものと考えられる。一方、過給機付機関の普及と平行して過給度の向上という問題に関心が寄せられていることは注目すべきであらう。この問題については既に昨年本誌にて若干觸れた通り、曾つて Sulzar で 2 サイクル對向ピストン型ディーゼル機関によつて過給壓力 5 kg/cm²、平均有効壓力 20 kg/cm² までの驚威的な研究が行われ、更に戦後 4 サイクルディーゼル機関による過給壓力約 3 kg/cm²、平均有効壓力 20 kg/cm² までの超過給の研究が MAN によつて遂行されて以來、この問題に対する關心は一段と高まつて來たようである。排氣タービン過給によつて過給度を飛躍的に高めることの特徴は原動機としての熱効率の高さということに集約されるであらう。

排氣タービン過給を行う場合基本的に考慮される事柄としては (1) ディーゼル機関自體の問題と、(2) 排氣タービン過給機自體の問題ととして (3) 排氣タービン過給機とディーゼル機関との組合わせの問題とが重要である。茲ではこれらの問題に関連して過給度を向上する場合性能的に基本的な問題について二、三述べてみたいと思う。

2 燃焼サイクルの形態

燃焼サイクルをどのような形態にして過給壓力を高めて行くかは高過給の基本的な問題であらう。低(壓)過給においては普通最高壓力を抑えて行くため起動時の壓縮壓力等の點から過給度に自ら限度をもつていて、更に過給度を高めるためには必然的に燃焼壓力の上昇を許容せざるを得なくなつて來る。この場合最高壓力をどの位に抑え得るかは過給壓力と與えられた平均有効壓力とに關連する。第1圖に示すサブサイクルとして考えた理想的燃焼サイクルにおいて與えられた最高壓力 p_z 、



第1圖 理想的燃焼サイクル

平均指示有効壓力 p_i および給氣壓力 p_a のもとでなり立つ等積燃焼の割合 x と空氣過剩率 λ との關係を求めると第1表のようになる。最高壓力、平均有効壓力を

第 1 表

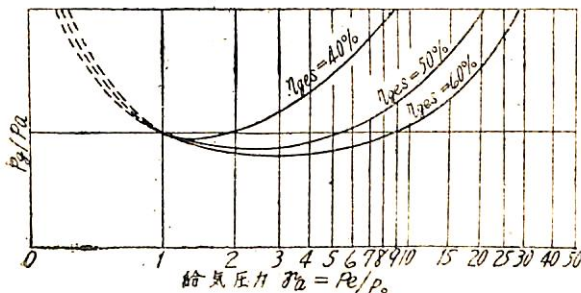
p_z kg/cm ²		60				80				100				120			
p_a kg/cm ²	p_i kg/cm ²	10	14	18	22	10	14	18	22	10	14	18	22	10	14	18	22
1.0	x %	46	35	—	—	73	58	—	—	—	78	—	—	100	100	77	—
	λ	1.70	1.34	<1.0	<1.0	1.73	1.36	<1.0	<1.0	—	1.28	<1.0	<1.0	1.30	1.30	1.00	<1.0
1.5	x %	26	21	14	—	53	40	31	26	78	59	49	41	100	78	67	55
	λ	2.18	1.71	1.23	<1.0	2.31	1.72	1.25	1.00	2.10	1.66	1.26	1.06	2.98	1.57	1.34	1.10
2.0	x %	0	0	0	0	32	27	18	15	68	42	36	30	100	64	54	43
	λ	2.66	2.04	1.54	1.10	2.84	2.18	1.48	1.15	3.02	1.75	1.48	1.24	3.00	1.90	1.61	1.26
2.5	x %	—	—	—	—	0	0	0	0	45	30	24	18	68	52	40	34
	λ	—	—	—	—	4.80	2.42	1.84	1.40	3.08	2.22	1.74	1.36	2.92	2.25	1.71	1.42
3.0	x %	—	—	—	—	—	—	—	—	25	20	14	0.10	41	36	31	22
	λ	—	—	—	—	—	—	—	—	3.16	2.60	1.95	1.50	3.07	2.56	2.19	1.50

一定として給気圧力を増加して行くときサイクルの形は等圧燃焼サイクルの形へと移行し空気過剰率が增加する。また同一最高圧力、給気圧力の元で平均有効圧力を増すためには同様に等圧燃焼へと移行するが空気過剰率は逆に減少して行く。結局平均有効圧力を與えた場合、給気圧力と最高圧力とをどのようにとるかは空気過剰率の直に掛つている。空気過剰率を燃焼の可及限界へ近づけることは理想であるが、過給度を高める場合この空気過剰率は燃焼による熱負荷に關連して来る。熱負荷の對稱となる排気ガス温度は壓縮始めの温度とか、燃焼の形態によつても影響されるが、主として空気過剰率によつて直線的に支配されることは實驗的にも認められているところである。しかも排気タービン過給における顯著な特徴はこの空気過剰率を制禦し得る點であつて例えば Eicherberg の實驗では廣範圍に亘つて空気過剰率略2 (排気ガス温度約 500°C) という結果を出している。勿論このことは排気タービン過給機との組合せの成否に掛つている。

3 給気圧力と排気ガス圧力との關係——理想的過給限界

排気タービン過給機自體の問題とすれば排気ガス温度を上げることと排気タービン過給機の綜合効率を上げることによつて高度の過給の可能性が期待されるであろうが、熱負荷の點で排気ガス温度を抑えることが理想であつて結局排気タービン過給機の効率の向上という點に高過給の可能性が掛かっていることが示唆される。

ディーゼル機関と排気タービン過給機とを組合せる場合、給気圧力、排気ガス圧力、排気ガス温度で排気タービン過給機の効率との關連が問題となり、シリンダの掃氣を考慮すれば給気圧力を排気圧力よりも高めることが理想的である。しかし排気ガスの流れが衝撃的であるためにこれらの關連を定量的に把握することは極めて困難である。假りに排気ガスを定常的な流れとして扱つた



第2圖 給気圧力と排気ガス圧力の關係 (排気ガス温度 $t_g = 600^\circ\text{C}$ の場合)

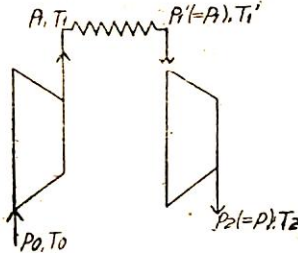
場合の排気ガス圧力 p_g と給気圧力 p_a との比が給気圧力 (壓力比 $\gamma = p_a/p_0$) によつてどのように變化するかを排気ガス温度 600°C の場合で示すと第2圖のようになる。勿論實際の排気ガスは衝撃的な流れであつてその壓力、温度は時間とともに變化するので p_g/p_a が小さいということが掃氣の絶對的な條件とはならぬが、この p_g/p_a を一應掃氣性能に關連する因子と考えると第2圖から過給度を高める場合過給機の綜合 (斷熱温度) 効率 η_{gos} を高めることによつて $p_g < p_a$ の範圍を延ばすことが出来る。しかもこの場合與えられた排気ガス温度、過給機の効率に對して p_g/p_a の關係を最小ならしめる p_a の値があつてその値は

$$\frac{p_a}{p_0} = \frac{K-1}{K} \sqrt{\frac{1 + \eta_{\text{gos}} \frac{T_g}{T_0}}{2}}$$

によつて與えられる。茲に P_a/p_0 は給気壓力 (壓力比)、 T_0 は給気温度 °K、 T_g は排気ガス温度 °K、 K は排気ガスの比熱比である。シリンダの掃氣からいつてこの $(p_g/p_a)_{\text{min}}$ の點を理想的過給限界と名付けるとこの限界を高めるといふことは過給機の綜合効率を高めるといふことに他ならない。

4 中間冷却

排気タービン過給機全體の (斷熱温度) 効率を高めるといふことが高過給の前提であることは前述の通りであるが、このことは排気タービンまたは過給機の効率を高めるといふことに歸せられる。茲では過給機の効率を高める手段としての壓縮空氣の中間冷却について少し觸れてみたい。今第3圖で示す温度 T_0 、壓力 p_0 の空氣を

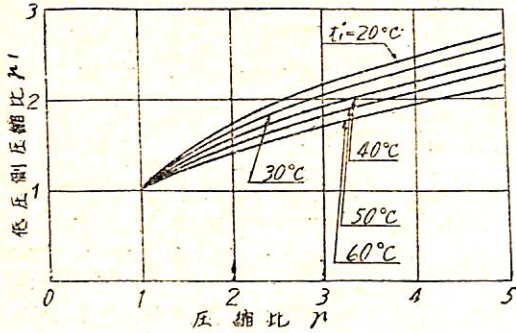


第3圖

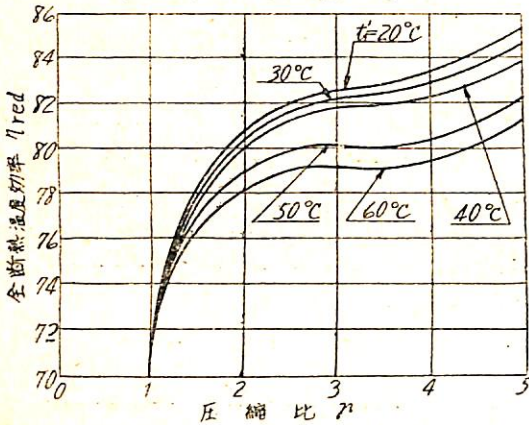
過給機によつて壓力 p まで壓縮する場合、最初低壓側で壓力 p_1 まで壓縮し温度 T_1 になつたものを中間冷却器によつて T_1' まで冷却し高壓側で壓力 $p_2 (= p)$ まで壓縮するという場合を考え、低壓側と高壓側の壓縮機の斷熱温度効率を等しいとし、また中間冷却器の壓力降下を考えないと壓縮機全體の斷熱温度効率を最大ならしめる條件は

$$\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \sqrt{\frac{T_1'}{T_0} \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}}}$$

で與えられる。茲に K は空氣の比熱比である。今低壓側および高壓側の斷熱温度効率をそれぞれ75%とし $t_0 =$



第4圖 最適の中間冷却前壓力
(t_i' = 中間冷却後の温度 °C)



第5圖 中間冷却にする全断熱温度効率への効果

20°C の空気が中間冷却器によつて $t_i' = 20, 30, 40, 50$ および 60°C まで冷却する場合、壓縮機全體の断熱温度効率 η_{red} を最大ならしめる低壓側の壓力比 r_1 ($= p_1/p_0$) およびその場合の $(\eta_{red})_{max}$ を圖示すると第4および5圖のようになる。

もし軸流壓縮機等で各段の効率を考慮する場合は、全段數を i 、低壓側の段數を x 、各段の効率をそれぞれ η_0 で等しいとすると $r_1^x = p_1/p_0$ で全断熱温度効率を最大ならしめる條件は

$$x = \frac{\log\left(\frac{T_1'}{T_0}\right) + \frac{i}{2}}{2 \log_2 A}$$

$$\text{茲に } A = \frac{1}{\eta_0} (\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) + 1$$

で與えられる。

中間冷却の効果は單に過給機の効率を高めるばかりでなく、ディーゼル機の方からみれば給氣の冷却による充塲効率の増加によつて出力増加が得られるという點で重要である。勿論、單に給氣の冷却という目的ではいわゆる after cooling の方式が採用される。

ディーゼル機(主として4サイクル)に對して排氣タービン過給によつてその過給度を高める場合の性能上の、それもごく基本的なことについて述べたが、構造的にもなお残された數々の問題を含んでおり、現在のところ未だ研究の段階にあると考えてよい。熱機がどのような形で發展して行くかはわれわれの最も關心事ではあるけれども、ディーゼル機が他の凡ゆる原動機に對して優位を保ち得るのはその熱効率の高さであるとすれば、過給度の向上ということこそその最も正統な發展の在り方と考えてよからう。

- 註 1) 大道寺達, 高速ディーゼル機の高過給に關する基礎研究(第1報) 高過給の燃焼過程に關する二, 三の特徴; 機械學會京阪神臨時大會(28-11-3) 講演會前刷頁 29/32
- 2) 栗野誠一外, ディーゼル過給法に關する實驗; 機械學會姫路地方臨時大會(27-11-13) 講演前刷。
- 3) 丸山浩一, 高速ディーゼル機の高過給に關する基礎研究(第2報) 排氣タービン過給の性能解析; 機械學會京阪神臨時大會(28-11-3) 講演前刷頁 33-36

天然社・近刊

上野喜一郎 著

船の歴史(第二卷)

A5判 上製 280頁 豫價 380圓(送 50圓)

内 容

- 1 船の材料
 - 1 木船 2 木鐵交造船 3 鐵船 4 被覆船
 - 5 鋼船 8 コンクリート船 7 輕金屬船
 - 2 船の構造
 - 1 船體構造の變遷 2 木船構造の改良 3 鐵鋼船構造の發達 4 二重底および水槽 5 船體の構造方式 6 材料の接合 7 特殊構造 8 船體の強さ
 - 3 船の形態
 - 1 船體 2 船首尾 3 上部構造 4 船の形態の變遷
 - 4 船の安全
 - 1 船體の構造 2 満載吃水線 3 水密區畫 4 防火區畫
 - 5 船の大きさ
 - 1 船の大きさ 2 船の積量 3 船の大きさの推移 4 船復の推移
- 附録 汽船の發達史上有名な船の要目(1)

船用機関資料 (9)

船舶局関連工業課

終戦後製作された船用過給ディーゼル機関一覧表

製作所	完成年	機関型式	シリンダ 数×径×行程 (cm)	BHP	rpm	過給 率 %	過給機 製作所	過給機型式	納入先	備考
三 横	1948	G8V 45/60A	8×45×60	1800	320	2	三 横	G×52	東海汽船	淡路丸
"	"	G8V 37/50A	8×37×50	1050	320	22	"	G×45	佐渡汽船	こがね丸
"	1950	G6V 32/42A	6×30×42	530	400	20	"	G×29	三菱海運	さんべどろ丸 發電機3臺
*三 井	1953	774V T B F 160	7×74×160	8200	115	27	B B C	V T R 630/560	三井船舶	有馬山丸
*"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	御室山丸
*"	"	974V T B F 160	9×74×160	11250	"	35	"	"	"	榛名山丸
*"	1954	"	"	"	"	"	"	"	"	寶永山丸
*"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	箱根山丸
*"	"	674V T B F 160	6×74×160	7500	"	"	"	"	乾汽船	乾山丸
*"	"	"	"	"	"	"	"	"	明治海運	明倫丸
*日 立	1953	"	"	"	"	"	"	"	山下汽船	山春丸
*"	1954	"	"	"	"	"	"	"	"	山國丸
伊 藤	1953	M376S	6×37×52	850	320	31	石川島	I E G-38	正福汽船	帝海丸
"	"	"	"	800	300	33	"	"	邦洋水産	タンカ 永邦丸
"	"	"	"	"	"	35	石芝タ	L A 2622	大同汽船	" 吉澄丸
"	1954	"	"	"	"	35	石川島	I E G-38	太平汽船	" わかば丸
新 潟	1953	M6F 28S	6×28×42	550	380	57	Nap.	T S 100/5	日邦汽船	福祥丸
"	1954	M6D S	6×37×52	900	320	58	"	T S 300/2	愛知水産高	練習船
"	"	T6A S	6×35×52	700	300	27	"	T S 200/5	昭和漁業	福一丸
"	"	6M S B 31 S	6×31×36	700	525	40	"	"	海上保安廳	350トン 巡視船 2臺
"	"	M12F H 17 S	12×17×20	700	1450	"	"	T S 100/1	"	21m 巡視艇 4臺
池 貝	"	6S D 36 S	6×36×52	800	340	25	石芝タ	L A 2622	山崎勝二郎	漁船 琴平丸
"	"	6S D 27 S	6×27×38	380	380	30	石川島	I E G-27	商船大學	練習船 汐路丸
"	"	6S D 30 S	6×30×42	520	365	"	石芝タ	L A 2622	加藤	漁船 壽々丸
阪 神	"	T6N 310	6×27×37	400	400	29	石川島	I E G-27	笹山漁業	漁船 第5笹山丸
ダイハツ	"	6P S T-25	6×25×32	450	600	40	"	"	東京都	曳船 あかつき 丸 2臺
○新 潟	1953	"	5×25×38	250	380	19	"	"	大洋漁業	第28興洋丸 第29 "
○三 横	"	F-6	6×35×52	750	290	36	"	I E G-38	森田汽船	第15大福丸

- 注 1) 1954年5月現在
 2) 試験機は含まない
 3) *印は二行程機関, ○印は使用中の機関に過給機を附したのもの
 4) 製作所略號

三横: 三菱日本重工横濱造船
 三井: 三井造船
 日立: 日立造船
 伊藤: 伊藤鐵工
 新潟: 新潟鐵工
 池貝: 池貝鐵工

阪 神: 阪神内燃機
 ダイハツ: ダイハツ工業
 B B C: Brown, Boveri & Co., Ltd.
 石川島: 石川島重工
 石芝タ: 石川島芝浦タービン
 Nap. : D. Napier & Son Ltd.

