昭和五年三月二十日　第三種郵便物認可
昭和三十二年九月七日　印刷
毎月一回十二日発行　昭和三十二年九月十二日
昭和二十四年三月二十八日運輸省特別承認雑誌第四〇六号

船舶 9

VOL.30

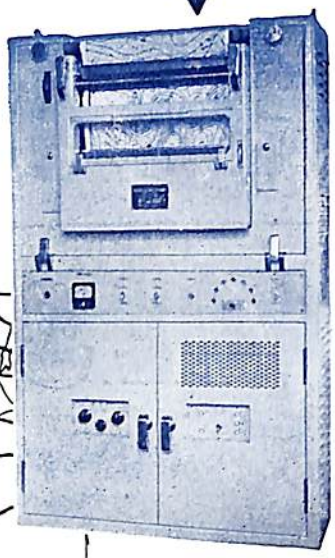
日立造船株式會社

天然社

NEC

船舶運航の安全には!

NEC



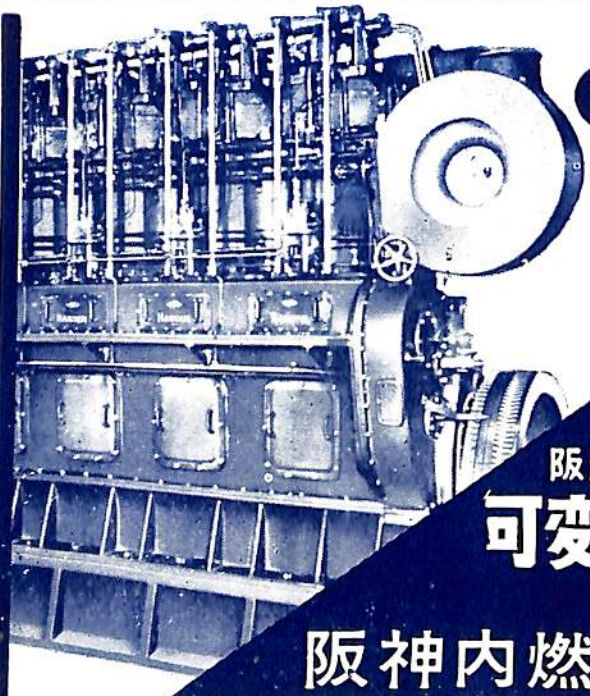
船舶用気象図模写受画装置

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

日本電氣株式會社

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

(カタログ呈)



ハンシン

船舶

主機・補機

陸用 各種

50~3500 BHP

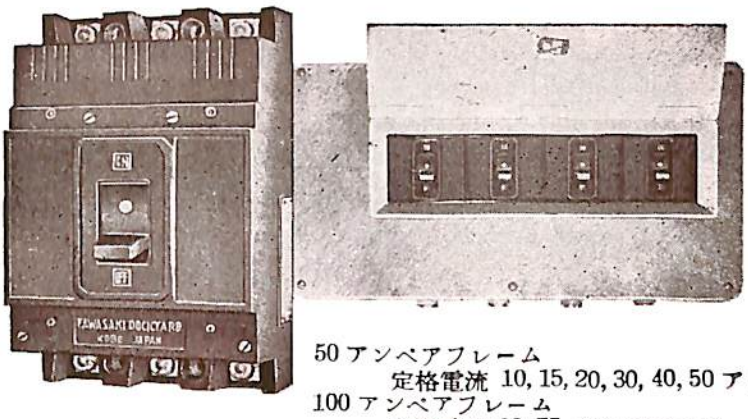
阪神三菱横浜 製造販売

可変ピッチプロペラ HS

阪神内燃機工業株式会社

本社・工場 神戸市長田区一番町三丁目一番地 TEL:湊川(5)1531~6
東京支店 東京都千代田区丸ビル601 TEL:和田倉(20)3640~1
下関出張所 下関市豊前田町第一ビル TEL:下関768

川崎AM型ノーヒューズブレーカー



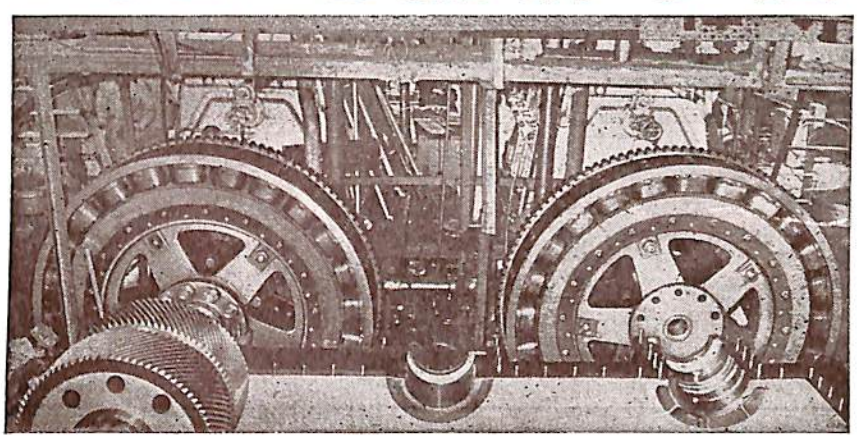
小型軽量
取付簡單

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

川崎重工の舶用電機品

船舶用ディーゼル機関の高速化と小型軽量化に

川崎式電磁滑り接手



御一報次第（広告宣伝係宛）カタログ送呈

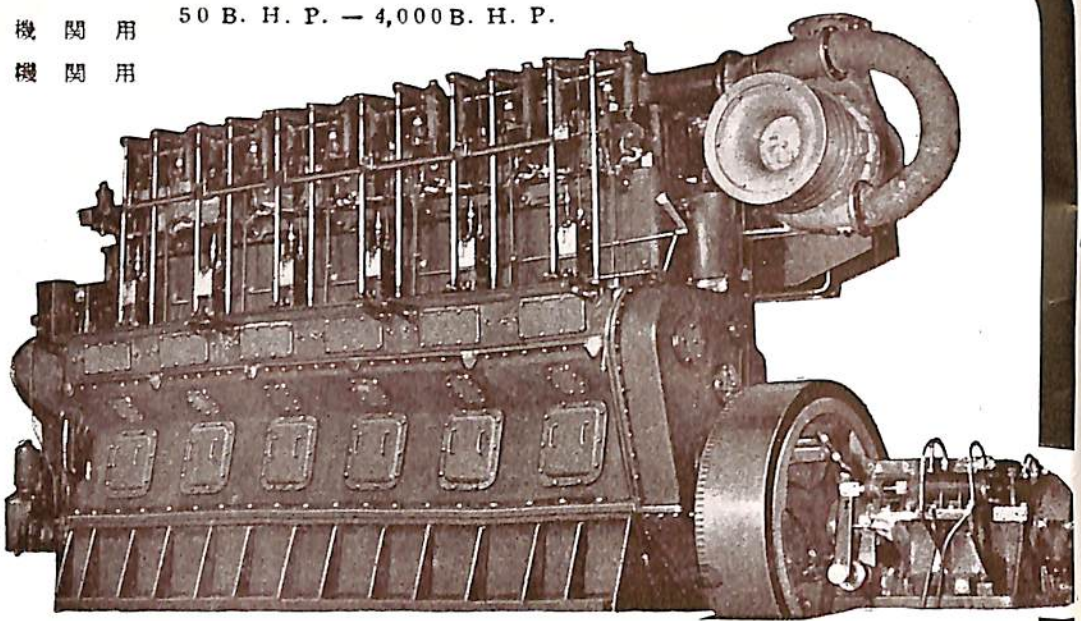
川崎重工業株式會社

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

AKASAKA DIESEL

船舶主機関用
船舶補機関用

50 B. H. P. — 4,000 B. H. P.

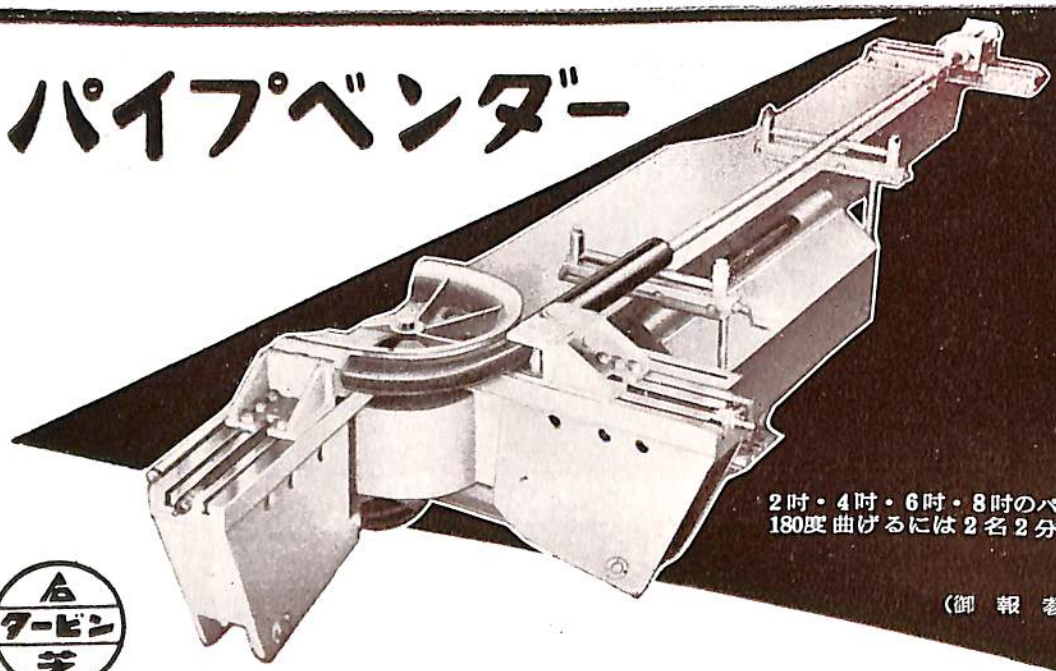


創業
60年

株式会社 赤阪鉄工所

本社　東京都中央区銀座1の3　電話京橋(56)4902, 4903
出張所　大阪市西区奥美町30　電話新町(53) 3 6 0 2
工場　静岡県焼津市中392の1　電話焼津2121—2125

パイプベンダー



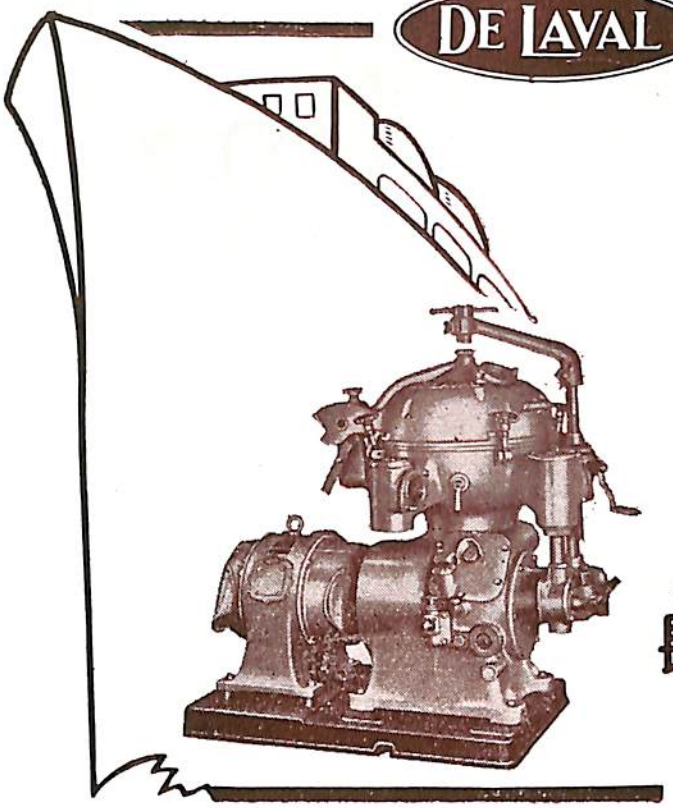
2吋・4吋・6吋・8吋のパイプを
180度曲げるには2名2分で充分

(御報参上)

石川島芝浦タービン株式會社

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

DE LAVAL



Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃料油清浄機
デイーゼル油用
バンカー油用

潤滑油清浄機
デイーゼル
タービン油用

其他　各種遠心分離機

瑞典セパレーター会社日本總代理店

長瀬産業株式會社機械部

大阪市西区立賣堀南通1丁目1番地
電話 新町 (53) 40～1·950～6·3101～5
東京支店　東京都中央区日本橋小舟町2の3の12
電話茅場町 9 7 0
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

ヴイクトリック ジョイント

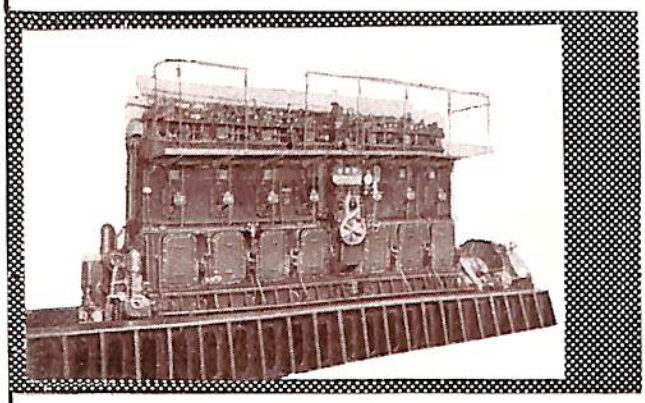
VICTAULIC

スリーブ
ジョイント

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

製造元
日本ヴィクトリック株式会社
東京都千代田区丸ノ内1丁目6
東京海上ビル新館7階
電話 東京 2 8 局 8 9 7 4 · 8 9 7 5

ニイガタ
舶用ディーゼル機関



絶対に他の追随を許さぬ

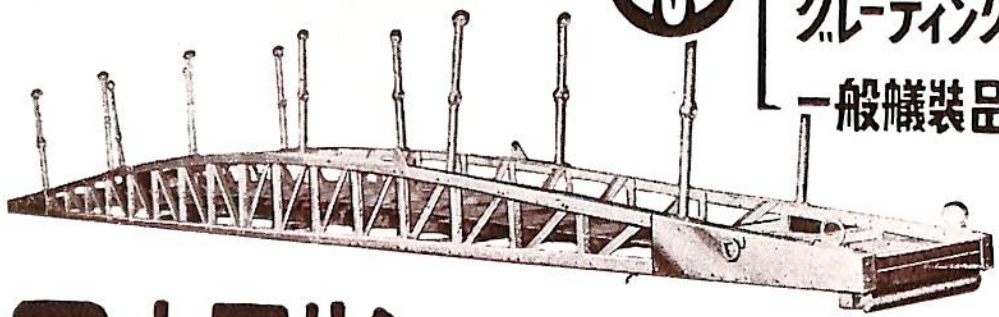
舶用主機
2サイクル　900HP ～ 3600HP
4サイクル　200HP ～ 1800HP
舶用補機
発電用・ポンプ用　等

株式會社 新潟鐵工所

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

特殊軽合金製
船舶部品

舷梯
岸壁梯子
グレーティング
一般艤装品



日本アルミニウム工業株式會社

大阪市東淀川区宮原町四七二番地
東京支店　東京都中央区日本橋通三丁目七番地

船舶

第 30 巻　第 9 号

昭和 32 年 9 月 12 日 発行

天　然　社

◇ 目　次 ◇

直線舷側船形とその近代的改良 …… 小野暢三…(869)

ねじり振動を考えに入れた安全な軸系の設計について …… 山田正一郎…(878)

高速ディーゼル船の主機関計畫に対する考察 …… 中嶋　司…(889)

カミンズVT-12-M高速ディーゼル機関について …… 内山忠夫…(894)

米国第三艦隊の台風禍事件 …… 川島栄一…(899)

含水微粉鑛石の船舶運送について …… 松沢直哉…(909)

〔文献〕軽量パワープラント用原子力ガスタービン …… (913)

〔水槽試験資料 80〕 中型貨物船の模型試験 …… 船舶編集室…(924)

鋼船建造状況月報（昭和32年7月末現在）……船舶局造船課…(927)

昭和32年度国内船建造許可実績（除輸出船）32—7末現在……船舶局造船課…(929)

〔特許解説〕竪坑，窖，船舶等の開口部を可動仕切板で閉鎖する装置
・電動水中航行体の自動停止装置 …… 大谷幸太郎…(930)

写真　竣工——☆ 長門丸　☆ 第五雄洋丸　☆ はばな丸　☆ 三河丸　☆ 高征丸　☆ 錦光丸
☆ 日宏丸　☆ ATLANTIC SUN　☆ HELLENIC HERO　☆ つねみ丸
進水——☆ ESSO CUBA　☆ WORLD INTELLIGENCE　☆ SIRIUS　☆ 春洋丸　☆ 榛名丸
☆ 宝栄丸　☆ 永楽丸　☆ TRANSGULF　☆ SIGLAND

新時代の尖端を行く

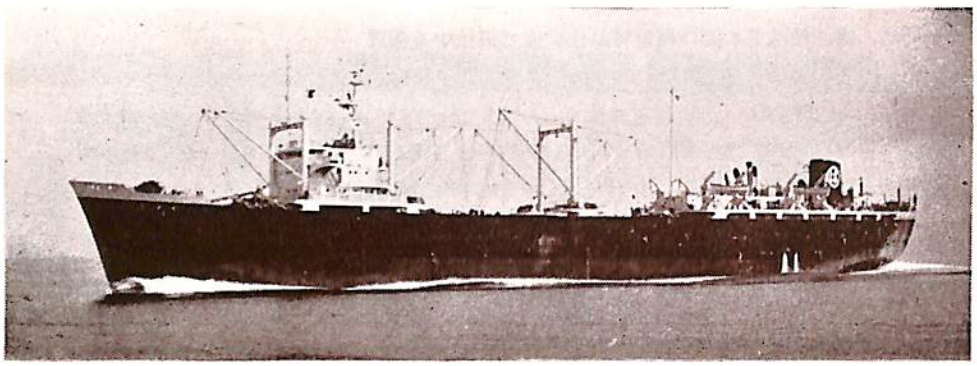
純国産合成繊維

倉敷ビニロン

クレモナ

ハッチカバー

		運輸省型式承認番号	
倉敷ビニロンクレモナ帆布	1号	オ902号	甲種
〃	2号	オ903号	甲種
〃	3号	オ906号	乙種
〃	5006号	オ904号	甲種
〃	5008号	オ905号	甲種
〃	5010号	オ907号	乙種



特長

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

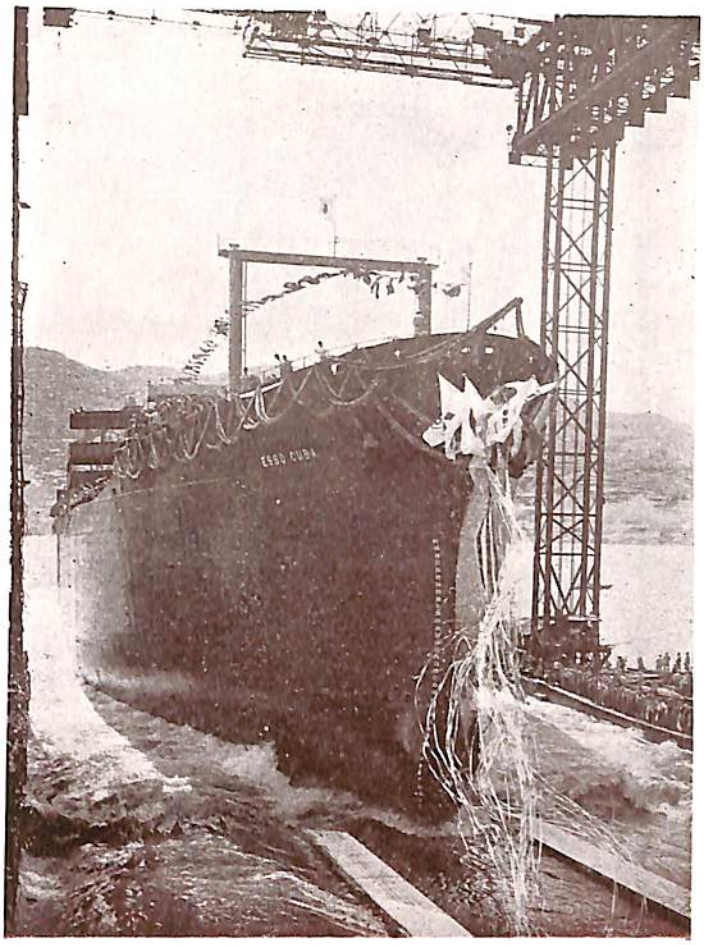
倉敷レイヨン株式会社

ESSO CUBA →

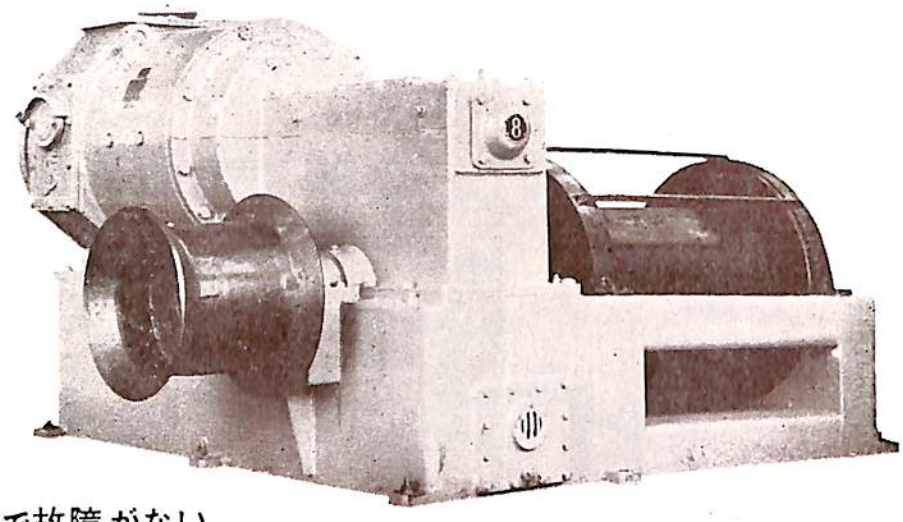
船　　主　PANAMA　TRANSPORT CO.

造 船 所　三菱造船・長崎造船所

長　　(垂)	660呎
幅　　(型)	90呎
深　　(型)	47呎
吃　　水	35.13/16呎
総 噸 数	23,000噸
載貨重量	35,550瓲
速　　力	17ノット
主　　機	三菱エッシャウイス型 タービン 1 基
出　　力	17,600馬力
起　　工	32—4—6
進　　水	32—7—30



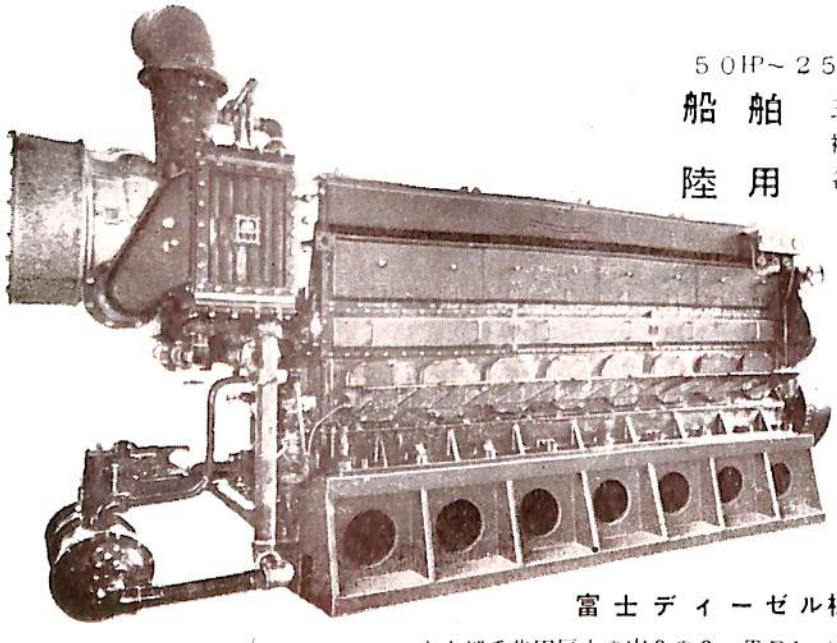
船舶用の最も進歩した
日本船底塗料
船底塗料一号，二号，
デツキペイント
ホールドペイント
ボーセイ
ウオツシュプライマー
ジンククロメートプライマー
マリンペイント
水線塗料
（カタログ進呈）
水谷ペイント
本社工場　大阪市東淀川区三津町1141
東京工場　東京都大田区西六郷三丁目60
名古屋，福岡，広島，高松，札幌



堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士電機製造株式会社
東京都千代田区丸の内2の6

富士 交流揚貨機 ディーゼル機関



5 0HP～2 5 0 0HP
船舶　主機関用
　　補機関用
陸用　各種

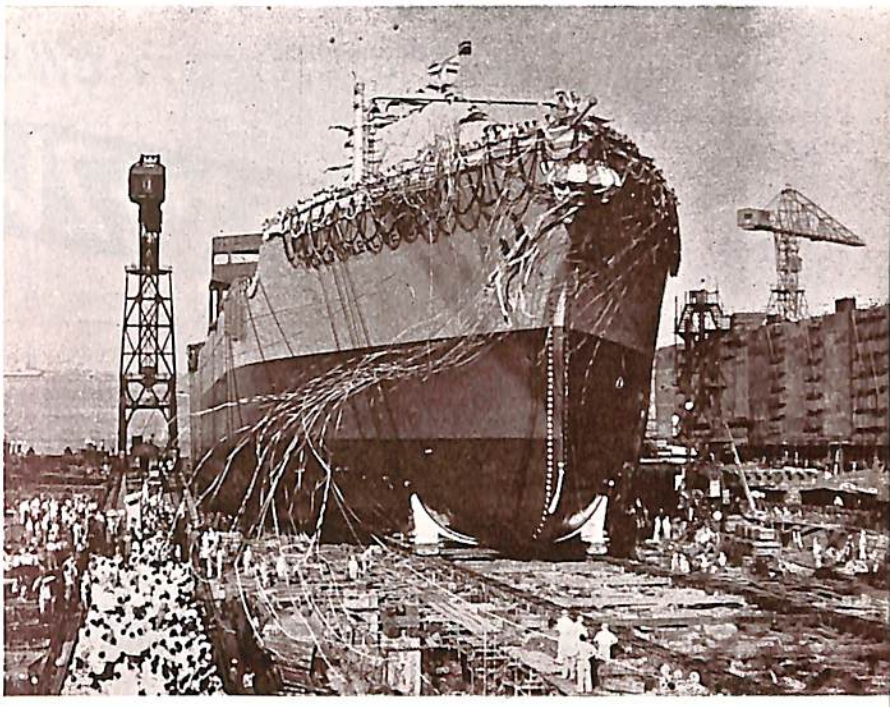
富士ディーゼル株式会社
東京都千代田区丸の内3の2　TEL（28）1251～6

WORLD INTELLIGENCE →

船　主　BELMONT CORPORATION OF MONROVIA, LIBERIA.

造船所　三菱日本・横浜造船所

全長 211.70 m　長(垂) 204.00 m
幅(型) 28.80 m　深(型) 14.70 m
吃水 10.78 m　総噸数 約 25,000噸
載貨重量 約 40,000 瓲　速力 約 17.2ノット　主機 二段減速衝車付蒸気タービン1基　出力 18,000 SHP×105RPM　船級 LR　起工 32—4—3　進水 32—8—14　竣工 32—11予定

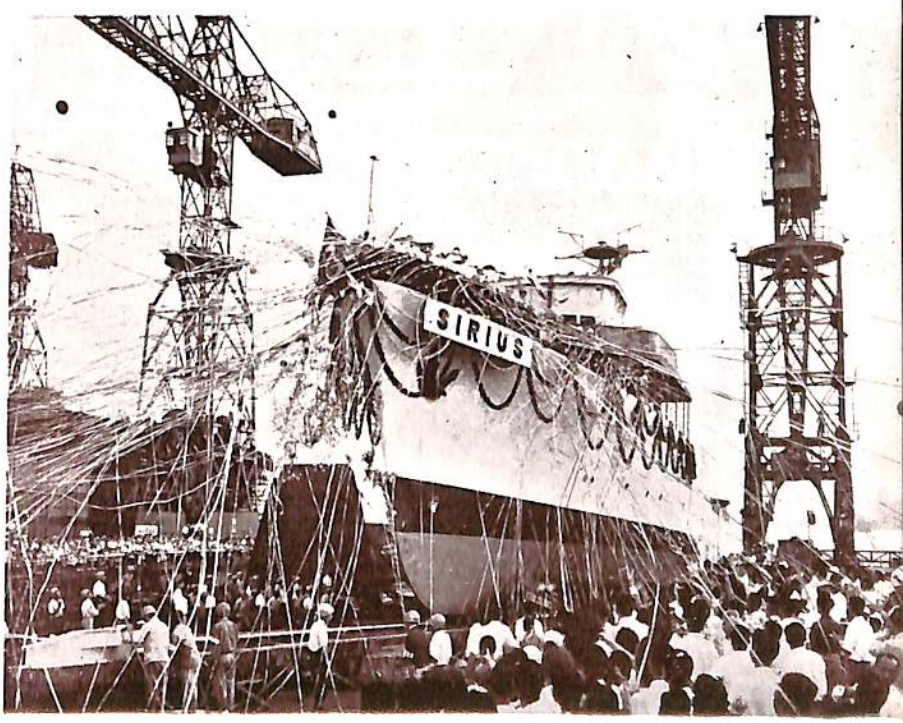


SIRIUS (輸出測量艦) →

船　主　ブラジル海軍省

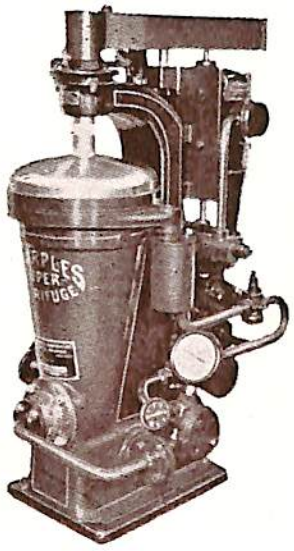
造船所　石川島重工業株式会社

全長 77.90 m　長(垂) 72.00 m
幅(型) 12.00 m　深(型) 5.75 m
吃水 3.70 m　満載排水量 約 1,800噸
速力 15ノット　主機 浦賀ズルザーディーゼル機関2基　出力 1,350BHP×2 (300RPM)　乗組員 102名　船級 AB　起工 31—12—13　進水 32—7—30　竣工 32—12予定



バンカーオイルを常用するディーゼル船に……

新型シャープレス油清浄機



・処理能力（L/H）

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

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

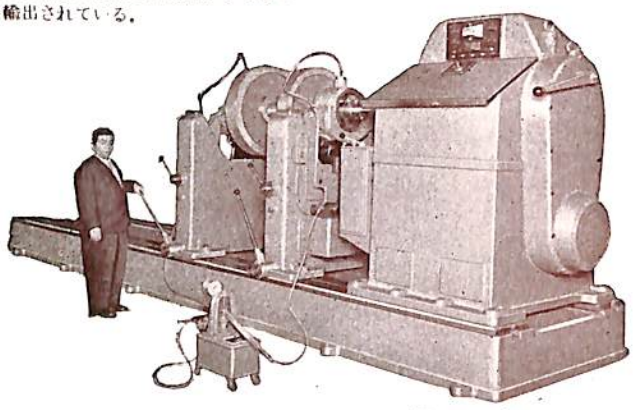
巴工業株式会社

本　　社　東京都中央区銀座1の6（皆川ビル内）
電話 京橋(56) 8681(代表), 8682—5
神戸出張所　神戸市生田区京町79（日本ビル内）　電話三宮(3) 0288—9
工　　場　東京都品川区北品川4の535　電話白金(44)4131(代表) 4132, 1321

明石動釣合試験機

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

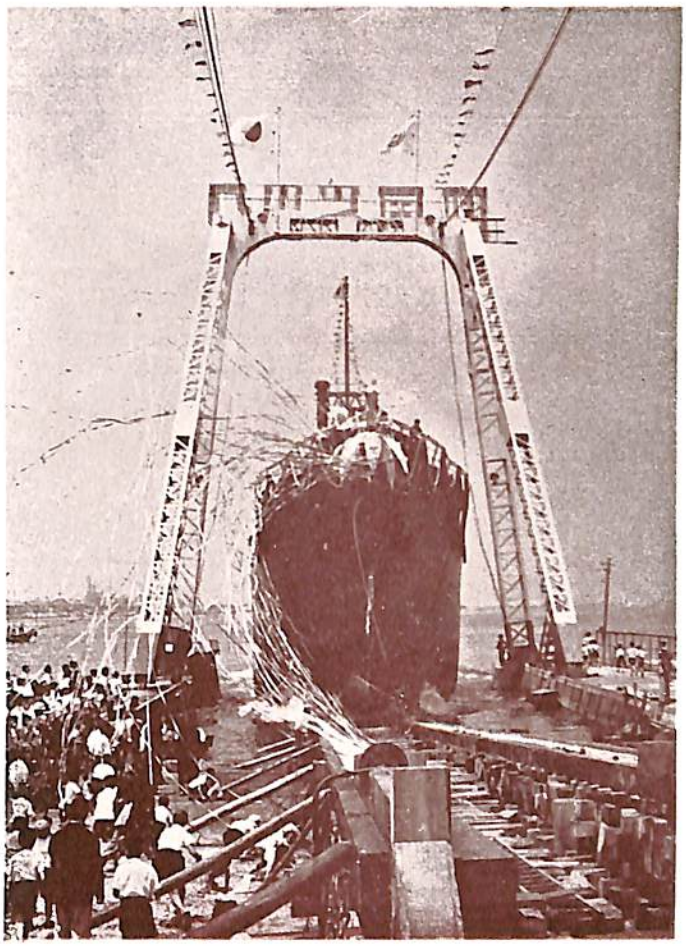
材料試験機
動釣合試験機
振動計
電子顕微鏡
ねじ転造盤



株式会社 明石製作所

本　　社　東京都千代田区丸ノ内仲八号館
電　話　(27) 7871～4
工　　場　東京都品川区東品川五丁目一
電　話　(49) 8146～9
大阪出張所　大阪市北区精笠町五〇堂ビル六一一号
電話(36)3815(直通)・1141(堂ビル代表)

永　樂　丸　→



船　　主　永田海運株式会社

造　船　所　四国ドック株式会社

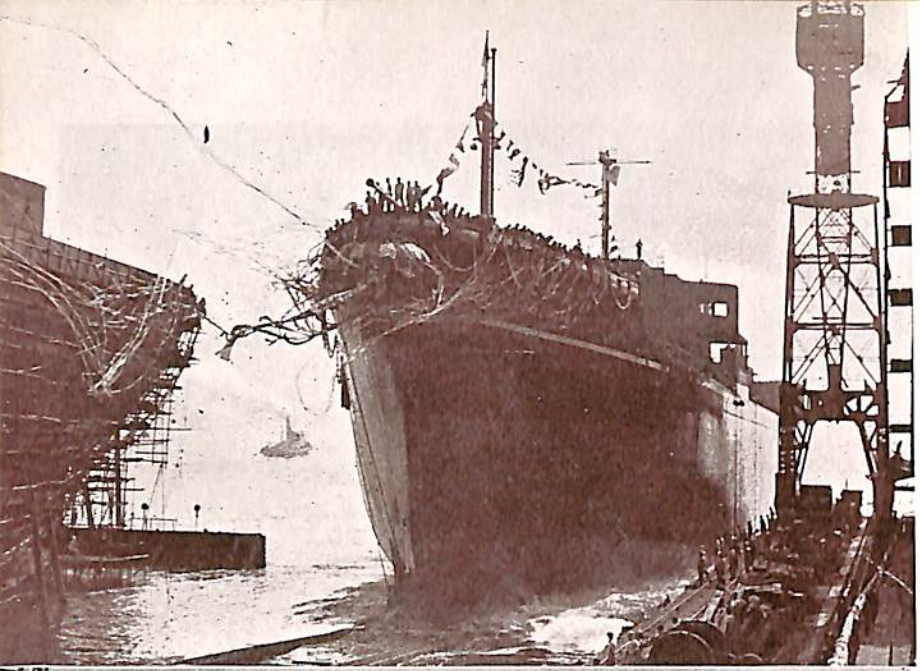
全長 65.62 m　長(垂) 60.00 m　幅(型) 9.70m
深(型) 5.50 m　吃水約 4.90 m　総噸数 約 900 噸　載貨重量 約 1,400 瓲　速力 約 12ノット
主機 日発6～V44単働4サイクルディーゼル機関1基
出力 950馬力　船級 NK　起工 32—2—20
進水 32—6—30　竣工 32—8—24予定

各種鋼船新造修理
舶用機関組立修理

四国ドック株式会社

社長　国東照太

本社　高松市朝日町497番地
電話 高松 2212・2834・7931・5319
東京事務所　東京都中央区日本橋通3ノ4（島田ビル）
電話 (27) 9940
神戸出張所　神戸市生田区海岸通1　（一番館201号）
電話 神戸 (3) 7414

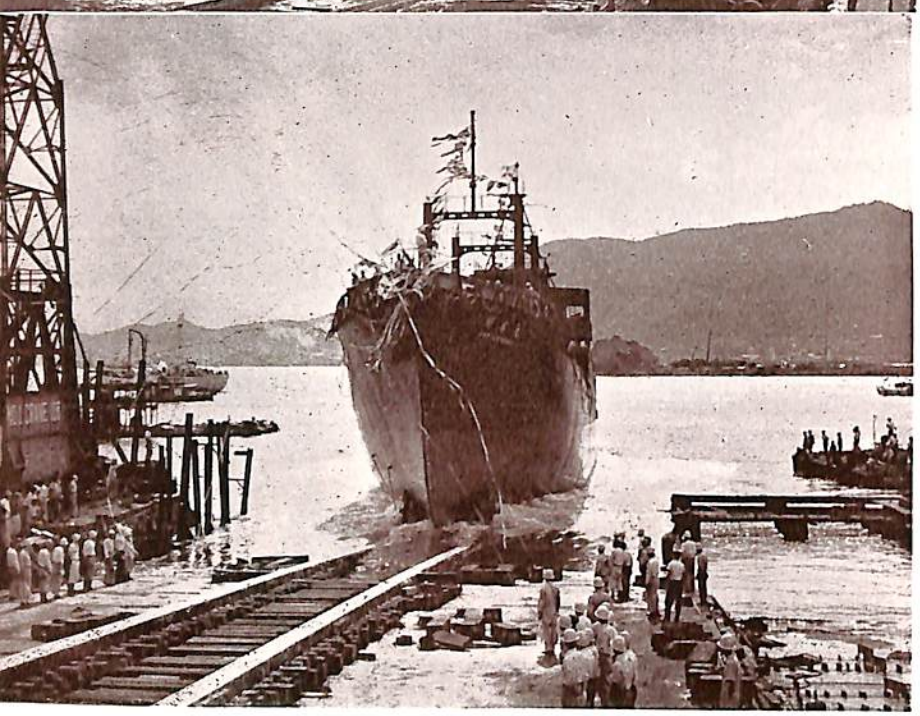


← 春 洋 丸

船 主 大洋商船株式会社

造船所 三菱日本重工・横浜造船所

全長 175.79 m　長(垂) 167.00 m
幅(型) 22.00 m　深(型) 12.30 m
吃水 9.42 m　総噸数 約 13,100 噸
載貨重量 約 20,900 瓲　速力 約 16.3 ノット　主機 横浜MAN単働2衝程7気筒排気タービン過給機付 KZ78/140 C型ディーゼル機関1基　出力 9,500 BHP×119RPM　船級 NK　起工 31—12—27　進水 32—8—1　竣工 32—9 予定



← 榛 名 丸

船 主 日魯漁業株式会社

造船所 三菱造船・下關造船所

長(垂) 72.00 m　幅(廻) 11.50 m
深(型) 6.00 m　吃水 5.35 m
総噸数 約 1,460 噸　載貨重量 約 1,650 瓲　速力 約 11.5 ノット
主機 赤阪鉄工所製ディーゼル機関1基
出力 1,600 馬力　船級 NK
起工 32—5—29　進水 32—7—27

ノンチョーキング型合成樹脂船舶塗料

タイコーTM

(マリーンペイント)

本社 大阪市此花区西野下之町38
支店 東京都中央区八重洲3ノ5

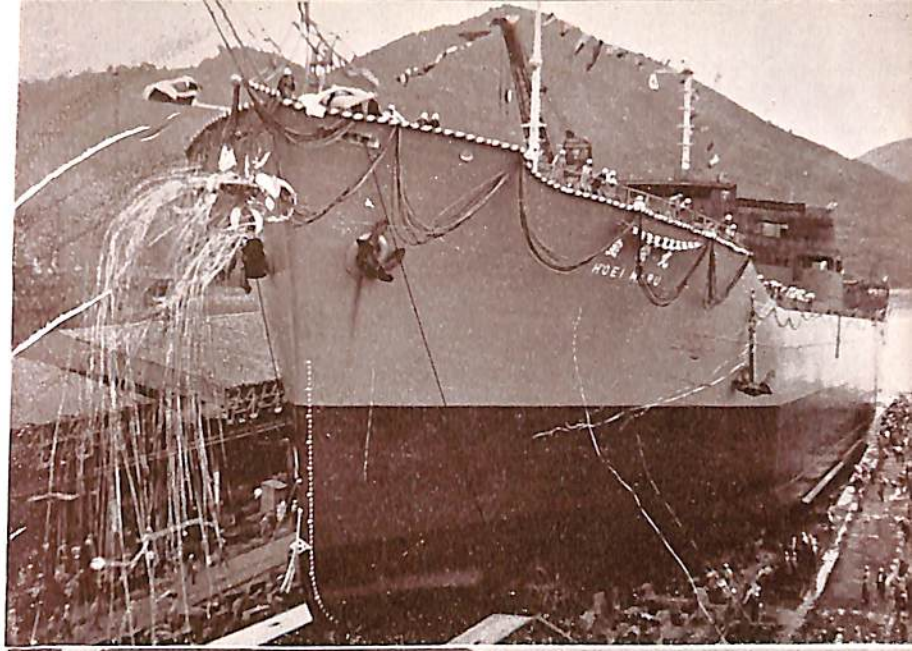
大日本塗料

宝　栄　丸　→

船　主　日東商船株式会社

造船所　株式会社 播磨造船所

全長 201.78 m　長(垂) 192.02m
幅(型) 26.52 m　深(型) 13.87 m
吃水 10.41 m　総噸数 約 20,500 噸
載貨重量 32,800 瓲　速力 15ノット
主機 過給機付ディーゼル，ハリマズルツァー10RSAD76型1基　出力 13,000BHP×119RPM　船級 NK,LR
起工 32—3—26　進水 32—7—28
竣工 32—10—末予定

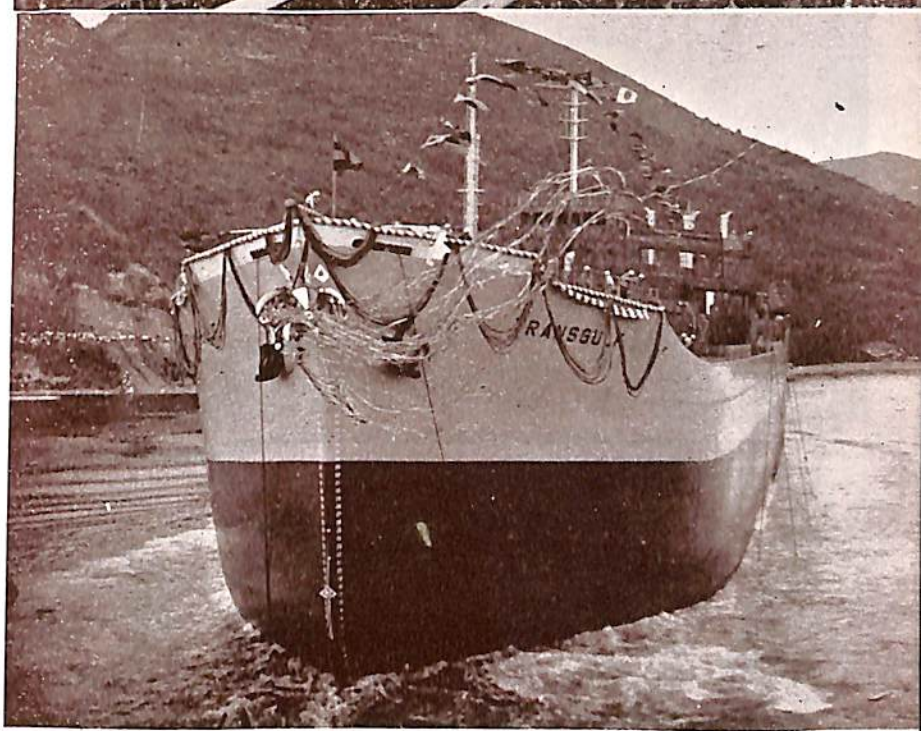


TRANSGULF　→

船　主　COMPANIA NAVIERA TRANSOIL S.A.