練習船「汐路丸」について

石川島重工業株式会社
造船設計部

1 は し が き

「本船は商船大學において船舶運航技術の研究・実験と學内實習に用うるを目的とする。従つて、實習生の研究・實習・訓練の施設を完備すると同時に諸室は衛生快適なるものとし、充分な航洋性と安全性を備え、學生の實驗および實習に必要な船橋・機關室・通路は充分な廣さとする。

また商船大學の練習船としての性格を考慮して、堅牢にして美觀品位あるものとする。」

建造趣意書にはかく述べられている。

由來商船大學では座學の他に實習を1, 2, 3學年においてそれぞれ1箇月宛、4學年において3箇月、卒業に際して6箇月、總計12箇月の實習を経ることになつている。この實習期間中に乗組むのは航海訓練所の練習船（日本丸海王丸北斗丸大成丸等）であるが、座學の中間において實務を密接に結びつけるために使用するのがいわゆる「商船大學の練習船」であつて、現在「富士丸」（木造船機船改造120噸練習船、日本造船研究協會第14研究部會「レーダーによる小物標の探知を容易ならしめる方法の研究」に使用）と「やよい丸」（鋼製曳船改造30噸練習船）があるが、既に富士丸は老朽化し、その代船として本船の建造が實現されることになつた。

本船の計畫に當つては、菊植鐵三學長の諮問機關として、「商船大學練習船建造委員會」が構成され、東大教授山縣昌夫博士、運輸技研次長重川涉氏、運輸省船舶局造船課長藤野淳氏、同關連工業課長安藤英二氏、日本造船工業會常務理事渡邊浩氏、同技術部長蒲田利喜藏氏、同造船課長光武爲吉氏、商船大學航海科長田中岩吉教授、同機關科長吉野喜代松教授、鴨打正一教授、横田利雄教授、野原威男助教授、故石田千代治教授、谷初藏教授、堀川倉治庶務課長の15氏が任命され、その他關東海運局木村正検査課長および岩田秀一検査官が船主監督を兼ねられるという萬全の準備がなされた。

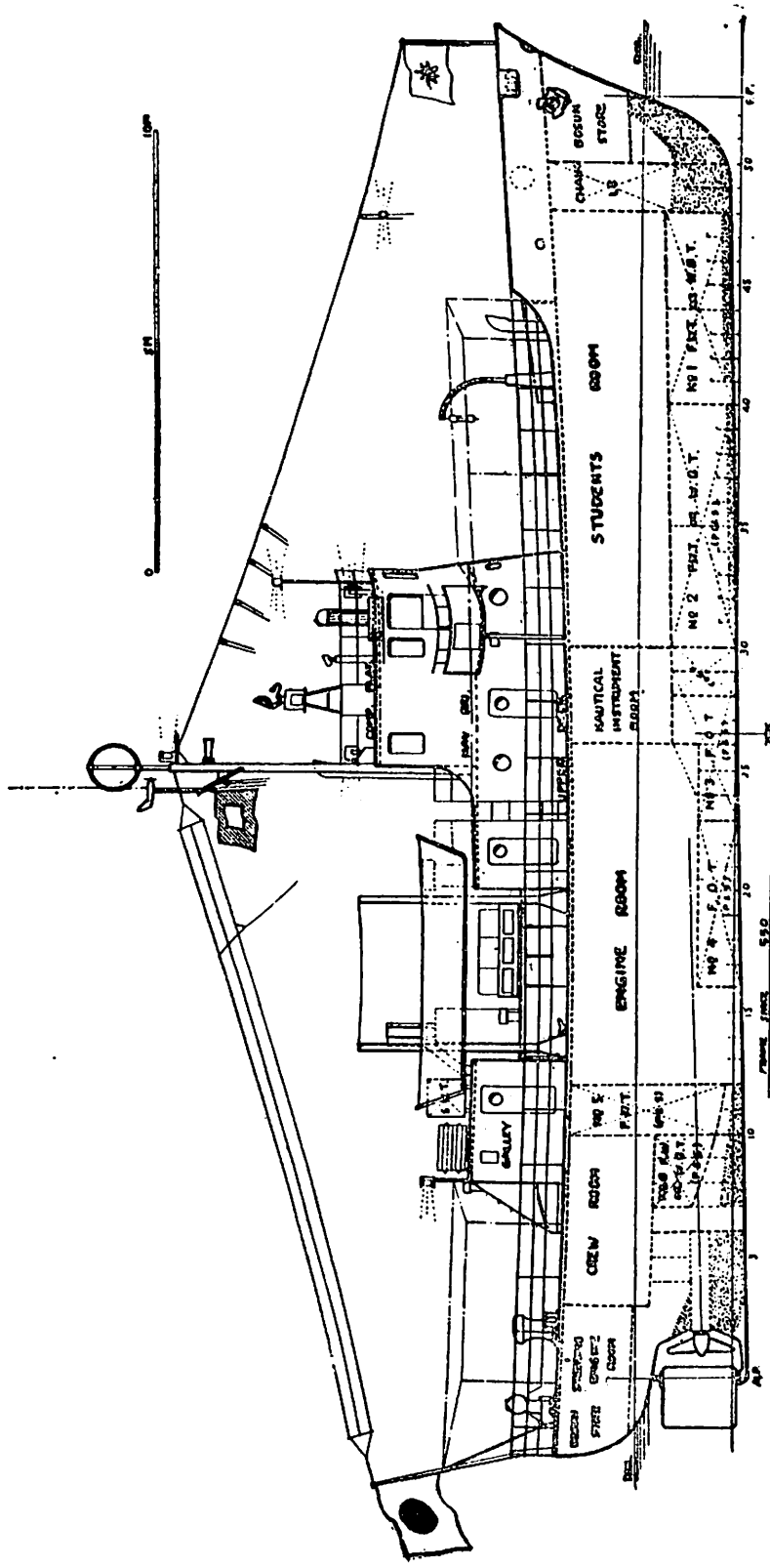
初期計畫は運輸技研において立案せられたがその後種々の事情から仕様の變更が必要となり、当社でその變更案を作製した。

その際復原性能に若干不十分な點を認めたので、仕様の簡素化とともに上部構造物を縮小して大篇幅の改正案を提出した處、大學當局におかれてもその必要性を充分に賢察され、委員會に諮られた結果当社案の全面的な採用を見ることとなつた。

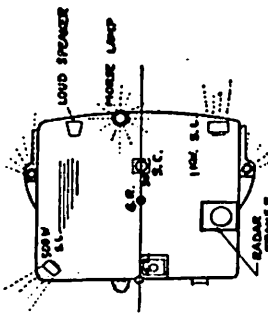
かくて昭和28年10月16日起工、29年3月4日進水した本船は無事試運轉を終了し3月20日附をもつて完工引渡をみたのである。

2 主 要 目

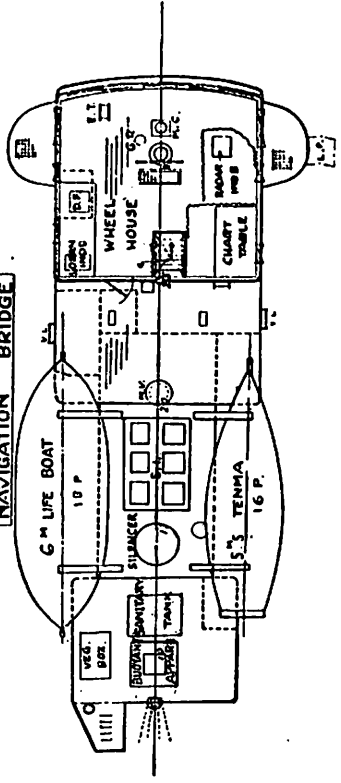
船 型	平甲板型
資 格	二級船
航行區域	沿 海（但し定員を減じた場合には近海となし得る）
總噸數	149T
純噸數	51T
甲板下積量	337.12 M ³
全 長	32.65 M
長さ（計畫垂線間）	29.0 M
幅（型）	6.20 M
深さ（〃）	3.45 M
イニシャルトリム	0.60 M
計畫吃水（巧消費狀態）	2.20 M
滿載吃水	2.45 M
計畫方形肥搭係數	0.530
〃 柱形肥搭係數	0.586
〃 水線面積係數	0.754
主 機	池貝製4サイクル過給機付ディーゼル、1基
定格出力	380 BHP × 380 R P M
經濟出力	320 BHP × 359 R P M
最大出力	420 BHP × 393 R P M
過給度	31%
主發電機	三菱電機製 220 V D C 30 K W 發電機、1基 ダイハツ製 50 H P デイジーゼル駆動
速 力	試運轉時 11.52 節
	航海速力 10 節
航績距離（航海速力にて）	3,000 浬
甲板機械	揚鉸機 電動 2.1t × 9M, 1 臺 繫船機 手動キャプスタン、1 臺 航取機械ヘルショー電動油壓 1.5 H P, 1 臺
通風機（機關室學生室用）	1 H P, 1 臺
定 員	船 長 1 名
	甲板部士官 1 〃
	機 關 長 1 〃
	機關部士官 1 〃



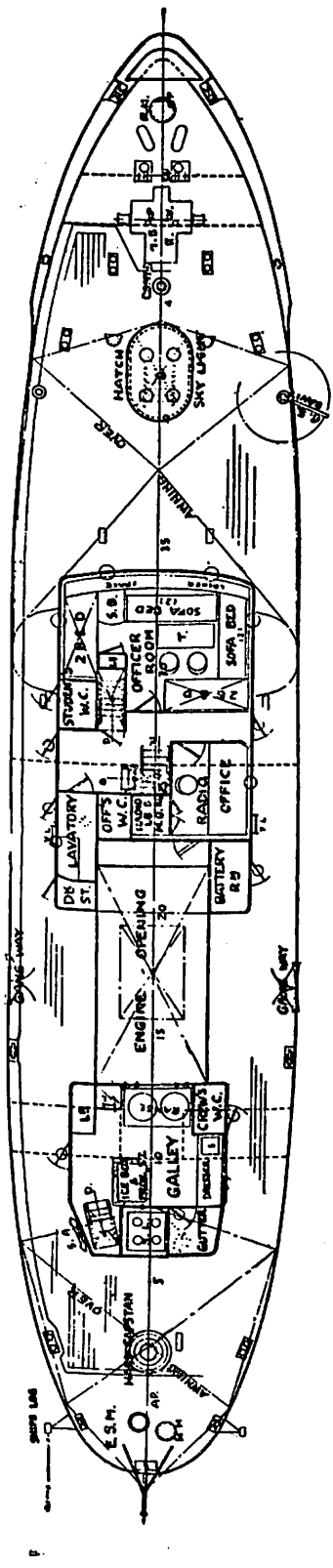
COMPASS PLATFORM



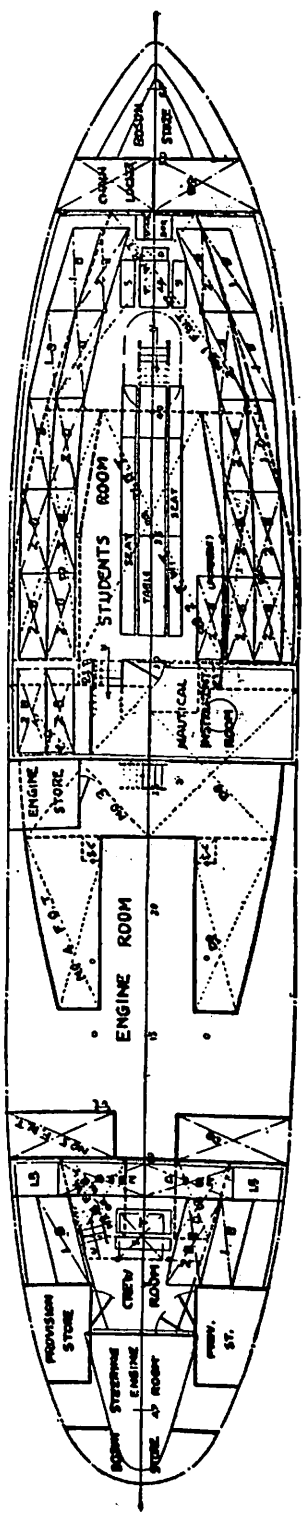
NAVIGATION BRIDGE



UPPER DECK



HOLD



練習船“汐路丸”一般配置図

	教 官	3名
	無線通信士	1名
	属 員	8名
	学 生	40名
	計	56名
端 艇 装 置	救 命 艇 6M 18人用,	1隻
	傳 馬 船 5M 16人用,	1隻
無 線 装 置	ダビット コロンブス巻型,	2組
	救 命 浮 器 12人用,	2個
	送 信 機 中波 5)W	1臺
	受 信 機 全波	1名
	短波	1名
	方位測定機 ブラウン管式	1式
	船内機警装置 15 W	1名
	スピーカー	4個

主要航海計器類

原基磁気羅針儀		1基
操舵用磁気羅針儀		1名
轉輪羅針儀	(安式大型)	1式
同從羅針儀	()	3個
コースローダー	(安式)	1式
レーダー	(スペリー)	1名
ロラン	()	1名
筋巻式測程儀	(TKS型)	1名
曳航測程儀	(船尾式)	1名
音響測深儀	(1號 A 型改造)	1名
電動測深儀	(TKS型)	1名
風向風速計	(コーシン式)	1名

3 本船の特徴

従来水産大学ないし水産高等学校のいわゆる漁業練習船として、本船に近い大きさの船がかなり多く建造されたが、これらと全く性格を異にする航海練習船として、150噸級のもが新造されたことはない。従つて本船はその外観とともに全く特徴的であるが、以下順を追ひ細部におよぶ工夫と苦心を説明することにする。

1) 一般配置

附圖に示すように一層の全通甲板下は3個の水密隔壁により4區畫に分れている。前方より鑑鎖庫および船具庫區畫、「學生室・航海計器室區畫」「機關室區畫」「屬員室舵取機室および甲板長倉庫區畫」となっている。

「第1の區畫」鑑鎖庫の床は鋼板を省略し、バラストで床をならして重心低下およびトリム調整を計っている。「第2の學生室區畫」は下部に1.350 Mの高さの二重底というより寧ろ深水船に近いタンクを持ち、重心の

低下、庫量の増大、床面積の確保を計り、室内は教室・食堂・寢室・讀書室を兼ねている。本船の後端を仕切つて航海計器室とし、諸計器の構造・取扱を一堂にて把握實習するのに便ならしめている。

機關室は20名の學生がノートを持つて立てる程のスペースをとということで、その配置にも廣さにも格別の苦心が拂われている。

この後部に「屬員室」があり、舵取機室と兩舷の食糧庫がいずれも狭い場所に合理的に配されている。また應急人力操舵用油壓ポンプを屬員室内で操作するようにしてあり、舵取機室後部の僅かの部分を區切り甲板長倉庫として不足勝ちの倉庫を補っている。

本船は船首樓を有せず上甲板上前部に(學生室出入口兼荷物積入口兼天窗)という一石三鳥のハッチが設けられている。

ハッチから甲板室前面まではかなり廣い木甲板となり學生の集合場・甲板實習・體操場等に充てられ、ウォッシュデッキの實習場ともなっている。

中央より後部にかけて傾斜前壁を持つた甲板室があり、士官室・無線室・蓄電池室・「洗身室兼洗面所兼寫真現像室」、士官便所・學生便所・甲板倉庫を含む1區畫と、賄室屬員便所・屬員室入口通路および機關室出入口を圍う1區畫の間を機關室圍壁でつないでいる。

甲板室の後端壁には屬員室用天窗兼食糧積込口と洗場が隣接し壁付の出入口から賄室に直通している。なお後甲板には強力な手動キャブスタがある。

甲板室前端上部の操舵室は海圖室を兼ねスペースの有効利用を計っている。その兩翼にドジャーを設け、右舷側には格納時ブルワークと一體になる投路臺を設け入港時等の測深練習に備えている。

操舵室後部の甲板は天測練習その他操舵室の延長としても使われ、また信號旗掲揚練習場ともなっている。この甲板と賄室頂部に跨つて、救命艇および傳馬船が置かれ、機關室圍壁の上部空間を利用している。

操舵室頂部はコンバブリッジとしてベヤリングおよび操舵命令實習場であり、またレーダースタンド・方探マストを持つている。

形式美のみに捉われず機能美をも生かすため、いわゆる化粧煙突を止めサイレンサーとそれに續く排氣筒を賄煙突とともに束ね、一見無煙突船として本船の特徴を一際目立たせている。

2) 船體構造

本船は一應鋼船構造規程に準據することになったが、船の種別や大きさの點で丁度規程の最低限を行くものであるから、全面的に規程を適用することは小型船としての

性能を却つて害することになるので、NK ルール、小型鋼船構造規程、鋼製漁船構造規程等を勘案し、大綱を鋼船構造規程に則するという方針で進め、問題點はその都度検査官および大學側と協議しつつ計畫を進めた。

本船の構造様式は単底構造であり、船尾骨材と外板の取合い、ビルジキールと外板取付型鋼との接合部、および舷樁と上縁山形材の接手を除いては全面的に溶接を採用した。

底部構造は特に堅牢とし、また一般に小型船で主機關にスーパーチャージャーをつけたものは振動が多いといわれるのに鑑み、機關臺の剛性には特に意を用いた。部材に設けられる孔の補強一つにも心を配り、また配置上の諸々の制約の下でガーダーやビラーの前後上下の連続性を充分保つよう努めた。

船首の形状が錨孔の形と位置の決定に對し極めて難しい條件を與えたので、特に模型を作つたりして錨の收脱最適となるよう苦心を拂つた。

3) 外部 纜 裝

操舵裝置として電動油壓式舵取機械の操舵には手動スピンドルギヤー式を用い、片舷 35° から反對舷 35° までを大型船よりも早く 15 秒で取り切るよう計畫されている。

テレグラフはチェーン式であるが、特に實習用として文字盤を両面とし、文字を増加してある。

揚船裝置としては錨孔に對する工夫やローラー付チェーンコンプレッサーの考案等により關係者の懸念を適切に解消している。

當初重心の低下、モーターの保守等の見地から、單頭キャプスタン型揚船機を提案したが、双錨泊練習の必要ありとのことで商船式模型が採用された次第である。

前甲板ハッチは普段はキャンバスをもつてキャノピーを形成し、風雨の侵入を避けてコンパニオンとして使用する他夜間の遮光も兼ねている。

通風採光裝置としては繋留中の實習にも差支えないよう自然光が出来るだけ入るようにし、また安全性の見地から外板には舷窓を設けず、學生室内は充分な自然通風の他に機關室と兼用のファンによる機動通風を有していること等が特記すべき點である。また上甲板上の邪魔物を出来るだけ少くするため壁付ベンチレーターおよびデッキガラスが適切に使用されている。

機關室圍壁の兩舷に接してコロンブスコル型のダビット 2 組を設け、救命艇用としてだけでなく練習艇用としての使用にも便なるよう、特に揚船操作が簡単で信頼性のある裝置とし、船尾の人力キャプスタンと前部の電動揚船機の兩方が利用出来るようになっている。

その他前部ハッチ附近に兩舷兼用の使用力 1 噸のダビットを設け、揚船機を用いて揚船積込が出来るようになっている。

また荒天時甲板上の波浪の滯溜を避けるため船首部以外はブルワークを廢しハンドレールとした。

樁は當初案の 2 樁式を廢して 1 樁としたが、航海燈等配置上の困難を克服した上、方採用・電動風向風速計取付用・信號旗揚流用・無線アンテナ柱用・ロランアンテナ柱用を兼ねたマストとし、またレーダーは出来るだけ重心の上昇を避けるため 5 哩の可視範圍を維持し、他の干渉を避け必要にして充分な高さのスタンド上に設けた。スタンド下部錨針用板上にトランシーバーボックスを設け、その防熱と換気には格別の考慮を拂つた。船尾旗竿はアンテナ柱と兼用し、また接岸時の折損を慮つて取外し式とした。

4) 内部 纜 裝

學生室は當初 3 段ベッド案も検討されたが居住性向上の意味から不採用としてキャンバス張りのパイプベッドを 2 段式とした。學生室天井はコルクペイント仕上とし特に上甲板ガッターウエーの裏面は外板側とともに内張を施し内張内に結ぶスウェットは舷側のビルジウエイを通つてコッファードラムに落ちるようになっている。

なお室内塗色には色彩調節の考慮が拂われている。

屬員室といえは兎角グレードが落ち勝ちであるが、學生と違つて常時居住すると考えられるので狭いながらも出来るだけ良好な居住性を與えるよう工夫している。

士官室は 8 人の士官に對する寢室兼宿直室であると同時に公室でもあるので、吊上げて二重ベッドとなるソファを 2 組設け、固定式 2 重寢臺から来る狭隘感を減じかつ舷窓に對する遮光の缺點を除いている。また重量重心の増大を最小限にして室内を広めるため甲板室前壁を傾斜せしめ併せて波浪の衝撃緩和を計つた。

無線室は單に狭い室内に巧みに機器を配置しただけでなく防音防熱を考慮し、また充電抵抗器點檢時に機關室圍壁内に直通する扉まで設けている。

洗面所はタイル張りとし、シャワーを裝備し、學生の洗面のため蛇口を甲板室の壁外に導き、これらにヘッドタンクを介して供給する清水ハンドポンプをも備えている。また室内一隅に洗面臺および水漉器を設け、暗室として寫真現像も出来るよう暗幕・電燈裝置を設備してある。

賄室は乏しいスペース内に重油滴下式爐の外に冷蔵庫・調理臺・清水ポンプ等を便利よく配しているばかりでなく荒天時後部屬員室と前部居住區の交通をここで連絡せしめている。

操舵室内は小型船としては数・大さともに過ぎたる計器類の取付のため壁面の不足をかこちながらも視野の拡大のため斬新な窓枠装置を採用するとともに両側の引戸の構造にも工夫を凝らし側窓もベヤリングの際有利となるよう、また単に本船の操船のみならず些細な点にも學生實習上の便を考慮し、「本船の頭脳」としての機能を完全に發揮出来るよう設計した。

その他外板外面はサンドブラストの上比較試験のため鹽化ビニール系プラスチックペイントを4分割して塗装し、なお部分的に熔接による焼けの影響等の試験に供してある。

4 機 關 部 要 目

名 稱	型 式	數	容 量
主 機 械	池貝製自己逆轉式		定格 330 BHP
	4 サイクルディーゼル (過給機付)	1	380 R P M
過 給 機	石川島排氣ガスタービン式	1	32M ³ /min × 0.24kg/cm ² 11,600 R P M
主 發 電 機 械	防滴通風型直流複巻式	1	D C 220 V, 30 K W
	同上原動機	ディーゼル	50 BHP × 750 R P M
主 空 氣 壓 縮 機	堅 2 段 壓 縮 式		28 M ³ /h × 30 kg/cm ²
	發電機 機械 驅動	1	750 R P M
補 助 發 電 機	防滴通風型直流複巻式	1	D C 220 V, 5 K W
	同上原動機	ディーゼル	8 H P × 1,000 R P M
補 助 空 氣 壓 縮 機	堅 2 段 壓 縮 式		22 M ³ /h × 25 kg/cm ²
	補助發電機より V ベルト 驅動	1	490 R P M
通 風 機	電動軸流内装可逆式	1	80 M ³ /min × 1 H P 1,800 R P M
潤 滑 油 清 淨 機	シャープレス型	1	500 l/h
ビ ル ジ ボ ン プ	横電動渦巻式	1	30 M ³ /h
サ ニ タ リ ー ボ ン プ	同 上	1	20 M ³ /h
冷 却 水 循 環 ボ ン プ	清水主機専用手動	1	
	海水	1	
	海水補機専用手動	1	
潤 滑 油 循 環 ボ ン プ	主機専用手動	1	
	補機専用手動	1	
燃 料 油 移 送 ボ ン プ	ウイングポンプ	1	

ビ ル ジ 排 出 ボ ン プ	ウイングポンプ	1	
清 水 冷 却 器		1	5.42 M ²
潤 滑 油 冷 却 器		1	2.34 M ²
主 機 用 空 氣 槽		2	30kg/cm ² × 250 l
補 機 用 空 氣 槽		1	25kg/cm ² × 125 l
タイホン用空気槽		1	10kg/cm ² × 10 l
推 進 器	マンガン青銅製 4 翼 1 體型	1	
	直 徑		1,580 mm
	ピ ッ チ		1,040 "
	ピ ッ チ 比		0.658
	ポ ス 直 徑		290 mm
	ポ ス 比		0.184

機 關 部 諸 計 測 装 置

精密計測用燃料油タンク		
冷却水計測用タンク		
ガイゲル振動計		
アスカニア振動計		
指 壓 器 (マイハック式)		
ガス分析器		
推 力 計		
電氣式指示馬力測定器		
電氣式軸馬力測定器		
バイロメーター (測定點 9 點)		
冷却水流量計 (オーバル式)		

諸タンク類

燃料油重力タンク	2	450 l
精密計測用燃料油タンク	1	150 l
燃料油ドレンタンク	1	25 l
輕 油 タ ン ク	1	50 l
潤 滑 油 溜 タ ン ク	1	85 l
〃 豫 備 タ ン ク	1	300 l
〃 ド レ ン タ ン ク	1	25 l
小 出 タ ン ク (内 部 油)	1	50 l
〃 (外 部 油)	1	50 l
〃 (石 油)	1	50 l
計 測 用 冷 却 水 タ ン ク	2	200 l

5 機 上 試 運 轉 成 績

本船完成後本牧沖において公試運轉が行われた。第 1 日目はかなりの時化で、計らずも荒天試験となつたが動搖少く凌波性良く振動も極めて少く風浪中の旋回性能良好で復原性充分であるとみられ優秀な成績をもつて終了した。(570 頁へつづく)

住吉丸船體改造工事について

原 田 清

尾道造船株式会社

I 緒 言

船體の長さ (Length) を延長して、積載重量 (Dead-Weight) の増加、運航性の向上を計ることは、内外とも戦前より施工されていて、特記するほどでもない。しかし今回尾道造船所で施工した住吉丸の如く、単に長さのみならず、深さ (Depth) をも継ぎ増した例は珍しいと思われる。海運界の不況。運賃安は、外航船舶のそれにも増して、小型内航船舶に波及し、船主經濟を不安定なものとしている。この打開策の一つとして、比較的積荷を確保している小型船は、船體改造引伸しにより、人件費、燃料費を主體とする運航費を、殆んど増加することなくまた改造後の航海速度は殆んど減少せず、むしろ一部のものは、かえつて増速して大約69%の積載重量の増加を得ている。これらの利點から、最近尾道造船のみでも、F型以下17隻に對し、増長、増深、増幅およびこの三者の混合工事を施工し、更に3隻を豫定している如く、船體改造引伸しの傾向は著しい。

II 一 般 計 畫

住吉丸は、宇部市元山運輸商事株式会社所有の貨物船で、一般配置圖に示すように、ロングハッチ (Long-Hatch) シングルボトム (Single-Bottom) で、強力

上遺憾なる點あり、入渠時船底において、約100mmの船體彎曲—ホグギング (Hogging)—が発生し、サイドキールソン (Side-Keelson) ウェブフレーム (Web-Frame) 等の増設補強を行いたるも効果なく、空船航海の場合は、船首水艙 (F.P.T.) に漲水して、ツリム (Trim) を取るため、殊にそのパンティング (Panting) は甚しく、これらの點を考慮して、積載重量 (Dead-Weight) の増加と、船體補強を兼ねて計畫した。

1. 長さ (Length) を中央部において、16F. S. (8.930 m) 延長する。

2. FR. No. 28 より前部の上甲板および船首樓甲板 (Upper-Deck & Forecastle Deck) を1040m 上げて増深する。従つて船尾樓 (Poop) は低船尾樓 (Sunken Poop) となる。

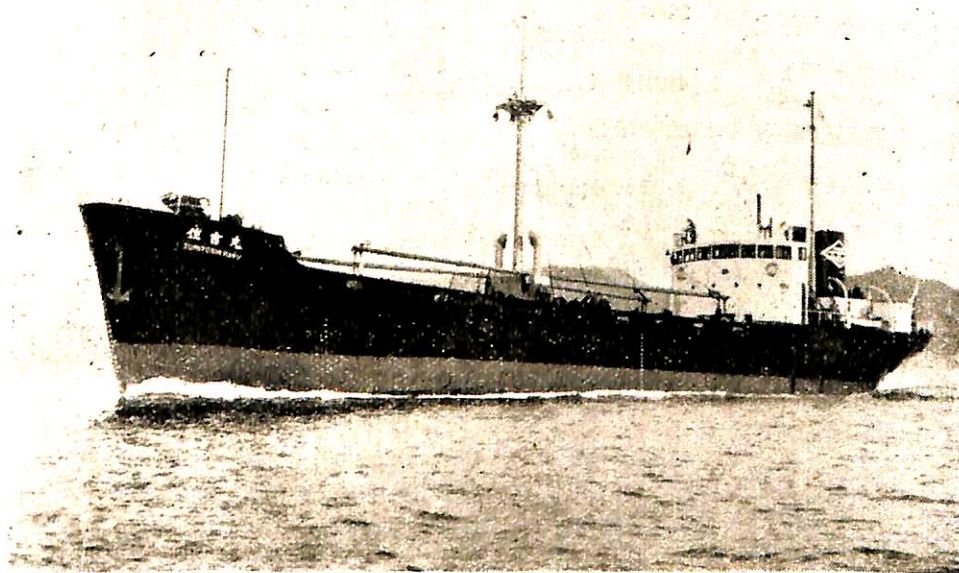
3. 船底彎曲部矯正する。

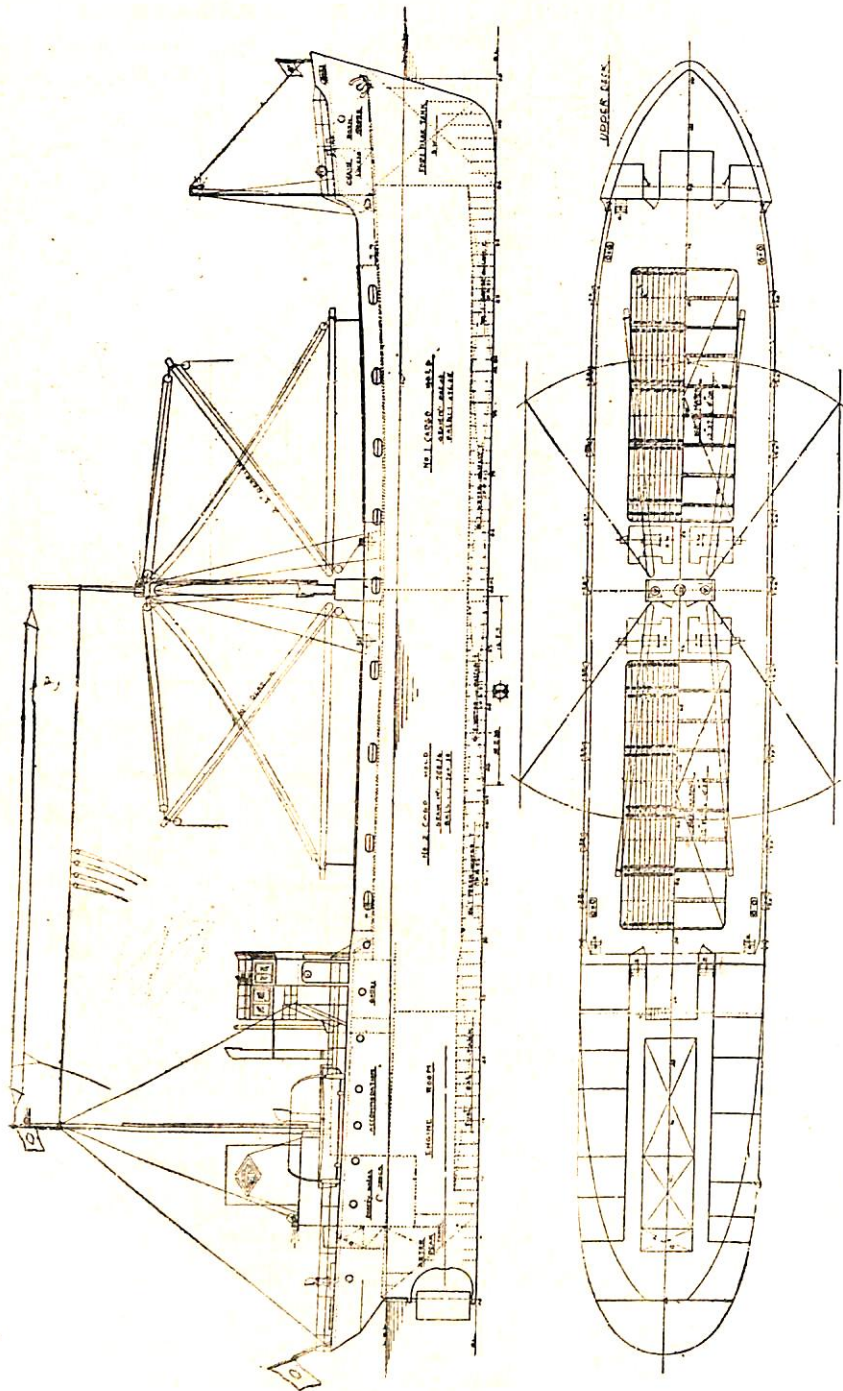
4. 艙内全通二重底新設する。

5. 艙内中央部に水密横隔壁を新設し、船艙を No. 1, No. 2 に分つ。

6. 現在の前後檣を撤去し、中央部にデリックポスト (Derrick Post) を新設し、No. 1 および2ハッチ (Hatch) を設け、荷役設備もこれに附隨して整備する。