造船所　株式会社 播磨造船所

全長 208.00 m　長(垂) 200.00 m
幅(型) 28.20 m　深(型) 14.50 m
吃水 10.64 m　総噸数 約 24,150 噸
載貨重量 38,750 瓲　速力 16.0 ノット　主機 二段減速歯車付蒸汽タービン1基　出力 19,250 SHP ×105RPM　船級 AB　起工 32—1—16　進水 32—6—8
竣工 32—9—4 予定

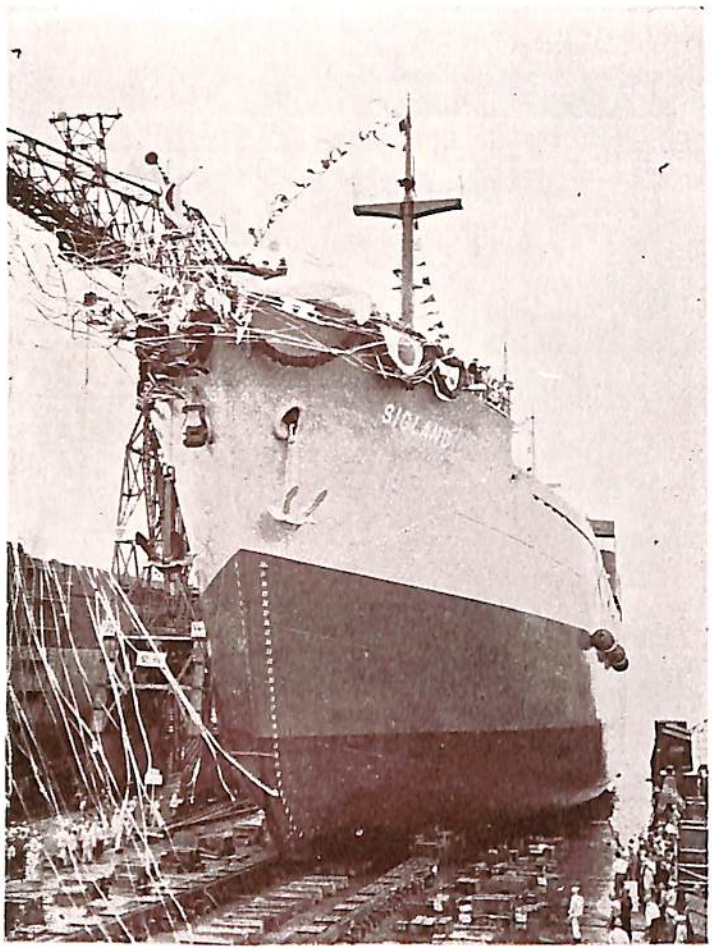


8つの船舶塗料

・ビニレツクス（塩化ビニール樹脂塗料）
・LZプライマー（鉄面用下塗塗料）
・CRマリーンペイント（ノンチヨーキング型合成脂樹塗塗）
・シアナミド ヘルゴン（高度のさび止塗料）
・槌印船舶用調合ペイント（船舶用特殊塗成）
・槌印無水銀鉄船々底塗料（鉄船々底塗料）
・タイカリツト（防火塗料）
・ノンスリツプ（滑止塗料）

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4

日本ペイント



← SIGLAND

船　　主　SKIPSAKSJESELSKAPET EDDA

造 船 所　新三菱重工業・神戸造船所

全 長 148.50 m　長(垂) 138.50 m　幅(型) 19.30 m
深(型) 12.55 m　吃 水 9.27 m　総噸数 約9,350 噸
載貨重量 約 14,200 瓲　速 力 14 ノット　主 機
三菱神戸ズルザアー2 サイクル単働ディーゼル機関1基
出 力 5,300 BHP　船 級 LR　起 工 32－4－17
進 水 32－7－12　竣 工 32－9 予定

新製品

イビット

ボイラー熱交換器，化学装置等の酸洗に必須の

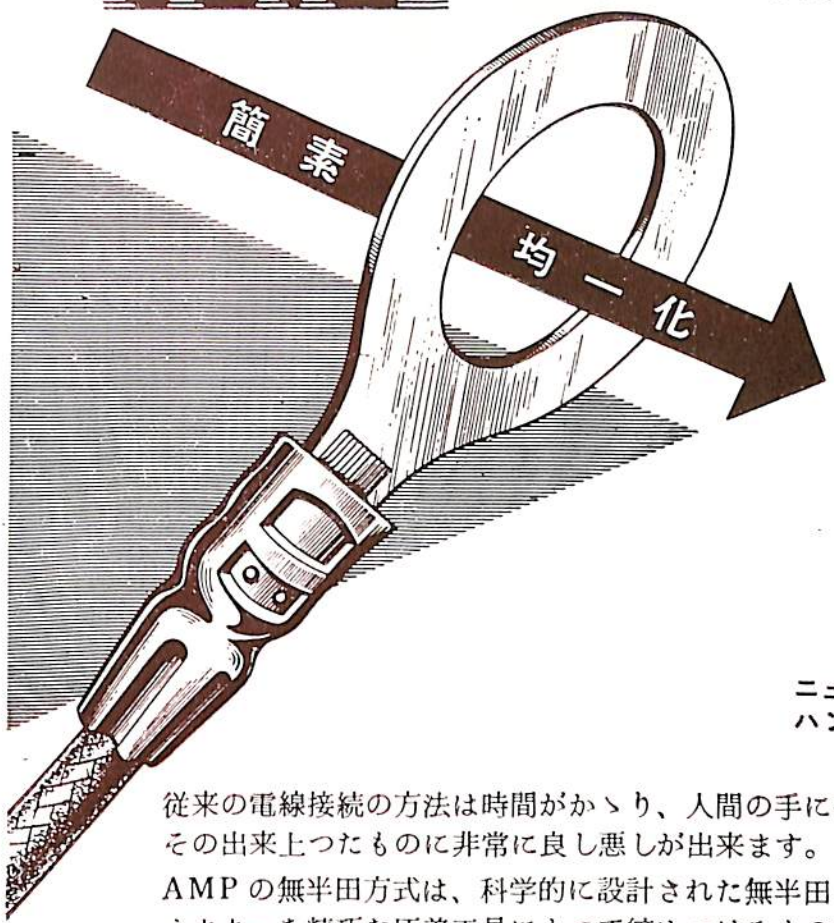
画期的理想腐蝕抑制剤

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

住友化学

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

AMP® 無半田圧着方式による



AMPサーティ
クリンプ

ニューマテイック
ハンド トウール

従来の電線接続の方法は時間がかゝり、人間の手に依るものなのでその出来上つたものに非常に良し悪しが出来ます。

AMPの無半田方式は、科学的に設計された無半田ターミナル及コネクターを精巧な圧着工具によつて締めつけるもので最早や旧来の半田づけは時代遅れとなりました。

此の新方式は高度の機械的強度及電気的特性を持つ電線接続が早く、しかも同じ仕上りに出来上ります。

無半田ターミナル及コネクターは鉄道、航空、船舶、電力、通信等々凡ゆる配線に適合するように用意されております。

詳細に就いては下記へお問合せ下さい

東洋總販賣店

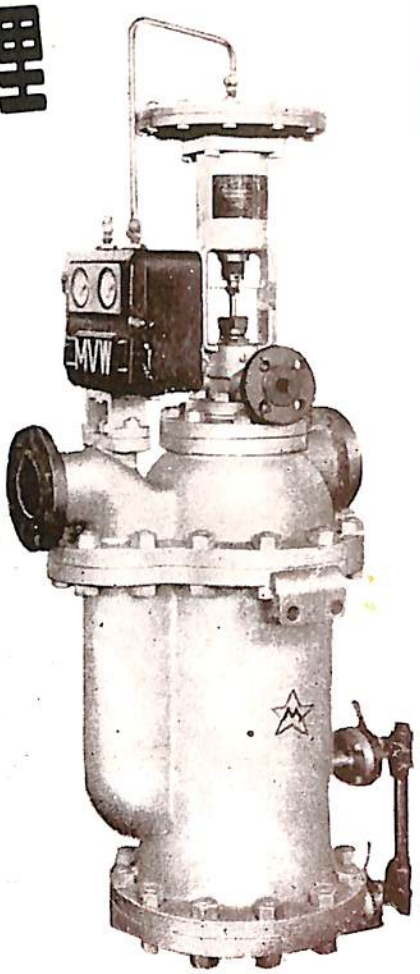
東洋端子株式會社

本　　社・東京都中央区京橋2丁目1番地（荒川ビル）Tel.（56）0481（代表）
大阪営業所・大阪市南区塩町通4丁目43番地（大和ビル）Tel.（25）0446, 4002
名古屋営業所・名古屋市中村区笹島町1丁目221-2（豊田ビル）Tel.（55）3181, 5111, 5121. 内線 383
福岡駐在員・福岡市渡辺通2丁目35番地（九州電気工事ビル）Tel.（2）6231-6240

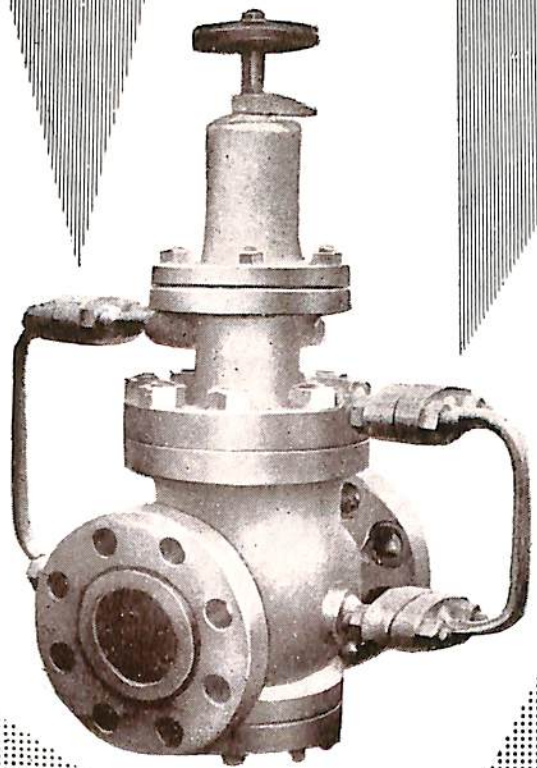
TRADE MARK

合理的な熱管理

前中の 減圧減温装置



MAD-1型減温器



MRB-3型減圧弁

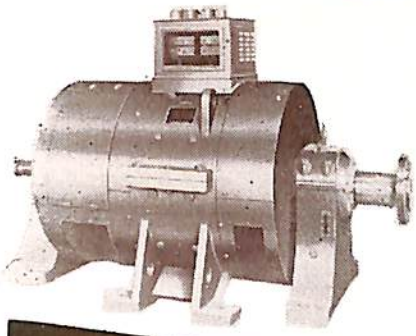
営業品目

高圧弁
安全弁
減圧弁
減温装置
船舶用弁類

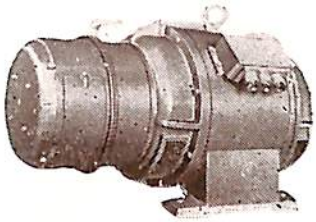
株式会社 **前中製作所**

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

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



交流・直流・各種補機用



電動機　管制器・制御器・配電盤

大洋電機 電動機

大洋電機株式会社

東京都千代田区神田錦町3－16
TLE 東京 (29) 5916～9
工場 岐阜　出張所 下関,札幌,函館

電気防蝕法 CATHODIC PROTECTION

施工直后

3ヶ月后

9ヶ月后

油槽船油槽に設置したマグネシューム陽極の防蝕活動の足跡

保護 Mg 陽極の取付で水中部鐵面の腐蝕は停止し従來の錆も脱落します

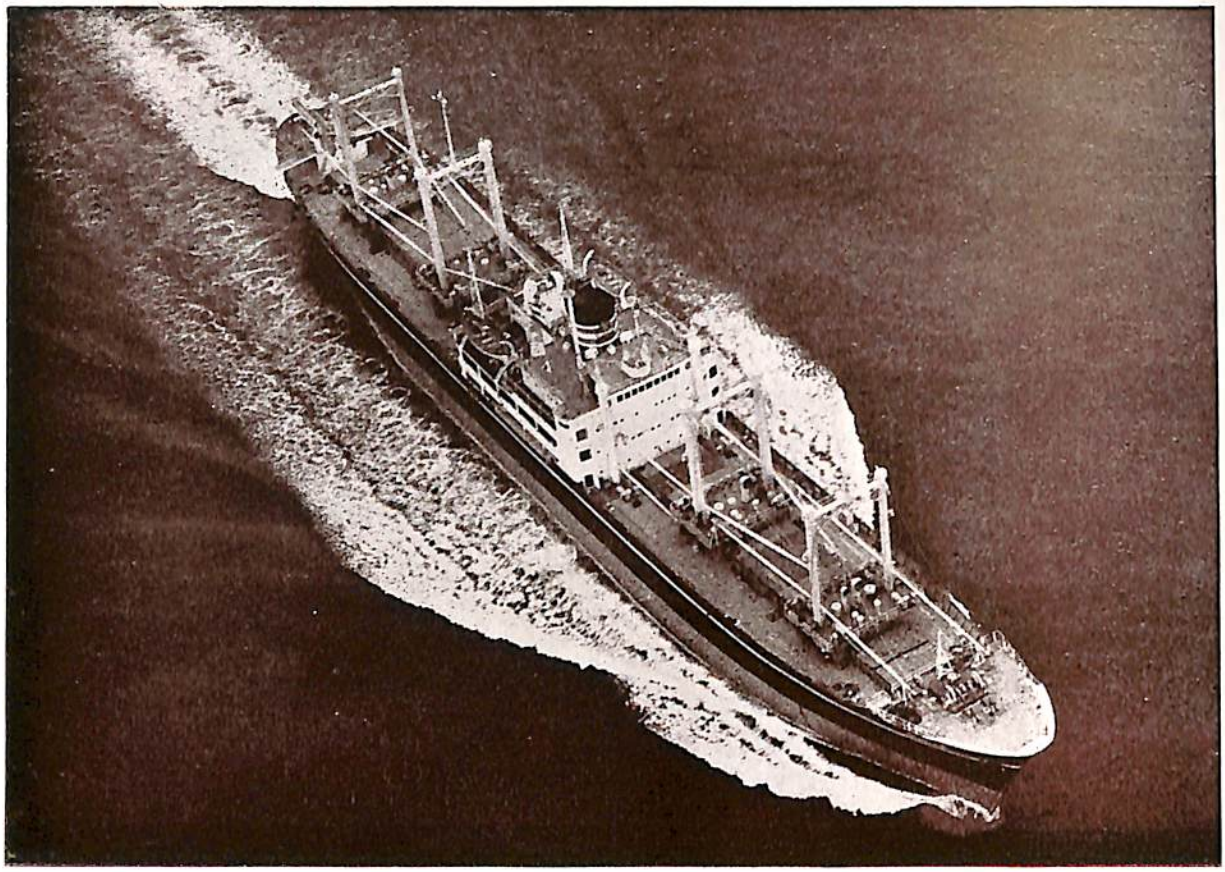
油槽船油槽
船殻
プロペラ
} に 電気防蝕法

NCE

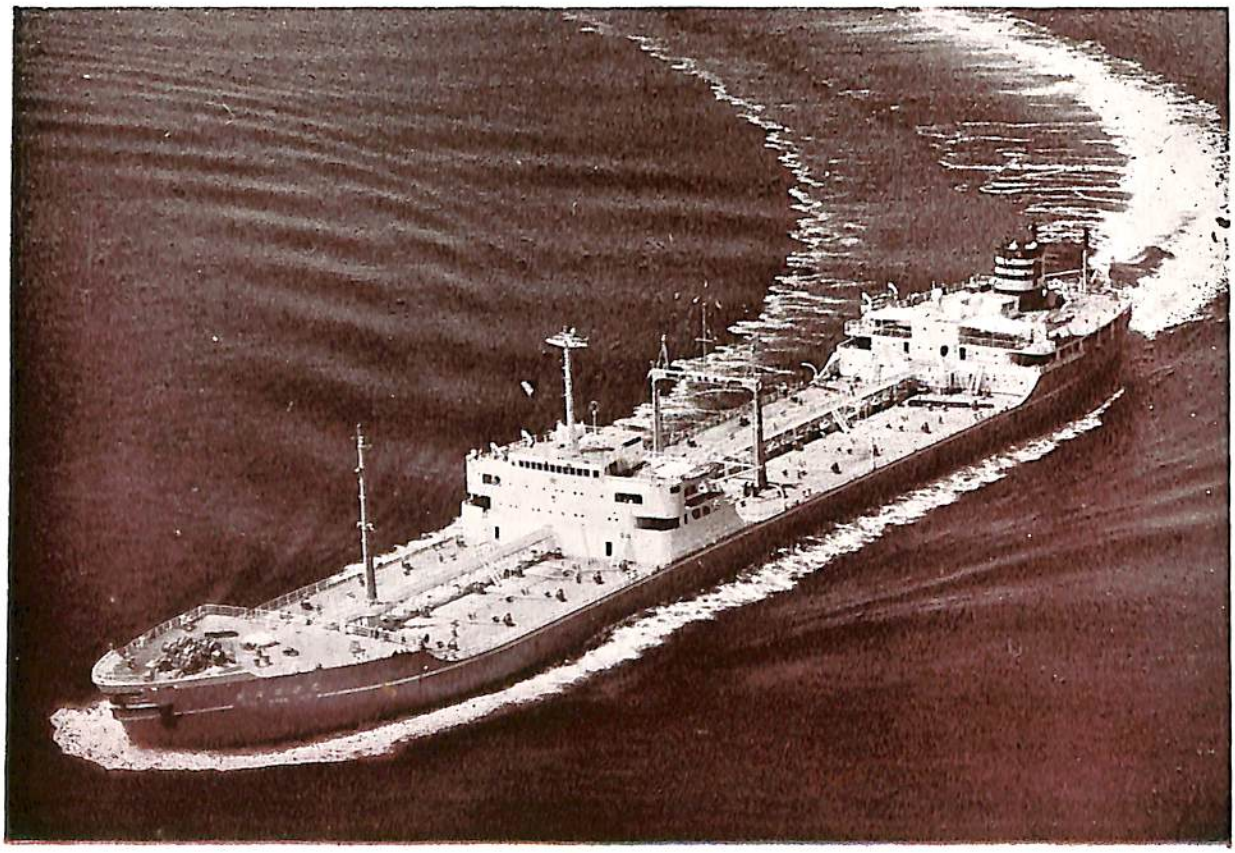
調査
設計
施工
材料

日本防蝕工業株式会社

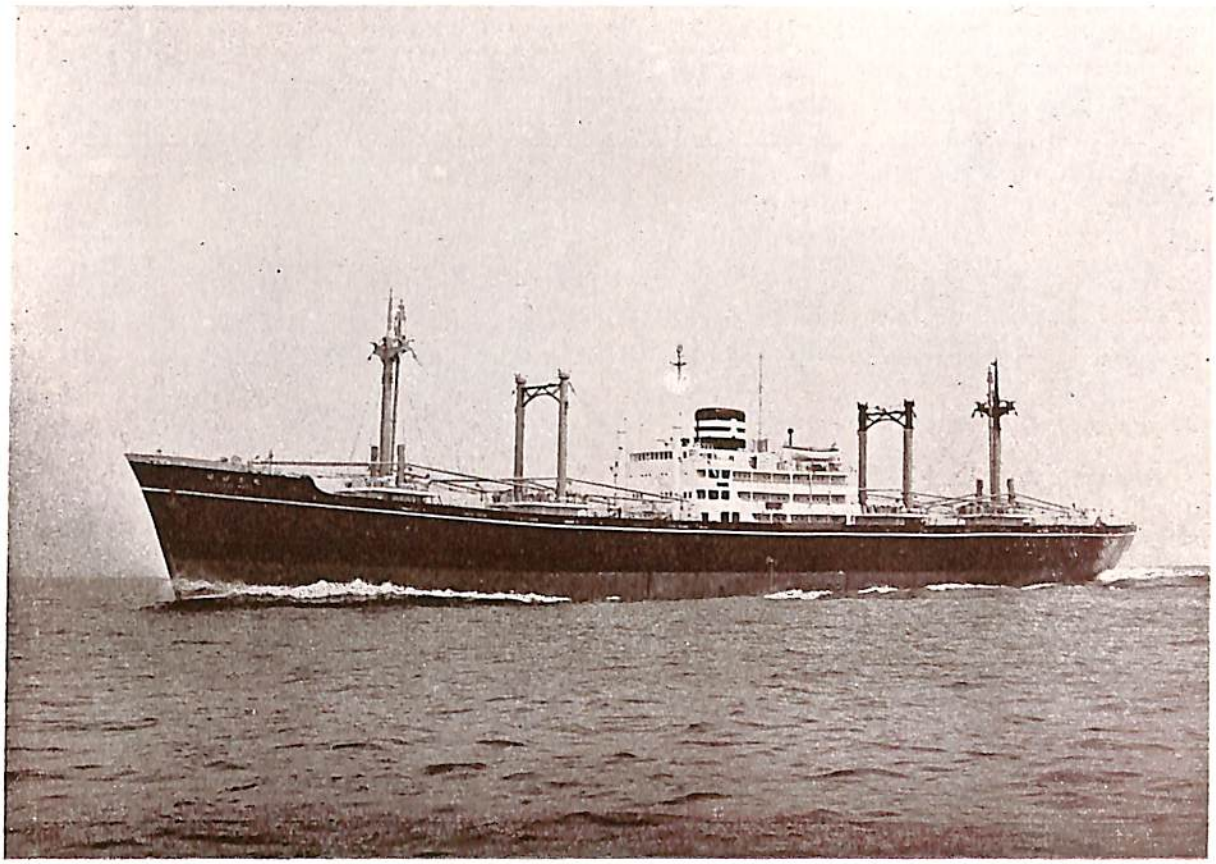
東京都千代田区丸ノ内三ノ二 (三菱東七号館)
電話 東京二八局 (28) 6807・6808
大阪事務所 大阪市東区今橋四ノ一 (三菱信託ビル内)
電話 (23) 4783
総代理店 三菱商事株式會社



長　門　丸

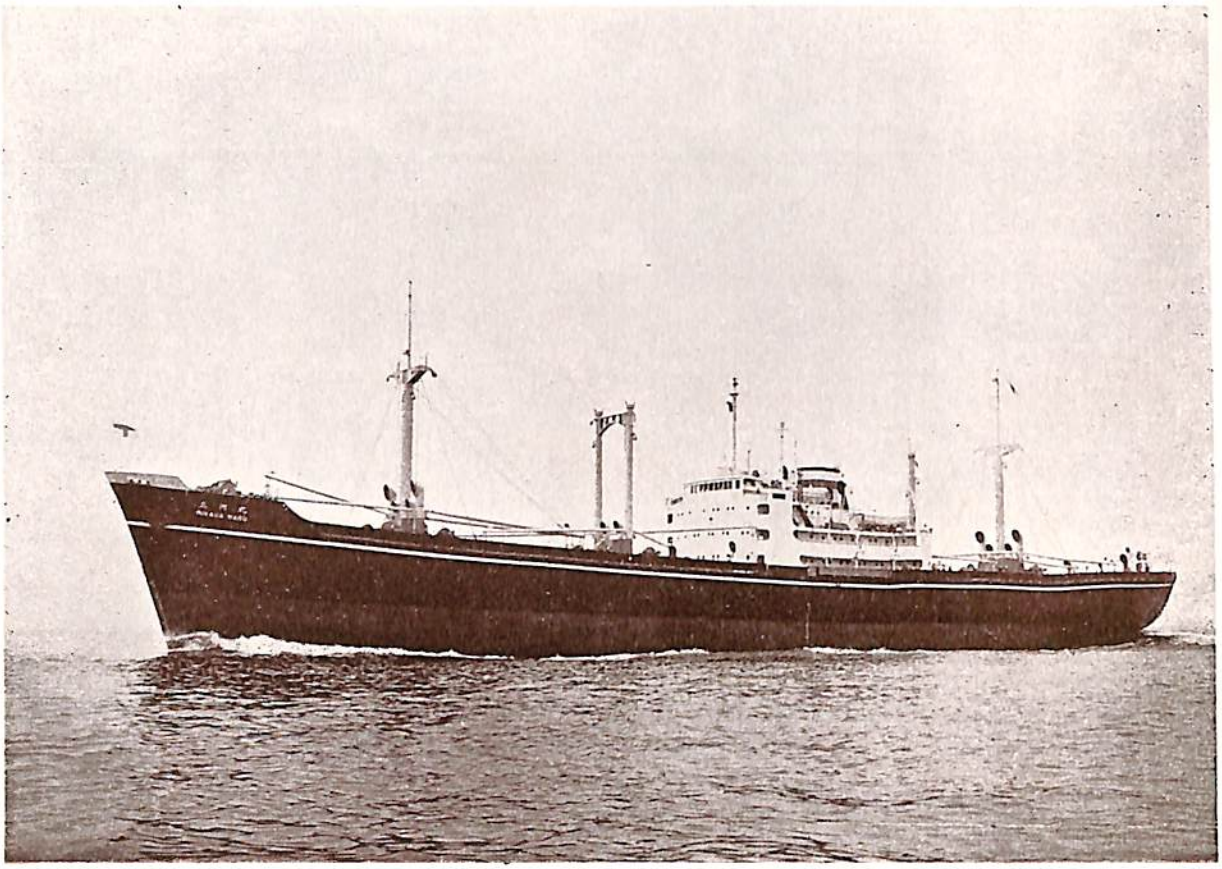


才五雄洋丸

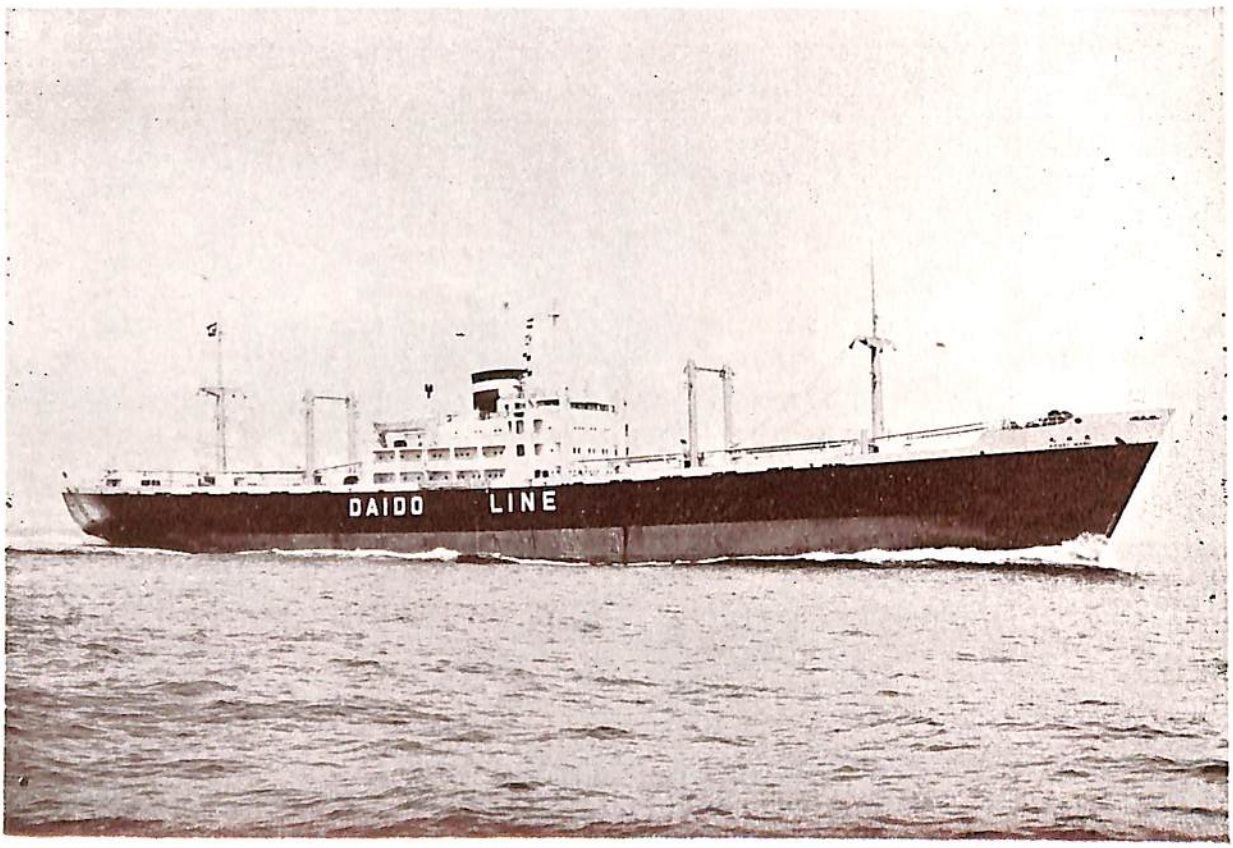


はばな丸

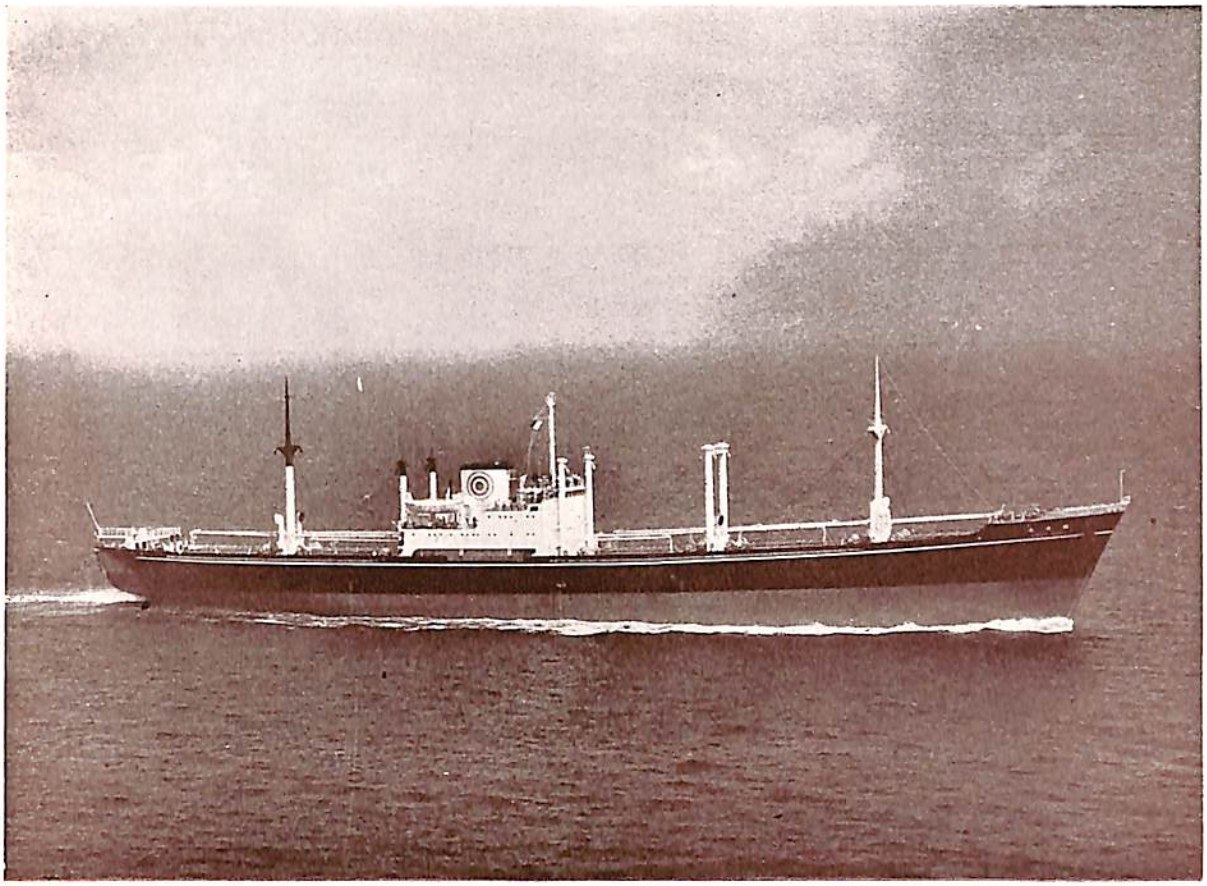
船名 / 要目	長門丸	第五雄洋丸	はばな丸
全長	143.30 m		
長(垂)	132.00 m	197.000 m	145.00 m
幅(型)	18.60 m	26.4 m	19.40 m
深(型)	11.80 m	14.00 m	12.50 m
吃水	8.52 m	10.55 m	9.18 m
総噸数	8,524.92 噸	21,000 噸	9,375 噸
載貨重量	11,091 瓲	33,500 瓲	11,595 瓲
速力	14 ノット	17 ノット	20.68 ノット
主機	排気ターボ過給機付ディーゼル機関（7 UEC 65/125）1基	日立B&W排気ターボ給気式ディーゼル機関(12 74-VTBF-160型) 1基	三菱神戸ズルザー9 RSA D76型ディーゼル機関1基
出力	6,000BHP×130RPM	15,000 馬力	11,644BHP
船級	NK	NK	NK
起工	32—2—12	31—9—11	31—12—24
進水	32—5—8	32—2—16	32—4—16
竣工	32—7—23	32—8—18	32—6—29
船主	日本郵船株式会社	森田汽船株式会社	大阪商船株式会社
造船所	株式会社 播磨造船所	日立造船・因島工場	新三菱重工業・神戸造船所



三　河　丸

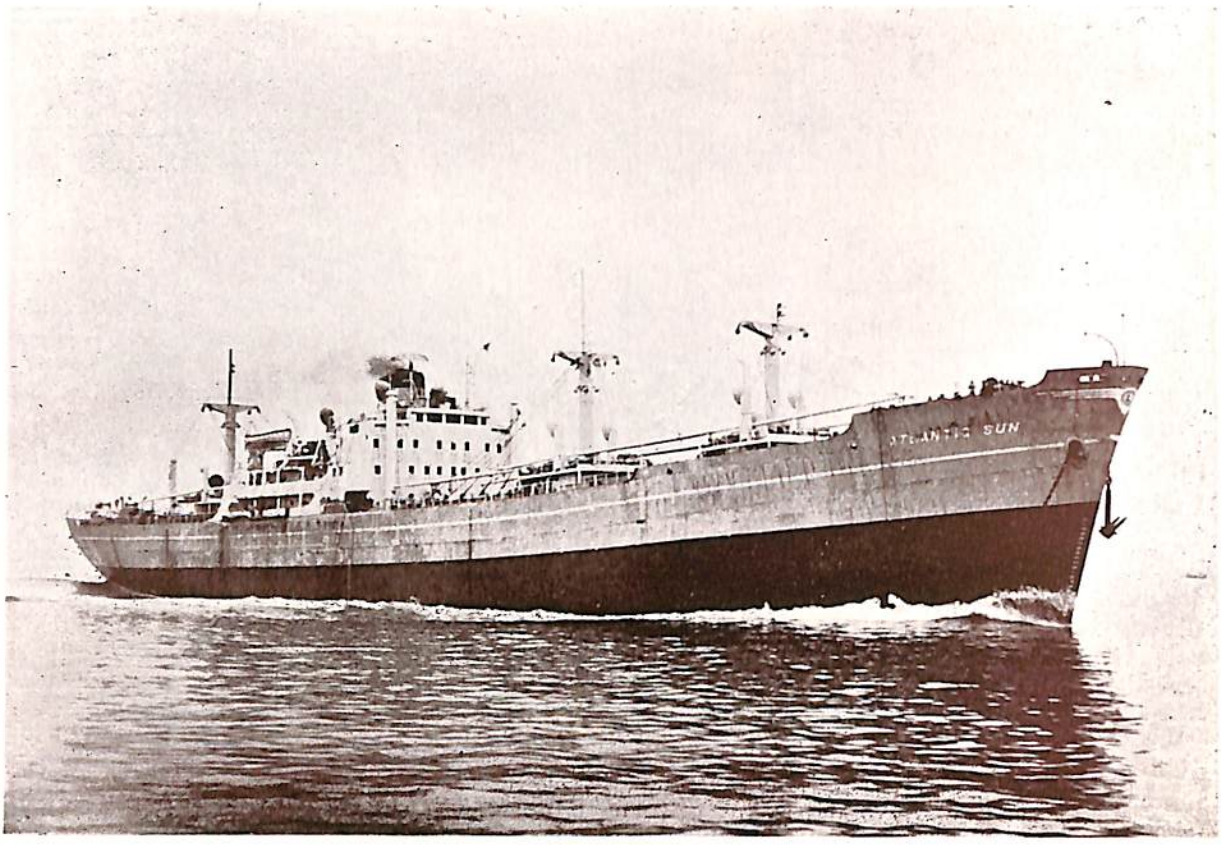


高　征　丸

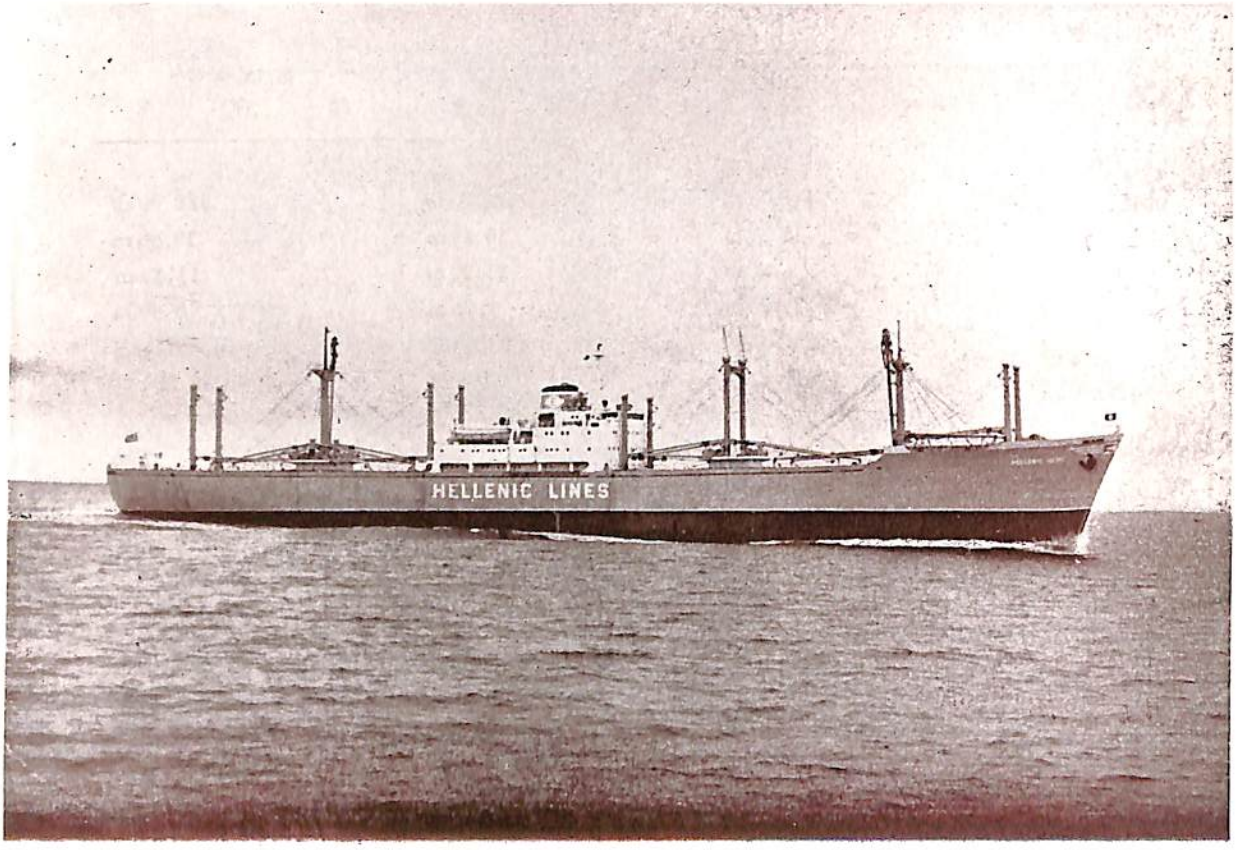


錦　光　丸

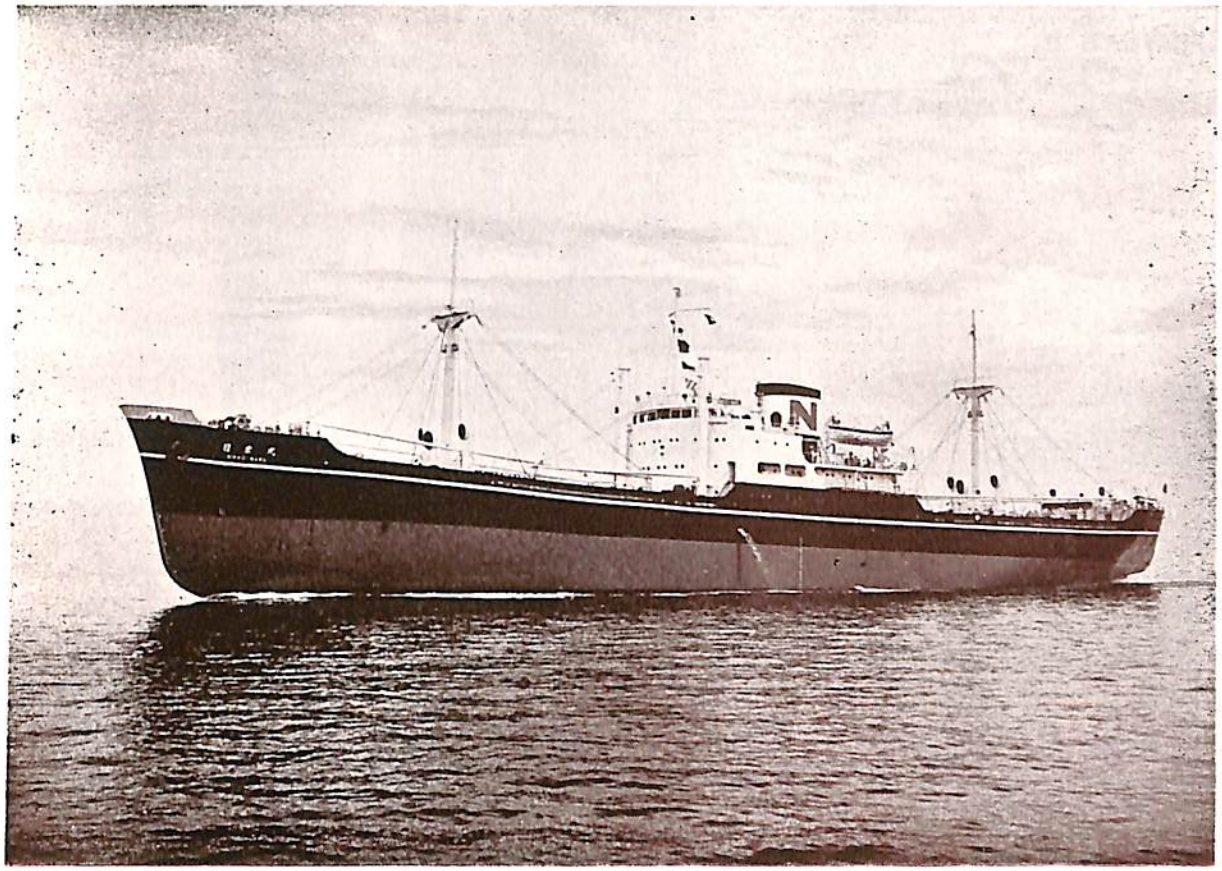
要目＼船名	三　河　丸	高　征　丸	錦　光　丸
全　長	125.845 m		
長　(垂)	117.00 m	140.00 m	138.00 m
幅　(型)	16.80 m	19.40 m	18.80 m
深　(型)	8.00 m	12.20 m	11.85 m
吃　水	7.256 m	8.75 m	8.85 m
総　噸　数	4,074.09 噸	9,200 噸	約 8,750 噸
載貨重量	7,983.00 瓲	11,600 瓲	約 12,650 瓲
速　力	15.137 ノット	19.65 ノット	18.1 ノット
主　機	横浜MAN G7Z 52/90型ディーゼル機関1基	三菱長崎ディーゼル6UEC型1基	日立B&W排気ターボ給気式ディーゼル機関(574-VTBF-160型)1基
出　力	3,300 BHP×180RPM	8,500 馬力	6,250馬力
船　級	NK	NK	NK
起　工	31—12—16	32－2－4	32－1－21
進　水	32—4—17	32—4—30	32－5－25
竣　工	32—7—24	32—7—25	32－8－6
船　主	東京郵船株式会社	大同海運株式会社	三光汽船株式会社
造船所	株式会社名村造船所	三菱重船・長崎造船所	日立造船・桜島工場



ATLANTIC SUN

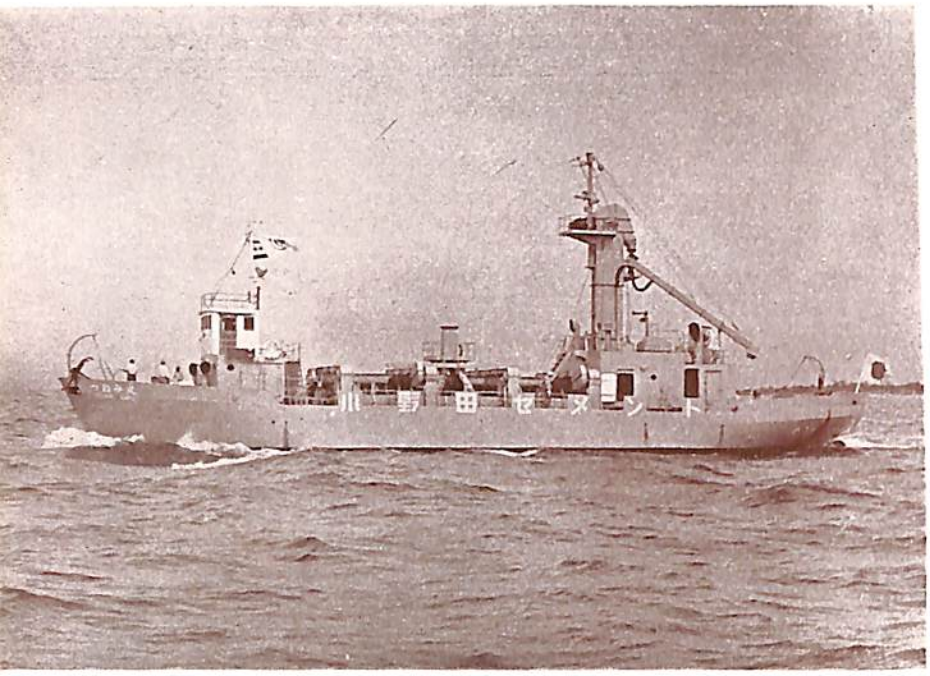


HELLENIC HERO



日　宏　丸

要目＼船名	ATLANTIC SUN	HELLENIC HERO	日　宏　丸
全　長	157.89 m	152.090 m	
長　(垂)	147.98 m	141.725 m	112.50 m
幅　(型)	19.28 m	20.116 m	16.70 m
深　(型)	12.65 m	12.699 m	9.10 m
吃　水	9.367 m	8.355 m	7.30 m
総 噸 数	10,087.62 噸	7,068.07 噸	約 4,950 噸
載貨重量	20,177,76 瓲	10,976 瓲	約 7,600 瓲
速　力	17·64 ノット	18.671 ノット	15.5 ノット
主　機	単流衝動式二段減速蒸汽タービン1基	MAN K9Z 70/120 C過給機付ディーゼル機関1基	日立 B&W排気ターボ給気式ディーゼル機関 (650-VBF-90型) 1基
出　力	6,700SHP×110	8,100 BHP×125RPM	3,360 馬力
船　級	LR	AB	NK
起　工	31－8－4	31－12－16	31—11—10
進　水	32—4—2	32—3—28	32—6—12
竣　工	32－8－9	32—6—18	32—8—6
船　主	OCEAN CARGO LINE LTD.	HELLENIC LINES LTD.	日正汽船株式会社
造 船 所	佐野安船渠株式会社	飯野重工業・舞鶴造船所	日立造船・向島工場



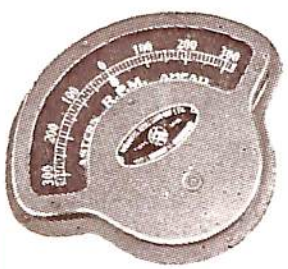
← つ ね み 丸

船　主　小野田セメント株式会社

造船所　日本海重工業株式会社

全　長	35.20 m	速　力	7.9ノット
長　(垂)	32.80 m	主　機	富士ディーゼル機関1基
幅　(型)	8.75 m	出　力	120BHP×380 RPM
深　(型)	3.18 m	起　工	32—3—25
吃　水	2.50 m	進　水	32—6—8
総 噸 数	258.84 噸	竣　工	32—6—25
載貨重量	約 290.00 瓲		

船舶用の計器は
信頼性ある倉本計器で!!



主機，補機用
電気回転計

回　轉　計　類

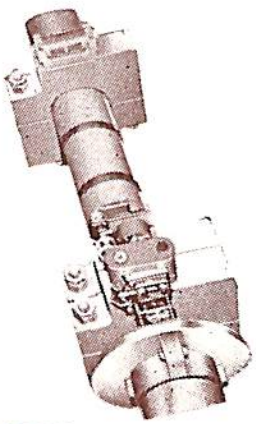
◇遠心力式回転計　◇電気式回転計
◇振動式回転計　◇マグネット回転計
◇時計式回転計　◇超高速電子式回転計
◇ストロボスコープ　◇特殊回転計

積　算　計　類

◇ 回転動　◇ 往復動　◇ 隔測電気式

トーション　メーター類

◇記録式光学捩計　◇直読式光学捩計
◇携帯用トーショグラフ　◇携帯振動計

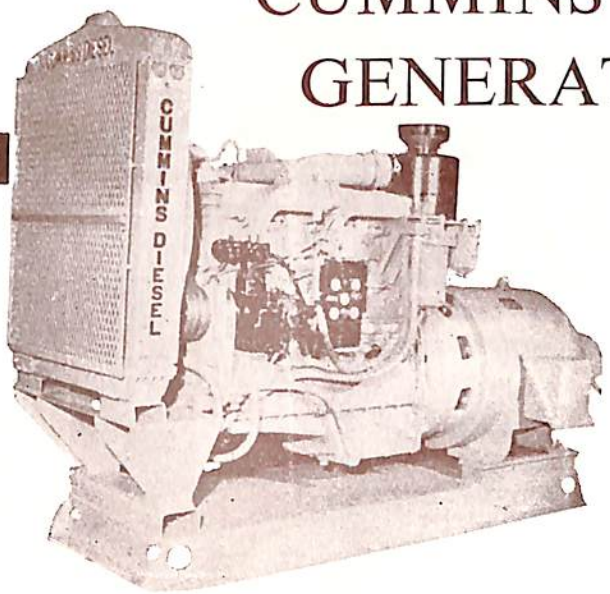


研野式光学捩計

創業30年
株式会社 倉本計器精工所
本　社 東京都大田区原町6　電話蒲田 (73) 2033・2623・1640
柏工場 千葉県柏市柏　電話柏2番

CUMMINS DIESEL GENERATOR UNITS

(30～300KW)



補助発電機に定評のある　そうして経済的且つ信頼性の高いカミンズ　ディーゼル発電機セットを御奨め致します

御一報下されば直ちに詳細型録を御送附申上げます

GENERAL SPECIFICATIONS

Standard 60-Cycle and 50-Cycle Generator Units
Continuous and Emergency Service Ratings

60 CYCLE						50 CYCLE									
CONTINUOUS RATING		RPM	EMERGENCY RATING—2 Hrs.		SET MODEL	CONTINUOUS RATING		RPM	EMERGENCY RATING—2 Hrs.		NO. OF CYLS.	START VOLT	INCLUDING RADIATOR (APPROX.)			SHIPPING WGT., LBS
KW	KVA		KW	KVA		KW	KVA		KW	KVA			L	W	H	
30	37.5	1800	33	41.3	HRC-4-GA-30	25	31.3	1500	27.5	34.4	4	24	86	33	63	3500
40	50	1800	44	55	HRC-4-GA-40	33.3	41.6	1500	36.6	45.8	4	24	96	33	63	3800
50	62.5	1800	55	68.8	HRC-4-GA-50	41.6	52	1500	45.8	57.3	4	24	88	33	63	4800
60	75	1800	66	82.5	NHC-4-GA-60	50	62.5	1500	55	68.8	4	24	88	33	63	5000
75	93.8	1800	82.5	103	H-6-GA-75	62.5	78	1500	68.8	86	6	24	106	33	63	5500
100	125	1800	110	137.5	NH-6-GA-100	83.3	104	1500	91.6	114.5	6	24	109	37	72	6000
125	156	1800	137.5	172	HRS-6-GA-125	104	130	1500	114	143	6	24	116	40	78	6500
150	187.5	1800	165	206	NHRS-6-GA-150	125	156	1500	137.5	172	6	24	117	40	78	6800
175	219	1800	192.5	240	NVH-12-GA-175	146	182.5	1500	161	201	12	32	143	54	84	13000
200	250	1800	220	275	NVH-12-GA-200	167	209	1500	184	230	12	32	143	54	84	13900
250	312	1800	275	344	VT-12-GA-250	208	260	1500	229	286	12	32	145	54	84	14000
300	375	1800	330	412.5	VT-12-GA-300	250	312.5	1500	275	344	12	32	145	58	89	14800

AVAILABLE OPTIONAL EQUIPMENT

AUTOMATIC CONTROL PANEL...
BATTERIES...
BATTERY CHARGER...
CIRCUIT BREAKER...
COLD STARTING AID...
CONTROL PANEL...
EXHAUST SILENCER...
EXHAUST TUBING...
FILTER...
GENERATOR...
GOVERNOR...
HEAT EXCHANGER...
HOUR METER...
PARALLEL OPERATION...
SAFETY CONTROL EQUIPMENT...
STARTING EQUIPMENT...
TACHOMETER...
TRANSFER SWITCH...
VIBRATION ISOLATORS...

東京 (56) 3078・3267 6035・7093

カミンズ ディーゼル日本総代理店
日米自動車株式会社

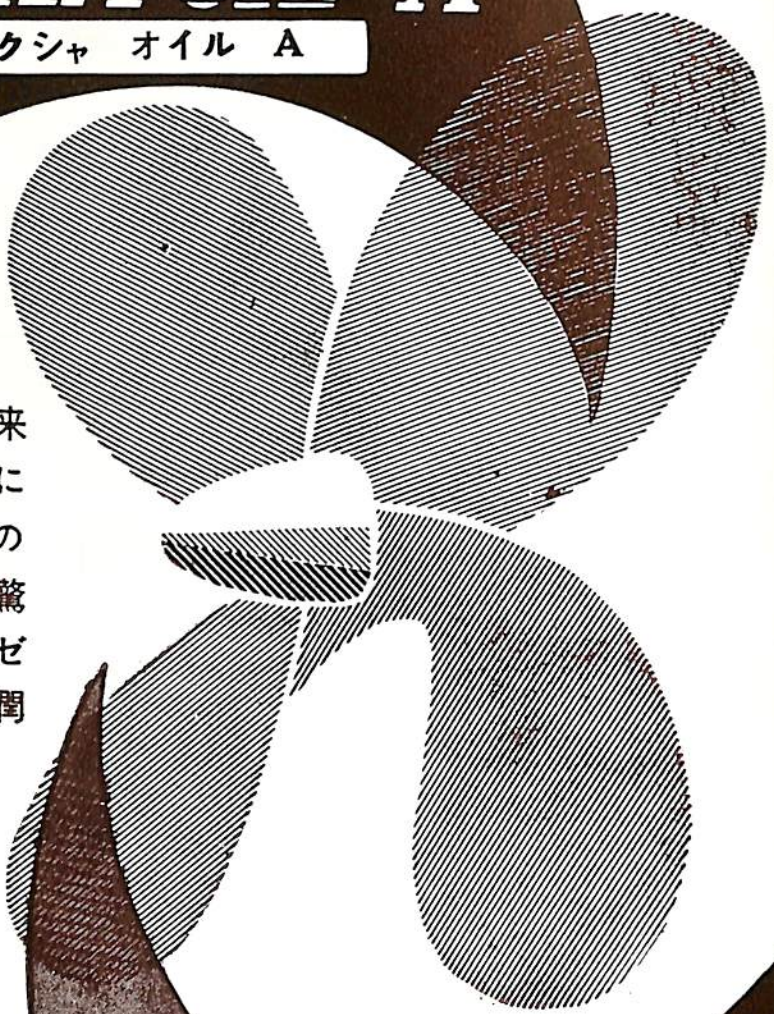
大阪 (34) 1582・2041

SHELL

ALEXIA OIL A

アレクシャ　オイル　A

国内で発売以来約一年半、既に邦船50隻以上の実績を有する驚異的なディーゼルシリンダー潤滑油

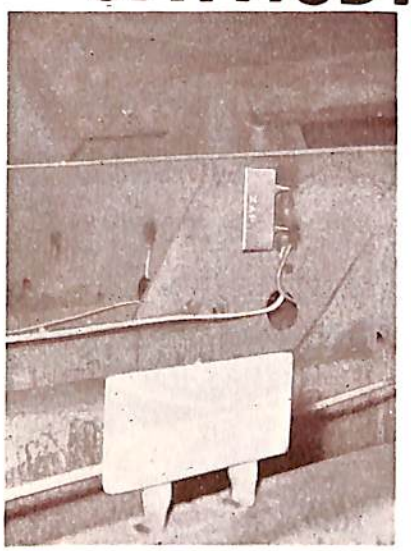


SHELL

シエル石油株式会社

佐世保船舶工業株式會社

電氣防蝕
CATHODIC PROTECTION



バラストタンク内面に取付けたZAP（防蝕用亜鉛陽極）

船舶の防蝕

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

港湾施設の防蝕

ドックゲート，各種浮標
鋼矢板岸壁，港湾施設各種

営業品目

ZAP（高純度亜鉛陽極）
Mg（マグネシウム陽極）
外部電源法

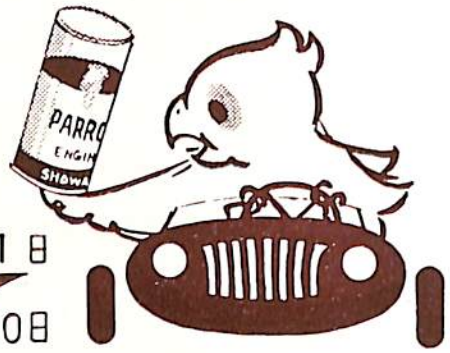
防蝕用材料販売および設計施工

中川防蝕工業株式会社

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

パロットエンジンオイル

第11回 特売！



7月1日
▼
9月30日

昭和石油

三機の鋼管と船舶用機材

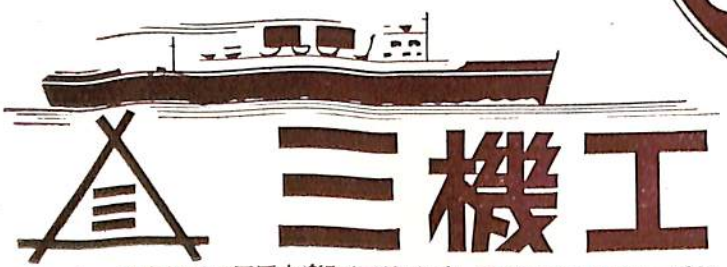
厨房設備

（ギャレ・グリル・ベーカリー・バー・喫茶
冷蔵設備・食品加工設備一式
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）

鋼製家具・寝台

規格
JIS ASTM BS
LRS ABS API NK

ラインパイプ・艦船用鋼管
化学工業用鋼管
各種ボイラー用鋼管
圧力配管用鋼管
瓦斯水道用鋼管



三機工業

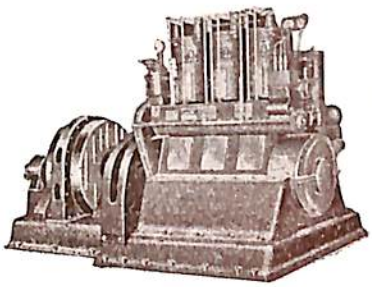
社長
山田熊男

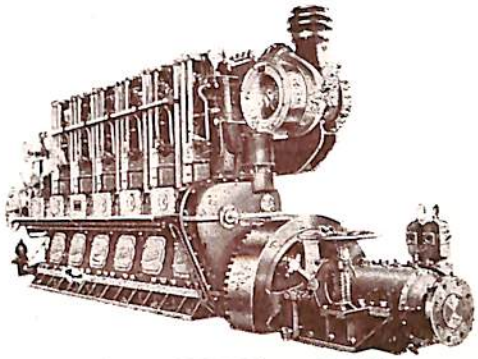
本店 東京都千代田区有楽町（三信ビル） 電話(59)代表5251～(10) 代表5351～(10)
支店 名古屋・大阪・福岡・札幌・工場川崎・鶴見・中津

スミヨシディーゼル

船舶主機用　75—1000 HP
船舶補機用　50—1000 HP

JIS表示許可工場
(運AO—16号)





株式会社住吉鐵工所

本社及工場：静岡縣榛原郡吉田町　電　吉田102—103, 113—114
東京出張所：東京都港区芝三田同朋町4　電　(45) 0503

ABC

営業品目

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

洋野物産株式会社　機械部

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

日鋼の舶用部品

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

クランクシャフト 重量60 ton
8気筒ディーゼル機関用

スタンフレーム重量15 ton800
7,000 ton級船舶用

日本製鋼所

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

直線舷側船形とその近代的改良

小野暢三

ここにいう所の直線舷側船形とは昭和3年筆者が浦賀船渠設計部長の職にあつた時に創案したものであつて同年秋起工，翌年5月完成したモーター船幸和丸において始めて実施されたのを起元とする．

この考案は数隻の実績をみた後に実用新案として出願したからそれが登録されたのは昭和7年であつた．（実用新案登録第200,163号） この案の起元を知らない人はその名称から戦時標準船の直線肋材型と同一視し易いがこれは全然違つた構想である．

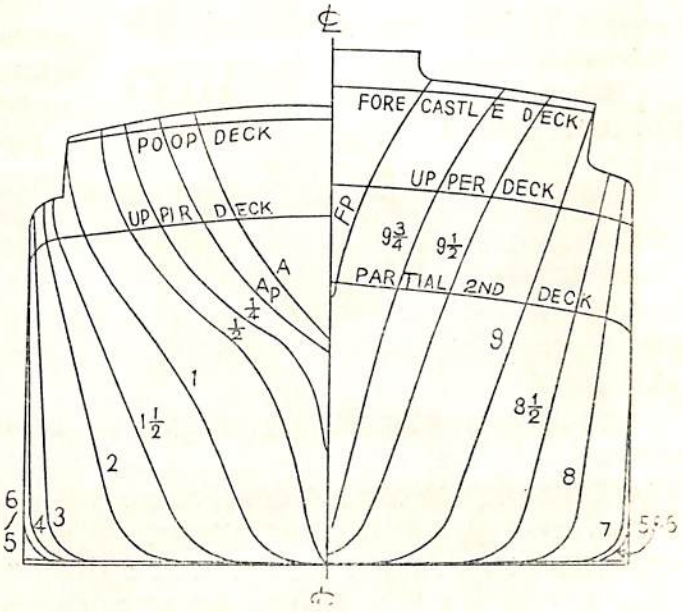
船体横断面の外形を直線あるいは円弧のような簡単な線で構成する思想は今世紀の初期快速のモーターボートが出現してから木造小艇の類で行われたことである．公海航行の鋼船に応用したのは前欧州大戦の時に英国で造られた戦時標準船 N 型および N 1 型がその始祖である．（この型の汽船をその後わが国の船主が購入したのがあつたが種々の点で不評であつた．）

太平洋戦役中わが海軍が採用した改 E 型の船形は大体同趣旨のものであつた．これらの型の船体はその横断面で側線と底線と2直線が稜角を作つており，その稜角線 (Knuckle or Chine line) は前後に行くに従つて高く上がつている．その線の上げ方をどの程度にしたらばよいかについて英国政府は模型試験で通常の船形の模型と E. H. P. を比較して決定したということが英国の造船協会論文集（T. I. N. A.）で発表されている．なおこの発表の中には稜角を小なる半径（1フート程度）の円弧で丸めた場合をも含んでいるが，結果においては稜角線の端に向つての上げ方を適当にすれば角を丸めても推進には利益がないこと，またこの船形に要求される航海速力10½海里の程度では抵抗は通常船形のそれと大差がないといわれていた．英国ではその後戦役が終つてからこの稜角を大きく丸めた形で D. W. 11,000 トン位の大型貨物船を Furness Withy 造船所で建造したことがある．これは恐らく N 型で稜角線が構造上の弱点であつたことに鑑みてやつたことと思われる．わが海軍の戦標船の多くは同様の構想で船形が定められたものと思われる．

この英国での模型による比較試験は抵抗試験だけで自航推進試験は行われておらない．従つて船型によつて推進効率が如何にちがうかは計測ができなかつたわけである．模型の中に稜角線が端の方で少しも上がつていない，すなわち船底が船の全長にわたつて平坦なものがひとつあつた．この模型の抵抗は他より著しく大きいのであつたが，速力の増加に伴う抵抗増加の割合（抵抗—速力の微分函数）をみると他の形の模型のそれと著しく変つてはいないということが目立つていた．筆者が新しい船形を工夫する際にこれはひとつ有力なヒントとなつたことであつた．私が考えたのはこの模型で稜角の所を小半径の円弧で丸める代りに適当な曲線を使つて各部の横断面で底面の直線と側面の直線とを連絡し，船首に触れた水の流れを比較的楽に船底の方へ導入し得るよう，また船尾では同様に推進器の方へ水がなるべく水平方向に導かれるような形を与えるなら，この低い稜角線による抵抗増加がなくなるのではないかということであつた．最初の直線舷側船形の線図はこの構想を実現したものであつた．

この昭和3年案（以下の文中には略して旧案と呼ぶこととする．）は造船協会々報第63号と拙著「貨物船の設計」の附録とに説明されている．また上野喜一郎氏著天然社発行の「船の歴史」近代編の中に極めて簡明に説明されている．以下ここにこれを引用する．括弧内の記入は筆者が加えた註釈である．

「小野直線船形．これは昭和3年に小野暢三氏が創案



第 1 図

した船形で，その特長は直線の側線と水平な底線とを船底彎曲部において楕円弧で結んだ横断面の形状である．（第1図，これは新京丸型貨客船の正面線図である．）当時造船界の不況時代において船質を落さずに工費を節減することを狙つたもので，できるだけ船体の直線部分を多くして工作を簡略化し，併せて推進性能の改善をも計つたものである．この船型は30隻余に採用されている．これの利点としては次のものが挙げられている．

(イ) 肋骨の大部分は火造りする必要がない．（前掲の線図の船では第二甲板以下の舷内肋材は tunnel recess の前端から collision bulkhead までの全長の範囲に及んですべて直線である．）

(ロ) 外板は二重曲りの部分が少いため加工が容易である．（大多数は平板のままで取り付けられる．）

(ハ) 船底外板は逆クリンカーで各条の板を水平に張るため二重底構造に適し船台の木工工事に便利である．

(ニ) 彎曲部の半径が小さいから彎曲部外板は1列だけでよい．

(ホ) 舷弧は甲板中心線を3直線で結んであるため甲板下縦桁，舷口，甲板室等縦方向の構造はすべて真直に通し曲げる必要がない．（直線の交点附近は大円弧で連絡する．船によつては前後2直線のものもある．船の中央部に短い船橋楼がある場合には船橋楼甲板とその上の船楼甲板の中心線を船の base line に平行とする．）

(ヘ) 梁矢は舷口および機関室囲壁の両側を直線とし中央のみを曲線とするため，半梁は真直のまま使用できる．（前記の直線式舷弧と組合せる時は舷口両側の甲板は完全な平面となる．）

(ト) 線図の作製が非常に簡単であり現図工事も簡単である．（舷側を岸壁に触れて肋材と外板とを凹損した船があつたがその修理が非常に楽で早くできた．）

(チ) 推進性能は低下せず，方形肥瘠係数の比較的大きい船ではかえつて成績が良好である．）

以上の説明の中でハ—(ヘ)の4項目は patent の範囲外であるが，浦賀船渠でこの船形の採用と同時に実施したものであつて，後には他の造船所で通常の船形の場合にもしばしば応用されるようになつた．

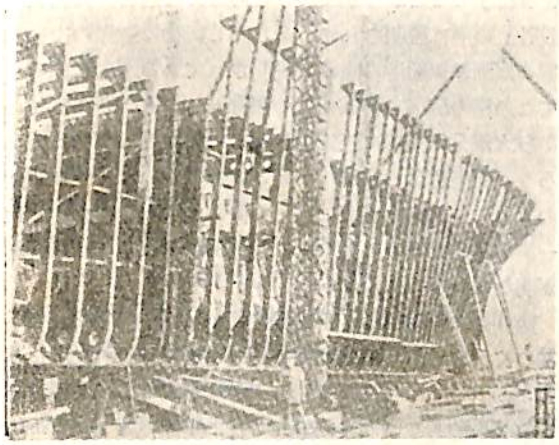
この船形が創始された頃から逓信省の試験所で model test をやることができるようになつた．その当時には自航推進試験の設備がなく抵抗試験だけを行つたのであつたが，この船形については試運転状態の最高速力では通常の船形にくらべて E.H.P が少し大きくなることがあるという試験結果がでた．しかし数年後に推進試験ができるようになつてから，ほとんどすべての直線舷側船形の船が推進効率が著しく優良で D.H.P では普通の優良な船形のそれと比較して劣ることがなくある場合には著しくすぐれていることが明かとなつた．このことは「船舶」の32年2月号に掲載された水槽試験資料73で汽船山彦丸（昭和11年設計および試験）と同時代の Mayer 船型と試験成績が比較されているのをみればよくわかる．この両模型の C_p はほとんど同等で0.72対0.719と比較的に瘠型の船形であるが，それでもなおかくの如くこの船形の方が有利である場合もあるということを示している．

昭和14年頃新京丸等を所有していた船主はこの型と同等の載荷量でそれより高速の汽船を建造することになつた．新京丸型は主要寸法メートルで 89.92×13.72×7.25，満載吃水6.195での排水量5,852屯，載貨重量4,100屯，航海速力10½ノットであつたが新船は 93×13.7×7.50，満載吃水6.398での排水量5,910屯，載貨重量4040屯，航海速力11½ノットの計画であつた．後者の線図は船舶試験所の推薦したいわゆる通常型のものであつた．主機の回転数と出力は両者同一であつた．しかして模型試験の D.H.P に対するアドミラルティー係数は満載11ノットで前者507，後者468，また12ノットでは前者472後者443という比較となり，船の役務の上では予想に反して新船の方が不利となつた．試運転状態ではその吃水における排水量が少くかつ C_b が新船の方が遙に小さいため1ノット以上も高い平均速力を出したが，これはひとつには繭を著しく増大し回転数を上げ得たためでもあつた．½以下の載貨状態では新船の方がやや低馬力の傾向であつた．因に満載11ノットに対する推進効率は新京丸型0.882，新船0.795と大差がある．これは主として線図が原因していると思われる．

上野氏の記述の通り，この考案は船形の簡易化によつて船殻に関する工費を減少し船の原価の低下を謀つたもので，船の性能については如何なる面でも船主の損にならないことを目標としよくその目的を達し得たのであつた．すなわちこの最初の船であるモーター船幸和丸では使用鋼材約2,600英トンで船殻関係の工数は39,000，すなわち1英トン当り15工であつた．この工数の数字については浦賀の統計では他造船所で間接工数に入れられるものがかなり多く直接工数としてはいつていること，また現図，shipwright，進水，出入渠，運搬などが含まれているが運搬等については艤装関係が区別されていないため，それもこの工数の中に算入されているから同時代の他造船所より数字が大きいかも知れない．またこの船では溶接が甲板室等に一部分使用されたに過ぎないこと，船台附近の荷重設備が旧式のデリックとウインチ

4台だけであつたことなど考えるとこれは驚異的に小さい数字であつたのである．その当時前後にほぼ同大の船の新造が同所ではなかつたのであつたが，その当時の常識では大体20工位と考えられていた．同様に前に名の出た新京丸では同様の工数が20,690であり，使用鋼材が1,160トンで屯当り工数は17.8であつた．これに近い大さの船で昭和2年建造のものは屯当り22工数かかつていた．

これらの船での工数減少は二重底構造を幸和丸以後断接続通材式に改めたこともその因となつたのであり，外にも若干の理由があるけれどこの簡易船形の採用が主要なる原因であつたことはたしかである．第2図は幸和丸

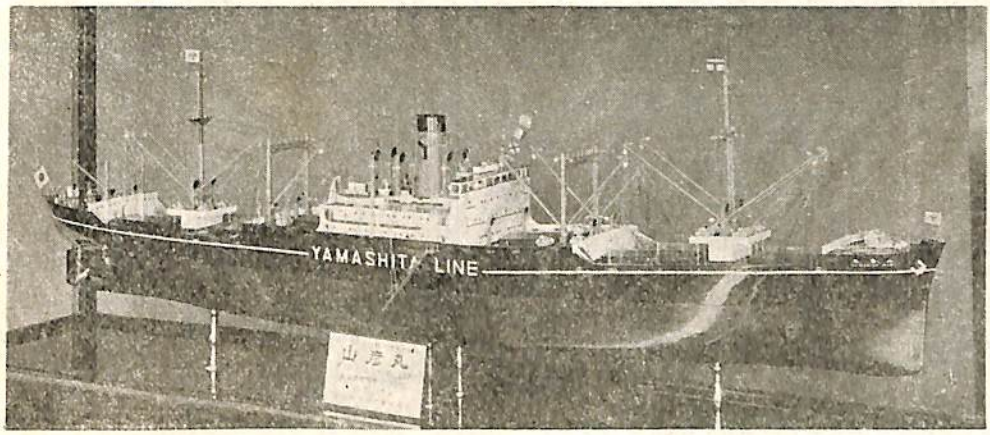


第　2　図

の Frame erection の途中での写真である．また第3図は前述の山彦丸の完成模型の写真であつてこれでみると船形の特異性は少しも目だたず，またシーアが中心線で2直線であることも少しもめだたない．注意してみれば上部の甲板の側線が水平の直線であることがわかる．

昭和12年船舶改善協会案の標準船型が制定され，それが実施されることになつてからこの船形によつて新船を建造することを事実上中絶するのやむなきに到つたが，その時までに筆者の記録にあるもの25隻があつた．外に筆者が数年間病気療養中に小型船数隻に応用されたのを加えると約30隻に実施されたわけである．この間船の使用者からは何の非難も受けなかつたが，その頃推進器設計の一般的改良と相まつて推進効率の優秀なことについては常に賞賛を博しておつた．また若干の船主からは broken storage が少いことを喜ばれていた．日鉄汽船に現存する宗像丸は昭和5年の建造船であつた．その僚船に1年前に建造された香椎丸（D.W. 4,800 屯）という船があつた．この両船は船体主要寸法，重量屯数とも相等しく主機の3連成汽機の寸法，罐の数，寸法および気圧等すべて同等であつた．ある時船主がこの両船を若松から大連へ殆んど同時頃に往復させ石炭消費量を比較したことがあつた．満載航海速力平均10.0海里にて一昼夜燃料炭消費量は香椎丸の23トンに対し宗像丸は18½トンと報告された．勿論これは大連から若松まで全航海の平均である．この大差は推進器と船尾材および舵の設計の相違が大に影響していたはずであるが，通常船形の前者の推進効率が後者のそれよりもよほど悪かつたと想像される．この両船とも逓信省水槽で抵抗試験のみ行つたが E.H.P では後者の方が全体的に僅かに小さかつたに過ぎなかつた．終戦後第3次計画造船のひとつとして建造された貨物船浦賀丸（公団 D 型）の線図は再びこの旧案によつたものであつた．その後浦賀設計部首脳者が追々新人と更代する間にこの種の船形を更に改良する熱意を欠いて顧みられないことになつた．

筆者は戦時中にひとつの改案を作つて海軍艦政本部に提出したことがあつたがこれは後に説明することとす



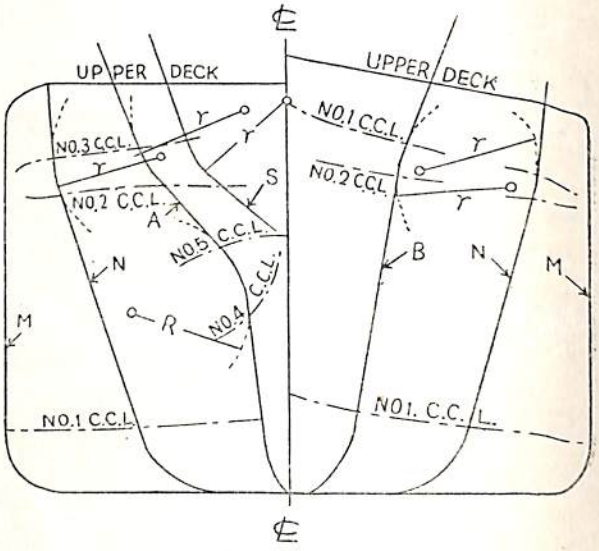
第　3　図

る．しかしてこの案は筆者の新しい考案の動機となつたものであつた．

昭和30年秋に到つて筆者はひとつの新しい考案に到達した．筆者は28年12月から運輸省船舶局の依頼によつてインドネシア国留学生のために開かれた船舶工学教室の主任教授の任についたので，幸にしてこれら留学生が実習する各造船所をしばしば訪問見学する機会を得た．その前からわが国内の造船所はどこでも船体建造方法が溶接によるブロック式構造に転向した実情を親しくみているのであつたが，筆者の知る限りでは何人もこの工作法に対応すべく適当な船形を考案したという話をきかない．ただ僅かに昭和28年頃造船協会で日立造船研究所の木下博士が発表された船体外面を斜方向の直線をdirectrix とする展開可能面で構成するひとつの案があるだけである．この案は実施に移されたこととは思うがそれは筆者の知り得ない所であり，従つてそれによつてどれだけ工作上の利益を得られたかも明かでない．筆者の新案はこれとは全然関係がなく旧案すなわち昭和3年案の改良案である．

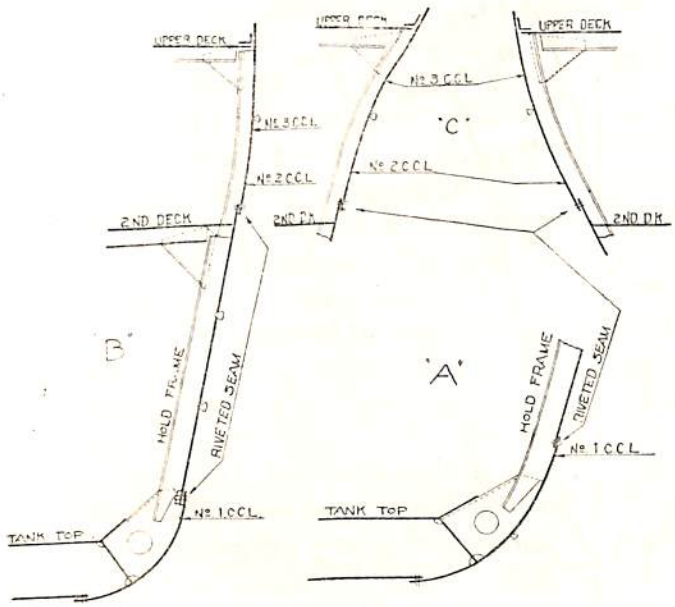
旧案 patent の請求範囲では船体横断面舷側の線はsheer strake の上端からビルジの楕円弧までひとつの直線であるがこれは船体の前後両端部では実行し得なかつた．またやや痩形の船体では中央平行部を外れた所での直線部をビルジのかなり上の方で止めないと中央平行部から前後に移行する部分で abrupt shoulder を生ずる虞れがあつた．それを強行すると二重底容積が必要以上に大きくなり，それだけあるいはそれ以上に上部のcargo space を失うことになり，その割合は極めて僅かではあるが気分的に船主の喜ばないことであつた．第1図でみるように，実施された線図では船首楼と船尾楼のある附近ではいわゆる普通船形と妥協しているのが実情であつた．これらの部分の妥協ということについてはまだどうしても製図者の熟練と経験とに依存しなければならなかつた．直線部の下端を比較的に上の方で止める時には大型の舷内肋骨のある数を下端に近く 50 cm ないし 1 m 位普通の方法で曲げなければならない．昭和4—5年頃の調査によると，(A) 舷内肋材(直線のもの)1本の bevel を取る工数，(B) 同じく bevel をとり，かつ下端のみ曲げる工数，(C) 通常の船形で肋材の全長を曲げ加工しかつ bevel をとる工数を比較した時その比は A : B : C = 1 : 2 : 4 であつた．しかして外板については当時の工法では直線部の外板は全然曲げる加工を必要としなかつたのであるから，前述のように普通船形と妥協する部分が大きい程工費は増大するわけであつた．山彦丸はその1例であるがこの船より少しく前に建造されたほとんど同大の日本郵船 N 級モーター船に比較して船殻鋼材屯当り工数は約15% 以上少なかつた．なおこの船の推進性能も N 級船（線図は船舶試験所案による）より良好であつた．船級重量は3,540 屯対2,950 屯と大差があり結局山彦丸の方が造船所にも船主にもよほど有利であつたわけである．この船はかように全体的に良い結果を得たがこれには設計担当者の個人的技倆が多分に影響している．これをもつと組織的な process に置き換えたいということが今度の新案の目標であつた．線図の設計には従来少しも組織的な方法がなかつたのであるが，筆者は先ず prismatic curve を組織的にすることからスタートした．これは既製船のこの curve を解析することから始まる．このことは拙著「貨物船の設計」の中に説明されている．同じ書物の附録の中に旧案の直線舷側船形の画法が説明されているがこれによつてこの種の線図の構成がこの曲線と L.W.L の形状とから大部分組織的に決定されることを読者は認めるであろう．新案線図の画法は旧案と大差はないが一層組織的のものとし個人的技倆に重きを置かないという点で更に一歩を進めたものとなつた．以下新案の説明でその趣旨が明かになるであろう．

第4図は新案による正面線図 body plan に現れる各種の位置における横断面外形線の構成を示すものである．図中 M は中央横断面の外形である．N は中央平行部から前あるいは後に離れた所の断面，A は cruiser stern に近い所，B は船首端に近い所，また S は Aft perpendicular におけるそれぞれの横断面の外形である．No. 1 C.C.L. と指示した線はビルジの上方で舷側

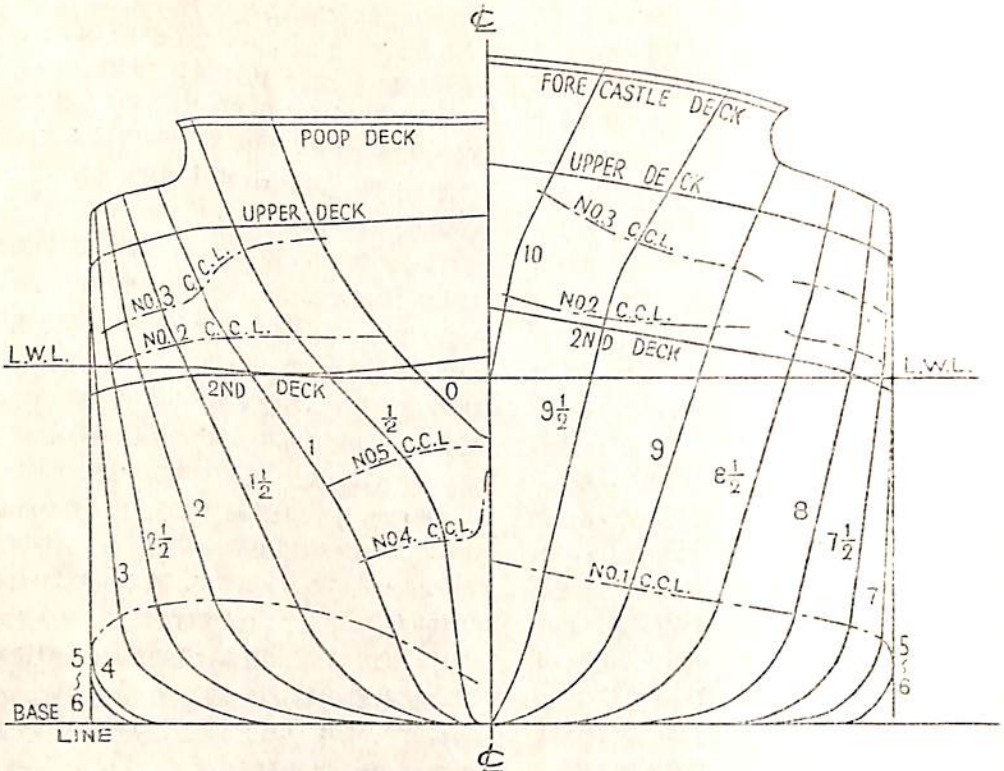


第 4 図

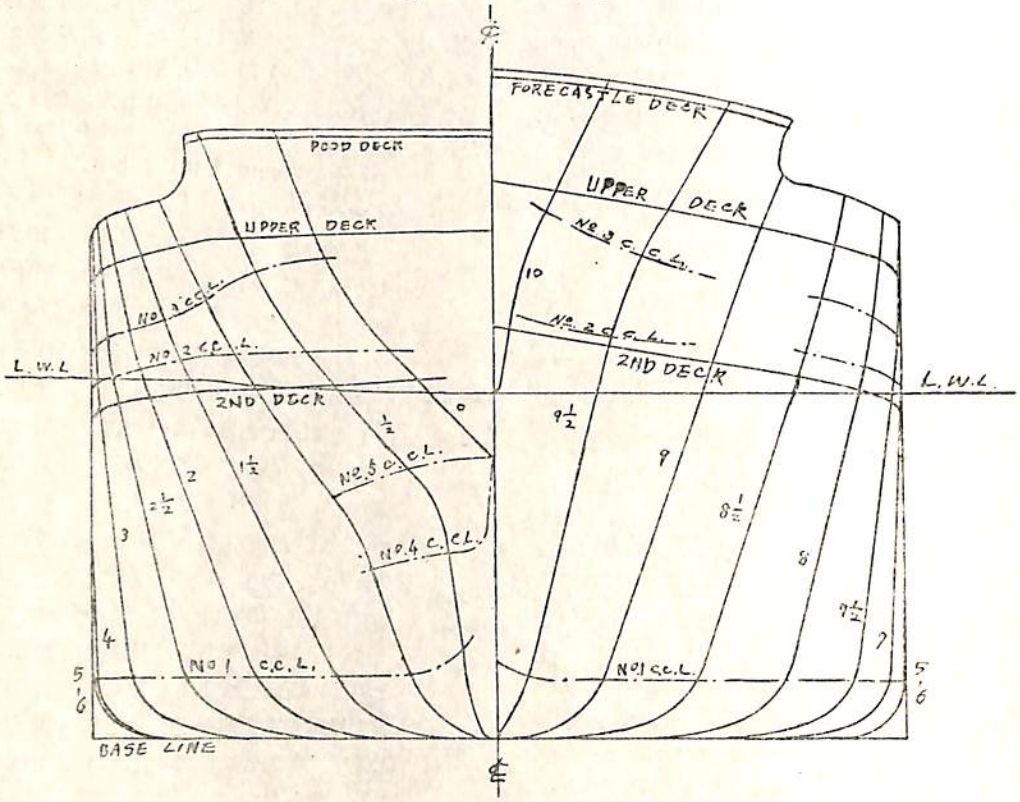
の直線とビルジ外面の曲線との遷移点の軌跡である．この線から下は旧案と同じく楕円弧の一部とするか，あるいは任意の曲線として差支ないが前後を通じて単一の mould を使用するようにしたい．一定半径の円弧とすることもできるがそれでは良い形が得られない．上部に No. 2 C. C. L. および No. 3 C. C. L. という記号のふたつの線がある．この線の間の横断面外形線は円弧である．円弧の半径は工事簡易のため船の首尾を通じて一定のものとする　この半径の撰び方は直線と円弧との切点の軌跡である所のこの2線が外板1条の中に納まるようにしたい．図は半径を実際の割合よりも遙に小さくして線の構成を誇張して書いてあるが実際には後出の第6図および第7図に示すようにかなり大きい半径でえがきあまり目立たない船らしい形とすることができる．もし上部の外観の美を重視するならば，その半径をずつと大きくし円弧の部分が Topside の外板2条に跨るようにしても宜しい．この場合には半径はよほど大きいものとなる．構造的には第5図のようになる．すなわち第5図では大型の舷内肋材が直線でありビルジから上方3条の外板が直線その上は円弧で再び上端の直線部で終つている．船首部では上部外板は外方へ傾斜するのを常とするが第5図等で示すようにこれを円弧と直線で構成すると簡単によき外形のものとなる．第4図中で A なる Section は船尾 cruiser stern の部分で stern frame より少しく前方の断面である．この部分では深さの中央部附近に更に一つの円弧部を設けなければならない．この円弧の半径は S の位置では実際的にゼロであり前方に移るに従つて増大させる必要があるからこれを一定とすることはできない．かくて新船形は No. 1 C. C. L. 以上の舷側断面は船の首尾を通じて直線と円弧とで構成される．第5図左方に画いた B 型では舷内の大型肋材は完全に直線である．近来の practice としてわが国では彎曲部外板の上縁を riveted seam としここでブロック構造を上下に分割しているのを常とする　すなわち中央平行部から離れるに従つてこの上縁の線は前後とも上方に向つて高くなるので，舷内肋材はその上のブロックから若干下方に突き出た形となるが，この突き出た部分は船の前後端でも直線のままである．右方の図 A 型では肋材の突き出ている部分の多くが下端部を曲げる加工を要する．近来の2層甲板の大型平甲板船では第2甲板までの深さが甚だ大きいものがあり，従つて肋材の web は 400 mm あるいは前舷では時として 500 mm 程にもなる．これは不等厚山形材が溝形材の1辺を切り落したものを使つているのであるが，通常の船形であると多くの frame についてこの大型材をほとんど全長に曲げなければならない．この仕事は過去においては造船工場のひとつの壮観ではあつたが甚だ野蛮で原始的の仕事であつた．これが B 型のようにこの大型材を全然曲げないですむとすれば工費が大いに節約される．一部分が A 型のようになるとしても多数の肋材に曲げ加工する通常船形の場合よりはよほど有利となる．第6図は A 型に対する正面線図で第7図は B 型のそれである．両型の異なる所は No. 1 C. C. L. の高さの変化だけである．すなわち A 型では普通船形の船の seam line と大体同じ位置に seam を設けると仮定しそれより僅か下に No. 1 C. C. L. を設定したものである．これは主要寸法 133 m×18.8 m×10.7 m，吃水 8.52 m，$C_b = 0.71$ なる貨物船に対する両様の案であつてこの寸法での通常船形の船は実在している．その船と満載排水量およびその時の浮力中心点の前後の位置とを同じにするように設計したものである．この両図を比較すればビルジ附近外板の縦横両方向の曲りのある部分の面積が A 型は B 型より大きく，肋材の差と合せて A の方の工費が B より多くなることは免れない．同図 A の上方に示した C は上部肋材線円弧の半径を大きくし sheer strake とその下の1条の外板とに円弧部が跨るようにした場合の断面図である．この形を採用すれば外観上特異の感を懐かせないという利点があるが工費では勿論損になる．しかし肋材線が直線と円弧とからなつていることは同一であり1組2



第　5　図


FORE CASTLE DECK
POOP DECK
UPPER DECK
UPPER DECK
NO.3 C.C.L.
NO.3 C.C.L.
NO.2 C.C.L.
NO.2 C.C.L.
2ND DECK
L.W.L.
L.W.L.
2ND DECK
NO.5 C.C.L.
NO.4 C.C.L.
NO.1 C.C.L.
BASE LINE

第 6 図


FORECASTLE DECK
POOP DECK
UPPER DECK
UPPER DECK
No.3 C.C.L.
No.3 C.C.L.
No.2 C.C.L.
No.2 C.C.L.
2ND DECK
L.W.L.
L.W.L.
2ND DECK
No.5 C.C.L.
No.4 C.C.L.
No.1 C.C.L.
No.1 C.C.L.
BASE LINE

第 7 図

木の平鉄 set iron を角度を変えて組み合せればそれによつてこの上部肋材の全部を曲げることができるということも同じである．曲りのある外板1条増すことはそれだけ損になる．

かくて側外板ブロックに現れる frame line が直線と一定半径の円弧であればこのブロック各個の工費は普通の場合よりもよほど節約され，またブロック間の取り合いが簡単にかつ正確になり従つて工期を短縮するという利益がある．

この考案に到達する途中で推進馬力の関係から高速で痩型の船では B 型よりも A 型を択ぶべきであろうと考えたので比較のためにこの A．B 両案をつくつたのであつた．この問題の研究中浦賀ドック造船所長の好意によりトルコ国向け貨物船の試験用模型の借用を得，またそれとの比較試験のためこの新案線図の A B 両種の模型の寄贈を承諾されたのと，一方運輸技術研究所推進部では特殊船形の比較試験として研究題目にとり上げ，この3種の模型の抵抗試験と推進試験とを行うことになつた．この3種の模型は満載吃水に対する排水量と浮心の縦方向位置を同一とした．A および B 模型では No. 1 C.C.L を全体に低くするために rise of floor を廃することにしたので柱状係数が僅かに小さくなつた．試験での吃水は満載状態と均載貨の場合とをとつた．後者の状態では排水量を同一にとつたから吃水は各模型同一でなく少しずつ差がある．トリムは原型すなわち通常船形で最良であると考えられた状態として前後吃水の差を各模型とも同一とした．プロペラは原形に使つたものを共用した．原形の船の主機がタービンであるため回転数はやや早い方である．すなわち基準出力の時 140 r.p.m. であるが効率は甚だ良好な設計であつた．なお模型はいずれも長さ6メートルで檜材でつくられ外面はワニスで塗粧したものであつた．

各状態に対して計画速力の上下2ノット位の範囲で speed—E. H. P および speed—D. H. P の曲線が造られ，更に毎分回転数，推進効率および D. H. P に対する admiralty constant の曲線が作られた．

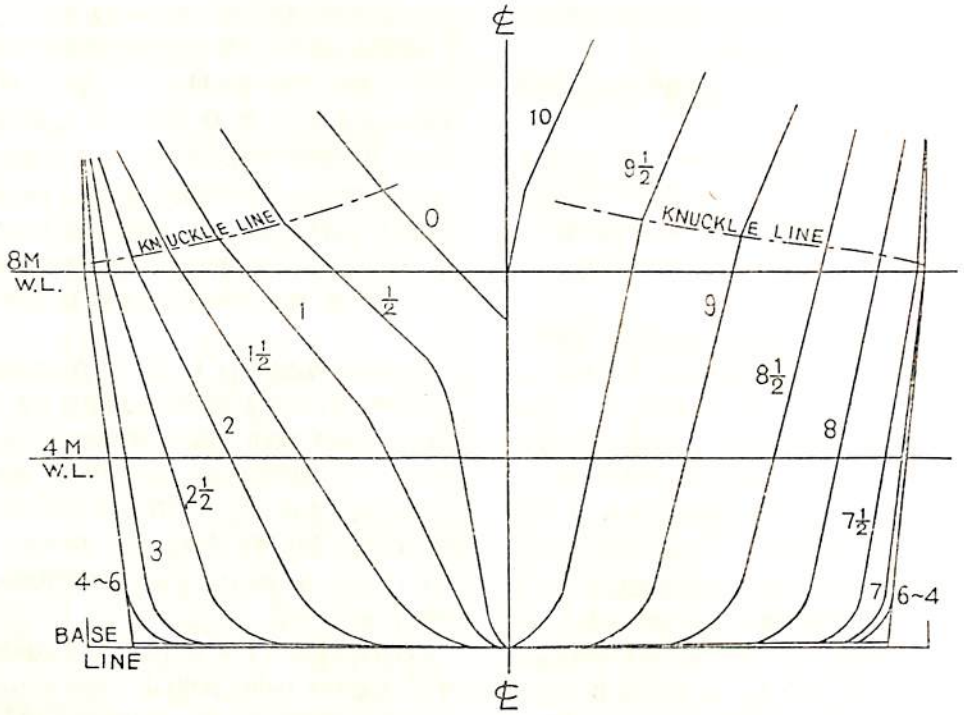
模型に対する実在船の主要寸法は 112m×16.2m×8.3 m，計画満載吃水は 6.4 m，満載排水量8,104 トン，また均載貨試運転状態では普通船形，前 1.643，後 4.741，中央 3.192，排水量は 3,721 トンであり，A および B 型の吃水はそれより少しずつ少いがトリムの差を同一とした．満載吃水での C_b はどの模型でも 0.694，C_p は普通形すなわち O 型で 0.7083，A および B 型で 0.7001，また lcb はいずれも −0.66% となつている．説明を簡単にするため試験結果の曲線を省略して計画速力に対する数字を線曲群から拾つてみることとする．試験結果を方眼紙上に置点して普通の方法でその平均値を連ねた曲線では満載で計画速力 14 ノットに対する D. H. P は各型とも殆んど同一で O 型および A 型が約 2600 であつて B 型は 2570 位である．しかして運研推進部で一般の依頼による試験の検討の場合のように各々の結果を解析して wake fraction の値が経験上過大あるいは過小と思われるものを除外して平均をとつた曲線では O および A 型は等しく 2550 であるが B 型は 2600 である．

後の場合の推進効率は O および A 型で 0.78，B 型では 0.80，それに対する推進器回転数はそれぞれ 125，124 および 123 である．試運転状態ではどちらの方法で平均をとつても曲線は三者一致しており，前の方法での平均が計画速力 16 ノットで 2710，後者の方法で 2760，回転数はそれぞれ 150，149 および 148 である．推進効率は O 型と A 型とはほとんど同等で 0.815，B 型は 0.835 となつている．

この模型3個に対する D. H. P の曲線は実験された速力の範囲では hump は現われず甚だ滑かなものであつて前述の両状態においての傾向の比較はどの速力でもほとんど同様であつて E. H. P において O および A 型は相等しく B 型のそれより低い値であるが，推進効率では B 型の値が O および A 型のそれより高い．

この3模型での比較試験を終つて前述の傾向が明かになつた所で考えられることは，B 型の推進効率が高いということは主として船尾線図の形からくるものと思われた．そこで A 型船首と B 型の船尾とを結合した模型を作つてそれと O 型との比較試験を行つた．この結果によると試運転状態の D. H. P 曲線は少しも変化なく，満載状態では前に述べた平均のとり方両種のいずれでも曲線は O および A 型のそれと B 型のそれとの中間に入り，効率の曲線も同様に中間的のものとなるが，回転数対速力の関係は B 型のそれと合致するという結果を得た．この試験だけで断定することはできないが推進効率に対しては船尾形状のみならず船首の線図の傾向もまた影響を与えるものであることが考えられる．

使用された模型で代表される船は遮浪甲板型の貨物船で比較的に吃水の浅い船であつて一般の平甲板あるいは三島型重構船にくらべて船形の D. H. P に対する影響が大きいものと考えられていたのであるが，上記の試験結果でほとんど差異のないことがわかつたので一般の貨物船（その方形肥痩係数が現在の practice では 0.68—0.75）では推進性能に関する限り問題はないと考えて差支ない．試験は唯ひとつの型の船について行われたに過



第　8　図

ぎないが，旧案でできた多数の船の実績からもかく断言して差し支えないと信ずる．このように考えると，工費節約の面からみれば新設計の場合にB型のようなものをとらずに A 型のような妥協的のものを採用することは無意義であるともいえるわけである．線図をみた感じでは A 型は普通型に近似しており模型でみてはほとんどちがわないようにみえる．B型は旧案に似ていることは当然であるが，痩せた旧案の船形で abrupt shoulder のできることを心配した点は B 型では考慮する必要がない．模型の外観では AB 両種の間に特別なちがいがあるという感じを受けない．

これらの考察は新案の着想の時から念頭にあつたことであるが水槽試験によつてそれを確め得たことは幸いであつた．それについてはこの研究に協力して下さつた運研推進部の方々と高価な模型を提供して下さつた浦賀造船所幹部の方々に深甚の謝意を捧げる．