7. 煙突前部に後檣を、船首樓後端に碇泊燈柱を新設





住吉丸一載配置圖（改造後）

する。

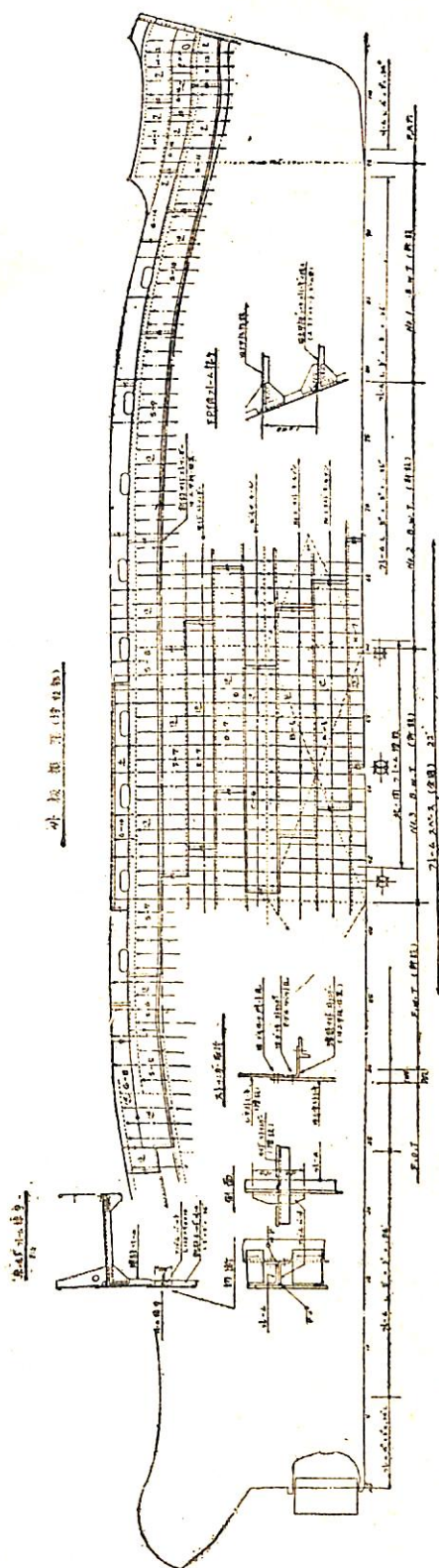
8. 艙裝數増加に伴う艙裝, 齊備品の整備を行う。

III 改造前後の主要項目

項 目	改 造 前	改 造 後	増 減
全長 (Length O.A.)	52.62m	61.84m	+ 9.22m
長さ (Length B.P.)	48.75m	57.87m	+ 9.12m
幅 (Breadth MLD)	8.69m	8.69m	± 0
深さ (Depth MLD)	3.96m	5.00m	+ 1.04m
満 載 吃 水 (Load Draught)	3.64m	4.32m	+ 0.68m
總 噸 數 (Gross Tonnage)	491.39T	713.26T	+ 221.87T
純 噸 數 (Nett Tonnage)	334.14T	494.68T	+ 160.54T
艙 内 容 積 (Hold Capacity)			
グ レ ー ン (Grain)	982.65m ³	1,483.51m ³	+ 500.86 m ³
ベ ー ル (Bale)	911.34m ³	1,377.02m ³	+ 465.68 m ³
載 貨 重 量 (Dead Weight)	702.54T	1,185.70K.T.	+ 483.16 K.T.
試 運 轉 速 力 (Trial Speed)	(RPM260) 10.62 Knot	(RPM300) 11.23 Knot	
主 機 (Main Engine)	550 HP Diesel	550HP Diesel	

IV 施工法概要

入渠期間を短縮する必要上、岸壁緊留中に増深工事を施工したが、この間船底彎曲せるため、艙内二重底新設部(除く船體延長部)の現圖型が作製出來ず、従つて内作業に着手出來なかつたのは残念であつた。彎曲部矯正がなければ、全工程45日間は樂々と3週間短縮出來たであらう。工程は、増進部の舷側厚板延長部のフレーム、フローワ、外板および内底板の内作業を続けつつ、撤去作業すなわち前後櫓、ウインチ、ウインドラス、アンカーおよびケーブル、プルワークプレート等の取外陸揚を行い、これと並行して、上記の舷側厚板(別圖外板擴張に示す増深のための舷側厚板)の取付けを完了した。この完了を待つて、上甲板を前部と船首樓、中央部、後部の3ブロックに分ち、ビームおよびビームブラケットを附したるまま、順次後部より吊揚げ、増深のフレームの繼ぎ足しを行つて復舊した。上甲板の吊揚による船體補強。ツリムの變化には細心の注意を拂い、船體の歪發生を防いだ。横強力の補強として假設ビームをフレーム3本毎に取付けたが、相當強力なるものを要し、これに加わる應力は前部で壓縮、後部は引張であつた。これは貴重なる實驗で、他の船に現われた歪現象とともに、後日發表したいと想ふ。入渠2日目に別圖外板擴張に示す如く船體を切離し延長した。これは前部船體を進水の要領でウインチにより引離し、所要の寸法8,930mで正確に止め、船體中心線の測定、横振れ、縦振れの測定を行い、引離は完



了した。直に彎曲部全般の矯正を行い、延長部の取付け、二重底の新設と工程は順調に進捗した。フレームの継ぎ足しは、Fig. 1. 2 および3に示す如くジョイントバットはサイドストリンガーの取付ベースを兼ね、舊デッキストリンガーアングルの外板面のリベット孔は、上記新設サイドストリンガープレート取付孔として利用した。施工法の詳細は簡単に記載出来ないので、概要に止めるが、船體の歪と延長部と舊船體のシーヤードについては充分注意して施工されねばならない。

V 試運転成績

昭和28年12月21日速力、操舵、惰力、後進、旋回、投揚錨の諸試験を愛媛縣弓削島沖で施行し、豫期以上の好成绩を得た。速力試験のみその記録を記載する。

天候	晴	天
海上模様	平	穏
風速	無	風
潮流	満潮時にて殆んどなし	
使用標柱	愛媛縣弓削島公認標柱	
標柱間距離	1852.5 m	

機 關 負 荷	種 別	主 機 回 轉 數	潮 流	風 位	所 要 時 間	速 力	平 均 速 力
105/100	往	295 R.P.M	▷←	ナ シ	5'-25"	11.076 Knot	11.234 Knot
	復	295 "	◁←	"	5'-16"	11.592 "	
122/100	往	310 "	→▷	"	5'-09"	11.650 "	11.613 "
	復	310 "	→◁	"	5'-11"	11.575 "	

註 時間的に上記の記録のみ実施した。吃水は前部 0.66m. 後部 2.90m 平均 1.78m で排水量は 641.60KT であつた。

VI 傾斜試験成績

試験施行年月日	昭和28年12月21日
海上模様	平 穏
海水比重	1.025
海水温度	9°C
試験當時の本船状態	F.P.T, A.P.T, 燃料等遊動水, その他却スベキ重量 92.6T あり。

VII 結 び

上記記載せる如く、改造船體引伸しの結果として

- 1 約69%の載貨重量の増加。
- 2 乗組員は改造前後同数である。
- 3 航海速力は殆んど變化なく、従つて燃料消費量も變化ない。
- 4 凌波性復原性とも増加し、従つて運航性も良好となつた。

なお佐吉丸船主元山運輸商事株式会社松重部長の言を要約し紹介しますが、端的に船體引伸しを船主經濟の立場から表明していただける。

- 1 船體は申分なく強くなり、少し位の荒天でもビックともしない。
- 2 約480噸積の乗組員、燃料のいらぬ船が出来たのと變りはない。
- 3 施工費は載貨重量の増加による運賃増収で、1年もあれば船が獨りで稼ぎ出して呉れる。

項目	状態	試験當時の状態	輕荷状態	満載状態
平均吃水 (M)		1.765	1.55	4.33
トリム (%)		1.61 船尾	1.59 船尾	0.87 船首
排水量 (KT)		637.99	545.30	1,731.00
KB (M)		0.94	0.81	2.27
BM (%)		3.44	4.00	1.44
KM (%)		4.38	4.81	3.71
GM (%)		* 1.14	1.27	0.48
KG (%)		3.24	3.54	3.23
KG (%)		2.86	3.19	-1.13
KB (%)		-0.44	-0.51	-0.28

註 * は遊動水に對する修正を行つたものを示す。

船 舶 合 本

第26卷	昭和28年分 (12冊) 價 1,800圓 (送 80圓)
第25卷	昭和27年分 (12冊) 價 1,800圓 (送 80圓)
第24卷	昭和26年分 (12冊) 價 1,500圓 (送 80圓)

「船 舶」の 購 讀

「船舶」は買切制ですから前もつて書店に豫約購讀を御申込みおき下さい。なお、直接弊社へ前金

1年	1,500圓 (送料共)
半年	800圓 (")

お拂込みによる月極購讀の場合は、増頁その他の特價の場合にも差額は頂戴いたしません。

小型客船第二中央丸

松浦弘

松浦鐵工造船所

1 緒言

本船は船主望月衛氏が本洲と瀬戸内海島嶼部と連絡する唯一の交通機関である船舶を木造老朽船により海上運送業を經營されていたが、これが改善に多年拂われた努力によつて、この度離島航路整備法の適用を受けられ開發銀行中小事業部より融資を仰がれてこれが代船建造を弊社に發注されたものである。弊社の従業員もこの望月衛氏の努力に對し、あらゆる辛苦を越えてこれが完成に努めたのである。

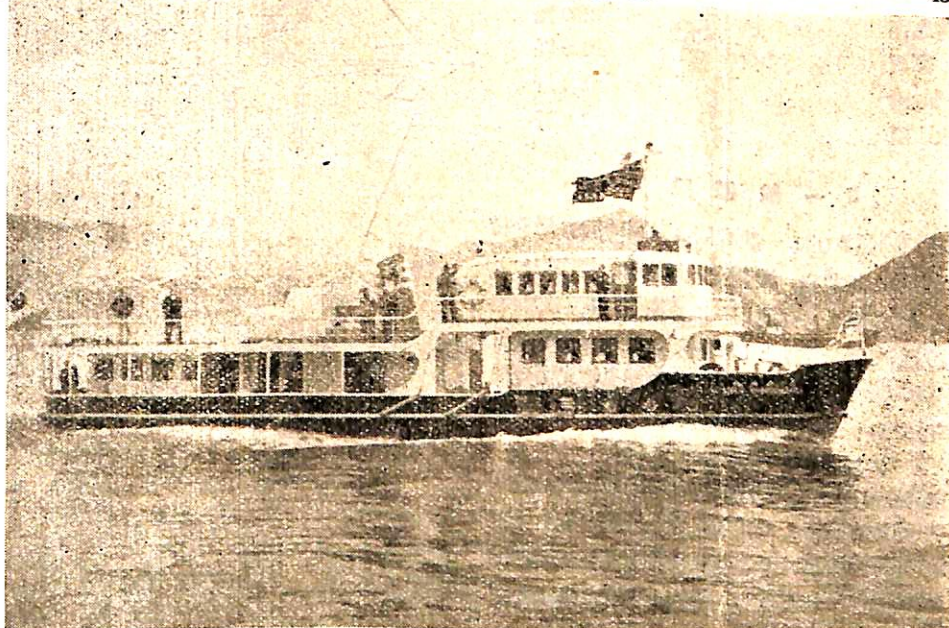
本船は昭和28年9月4日起工し12月20日進水し12

月26日竣工致し、翌27日より就航している。

本船の就航路は廣島縣竹原町と同縣大崎上下兩島を連絡し1日3往復航海している。

2 本船主要目

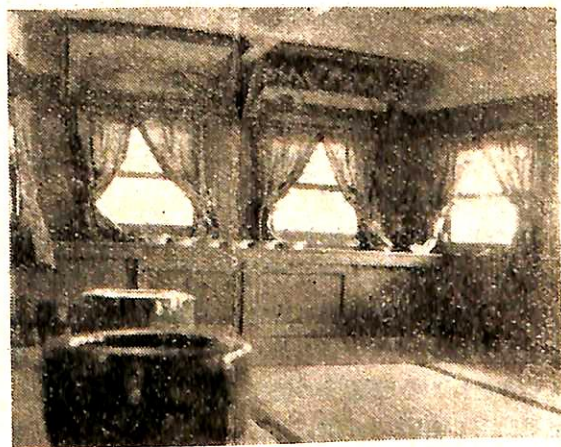
長さ(垂線間)	21.40米
幅(型)	4.57米
深さ(型)	1.80米
計畫滿載吃水	1.56米
總噸數	65.77噸
純噸數	43.87噸



第二中央丸



低船首樓甲板三等客室



船尾三等客室

載貨重量	13.87 噸
旅客定員	109 名
乗組員	7 名
航行區域	平水區域
速力 (最高)	11 節
(航海)	9.5 節
主機械種類	單動四衝程無氣噴油式 ディーゼル機關
汽筒數	5
汽筒徑	220 耗
行程	350 耗
回轉數	400 回/分
軸馬力	150 HP
推進器直徑	1200 耗
同上螺距	1020 耗
燃料油槽	3.4 罎
清水槽	1.0 罎

3 一般概説

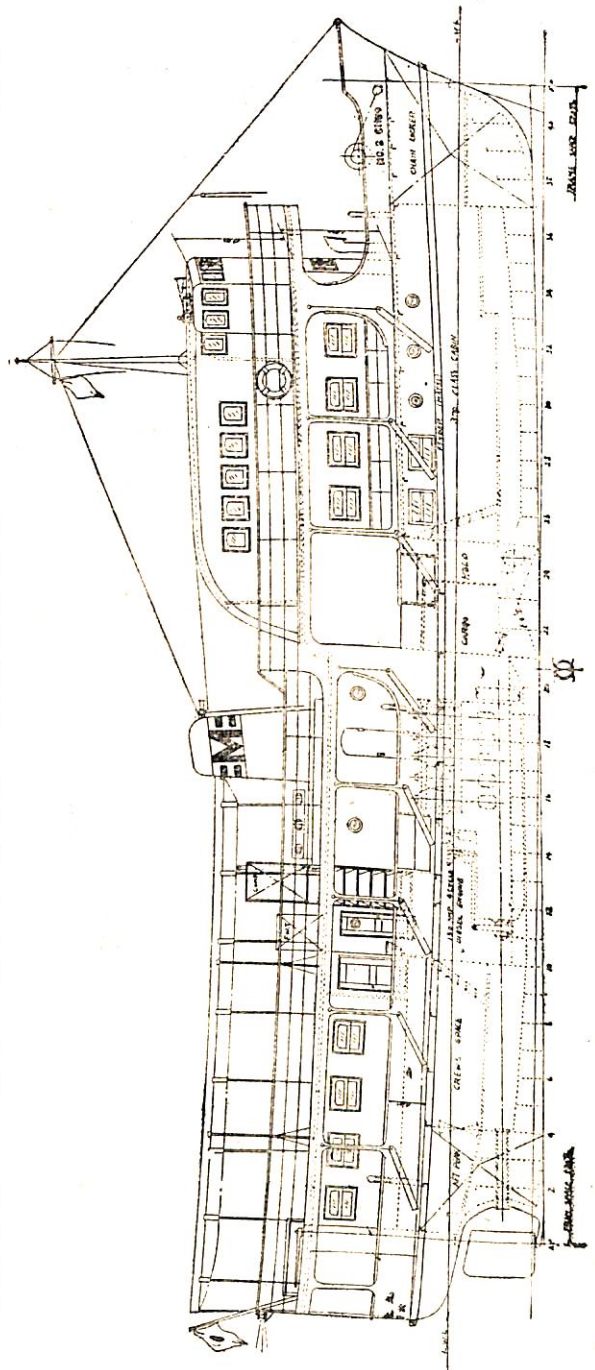
1) 本船々内區劃並びに一般配置は附圖に示す通り船尾より船尾空艙，船員室，機關室，貨物艙，旅客室および船首空艙（錨鎖庫として使用）に區劃し，貨物艙前端隔壁より船首部を低船首樓としてある。これは従來の船舶が深さが浅いため船首部甲板下客室の通風採光等の點において不便でありかつ利用度の少いため，これを改善するよう計畫された。

2) 旅客室配置は圖示の通り船首部三室，船尾部一室であり，全室三等旅客室としてある。また遮陽甲板上操舵室後部客室は優待室に當ててある。優待室および低船首樓甲板客室前端壁は落し窓とし，甲板上客室は揚げ窓とし，室内は疊敷として坐臥に便にし，かつ展望に便なるよう窓の位置，大きき等計畫されている，内側はベニヤ板張りとし透明ワニス仕上げとしてある。

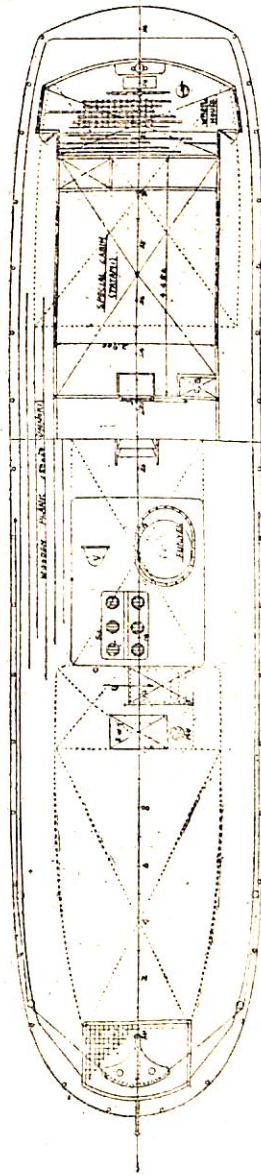
3) 衛生設備は圖示の位置に賄室，便所（大小便兼用）および洗面所を設け遮陽甲板上に設備してある衛生水槽（清水）より上記各室に配管し，炊事，手洗い，洗面，化粧等に充分な設備を施してある。