本文の初めの方で援用した筆者の戦時型貨物船線図の案は次に示す第8図の正面線図で理解される．この船は元載貨重量8,000 屯，航海速力 14 ノットの貨物船で普通の比例による主要寸法は 120 m×16.6 m×10.8 なる平甲板船であつたが線図の案では幅を 17.6 m とし満載吃水線の附近から下方へ約 ⅛ の傾斜を持つ直線とそれから上は垂直線とで中央部舷側を構成するもので，計画吃水 8 m で C_b は 0.684 であるがこれは元の寸法に対し 0.725 と同一の排水量を与える．C_p は同じである．

この線図を考案した主要の目標は工費の節減であるが，L.W.L 以下の船形には陵角を作らず しかも前進抵抗を最小ならしめることと，同時に外板表面をできるだけ多く平面に展開し得る形とし，また大型の肋材を撓曲しないように工夫したものである．附帯的の利益は復原性が満載時に普通型よりよくなること，軽荷時の吃水が普通型より大きいこと，甲板下の貨物容積も deck cargo の量も普通型より大きくとり得ること等である．各水線の傾向は中央平行部から甚だ滑かに前後に移行して急激の変化がない．このことは舷側の線の傾斜の変化が普通の直線舷側船形よりも徐々に起るからであつてこれは中央平行部から前方で著しい．

この船形については船舶試験所のタンクで抵抗試験を行つた．E.H.P. は種々の状態で普通船形で優良と考えられるものと同等であつたが推進試験は完全に施行することができなかつた．

この線図で L.W.L 以上は前部において直線式の flare を与え後部では直線式の flam を与えている．この部分の陵角線をなくし円弧によつて丸味を与えると船首尾の外形は新案のそれと似たものになる．

この種の船形は終に実施の機会がなかつたが近海航路

の貨客船あるいは deck cargo を重要視する航洋貨物船に使えば有利であろうと考えられる．

この線図で上部に隅角を与えるのに外観を損せぬようにするためにはかなり入念の工事を必要とするので，むしろ前記のように円弧で丸味を与える方が望ましい．こうすれば新案の patent の範囲内に含まれる．

新旧両案の線図と最後に述べたように戦時案を変形したものとは，吃水が浅く従つて深さが比較的小さい船には実施が困難であるが，一般船舶には船の大小に関せず実行し得るものであつて船殻関係工費の節減と工期の短縮に大いに役立つものである．

近来多く造られている肥大型の油槽船についてこの新船形は不適当ではないかという質問を受けたことがあるが，これはむしろ逆の話であつてこの船形の方が線図の設計がやり易いということをここに附記して置く．

旧案は実用新案登録後直ちに権利を浦賀船渠に無償譲渡したので同社以外の造船所では1隻も造られなかつた．従つてその利益を享受したのはこの会社のみであるが，新案については安易な条件でわが国造船業者一般に提供したいと考えている．これが筆者の業界に対する最後のサービスとなるであろう．

（実用新案登録第 458,051 号）

天然社・海技入門選書

商船大学助教授 鞠谷宏士 A5 130頁 ¥220
既刊 **船の保存整備**
商船大学助教授 鞠谷宏士 A5 160頁 ¥300
既刊 **船舶の構造及び設備属具**
商船大学助教授 上坂太郎 A5 160頁 ¥280
既刊 **沿岸航法**
商船大学教授 横田利雄 A5 140頁 ¥230
既刊 **航海法規**
商船大学教授 田中岩吉
既刊 **海上運送と貨物の船積**
(前篇)海上運送概説 A5 140頁 ¥260
(後篇)貨物の船積 A5 160頁 ¥290
商船大学助教授 豊田清治 A5 160頁 ¥280
既刊 **推測および天文航法**
商船大学助教授 野原威男著 A5 110頁 ¥180
既刊 **船用プロペラ**
商船大学助教授 中島保司 A5 170頁 ¥300
近刊 **運航実務**
商船大学教授 浅井栄資 A5 未定
以下続刊 **海事気象**
商船大学教授 横田利雄 A5 未定
海事法規
商船大学助教授 庄司和民 A5 未定
航海計器
商船大学教授 米田謹次郎 A5 未定
操船と応急
商船大学教授 鮫島直人 A5 未定
電波航法
商船大学助教授 野原威男 A5 未定
船の強度と安定性
前東京高等商船教授 小方愛朔 A5 未定
内燃機関
商船大学助教授 賀田秀夫 A5 未定
ボイラ用水
海抜試験官 西田寛 A5
指圧図
商船大学助教授 伊丹潔 A5 未定
舶用電気工学（上巻）
商船大学助教授 伊丹潔 A5 未定
舶用電気工学（下巻）
商船大学助教授 宮嶋時三 A5 未定
燃料・潤滑
商船大学教授 賀田秀夫 A5 未定
舶用材料
商船大学助教授 小山正一・真田茂
機械の運動と力学
商船大学助教授 小川正一 A5 未定
機械工作・材料力学
商船大学助教授 清宮貞 A5 未定
蒸気機関
商船大学教授 真壁忠吉 A5 未定
舶用汽罐
商船大学助教授 小川武 5A 未定
舶用補機

ねじり振動を考えに入れた安全な軸系の設計について

山田正一郎
日本海事協会技術部

I 緒　　言

日本海事協会の鋼船規則によつて算定される軸系の寸法は，使用回転範囲内に危険な振動応力が存在しないことを条件としているが，ディーゼル機関を主機とする船には，必ずねじり振動による共鳴が発生するから，これに対する何等かの配慮が必要である．

ねじり振動による I 節振動は，主としてプロペラ軸（稀に中間軸に）に損傷を起すが，幸い，大型2サイクル機関を装備した船では，普通振動応力の大きな主危険回転 major critical が常用回転数の⅔以下に現われるだけで，その他の副危険回転 minor criticals の振動応力は，すべて損傷を与える程の大いさにならないから，I 節ねじり振動に関する限り全然問題はない．ただし最近の傾向として，船尾機関でかつシリンダ数の少いものが設計せられるが，この場合は，I 節の主危険回転が使用回転内に入つてくるので注意を要する．

これに反して，4サイクル機関を装備した船では，n 次振動と n/2 次振動がともに major criticals となり，これらが，機関の大さ，配置，軸の長さ，径の大小などのちがいによつて，使用回転範囲のいろいろな部分に現われるので，事柄は非常に複雑である．ただし，この場合も minor criticals の振動応力は小さく一般に考える必要はない．また II 節振動は，クランク軸で問題になるが，高次振動となり応力は小さいので後述するような特別の場合のほかは，殆んど問題にならない．

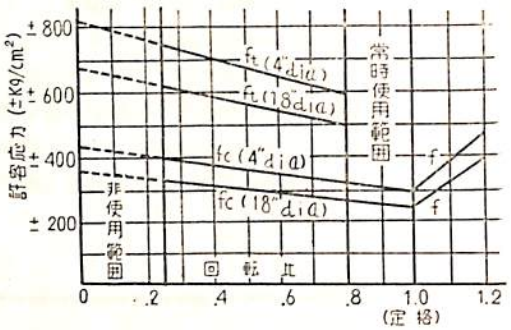
ねじり振動による危険を避けるには，軸径を大きくして，発生するいかなる振動応力に対しても十分強度上の余裕をとる方法も考えられるが，ある特定の回転数のみに現われるこのような現象のために，普段から必要以上に大きい径の軸を抱えていることは実際的でない．

このように，ディーゼル船の軸系を設計するには，鋼船規則の算式からその寸法を定めるだけでは十分でなく，常にねじり振動に対する特性をも合せ考えて設計しなければならないので，場合によつては非常に窮屈なものとなり，大きな制限を受ける．

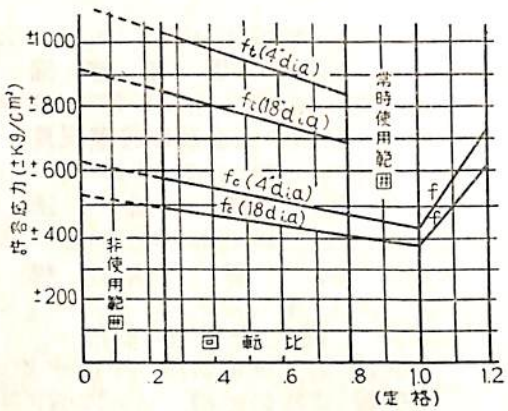
よつて，以下標準的な各種のディーゼル機関を装備した船の軸系についてねじり振動の危険性を検討し安全な軸系の設計について論じよう．

II 許容振動応力と使用禁止範囲[1]

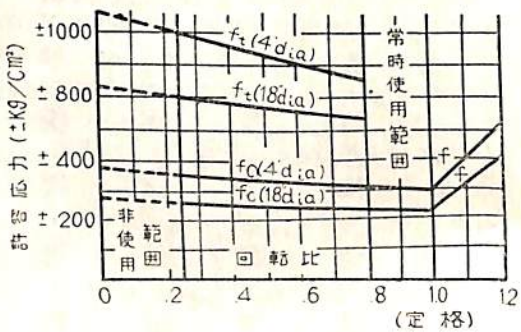
ディーゼル船の第1種プロペラ軸，中間軸（推力軸を



第1図　第1種プロペラ軸に対する許容振動応力線図



第2図　中間軸および推力軸に対する許容振動応力線図



第3図　クランク軸に対する許容応力線図

* 図中 f_c，f_t，f の各線は次の意味を示す．
- f_c 線：機関を連続使用して差し支えない許容附加応力限度
- f_t 線：機関を増速，減速する際，急いで通過すべき許容附加応力限度
- f 線：過回転時の許容附加応力限度

含む）およびクランク軸に対する振動応力は，ガイゲル振動計その他の計器によつて振巾を推定し，これから算定して，第1図ないし第3図*にあてはめて検討される．また第2種プロペラ軸に対しては，これより更に厳格な制限が適用される．[2)]

しかし，ガイゲル振動計の測定から算定される振動応力は精度の高いものでなく，回転計にも誤差がありうるし，また使用中に無意識に回転が使用禁止区域内に飛び込むことなども考えられる．また一方事故の統計から考えて，上記の制限では，まだ十分と思えない節もあるので，筆者は，必ずしも第1図ないし第3図にとらわれることなく，次の通りより厳格に規制するのが最も安全であると考えている．

1. Ⅰ節振動の major criticals（2サイクル機関および4サイクル機関の n 次および4サイクル機関の n/2 次）は，定格回転数の70%ないし 110% の間に存在することを許さない．

2. 上記の n 次および n/2 次の附加応力は，たとえ実測結果がこれを超さなくても，常に f_c を超すものとして取扱う．

3. 上記以外の minor criticals における危険振動に対しては，その許容限度を第1図ないし第3図によつて定める．

4. 第2種プロペラ軸または大きな応力集中などのある軸系に対しては，更に厳格に考える．

5. 附加応力が f_c を超した場合，その危険振動数附近の連続使用禁止範囲は少くとも次の如く定める．

Ⅰ節 n/2 次振動に対しては定格回転数の ±10%

Ⅰ節 n 次振動に対しては定格回転数の ±7.5%

その他の振動に対しては定格回転数の ±5%

6. 発電用機関では，定格回転数の上下 10% に± (310 −1.9 d) kg/cm² —— d は軸の径 cm —— を超す応力の存在を許さない．

以上の条件は，一見非常に厳格なようにみえるが，当初から考えに入れて設計すればこれらの条件を満足せしめることは，さして難しいことではないように思う．

III 各種機関の事故例と安全な軸系の設計

III-1 4サイクル機関

4サイクルディーゼル機関を装備した船の軸系の Ⅰ節振動においては，n 次振動と n/2 次振動はともに major criticals となり，応力も大きいので，これらを常に常用回転範囲から避けることが必要である．n/2 次振動の回転数は，n 次のそれの2倍であるから，n 次振動を余り下げすぎると，今度は n/2 次振動が常用回転範囲に入るので，事は仲々面倒である．

いま，前節でのべたように，常用回転範囲を 0.7 N ～ 1.1 N とし，このうちに2つの major criticals のいずれもが存在することを許さないとすると，安全に設計しうる範囲は極めて狭いものとなり，設計は非常に制限される（第4図ないし第7図の斜線部は，常用回転範囲である）．

4サイクル機関は，船尾機関として使用されることが多いが，6シリンダ，1,000 BHP 程度までのものは，注意して設計しないと，n 次振動が常用回転範囲に飛び込む可能性がある．また8シリンダ以上のもの，および1,000BHP を超す比較的大型の6シリンダ機関は，自然振動数が下つて n 次振動が下へ抜け，n/2 次振動が問題になる．

4サイクル機関を中央機関として用いる場合は少いが，もしこのように配置したとすると n/2 次振動は常用回転範囲より下にでてしまい全く心配はなくなる．

4サイクル機関の major criticals における振動応力は，普通，プロペラ軸で ±400 kg/cm² 前後に測定されるので，第1図の fc を超える．多くの実測値のうちには，fc を超えないものもあるが，測定の誤りもありうることであるから，一応Ⅰ節 n 次および n/2 次振動の応力は必ず fc を超すものとして，Ⅱ によつて処理するのがまちがいのない方法であると思う．

なお，Ⅰ節の minor criticals およびⅡ節振動の応力は小さいので一般には考慮する必要はない．

III-1-1. 小型機関 370 mmφ×300 RPM（第4図参照）

(1) 6シリンダ非過給機関（600～650 BHP）

元来 500 G.T. 級の小型貨物船用のもので，F 型，改E型船などの改装に多数用いられているが，第2種プロペラ軸のものが多いので，事故例が少なからずでている．

第4図の A 線は，この機関を用いて標準的な設計を行つたときの曲線*で，横軸に軸の等値長さ L（軸径を

---

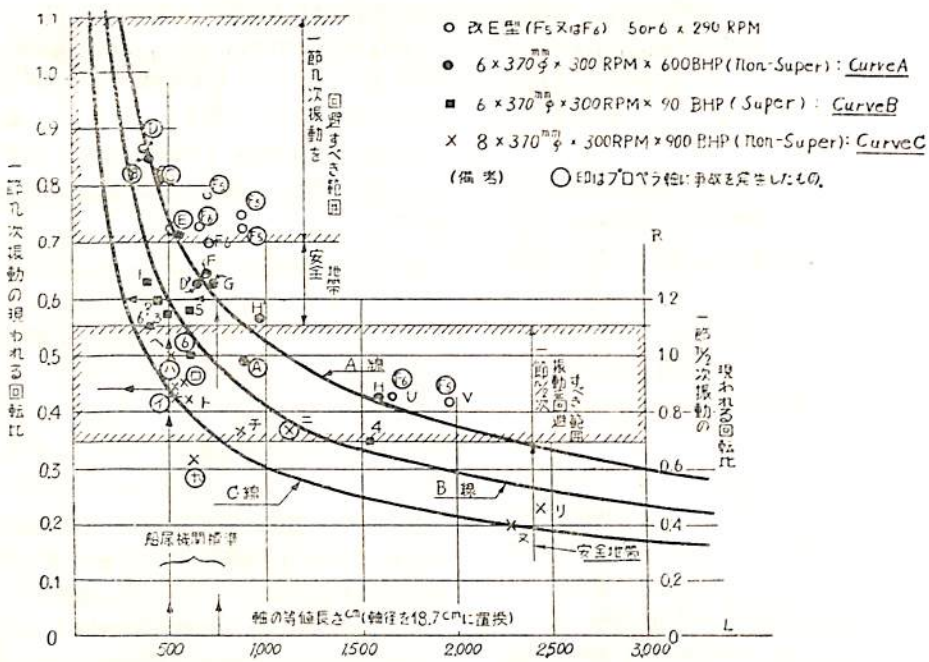
* 以下 L-R 曲線は2質点系と考えて次式によつて求めたものである．

$$F=\frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{C(I_E+I_P)}{I_E I_P}}$$

ここで F は軸系の自然振動数（Vib/min）

I_E, I_P はそれぞれ機関（勢車を含む）およびプロペラの慣性モーメント（kg. cm. sec²）

C は軸の捩り剛さで d=1.87 cm に換算した等値長さを l cm とすれば $C=\frac{10^{10}}{l}$ となる．



第4図　4サイクル，370 mmφ 機関の L-R 曲線

18.7 cm に換算）を，縦軸に n 次および n/2 次振動の現われる回転比 R をとつてある．（以下 L-R 曲線と呼ぶ）図中●印は，その実船例を示し，○印を附したものは，実際に折損または損傷を起したものである．なお F 5 機関 $\left(\frac{5\times350\text{ mm}\phi\times520\text{ mm}}{430\text{ BHP}\times290\text{ RPM}}\right)$ および F 6 機関 $\left(\frac{6\times350\text{ mm}\phi\times520\text{ mm}}{550\text{ BHP}\times290\text{ RPM}}\right)$ は仕様がほぼ同じなので，その実例をも参考として ○ 印をもつて記入した．

A 線は，機関と勢車の慣性モーメントの和 (I_E) を 5,000 kg. cm. sec², プロペラの慣性モーメント (I_P) を 1,300 kg. cm. sec² （この種の機関の平均）としたときの L-R 曲線で，これによると，n 次振動は，L≒280 cm で定格回転数に一致し，L がそれより大きくなるに従つて双曲線的に低下し，L≒1.100 cm でこんどは，n/2 次振動が定格回転数と一致する．従つて n 次，n/2 次振動の回避範囲をともに 1.1 N～0.7 N とすると，安全に設計しうるのは僅か L＝550 cm～900 m および 2,250 cm 以上だけとなる．

斜線内の危険区域に major critical が入つているものに折損または損傷が起ることは，図に示す実績から極めて明瞭で，かかる設計を避けるべきであることは疑う余地がない．ただ限界すれすれのものには損傷を起していないものもあるので，将来より多くの実例から，この限界を多少修正することはありえよう．

この級の機関を装備した船において，軸の径を普通行われるように規定の 5～10% 増しの中間軸 145 mmφ×1,200 mm，プロペラ軸 160 mmφ×3,000 mm に設計すると，等値長さは約 750 cm となり，図中矢印で示すように安全地帯に入る．また，中央機関の場合も，等値長さは 3,500 cm を超え，n/2 次振動は危険区域の下へ抜けて問題ない．

第1表は，船尾機関の実例の軸系の寸法を示す．

実例中，F 丸および G 丸は，標準に近い例で，n 次振動は完全に安全地帯に入つている．これに反して，B 丸，C 丸，D 丸はレシプロ改装のものであるので，軸径が標準より太く，（等値長さが短く）n 次振動が危険区域に飛び込んで損傷を起している．しかし，一例として，D′ 丸の軸径を前記の標準に従つて設計替えすると，D′ の所に来るから安全である．また，E 丸は，限界すれすれにあり，これも損傷を起している．

次に A 丸は，プロペラの慣性モーメントが異常に大きかつたため，自然振動が下つて n/2 次振動が危険区域に飛び込んで損傷した珍しい例である．H 丸も n/2 次振動が問題になつた例で，船尾にボイラを装備したため中間軸が長く，(3,800 mm)，n/2 次振動が危険区域に入つたので，軸径を 150 mm から 190 mm に増し，かつプロペラを少しく軽くして H′ に移行せしめ，現在無事に運航している．

第 1 表　4サイクル 370mmφ×600/650 BHP 機関の実例

船名	プロペラ 外径 (mm)	プロペラ I_P kg. cm. sec²	中間軸径(mm)×長さ(mm)	プロペラ軸径(mm)×長さ(mm)	等値長さ (cm)	事故概況	プロペラ軸の種別
A	1,995	1,935	166φ×2,166	166φ×3,397	852	2年10カ月後裸身部にクロスマーク発生	第2種
B	1,960	1,343	ナシ	165φ×3,030	365	1年後カップリング内で折損	第1種
C	2,000	1,300	170φ×250	165φ×3,533	409	1年後カップリング附近に大亀裂	第2種
D	1,960	1,343	170φ×1,120	188φ×3,218	351	1年10カ月後スリーブに亀裂軸身にクロスマーク	第1種
E	2,000	1,400	ナシ	162φ×3,935	502	2年後裸身部に小クロスマーク	第2種
F	1,950	1,272	160φ×1,520	169φ×3,305	696	事故なし	〃
G	1,960	1,460	168φ×3,305	185φ×2,985	701	事故なし	〃
H	1,980	1,470	150φ×3,800	160φ×2,165	1,550	n/2 次危険なる故 H′ に改造	第1種
D′	1,960	1,343	147φ×1,120	160φ×3,218	650	D の改造，事故なし	第2種
H′	1,980	1,019	190φ×1,120	160φ×2,165	970	事故なし	第1種

（備考）　等値長さは精算値を示す

改 E 型船の軸系の標準は，等値長さが 600 cm～800 cm であるが，機関が 370 mmφ のものより若干小型なので，n 次振動が上つて図示のように禁止区域に入つて事故が多い．ただし，F 6 は限界すれすれになるので，損傷率は少ないが，第2種軸なのでやはり多少の損傷は免れない．U 丸は F 6 機関で，軸長が割合長いのに，軸径が細かつたために，n/2 次が使用回転に入り事故を起したものである．これはプロペラ軸，中間軸をともに太くして振動を上げるよう指定された．

V 丸は F 5 機関を比較的長い軸系（中間軸 130mmφ×3,100 mm，プロペラ軸 140 mmφ×3,700 mm）に連結したもので，やはり，I 節 n/2 次振動によつて損傷を起した．

なお，本機関を中央機関とすると，L＝3,500 cm を超え n/2 次振動は危険区域の下へ抜け問題はないが，かかる実例は殆んどない．

(2) 6 シリンダ過給機関（900 BHP）

非過給機関とほぼ同じ用途に用いられるものであるが，新造船に装備されたものが多く，十分検討されているので，事故を起した例はない．■印はその実例を示す．

第 4 図の B 線は，I_E＝5,000 kg. cm. sec², I_P 2,500 kg. cm. sec² としたときの L-R曲線で，数多くの平均である．n 次振動が定格回転数と一致するのが L≒200cm，n/2 次が一致するのが L≒700 cm で，安全に設計しうるのは，L＝400 cm ～6 0 cm および 1,400 cm 以上である．

いま標準として，中間軸 170 mmφ×1,500 mm，プロペラ軸 220 mmφ×3,500 mm の船尾機関の軸系を考えると，L≒500 cm となり，安全地帯に入る．図中 1 丸，3 丸，5 丸は，適当に設計されていて問題なく，事故の発生も聞いていない．2 丸および 4 丸は，船尾に補助ボイラを置いた油槽船で，中間軸の長さが 5,000 mm あり，標準径では自然振動数が下がつて，n/2 次振動が危険区域に入るので，前者においては径を 220 mm に増してこれを安全地帯に追い上げ，後者においては逆に規定一杯の 150 mm まで細くして追い下げたものである．4 丸では，まだいささか下げ切らない気味があるが，規則上これ以上細くできないので止むをえない．（プロペラ軸をも細くすればよいが，附帯工事が大変である．）6 丸は主機関改装船の例で，軸系不詳のため充分検討する余裕がなかつたもので，事故を起した後 6′ に変更された．

本機関の場合も，中央機関にすると L は十分大きくなつて（約 3,000 cm），n/2 次振動は下へ抜けて問題ないが，かかる船は殆んど実例がない．

(3) 8 シリンダ非過給機関（900 BHP）

元海軍 23 号乙 8 型機関がこれに属し，主として改装用として用いられ，損傷例が極めて多い．

第 4 図 C 線は，I_E＝6,000 kg. cm. sec², I_P＝2,500 kg. cm. sec² としたときの L-R 曲線で，×印はその実例である．この機関を船尾に装備すると（標準軸の寸法

第2表　23号乙8型機関の実例

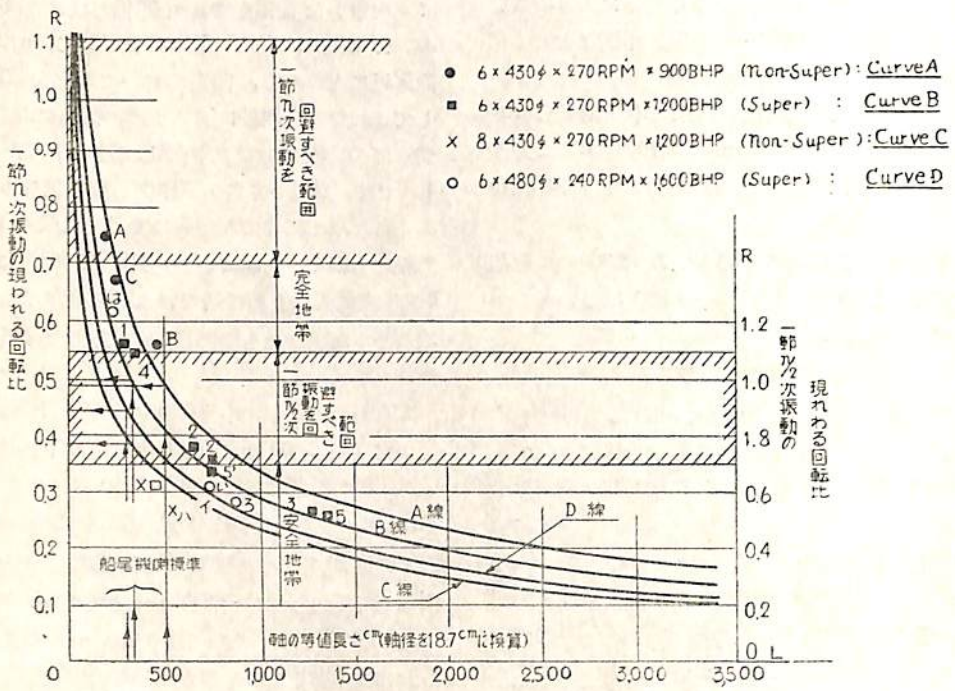
船名	プロペラ 外径 (mm)	プロペラ Ip (kg.cm.sec²)	中間軸径(mm)×長さ(mm)	プロペラ軸径(mm)×長さ(mm)	等値長さ (cm)	事故概況	プロペラ軸の種別
イ	2,250	1,790	165 φ×1,500	170 φ×3,200	520	6ヶ月後裸身部にクロスマーク発生	第2種
ロ	2,100	1,810	170 φ×1,695	190 φ×3,650	550	1年後スリーブのハンダ附けに亀裂	〃
ハ	2,060	1,468	220 φ×1,327	186 φ×3,885	535	2年半後にクロスマーク発生	〃
ニ	1,900	1,500	*170 φ×3,075	180 φ×5,070	1,110	船尾軸にて折損	〃
ホ	2,180	2,620	ナシ	178 φ×3,773	726	3年後に溶接部にクロスマーク発生	第1種
ヘ	2,000	1,210	220 φ×2,500	200 φ×4,160	490	事故なし	〃
ト	2,100	1,420	170 φ×1,150	190 φ×2,735	610	事故なし	〃
チ	2,000	1,670	145 φ×1,190	170 φ×2,865	870	事故なし	〃

(備考)　(1) 23号乙8型機関は，定格回転数が 330 RPM になつているので Ip は標準より小さい．
(2) * 印は，双螺旋船であるので，船尾軸になつている．

は (2) と同じ)，L≒500 cm となり，n/2 次振動が禁止区域に飛び込む．イ丸ないしチ丸は，いずれもこの例で，このうちイ丸ないしホ丸はすべてプロペラ軸に損傷を蒙つており，ヘ丸ないしチ丸はいままでの所，損傷をまぬかれている．これらの軸系の寸法を第2表に示す．

ただし23号乙8型を装備した船は，船によつて常用回転がまちまちで相当異るものがあり，かつダンパーを装備しているもの，していないもの，また装備されていてもその整備が適切なもの，悪いもの，等があるために一概に論ずることは難しい．この場合はむしろ第1種軸に事故が少く，第2種軸に事故の多いことに注目する必要がある．

これに反して，リ丸およびヌ丸は中央機関の例で，前者は 1,200 G.T. の貨物船，後者は小型客船に用いられ，ともに L≒2,300 cm であつたため，n/2 次振動は，常用回転範囲の下へ抜けた．



第5図　4サイクル 430φ 機関の L-R 曲線

このように，この級の8シリンダ機関は，中央機関としては考えうるが，軸の短い船尾機関としては，軸を十分太くしても伸々 n/2 次振動を追いあげることができず，規則一杯まで細くしても L=1,000 cm 以上とすることは困難であるから，安全設計はほとんど不可能である．

III-1 2　中型機関-430 mmφ×270 RPM（第5図参照）

370 mmφ 機関より少し大型のこの級の機関（ピストン冷却をしない限度）は，2,000 G.T 級の新造，改装用として最近数多く作られている．またこれより更に大型のピストン冷却式 480 mmφ 級機関も現在既に数隻搭載就航中ではあるが未だその実績があらわれるには至つていない．

第5図でわかるように，この級の機関を船尾機関として用いた場合，特に軸が太く短くない限り，I 節 n/次振動が危険範囲に入ることなく，n/2 次振動を危険範囲から外すことが問題である．

これらの機関を船尾に装備したときの標準軸寸法および等値長さは第3表の通りである．

第3表　標準軸の寸法

出力 (BHP)	回転数 (RPM)	中間軸の径および長さ (mm)	プロペラ軸の径および長さ (mm)	等値長さ L(cm)
900	270	170φ×1,500	200φ×3,500	500
1,200	270	200φ×2,000	230φ×4,000	330
1,600	240	220φ×3,000	250φ×4,500	300

また，中央機関の場合には，L は 2,000 cm 以上となるから問題はない．

第5図の A, B, C, D 線は，第4表の標準仕様の下に画いた L-R 曲線である．

図中，A 丸は，既成船改装の船尾機関で，プロペラ軸が太かつたので（230 mmφ×2,700 mm），n 次振動が危険区域に飛び込んだ例である．現在の所プロペラ軸に損傷の起つたことを聞かないが，太いので振動応力が低いためであるかも知れない．C 丸は，中間軸の径を 230 mm に増大して n/2 次振動を安全地帯に追いあげた例で，B 丸も限界すれすれではあるが，一応 n/2 次振動を危険区域から脱出することに成功している．

1丸および4丸も限界すれすれにあるが，中間軸をいま少し太くしてより安全なように設計すべきではなかつたかと思う．

2丸は最初の設計では，中間軸が 190mmφ×3,600mm であつたが，海上試運転の結果 n/2 次振動の危険性が認められたので，軸径を規定ぎりぎりの 178 mm にまで削つて，より安全な 2′ へ移行せしめた．まだ下り切つていないうらみはあるが，規則の関係でこれ以上の修正は不可能なので止むを得ない．

3丸および5丸は中央機関の場合である．3丸は，2,000 G.T. のレシプロ船の改装で，中間軸径（230mm），プロペラ軸径（260 mm）が標準より太いので，L は短くでているが，n/2 次振動はまだ限界より大分低い所におさまつていて安全である．また，5丸は，更に大きい 3,500 G.T. のタービン船の改装例で，原設計のままでは，中間軸の径が 276 mm もあり，概算の結果 n/2 次振動が 5′ の所へ出ることがわかつたので，5本のうち2本を 200 mmφ に削つて，より安全な 5 の位置へ移した興味ある実例である．

イ丸（8シリンダ船尾機関）は，当初中間軸径 180 mm，プロペラ軸径 212 mm として設計したが，海上試運転の結果好ましくない結果を得たので，中間軸を規定ぎりぎりの 170 mmφ にまで削つた．この結果 n/2 次振動はイよりイ′へ移り危険区域を脱したが，この場合も，これ以上の修正は困難である．ロ丸およびハ丸は適当に設計せられた例である．

いずれにしても，この級の機関を船尾機関として設計する場合には余程の注意が必要で，6シリンダ 900 BHP および 1,200 BHP（過給）のものでは，軸径を太くして n/2 次振動を追いあげるのがよく，8シリンダ機関の場合は，細くして追い下げるのがよい．しかし，後者の処置は特にむずかしいから，この級の8シリンダ機関を船尾に配置するのは，避けるのがよいと思う．

第4表　機関の標準仕様

曲線	機関の仕様 シリンダ数	B. H. P.	R. P. M.	過給の有無	I_E kg. cm. sec²	I_P kg. cm. sec²	実例
A	6	900	270	非	12,000	3,000	●
B	6	1,200	270	過	12,000	5,000	■
C	8	1,200	270	非	14,000	5,000	×
D	6	1,600	240	過	18,000	6,500	○

い丸，ろ丸，は丸は 1,600 BHP 級のもので，この中い丸，ろ丸は改装船で，中間軸が割合長いため，I 節 n/2 次を下に下げ，は丸は新造船で，中間軸が短いので，n/2 次を上に追い上げたものである．

III-2 2サイクル機関

2サイクル機関では，4サイクル機関とちがつて，n/2 次振動は minor critical となり，応力が小さいので，n 次振動だけを考えればよく，事柄は比較的簡単である．特にシリンダの径が 500 mm 以上の大型クロスヘッド機関を船の中央に装備した場合は，n 次振動は，0.3 N 以下に下つて，全く問題はない．大型クロスヘッド機関を船尾に装備した場合も，シリンダ数が多ければ，中央機関の場合と同様なことになるが，5または6シリンダ機関では，n 次振動は 0.3 N を超え使用回転範囲に顔を出すことがあり，この場合は，その起振力が大なるため，振動応力が非常に大きくなり重要な問題となる．

シリンダの径が 350 mm 以下のトランクピストン型のものでは，小型4サイクル機関の場合と同様 n 次振動は，常用回転範囲（0.7 N 以上）に近よるので，当然問題が起りうるが，かかる小型のものは，日本海事協会の船級船に使用される機会が少く，損傷例も殆んどない．

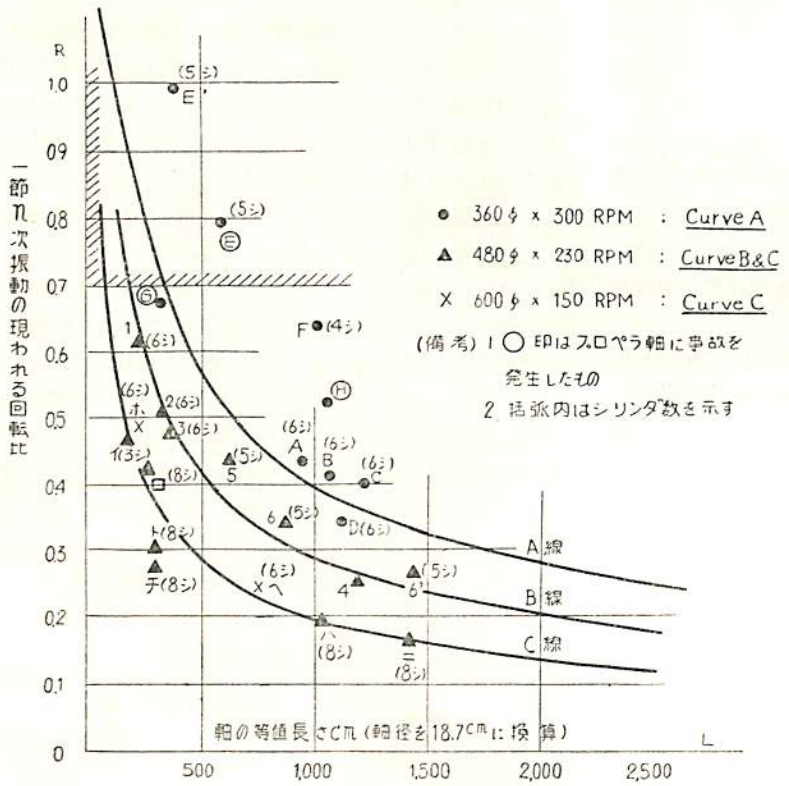
シリンダの径が 400 mm を超えるトランクピストン型のものになると，n 次振動は，常用回転範囲を大分離れて，使用回転範囲の比較的低い所に現われる．しかし，2サイクル機関の n 次振動の振動応力は，4サイクル機関のそれより高いから，その位置をよく吟味して，これが比較的多く使用される分力の回転数に一致しないようにするとともに，連続使用禁止区域をなるべく巾広に定めて，ここを急いで通過するよう配慮することが必要である．

なお，2サイクル機関には，M. A. N., Sulzer, B&W, M. S. U. C., 新潟，林兼等の各種のものがあるが，このうち，B&W 型だけは，構造上慣性モーメント（Icyl）が他の機関のそれに比べて非常に大きく，自然振動数が下るので，特別なものとして以下の説明からは除外した．

III-2-1 小型トランクピストン機関-360 mmφ×300 RPM（第6図参照）

6シリンダ（900 BHP），5シリンダ（750 BHP），4シリンダ（600 BHP）のものが小型船にかなり用いられている．

第6図 A 線は，$I_E = 7{,}000$ kg. cm. sec², $I_P = 2{,}500$kg. cm. sec² としたときの6シリンダ機関に対する L-R 曲線で，実例を●印で示す．軸の等値長さ L＝300 cm 以下の場合だけ n 次振動が 0.7 N を超えて問題となりうるが，標準設計の船尾機関船でも L≒500 cm となり，（軸の寸法は，III-1-1. (2) に同じ）0.6 N を下廻るから心配はない．事実，A丸，B丸，C丸，D丸の実例はいずれも 0.45 N 以下で安全な設計である．しかし，5シリンダ機関を装備したトロール漁船 E丸（F6 を改装したもの）は，シリンダの数が少いので，n 次振動が 0.8 N にまで上昇し，プロペラ軸を折損した．よつて，中間軸を 165mmφ から 210 mmφ に，プロペラ軸を 180 mmφ から 190 mmφ に増大し n 次振動を E′ にあげる一方，機関の回転数を抑えて現在無事に運航している．4シリンダ機関の F 丸も n 次振動が禁止区域に近づいたが，今の所問題の起つたことを聞かな



第 6 図　中小型2サイクル機関の L-R 曲線

い．G 丸は n 次が禁止区域に近いため事故を生じたものであり，H 丸は適当な設計にあると考えられるがプロペラテーパー大端部にクロスマークを発生したものである．H 丸に事故が生じたのは本船が小型タンカーでその使用条件が不詳であるので原因がはつきりしない．

III-2-2 中型トランクピストン機関-500 mmφ×230 RPM（第6図参照）

シリンダの数に従つて，2,000～3,000 BHP として中型船に用いられる機関である．n 次振動が危険区域に入るのは，L が 180 cm 以下であるから，800 BHP（6シリンダ）機関を船尾に装備して甚しく軸を短く太くした場合を除いて問題ない．また，中央機関のときは，0.3N 以下になるのが普通である．第6図 B 線は，I_E = 20,000 kg. cm. sec², I_P = 8,000 kg.cm. sec² の6シリンダ機関（1,800 BHP）に対する L-R 曲線で，▲印は，その実例（若干5シリンダをも含む）を示す．

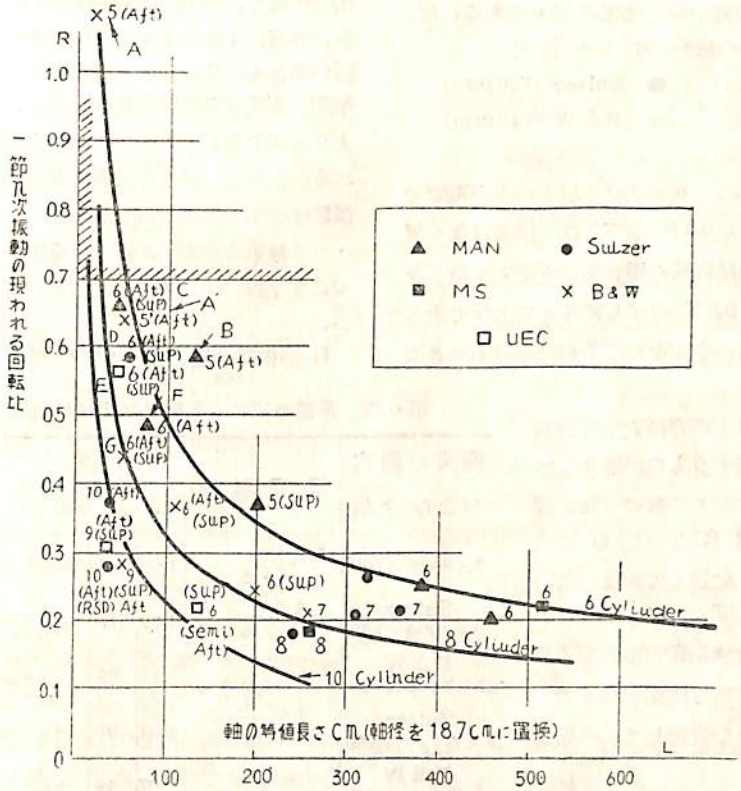
1丸は，特に軸の短い（中間軸 250 mmφ×1,635 mm，プロペラ軸 265 mmφ×2,760 mm，L≒230 cm）捕鯨船で，n 次振動が 0.6 N を超えたが，2丸（中間軸 220 mmφ×4,000 mm，プロペラ軸 240 mmφ×3,850 mm，L≒320 cm）は，標準的な船尾機関の例である．3丸は，3D 型タービン船の改装例で，中間軸 280 mmφ×4.450 mm，プロペラ軸 305 mmφ×7,350 mm で非常に太く，L が約 200 cm となつて，n 次振動が危険区域に近づいたので，220 mmφ×2,350 mm の中間軸を一本増設して 0.5 N 以下に降下せしめた．

4丸は，中央機関の客船で，n 次振動は，0.3 N 以下に下つて全く問題はない．

また，船尾に補助ボイラを配置した5シリンダ機関の5丸は，中間軸の長さ約 5,500 mm あるので，n 次振動はかなり低くでている．

6丸は，タービン船を改造した中央機関船であるが，軸径が太いので（中間軸 255mm，プロペラ軸 280mm），n 次振動が普通より上つている．この機関は増速減速に際し，この危険回転附近で大きな振動を生じ問題となつたので，軸径を 220 mm，250 mm に変えて，これを 6′ の位置に移して，この欠点を回避した．

次に，C 線は，I_E = 23,000 kg. cm. sec², I_P = 10,000 kg. cm. sec² と想定した8シリンダ機関（2,400 BHP）の L-R 曲線で，やはり▲印でその実例を示している．なお，560 mm～600 mmφ の6シリンダ機関の場合もほぼこの線にのるので，2，3 の実例を×印で追加して参



第7図 大型2サイクル，クロスヘッド機関の L-R 曲 線

考に供した．

この機関では，シリンダ数が多いので，n 次振動が問題になることは全くない．

イ丸，ロ丸，ホ丸は，船尾機関の実例，ハ丸，ニ丸，ヘ丸は，中央機関の実例で，後者では，すべて n 次振動は 0.3 N 以下となり，前者の場合も，危険振動が分力の回転数と一致しない限り全く心配はないであろう．

なお，ト丸，チ丸は，500 mmφ の B & W 機関を装備した捕鯨船で，L は小さいが，n 次振動は 0.3 N 附近まで下つている．これは前述したように，B & W 機関の Icyl が大きいからにほかならない．

III-2-3　大型クロスヘッド機関（第7図参照）

A, B, C 線は，第5表の仕様を想定して，6 シリンダ，8 シリンダ，10 シリンダ機関について求めた L-R 曲線である．

第5表　機内の標準仕様

曲線	シリンダ数	Boremm/BHP/RPM	I_E kg. cm. sec²	I_P kg. cm. sec²
A	6	720/4,000/125	200,000	100,000
B	7	720/5,500/125	250,000	150,000
C	8	720/7,000/125	275,000	200,000

図中の実例符号と機種の対応は次の通りである．（ただし括弧内はシリンダの径を示す．）

▲ MAN (700 mm)　● Sulzer (720 mm)
■ MS (720 mm)　× B & W (740 mm)
□ UC (750 mm)

第5図でわかるように　6 シリンダ以上の中央機関では，すべて n 次振動は 0.3 N 以下となり問題はなく何の心配もいらない．船尾機関の場合も，シリンダ数が多ければ同様であるが，0.3 N のぎりぎりまで上つて来るから，必要以上に軸径の余裕をつけるのは避けるべきである．

最近，比較的小型の小馬力の大型貨物船で，機関を船尾に装備するものが増加しているが，これらにシリンダの数の少ない機関を採用すると，実例 B ないし G の如く n 次振動が 0.3 N を超えて微速，ないしは，微速と¼分力の間に入つて来る．かかる場合には，この危険振動の位置を予めよく選定して，軸の寸法を決定すべきで．大事をとつてタンパーを装備している船もある．

また A 丸は非常に珍しい場合で，長さ 5,600 mm の中間軸1本をもつ5シリンダ 740 mmφ の B & W 機関（4,600 BHP）の例である．

この中間軸の径を標準の 355 mm とすると，n 次振動は 0.65 N の A′ 点へ来て¼出力の回転数とほぼ一致するので，思い切つて径を 510 mm に増して，これを定格回転数の上に追いあげたものである．本船は，中間軸が短かかつたので，このような処置がとりえたが，すべての船にこのようなことができるわけではない．

IV　主軸系の II 節振動について

主軸系の II 節振動においては，自然振動数も，振動応力もともに機関の仕様寸法だけからきまり，中間軸，プロペラ等の設計には殆んど影響されないから，同じ機関に対しては，軸系の設計に関係なくほぼ同じものが得られる．従つて，陸上試運転のときにその特性を正確に測定して，その安全性を確認しておけば，船へ持つて行つてから新たに問題の起るようなことはない．

II 節振動の自然振動数，振動応力は，機関の各種の寸法や仕様によつて微妙に影響されるので，これらの資料の詳細がえられない限り，I 節振動のように大体の概算をしても意味はない．

II 節振動の自然振動数は，一般に I 節振動のそれに比べて高く，使用回転範囲に現われる振動は高次である．普通，4 サイクル主機関の場合も，2 サイクル主機関の場合も，6 シリンダ位のものでは，9 次ないし 10 次振動が機関の定格回転数に一致し，シリンダの数がそれより増加すると，7 次ないし 8 次振動がその辺にあらわれる．ただし，勢車を前端に装置した機関では，II 節振動はずつと低下し，しかもクランク軸だけでなく，プロペラ軸系にも大きな応力を発生することがあるが，このような設計は，漁船だけにあつて，商船には見当らない．

II 節振動の振動応力は，抑制エネルギーが小さいの

第6表　各種の2サイクル8シリンダ機関のベクトル和

機関の型式および寸法	爆発順序	次数 8	9	10	11	12	13	14	15
8×480φ×760	1.7.3.5.4.6.2.8	1.98	.27	.095	1.13	3.53	1.13	.095	.27
Sulzer 8×480φ×700	1.6.5.2.7.4.3.8	1.79	.17	.27	3.02	.87	3.02	1.79	—
B & W 8×500φ×900	1.8.3.4.7.2.5.6	.13	.54	.25	4.28	.80	4.28	.25	.54
Sulzer 8×720φ×1,250	〃	1.45	.01	.45	3.52	.91	3.52	.45	.01
B & W 8×740φ×1,600	〃	.07	.44	.24	4.23	.83	4.23	.24	.44

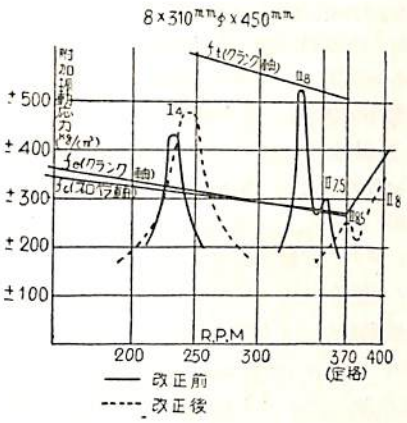
で，I 節のものに比べて大きいが，高次であれば第3図の許容応力を超すことはない．しかし，比較的低次のもののうちに，ベクトル和の案外大きなものがあり，万一，これらが，連続使用範囲中に入るとクランク軸折損の原因となりうるであろう．

第6表は，同じ2サイクル8シリンダ機関でも，機関の大きさ，爆発順序がちがうと，いかに各次数のベクトル和が変化するかを示した一例で，図中下線のものは，応力が高くなるものを示す．

このように，II 節振動は，種々の条件に支配されて非常に複雑であるので，細かいことについての記述をさけ，実際に問題になつた二三の例についてだけ述べることにする．

IV-1 4サイクル機関の例

一般に6シリンダまでのものには問題はないが，8シリンダ機関で，爆発順序が 1.4.7.6.8.5.2.3 のものに．7.5次，8次，8.5次の相隣る3つのベクトル和が比較的大きくなつて互に重なり合い，しかもこれが定格回転にぶつかつて問題になつたものがある．第8図は，8×310 mmφ×450 mm 機関に起つた一つの実例で，勢車をできるだけ軽く改造して，8次振動を点線の如く追いあげて回避した．また7シリンダ機関の例えば 1.2.4.6.7.5.3 の爆発順序のものにも，10次，10.5次，11次の重なりが現われるが，この場合は，定格回転数により下に出るので，ここを急いで通過すれば問題はなかろう．