4) 貨物艙は本船の如き小型旅客船は殆んどが手荷役であつて棧橋または舢舨との連絡上圖示の位置が最適であり，そのため初期計畫の時定めた肋番 10 番より 14 番までとすることを中止致した。これは船體重心位置に最も影響をおよぼす機關室の配置を變更することとなり，船型決定に際し根本的變更を加えることとなつた。

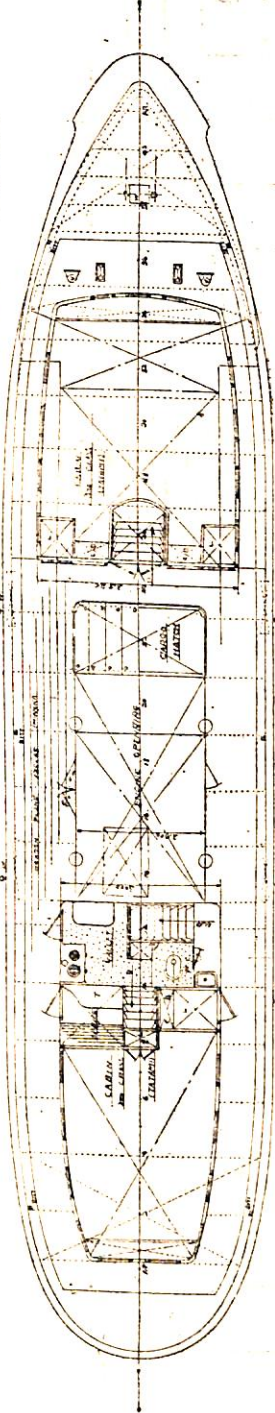
5) 操舵，繫留，救命，電氣，消防その他の諸設備は



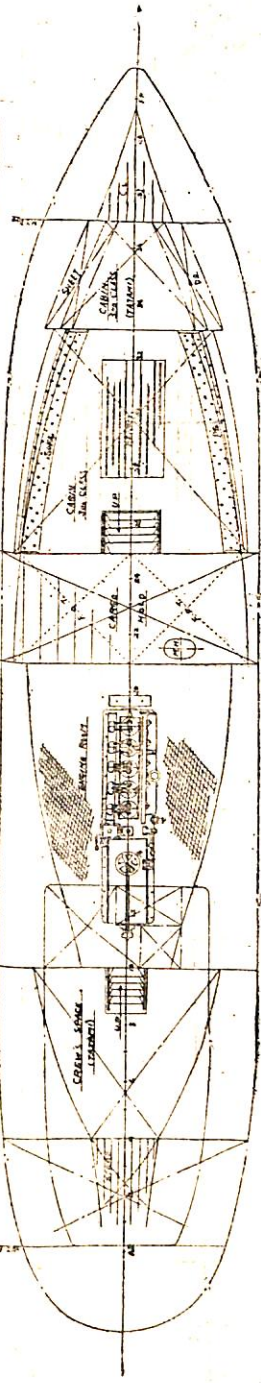
LOWER DECK



UPPER DECK



LOWER DECK



第二中央丸一般配置圖

船舶安全法に定められる諸規定に合格するよう十分な設備が施工されてある。

4 設計の経緯

1) 主要寸法の決定

本船の主要寸法は船主の希望を充分満足し得るよう定められてある。すなわち船主の希望は寄港地の関係上浅吃水でなければならぬので、幅を大にとり、深さを減少してほしいとのことであつたので、 L/B の値を比較的小さく、従つて L/D , B/D の値は大きくとつてある。本船程度の幅では 23 米ないし 23.50 米位の長さが適當ではないかと考えられる。

1) 線圖の決定

この種小型客船の線圖の決定に當り問題となるのはやはり重心位置、浮力中心位置、トリム、船底傾斜、推進器直徑並びに深度等であると考えたので、これらを過去において建造せられた實船の成績を参照しつつ計畫を進めた。ただ船底傾斜に関しては附圖のものより傾斜を少くした。すなわち中央断面係数を大きくとつた線圖とを比較對照し附圖のものに決定致した。

線圖並びに排水量曲線圖は附圖の通りである。

3) トリムについて

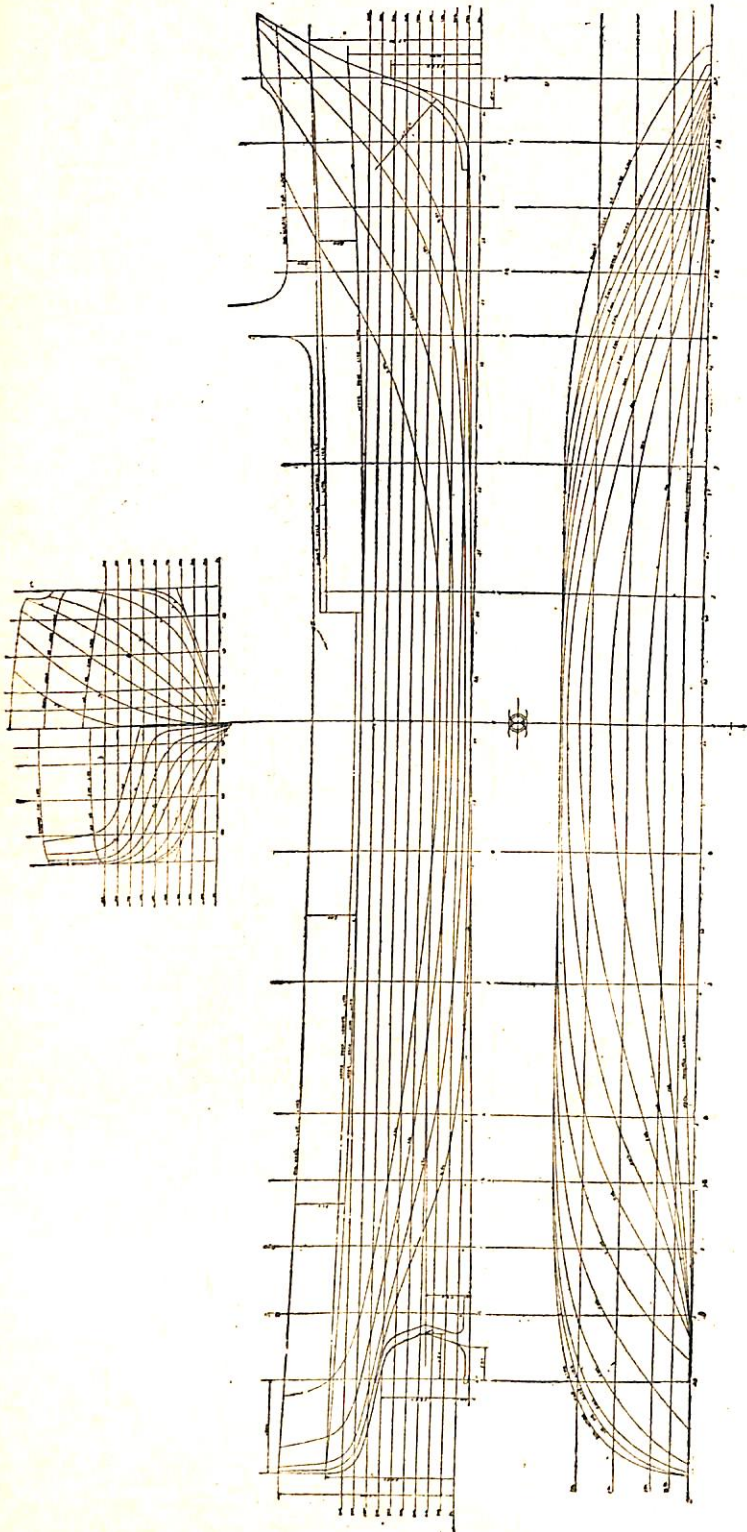
數種の實船のトリムの状態を V/\sqrt{L} を横軸に $T_r (= \text{トリム}/\text{船長} \times 100)$ を縦軸として圖示してみれば圖(1)の如くである。圖(1)より本船の T_r を 6% と假定してトリム量を推定致すと次の如くである。

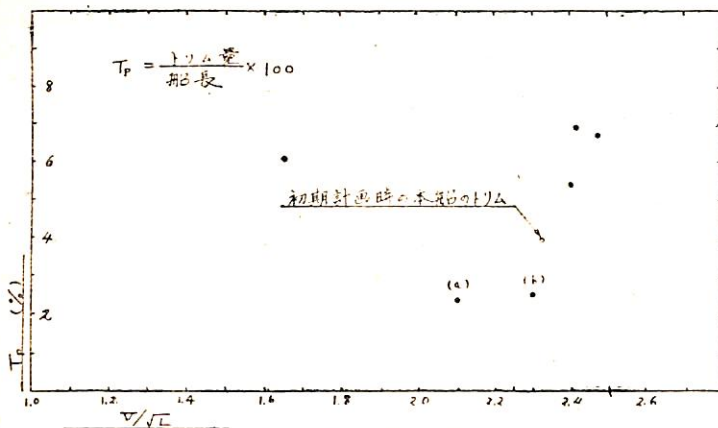
$$V = 11 \text{KT.} \quad L = 21.4 \text{m}$$

$$V/\sqrt{L} = 2.38 \quad T_r = 0.06$$

$$\therefore \text{トリム量} = 1.283 \text{m}$$

しかし實際問題として圖(1)の(a), (b) 點の如く小さな値をとるものがあるので、これが比較の資料もなく、いずれが優劣か斷定が困難であるため最初の本船のトリム量を約 4% (T_r) 850 耗と假定して浮力中心位置





を決定した。しかしながらこの種小型客船の線圖を畫く場合最初のトリム量(ノルマルトリム)を大きく畫き計畫吃水線と實際吃水線とを一致させるといふことは、龍骨線と肋骨、隔壁等が相等大きな角度を以て固着されることとなり面白くないのでノルマルトリムはある限度でおさえ線圖を畫いている。従つて實際の浮力中心位置はボンヂェン曲線または傾斜試験後修正して見出さねば排水量曲線圖に示された位置とは異つた位置にある。

5 諸試験結果

1) 公試運轉成績

昭和28年12月24日試運轉を施行致し、下記の成績を得無事終了した。

速力	最高	10.85 節
	定格	10.40 節

2) 傾斜試験成績

本社岸壁において傾斜試験を施行した結果は下記の通

(559頁よりつづく)

第2日は曇天ながら海上穩かで速力試験の結果は次の如くである。

吃水	前部	1.860 M
	後部	2.470 M
	平均	2.165 M
トリム		+0.610 M
排水量		214.5 t
方形肥痞係數		0.530
柱形肥痞係數		0.586
浸水面積		205.7 M ²
推進器深度率		0.885

主機械負荷	速力	主機回轉數	指示馬力	制動馬力	
	(往)	11,143	337	386.8	319
	(復)	10,586	336	360.5	296
(平均)	10,865	336.5	374.2	307.5	

りである。

	試験當時	輕荷状態	満載状態
平均吃水	1.297m	1.360m	1.565m
排水量	60,315 T	64,715 T	79,401 T
KG	1.593m	1.534m	1.766m
KM	2.637m	2.59m	2.55m
GM	1.044m	1.056m	0.784m

3) 動揺試験

5 回往復動揺時間	25 秒
動揺周期	5 秒

6 結 語

本船は前述の通り本洲と瀬戸内海島嶼部とを連絡する小型客船であつて近距離短時間の航海であるため安全にして乗心地良いという點に留意し、また甲板間高さを大きくとり乗降に便なるよう計畫されている。瀬戸内海各港の連絡船の乗降、荷役等は棧橋、舢舨、通船により進々によつてまちまちであるので乾舷決定はむづかしいことを痛感する。すなわち乾舷が大であれば舢舨、通船との連絡が不便であり、小さくすれば棧橋との乗降荷役等が舷塹を越えて行われるような結果になる。本船トリムについては就航後船尾にバラストを搭載し船首吃水を約120m/m 船尾吃水を160m/m トリム(船尾)させることにより主機一定回轉數に對して若干航海時間を短縮し保針操縦性能を向上させることが出来ました。これより判斷して確定的な數値は不明としても T_p の値が4% よりも5~6% である方が良い結果をもたらすことが出来るのではないかと考えられる。(以上)

4/4	(往)	11,497	356	427.5	359
	(復)	11,138	355.5	429.4	360
	(平均)	11,318	355.8	428.5	359.5
O.L.	(往)	11,705	368	475.5	396
	(復)	11,328	363	472.9	393
	(平均)	11,517	368	474.2	394.5

6 結 び

これから先幾百人否幾千人の船長機關長にとり懐しい思い出の種となるべき汐路丸が、再建日本海運の搖籃として立派にその役目を果すよう祈つて止まない。

最後に本船の建造に一方ならぬ御骨折を頂いた商船大學の諸先生方、運研の方々および中島保司船長始め艀装員の方々に対し深く感謝の意を表する次第である。

鋼船建造狀況月報(4月)

運輸省船舶局造船課

(イ) 造船所別工事中船舶

(29年4月末現在)

造船所	貨物船	油槽船	鐵, 運	客船	漁船	曳船	雜船	輸出船	合計				
東造船							3	50	4	240	7	290	
安藤鐵工							5	300			5	300	
甘粕・大阪	1	290									1	290	
淺野造鐵	1	900									1	900	
第一造鐵	1	160									1	160	
永樂前田							1	250			1	250	
藤永田	1	7,200	1	650			1	130			3	7,980	
深堀造船					4	310					4	310	
船矢造鐵					1	80					1	80	
函館トツク	1	8,200		1	180						2	8,380	
播磨・相生			3	17,700			2	660		1	600	6	18,960
播磨・吳			1	880			2	700			3	1,580	
林・余					2	1,070	3	150			5	1,220	
日立・櫻島	1	7,750							1	6,800	2	14,550	
〃・向島			1	700		2	1,400				3	2,100	
〃・因島			1	12,900					1	6,800	2	19,700	
石川島	1	7,200				1	125	2	350	52	12,000	56	19,675
飯野舞鶴	1	8,000									1	8,000	
川崎重工	1	8,150	1	12,000	1	1,200					3	21,350	
金指造船					3	1,200					3	1,200	
幸陽船渠	1	180									1	180	
金川造船	1	350									1	350	
三菱日本横			1	12,300		2	980				3	13,280	
三井・玉野	2	14,450		1	230	1	1,050				4	15,730	
三菱・長崎	1	7,720	1	13,600		1	66			2	42,000	5	63,386
〃・廣島	1	9,000	1	4,250							2	13,250	
〃・下關			2	1,990	1	120	2	2,205			5	4,315	
三保造船					5	2,030					5	2,030	
松浦造船			1	120	1	70					2	190	
鋼管・鶴見									1	12,700	1	12,700	
〃・清水	1	9,900			2	720					3	10,620	
名古屋	1	7,650	1	690							2	8,340	
名村造船	1	6,900			1	120					2	7,020	
N.B.C. 吳								2	43,600		2	43,600	
新潟鐵工					2	910					2	910	
檜崎造鐵							1	80			1	80	
大阪造船							1	380			1	380	
尾道造船									1	980	1	980	
新三菱・神戸			2	2,300	1	10,100					3	12,400	
佐世保船舶			1	690							1	690	
佐野安	1	300									1	300	
瀬戸田	1	360									1	360	
鹽山船渠			1	600							1	600	
芝浦造船	▲1	▲70									1	70	

昭和造船	1										1	50		1	50		
信貴造船													2	190	2	190	
鶴見船渠	1	200	2	235										3	435		
浦賀・横濱											2	230		2	230		
浦賀	1	7,680									▲(1)	▲(80)	5	900	6	8,580	
油谷重工											▲	▲500		1	500		
内田造船			1	130										1	130		
渡邊製鋼											2	153		2	153		
横濱造船車輛											1	300		1	300		
山西造鐵			▲1	▲98										1	98		
合計	23	112,610	23	81,833	1	230	5	10,590	28	13,221	3	785	26	3,623	72	126,810	
工事中止中(▲印)	1	70	1	98									2	580		4	748

(口) 起 工 船

(29年4月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	總トン數	主機, 馬力	用	途	起工年月日	
佐野安船渠	116	曉海	運	300	D	310	貨	29. 4. 23	
金川造船	38	松尾	汽船	350	〃	300	〃	29. 4. 13	
三菱・下關	495	濱根	汽船	690	〃	850	油	29. 4. 11	
金指造船	182	竹村	竹彌太	320	〃	650	漁 (鮪)	29. 4. 1	
三保造船	188	白子	漁業	350	〃	750	〃 (〃)	29. 4. 14	
三菱・長崎	1335	山田	吉太郎	66	〃	115	〃 (底曳)	29. 4. 5	
林兼造船	841	大洋	漁業	600	〃	3,000	〃 (捕鯨)	29. 4. 5	
〃	838	保安	廳	50	〃	75	雜 (運貨)	29. 4. 1	
〃	839	〃		50	〃	〃	〃 (〃)	〃	
〃	840	〃		50	〃	〃	〃 (〃)	〃	
浦賀・横濱	667	佐伯	組	150	—	—	〃 (浚)	29. 4. 14	
横濱造船車輛	1036	ゼネラル	物産	300	—	—	〃 (舂)	29. 4. 11	
安藤鐵工	335	相模	鐵道	55	—	—	〃 (砂利採集)	29. 4. 21	
渡邊製鋼	117	岐阜	縣	13	—	—	〃 (浚)	29. 4. 25	
鋼管鶴見	710	フィンランド	向	12,700	D	7,375	輸 (油)	29. 4. 15	
深堀造船	10	大洋	漁業	80	〃	225	漁 (底曳)	29. 3. 12	
〃	11	〃		〃	〃	〃	〃 (〃)	〃	
松浦造船	70	江崎	汽船	70	〃	220	客	29. 3. 8	
甘粕・大阪	4	甘粕	産業汽船	290	H	380	貨	29. 3. 22	
石川島	724	ビルマ	向	72×50隻	D	各	200	輸 (ランチ)	29. 3. 1
〃	733	北海道	開發局	100	—	—	雜 (起重機)	〃	
船矢造船鐵	123	根室	漁協組	80	D	225	漁 (延繩)	29. 2. 3	
檜崎・造船鐵	199	室蘭	開發建設部	80	—	—	雜 (舂)	29. 2. 25	
鶴見船渠	163	松尾	政次郎	200	D	200	貨	29. 1. 21	
幸陽船渠	—	田頭	幸夫	180	H	200	〃	29. 1. 5	
淺野造船鐵	51	大洋	汽船	900	D	850	〃	28. 12. 3	
合計			75 隻			21,704 總噸			

(ハ) 進 水 船

(29年4月中に報告のあつたもの)

造 船 所	船 番	船	主	總トン數	主	機	用 途	進水年月日
三井・玉野	581	三井船	船	6,900	D	11,250	貨	29. 4. 23
三菱・廣島	117	東邦海	運	9,000	T	8,500	〃	29. 4. 17
浦賀トック	655	八馬汽	船	7,680	D	7,300	〃	29. 4. 17
淺野造鐵	51	大洋汽	船	900	〃	850	〃	29. 4. 17
川崎重工	924	飯野海	運	12,000	T	8,500	油	29. 4. 6
佐世保船	107	太平汽	船	690	D	800	〃	29. 4. 19
名村造船	274	福岡縣志賀町	長	120	〃	320	客	29. 4. 23
新三菱・神戸	858	大阪商	船	10,100	〃	9,000	貨 客	29. 4. 6
三菱日本横濱	796	北海道漁業公社	社	490	〃	850	漁 (冷 運)	29. 4. 3
三井・玉野	591	日本水産	産	1,050	〃	1,200	〃 (トロール)	29. 4. 19
新潟鐵工	233	北海道水産	高	160	〃	270	〃 (練 習)	29. 4. 17
林兼造船	836	太洋漁	業	470	〃	750	〃 (鮪)	29. 4. 5
金指造船	178	用宗遠洋	漁	430	〃	750	〃 (〃)	29. 4. 19
三保造船	181	崎島理	平	320	〃	650	〃 (〃)	29. 4. 14
鋼管清水	106	寶幸水	産	320	〃	〃	〃 (〃)	29. 4. 30
三菱・下關	492	日魯漁	業	1,860	〃	2,100	〃 (冷 運)	29. 4. 23
三保造船	186	愛知	縣	420	〃	650	〃 (練 習)	29. 4. 26
東林兼造船	29003	北陸電	力	5	電着	45	雜 (監 視)	29. 4. 12
〃	838	保安	廳	50	D	75	〃 (運 貨)	29. 4. 23
〃	839	〃	〃	〃	〃	〃	〃 (〃)	29. 4. 30
〃	840	〃	〃	〃	〃	〃	〃 (〃)	29. 4. 30
新造鐵	199	室蘭開發	設	80	—	—	〃 (舩)	29. 4. 26
新潟造船	73	日本通	運	70	—	—	〃 (〃)	29. 4. 17
渡邊製鋼	113	臨海土	木	140	—	—	〃 (淺)	29. 4. 16
安藤鐵工	313	大都會工	業	90	—	—	〃 (砂利採取)	29. 4. 16
〃	905-1	桂川砂	利	45	—	—	〃 (〃)	29. 4. 15
〃	969-1	東急不動	産	55	—	—	〃 (〃)	29. 4. 23
石川島	733	北海道開發	局	100	—	—	〃 (起重機)	29. 4. 16
日立・因島	3731	インドネシア	向	6,800	D	4,600	輸 (貨兼巡禮)	29. 4. 22
尾道造船	30	琉球	向	980	〃	1,800	〃 (貨 客)	29. 4. 17
幸陽船渠	—	田頭幸	夫	180	H	200	貨	29. 3. 20
鶴見船渠	158	三洋海	事	95	D	100	油	29. 3. 13
日信工業	101	白洋船	業	100	不明	不明	〃	29. 3. 24
林兼造船	835	大洋漁	業	470	D	750	漁 (鮪)	29. 3. 20
深堀造	8	〃	〃	75	〃	220	〃 (底 曳)	〃
〃	9	〃	〃	〃	〃	〃	〃 (〃)	〃
東北船渠	187	運輸省, 一港	建	40	〃	160	曳	29. 3. 31
〃	185	〃	〃	120	—	—	雜 (土 運)	〃
〃	186	〃	〃	〃	—	—	〃 (〃)	〃
鶴見船渠	161	太洋石	油	18	D	40	〃 (給 油)	29. 3. 30
小橋造船	1	合同石	油	12	H	30	〃 (〃)	29. 3. 10
深堀造	6	大洋漁	業	75	D	220	漁 (底 曳)	29. 2. 28
〃	7	〃	〃	〃	〃	〃	〃 (〃)	〃

合 計 43 隻 62,880 總 噸

(二) 竣工船

(29年4月中に報告のあつたもの)

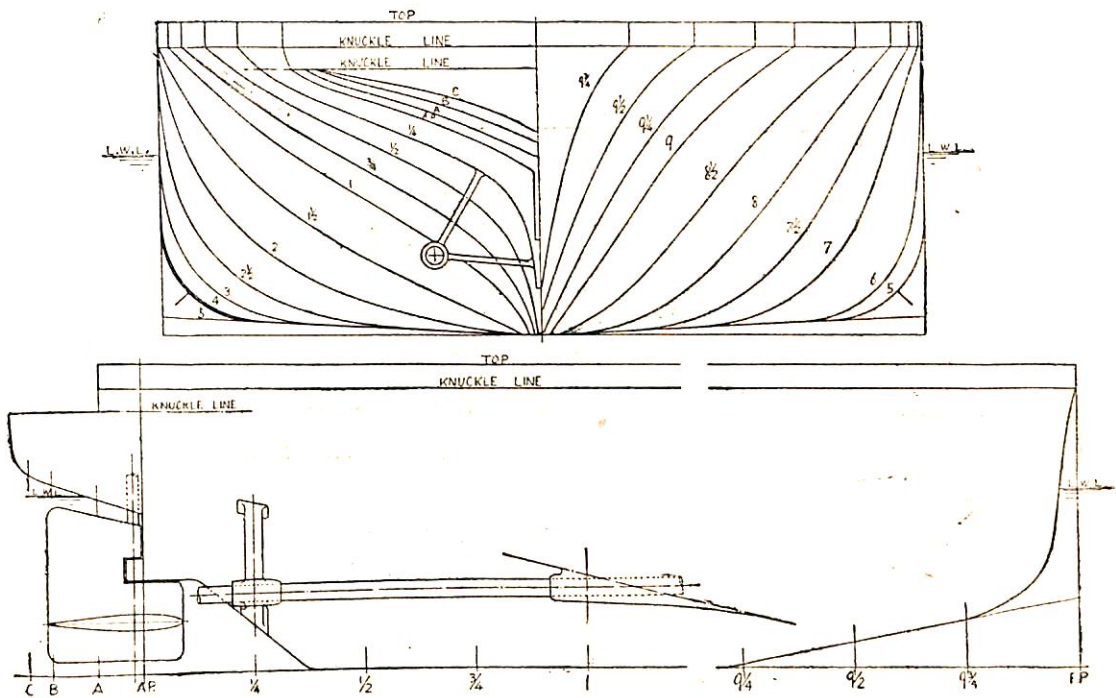
造船所	船番	船名	総トン数	船主	主機, 馬力	用途	竣工年月日
三菱日本・横濱	793	淺間丸	7,680	日本郵船	D 8,500	貨	29. 4. 1
播磨・相生	480	康島丸	9,500	飯野海運	T 12,000	〃	29. 4. 30
大阪造船	89	第35辰己丸	270	辰己商會	D 310	〃	29. 4. 10
鹽山船渠	211	榮興丸	450	商船運輸	〃 600	油	29. 4. 11
鶴見船渠	153	第15三洋丸	95	三洋海事	〃 100	〃	29. 4. 19
昭和造船	142	第12龍宮丸	100	伊豆海運汽船	D 250	客	29. 4. 3
藤永田	32	三重丸	180	三重縣	〃 400	漁(練習)	29. 4. 30
鋼管清水	105	鹿島丸	250	茨城縣	〃 500	〃(〃)	29. 4. 28
林兼造船	835	第16東丸	470	大洋漁業	〃 750	〃(鮪)	29. 4. 30
金指造船	173	第1清壽丸	450	清壽漁業	〃 〃	〃(〃)	〃
三保造船	183	榮福丸	240	小野田房夫	〃 470	〃(〃)	29. 4. 5
〃	184	第3昭陽丸	〃	川口彦次郎	〃 〃	〃(〃)	29. 4. 19
林兼造船	837	德洋丸	70	米田徳次	〃 220	〃(底曳)	29. 4. 15
石川島	729	汐路丸	150	商船大學	〃 380	雜(練習)	29. 4. 20
安藤鐵工	905-1	—	45	桂川砂利	—	〃(砂利採取)	29. 4. 30
〃	969-1	—	55	東急不動産	—	〃(〃)	29. 4. 30
新潟造船	73	—	70	日本通運	—	〃(船)	29. 4. 17
鶴見船渠	161	第7寶油丸	18	太平洋石油	D 40	〃(給油)	29. 4. 30
浦賀・横濱	666	—	90	愛知縣	—	〃(渡)	〃
渡邊製鋼	115	—	130	北海道廳	—	〃(〃)	29. 4. 20
日信工業	101	加川丸	100	白洋船船	不明	〃油	29. 3. 29
一港建新潟	—	角田丸	30	運輸省一港建	R 150	〃曳	29. 3. 31
東北船渠	187	—	40	〃	D 160	〃	〃
深堀造船	6	第21東海丸	75	大洋漁業	〃 220	漁(底曳)	29. 3. 13
〃	7	第22〃	〃	〃	〃 〃	〃(〃)	29. 〃
小橋造船	1	合同丸	12	合同石油	H 30	雜(給油)	29. 3. 18
信貴造船	1016	せと	25	神戸税關	D 275×2	〃(監視)	29. 3. 31
新湊銀造	5	やまと	20	高岡市	〃 90	〃	29. 3. 30
東北船渠	185	—	120	運輸省一港建	—	〃(土運)	29. 3. 31
〃	186	—	〃	〃	—	〃(〃)	〃
東造船	29004	はつしほ	30	長崎税關	D 255×2	〃(監視)	29. 3. 30
大阪造船	91	—	90	夕イ向	〃 120×2	輸(渡船)	29. 3. 25
〃	92	—	〃	〃	〃 〃	〃(〃)	29. 3. 27
東造船	28027	—	6×5隻	〃	〃 各 200	〃(巡視)	29. 2. 19
〃	28028	—	6×5隻	〃	〃 〃	〃(〃)	29. 2. 24
合計			43 隻	21,440 總噸			

— 貨車連絡船の水槽試験 —

今回は貨車連絡船の水槽試験例として、宇高連絡船および青函連絡船の船型選定の際に実施された試験の一例を掲げる。M.S. 68 は宇高、M.S. 69 は青函連絡船にそれぞれ対応する 5.0 米および 6.0 米模型で、前者は定格出力 750 B. H. P. のディーゼル機関 2 基の、後者は 2,500 S. H. P. のタービン汽機 2 基の搭載が予定された双螺旋船である。両船ならびに試験に使用された推進器の主要目は貨船の場合に換算して第 1 表に、正面線圖および船首尾形状圖は第 1 および 2 圖に示す。舵は圖に示す如き流線型半平衡舵で、推進器軸(船體中心線に平行)はシャフト・ブラケットで支持されている。

よび船首尾形状圖は第 1 および 2 圖に示す。舵は圖に示す如き流線型半平衡舵で、推進器軸(船體中心線に平行)はシャフト・ブラケットで支持されている。

試験は両船とも 2 種の吃水(いずれもオープン・キール)で実施され、その結果は第 3 および 4 圖に示す。なお M.S. 68 は船型學抵抗篇の第 46 表、第 99, 100 圖に、M.S. 69 は同じく第 46 表、第 101, 102 圖にその主要目および抵抗係數等が記載されている。



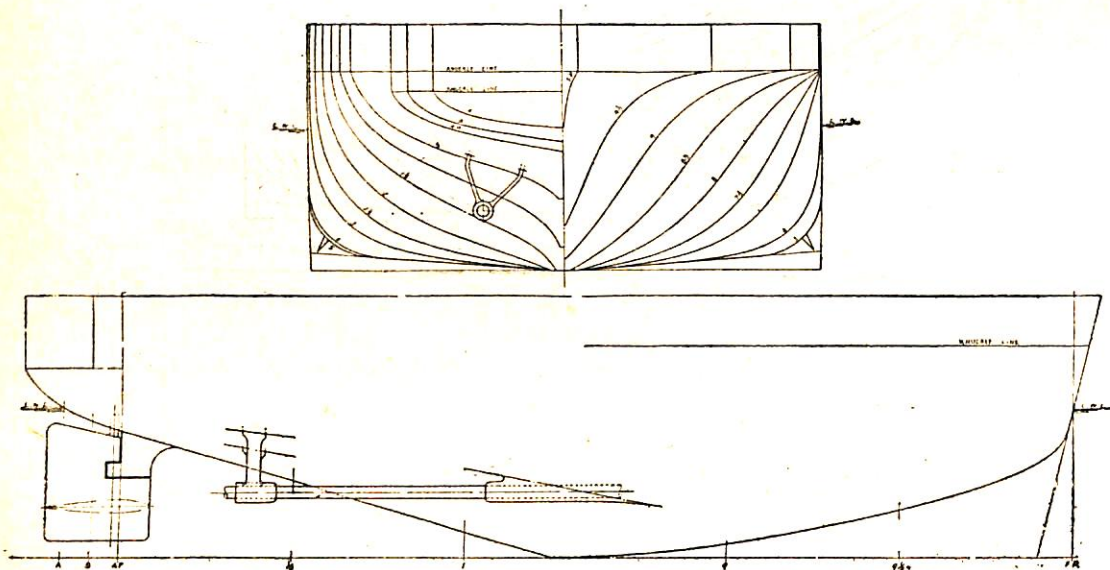
第 1 圖 M.S. No. 68 正面線圖および船首尾形状圖

第 1 表

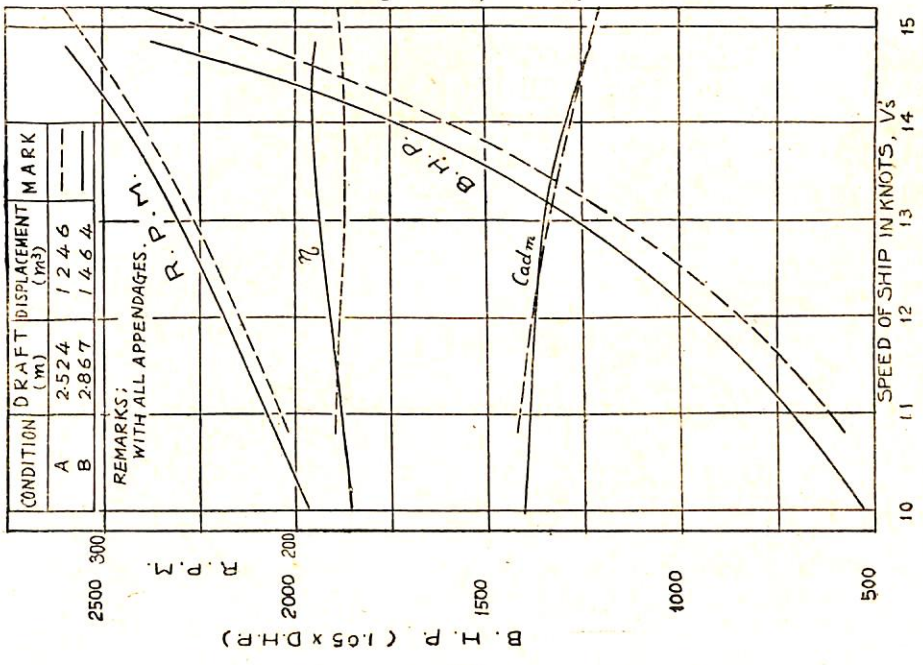
M.S. NO.	68	69
長さ (L _{BP})	70.0 米	108.17 米
幅 (B) (外板を含む)	12.034 米	15.89 米
吃水 (d)	2.867 米	4.669 米
吃水線の長 (L.W.L)	70.63 米	110.90 米
排水量 (Δ _s)	1,501 噸	4,865 噸
Cb	.606	.591
Cp	.655	.643
C _M	.925	.919
icb(L _{BP} の%にて印より)	+2.10	+1.96
平均外板の厚	17 糎	19 糎
λ _s *	.14339	.14188
λ _s /*	.1618	.1464