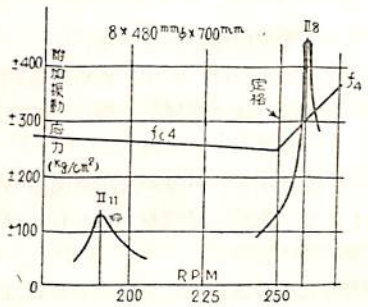
第 8 図

II 節振動の自然振動数は，勢車の慣性モーメントを加減することによつて容易に変えうるが，これによつて I 節振動の自然振動数にも若干の影響があるから，注意する必要がある．第8図にはその関係がよく現われている．

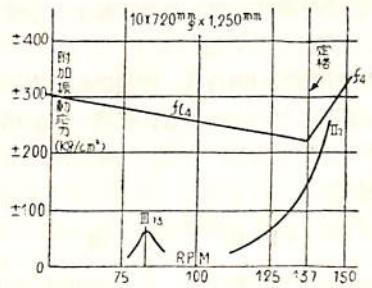
10シリンダ機関にもいろいろの爆発順序のものがあり，普通，7.5次，9.5次，10次等のベクトル和が大きくなる．このうち7.5次振動の応力は格別大きく，これが使用回転範囲内に現われると，遥に許容応力を超して問題である．22号10型機関では，7.5次振動が 350 RPM 附近にあらわれるものが多く，性能のよいダンパーを装備して応力を抑えないと危険がある．この型の機関にクランク軸の折損が多いのは，ダンパー調整の不備に起因しているのではないかと思われる．

IV-2 2サイクル機関の例

10次を超える高次の振動応力は，経験的に ±200kg/cm² を超えないので問題はないが，これを分力時の回転数に一致せしめないのが望ましい．しかし，8シリンダ以上になると，10次より小さいものが，しばしば定格回転数に近づき，そのうちには，案外ベクトル和が大きいものがある．第9図は，ある8シリンダ 480mmφ×700 mm機関の例で，8次が定格回転数に近づいたので勢車を改造して，これを追いあげた．また，第10図は，10シリンダ 720mm×1,250mm 機関の場合で，定格回転数を標準の 128 RPM から 137 RPM にあげたため，7次振動の谷が定格回転数に接近した例である．



第 9 図



第 10 図

いずれにしても，多シリンダ機関については，低次の II 節振動を十分検討することが望ましい．

V 発電用機関について

発電ディーゼル機関では，I 節振動，II 節振動ともに節（node）は，勢車と発電子の間に来る．発電機の軸系には，以前事故が極めて多かつたが，ねじり振動に対する関心が各方面に高まつて以来，損傷は激減した．これは，使用回転数が一定であるので，設計時に十分注意を払つて，危険回転が定格回転数の附近の比較的狭い範囲（上下7.5% が推奨される）に来ないようにすればそれで簡単に危険を回避しうるからである．

発電機の軸系は，定格回転数が丁度 I 節振動の二つの major criticals の中間に来るように設計されるが，弾性曲線が主軸の場合とちがつて minor criticals の振動応力もかなり大きくなるので，これが major criticals の裾と重なり合つて予想外に大きな値となることがあるから，慎重にこれを検討しなくてはならない．

危険な振動応力が，禁止区域に現われたときは，機関の設計を一部変更してこれを避けなければならないが，これには大略次の方法が考えられる．

(1) クランク軸の設計替を行つて，等値長さを加減する．

(2) 勢車を改造して，慣性モーメントを変化せしめる．

(3) シリンダの爆発順序を変化する．

しかし，これらの変更は，いずれも自然振動数に微妙に響き，その影響は極めて複雑で，細かい精密な計算を行わないと，その結果がえられない．

このように，発電用ディーゼル機関の軸系の設計は極めて微妙なもので，細かい計算を必要とし，専ら，機関設計者の責任範囲である．

ただ一つ注意しておきたいことは，発電機の回転体の慣性モーメントの誤算の問題であつて，この算定は，普通発電機製作者の責任になつているが，これが誤つていたために，算定危険回転数と実測回転数とが喰い違つて問題を起した例が少なくない．

なお，発電用機関の場合は，定格回転数附近を外れた所に大きな振動応力があつても，発停の回数が少く，そこを通過することも少ないので，損傷の原因になるとは余り考えられない．

VI 結　　論

以上いろいろ述べた事柄のうち，major criticals が 1.1 N～0.7 N の範囲内に入つているものに，殆んど例外なくプロペラ軸の損傷が発生していることは最も注目すべきである．従来，major criticals が 1.1 N～0.7 N の範囲に入つているのに，たまたま測定応力が小さかつたとの理由でそれを看過したり，使用禁止区域を設定して事足れりとした例がなきにしもあらずであつたが これはことごとく失敗に帰しており 結局，major criticals をこの範囲に入れないことが，あらゆることに優先されなければならない．また，major criticals がその他の使用回転の所に出たときも，理屈を抜きにして（測定応力の大きさがどうであろうと）その附近での連続使用をさしつかえない限り，厳重に禁止すべきである．

4 サイクル機関を船尾に装備した場合に，安全設計しうる軸系寸法の範囲の狭いこともまた驚くべき事柄で，8・370 mmφ, 6×430 mmφ, 8×430 mmφ, 6×480 mmφ などの機関を標準軸径で設計すると，すべて major criticals が，0.7 N～1.1 N の範囲に入り，特に 8 シリンダ機関では若干軸を長くしなければ，船尾機関の設計不能といつてさしつかえなく，II 節振動にも問題がありうる．幸い，最近各方面の認識が高まつて，少くとも新造船では，必ず major criticals を安全地帯に入るように工夫されるので問題は少くなつた．しかし，改装船では，設計上にいろいろの制限があつて，十分逃げ切れないものが多い．改装船では，機関の位置はきまつており，プロペラ軸も現装のままとすることが多いので，（プロペラ軸の軸径を変えることは，関連工事が多くなるので好まれない）結局，中間軸の径だけで，自然振動数を加減しなければならない．筆者は，従来の失敗にかんがみ，必要に応じては，思い切つて，プロペラ軸の改造までを行つて，major critical を十分安全な位置におくことをこの際特に強く各方面に要望したい．

2 サイクル機関は，従来大型の多シリンダのものが多く，船尾機関の場合も，中央機関の場合も major criticals は，½ N 以下に下つて全く問題はなかつたが，最近シリンダ数の少ない（5 シリンダ）ものを船尾に装備した貨物船が増加し，これらのものでは major criticals が¼ 分力の回転数附近に現われる場合がある．特に過給した機関では，出力が大きく軸径が増大するので，自然振動数が上る傾向がある．2 サイクル クロスヘッド機関の major criticals の振動応力はかなり大きく，普通の場合プロペラ軸で，±800 kg/cm², 中間軸で ±1,000 kg/cm² 以上に達するから，この応力は f_c は勿論 f_t をも超えるものと予想され，慎重な考慮を要する．従つて，これらを¼ 分力，½ 分力等に一致せしめていないことは勿論，この附近をできうる限り早く通過せしめることが必要である．2 サイクル大型機関の major criticals の振動応力が f_t を超えるということ

（898 頁へつづく）

高速ディーゼル船の主機関計画に対する考察

中嶋　司
運輸省船舶局関連工業課

1. まえがき

大型ディーゼル機関の如く，始めから舶用主機関として設計されたものも数多いが，中小型機関の場合には車輛用または陸上動力用等と兼用の目的で設計されたものもまた相当に多い．また同じ舶用として用いられる場合でも，例えば軍艦の如き場合，商船，漁船あるいは遊覧船の如き場合等すべて多少ともその目的に従つて異つた要求があり，主機関はそれぞれの場合に応じて変化があるのは当然である．

主機関は船体の如くその時々に最も適切な設計を得る場合は少く，現在製作し得る機種の中より選ばなければならないことが多い．しかもディーゼル機関として呼称される性能は普遍的な場合を対照とし，新しく陸上運転台上に据付けられた状態で呼称されるものであり，個々の船について，異つた条件の下で使用されることを一々予測して，最適の性能を表示することは不可能であつて，その機関を如何なる性能で使用するかを決めることは造機計画の仕事であつて機関メーカーの仕事ではない．

主機関の役割は船のプロペラを廻すことによつてのみ果されるものであつて，プロペラの性能を無視して決めるわけには行かない．また船とプロペラの間には寸法的な制約もあるので，極端にいえば船が決められると，プロペラおよび回転数が決まり，更にある幅をもつて主機関の性能および主要目が決まつてしまう．従つてその範囲において機関の呼称する性能とその内蔵する本質的性格を見抜き最適なものを選択し，最適の性能において使用するように運ぶ技術につきると思う．

2. 用途と適性

ディーゼル機関はその使用される目的に対して最も適当したものでなければならない．従つてそのディーゼル機関の持つ性質がその目的に対し適性を有しておるか否かを見極めることが機関計画に最も大切なことである．必要以上に鈍重であることも，また反対に華奢であることも適当とはいえない．例を上げていえば Hamp を超えて使用される高速艇の主機関としては IP 当り重量約 5 kg/IP 以下の軽量小型機関で，軸心下の形状および構造は船体によく合つていなければならないし床面積の大きくないことが必要で，装置は簡単で管系が簡単であることが必要となる．軍用の 1000 噸級の高速船等に使用される中型の機関は，出力の大小によらず IP 当り重量は 15～20 kg/IP 程度の軽さで足り，しかも 5～15 kg/IP の範囲は，軽い程有利ではあるがこの範囲でなければならないということは理論的に生じないであろう．

かくの如き適性は常用出力と全力との関係，船の長さ・排水量・速力と出力とプロペラの関係，並びに機関重量と排水量の関係を追求して行けば自ら結論が得られる．

しかし機関の適性を論ずる前に船の基本計画の良否が先行するので，船の関係を充分研究し先ず船が適正であることを必要とする．

3. 機関の性能および要目と適性

(1) 常用出力と全負荷出力

主機関の性能を陸上試験で論ずる時は，すべて出力は回転数の三乗に比例して使用されるものと仮定している．実際に船に搭載された時は必ずしも出力は回転数の三乗に比例しない．排水量により速力が変化しプロペラ効率も変り回転数も変化する．また船長に比して速力が高い範囲まで使用すると，回転数の変化を生ずる．殊に高速艇が半滑走状態にあるときは急激な変化を生ずる．従つてこのような場合には状態の変化および力度に応じて出力と回転数の関係をプロペラ計算とともに正確に計算し，これを基本として正味平均有効圧力等の機関性能値を算出しなければ正しい数値は得られない．

普通船の設計を行う場合，高速船は全力ですべての性能を合せることが多いがこれは全力性能が最高に採られたことを意味する．しかし危急の場合以外は機関の安全のために何%か下げた処で使用されなければならないし，船としても経済的理由および航続距離の問題その他によつて常用する速力および常用速力の最大の点が決められるのが普通であるが，全力において計画された機関が常用範囲においても最適であるとはいい難い．尤も常用範囲が全力に近い場合は殆ど問題を生じないが，高速艇の如く速力が相当に高い範囲に亘る場合，排水量が所要出力に著しい変化を与える程変る場合は実際に相当の問題を生じている．

機関の正味平均有効圧力とピストン平均速度についてのみ考えて見ると，常用の最大速度に対してこの両方を適当におさえれば，排水量型の船の機関の限度は正味平均有効圧力によつておさえられ，高速艇型の船の機関は

ピストン平均速度によつて限度が来て，いずれの場合でも機関の最大能力は発揮出来ない．逆に全速を機関の全能力におさえれば，排水量型の船ではピストン平均速度を高くとつてあると常用速力においてこれを安全まで下げるために正味平均有効圧力は低くなりすぎるし，高速艇型の船では正味平均有効圧力を安全範囲に下げるために回転数が下りすぎる．すなわち常用範囲を上げる如き計画によれば全力は僅かながら犠牲となり，逆に全力性能を高くすると常用範囲はある程度下る．現在数多くの高速艇が運転公試において良い成績を発揮しながら実用時には甚しい性能低下を来たし高速艇としなければならなかつた理由に苦しむ程であるのは皆この関係にある．

燃料消費量等の問題についてまた同じことがいえる．経済的な位置を何処に指定するかは船に応じて定めなければならない．

(2) 機関の常用力度

船の基本計画を行う人々に，機関に対する信頼は時に過大に評価されている．漁船用および商船等の機関の大部分は常用出力に近く全力が決められている．機関が軽量高速になる程常用と全力との差が生じ，全力附近の使用率は低速機関に比して当然下るべきである．

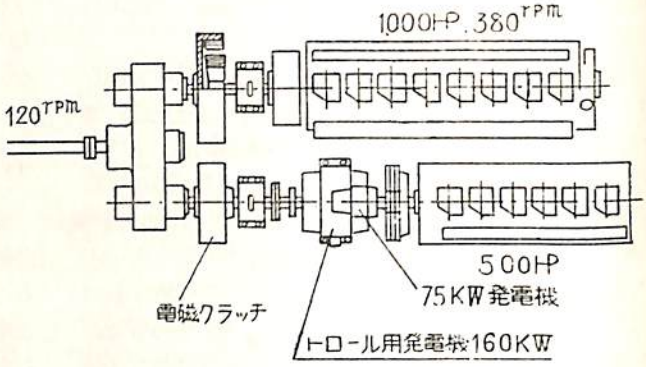
普通機関の力度は，新たに造られたものが良く整備され普通の大気条件の下で相当時間発揮し得る力度をもつて呼称されている．ここにいう時間は連続に近いこともあれば1時間以内のこともある．

機関室で高い吸気温度の下で，何年か使用されしかも日常程度の整備の状況において発揮される力度は自ら下ることは自明の理であるが，船としては少くとも計画の最初からこれに相当する分は予め見込んで置かなければならない．船の就役後相当期間に亘つて保証し得る常用最高出力は，機関の呼称出力より相当下ることは当然である．その低下率は前項に述べた如く船の計画点にも関係し，また機関の種類によつても異るが，機関の性能を分析して考えればその場合場合について見当はつけ得る．かくの如くして決められた常用出力における速力が公試運転における全速より相当変化したものとなるのは免れない．

軍用のある種の如く最高速力が特別に問題となるような場合を除いては，大部分の船は安全に高速を随時発揮出来る必要があり寧ろ全速が僅かに速いことより常用最大速力を如何に高くするかという方が大きな問題となる．巡視船，交通艇その他一般の高速船は概ねこの方に属する．

また海難白書によれば年間4000隻以上の船が海難をおこし，機関故障が最も多い．また船型からみると漁船，機船等の中小型船に集中している傾向がある．小型の機関は大型機関に比して回転数も高く，遠心力等による応力も比較的大きくなり勝であるし，取扱からみても故障の要因は多い．出力を大きく採る程この傾向は助長される．

外洋を行動する小型船の安全性のために，プロペラ効率が僅かに低下するのを犠牲にしても2軸船の可否を今一度検討してみる価値がある．第1図は独乙の漁船の一例で安全性と使用効率を考え，しかも回転の高い割安な



第1図　親子型漁船機関

機関を搭載し載貨重量も増していて面白い．

因みに運研型 A_1-40 翼プロペラについて効率の変化を取つてみると第2図の如くなる．

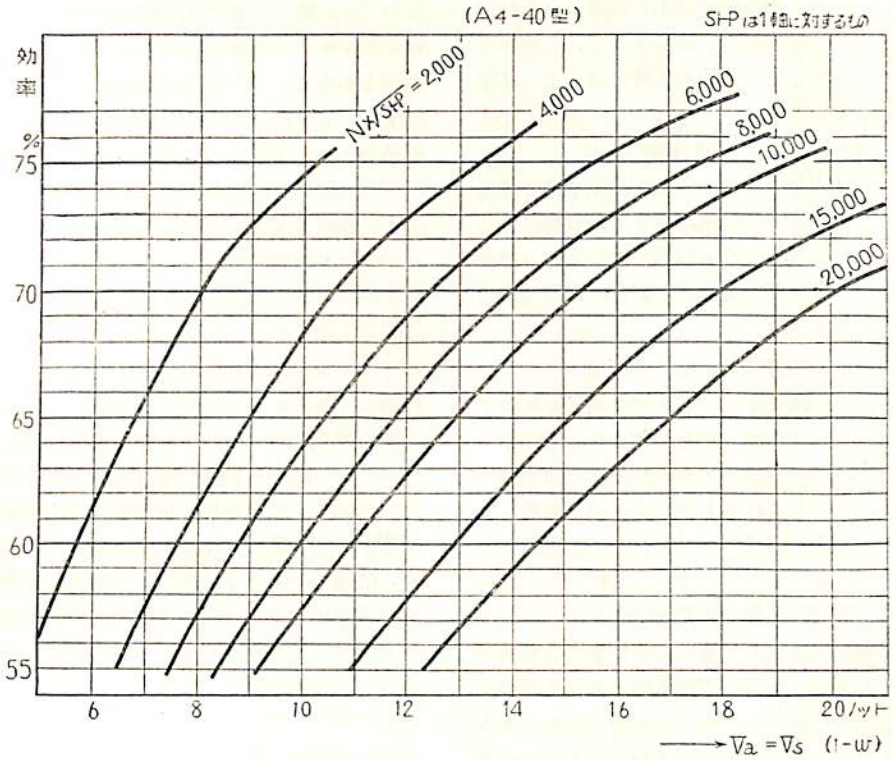
(3) 機関の大きさと重量

機関の IP 当り重量は次の関係にある．

$$w_p = 7.5\frac{n S w_l}{p_{me} \times v_p} \quad \cdots\cdots(1)$$

w_p ……馬力当り重量 kg/IP
w_l ……シリンダ容積当り重量 kg/lt
n ……サイクル数
S ……ストローク m
p_{me} ……正味平均有効圧力 kg/cm²
v_p ……ピストン平均速度 m/s

しかしてシリンダ容積当り重量は普通の機関では約 80 kg/lt 前後であり殆んど大差がない．これは機関の強度から決まつて来る．従つて機関メーカーとしてはストロークの短かい機関が技術的にも面白く，かつ馬力当りの単価も安くなる．普通機関は IP 当り価格を云々されるので，メーカーとしてはピストン速度の高いストロークの短い機関が採算的に有利になる．このことは発電機および陸上機の場合は何等問題を生じないが船舶主機関



第2図　プロペラ単独効率(最高値)

となるとプロペラ回転数の問題となり効率を下げる結果となる.

舶用の場合回転数をおさえればピストン平均速度 v_p を上げてもストローク S が比例して増加するので IP 当り重量の軽減とはならない. しからば残る処は正味平均有効圧力の増大だけが武器となる. 大型機関の出力増大について完全にこの結論が実行されていると認められる.

更に正味平均有効圧力が決められると機関の IP 当り重量はある範囲内に決められてしまう. すなわち船が決まると, 回転数を仲立ちとして機関の馬力当り重量はある範囲内に押えられてしまうことが了解出来る.

また船の排水量当りの所要出力は速長比 $V/\sqrt{L}$ に関連して大体定まつて来る. また排水量に対し機関に許し得る重量も特別に考慮しない限りある比率の中に這込つ来る. かくの如くして考える時船が決まるとディーゼル機関によつて発揮し得る速力の限界が生まれて来る. 軍用船において計画に苦しむ点の最大の原因はここから生まれる. この限界とその原因を知つて置くことは高速船の計画にとつて誠に必要なことである.

(4) 限界の条件

前記の限界はその原因の状況によつて変化がある. この因果関係はその一つを研究するだけでも相当の論文となる. 簡単に機関の本質性より生ずるもののみを列記すれば次の如くなる.

(a) 直結型であること

プロペラの回転数に無関係に機関の回転数を許されるならば, w_p を小さく採り得る要因は増し出力を大きく採り得る. これは直径もストロークも小さくなりシリンダ数が増加することを意味する. 更に1軸について2基以上の高回転機関を装備する結果を生ずる.

(b) 容積当り重量を軽くすることの困難性

シリンダ容積当り重量は機関の強度に関係がある. 仮に強度的に解決し得ても剛性の問題がある. 軽合金の利用および附属構造物の検討を行つても小型高速機関以外は各種の困難が伴う.

(c) ピストン平均速度が上げ難いこと

ピストン平均速度を上げるためには工作精度を高めることを第一とし耐摩材料の問題もあり寿命にも関係する. また回転数の増加を伴い推進効率も低下するので, ある程度以上は減速等が考慮されない限り困難とみなければならない. しかし高速機で Hamp を超えた処では

若干趣を異にし，速力と出力の関係から高速になる程プロペラ効率が減少する傾向がない場合も多く，この場合は全力では思い切り高く取つた方が成績が良いことは理論的にも実験的にもいえる．

(d) 正味平均有効圧力による熱負荷の増大

シリンダ内最高圧力を一定におさえて正味平均有効圧力を増して行くとシリンダ内温度が高まり熱負荷による限界を生ずる．しかし過給方式と理論の進歩により熱負荷を避けて正味平均有効圧力を高める研究は未だ進歩の過程にあるものと思う．

(e) 補機等の占める重量容積の減少の困難

法規その他により応急使用区分が複雑で省略が困難であるが，故障の場合にはその1基を切離すこと等の考え方により簡略出来ればそれに応ずる分だけは機関出力の増大に向け得る．しかしこれも1軸に2基以上装備される場合，あるいは2軸以上有する場合の外は困難が多い．

(f) 同一機関で常用から全力まで使用すること

軍艦の如く常用速力に比して遙かに高い全力を短時間ながら要求される場合，全力の可能性のために各種の困難を生じ，常用速力に対しては余裕があるというような場合もある．この場合全力の出力を確保するために構造その他に無理を生じ常用においてもなおその無理がたたることが多い．もし常用速力までは安全した常用機関を使用し，全力を特殊軽量大馬力の機関を併用する如き方式が考え得るならば限界は更に高い処に移行出来る．

4. 過給型ディーゼル機関の舶用価値

前述の如く正味平均有効圧力を高めることは舶用機関の出力増大には最も確実で望ましい手段であるが，これは過給方式により理想的に実現されて来た．

戦後は排気タービン過給機の進歩は充分でなく大勢としては出力の大きいものは2サイクルを採用し複動とすることによつて行われていた．しかし低圧部は体積膨脹によるレシプロ方式に使用するよりも，圧力降下はエンタルピーを利用するタービンによる方が大きなエネルギーを得られることは理論的にも明らかで，排気タービンの利用について色々の形式が熱心に研究されていた．この中で最も進歩したのが排気タービン過給機による過給型ディーゼル機関であつて，4サイクルのものは昭和10年頃から実用機として使われ始めた．わが国においても駆潜艇用主機関として MAN 社の10 WV 30/38, 1500 IP が輸入され引続き数台が国産化され，更に国産型の過給型機関も引続き相当数生産された．戦後の虚脱状態および立直り期においては過給機までは手が廻らなかつたので，本格的に実用され始めたのはここ数年である．戦前戦中からの温存技術もあり，ガスタービンの研究の影響もあつてその立ち上りは誠に順調で成績もまたかなり優秀であつた．21米型巡視艇の主機関の過給機は外国品の中から3基以上が致命的な事故を発生しているのに対し，同型の国産品は当初の危惧に反し全然事故をおこさず成績も優秀であつたのも良い例といえる．

ディーゼル機関を仮に大きな圧力室に入れて運転したとすれば，同じ機関でもその出力は圧力（絶対圧力）に比例して増大する．勿論圧力サイクルも比例して増加し，吸入圧力，最高圧力および排気圧力も周囲の圧力に比例して増大するが温度サイクルには変化がない．

今までの過給はいわゆる普通過給と称されるもので，シリンダ内に空気を余計におし込み同じ容積で余計の燃料を燃焼させてその熱を利用する方式であつた．因に内燃機関の場合燃焼による化学変化のための体積増加はなく，熱膨脹が利用される．この方式では空気が過給機の出口で加圧され，同時に温度も断熱変化により上昇している．従つて圧縮比を下げて圧縮時の温度をある程度下げないと着火時期が早くなりかつ燃焼速度も速くなりシリンダ最高圧力が上り，発音および振動も増す．それにも増して都合の悪いことは温度が高くなることで，このために限界に突当つて出力が約50～70%より増すことが出来ないことである．勿論50～70%過給でも充分満足すべき利益であるが，理論的にサイクルを研究すれば技術的に未だ余地のあることが考え得られる．

ここにおいて採られたのが前に述べた圧力室に入れた考え方で，圧力サイクルのみを変更し，温度サイクルを従前通りに止め置く方式である．これは指圧図を細かい縮尺で読み馬力を求める如きもので縮尺の如何によつて出力は相当上げ得るに似ている．MAN 社はこの型式として KV 型機関を完成しわが国においても特許によつて既に製作されている．外見的には排気タービン過給機の出口に空気冷却器をおいただけで普通過給方式と何等異なるところがないが内容には大きな差異がある．

この場合シリンダ内最高圧力の高いことはやむを得ない．圧力の高いことは構造物の強度を大きくすることにより技術的に解決し得る問題である．しかし従前より高温において使用し得る材料を安価に大量に生産する技術を開発することは簡単に解決する見込はない．代償を全然払わずに利益ばかり得ることは滅多に有り得ないことであるならば，われわれとしては現在の技術で解決し得る見込のある点で代償を払うことが賢明であり，過給機関においてその機性を圧力に求めたことは舶用の場合正しいと断ぜざるを得ない．

これ等の型式は4サイクル機関において最も容易に成立する．4サイクルでは吸入サイクルと排気サイクルが明瞭に分れており掃除の時間も割合に少く，かつ試作に対しても弁調整等が簡単に行えるので極端にいえば過給機の選定さえ誤らなければ，附ければ廻るといえる．2サイクルの場合はそれ程簡単でない．ポート・スカベンディングの型においては試作時の時期調整を決定するまでにはポートの位置の異なつたシリンダを何箇か準備しなければならない．また吸入と排出が同一ストローク中に行われ掃除空気として筒抜けする量も多く，また圧縮行程を長くするために排気管制弁その他の工夫が行われたりするが漏洩が多く効率が良くない．筒抜け量は単に過給機に負担を与えているにすぎない．いい換えれば筒抜け量に相当するだけ排気の温度は降り単位量に対し保有エネルギーが減つておりかつ送風機側は余分の風量を必要とする．従つて相当高い出力時以外は過給機の効率低下によつて平衡が保てなくなるので，過給機の設計に際しては排気の持つエネルギーを効率よく使用することと，同じ空気圧力でもシリンダ内に如何に多くの空気を残留せしめるかというために空気冷却器を使用する等の方法を講じなければならない．

しかしユニ・フロー型の2サイクル機関が過給性能の良いことは早くから知られ　旧海軍航空技術廠において昭和10年より始められた2サイクル機関およびその流れを踏む高速艇用の試作機関，GM の車輌用機関および三菱日本重工による旧型の ZC 707 機関はユニ・フローの過給適性を考慮していた．戦後になつて B & W および UEC 型を始めとし大型ユニ・フロー型が現われ，ZC 707 も 20 Z YVA 15/20 として排気タービンを附して再現されている．この型は排気弁を持つので，2サイクル機関の簡易性は犠牲となつたが弁の開閉の時期が任意に選べるので効果的に過給の目的を達することが出来，更に掃除効果も良く筒抜け空気量も少くてすみ結果として排気エネルギーが大きく保たれるので排気タービン過給機をつけるのに適しており，かつ過給圧力を上げても漏洩等による損失は少く，効率よく高率の過給を行い得る見込みが充分にある．

前述の如く機関の IP 当り重量は特に軽構造のものを除き普通の機関においては，ストロークの長さおよびサイクル数に比例し，ピストン平均速度および正味平均有効圧力に反比例する．直結機関においては，回転数とピストン速度の関係からストロークも決まつてしまうから機関の IP 当り重量は正味平均有効圧力とサイクルによつて左右されるといえる．この意味で現在の大型船主機関は殆んど全部2サイクル過給機関となつている．

大型船は高速船といつても $V/\sqrt{L}$ 値は余り大きいとはいえない．船型が小さくなると同じ速力を得るためには，長さに対して遙かに高速となつて来る．従つて排水量当りの IP は必然的に大きくなり，機関の IP 当り重量はこれに逆比例して小さくならねばならない．従つて同じ常用速力としてもピストン平均速度も許される限り高くとり，ストロークも短かくし，回転数も高くとらざるを得ない．更に過給率も許し得る限り高く採らねば船としての設計は難しい．戦前において高速艇の主機関として成功したものはベンツ社の MB 518 位のものであつたが，この機関はシリンダ容積当り重量が普通機関の約 80 kg/lt に対し 35kg/lt 程度で非常に軽く，ピストン速度も高速艇の場合の性能に合わせて約 13 m/s を超え，正味平均有効圧力も無過給で 8 kg/cm² を出すために耐熱構造として思い切つた設計がしてあり，また自己逆転とし約 2.5 kg/IP 以下を達成し常用力度においても約 4 kg/IP 弱となつている．

その後排気タービンの実用化により同上機の出力は，2500～3000 IP に増し，その他の機関も容易に 5 kg/IP の線を割り，国産機としても高速艇適性を有する機関は二三にとどまらなくなつた．ただ主要目の選び方によつて 1000 IP 以上のものが少いので大型高速艇として使用出来るものが少いのは残念である．

要するに過給型機関は大型から小型に至るまで，高速船用としては極めて良い適性を与え得る資質を有する．

海技入門選書

商船大学教授　横田利雄著

航海法規

A 5　上装　160頁　¥230円（〒35）

目　次

第1章　総　説
第2章　灯火および形象物
第3章　音響信号
第4章　航　法
第5章　特別規則
第6章　海員の注意事項
第7章　遭難信号
第8章　操舵号令
附　録　海上衝突予防法，港則法抜萃，特定水域航行令

カミンズ VT-12-M 高速ディーゼル機関について

内山　忠夫
運輸技術研究所

1. 緒　　言

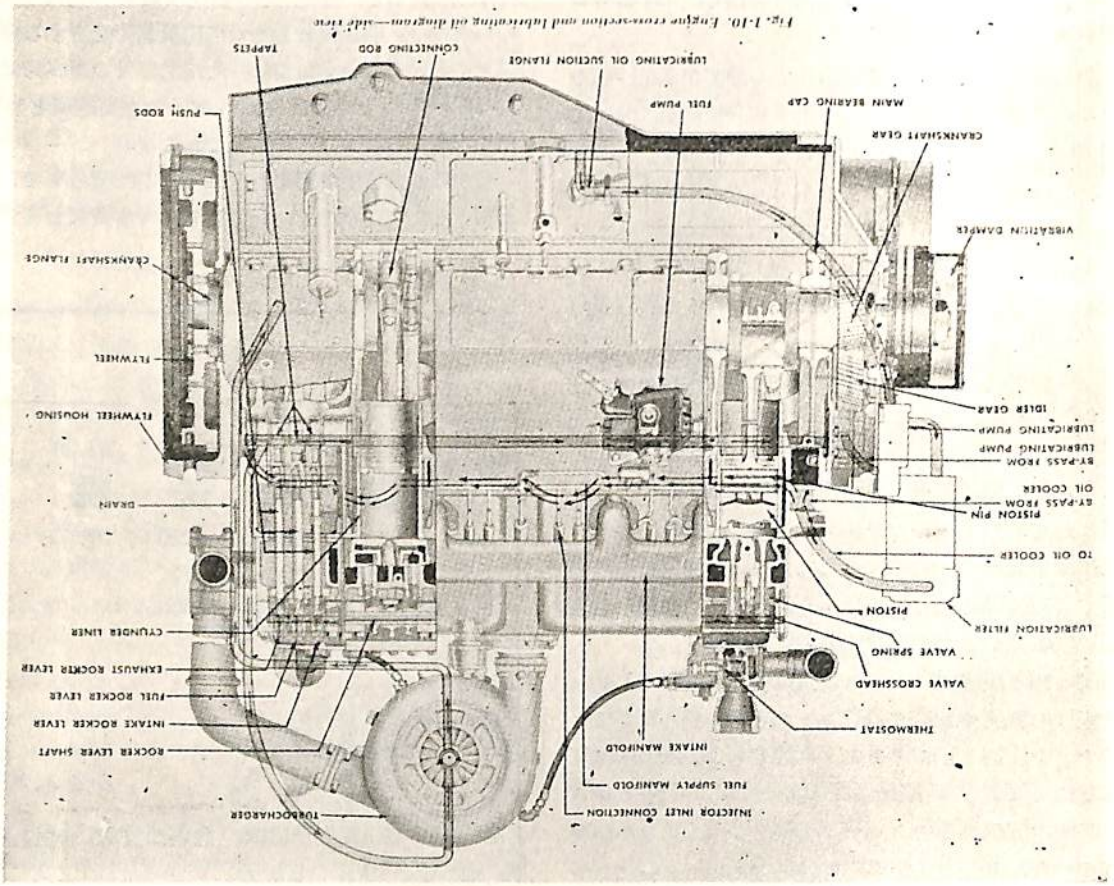
米国カミンズ社は自動車用，土建農鉱等の産業用，舶用に 60-600IP の各種高速ディーゼル機関を製作しており，頑丈で信頼性の大きいことを標榜している．ここでは舶用 VT-12-M 機関を取挙げてみるが，これは同社では最大級のものでわが国にも税関監視艇用に輸入された．同社発行の説明書等および実地に行つた試験成績を資料とし，材質・数値等不明の点があるが，本誌 28 巻 9 号に掲載されたダイムラーベンツ MB 820 Bb, 三菱DL 4M 機関と比較するのも興味深いかと思われる．

特徴は燃料系統で特殊な燃料ポンプ，インヂエクターを採用して直接燃焼を行い，また過給機は入口 1 個の輻流排気タービンにより小さくまとまつている．第 1 図，第 2 図にその断面図を示す．

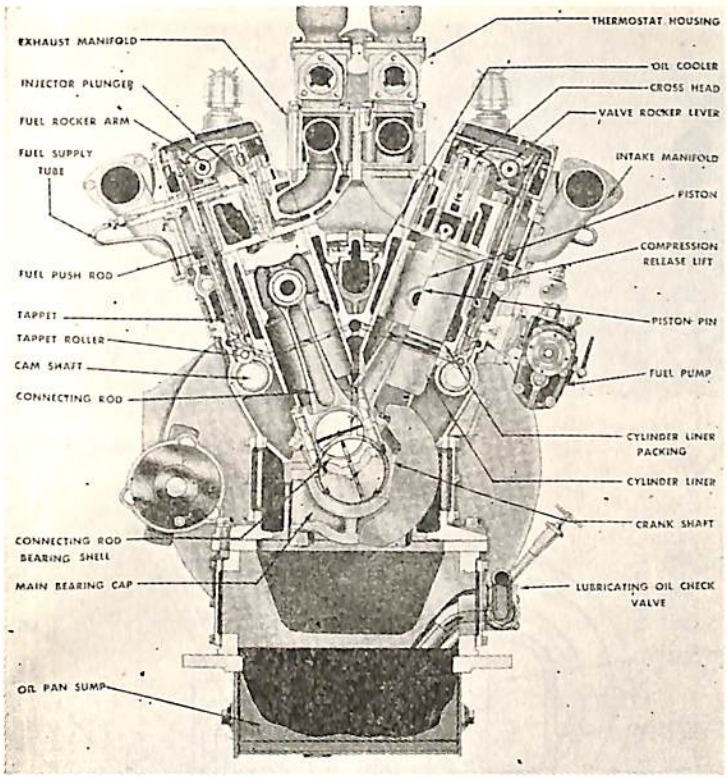
2. 機関主要目

型　　式	4 サイクル　水冷　40°V 型
シリンダ数	12
シリンダ直径	130 mm (5¼″)
行　　程	152 mm (6″)
行程容積	2.32 *l*
出　　力	600IP/2100 r.p.m.*
シリンダ内最高圧力	88 kg/cm²
圧　縮　比	13.5 : 1
機関重量	2810 kg (標準附属品共)

* この出力は充電発電機，海水ポンプ，減速装置その他随時の附属品を除いた出力で過給機を機関最大出力にマッチさせた場合の出力を称する．出力については機関性能の項に後述．



第 1 図　機関断面図(側面)，潤滑系統を示す



第2図　機関断面図(正面)，潤滑系統を示す

全　　長	2662 mm（減速装置共）
全　　巾	1123 mm
全　　高	1606 mm
使用燃料油	油軽（油セタン価 40 または 45）
使用潤滑油	気温により SAE 10-W～30
燃料ポンプ	カミンズ PT メータリング式
インヂエクター	カム作動プランヂャ式 孔径×数　0.20 mm×8
潤滑油ポンプ	歯車式
清水ポンプ	渦巻式
海水ポンプ	ジャブスコ製 473 *l*/min （機関 2100 r.p.p. の時）
電気系統	30 または 32 ボルト 始動電動機，25 アンペア充電発電機，電圧電流制御器，2 段始動スイッチ，電磁スイッチ 2 個等
過給機	エリオット社 M-10 型排気タービン過給機

逆転減速クラッチ装置　オートエンジン社キャピトル

3. 構　　造

シリンダブロック　鋳鉄製でクランクケースと一体構造をなし V 型中央に油冷却器が収まるようになつている．また前面には伝導歯車箱，後面にはフライホイール箱，両側下面には側蓋が取付き，その下はマウンティングレールになつている．底面には7個の I 型断面の主軸受冠がスタッドボルトによつて締付けられている．その裏金は取外可能で，主軸受内径 126.8 mm，全投影面積 430 cm² となつている．ブリーザーが各列揺腕箱上に抜けている．

下部クランクケース　油溜と一体をなし内部には網がねじ止されている．

シリンダライナ　高級鋳鉄製で湿式，3本のゴムパッキンで水密を保つ．ピストン，連接棒を分解する時はライナごと抜出す．

シリンダ蓋　特殊鋳鉄製，3シリンダ分一体構造で12本の締付ボルトによりブロックに取付けられる．各シリンダ毎にそれぞれ2個の給排気弁があり，中央にインヂエクターが収まる．弁案内はすべて取換可能で排気弁座にはステライトが圧入されている．3シリンダにつき2個ずつ外側に給気孔，内側に3個ずつ排気孔が開いている．

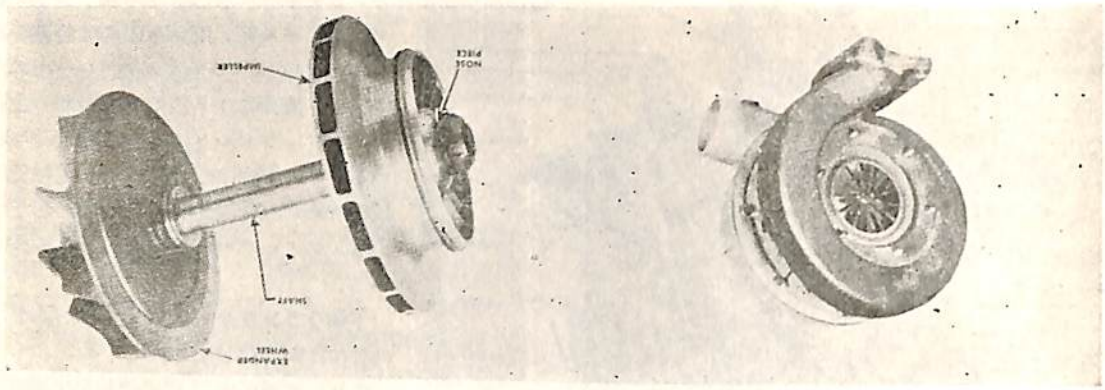
クランク軸　高張力特殊鋼鍛造で一体構造をなし腕部は楕円型で適当な均合錘をボルト止している．前部には粘性ダンパーが6本のねじでフランヂに締付けられており，軸受部は高周波焼入してある．クランクピン外径は 95.3 mm，公差は 2/100 mm，長さは 4.13 mm，またジャーナルとメタルのスキマは，6.4/100～15.2/100 mm である．後部にはフライホイールを締付けるフランヂが一体になつている．

接合棒　I 型断面の精密型鍛造で左右全く同寸法のものが並列配置されている．中心距離 305 mm，小端部裏金内径は 50.8 mm である．

ピストン　アルミ合金製で圧縮リングは3本油切リングは1本，最上部リング1本はクロームメッキしてある．その上部にリング状ヒレが3本鋳込まれている．

カム軸　型鍛造鋼製で各列中間歯車を経て駆動される．軸受およびカム部は滲炭研磨されており軸受部直径は 54 mm．

給排気系統　乾式空気清浄器から入つた空気は過給機で与圧され2つに分れて外側から各気筒に入るが冷却器は装備していない．排気に内側2列の水冷集合管から合流して1個の輻流タービン入口に入る，揺腕がT形クロスヘッドの頭を押すとクロスヘッドは案中の中を滑り下



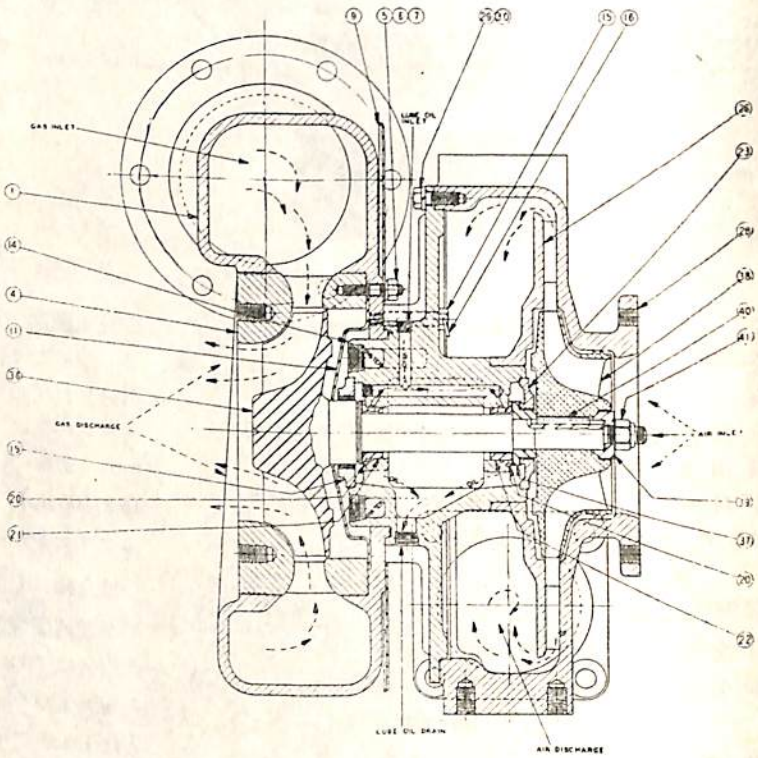
第3図　過給機外観

第4図　過給機ローター

同時に2個の弁を開くようになつている．吸排気弁は耐熱鋼製で直径は44.5 mm である．

過給機　第3図はその外観，第4図はローター，第5図は断面図を示す．内側両端に平軸受を有し，潤滑油および冷却水は機関から取つている．600 HP/2100 r.p.m. においてタービン前の許容最高排気温度は 650～705°C で，油温上昇 28°C 以内，水温上昇 17°C 以内に押え，また給気圧は 430～503 mm Hg，排気背圧は 23～38mmHg 以内としている．また軸受スキマは0.127 mm をこえたら交換を要する．

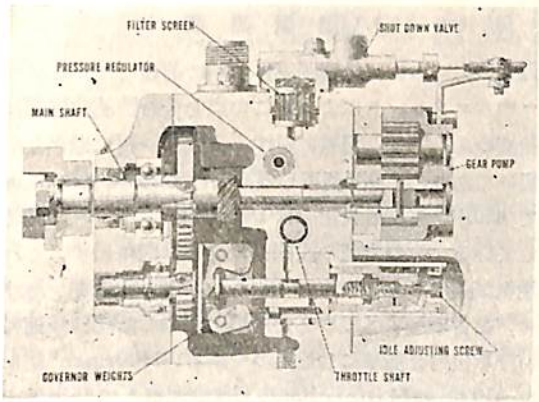
燃料系統　燃料ポンプは第6図に示すごとく歯車ポンプ，圧力調整弁，絞調整軸，調速機，遮断弁の5主要部が一体に組合され緩衝ゴムを介し潤滑油ポンプ軸上の爪接手により駆動される．濾器を経て燃料は歯車ポンプで加圧され，更に濾器をへて圧力調整弁に入る．これは 1600 r.p.m. において燃料分岐管圧力が 10.3 kg/cm² に調整する．一部はバイパスを経て歯車ポンプ入口側に戻り，他は絞調整軸に入る．そのレバーを所要の位置に動かせば，それに応じた通路を経て調速機プランジャーの溝に入るが，このプランジャーは機関回転数に応じて遠心錘に押されて移動し燃料の量を加減する．調速機は最高最低速型である．燃料はそれから電磁遮断弁を経て分岐管からイン



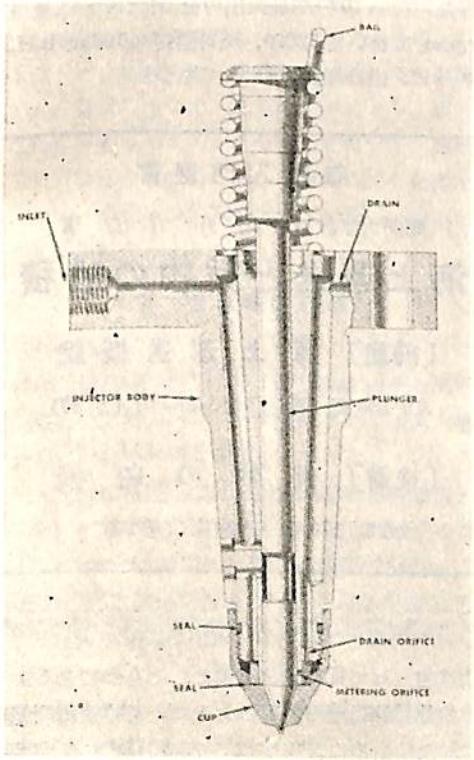
1. Inlet Casing
4. Nozzle Ring
5. Stud — Nozzle Ring
6. Nut — Nozzle Ring Stud
7. Lockwasher — Nozzle Ring Stud
9. Radiation Shield — Outer
11. Radiation Shield — Inner
14. Intermediate Casing
15. Capscrew — Inlet Casing
16. Locking Wire — Inlet Casing Capscrew
19. Oil Seal — Turbine End
20. Pin — Bearing Locating
21. Bearing — Turbine End
22. Bearing — Blower End
23. Oil Seal — Blower End
26. Diffuser
28. Blower Casing
29. Capscrew — Blower Casing
30. Lockwasher — Blower Casing Capscrew
*36. Expander Wheel and Shaft Assembly
*37. Thrust Collar
*38. Impeller
*39. Nose Piece
40. Key
41. Elastic Stop Nut
*42. Rotor Assembly

*These parts make up the rotor assembly.

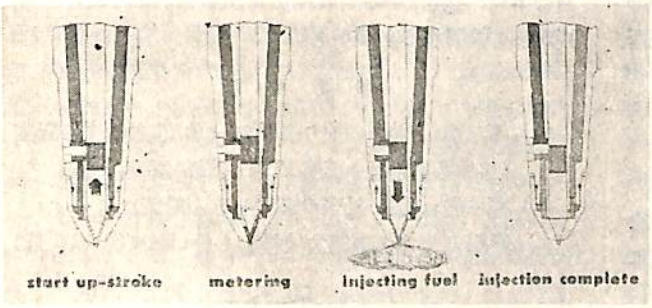
第5図　過給機断面図



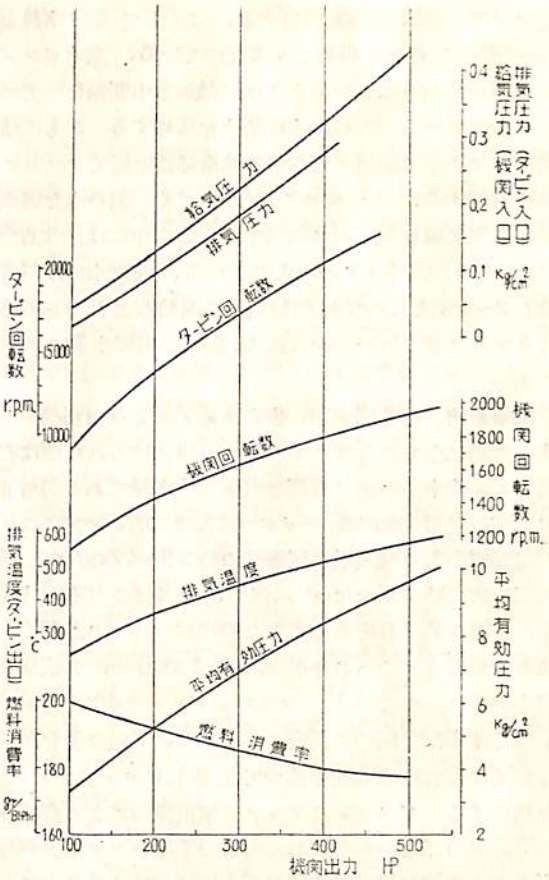
第6図 燃料ポンプ断面図



第7図 インヂエクター断面図



第8図 インヂエクター作動図



第9図 性 能 曲 線

ヂエクターへ行くが，分岐管内の燃料の圧力は一定絞の時機関回転数の上昇に応じて独特な上昇を示すが，許容回転数をこすと急激に減少するようになつている．第7図にインヂエクターの断面図を示すが，これは機械駆動されて第8図のごとく作動する．噴射期間以外は燃料は戻管を経てタンクに循環するようになつておりその循環量はかなり多い．

冷却系統 清水冷却方式で右列カム軸歯車から下の中間歯車を経て駆動される渦巻ポンプが機関の前右下部にある．ポンプを出た水は油冷却器を内蔵する水ヘッダーを通つてシリンダブロック中央に入り，更に両列に分れてジャケットとシリンダ蓋に噴出する．それから排気管を冷却して各列サーモスタットに入る．また一部はシリンダブロックから過給機に入り排気タービンを冷却してサーモスタットで合流する．その後1本に集つて清水冷却器で冷却され清水ポンプに入り循環するが，一部は膨張タンクを経て清水ポンプに入る．もし冷却水温の低い時には清水はサーモスタットからバイパスを通つ

てポンプ入口に至り再循環する．こうして冷却水温を71～88°Cに保持し得るようになつている．海水ポンプは機関の前左下にあつてクランク軸から中間軸をへてベルト駆動される．この海水は清水を冷却するとともに逆転減速クラッチ装置に至りその油冷却器を経てケーシングを冷却する．サーモスタットからごく一部の水を腐蝕防止装置に導きバイパスに戻すが，この中には化学活性フィルター，犠牲メタルが入つている．冷却水には可溶油を3～4%入れ，また防蝕剤更に凍結の恐れのある時はエチレングリコールを入れる．機関の冷却水量は80 *l* である．

潤滑系統　第2図参照．歯車ポンプによる強制潤滑方式で漉網に覆われたオイルパンより汲上げられた油は右列カム軸歯車から更に右側補機駆動歯車軸にある潤滑油ポンプ，漉器，冷却器，ヘッダーに入る．油ポンプには圧力調整器があり機関最高回転数の時2.8～4.2kg/cm², 最低回転数の時1.4kg/cm²に保つ．漉器は全量通過式袋型が2個並列されそのつまつた時にはバイパスが開く．油冷却器にもバイパス弁があつて1.4kg/cm²の差圧で開くようになつている．シリンダブロック中のヘッダーから各運動部を同時に潤滑する．クランク軸々受を潤滑した油は接合棒の油孔を通つて上昇しピストンブッシェを潤滑する．ピストンはクランク室内飛沫により潤滑される．主油通路から分岐した一部の油は左シリンダ列外側の小型漉器を経て過給機軸受を潤滑してオイルパンに戻る．クランクケース油量は68 *l* で油温は正規82～93°C，短時間107～110°Cまで許す．減速逆転クラッチ装置は別個の潤滑油圧系統になつていて小型冷却器をそなえている．

4．運転性能

最大出力については機関要目の註に前述したが，メーカーのパンフレットによるとこの点を含む性能曲線図は過給機のある特殊な調整に対する代表的一例に過ぎないと書いてあり，短時間利用し得る出力は1800r.p.m.において450HP，連続最大出力は1800r.p.m.において410HPとしている．その実際の性能曲線を第9図に示す．これは逆転減速クラッチ装置（減速比1:2.5），発電機，海水ポンプを含めたすべての必要補機を駆動した時の減速軸における出力を基準にしたものである．1800r.p.m.において410HPの出力なら100時間程度運転しても燃焼の悪化，故障等も全然起らず信頼して使用出来ることを確め得た．なお10分間最大出力を試験した結果出力は2020r.p.m.において528HP，燃料消費率198gr/B.H.P.hr排気タービン出口温度590°Cであつた

海技入門選書

商船大学教授　田中岩吉著

海上運送と貨物の船積

〔前篇〕海上運送概説

A5 130頁（折込3葉）260円（〒30）

〔後篇〕貨物の船積

A5 170頁 290円（〒30）

（888頁よりつづく）

は，極めて重要な問題で，ダンパー等を設備して応力を下げることが当然考えられなければならないが（現に実施している船もある），今の所は，この附近をできうる限り早く通過せしめるという以外に手を打つていないのが実情である．これでいいかどうかは，船主も，造船所も，また本会も経験がないので，最終的の決定はできずにいるが，将来の実績がこれを解決することになろう．

主軸II節振動，発電用機関のI節．II節振動については，機関の設計に際して十分検討されるし，応力の大きさも大きくないので，一般に問題はないが，あり合わせの発電機をディーゼル機関にカップルして，ろくに検討を行わないものに事故が多いから，かかる軽率な計画は，特に注意すべきである．

以上は主として貨物船を対象としたものであるから，漁船その他特殊用途の船舶のように，常時使用回転数が多岐にわたるものに対しては，別に考慮する必要がある．また捩り振動は，軸系の事故の他にシリンダライナーの摩耗，歯車の事故等にも影響するから，これらの観点からも検討する必要がある．

参考文献

(1) 原三郎：軸系の捩り振動による応力の許容限度（日本海事協会々誌第17号：昭和27年9月）

(2) 原三郎：船の軸系の事故とその対策について：附録I（日本海事協会技報第4号：昭和31年5月）

（以　上）

米国第三艦隊の台風禍事件

川島栄一

§1. 緒言

1944年（昭和19年），米国第三艦隊が比島沖で，台風のために大損害を被り，駆逐艦3隻を喪失した事件は，戦後雑誌等に報ぜられて，多大の関心を集めた．これは旧日本海軍の友鶴事件を想起せしめるものがあり，米国海軍が今回の事件の原因を徹底的に調査して，艦艇の設計上，また操艦上，貴重な教訓を得たであろうことは想像に難くない．

著者もこの事件について興味をいだき，技術上の調査報告が公表されるのを期待してきたのであるが，いずれの国も同じで，極秘らしく，まだ公にされたのを聞かない．しかし最近になつて，二三の文献により，事件の概要，これに対する考え方が，分つてきたので，技術的には，不充分なものではあるが，本事件に関心を持たれる方のために，何等かの参考になればと思い，以下に私見を加えながら紹介しようと思う．

§2 台風禍の経緯

(1) 発端

1944年（昭和19年）12月半ば比島に対する米軍の攻略戦が酣だつた頃，ハルシー大将麾下の米国第三艦隊は連日上陸軍のために掩護攻撃をくりかえしていた．16日ハルシー大将は航空母艦からなる第38機動部隊と給油船隊にルソン島の東方約800キロの地点に給油のため集結せよとの命令を発した．3隻の駆逐艦を失い，大小約30隻の艦艇に損傷をうけ790名の人命を喪失した戦果なき米国第三艦隊の損害，未曾有の台風禍はかくして始まる．

当時の事態をリーダースダイジェスト誌の記事よりダイジェストしてみよう．

(2) 艦隊の行動

17日，集合点に集結した艦艇は，20隻ほどの航空母艦，8隻の戦艦，多数の巡洋艦，数十隻の駆逐艦．この第三艦隊の艦艇が24隻の大型給油船とその護衛の駆逐艦に接触して，波立ちさわぐうねりを冒して給油を開始する．「早急に給油を完了して，上陸軍に必要な掩護攻撃に一瞬も早く参加する」のが彼等の至上任務であつたろう．しかし昨夜から兆しをみせていた台風は，次第に猛威を逞しくする．燃料タンクの空つぽになつた駆逐艦が多い．それでなくとも揺れ易い駆逐艦である．給油作業が困難を極めたことは想像に難くない．

午後早々に給油を中止し，接近して来る台風の中心がはつきりとつかめないまま，それから逃れようと進路を西北にとり，さらに西南にかえる．第三艦隊は航行隊形をとつて進航をつづける．

その夜から18日にかけて気圧計はどんどん下り風はなぐりつけ打ちのめすように吹く．船は揺れに揺れ視界は困難を極める．各艦が隊形上の定位置を守ることは困難，ほとんど不可能となる．しかし台風の中心測定では意見が一致しない．だが実際は台風中の台風，最大の台風の進路のまん中にいたのである．

夜明け，台風の進路に気付き，艦隊の進路を180°すわち真南に向ける．が時すでにおそく，台風の暴威はすでに艦隊の上におそいかかつて来た．「嵐は迫つているが，用意は整わぬ」危険の状態で朝を迎える．8時から12時，最大級の表現の航海用語が種切れになる位台風の猛威がふるう．

艦隊のうち何隻かの艦艇は台風の進路にあたる「危険な半円」の中に入りこみ，一層強い風に吹かれて台風の中心へと追いやられる．

1隻また1隻と艦は隊列から落伍して行き波のくぼみに落ちこみ舵の通りには動こうとしない．

（思うにこの状態の中にあつても，艦隊の進路は指示され，隊列を乱すまいとの努力はつづけられていたものらしい）．

午後1時，気圧計は底をつく．しかし台風はそれまでにもう与えられるだけの未曾有の損害を与えていた．1時40分気圧計は僅かばかり上り，2時39分には風も弱り始める．

その日（18日）のそれ以後，台風の進路は太平洋の大きく開けた水域へとまがつて行く．翌19日にも，まだ波は荒かつたが，台風は終つた．

(3) 台風の記録

気圧計は艦隊の乗組員が誰一人として今までみたことのない位下つた，数隻の艦では949ミリバールに下りつばなしという記録を示した．DEWEYの記録では926ミリバールという数字になつている．

風はある船では風速124節（毎時230 km）を記録している．また強度17ともある．ビューフォートの基準では最高12度が「65節以上のハリケーン」と定義されているが，それをはるかに突破するものである．波は底から波頭まで21 mにも達したが．その山は風のために

平べつたく崩れていた.

雨としぶきはまじつてどこまでが海でどこからが空か全然分らない. 視界は全くとざされた.

(4) 被害の記録

油をいつぱい積んだ給油艦, 重い戦艦, 大型空母は, 波間に大きく烈しく左右上下に揺れたが, 危険に瀕することはない. しかし1万トン級の護衛空母, 1万5千トン級の空母駆逐艦にとつては, 台風との闘いは, 生きるための闘いであり, あるものはその闘いに破れた.

空母カウペンズでは, 飛行機が 45° の傾斜で綱がきれ, 足場にぶつかり火事をおこす. 格納甲板の左舷の壁は水圧で罐切りであけたように引き裂れる. 前部甲板 20 m/m 砲架は砲座からひきぬかれる, 爆弾は弾庫の中の当木をこわして甲板をころげまわり, ジープ, トラクター, 小型起重機と飛行機は飛行甲板から海中へ投げとばされる. 固縛するにも取り押えようにも, もう手遅れである.

駆逐艦は, 隊列を離れまいとしたり, 上下動をやわらげるために向きを変えようとした一部の艦艇は致命的な打撃をうける. 駆逐艦の数隻は処置のない格好である. 舵とスクリューをいかに使い分けても, そうした艦艇を波底から救い出すことはできない. 風のまにまに制御の力を失つて流される.

駆逐艦デューイ:

当直日誌に悲壮な走り書きをしている.

10 20 —艦橋操舵自由を失う, 艦尾にて操舵

11 30 —主機停止, 主配電盤塩水のため短絡, 5 百ガロンから千ガロンの水が大きな横揺れ毎に通風孔より侵入, 完全に水中に没す, 全員左舷に止まるよう命令さる. 左右上下動ますます激し. 傾斜計右舷で 73° にのぼり, 数秒間停止す, その後本艦推定 80° まで右舷にかたむいたが沈没をまぬがれた.

駆逐艦モナガン:

風はモナガンを右舷に傾かせる. 艦は何とかおき上ろうともがく. おき上ることはおき上る. だがいかにも重々しい. ゆつくりおき上る. またもグーッと右舷に傾く. すると風はついにこの艦に残酷な一撃を与える. モナガンは重々しく右舷に傾く. 30 度, 40 度, 60 度, 70 度, 疲れきつたように艦は横ざまに倒れたまま, 白波のまつただ中に消えて行く.

駆逐艦スペンス:

安定用の砂利バラストもなく, 燃料も軽いこの艦は, まるでキルクのように浮ぶ. 艦は左舷に 72° 以上も傾き, そしてそのままもとに戻らない.

駆逐艦ハル:

風が推定 110 節まで強さを増すと「その力は艦を右舷に傾かせ, ついに海水が操舵室に流れこむまで水中におさえつける」やがて転覆する.

§ 3 台風禍に関するニミッツ文書

事件の直後, 米国太平洋艦隊司令長官ニミッツ大将は, 特別委員会を設けて, 事件の調査を命じ, その結果高価な犠牲による教訓を明にし, 一文を麾下艦隊将兵に配布して以て他山の石とすべきを令した. その文書は, 損害の詳細, 火災または転覆にいたる事故の経過の典型についてのべ, また操艦の任に当る者の心懸けるべき事項, 応急対策等について論じており, 技術的内容には乏しいが, 米国海軍の本事件に対する見解の一端を知ることができるので, 以下に全文を訳出した. 本文書は当初極秘とされていたらしいが, 昨年, U.S. Naval Institute Proc. Jan. 1956 に発表された.

太平洋艦隊機密文書

1945 年 2 月 18 日付

発 : 米国太平洋艦隊司令長官

宛 : 太平洋艦隊 及 太平洋地域沿岸基地部隊

題目: 台風による損害の教訓

1. 1944 年 12 月 18 日, Luzon 沖東方約 300 浬の海域にて比島進攻作戦の支援任務に従つていた太平洋艦隊の艦艇は猛烈なる台風の中心部に襲われた. Hull, Monaghan, Spence の 3 隻は転覆し殆んど全員が行方不明. 巡洋艦 Miami, 小型空母 Monterey, Cowpens, San Jacinto, 護衛空母 Cape Esperance, Altamaha, 駆逐艦 Aylwin, Dewey, Hickox の 9 隻は大損傷を蒙り, またそれよりも被害は少ないが, 重巡から警備艦にいたる少なくとも 19 隻が損傷をうけた.

3 隻の空母では, 格納庫内の飛行機が衝突して火災になつた. そして種々の艦上の約 146 機の飛行機が衝突, 火災, 流失の損害をうけた. 約 790 名が行方不明または死亡し, 80 名が負傷した. 辛うじて助かつた駆逐艦でも 70° またはそれ以上揺れたという. これでは助かつた船にとつても殆んど転覆寸前であつたと想像される.

今回の損害は, Savo 沖の海戦以来の, 太平洋における戦果なき最大の損害である.

2. 後悔先に立たずというが, 今になれば, あの時, このような手段を講じたならば, 破局をふせげたであろうと論ずるは易い. しかしその時その場にあつた責任者にとつては, 容易な問題ではない.

二度と同じ失敗をくりかえさないことこそ大切なの

であるから，ここに今回の経験について，それもすべてを尽すことは不可能であるから，重要なものについて誌しておくことにする．

3. 第一に真珠湾の艦隊気象センターの放送にあまりに信をおきすぎたのではないかと思う．ここからの気象情報は直径にして240～300浬の海域についての情報を欠いていたが，その中に台風の中心が確に存在していたのである．作戦海域の台風の前徴に気付くのがおそかつた．第三艦隊は台風中心を避けようとしたが，その位置および進路についての情報が乏しかつたために，充分根本的な対策も，また最上の対策もとることができなかつた．艦隊の各艦が台風の中にあつても艦隊の針路，速力，編成を維持しようと努力したために，艦隊の損害喪失はかえつて増加した．司令官が，そのような努力を断念して，船を救うことに全力をつくすべきだと覚つた時にはもう遅すぎた．司令官や下級指揮官には，天候が非常に危険であるとの認識がかけていた．その結果安全のための処置を講ずるのが遅すぎたのが事故の原因である．

4. 次の事項は船が台風の中にあつたときの典型的な特徴である．

(a) 1000ヤードの範囲にわたつて視界ゼロである．

(b) 船は横揺れするだけでなく，風の力のために絶ずえ傾けられている．従つて風下の側には，僅かの余裕しかない．

(c) 通風管，送風機の取入れ口，あらゆる甲板上の開口から大量の海水がとびこんでくる．

(d) 管制盤，電気機械はすべてショートし，火を発して故障する．海水が入らないように機械室の上部開口を閉めきりにすると，蒸汽のため主配電盤がショートする．

(e) 機械室，罐室その他の床上2-3尺の高さまで遊動水ができる．これは明かに上からとびこんできたものである．

(f) 操舵不能となり，動力，照明がなくなる．主機が停止する．radar，通信装置がきかなくなる．

(g) 空母の上の飛行機が横ころりし，衝突し，火を出す．

(h) 風と波のために，マスト，煙突，ボート，タビット，甲板上の構造物がとばされ，乗員が甲板上のごろごろ動きまわる装置を縛り，ぶら下つている重量物を下すか，おとすかしなければならぬと気付いた時はもう処置できなくなる．

(i) 沈んだ船は皆その直前まで隊列を維持しようとして操船に苦心している．この努力を断念したDeweyは辛うじて助かつている．

(j) 台風がおそいかかつてくると，もつと早かつたら有効であつたろうと思われるような安全対策がすべてできなくなる．

(k) 沈没した船は，風下へ50°～80°傾き，しばらくそのままの姿勢でいて，次の瞬間完全に転覆し，僅かの時間浮いていて，すぐ沈没する．

5. 次章の表は，船隊のすべての船を包含するものではないが，これだけみても，同じ種類の船が，同じ天候の怒りに遭いながら，あるものは沈没し，あるものは助つていることが分る．ただし船の状態，船のとつた処置がちがうことを示している．しかしそうした船の状態とか処置がどれだけ結果に影響をおよぼし，一方，運，不運がどれほど結果を支配しているかは，誰にも分らない．

6.

	FARRAGUT級				FLETCHER級	
	Hull	Monaghan	Dewey	Aylwin	Spence	Hickox
結果	沈没	沈没	生残り	生残り	沈没	生残り
燃料残量	70 %	76 %	?	80 %	15 %	14 %
海水バラスト	無	無	有	?	極僅有	満
高所の燃料	無	無	有	有	無	?
状態“A”になつていたか	yes	?	yes.	?	否	?
高所の重量物を下すか落したか	否	?	yes.	?	否	?
遊動水	有	?	僅有	有	有	僅有
動揺角度	70°	?	75°	70°	80°にて暫く止り後転覆	70°

（訳註） 船の要目は次の通り

	Farragut 型	Fletcher 型
基準排水量	1395 T	2050 T
満載排水量	1700 T	
L	341′— 3″	376 —6′
B	34′— 2″	39 — 4′
	8′—10″	
d_{max}	15′— 5′	
機関	42800 SHP	60000 SHP
速力	36.5 k	35 k
主兵装	4×5″/38 単装砲 2×21″ 四聯発射管	5×5″/38 単装砲， 2×21″四聯発射管

7. 調査の結果，気象情報の放送と伝達方法の不備，浸水を許し，その結果ショートし動力をとめるにいたつた構造細部の欠陥，駆逐艦の復原性能の不足，等が明かになり，このような欠点を除くための処置が，現在できるかぎりの範囲までとられつつある．

太平洋艦隊司令長官がここに強調したいのは，海上の安全を確保するためには，科学のもたらす最上のもの，海軍の組織が与えることのできる最上のものをもつてきたとしても，それ等は単なる補助手段であつて，海軍将兵の第一の条件である優秀な操船術，自信，責任感に代るべきものでないということである．

8. 百年以前は，船長の腕と，天候のいかなる変化をも見逃さない絶えざる警戒心とが船を守りぬいたのである．スコールの中を通る際でも満帆に風をうけると，キャンバスや檣が折れるし，台風の中心に近づこうものなら立ち所に破滅となるのである．驚くであろうが，このように状況は不利なので，避ける手段は殆んどなかつた．

船長は各自，自分自身で悪天候の最初の兆の発見に努めたし，できれば台風をさける方法，万一台風の中心が船の近くを通るならば，それと闘う手段を自分自身で考える他なかつた．その頃は大洋の各地域の天候データを知らせてくれるラジオなどなく．従つて気象の専門家による予報も聞く方法もなかつた．誰も彼に今すぐ帆を降せ，荒天準備をせよと教えてくれる人はいない．彼の船にもつている気圧計の目盛り，風速，風向，海や空の様相が情報のすべてである．絶え間なき見張り，兆候の判断に加えて危険を冒しても得る所少なく，失う物多しという哲学が彼を生き永らえさせたのである．

9. 現代の船乗りは，ラジオがないとしても，天候の予報については，先輩達より恵まれた状態にある．

四季を通じての世界の各地の暴風雨，天候の予報についての一般論が，よく分つており，集録されており，種々の刊行物になつて利用できるようになつている．

台風と西部太平洋の天候についての研究が多年にわたりマニラ気象台の Father Depperman により行われ，彼の結論はすべての気象学者の資料になつている．Knight と Bowditch が彼等の著書の中で台風，天候についていつていることは，戦時平時を問わず，ラジオの有り無しの時代を問わず真理なのである．いかなる船長も，航海士も，これらの大家とはお馴染のはずだ．全艦船に支給している月刊航海指針には，その月間に台風が発生するかどうか，またその運動がどうなるかについて充分情報を与えているはずである．今まで述べ来つたことは，決してわが艦隊の気象センター，天候予報について過小評価しているわけではない．

船乗りがラジオを盲目的に信頼して“Log. Lead and Lookout (測程儀，測深儀，見張り)”を怠つたならば，不注意の誹を免れないと同様に，もし船乗りが，自分で天候を観測することを時代遅れと考えて，ラジオが暴風雨警報を出していなければ，万事良好と思いこみ，局地的天候兆候に少しも関心を払わないならば，これもまた怠慢の誹を免れることは出来ない．この点を強調したいのである．

10. 天候悪化の警報を他に頼りすぎたり，また自分の船はどんな波にも風にも打ち克つ性能をもつていると過信することはよくある．そうだとすると，この機会に昔の独立独行の習慣，暴風雨による被害についての関心を復起させ，各戦隊の士官が，これ等の点についての個々の責任を一層真剣に考える必要がある．

11. 悪天候中の問題の中で，最も困難な点は，作戦を予定通り遂行することと，そうすることによつて，船を損傷させまた喪失するかも知れないという可能性との矛盾の調和である．これについてはいかなる規則をも作ることはできない．しかしながらここに大切なのは，浸水したり大損傷の船は現在の作戦のみならず，将来の作戦にも損害であるという点，われわれを悩ます天候はまた敵をも悩ましているということ，損傷，喪失を免れるために後退を許されるか単独航行を認められた船は，そのような処置をとつたために後で戦列に加わり作戦に役立つことができる可能性があるという点，をよく肝に銘じておくべきである．

12. 船を嵐に対して安全に守ることは，航海や操船における安全と同様に指揮官の根本的な責任である．しかし個々の指揮官はいかなる時にも彼の判断通りに行動する自由を与えられていないのであるから．責任は

彼の直上の指揮官もともに負うべきものである．といつても理性のある船長ならば，命令，計画に盲目的に服従して，自分の船を無駄に沈めるようなことはしないであろう．しかし危険の程度というものはどんどん進行し，またはつきり分らないものである．

指揮官にとつては，平時においては悪天候によつて損害をうけないように独自で針路を選ぶことができるが，それと同じような考えで戦時においても自己の使命を無視し持場を捨てることはできない．

13. 責任は，単艦，戦隊，艦隊の各司令官の上にあり，彼等の判断と権威はよく錬練しておかなければならないということがこれで明かであろう　彼等こそが，安全のための処置と目下の任務遂行とのどちらをえらぶか，情勢緊急度によつて天秤にかける能力をもつた最上の人なのである．彼等は回状に目をとおし，天候情報をもつ機会は多いが．それがすべての船に役に立つというものではない．しかしその中でも暴風雨警報とか，重要な天候情報とかは，あらゆる艦船に行きわたつているかどうか分らない場合は，できる限り，再通達の手配をとるべきである．また司令官は彼等の部下の指揮官達が，戦闘能力においてこそ優れているが，操船，特に台風中の操船については，比較的に経験が浅いことを充分認識しておくべきである．ある戦隊の司令官は，彼の部下の艦長達が，兵学校卒業後平均 8 年以下であると報告しているが，これは多分他にも当てはまるであろう．

14. 上級士官は，彼の指揮下の最小の軍艦と，最も経験の浅い士官のことを常に念頭におく必要がある．これは彼の責任のうちの重要な部分である．部下に任務を授け持場を与える際に，自分の乗つている大艦ならばどんな天候でもうまく切りぬけられるから，部下の船も同じようにできるであろうと考えたり，また部下達は賢明なのであるから，船を助けるために任務を放棄しなければならない時期の判断はつくだろうと考えたりしてはならない．

船の安全だけを第一と考えて操船せよという命令はなるべく早く上級士官の方から出すべきであつて，部下から要求されるまで，温存しておくという法はない．

若い士官の勇敢さと断行力は，この場合むしろ危険視してかかるべきである．困難に直面しても，船をすすめ，持場を守り，使命を遂行しようという熱心さは，かえつて真に賢明にして最も有益なことを遂行するのを差控えさせるかも知れない．

15. 指揮官は各自，船の安全のためになし得る手段は，これを行うべきであるが，同時にその情況について上級指揮官に逐一連絡すべきである．彼の船の状態に何か異常があつたり，彼の行手に天候の障害があるような場合には，躊躇することなく上級指揮官に知らせるべきである．そのような態度を臆病と考えたりすると，災害を招くことになる．今まで，天候が非常に酷烈なる場合は，最高の使命である戦闘任務をもすてて下級指揮官が上級指揮官の意見を求めることなく．独自の行動をとる必要の生ずる場合もあるということを述べて来たわけである．もし下級指揮官の胸の中に，船の安全性，乗員の生命が危いと感ぜられ，また国家の高価な財産を喪失する恐れが多分に生じた場合は，上の処置をとることは彼に委託された権限になる．

16 太平洋艦隊の全司令は，部下達に対し，西太平洋にて遭遇することのある荒天，熱帯性低気圧，台風について充分考慮を払う必要があることを強調せよ．また各指揮官は Knight and Bowditch の著書をもう一度読み返して暴風雨の一般法則だけでなく，荒天中の操船法について復習せよ．どんな気象情報が放送されているか航海者のための ラジオ天候案内 (H.O：06) に耳を傾けよ．

更に重要なことがある　各司令官は自艦の電報処理規程がどうなつているか調査し，天候に関する入電が，必ず自分かまたはその重大性を認識している士官達の目にふれ，読むようになつているかを確めよ．ファイルの中にとじこめられて日の目をみないようになつていてはならない．天候の局地的観測の入電についても同様である．目前の仕事に追われ，また艦長の邪魔をしてはならないなどと考えて，気圧計が急速に下つて行くのに気付かないようなことがあつてはならない．

17. 各艦船，特に駆逐艦ないしもつと小さい船の指揮官達が，自艦の復原性能の特性について，すなわち水密が保たれている時の安全の度合，遊動水の復原性能におよぼす影響等が充分認識できるよう，種々の方法を講ずる必要がある．荒天に対処するために次の如き基本図書が専門家によつて書かれている．

(a) 各艦毎の Damage Control Book
(b) バラスト注水教本 (The Type Maintenance Administration 発行)
(c) 海上航行の際の船の復原性能に関する注意事項．(太平洋艦隊機密文書 No. 7-44)
(d) 各艦または艦種毎の傾斜試験成績書．(艦船局発行)
(e) Damage Control Instruction (FTP 170-B)

(f) 通風状態の電気装備品におよぼす影響

(g) 船の復原性能と区劃について (C & R Bulletin No. 14)

18. 結論としていえば，上級指揮官も下級指揮官も悪天候の場合は（他の状態でも同様であるが）安全と破局とは，はつきりとした線をひけるものでなく，お互が入り混つているということを充分認識しておかなければならない．赤ランプがパッとついて指揮官にこれから先は天候のために非常に危険になるぞ，隊列をくんで任務を遂行するよりも船の安全を保つための処置を優先的にやらなければならないぞ，と教えてくれるものは何もないのである．この時期の判断は常に個人の判断によるのである．浮泛と沈没のすれすれの所をやつてみようという指揮官はいないにきまつている．しかし知らず知らずのうちに赤信号をこえていることはあるかも知れない．

風波が，船を折つたり沈めたりするほどの荒天にならないうちはどんどん航海をすすめ得たとしても，もし天候がそれより少し悪くなつたらもう船を救うにも処置なしという事態はよく起るものである．その時までには，任意の方向に操舵する能力を失い，できることといえば，奈落の底へ船をむけることだけになつてしまい，照明，通信機能も無能となり，主機も停止し，甲板上の移動物を固縛することも，ぶら下つているものを切り落すことも出来なくなつてしまうのである．船の安全のために講ずべき処置は，それがまだ出来る間は実施しなければ，する時がない．

船乗にとつて，事前の処置，その時しなかつたら後では必要がなくなる事前の処置を施すのを面倒くさがるほど危険なことはない．船の安全というものは千年もの間，安全のための処置は，安全のうちに講ぜよという逆説の上に立つて守られてきたのである．

C. W. Nimitz

§4. 転覆事件の考察

この第三艦隊事件のうち，船の設計上最も興味を感ずるのは，3 隻の駆逐艦の転覆事故である．§2 §3 の文献は，この点に関して，技術的内容に触れていないが，転覆原因に関連して次の事項が明かにされている．

(1) 外的条件

最低気圧	926 mb～949 mb
瞬間最大風速	230 KM/H (63 M/S)
推定最大定常風速（変動率 1.4 として）	45 M/S

(2) 船側の条件

燃料，バラスト水等の状態は，まちまちであるが，復原性能上．良好の状態ではない．また針路を維持しようとして転覆直前まで，転舵を繰返していた．

以上の資料をもとに，転覆の原因について，考察をすすめてみよう．

遭遇した台風の強さは，この程度のものならば，日本を毎年のように襲う台風の 1 級のものと同程度のものであり，特に未曾有のものとは思われない．次の表は，最近の日本の台風の例である．だが，この台風は，米国海岸に襲来するハリケーンよりは強烈なものであろうから，第三艦隊の将兵にとつては始めて出会うものであり，肝をつぶす思いであつたろうと想像される．

日本上陸台風の例

名　称	発生月日	中心示度	最大風速
枕崎 台風	1945－9—9～13	946 mb	51.3 m/s
阿久根 〃	1945—10—5～13	960	35.7
アイオン 〃	1948—9—7～17	940	46.7
デ ラ 〃	1949—6--15～22	960	32.8
キテイ 〃	1949—8—27	950	36.3
ジェーン 〃	1950－8—30	940	58.8
ルイス 〃	1951—10—8	929	42.5

（真鍋氏資料による）

では，この程度の台風に対して，米国海軍の小艦艇は如何なる耐久力を持つように設計されていたであろうか．米国はともかく，今日われわれが抱く船舶設計思想よりすれば，この程度の大いさの艦艇は，前表の如き最大中心風速 50 M/S 前後の台風が吹送する海面においても，外力に耐えるに充分な復原性能を何等かの方法によつて具備するのが，設計の根本条件である．

残念ながら転覆せる 3 艦の復原性諸元は明かでなく，設計上の資料となる解答を導くことはできない．

因に，旧日本軍海の小艦艇 15 隻について，第三艦隊の遭遇したと同一海面における復原性能上の安全性を検討したところ，

「友鶴事件以後の新造艦は，補填軽荷，公試状態では安全であるが，軽荷状態では危険のものもある．」

という結論が得られる．

この結論がそのまま米国駆逐艦にも適用できるかどうか，疑問ではあるが，一応同程度の復原性能をもつていたものとすれば，第三艦隊が遭遇した外的条件のもとに，艦が復原性能上望ましくない状態にあつて，しかも転舵をくりかえすということになると，転覆事故の発生するのは当然予想できるし，またその反面，操艦者が復原性能向上のための応急処置をとり，また航法の宜しきを

得れば，艦の安全も期待できる．

所で米国海軍の小艦艇は，復原性能の面では，旧日本海軍のそれほど深刻には考えていないということが，種々の理由から推定できるから，この事件を機に艦自体の復原性向上のために，設計面において大いなる教訓を得たものと想像されるが，しかし著者の見解としては，第三艦隊転覆事件の原因は，艦自体の復原性能の本質的不足に帰すべきでなく，艦の復原性能を活用し得なかつた運用，操艦の不備に責をもとむべきものと考えられる．

艦艇，商船を問わず船の設計にあたつては，いかなる外的条件，いかなる船の状態にあつても，充分な復原性能を具備させることは理想であるが，畢竟，船の設計は妥協であり，その性能に限度があることは，いうまでもない．特に艦艇においては，復原性能に最も重点をおいて設計されているが，結局，運用の妙とむすびついて充分な性能を発揮できるのである．具体的には，必要に応じてバラストを漲るとか，無理な航法をとらないということが，前提となつて，復原性能が他の船の性能と両立するのである．

ニミッツ文書においても，特に強調する所は，

(1) このような台風に対しては，事前にその針路を予知して，圏内に入るをさけるべきである．

(2) 台風に遭遇したら，早目に安全処置を講ずべきである．いくら早くても早すぎるということはない．

(3) 船が危険に陥つた場合 作戦命令の遂行と，船の安全と，いずれを選ぶか，迅速果断に決心せねばならない．

という極めて常識的な処置について，操艦者に求める所が多いようである．

このように考えてくると，台風に遭遇した場合，安全な航法は如何ということが次の問題になつてくる．これについては，種々の文献に指針が与えられているが，米国の Malanot 船長が，独自の見解を発表しているので，次章に紹介したい．

§ 5. 台風中の航法に関する Malanot 船長の所見

Malanot 氏は，台風に遭遇する機会の多かつた船長であるが，彼はその経験から台風中の航法に関して一家言をもつている．米国第三艦隊の転覆事件の記事をみて，自己の持論を U.S.N.I.P. (July 1955) に投稿した．彼は台風に遭遇した幾つかの経験をのべ，結論として“台風の中心が接近してくる場合には，船の周囲約30浬以上にわたつて障害物のない位置に船を出し，船の復原力と防水が完全なることを確認の上，風力が60節以上になつて海上が混乱したならば機関を停止して漂流のままにまかせよ”と結んでいる，以下その抄訳である．

(1) カリビア海におけるハリケーン

大分以前のことではあるが，自分がかなり若い船長として，排水量約16,000 T の貨物船の船長とし，カリビア海を処女航海していた時ハリケーンの警報を受信した，自分としては熱帯性暴風は初めての経験であつて，バウディッチを思い浮べてハリケーンの進路の安全な半円に船が行くように針路をとつた．フリボードマークに達するまで満載していたので非常に骨が折れた．怒濤は上甲板に乱入し救助艇と甲板艤装品が被害を受けた．航海中ディーゼル補助機械に故障を生じ，機関士からの報告によると中2基は使用不能となり，残りの補助機械も間もなく故障を生ずるだろうということであつた．こうなると，主機械も勿論停止し，風速 120 kt で吹きまくるハリケーンのなすがままにする外なかつた．船が巨濤の波谷に突込むと一体どんなになることかと心に描くだけでも全く驚怖の到りであつた．始めのショックから逐次回復して海上に船が停止している時に，海と風との猛威が著しく衰え，また甲板上に打上げる波がすくなくなつたことは不思議であつたが，短時間べた風ぎとなつて青空も出たからハリケーンの中心がわれわれの真上を過ぎたことが判つた．次に雨を伴つた強風が再び反対方向から吹き始めた．エンジンが故障してから船には全然被害がなかつたことは奇蹟と考えられた．補助機械の故障復旧に相当時間を費して航行を始めたが，この教訓は終生余の脳裡を去らぬであろう．

その後1944年12月にハールゼ提督麾下の一駆逐艦が台風に遭遇したとき同じような奇蹟のあつたことをリーダースダイジェストに書いてあるのをみた．その駆逐艦は台風の初期に罐室に浸水し海上で孤立無援で停止していたが，別段損害を受けなかつた．他の3隻の駆逐艦は最後まで 60,000 IP で行動していたところ，遂に乗員諸共に転覆してしまつた．不幸な乗員は自然のより一層大きい威力に向つて有力なエンジンを使うことが自殺することであることを知らずに死んでしまつたのだ．

終戦後余はマニラ，沖縄および横浜間を頻繁に航行する任務に従事し，次いで1946年1月から1954年5月まで5ヶ月間の休暇を除きガムおよび朝鮮までの航行に従事し，絶えず台風海域を航行し，1年に平均2回も猛烈な台風に遭遇した．この結果台風の全段階を研究かつ観察する機会を得た．

(2) 台風リビー

1948年10月沖縄の那覇で台風リビーに襲われた 台

風が同島を襲来する3日間前から風力 50 kt の風が強吹したため，同港の狭小な出入口を航行することが出来ずに出港することが出来なかつた．本船 (USAT Pvt, George J. Peters) の外に，日本人の乗船しているリバティー型船2隻が在泊していた．これ等2隻は繋留索が切断して，多大の損傷を被つて那覇港のエンヂュア島に座礁した．本船は繋留索がきれなかつたため，リバティー型1隻のために手摺に僅かばかり擦過傷を受けた．極めて例外なことではあるが，台風リビーは沖縄の上空に約5時間停頓するという異例を生じた．1948年10月3日北風は漸次強烈となり瞬間には 120 kt に達し，4 日朝には全く無風となつた．晴雨計は約 28.40 吋となり日が射してきた．午後3時南々西から風が吹き始め，次に西風となり，更に南々西に変じ風力は 140 kt になつた真夜中晴雨計は上昇し，10月5日早朝には風力は約 40 kt に減じた．那覇におけるこの3日間は危険であつた．そして私は台風の場合には再び港湾に決して留まらないことを誓つた．

(3) 台風グロリア

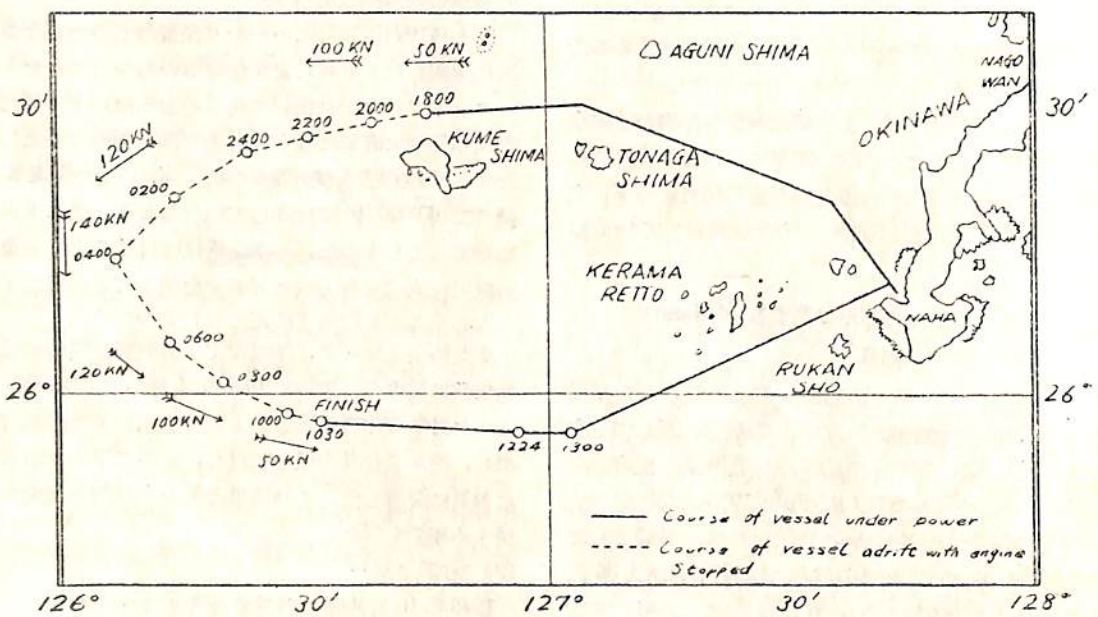
翌年の1949年7月22日 USAT Pvt. George J. Peters 号は台風グロリアが沖縄諸島に来襲した時那覇港で再び遭遇した．今度は出港して機械を停止して漂泊し，台風の中心は40浬離れた所を通過した．風速は120 kt. 波高は約50呎と推定されたような巨濤であつたが，船は家鴨のように漂流し何等の損害を被らず，また船内は別に不愉快でもなかつた．

(4) 台風ルース

極東海域で遭遇した極めて猛烈かつ破壊的な暴風雨は台風ルースであつた．当時私は USNS Sgt. Joseph E Muller の船長であつて同船は排水量 4,500 T の Cl-M AV-1 級のものであつた，本船が沖縄に到着したとき，台風ルースは台湾に向つて進行し，本船の南500浬にあつた．1951年10月2日午前7時那覇に入港し，便乗者を降し，荷役に着手し，午前10時那覇出港作業に着手した．午後2時頃港外に出た．前部吃水12呎—2吋，後部17呎—3吋で GM は約4.84呎 (1.480m) であつた．

横浜から台湾に行く便乗者のヘンリー・ティー・ジャーレル海軍大佐は在沖縄の先任将校が陸上の宿舎に来ることをすすめたが，氏は本船の対台風戦術を視察するため本船に帰つて来た．

沖縄出港後，那覇の西約50浬に在る久米島に向針し，台風の接近することを確実に把握するまで同島の風下側に避泊せんとした．この島の近くに本船は10月12日午後6時40分から10月13日午後5時47分まで避泊した．この時刻に避泊をやめて東風に乗つて機械を停止して洋上に出た．晴雨計は急降して台風の中心の接近を示した．風力は約50kt で漸次風力が増大した．海上には南方からの長濤があり本船はこれに向首したので東の風が右舷側から吹いて来た．本船は自然と縦横動揺をしたが，海水も飛沫も甲板上には来なかつた．風向は漸次反時計廻りに左転し，晴雨計は急降し，風力は著増した．10月14日午前3時本船は中心至近の距離に達し，風向は北に変り



風力約140浬と推定された．全方向からの波浪はその波高50呎に達し晴雨計は28.02吋となり，本船は90°に向首し，機械を停止したままで南方に漂流した．午前4時には晴雨計は上昇し風向は漸次北西に変じ次に西から南西に続いて変つた．午前10時30分には風力は50ktに減じ，雨後本船は全速力で午後4時那覇に帰港した．

いろいろの徴候から判断すると，台風中心は本船と那覇との間本船の東約25浬を通過したことがはつきりした．陸上および船舶の被害の点からいえば，台風ルースは嘗て沖縄に来襲した台風の最強なものの一つであつた．台風の中心が本船から僅か約25浬の距離を通過したけれども，乗員は本船の安全に何等危険の念を抱く者はなかつた．甲板上は波浪が打ち上げることもなく，船体は何等衝撃を受けることもなく全然損害がなかつた．実施したことは機械を停止して，台風の猛威に抵抗せずに，自然と抗争しなかつただけであつた．日本の中型貨物船2隻は那覇から逃避のため出港してケラマ列島間に避泊した．10月13～14日の夜間両船は錨鎖が切断して海岸に打上げられて粉砕した．両船とも全く破壊してしまつた．

台風ルースが襲来して本船が漂流中下記事項は特筆に値する．

a　視界は300ヤードまでであつた．

b　最大速力5ktで漂流し，漂流した半円の直径は30浬．

c　縦動揺は激しく，横動揺は約35°，時には43°に達した．要するに本船は狂瀾怒濤に工合よく順応した．大きく動揺してストリンガー，アングルが波から海水をけずり取つてしまうような場合は極めて稀であつた．海水に威力もまた激しさもなくて丁度海水が溢れて出るようなものであつた．人間の踝まで達しない程の海水で深さも少なく約数百ガロン程度のものであつた．これ位の海水ではどんな甲板積荷でも普通のやり方で固縛してあれば，何等の損害もなくまた支障も来さない．

d　レーダーおよびロランは作動し，必要とあれば艦の位置の測定が出来た．

e　上甲板の照明灯はついていたため，船の運動を絶えず看視することが出来た．

1941年10月14日の午前8時ジャーレル大佐は船橋から写真を撮つた．写真を分析すると，風向は真横後方に約10～20度のようである．写真は数秒間隔で撮つたから，これ等をみると台風の中心附近の怒濤はいつも風向と違つた方向から押寄せて来るものであることをはつきり示している．本船の場合風向西北西風力約100ktであつたが，北北西の方向から来る長濤のため激しい縦揺をした．

もし機械を停止すると船は中心部に巻き込まれ悲惨の結果を生ずるものと信じている船員にこのことを印象づけることが重要である．全方向から波浪の襲つて来る所の存在するのは事実であり，この力の危害を最小とするにはこの力に反抗しないことが唯一の得策である．もし小船の指揮官がこの大威力を体験せずして，このポイントを充分認識しなければ，この中心部を回避することに焦燥する余り本船を自然の大威力に抗抗して，単に自船を破壊してしまうことになろう．

(5)　結　　論

余は現在　充分なメタセントリックハイトを有する耐波性のある船は，船の大いさ，吃水の如何にかかわらず機械を使用するよりも機械を停止する方が，より一層安全であることについて，充分な確信を持つている．どの運用術関係の書籍でもメタセントリック・ハイト計測方法と，週期の永い横動揺がどのように危険であるかを教えてくれ，またこれを簡単に修正する方法が書いてある．鈍重な横動揺はボトム・タンクに，ある重量物を積めばよい．台風に遭遇する場合，船の復原性を調整した安全航行のマージンを得るための時間的余裕は充分にある．

台風の威力に対抗せずに機械を停止するというこの原則は軍艦特に駆逐艦に対して極めて緊要な事項の一つである．軍艦は兵術上の理由のために台風を回避することに専念することは出来ない．1944年12月18日呂宋の東で作戦行動中の第三艦隊の場合は最後まで配置に就いていなければならなかつた．もし艦長が台風が接近して風力が60kt以上に達する時に機械を停止して漂泊してもよいと指令されていたならば八員の死傷および損害を被らなかつたろうと確信している．

台風に抗抗するという古い伝統を捨てて機械を停止し風を正横附近に受けて漂流して台風を制御するという新らしい概念を導き出すことは極めて時宜に適したものと信ずる．台風の場合風は狂瀾怒濤の押寄せて来る方向とは何時も違つた方向から吹いてくる．どんな艦の指揮官でも台風の中心に接近した時に機械の停止を命ずるには勇気を要するし，またこの“受身の抵抗”をするように船を操縦するには実に勇猛心を要するが，しかしもしこの方法を用いれば，財産および生命の消耗を救いまた貴重な資材が難を免れることになる，特に戦時においては……．

この点に関し下記の簡単な教訓を教科書に台風の教訓として取入れなければならないことを示唆する．

熱帯性暴風の中心が近接する場合，船の周囲に約30浬の船の操縦に危険を来さぬだけの余域をとり，船の復原力と防水の完全とを確認し，風力が約 60kt に達して海上が混乱交錯する場合には機関を停止して漂流し，暴風の危険区域の通過するを待て．

§6. Malanot船長の台風訓に対する運用者の所見

前章の Malanot 船長の意見は，新しい提案である．今までの運用術の教科書などにみられない独特の航法である．台風の中心は，風速こそ大であるが，波は各方向より錯綜するため不規則となり，波による船の傾斜偶力は少になる．従つて船の最大 GZ 値が風圧による傾斜偶力に耐えうる大いさを持つている場合は，なまじいに機関をかけて転舵し，船に余分の傾斜偶力を加えるよりは，漂流にまかせた方が，復原性の面よりは賢明である．この点，Malanot 船長の航法は，真理の一面をついている．

所で，運用者の立場からは，この提案はいかなる風に考えられているであろうか．まず第三艦隊生き残りの駆逐艦々長の反対意見から始めて，二，三の所見を引用してみよう．

(1). C.R. CALHOUN 中佐の所見．

私は，第三艦隊の台風禍に遭遇して生き残つた Dewey 号の艦長である．私は Malanot 氏の一般論には反対するものではないが，氏が，「罐室に浸水したために航行不能となり，そのために助かつた駆逐艦」の例としてわが Dewey 号を挙げていることを，Dewey 号の乗組員の努力と名誉のために反対するものである．何となれば，本艦は左舷機によりずつと ⅓ Load を維持して，台風とたたかつたからである．

当時の状況を明かにしよう．台風圏に入ると機関と舵をどのように組合せてみても，艦の頭をどの方向にも 10° 以上振ることの出来ないことに気がついた．そのうち真横より船尾側約一点の方向より風をうけるとやや楽になることが分つたので，後は暴雨風の中を通過する間は，右 20 度に舵をとり，左舷機 ⅓ Ahead に維持した．台風の中心部に近づくにつれて，波浪は激しくなつたが，Dewey 号は規則的にゆれた．その間大量の海水が罐室に浸入したが応急排水を行いつつ，一刻なりと罐の火の消えたことはない．

私の考えでは，左舷機を使用しなかつたら艦は沈没したものと思う．それでなくとも艦はしばしば転覆寸前まで行つたのである．操船によつてうまく波に乗つたのである．

またこの機会に，第三艦隊の転覆原因にふれてみよう．Dewey 号を始め Farragut-class の駆逐艦はスタビリティの余裕が非常に少なくないことがわれわれ艦長達に知られていた．われわれは恐らく艦隊のどの艦長よりもスタビリティに注意しており，荒天に対する準備については常に前もつて注意を払つていた．この class の2隻が沈没した原因は，引用出来る記録はないけれども Hull 号（恐らく Monagham 号もまた同じであつたろう）は“最後まで 60,000 HP 運転”を維持し得ないで機関室員退避後顛覆したことが証明されるのではないかと思う．

私の意見としては Hull 号 Monagham 号の沈没の主要素は，スタビリティの余裕が本来少なかつたからである．Spence 号の沈没の原因も激しくなるまで Ballast を張つていなかつたからである．私の記憶が正しいものとすれば，最後の瞬間の試みとして Ballast が張られたが，この自由表面効果が転覆に一役かつたのだ．2100 噸型 Spence 号は僅か 10,000 ガロンの重油をもち，No Ballast で台風に突入したのである．これでは Spence 号の転覆は，余り驚くべきことではない．

(2) John. V. Noel 大佐 （米国海軍）

私は，機関をとめて漂流するという方法が，Malanot 氏が考える程，異常な方法だとは考えられない．

大洋の真中で台風にぶつかつた場合 船首を風下に向けると比較的楽になるのが普通で，このような航法がとられることがあるが，結局は船首を風上にたてて操舵ができる程度の最低速力で走るのが賢明であることが分るであろう．しかしこれも始めのうちだけで，だんだん中心に近づくと，怒濤の中で船の自由を失い，眼の中に突入することをどうしても防げないような時がくる．

そのような状態では，殆んどの艦長は機関をとめて漂流してきた．こんな時に機関をかけると，大抵の船は風波で転覆し沈没するという結果になる．こういう状態で漂流することは，非常に快的で，激しい横揺れ，縦揺れにもかかわらず，甲板上に海水をかぶることが殆んどなかつたと，数隻の船から報告されている．これは船が波浪の作用に対して殆んど抵抗しないからである．

(3) A.G. Graham 大尉．米国予備士官．

Malanot 氏の“台風の教訓”について，私は全く同意見である．というのは私は猛烈な暴風雨に突入し，氏が述べているような驚くべき比較的軽い損害ですんだ経験がある．

この“教訓”は一つの弱点を持つている．それは非常に横揺れの激しいことである．私は海軍の艦艇については何も知らないが，鉱石をばら積みにした貨物船で積

(923 頁へつづく)

含水微粉鉱石の船舶運送について

松沢直哉
日本海事検定協会検査課長

浮游撰鉱の過程を経て生産された含水微粉鉱石の船舶運送中に起る海難については，洋の東西を問わずその防止対策につき等しく苦慮せられて来たところであるが，英国運輸民間航空省はこの点につき告示をもつてこの種の積荷を行う船主および当該船長に対し，その積荷の如何なる部分であつても含有水分が7%を超える場合についての諸注意を喚起している．

上記英国政府当局告示の前段においては，この種鉱石の含有水分は船舶の震動および動揺によつて積荷および船体に災害をもたらす重要な因子であると述べている．またこの種積荷の移動は国内沿岸輸送において甚だしく過去においてこのことが原因でしばしば船舶並びに人命の喪失をみたともいつている．すなわち

Carriage of Zinc Concentrates

(Extracted from "Post Magazine" -Sept. 13, 1956)

A new notice issued by the Ministry of Transport and Civil Aviation reminds shipowners and masters of the importance of taking every precaution when cargoes or part cargoes of zinc concentrates, zinc tailings, pyrites or copper-lead and copper-zinc concentrates are carried on board.