* 印 L.W.L に基く

M.P. NO.	56R&L	57R&L
直径	1,886 米	2,924 米
ボス比	.182	.185
ピッチ (一定)	1,838 米	2,755 米
ピッチ比 (〃)	.975	.942
展開面積比	.403	.529
翼厚比	.052	.052
傾斜角	0°	0°
翼数	4	4
回轉方向	外廻	外廻
翼断面形状	エーロフォイル	エーロフォイル



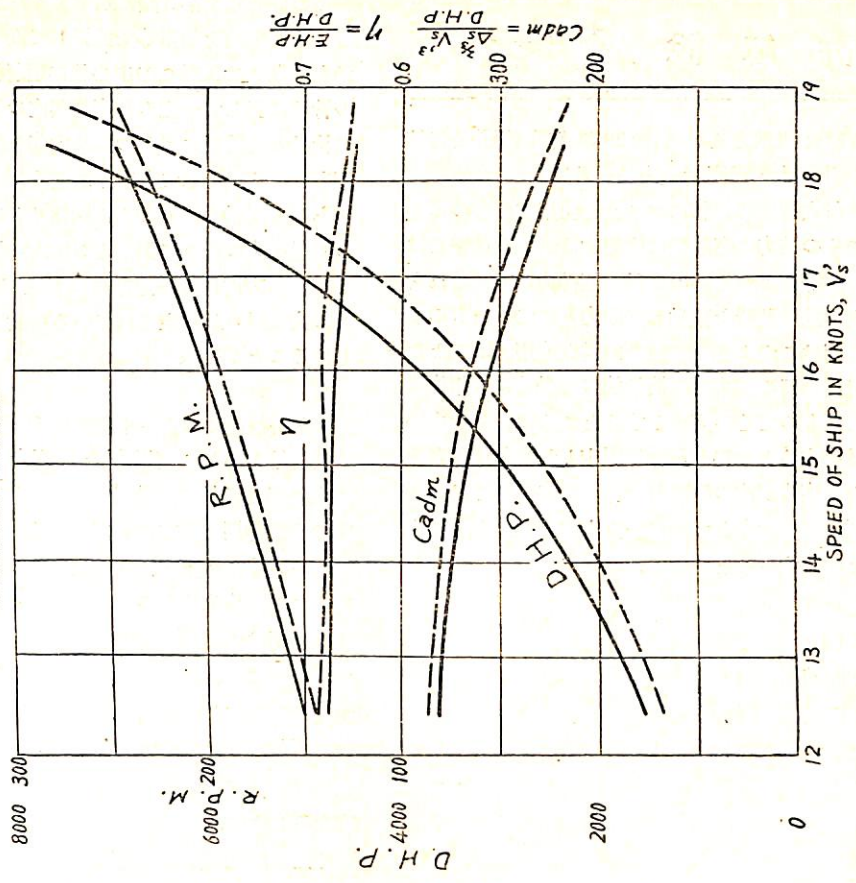
第 2 圖 N.S. No. 69 正面線圖および船首尾形状圖



第3圖 M.S. No. 68 x M.P. No. 56 B.H.P. 等曲線圖

CONDITION	DRAFT (m)	DISPLACEMENT (m ³)	MARK
A	4.175	4101.8	---
B	4.669	4746.4	---

REMARKS: WITH ALL APPENDAGES.



第4圖 M.S. No. 69 x M.P. No. 57 D.H.P. 等曲線圖

特許解説 大谷幸太郎

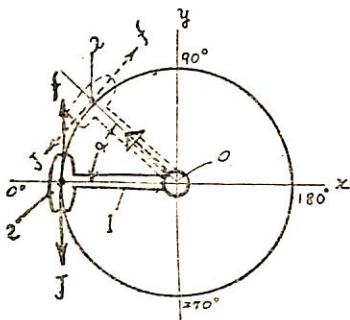
特許第

回轉噴射式推進方法 (昭和29年特許出願公告第1,619號, 出願人・發明者 山崎正八郎)

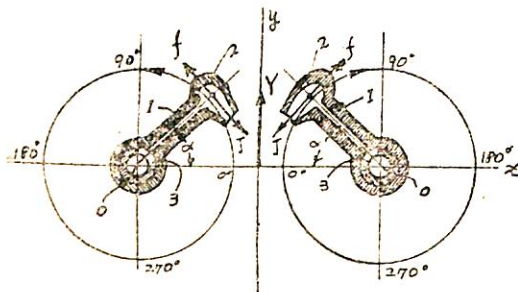
従來の噴射式推進器, 特にガス體を使用するものは非常に高速でその推力は高速體には適するが, 低速體では反動タービン等によつてその反動を回轉力に換えこれを減速し, 別の推進裝置を驅動して推力としていたものである. 本發明はこのような複雑な機構を使用することなく高速噴射推進器の推力を直接低速の移動體に利用出来るようにしたものでその要旨とするところは, 軸を中心として回轉出来るようにした腕に固定した噴射推進器を毎回一定の角度範囲内のみ噴射を行わせて回轉させ, その噴射の反力を腕を介して軸に一定方向の推力として作用させるようにすることである.

圖面について

本發明の1例を説明すると回轉自在の腕1に取り付けられた噴射式推進器2は回轉角 0° において噴射體Jを噴射し始め, 推進器2はその反動力fによつて直進しようとする. しかしこの推進器2は腕1によつて軸oに拘束されているために軸oを中心とする回轉を餘儀なくされ, 加速されながら回轉する. そして噴射體Jの噴射は腕1が 90° 回轉するまで続き, それ以後は噴射體の噴射を止めるが, 推進器2は惰力で回轉を續け 360° まで回轉し, 0° において再び噴射體Jの噴射を開始し前回と同じことを繰返す.



第1圖



第2圖

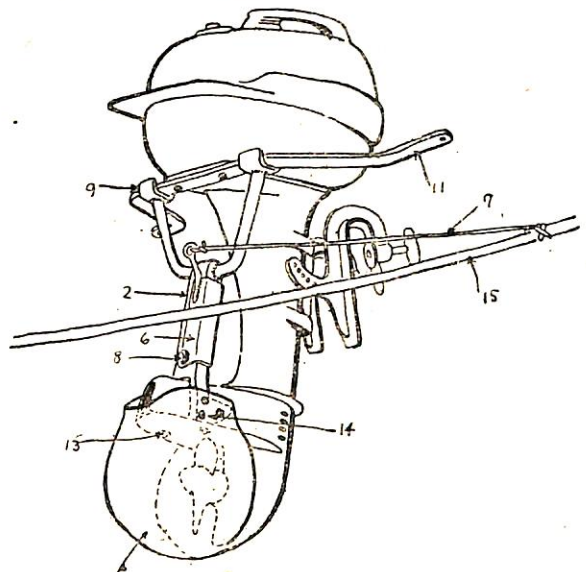
この回轉體を第2圖に示すように左右に對稱的に配置し, 兩回轉體を齒車等で連絡して回轉方向を逆にし回轉角を同期させ, 軸oの中心部に噴射材料を供給し, 腕1の管部に對して一定の角度範囲内のみ開口した噴射材料供給孔3を設け, 腕1の軸承内面と組合せて管制弁の作用をさせる. そして各噴射推進器2が一定の回轉角の間のみ噴射反動を得るように回轉せしめると, 毎回推進器の噴射反力の軸oに對する力はx方向は左右打消されるが, y方向には一定方向にYなる力となつて作用し, この力は軸oが固定されている移動體を一方に推進せしめることが出来る.

船外機艇のスタート制御裝置 (昭和29年特許出願公告第1,620號, 出願人・發明者 千葉四郎)

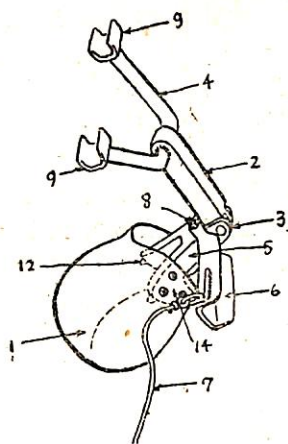
本發明は船外に發動機を取付けた小型舟艇等に用いて艇の發進時期を隨意に制御出来るもので, モーターボートレース等に應用すれば多數の艇の發進を完全に同時に行うことが出来るものである.

本發明は推進機カバーとその取付部とからなるもので, 圖面について説明すると, 1は推進機カバーで前方が開放したバケツ状をなしている. このカバー1の頂部に固着した脚杆5を垂直杆2に横水平軸で回轉自在に取り付け, カバー1を推進機軸を含む縦垂直面内で廻動自在ならしめている. そして常時はその回轉を停止させておくために, 脚杆5の上部に横に回動自在な溝型金具6を縦水平軸で取付け, 脚杆5と垂直主杆2との關節3を横から包覆してその屈折を防止している.

溝型金具6には引索7が連結されており, また垂直主



第1圖



第 2 圖

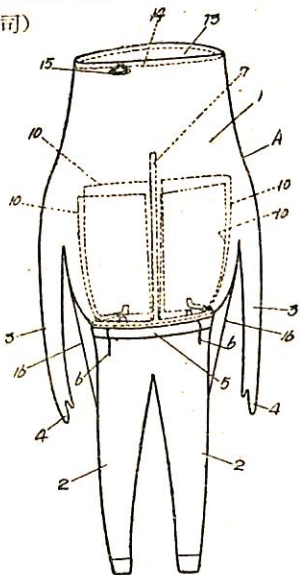
杆 2 頂部には腕杆 4 が固着されている。この装置を艇體に装着するには腕杆 4 の上端に形成された支承部 9 を船艇の操縦杆 11 に係合させ、また腕杆 5 の底面に形成された突起 12 を推進機のキャビテーションプレート の孔 13 に挿入させることによつて行うことが出来る。

いま艇を發進せしめようとする時は推進機を正常回轉せしめた後、引索 7 を引き溝型金具 6 を引倒すと、カバー 1 はそれ以前から推進機の推力をうけて後方へ押されているので脚杆 5 上部の關節 3 が折れ、脚杆 5 は回動して突起 12 は孔 13 から外れてカバー 1 は第 2 圖に示すように浮揚し、上部の腕支承部 9 は操縦杆 11 から離れて本装置を艇體より分離し、艇は本装置を残して直ちに發進するのである。従つてもし數隻の引索を等しく 1 本の親索に結びつけておけば、親索を操作することによつて數隻を同時に發進することが出来る。

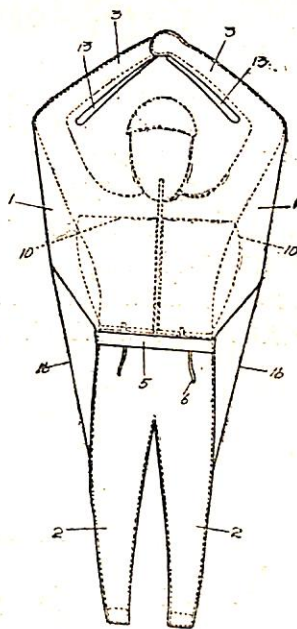
救命衣 (昭和 29 年特許 出願公告第 1,623 號, 出願

人・發明者 堀内 司)

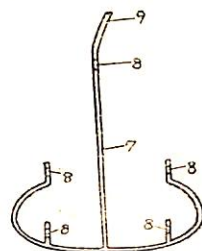
本發明は海中に投身する際に身體全部を衣中に包んで海水が衣中に浸入するのを防ぐようにし、海中において衣中に保有されている空氣で數分間外界とは無關係に呼吸することが出来る。この呼吸による排氣によつて衣中に設けた浮袋を膨脹して浮力を確保し、これによつて頭部を常に海面上に浮上出来るようにした救命衣に関するものであ



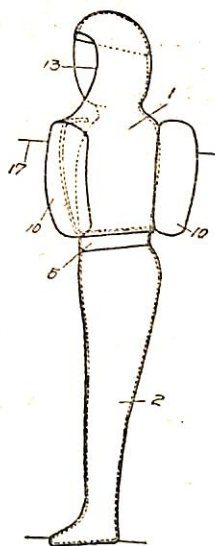
第 1 圖



第 2 圖



第 3 圖



第 4 圖

る。以下圖面について説明すると、A は救命衣、1 は救命衣の貯氣槽を形成する空洞部でその上方にはくり紐 14 を設けた開口 13 が形成され、その下方には兩脚を入れる兩下肢部 2 が、また兩側には兩手を入れる兩上肢部 3 がそれぞれ形成されている。この救命衣 A の中には第 3 圖に示すような形状の管體が挿入してあり、その中 7 は送氣管、8 は戻止弁で、送氣管 7 の上端部には鉤部 9 が設けられ、この鉤部 9 を口に啞えて空氣を吹込むことが出来るようになつて

いる。また戻止弁 8 は浮袋 10 に連結されている。なお圖中 5 はバンド、6 は留め具、16 はゴム紐である。

いま海上で遭難し沈没艦船または航空機より海中に脱出する際には、まず救命衣 A の兩下肢部 2 に兩脚を入れて留め具 6 を外してこの中に巻込まれている空洞部 1 をほどこき、兩手を上肢部 3 に入れ、兩腕を第 2 圖のように張りながら兩手を頭上へもつてくる。このようにする時は上半身は完全に空洞部 1 内に納まり空洞部の兩側は

ゴム紐16に引かれて最大容積に擴がるからこの時開口13の紐14をくくつて開口を閉じる。

このようにして海中に飛込めば水壓のために兩下肢部の空氣は上方に押し動かして空洞部1内に集まる。そしてこの空氣量は遭難者が數分間呼吸するに充分で、遭難者はこの空氣を呼吸し、その排氣を送氣管7の鋸部9を口に啞えて送氣管7内に放出する。そうすればこの排氣は送氣管7より戻止弁8を経て浮袋10内に供給され、浮袋10は漸次膨脹し、空洞内の空氣がなくなる頃には浮袋10は充分膨脹して身體を浮上するに充分な浮力を生ずる

ようになる。そして頭部並びに肩部は第4圖に示したように海面17上に浮上するから兩手によつてしぼんだ空洞部1の開口13から顔だけが現われるように紐14でくくつて結び、その後は外界の空氣を呼吸して救命を待たばよい。

以上のように本發明の救命衣では浮袋は身體の上半身を圍繞しているから身體の斷熱保温上有効で、長時間の漂流、浮泳に適し、救命衣を着けたままで自由に運動することが出來、またその製作も簡單なものである。

x

x

x

天然社・海專圖書

和達・島山・福井監修 A5 450頁 1200圓 (送50圓)

氣象辭典

中谷勝紀著 A5 函入 230頁 500圓 (送50圓)

船用チーゼル機關の解説

上野喜一郎著 A5 箱入 630頁 850圓 (送50圓)

船舶安全法規

天然社編 B5 上製 220頁 450圓 (送40圓)

船舶の寫眞と要目 第2集 (1953年版)

天然社編 B5 普及版 300頁 300圓 (送40圓)

船舶の寫眞と要目 (1951年版)

上田篤次郎著 A5 上製 (折込7枚) 500圓 (送40圓)

船用電氣設備

造船協會電氣接研究委員會編

A5 判總アート 200頁 360圓 (送40圓)

船の熔接設計要覽

小林恒治著 A5 上製 260頁 420圓 (送40圓)

實用航海術

小野寺道敏著 A5 上製 340頁 500圓 (送40圓)

氣象と海難

山縣昌夫著

船型學 (推進篇) B5 上製 350頁 850圓 (送50圓)

船型學 (抵抗篇) B5 上製圖表別冊 700圓 (送50圓)

上野喜一郎著 A5 上製 280頁 380圓 (送30圓)

船の歴史 (第一卷) 古代中世篇

米國造船機學會編 米原令敏譯 各 B5 上製

船用機學 (第1分冊) 650圓 (送50圓)

" (第2分冊) 520圓 (送50圓)

" (第3分冊) 700圓 (送50圓)

" (第4分冊) 800圓 (送50圓)

船舶局資材課監修 B5 上製 400頁 650圓 (送50圓)

船舶の資材

茂在寅男著 B6 上製 210頁 280圓 (送25圓)

解説「レター」

橋本・森共著 A5 上製 200頁 300圓 (送30圓)

船舶積荷

依田啓二著 A5 上製 200頁 280圓 (送25圓)

海上衝突豫防規則提要

小野暢三著 A5 上製 170頁 250圓 (送25圓)