These materials, the notice explains are liable to shift during a voyage, especially when prepared by the flotation process. This has happened on several occasions and has caused the loss both of ships and of lives. The moisture content of the material as shipped and the effect of vibration and movement during passage are important factors in causing a shift, but they may not be the only factors. Exposure to heavy rain or leakage into the hold during a voyage make the danger greater still.

Cases of shifting have been more frequent in home trade and coasting voyages, when cargoes of concentrates have been either transhipped from larger ships or loaded at United Kingdom or other European ports, but there have been occasions when cargoes have shifted during ocean passages. In ships on home trade or coasting voyages the risk of a serious casualty derives not only from excessive moisture that may be acquired through exposure during transhipment, but also from the more violent motion of small ships and from their smaller freeboards.

After giving specific instances of cases where shifting has occurred, the notice states that, in the past, when the question has arisen of the carriage of a new variety of metallic concentrates or residue, or a new source of supply has developed, it has been customary for owners or masters to consult the Ministry on the precautions necessary. Sometimes after trial voyages it has been agreed that, apart from levelling the surface of the cargo both transversely and fore and aft, no special precautions need to be taken. This practice of consultation has worked smoothly and should be continued, it being particularly important that the question of special precautions should be considered whenever the cargo to be carried has a moisture content which is likely to exceed 7 per cent in any part after shipment. In home trade or coasting ships the cargo should normally be carried in bags or loaded level in specially constructed bins, unless in special cases it has been agreed with the Ministry's surveyors that lesser precautions will suffice. Finally, in all ships which carry these cargoes an adequate range of stability should be preserved throughout the voyage so that, if a shift occurs, the list will be minimised.

他方わが国でも事情は以上と全く同様であつて，この種海難は戦前戦後を通じてその跡を断たず，殊に戦後は化学肥料の増産に伴い硫化鉄鉱の需要増大し，しかも鉱石の分布は国の北部に，工場は南部という地理的条件から，また南北縦断陸路貨車輸送の限度からしていやが応でも海上輸送の頻度を加えねばならないこととなつた．従つてかような状況からこの種海難の頻発を防ぎその安全輸送を計るためここ数年来官民関係者によつてその水分の測定に基く積付の具体策を考研せられて来たことは御承知の通りである．

幸いにして昨年10月1日以降下記運送規約が実施せ

られ，日本海事検定協会がその検査を担当し，もつて安全輸送と海難防止の面に精進しつつある．

1956年含水微粉鉱石船舶運送規約

（本規約は日本海事検定協会の主宰による含水微粉鉱石運送研究会において日本海事検定協会，日本船主協会，日本鉱業協会，および損害保険料率算定会の四者により協議作成されたものである．）

第1条　この規約で，含水微粉鉱石とは，浮游選鉱の過程を経て生産された硫化鉄鉱，亜鉛鉱，鉛鉱，銅鉱等の微粉鉱石をいう．

第2条　次に掲げる場合には本規約を適用しなくてもよい．

1．含水微粉鉱石（以下「鉱石」という．）を鋼製縦通隔壁を備える船倉に積載する場合
2．鉱石の全部を袋詰とする場合
3．鉱石を運送する航海が平水区域又は瀬戸内（船舶安全法施行規則第26条又は第18条に定める区域による．）のみである場合
4．船舶に積載する鉱石の重量が，袋詰のものを除き当該船舶載貨屯数の2割以下である場合
5．第3条の略最高含水率が8%以下であるものをばら積する場合
6．輸入鉱石
7　一定の航路に従事する船舶であつて積荷の検定を行う公益法人（以下「公益法人」という．）が認めた特定の施設を有する船倉にばら積する場合

第3条　この規約で，略最高含水率とは，船積地に集積されたばらの鉱石（袋詰されるべきものを除く．）の各区分（以下「各集積区分」という．）毎に，含有水分の分布状態により　その総量中約4分の1量にわたり（その平均とする）他の約4分の3量より多く水分を含む部分につき，公益法人がその採取した試料に基きこれを測定した含水率又は公益法人が認定した含水率をいう．

第4条　この規約で，略最低含水率とは，各集積区分毎に，含有水分の分布状態により，その総量中約4分の1量にわたり（その平均とする）他の約4分の3量より少く水分を含む部分につき，公益法人がその採取した試料に基きこれを測定した含水率又は公益法人が認定した含水率をいう．

第5条　鉱石をばら積する船舶は，第7条以下各条の規定による鉱石の積付につき公益法人の検定を受けなければならない．

第6条　略最高含水率が13.5%を超え，略最低含水率との平均が13.5%を超える鉱石をばらで積載する船倉には鋼製縦通隔壁を備えなければならない．

第7条　略最高含水率が13.5%を超え，略最低含水率との平均が13.5%以下である鉱石をばらで積載する船倉には第12条に規定する倉内全通荷止板を備えなければならない．

第8条　略最高含水率が13.5%以下で略最低含水率との平均が10%を超えるばらの鉱石の積付に当つては，第13条に規定する倉内仮設荷止板および袋詰鉱石の築堤を備えること，若しくは袋詰鉱石の数を充分に増加させることによりばら積鉱石を移動のおそれのないよう積付けるか，又は全押え法（ばら積鉱石を荷ならしし，その全上面にわたり木材その他の貨物を当該鉱石の移動を防ぐに充分な高さまで積載することをいう．以下同じ．）により積付けなければならない．

第9条　略最高含水率が13.5%以下で略最低含水率との平均が10%以下であるばらの鉱石の積付に当つては船倉内を袋詰鉱石の築堤（必要に応じ丸太材で補強すること）で適当に仕切り，ばらの鉱石を築堤より低く積付けるか又は全押え法により積付けなければならない．

前項の規定に拘わらず，12月1日より翌年3月31日までの間に船積を開始した鉱石については前条の規定により積付けなければならない．

第10条　略最高含水率が10%以下であるばらの鉱石の積付に当つては，袋詰鉱石を用い又は適当な方法でばら積鉱石が運送中に荷崩れしないように積付けなければならない．

第11条　鉱石の積込荷役中，既に測定した含水率を超える鉱石が発見された場合には，当該鉱石の含水率に応ずる積付設備又は方法に変更するか，当該鉱石を既に測定した含水率以下に乾燥させるか，又は当該鉱石を袋詰するのでなければ．これを積込んではならない．

第12条　倉内全通荷止板は，倉底に密着の上前後隔壁に亘り縦通し，鉱石の積付最頂点より充分上方まで達する高さを有し，それぞれ船体の恒久的構造物に強固に取付けられ，鉱石の圧力に堪える強さを有し，且つ，すき間のない構造のものでなければならない．

第13条　倉内仮設荷止板は，船倉の下方から積荷の充分上方まで達する高さを有し，前後の長さは鉱石の積付主要部分に亘り，且つ，それぞれ船体各部に強固に取付けられ支持された構造のものでなければならない．また倉内仮設荷止板は倉底から袋詰鉱石の築堤で両側および前後端をそれぞれ援護されなければならな

い．

上記規約の第2条第7号の規定によつて，実際に積荷の検定を受けられない離島乃至僻地から輸送する場合には，その船舶に特定の施設を強制することによつて本規約の主旨と目的を達成しようとするものである．これら特定の施設を持ち，一定の航路に鉱石を積んで専用せられる船舶を鉱業界では一般に専航船と呼んでいる．従つて積荷の検定を行う公益法人として指定された日本海事検定協会においては下記規程を設けてその運用に当つている．

社団法人日本海事検定協会

含水微粉鉱石専航船検査規程

含水微粉鉱石専航船の検査にあたり検査員は当該船舶に臨船の上，本規程によつて検査をしなければならない．

1．含水微粉鉱石の運送距離，航海の模様，即ち航路における季節的海象の如何を考慮の上その船舶が当該鉱石の運送に適しているかいないかを調査すること

2．当該船舶の構造（木造船または鋼鉄船の区別及びその船型）及びその状態を精査すると共にその常用航路及び年間就航回数を調査すること．

3．常に積載する含水微粉鉱石の種類，数量及びその含有水分につき調査すること．

4．当該鉱石をばら積する船倉内の施設の適否は左に定めるところに基いてこれを調査しなければならない．

a）板厚5糎以上（総屯数200屯以下の船舶の場合．）乃至7糎以上（総屯数200屯を超え400屯以下の船舶の場合．）の強じんな間仕切板を用いて倉内を4区画以上とすること．

b）縦の間仕切板は荷止板となるよう倉内に全通し，強固な支柱により船体に固定し得るものであること．

c）横の間仕切板は縦の間仕切板に連結し，且つ，倉内左右両側に達し適当な支柱を用いて船体に固定し得るものであること．但し，横の間仕切板を設けない場合には，これを用いたときと同程度の強さを有するよう横張をもつて縦の間仕切板（荷止板）を強固に支持し得るようにしなければならない，この場合の船倉は左右二区画以上とすること．

d）間仕切板の全高は倉底より60糎以内の高さから積荷の頂点より充分上方に達する高さを有するものであること．

5．倉内施設の現状態を考慮し，これをA級，B級及びC級に等級を付し下記により次回検査期日を指定する．

a）A級　検査合格の日より12ヶ月以内

b）B級　検査合格の日より10ヶ月以内

c）C級　検査合格の日より8ヶ月以内

以上の通り，1956年含水微粉鉱石船舶運送規約は世間一般にこれを周知，かつ，通用せしめる目的（本規約はヨーク・アントワープ規則の目的とするところとはその規模においても，内容についても何等比較にならないが，海上保険の面におけるその取扱いの主旨については全く同様である）で制定せられたものであつて，もしこれに違反する場合は船舶についても，また積荷においてもその保険の面における諸条件は解除されることとなる．従つてこの種の積荷を行う場合には，この規約にいうところを逐一遵守せられたか否かを第三者たる積荷の検定を行う公益法人が認定する仕組みになつている．

日本海事検定協会では以上の積荷の検定を行う公益法人として本規約の実施面を担当している．

本規約の骨子となる点を一言にしていえば，船積直前に水分検出を行いこれに基いて積付方法が決定されるということに尽きる．しかしいざこれを実際に各種各様の場合についていえば問題はそう簡単ではない．

以下本規約に基いて積荷を行う場合の在り方を若干申述べ参考に供することとする．

(1) 規約の適用範囲

本規約ではOil-floatation Processにより生産された含水微粉鉱石類(品種を定めてある)のみの積荷に当つて必要とする事項を定めてあるが，実際にはこれらに類似し，かつ，危険度もこれらと同等ないしそれ以上のものも多々あるので，これらを運送する場合は規約外のことではあるか，本規約を準用せられもつて危険防止に役立てることが望ましい．

(2) 乾舷の保持

含水微粉鉱石は水分による移動性とともに比較的重量貨物であるから船体に与える影響を充分考慮しなければならない．特に船舶に表示せられた満載吃水線まで積取ることは慎重検討を要するものである．すなわちあらかじめ船舶に定められたその乾舷は，貨物の性質およびその積付が船舶の復原性を保持するに適当なる場合の決定（船舶満載吃水線規程第33条参照）であるから，当然本貨の積付に当つては当該船舶の構造およびその状態如何，航海の難易，遠近，季節並びに本貨の性質と含有水分，その他積合せ貨物のある場合はその重量等を考慮の上，当該船舶の復原性につき適当な乾舷を保持する必要があり，このことが検討されて始めてその船舶の満載吃水線まで積んでよいかどうか

が判定されるものである．

従つて以上の事情が判れば，船舶について定められた満載吃水線までいつ如何なる場合でもこれを積んで差支えないとする説が成り立たないことが判明する．

(3) 含有水分の測定

本規約の実施以前においては船積直前の水分検出について何等これを強制する手段がなく，単に荷主側の申告に基いていた．勿論積荷の検定を受ける場合は検定人が積荷のごく一部を check して水分の在り方を推定していたのであるが，これは時間的にみて到底満足な結果を得ることは不可能であつた．

元来荷主の公表する水分は山元において検出せられ，その目的とするところは売鉱のためにするもので船積みとは全く無関係である点を知つておく必要がある．なおまた実際に山元で水分検出を行つた後に相当長い距離をケーブルに吊られて船積地まで搬出せられたり，あるいは貨車で運ばれてくるものがあり，この間に水分の変化は当然起り得る可能性を生じてくる．

従つて是が非でも船積地における水分測定が重要な要素である．この観点から本規約では船積地に集積せられた各区分毎に水分検出を第三者たる検定人が行うことに定められてある．

しかしながらこの集積区分の実際についていえば，野積み，倉庫内，艀積み，貨車積み，あるいは貯鉱ビン等各種各様の型態のままでこれらの中に含まれるほぼ最高，ほぼ最低両水分の検出を行わなければならないので，このことは技術的に相当困難な仕事である．しかしながらこれを敢えて行う必要があるのでここに豊富な経験と熟練が要請きれる次第である．

水分検定はまず各集積区分から適切な見本を採取することから始まり，この見本を化学的に，かつ，迅速に分析することに終る．これらの実施については担当者たる日本海事検定協会において詳細な規定を設け，最新の分析施設によつて公正な水分を検定し，もつて本規約の主旨を遵奉することに努力している．

(4) 積付施設および方法

本規約の第8条第2行目以下にいう「若しくは袋詰鉱石の数を充分に増加させ云々」とあるのは，仮設板荷止板を準備することが困難な場合，または仮設荷止板を作るよりも袋詰の方が例えそれが多数であつても経済的に有利な場合には袋詰のみの方法で良いとしたものである．従つて実際面では袋詰の数をどの程度増加せしめるかについて兎角問題を生じ勝ちである．しかしこれは当然規約に定められた仮設荷止板およびその方法の強度と見合うだけその袋数を増さねばならない．これらの具体策については大よその標準を示して関係者の協力を得るよう努力している．

本規約では前に述べた通り事前に鉱石の水分を決定し，これに基いてその積付施設および方法を当てはめるものであるから，もし積荷進行中にこれらの水分と異るもの，つまり決定水分を上廻るものが出て来た場合は，この発見された水分に応ずる積付に変更を余儀なくされるであろう．しかしこれは実行不可能の場合が多いので，その水分の異つた部分を別個に取扱い袋詰めに廻している．かような次第で積付開始後といえども荷役中は常にこれら異状のものの有無についても注意を向け万善を期してはいるが，このことは単に一人の検定人のよくするところではないのでこの点本船乗組員においてもこの主旨をよく諒解せられ自船の安全という立場から，これらの監視につきその御協力を要望する次第である．

(5) そ の 他

本規約による積付施設および方法は諸般の経済的事情を勘案の上制定せられている関係上，普通航海において船体および積荷の安全を守る程度のものであつて荒天の程度如何によつては到底その危険を免れ得ぬ場合も生ずるおそれがある．なおまた含水微粉鉱石の積込み直後はその密度の分布に非常にむらがあるので積荷全体としては不安定の状態におかれているものである．これらは時間の経つに従い，機関の震動，船体の動揺および鉱石自体の自重によつてその全体としての重心が下降し，船舶は益々スティフの状態となるものである．特にこの種の積荷後一昼夜の間はその積荷状態の変化に注意し，その落着き工合を見極めることが最も肝要で，これによつてその後の推移もある程度想定することが可能である．

日本海事検定協会各当事者においてはこの間の事情につき各船毎に口頭をもつて注意し，なお更に文書をもつて下記のような注意事項を勧告し，もつて本件に関し凡ゆる努力を傾到し社会公益の面に役立つことを念願している次第である．

含水微粉鉱石運送に関する注意書

航海上の注意事項

本貨の積付（詳細は本船関係含水微粉鉱石積付検定書参照）は，本船の状態を精査の上，その有する特質および現状（含有水分についての詳細は本船関係含水微粉鉱石水分検定書参照）に照し「1956年含水微粉鉱石船舶運送規約」の定めるところによつて施行されたものである

(932頁へつづく)

軽量パワープラント用原子力ガスタービン (1)

Frederick G Hammitt and Harold A. Ohlgren

符　　号

η_{th} = 熱　効　率
η_c = 圧縮機断熱効率
η_T = タービン断熱効率
η_p = タービン膨張比と圧縮機圧縮比との比
η_R = 排熱再生率
T_R = サイクル中の最低絶対温度と最高絶対温度との比
T_{RC} = 圧縮機の出口絶対温度と入口絶対温度との比
P_R = サイクルの圧縮比
$\gamma = \frac{k-1}{k}$
k = 比　熱　比
W_{ST} = 圧縮機の段落仕事
T_1 = 圧縮機の入口絶対温度
K = 原子炉の実効増殖係数
ΔK = 実効増殖係数の変化量

序　　言

密閉サイクルガスタービンと高温の原子炉を組合せる原子動力装置は，比較的小型で軽量な動力源として有望視されている．ここで問題とする程度の出力範囲では密閉サイクルタービンは開放サイクル式に較べて加熱器が嵩ばつて高価となり．簡単な内燃式タービンに駆逐されてしまつた．密閉式と開放式の中間をゆく半密閉サイクル式では燃焼に必要な加圧空気は連続的に送込まれるので燃料はエンジンの内部で燃焼し，従つて密閉式の如き加熱器は不用である．ところで原子力動力装置ではエンジンに供給される熱は必ず密閉した熱交換器を通じて授受されねばならぬので開放サイクルの熱燃焼器の如き簡単な加熱方法をとることはできない．故に原子動力装置では鉱物燃料（石炭，油）を使用する開放サイクルタービンの簡潔さは享受できないのである．

鉱物燃料および原子炉を用いる密閉サイクル・ガスタービンの共通の利点は

1. 与えられた容積，重量に対する容量の増加
2. 出力を下げるのに圧力レベルを下げて，温度や圧力比を低めないで行うので，負荷の広い範囲にわたつて，実質的な効率の損失がない．
3. 全体としての大きさが小型になるので，温度膨張のための伸縮差が小さくなり，その調整上の困難さが減少する．

密閉サイクルが開放サイクルにまさる点は作動流体が内蔵されているので放射性のガスを大気中に放出することなく原子炉を直接冷却することができ，従つて原子力プラントにそのまま応用できることにある．原子力ガスタービンが原子力蒸汽プラントより有利な点は，原子炉を熱機関の作動流体が直接に冷却することにより，非常な高圧を用いずに高温を可能にしたことである．不利な点は蒸汽プラントに匹敵する効率と価格にするためにはかなり高い温度（1200°F～1300°F）が必要と思われることである．

密閉サイクル・ガスタービンを開放サイクル・ガスタービンと比較して不利な点は

1. 水，空気または他の冷却材が排熱を冷却するために必要である．これはどの密閉サイクルにも必要である．
2. 高い内圧により熱交換器の構造が複雑となる．
3. 複雑な軸の密封装置が必要となる．
4. 密閉サイクルの特質上から，急速な速度変化に応ずる能力が少い．

Escher Wyss 社は外部燃焼式の密閉サイクル・ガスタービンを開発して来た．サイクルの作動ガスは燃焼ガスから熱交換によつて熱を受けるので燃焼生成物がタービン，圧縮機，熱交換器の内面に附着することがない．サイクルからの排熱の除去は圧縮機の上流にある前置冷却器で行う．

このような型式にした利点は

1. 汚染されたガスが機構中を通らない．したがつて腐蝕は非常に低減できる．
2. 空気以外のガスも容易に利用できる．
3. 数種の燃料を燃焼器に用い得る．

外部燃焼の密閉サイクル・ガスタービンの不利な点は

1. 鉱物燃料を使用するとき，高温ガスの圧力が低いので熱の伝達係数が小さく．従つてガス加熱器が非常に大きくなり，また高級な耐熱材を必要とする．
2. 受熱パイプを組込んだ燃焼器の保守は高価につく．
3. 与えられた最高温度に対し，熱交換器内の温度差と通風損失の分だけ効率が下る．

原子燃料を熱源とする場合には鉱物燃料を使用するのでは得られないような利点がでてくる．原子熱をガスタービンに組合せることに成功した主な原因は核分裂によつて発生する高熱を作動流体に直接伝えるよう適切な材料を見出したことにあつた，核分裂によつて発生する熱出力を高い割合で有効仕事に変換するためには作動流体の熱力学的性質と同様に核的性質もまた重要なものとなる，作動流体が余り放射性を帯びず，従つて動力装置には原子炉に対する程の大掛りな遮蔽をする必要がないなれば，密閉サイクルでは流体が炉から直接的に熱を取出せる可能性は充分にある．

鉱物燃料をエネルギー源とする 500 hp の研究用ユニットから 12,500 K. W. の主発電所用のものまで数多くのプラントが製作された．A. E. C および海事局に属する多くの団体が原子力ガスタービンの基本的な研究と技術的および経済的の可能性の評価をはじめた．最近の出版物は可搬型原子炉を熱源とする開放または密閉サイクルのガスタービンや大型，小型の原子炉ガスタービンプラントに関する資料や情報をのせている．

原子力密閉サイクル・ガスタービンは非均質燃料の原子力熱源と結合され作動流体は直接に熱を奪い密閉サイクル・ガスタービンの中を廻り再び原子炉に戻つて来る．また外にこの目的に対する第二の有望な型式の原子炉は高温の液体金属を使用する均質炉で，この一般型が Brookhaven National Laboratories で開発されている．これでは作動ガスは循環する分裂中の燃料と熱交換する．本論文は非均質炉および均質炉と密閉サイクル・ガスタービンとの組合せの両者の特別な場合につき議論することにする．しかし高温の非均質炉と均質炉の両者に多くの型式がある．特別の例について，熱力学的変数と熱からエネルギーへの転換についての要求によつて議論する．密閉サイクル・ガスタービンの効率，寸法，重量，価格に対する作動流体，温度，圧力，プラントの寸法の影響を画いた．さらに密閉サイクル・ガスタービンと他の使用し得る熱機関との比較を行つた．

電力または蒸汽を製造する可搬型パワープラントとしての応用を議論した．電力は 5,000～30,000 K. W. 蒸汽発生量は 250 p.s.i.g. で 10,000～70,000 lb/hr を選んだ．しかし他の多くの利用方法が可能である．この型式の原子力密閉サイクル・ガスタービンは世界の遠隔の地で

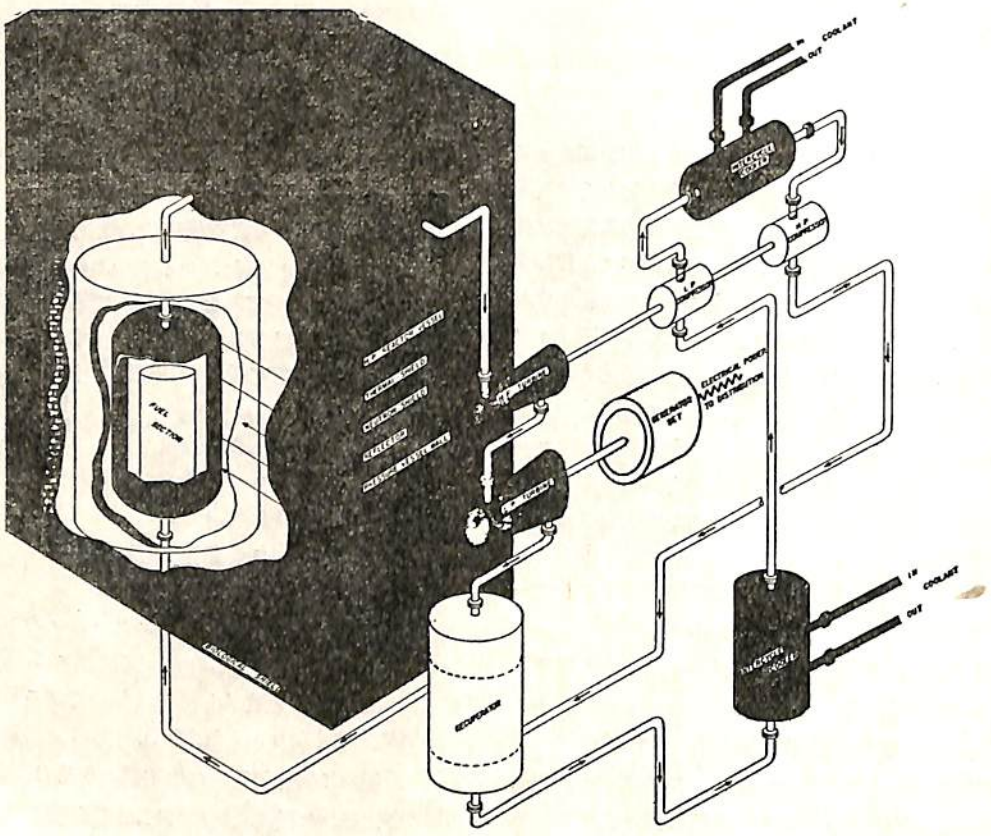


Fig. 1　原子動力ガスタービン系統図

は鉱物燃料が高価であり熱量の多くの利用を同時に行い得るため，技術的に経済的に高い位置を保つている．このような多目的原子炉の例は化学プラント，石油精製等の化学熱量，暖房，蒸汽発生，電力等を必要とする場合である．これらの装置ではもし製造に利用するならば有益な放射能を与えることも出来る．

原子炉を熱源とする簡単な密閉サイクル・ガスタービンプラント

原子炉の熱源を密閉サイクル・ガスタービンと組合せた代表的の系統図の線画を Fig. 1 に示す．このサイクルの動作は次の如くである．作動流体は原子炉の冷却材として，与えられた圧力，温度で原子炉に入る．原子炉を通り核分裂による熱を吸収してガスタービンを効果的に操作し得る温度となつて熱源を出る．作動ガスは高圧タービンで膨脹して低圧，高圧圧縮機を駆動するエネルギーを供給する．起動装置と補機用発電機はこの軸に接合される．高圧タービンを出たガスは次に低圧タービンで膨脹し，発電機を駆動するために最大の機械仕事をする．低圧タービンを出たガスは排熱再生器で原子炉へ入るガスに熱を与える．排熱再生器を出たガスは系の中で最低の圧力である．サイクルを完結するために前置冷却器で作動流体から熱を除去しなければならない．ガスは水または空気により外部から出来るだけ低い温度に冷却される．冷却されたガスは低圧圧縮機に入る．最高の効率を得るためには両圧縮機の間に中間冷却器を入れることが理想的である．冷却されたガスは高圧圧縮機に入り，熱交換器，配管，弁，附属物および原子炉の圧力損失に打勝ち，タービン中の膨脹を行うに充分なだけ圧縮される．高圧のガスは排熱再生器に入り，低圧タービンの排気と熱を交換して，高圧ガスの温度は原子炉を充分に操作出来，また最低の加熱ですむような温度まで上昇する．

このように原子炉の熱源，排熱除去，冷却器，排熱再生器，タービン，圧縮機等の多くの過程の変数は核的にも熱力学的にも適切であるように考えられねばならない．この型式の密閉サイクル・ガスタービンの熱効率の一般式は

$$\eta_{th} = \frac{T_R \eta_T \{1-(\eta_P P_R)^{-\gamma}\} - \frac{2}{\eta_C}(P_R^{\gamma/2}-1)}{T_R\{1-\eta_R+\eta_R\eta_T\{1-(\eta_P P_R)^{-\gamma}\}\}+\frac{\eta_R^{-1}}{\eta_C}(P_R^{\gamma/2}+\eta_C^{-1})} \tag{1.1}$$

各記号は符号表にある．この式より各要素の効率が等しいと，全熱効率は圧力レベル，出力，およびガスの分子量に無関係である．しかし圧力比，温度比，および作動ガスの比熱比に関係がある．要素の効率および全熱効率に対する各変数および圧力出力の影響については後の章に述べる．

密閉サイクル・ガスタービン性能：特質

密閉サイクル・ガスタービンの設計の場合，作動流体，圧力，温度の選択のみならずサイクルの構成の問題も考えねばならない．一般に高圧縮比のサイクルに低い再生率を用いたり，もしくは比較的低い圧力比に最大の再生率を用いて高い効率を得られる可能性がある．これらの型式の一般のプラントは設計され製作されているがこの選択は未解決の問題を決定することになる．しかし密閉サイクルでは作動流体の平均比重の最大値は低い圧力比の時に得られる．そうして熱交換器の寸法は高い比重の時に急激に小さくでき，低圧縮比，高再生率が有利なことが判る．また再生サイクルでは最高の熱効率は 3.0 程度の低い圧縮比で得られる．これらの理由から本論文では再生サイクルを強調することにする．前に述べたように Fig. 1 は考察しているサイクル系統図で，熱源，排熱除去器，中間冷却器 1 個，排熱再生器，圧縮機，タービンを有している．さらに再熱を加えることも出来る．Fig. 1 のサイクルに対し熱効率は前に述べたように式 (1.1) に示される．この式を用いて，各要素の効率を一定とし可能な温度範囲内にて，比熱比の大きな値を仮定すると，結果は

1. 最高効率が低下した．
2. 最高効率の点が低圧縮比へ移動した．
3. 圧縮比に対する効率の変化の割合が増した．

それ故，ヘリウムその他の単原子ガスは，空気，窒素その他の 2 原子ガスより不利で，さらに炭酸ガス等の多原子ガスより不利である．この傾向は Fig. 2 に示す．この傾向は低温において増加する．一例としてサイクルの最高温度 900°F において，各要素の効率を図中にある如く取ると，炭酸ガスとヘリウムでは 22% の内 2% 減少している．1500°F では 41% の内 1% しか減少していない．もちろん投下資本が与えられた場合にはヘリウムはその有利な熱伝達および圧力降下の特性から空気よりも高い全効率が得られる．

熱効率は温度とともに大きく増加し，容積流量は減少する．これらの理由から温度は少くとも 1200°F 以上必要である．排熱再生器の効率，熱交換器およびダクトの圧力降下もまたサイクルの効率に非常に敏感であるから重要な要素である．これらの効果は Fig. 3 から Fig. 8 までに 2 原子ガスおよび単原子ガスに対して示す．計算

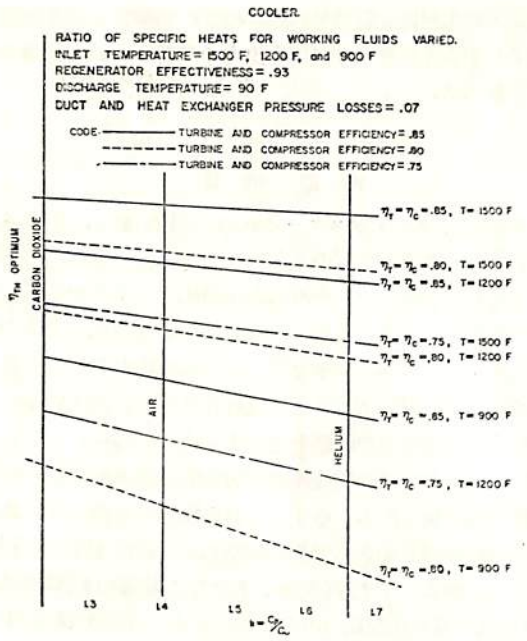


Fig. 2　各種比熱比に対する最高効率

は「基本サイクル」について行つた．このサイクルの各要素の効率および関係ある数値を第1表に示す．

Fig. 3, 4, 5 より次のことがわかる．1200°F で空気を使用する「基本サイクル」の場合，排熱再生率が 0.93 から 0.75 に減つたとき最大熱効率は 7% 減少する（すなわち 0.345 から 0.275 に減る），さらに再生率が 0.5 に減るとなお 4% 減少する．この場合最大熱効率を得る圧縮比は 2.7 から 5.5 に移動する．1500°F の場合も熱効率の減少は同様で，排熱再生率が 0.93 から 0.75 になると 4% から 7.5% 減少し 0.50 になるさらに 6% 減少する．最大熱効率を得る圧縮比は 3.3 (0.93) から 8.0 (0.5) まで移動する．

第 1 表「基本サイクル」のパラメーター

タービン・圧縮機の有効平均断熱効率	0.85
排熱再生器効率	0.93
タービン膨脹比と圧縮機圧縮比の率	0.93
圧　縮　比	3.0
最低ガス温度	90° F

サイクルは排熱再生器，前置冷却器，中間冷却器 1 個を含む

Fig. 3, 6, 7 から圧力損失の影響が判る．この損失はタービン膨脹比と圧縮機圧縮比との比率として得られる．「基本サイクル」に対しては Fig. 3 の如くこの比率は 0.93 である．もしこれが 0.88 に減ると，空気を使用し 1500°F の場合熱効率が 2.5% 減少する．1200°F のときは 3% である．さらに 0.80 まで減つたときは 1500°F ではさらに 4%，1200°F では 5% 減少する．またこの効果は低い温度のサイクルの場合はこれに比例して大

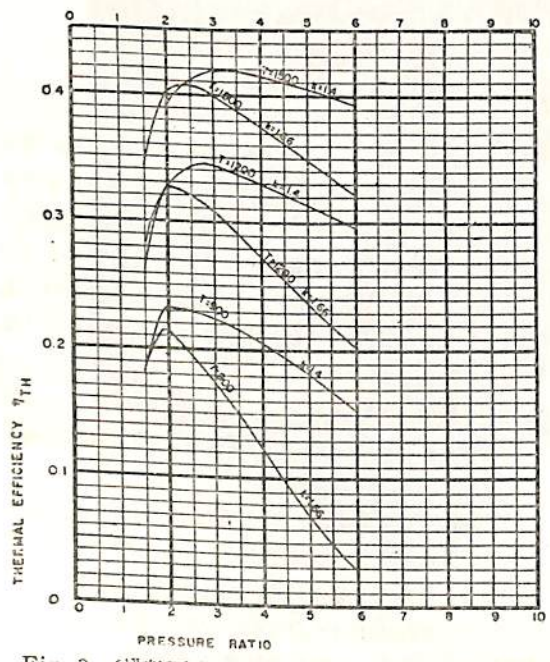


Fig. 3　(排熱再生器効率＝0.93　摩擦損失＝0.07) 基本ガスタービンサイクルの熱効率

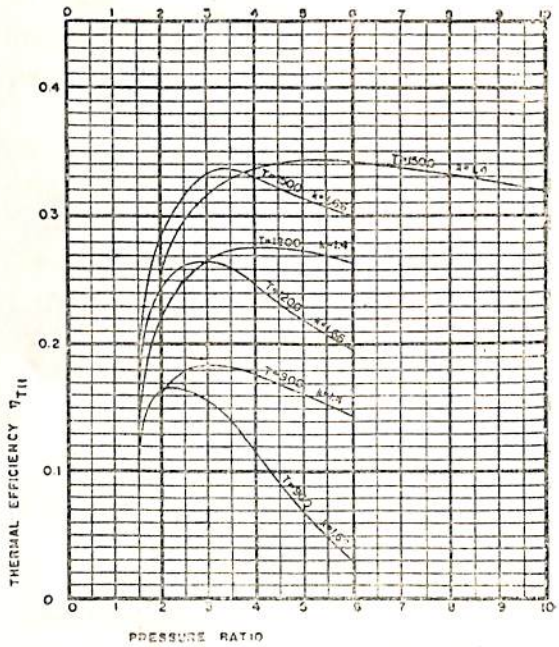


Fig. 4　(排熱再生器効率＝0.75) 基本ガスタービンサイクルの熱効率

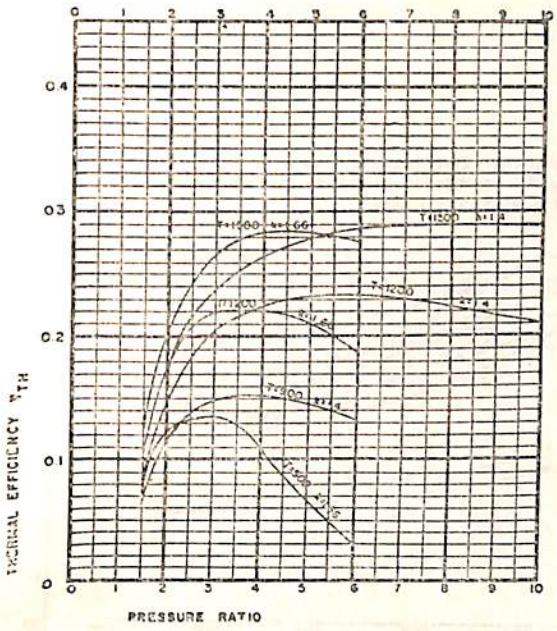


Fig. 5 (排熱再生器効率＝0.50) 基本ガスタービンサイクルの熱効率

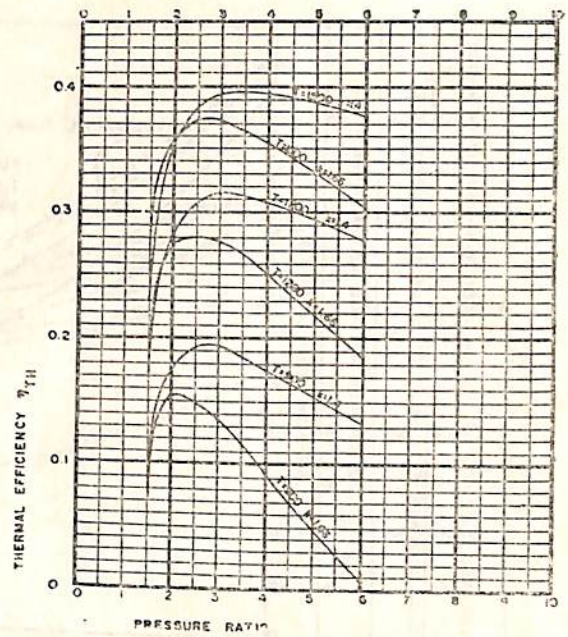


Fig. 6 (摩擦損失＝0.12) 基本ガスタービンサイクルの熱効率

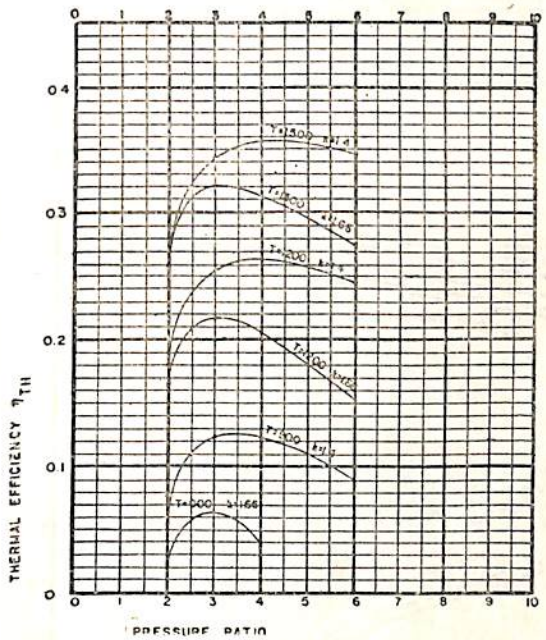


Fig. 7 (摩擦損失＝0.20) 基本ガスタービンサイクルの熱効率

きい．最大熱効率の圧縮比は増加するが再生率の影響ほど大きくはない．

この2つの効果は，ヘリウムの場合も同様であるが，ヘリウムの場合圧力損失の増加による熱効率の減少は空気の場合より大きいことに注意すべきである．

Fig. 8 には温度に対する馬力当りの重量流量，体積流量，および許容マッハ数に対する流路面積の関係を空気とヘリウムに対して示す．900°F と 1500°F の場合を比較すると空気もヘリウムも重量流量は 2.7:1，体積流量は（最高温度で計算して）1.9:1，流路面積は（最高温度でマッハ数を与えて）2.2:1 となる．この最後の項目は各部の寸法に密接な関係のあることと思われる，

またヘリウムは空気に比較して 1200°F において，重量流量が1:1.16と優り，体積流量は1.2:1と悪く，その高い音速により流路面積は1:2.4と有利である．これは多分相当正確な寸法の比較となるであろう．

前述の事項では出力および圧力レベルの影響は含まれていない．実際には，ターボマシンで得られる効率は少くともレイノルズ数，流路寸法（漏洩損失等）およびマッハ数に関係する．これらは機械設計の項目（熱応力その他）と最少流路との妥協の限界とともに出力および圧力レベルに関係する．一般的の考察では与えられた設計条件で正確に効率を予想することは困難である．しかし使用圧力と出力レベルに対する効率の傾向を指示することが出来た．さらに与えられた出力に対する圧力レベルの撰択の程度を示した．

この型式に対する研究はミシガン大学で行われた．プラントは空気またはヘリウムを使用し，それぞれ出力は 600 HP から 60,000 HP まで圧力レベルは 45 psia 圧縮比 3:1 の開放サイクルに相当するものから 1000 psia ま