船用聯動汽機

春日・杉浦・雨宮監修 A5 判 500頁 800圓 (送50圓)

水産辭典

矢崎信之著 B6 上製 300頁 250圓 (送25圓)

船用機關史話

天然社編 B5 判 180頁 280圓 (送25圓)

船用品の解説と紹介

朝永研一郎著 A5 上製 210頁 250圓 (送25圓)

船用機關入門

渡邊加藤一著 A5 上製 200頁 280圓 (送25圓)

荒天航泊法

小谷・南・飯田共著 A5 上製 340頁 450圓 (送40圓)

機關士必携

依田啓二著 A5 上製 400頁 450圓 (送40圓)

船舶運用手學

小谷信市著 A5 上製 300頁 350圓 (送40圓)

船用補機

小野暢三著 B5 上製折込圖4葉 400圓 (送40圓)

貨物船の設計

高木 淳著 A5 上製 240頁 300圓 (送40圓)

初等船舶算法

中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350圓 (送40圓)

船用チーゼル機關

中谷勝紀著 A5 上製 200頁 250圓 (送25圓)

船用燒玉機關

神戸高等商船學校航海學部編

A5 上製 180頁 180圓 (送25圓)

航海士必携

關川武著 B6 上製 140頁 130圓 (送25圓)

艀裝と船用品

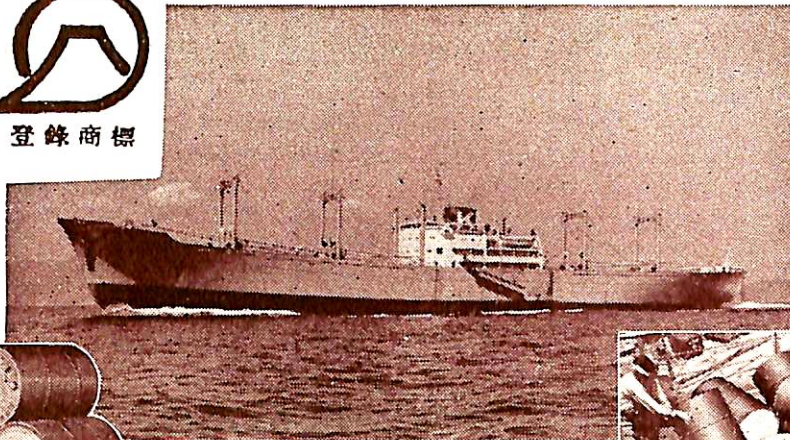
SHOWA OIL



社 標



登録商標



川崎汽船会社所有国川丸の雄姿と同船主機用として昭石特ディーゼル油積込の図



昭石の新製品溶剤製潤滑油特号は化学的安定度の極めて高い純粹の精製礦物質油であります。各船主及機関士各位には昭石特号製品が凡ゆる運轉状態の下に完全な潤滑を與え而も航行湮数当りの消費が僅少である事を體驗して居られます。

川崎汽船会社所有国川丸（重量屯数 10,842 吨）裝備のディーゼル機関は昭石特 1 号，特 2 号，特 3 号ディーゼル油を以て正しく潤滑され最高の能率を擧げ乗組員の好評を博して居ります。

（詳細は各營業所に御問合せ下さい）

英系シエル石油會社提携

資本金拾七億円

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. SITWELL

本 社	東京都中央区日本橋馬喰町一丁目一番地ノ二
	電話 茅場町 (66) 1 2 4 0 ~ 9
本 社 分 室 及 所	東京都中央区日本橋小伝馬町二丁目二番地ノ五
東 京 營 業 所	東 京 營 業 所 電話 茅 場 町 (66) 1 2 1 0 ~ 9
大 阪 營 業 所	大 阪 營 業 所 電話 小 樽 5 6 1 5 · 1 9 6 7
小 樽 營 業 所	小 樽 營 業 所 電話 小 樽 5 6 1 5 · 1 9 6 7
名 古 屋 營 業 所	名 古 屋 營 業 所 電話 本 局 2 0 0 5 ~ 6
工 場	工 場 電話 本 局 2 0 0 5 ~ 6
	東京・新 潟・秋 田・仙 台・坂 出
	京都・北 区・梅 田・産 經 比 呂
	神 戸 市 港 町 三 番 地
	天 神 町 八 番 地
	西 日 本 比 呂
	南 伏 見 町 二 丁 目 二 番 地
	廣 島 市 中 区 南 伏 見 町 二 丁 目 二 番 地
	川 崎 市 新 潟 市 平 沢 市 海 南 市 関 屋 市 彦 島 市 鶴 見 市 品 川 研 究 所



船用計器の総合メーカー

東京計器

米国スペリー社・キディー社・ベンディクス社提携

スペリー ジャイロ コンパス, マリンレーダー, ロラーン
マグネティックコンパスパイロット, マイナーEi ジャイロ コンパス
小型レーダーキディー 火災探置並消火装置
ベンディクス デブス レコーダー 其他各種

株式
会社

東京計器製造所

本社	東京都大田区東蒲田 4-3-1
	T E L 蒲田 (73) 2 2 1 1 - 9
東京営業所	東京都中央区京橋 1-2 セントラルビル7階
	T E L 東京二八局 (28) 8 5 6 0 - 8
神戸営業所	神戸市生田区明石町 1-9 同和ビル3階
	T E L 元町 (5) 1 8 9 1
出張所	大阪・門司・長崎・函館

BOILER COMPOUND



三ツ目印

清 罐 劑 罐 水 試 驗 器

燃料節約・汽罐保護
汽罐全能力發揮

本社 内外化學製品株式會社

東京都品川区大井寺下町一四二一番
電話 大森 (06) 2464・2465・2466 番

能美式 (船舶安全法規定)

SMOKE DETECTOR

CO₂ 瓦斯消火装置

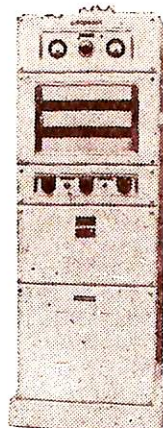
空氣管式自動火災警報装置
其他警報 消火機器一般
言及言十。

製作。
工事。
保全。



能美防災工業株式會社

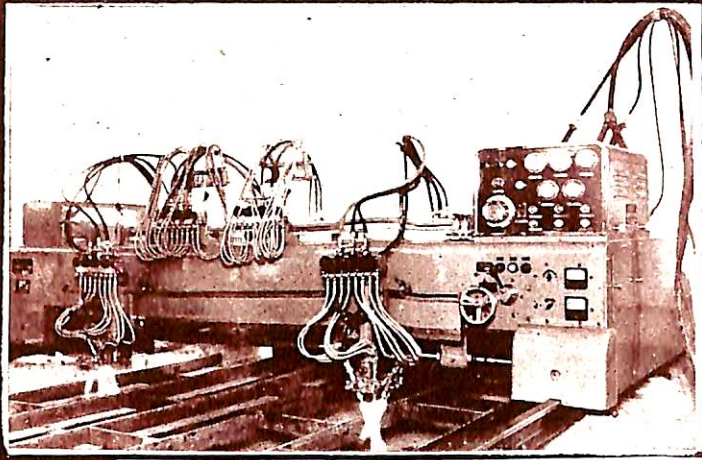
營業所 東京都千代田区九段四ノ一三
電話 九段 (33) 8307.5181
京都市下京区烏丸通七条下ル
電話 下 (5) 6426



代理店 淺野物産株式會社

造船界に活躍する!! スーパームプレナー

IK和29号



X 切断装置附

○本機は造船、橋梁、車輛等の鋼材を瓦斯切断法に依り直接及整形切断用として設計されたもので精密密度高く且能率の増進と経費の節約に至適のものであります。



日本工業規格熔断器具販売

表示許可 第 735 号 (熔接機)

第735-1号 (切断機)

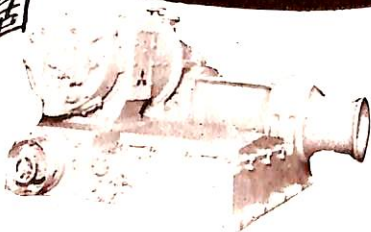
小池酸素工業株式會社

東京都墨田区大平町3の14 電話 本所 (63) 4181~5
大阪営業所 大阪市西区阿波座下通1の19 電話 新町 (53) 4010



品質
堅固

三菱 船舶用電気機器

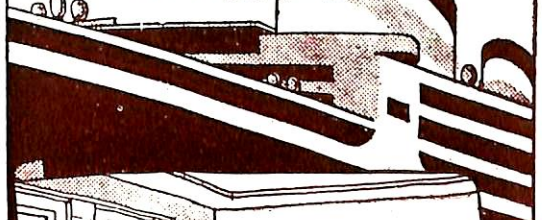


電 動 機 器	揚 送 機 器	貨 物 搬 送 機 器	機 機 機 機 機 器	各 種 船 舶 用 電 氣 機 器	免 電 機 器	電 氣 機 器	機 機 機 機 機 盤
電 機 變 換	動 機 用 機 器	動 機 用 機 器	機 機 機 機 機 器	各 種 船 舶 用 電 氣 機 器	免 電 機 器	電 氣 機 器	機 機 機 機 機 盤

東京ビル・大阪堂島北町
名古屋廣小路道・福岡三菱ビル
札幌南一條・仙台東一番丁
富山安住町・廣島袋町

三菱電機株式會社

船内裝備



設計と施工



日本橋
高島屋

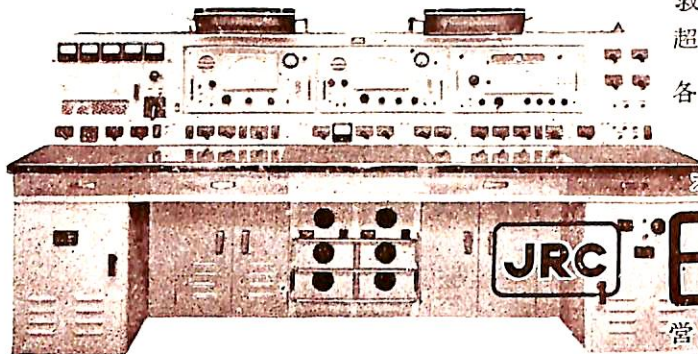
裝飾部

電話千代田 (27) 4,111

JRC 船舶用 無線装置



伝統の技術より
画期的新型機完成!



営業品目

船舶用送・受信機 JRCレーダー
 オートアラーム受信機 ロラン受信機
 救命艇用無線機 方向探知機
 超短波無線装置 船内指令装置
 各種無線装置取付工事・修理一切

本社 東京・三鷹・上連雀 930

JRC 日本無線

営業所 東京・渋谷・千駄ヶ谷4-693
 大阪支社 大阪・北・堂島中1-22

イオン交換樹脂
 アンバーライト
 の用途

- ボイラー給水処理
- 蔗糖。ブドウ糖の精製
- 薬品工業用水
- ストマイ・ビタミン・アル
カロイドの抽出・精製
- 銅錯塩の回収
- フォルマリン中の蟻酸除去
- 工場・鉱山廃液処理

○誌名記載お申し込み
 詳細カタログ送呈

式純水製造 水軟化装置

あなたの水処理は完全ですか?

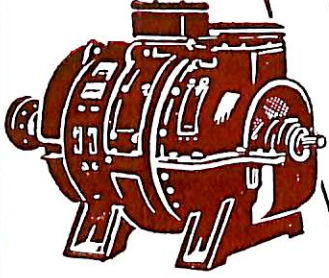
株式会社 日本オルガニク

東京都千代田区神田鍛冶町1の1 TEL (25) 8661 (代表)



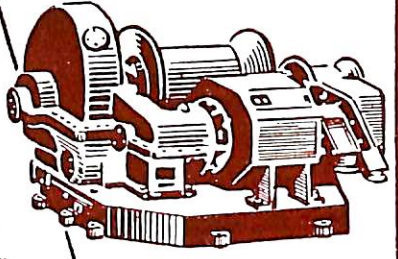


東芝の船舶用電気機器



200 KW 直流発電機

- ◇主要製品◇
- 電動揚貨機
 - 電動繫船機
 - 電動揚錨機
 - 電動操舵機
 - 補機用電動機
 - 推進用電動機
 - 配電盤
 - 制御装置



5 吨電動揚貨機

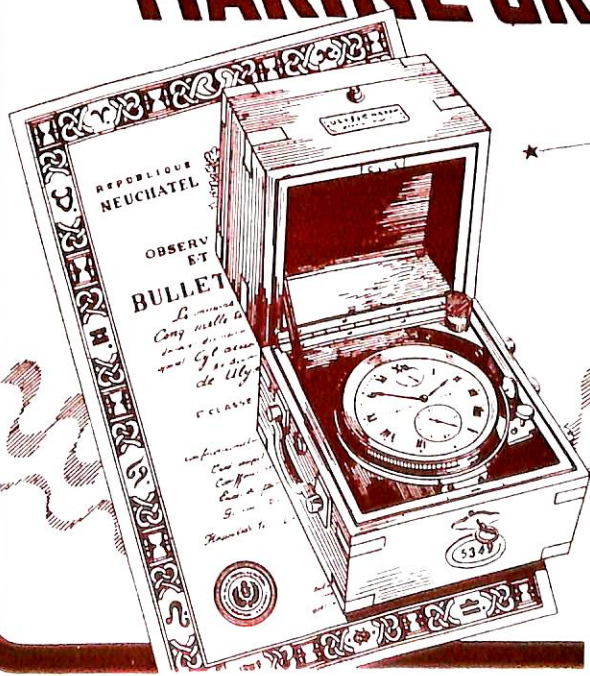
東京都港区赤坂溜池町30の4

電話赤坂(48)1111(代表)

Toshiba

東京芝浦電気株式会社

CHRONOMETRE DE MARINE GRAND FORMAT



ULYSSE NARDIN SA.

代理店 株式会社 大沢商會

中央区銀座西二ノ五
電話京橋(56)8351-5

カールン マリノクロメーター

石川島ターボチャージャー

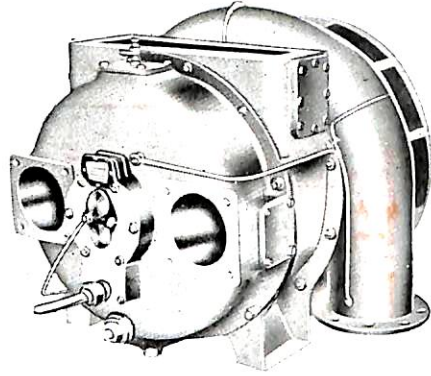
特長

- ★ 機械効率が極めて良好
- ★ 組立分解が容易にできる
- ★ 十分なる耐久性を有する
- ★ 騒音が極めて少ない



石川島ターボチャージャーの型式

型式	無過給時機関出力 B・H・P	過給時機関出力 B・H・P	過給機重量 K g
22	150~250	225~375	150
27	250~400	375~600	270
33	400~550	600~825	420
38	550~750	825~1.125	530
42	750~1.000	1.125~1.500	860
47	1.000~1.500	1.500~2.250	1.250



左記型式は弊社で設計製作している。ディーゼル機関に装備し得る過給機であります。この型式以外の大型のもの及び出力増加率100%過給機も製作出来ます。

石川島重工業株式会社

本社 東京都中央区佃島54・電深川 (64) 4171~9・5171~9
 営業所 東京都中央区日本橋通り3の2電千代田 (27) 6171~9

船舶 第二十七卷 第六号
 昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
 昭和二十九年六月十七日 印刷(毎月一日発行)
 昭和二十九年六月十二日 發行(毎月一日発行)

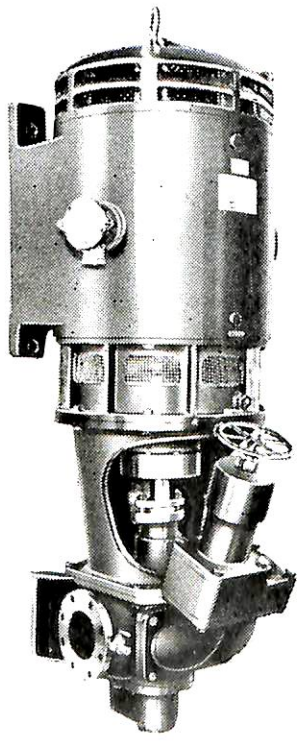
編集発行 東京都文京区向ヶ岡彌生町三
 兼印刷人 田岡健一
 印刷所 東京都千代田区神田金沢町八
 昌平印刷株式会社

HITACHI

伝統の
 総合技術を誇る!



日立歯車ポンプ



潤滑油ポンプ、油輸送ポンプ、その他粘性液ポンプには粘度によつて容量の変化が少い日立歯車ポンプが最も適当して居り各方面に広く用いられて居ります。日立歯車ポンプは歯車の歯が大きく直径が小さく又歯数が少くてアンダーカットがなく噛合円滑な歯車を持つて居ります。尚このポンプは納期迅速価格低廉であります。

日立製作所

本号定価 一五〇円
 地方定価 一五五円
 發行所 天
 東京都文京区向ヶ岡彌生町三
 然社
 振替・東京七九五六三番
 電話小石川〇二三八四番