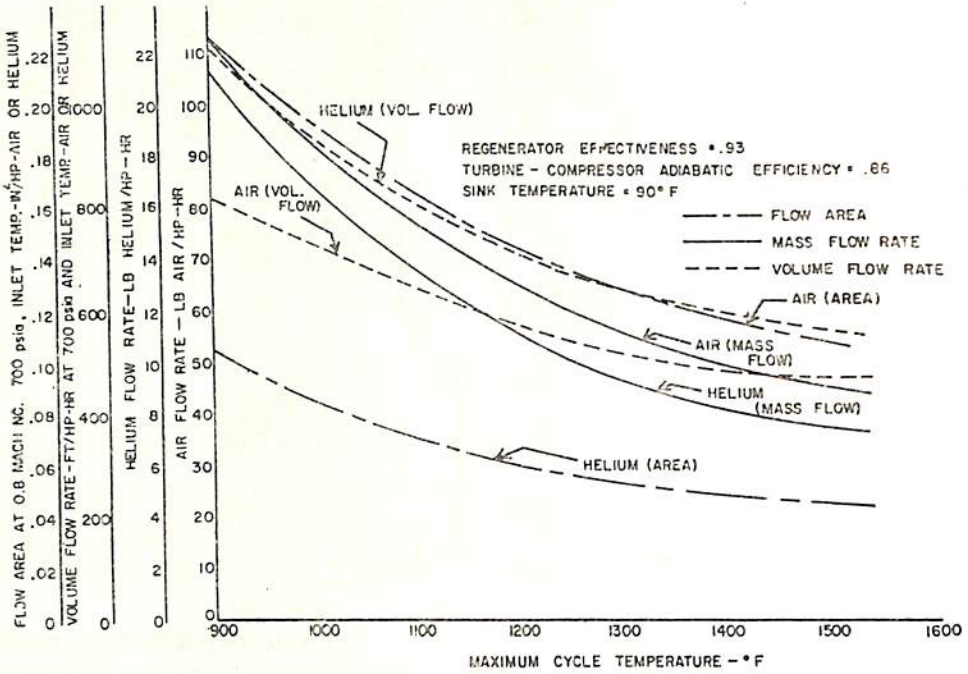


Fig. 8　サイクル温度一流量，流路面積　特性曲線（空気，およびヘリウム）

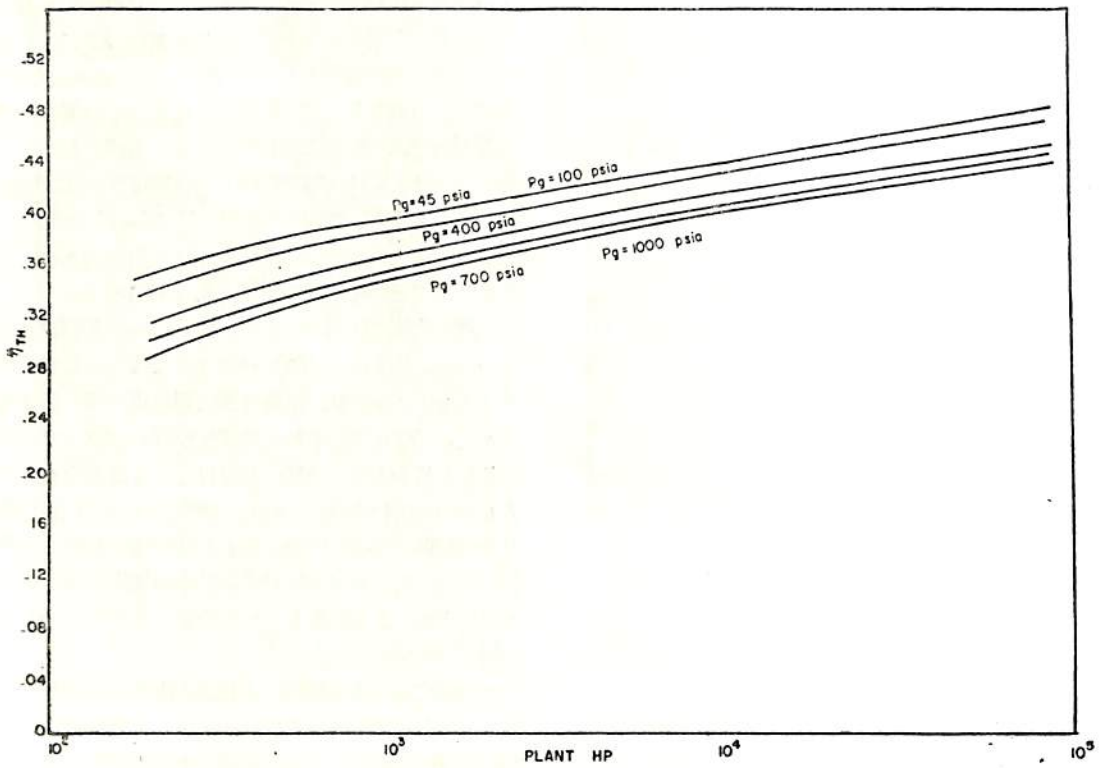


Fig. 9　効率一出力曲線　　作動流体；空気　$T_1 = 1500°F$

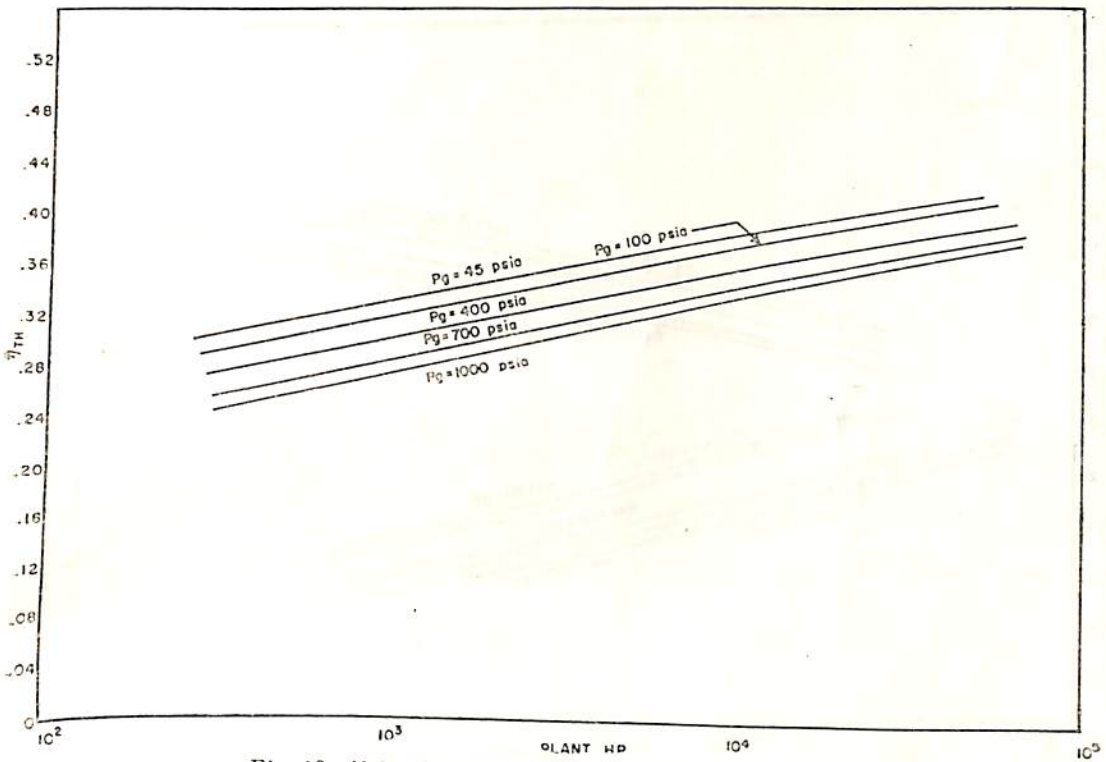


Fig. 10 効率—出力曲線　作動流体；空気　$T_1 = 1200°F$

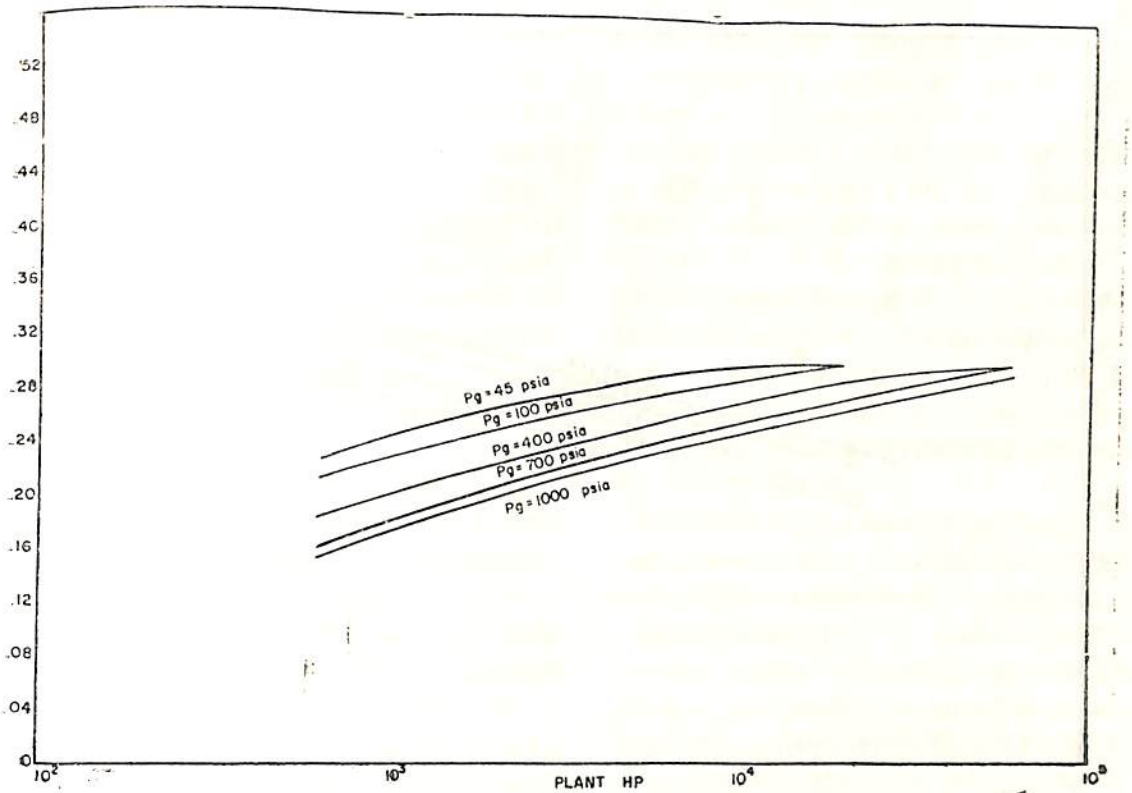


Fig. 11 効率—出力曲線　作動流体；空気　$T_1 = 900°F$

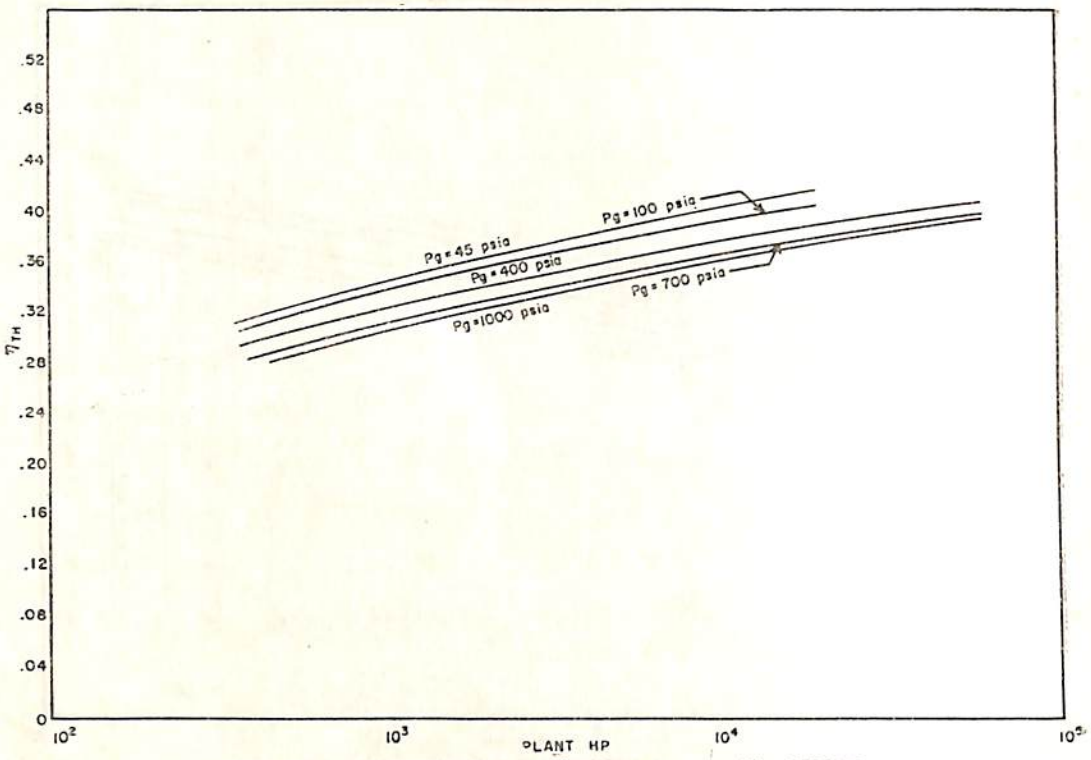


Fig. 12　効率—出力曲線　　作動流体；ヘリウム　$T_1 = 1500°F$

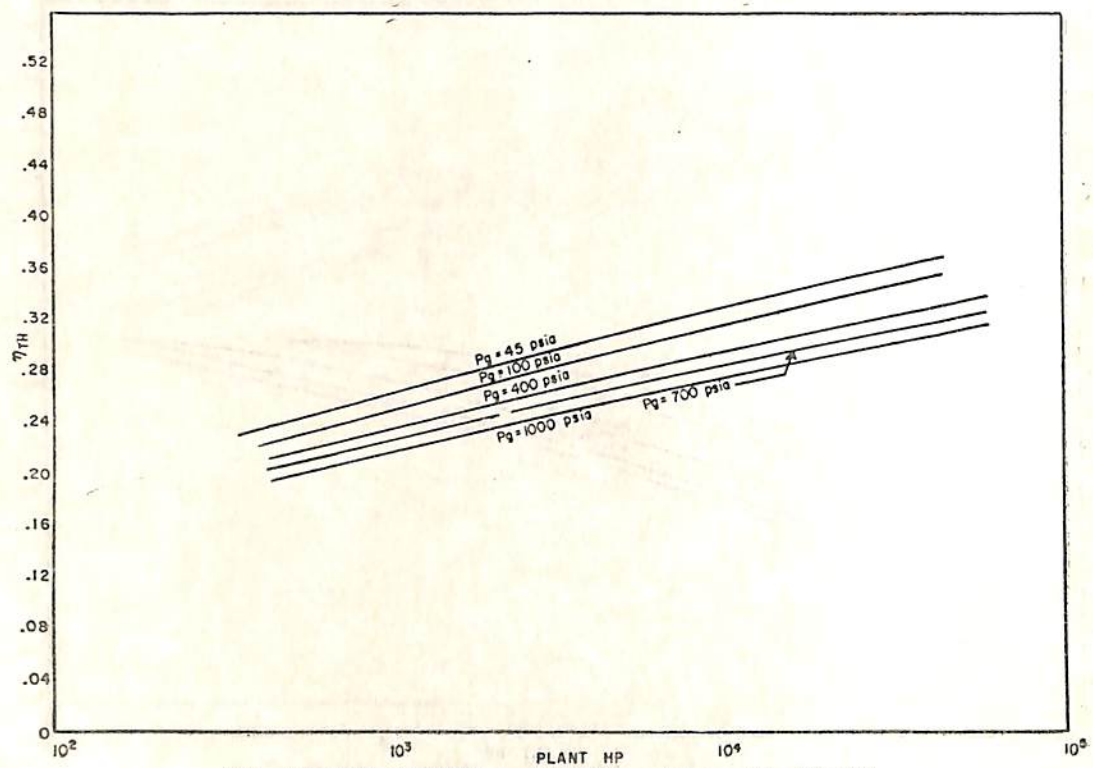


Fig. 13　効率—出力曲線　　作動流体；ヘリウム　$T_1 = 1200°F$

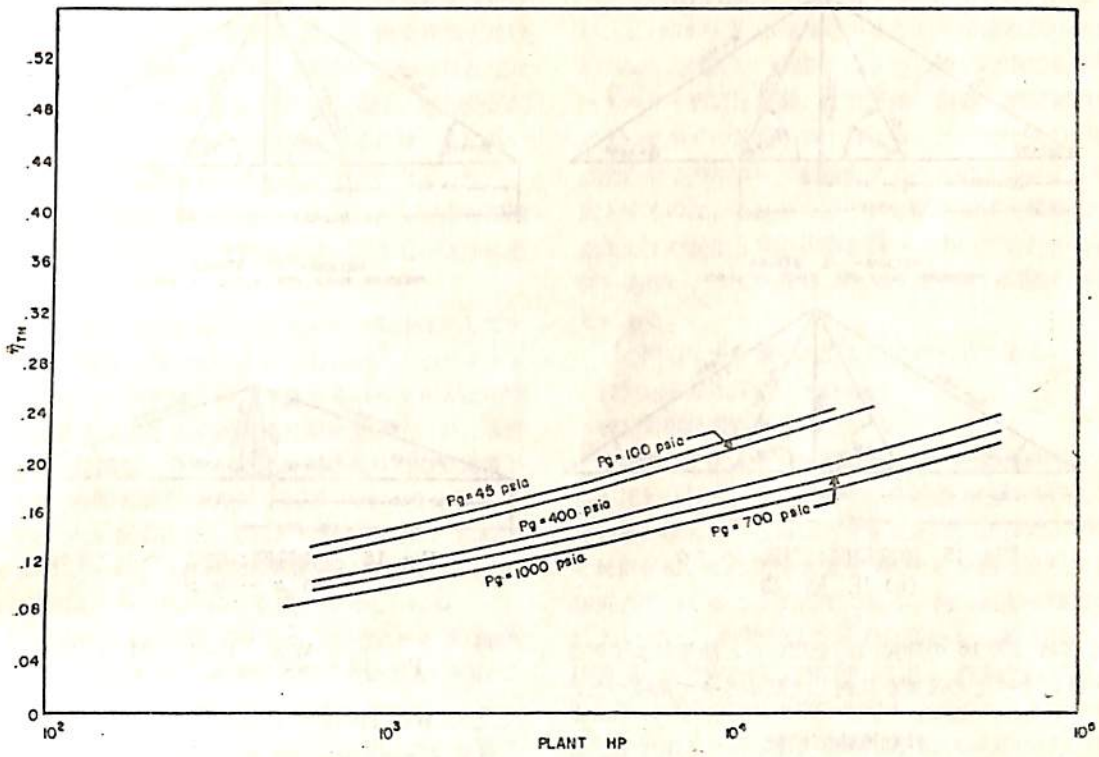


Fig. 14 効率—出力曲線　　作動流体；ヘリウム　$T_1=900°F$

で，入口温度の与えられた範囲内で計算した．結果の効率対出力の曲線を Fig. 9～Fig. 14 までに示す．これによれば出力一定で圧力が増加すると明らかに効率の低下がかなり認められる．これは圧力が増加すると，密度が増加し，レイノルズ数が増加するためであろう（流速，流量一定では，密度は圧力に比例し，流力直径は圧力の平方根に逆比例するため，レイノルズ数は圧力の平方根に比例する）．文献4に上げられた全項目の示す如く効率に対する機械寸法の減少の影響は大きい．さらに出力の減少に対してもかなり効率が減少する．

例を上げると 1200°F, 20000 HP の空気サイクルで最高圧力を 45 psia から 1000 psia にすると熱効率は0.395から 0.35 に減少する．また 1200°F, 45 psia の空気サイクルで出力が 20000 HP から 1000 HP に減ると効率は0.395から 0.335 に減る．1000 psia における同様の減少は 0.35 から 0.275 である．同様の結果が他の温度でも，またヘリウムの場合でも起る．使用条件と各部の効率を与えてプラントを設計することが出来るが，上述の結果はこれから出くわす傾向を明らかに示している．

サイクル計算は「基本サイクル」（第1表）の条件に基づき，タービン，圧縮機の効率は使用状態に応じて変化させ，3% の輻射による熱損失を含めた．

大型の装置に対する上述の結果は Fig. 15, 16 に示す圧縮機およびタービンの速度線図に基づいた．それ故すべての装置に対するマッハ数の影響は一様であるとした．翼損失の変化は文献3より取つた．圧縮機の効率は文献4より各種の寸法の普通の大気条件の空気機械の場合から用いた．レイノルズ数の変化による翼損失の補正は実用の空気機械の効率に基づいた．大型の装置では，傾向を示すためにタービンと圧縮機の効率は等しいと考えて，タービン効率も同様の変化をするとした．各部の効率が9割になつた場合はレイノルズ数にはかまわずに見積つた．特に大型の機械では実際的な考慮から外れてしまうからである．

小型の機関に対しては2000CFM以下では遠心圧縮機またはリスホルム式のような容積型圧縮機を考えた，効率は文献4から外挿法で求めた．この型式の機械では広い範囲に効率が変化するので，大体の傾向を説明するだけである．小型のタービンの効率は文献3の翼の係数を用いて．代表的な機械について実際に計算した．計算は適当な漏洩，流体摩擦，軸受の損失を考えた．直径5吋，翼の高さ$\frac{5}{8}$吋を大体最少の寸法と見做した．もしこの翼

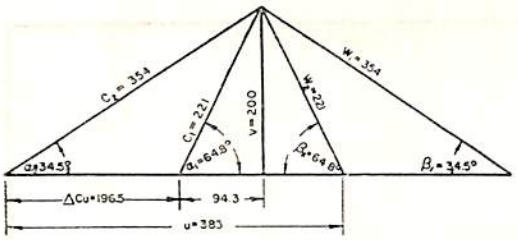


Fig. 15 速度線図；空気 ヘリウム
(a) 圧 縮 器

Fig. 16 速度線図；空気 ヘリウム
(b) タ ー ビ ン

車に Fig. 15, 16 の速度線図を用いると流量が多すぎるときは，すべての速度を比例して減少させて見積つた．

作動流体の撰択

前に行つた議論並びに Fig. 2～14 で明らかなように密閉ガスタービンの作動流体として熱力学的にいつてどのガスが適当であり不適当であるかを思考の上から判断を下す決定的な理由は実際の所存在しない．しかし，この判断の基礎として取上げても良いいくつかの事柄はある．

利用性，価格，技術の点からみると，空気の利点は頗る大きいが，高温下で示すその酸化性は大きな欠点になる．単に熱力学的にみれば比熱比の小さい，軽量のガスが熱交換器の価格を最小にするという点で非常に好ましい．予備計算で示したように，この点からいえば水素が最も良く次いでヘリウムが，また炭酸ガスも空気あるいは窒素に比べればはるかにすぐれている．参考文献 (5) に単位熱量を伝達するに要するポンプ動力の立場から種々のガスを比較検討してあるが，これによると大体は上記の結果と一致している．

しかし水素は高温において爆発性と脆化による材料上の問題があり，窒素と空気には窒化の問題がある．

分子量の小さい，比熱比の小さいガスは熱伝達からいえば優れているのであるが機械強度から一段あたりの入力が制限されると考えると次式によりタービン系の一段あたりの圧力比が極めて低いという結果になる．

$$P_R = \left[1 + \frac{W_{ST}}{T_1} \frac{k-1}{k} \frac{M.W.}{1545}\right]^{K/K-1}$$

ここで W_{ST} は一定である．

しかし普通の軸流圧縮器において設計制限は応力によるよりも，むしろ効率の点からマッハ数の方である．故に異種の流体について同一のマッハ数を取るとすれば，ヘリウムのような分子量の小さい比熱比の小さいガス体は許容速度が高くなり遠心応力が制限要素となつてくる．このようにして，ある要求された圧力比を得るのにヘリウムは空気に比べて僅かばかりその段数が大きくなる．また Fig. 3, 4, 5, 6, 7 に示されているように比熱比の大きいガスに対しては要求される圧力比は小さくて良い．このような理由から空気並びにヘリウムプラントにおいて必要とされるタービン系の段数は近似的に等しくなるように思われる．勿論ある圧力の下ではヘリウムプラントの機器の直径は相当に小さくなつている (Fig. 8 を参照)

この段数の均等性は他のガスについても同様にいえることである．

ガスの撰択には熱力学的な立場からのみではなく，機器の価格，効率等の経済的な分析も含まれて来る．また，腐蝕，利用性，有毒性，使用法，それに誘導放射能の問題なども考えなければならない．例えば水素，ヘリウム，窒素，炭酸ガス，空気を例にとつてみるとこの中で水素とヘリウムだけが核的に安定である．すなわち窒素，炭酸ガス，空気は燃料体から直接に熱除去を行うよ

うに用いられると，中性子と反応して誘導放射能を帯びる．もしこれを避けようとするならば，熱交換器を設け一次系とプラント側の二次系と分離を行なわなければならない．このようにすると当然熱交換器で熱損失が起り，直接式と同一の作動流体温度を得るには，更に高い温度で原子炉を運転せねばならないことになる．所が，燃料体の最高温度は材料によつて押えられているので原子動力ガスタービンとしては直接式が望ましいように思える．

以上のように高圧高温のヘリウムは作動流体として大いに有望な特性を持つているのであるが，このヘリウムにも問題がない訳ではない．質量数4のヘリウムは中性子の捕獲断面積が小さく誘導放射能を帯びないが，通常のヘリウムは重量で 1.3×10^{-6} の質量数3の同位元素があつてその捕獲断面積は大きく5000バーンである．しかもその n-p 反応によつて三重水素を発生し，短時間で β 崩壊をする．これは別に遮蔽には影響ないが，生物体の立場からみて吸入による被害は考えられる．

また，商用ヘリウムは 700 ppm の炭酸ガス 80 ppm のアルゴン 2800 ppm の窒素を含有しているといわれている．故に，実際にこれを直接冷却式ガスタービンに用いるには浄化が必要である．誘導放射能の外にも原子炉の核設計に冷却ガスが影響をおよぼす可能性はある．例えば窒素の中性子吸収断面積は1.8バーン位であるが，最高圧力の下でも単位体積内の分子数はごく少いのでその効果は殆んど現れず，高々真空としての性格しか持つていない．

原子動力ガスタービン・パワープラント

出力 1,000 K. W. から 60,000 K. W. のガスタービン・プラントが蒸気プラントと経済的に対抗するためにはサイクルの最高温度が少くとも 1200°F でなければならない．この 1200°F の高温を得ることが可能な原子炉には2つの型式がある．勿論この2つの型式の中でも中性子エネルギー燃料反射壁，作動流体，制御，減速材の型式によつて多くの種類が考えられる．ここではその中の代表的な原子炉について議論をすることにする．ここで意図とするのは，これらの原子炉を撰び上げて組織だつた系としての変化と最適状態を調べ，次いでこれからの研究と進歩によつて解決しなければならない問題を考察するにある．

この問題にする原子炉型とは次のものである．

(1) 高温非均質型ガス冷却炉

(2) 熔融金属燃料均質型

上記の原子炉はその構造材によつて作動流体の最高温度が押えられており，全容積，全重量も設計条件になつている．構造材に適当な考慮を払えば，現在の入手可能な材料を用いて作動流体温度 1300°F を持つ非均質炉を経済的につくることが可能である．特に熔融金属燃料型においては，作動流体の圧力を高める必要がないので 1500°F まで高め得る可能性がある．作動流体が炉心部を通過して核分裂による発生熱を除去するような非均質型原子炉がとり得る最大圧力は第一に炉心部を包む圧力容器の設計が可能かどうか，第二にその構造材をクリープと引張り強度の限界内の温度におさめる手段があるかどうかという二つによつて決められる．一般的にいつて 8,000 K. W. 程度の移動用プラントに対しては熱伝達面積の要求から 1000 psi 程度の圧力が望ましい．もし出力が小さければ，それだけ作動流体の圧力が減少し機関部の重量と容積も軽減できる．　(続)

(908頁よりつづく)

荷が横すべりして沈没している．また旅客船では多くの旅客に重傷を与えたことがある．

§7. 結　　言

米国第三艦隊が戦争中台風のために大損害を蒙つた事件については，技術上の立場からの報告はまだ公表されていないようである．著者は本事件についての雑誌記事，ニミッツ文書を引用して，それらの資料をもとに，三駆逐艦転覆の原因を推定してみた．その結果，艦の復原性能が本質的に不足しているというよりは，復原性能を十分に発揮し得なかつた運用，操艦の面に原因があるのではないかとの結論になつたのであるが，何分資料不充分のため，この点更に読者諸賢より御教示をいただければ幸甚である．

また操船の問題にふれた機会に，台風中での航法について，特異な意見を紹介し，またそれに関聯する二三の賛否の意見をもあげておいた．

復原性能の問題は，船の設計者としても万全を期すべき問題ではあるが，同時に運用の妙と相まつて，充分の性能が発揮されるものであるから，この小文がまた，船の運営の任にあたられる方にとつても何等かの参考になれば幸であり，また航法の問題についても，経験上よりの御意見を知らせていただけることを願つて筆をおく．

水槽試験資料 80

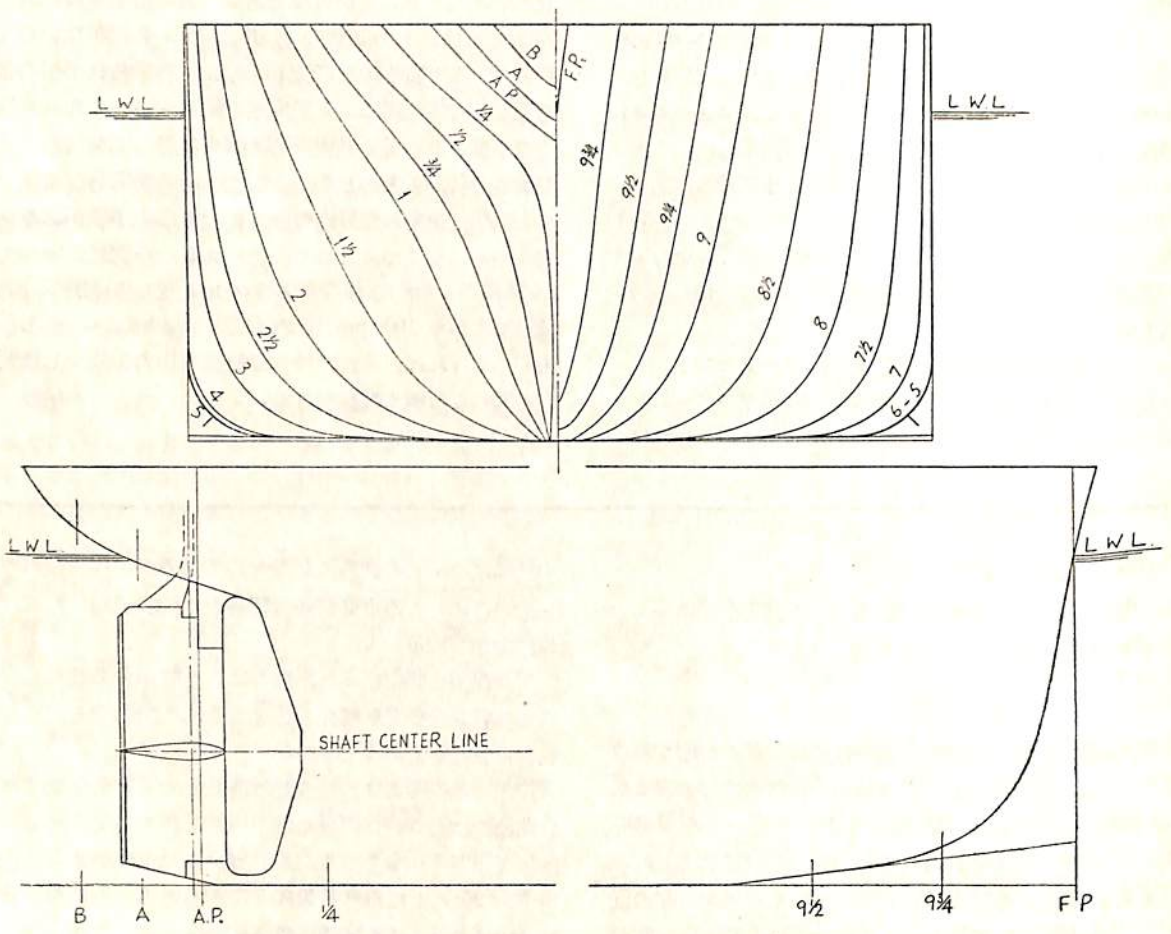
船舶編集室

(M. S. 136×M. P. 115, M. S. 137×M. P. 116)

── 中型貨物船の模型試験 ──

M.S. 136 は垂線間長さ 93 米の，M. S. 137 は同じく 90 米の中型貨物船に対応するそれぞれ 6.0 米および 5.2 米模型船である．両船の主要寸法等は，試験に使用した模型推進器の要目とともに，実船の場合に換算して第1表に示し，その正面線図および船首尾形状は第1図および第2図に示す．M.S. 136 は流線型舵を装備し，M.S. 137 は反動舵を装備している．また前者は定格 1,400 SHP×89 RPM の排気タービン附きレシプロ機関の，後者は定格 1,500 IHP×90 RPM のレシプロ機関の搭載がそれぞれ予定されたものである．

試験は，M.S. 136 については満載，半載貨，空載貨および軽荷の4状態で，M. S. 137 については満載および試運転の2状態で実施された．その結果は第3図および第4図に示す．



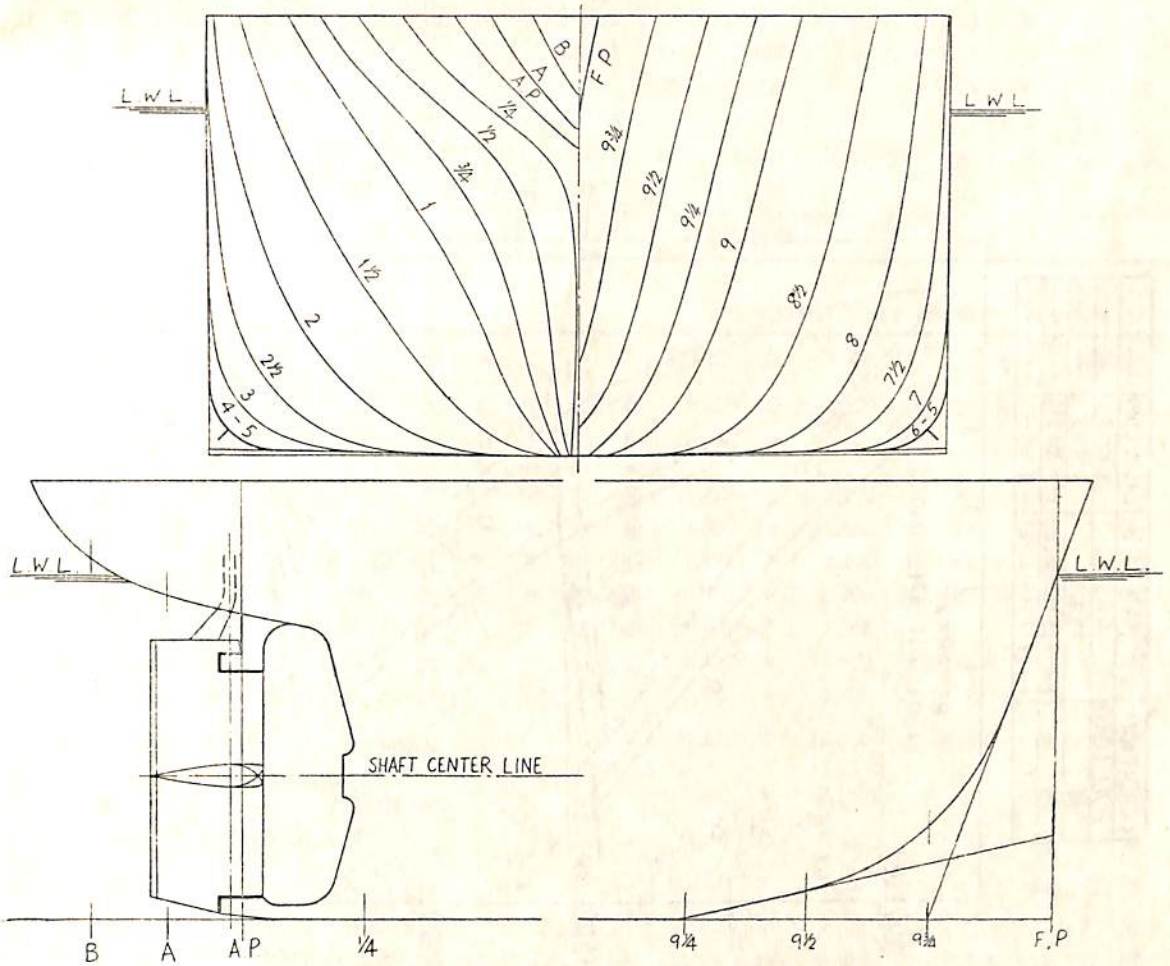
第1図 M.S. 136 正面線図および船首尾形状図

第 1 表　　要　　目　　表

M. S. No.		136	137
長 (L.B.P.)		93.000米	90.000米
幅 (B，外板を含む)		13.736米	13.536米
満載状態	吃水 (d)	6.118米	6.258米
	吃水線の長さ (L.W.L.)	94.430米	92.200米
	排水量 (⊿)	5615瓲	5636瓲
	Cb	.701	.721
	Cp	.714	.732
	C⊠	.982	.985
	lcb (L.B.P. の%にて，⊠より)	−.51	−.48
平均外板の厚さ		18粍	18粍
λ_s *		.14244	.14253
λ'_s *		.1500	.1508

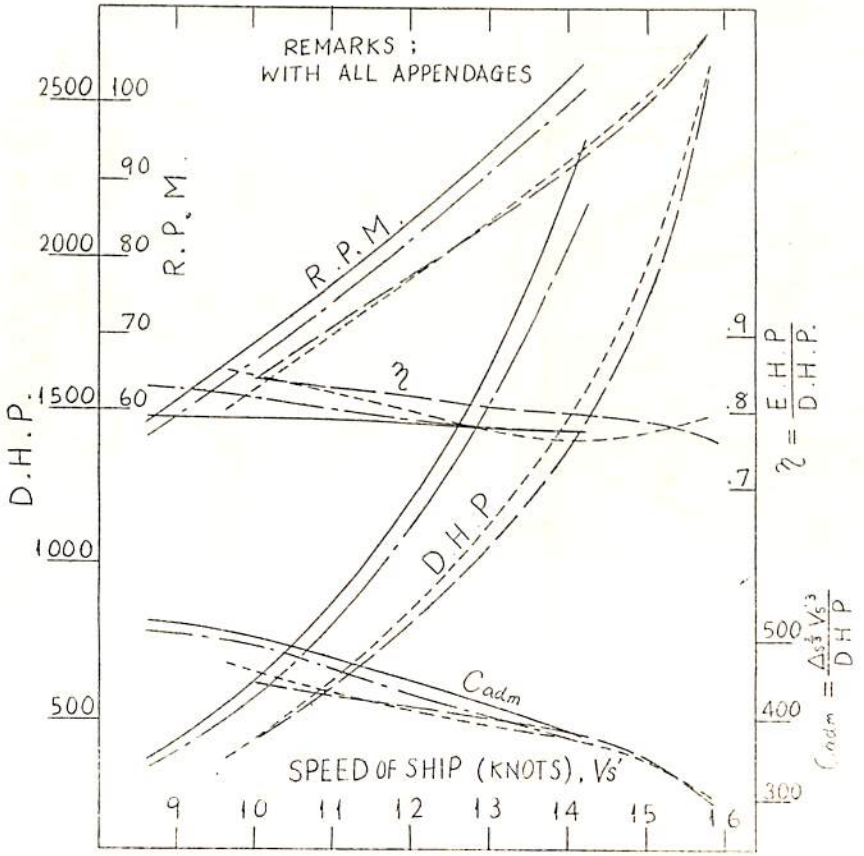
* 印 L.W.L. に基く

M. P. No.	115	116
直径	4.360米	4.400米
ボス比	.194	.200
ピッチ (0.7 Rにて)	(過増)1.035	(過減).789
ピッチ比(〃)	(〃) 4.515米	(〃) 3.470米
展開面積比	.378	.382
翼厚比	.0423	.0391
傾斜角	7°～52′	10°～3′
翼数	4	4
回転方向	右廻り	右廻り
翼断面形状	エーロフォイル	エーロフォイル



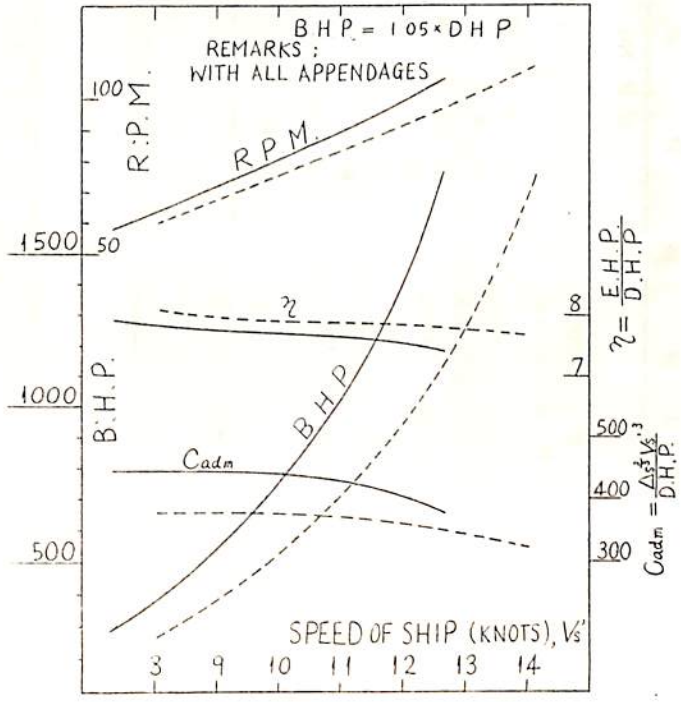
第2図　M.S. 137　正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT (M) A.P.	M.S.	F.P.	DISPLT (M³)	MARK
FULL LOAD		6.118		5,478	———
¾ 〃		5.228		4,595	—·—·—
⅕ 〃	4.498	3.401	2.303	2,842	– – – –
LIGHT 〃	4.129	3.199	2.269	2,654	— — —



第3図 M.S. 136×M.P. 115 D.H.P. 等曲線図

CONDITION	DRAFT (M) A.P.	M.S.	F.P.	DISPLT (M³)	MARK
FULL LOAD		6.258		5,499	———
TRIAL	4.029	3.129	2.229	2,537	– – – –



第4図 M.S. 137×M.P. 116 B.H.P. 等曲線図

鋼船建造状況月報 (32年7月)

船舶局造船課

(イ) 起工船 (昭和32年7月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船主	総噸数	主機関		用途	起工年月日
新三菱, 神戸	896	大阪商船	8,990	D	9,300	貨物船	32. 7. 30
波止浜造船	56	日産船舶	2,150	〃	1,800	〃	32. 7. 18
呉造船	32	日東商船	3,200	〃	3,000	〃	32. 7. 9
呉造船	33	照国海運	12,000	T	8,200	〃	32. 7. 27
三菱, 長崎	1498	大同海運	9,200	D	8,500	〃	32. 7. 13
名古屋造船	138	東邦海運	8,750	〃	5,600	〃	32. 7. 12
新潟鉄工	260	新潟商船倉庫	2,300	〃	2,200	〃	32. 7. 11
瀬戸田造船	74	中村汽船	3,400	〃	2,400	〃	32. 7. 15
佐野安船渠	165	日鉄汽船	1,595	〃	1,400	〃	32. 7. 18
大洋造船	98	(株) 林兼	1,590	〃	〃	〃	32. 7. 15
三菱, 広島	141	リベリヤ	10,200	T	7,150	輸出船 (貨)	32. 7. 20
佐野安船渠	135	〃	10,500	〃	6,600	〃 (〃)	32. 7. 15
日立, 因島	3799	パナマ	28,200	〃	19,500	〃 (油)	32. 7. 16
飯野重工	36	リベリヤ	20,500	〃	15,000	〃 (〃)	32. 7. 24
川崎重工	961	〃	24,700	〃	16,500	〃 (〃)	32. 7. 8
鋼管, 鶴見	731	〃	12,500	D	7,500	〃 (〃)	32. 7. 31
〃 清水	134	〃	13,000	T	10,000	〃 (〃)	32. 7. 18
新三菱, 神戸	888	パナマ	20,150	〃	15,000	〃 (〃)	32. 7. 27
三津浜造船	12	新田汽船	1,200	D	1,350	貨物船	32. 6. 2
他 36 隻	(1,000 噸未満)		11,878 総噸				
起工船合計	55 隻		206,003 総噸				

(ロ) 進水船 (昭和32年7月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総噸数	主機		用途	進水年月日
三菱, 長崎	1497	高法丸	大同海運	9,200	D	8,500	貨物船	32. 7. 13
名古屋造船	137	山興丸	山下汽船 興運汽船	8,750	〃	5,600	〃	32. 7. 8
新潟鉄工	258	北栄丸	三栄汽船	2,275	〃	2,200	〃	32. 7. 9
浪速船渠	25	真照丸	小谷汽船	1,600	〃	1,400	〃	32. 7. 15
臼杵鉄工	1002	香春山丸	鶴丸汽船	1,500	〃	1,400	〃	32. 7. 12
播磨造船	512	宝永丸	日東商船	20,500	〃	13,000	油槽船	32. 7. 28
波止浜造船	54	希望丸	上野商会	1,450	〃	1,550	〃	32. 7. 15
三菱, 下関	525	榛名丸	日魯漁業	1,460	〃	1,600	漁船(冷運)	32. 7. 27
三保造船	220	第35黒潮丸	〃	1,150	〃	1,800	〃 (鯖)	32. 7. 15
石川島重工	756	ANDROS MAIDEN	パナマ	14,300	T	12,000	輸出船(貨)	32. 7. 24
三菱, 広島	131	WORLD JASMINE	リベリヤ	7,800	〃	7,150	〃 (〃)	32. 7. 15
新三菱, 神戸	880	SIGLAND	パナマ	9,350	D	5,300	〃 (〃)	32. 7. 12
佐野安船渠	133	ATLANTIC SUNBEAM	リベリヤ	10,500	T	6,600	〃 (〃)	32. 7. 15
浦賀船渠	702	SUNWALKER	〃	7,050	R	2,150	〃 (〃)	32. 7. 30
日立, 桜島	3786	ANTJOVLETTA	パナマ	12,200	D	7,500	〃 (油)	32. 7. 17

日立，因島	3782	VIORANDA	リベリヤ	28,200	T	19,500	輸出船(油)	32. 7. 15
飯野重工	35	ATLANTIC UNION	〃	20,500	〃	15,000	〃 (〃)	32. 7. 20
三菱，長崎	1476	ESSO CUBA	パナマ	23,000	〃	17,600	〃 (〃)	32. 7. 30
鋼管，鶴見	728	ANDROMEDA	リベリヤ	12,500	D	7,500	〃 (〃)	32. 7. 29
〃 清水	133	AQUABELLE	〃	13,000	T	10,000	〃 (〃)	32. 7. 17
新三菱，神戸	882	CALTEX ARNHEM	オランダ	20,600	〃	16,500	〃 (〃)	32. 7. 25
N. B. C. 呉	46	UNIVERSE CHALLENGEG	リベリヤ	52,500	〃	19,250	〃 (〃)	32. 7. 27
石川島重工	754	SIRIUS	ブラジル海運	1,600	D	1,350×2	〃 (測量)	32. 7. 30
大洋造船	95	昭華丸	正福汽船	1,599	〃	1,800	貨物船	32. 6. 29
〃	110	首里丸	琉球	1,000	〃	950	輸出船(貨)	32. 6. 30
他 38 隻	(1,000 噸未満)	8,842 総噸						
進水船合計	63 隻	292,426 総噸						

警備艦一進水

造船所	船番	艦名	注文者	排水屯	主機		型式	進水年月日
三菱，下関	515	——	防衛庁	120	D	2,000×3	丙型駆潜艇	32. 7. 20

(ハ) 竣工船 (昭和32年7月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総噸数	主機		用途	竣工年月日
鋼管，鶴見	733	宝洋丸	菅谷汽船	9,250	D	5,530	貨物船	32. 7. 18
〃 清水	127	喜久玉丸	玉井商船	9,250	〃	5,250	〃	32. 7. 15
名村造船	301	三河丸	東京郵船	4,050	〃	3,300	〃	32. 7. 24
三菱，長崎	1485	高征丸	大同海運	9,200	〃	8,500	〃	32. 7. 31
播磨造船	516	長門丸	日本郵船	8,400	〃	6,000	〃	32. 7. 23
石川島重工	759	三雲丸	日本郵船 山本汽船	5,800	〃	3,300	〃	32. 7. 19
呉造船	25	旭丸	川崎汽船 旭汽船	4,950	〃	3,700	〃	32. 7. 15
来島船渠	8	三星丸	扶桑海運	2,450	〃	2,000	〃	32. 7. 5
日杵鉄工	1001	玲山丸	丸栄汽船	1,500	〃	1,400	〃	32. 7. 19
三菱，広島	134	祥和丸	太平洋海運	13,200	〃	8,500	油槽船	32. 7. 22
浦賀船渠	703	富士川丸	川崎汽船	13,750	〃	9,100	〃	32. 7. 29
新三菱，神戸	879	EDDA	パナマ	9,350	〃	5,300	輸出船(貨)	32. 7. 31
浦賀船渠	695	PACIFIC CHALLENGER	リベリヤ	8,050	〃	9,100	〃 (〃)	32. 7. 22
三井造船	611	ALVA MAERSK	デンマーク	12,700	〃	8,250	〃 (油)	32. 7. 26
〃	612	MOSTANK	ノルウエー	12,400	〃	8,750	〃 (〃)	32. 7. 5
三菱，長崎	1472	STANVAC MARINER	パナマ	23,000	T	17,600	〃 (〃)	32. 7. 15
鋼管，鶴見	727	ANTARES	リベリヤ	12,500	D	7,500	〃 (〃)	32. 7. 12
他 32 隻	(1,000 噸未満)	7,319 総噸						
竣工船合計	49 隻	167,119 総噸						

昭和32年度国内船建造許可実績（除く輸出船）

(32—7—末)　船舶局造船課

造船所	船主	用途	船番	船級	G. T.	D. W.	速力	主機		主機メーカー	主要寸法 L×B×D (米)
新潟鉄工	*新潟商船倉庫	貨	260	NK	2,300	3,600	12.0	D	2,200	新潟	86.00×13.00×6.80
呉造船	*日東商船	〃	32	〃	3,200	5,500	12.2	〃	3,000	浦賀	105.00×15.60×7.20
波止浜造船	*日産船舶	〃	56	〃	2,150	3,200	11.5	〃	1,800	赤阪	82.00×12.80×6.70
函館	日之出汽船 東洋汽船	〃	232	〃	8,500	12,700	13.3	〃	4,800	横浜	135.00×19.00×11.75
三菱日本	日本郵船	〃	822	NK・LR	9,550	11,500	17.7	〃	12,000	〃	145.08×19.50×12.30
鋼管鶴見	日産汽船	〃	734	〃	12,000	16,900	13.95	〃	7,500	日立	153.00×21.00×13.50
〃	東洋汽船	〃	739	NK	〃	16,950	〃	〃	〃	三井	〃
浦賀	日東商船	〃	715	〃	8,600	12,600	13.5	〃	5,400	浦賀	136.00×18.90×11.85
〃	大同海運	〃	717	〃	〃	12,630	〃	〃	〃	〃	〃
名古屋	大平洋海運	油	141	NK・LR	12,500	20,000	14.7	〃	9,100	〃	161.50×21.85×12.20
日本海重工	中央汽船	貨	713	NK	7,550	11,000	13.8	〃	5,400	〃	128.00×18.20×11.40
日立桜島	山下汽船	〃	3849	〃	9,500	12,350	18.0	〃	12,500	日立	145.00×19.60×12.40
〃	〃	〃	3850	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃
日立因島	日本油槽船	油	3832	〃	13,100	20,950	14.8	〃	8,750	〃	167.00×22.00×12.30
〃	新日本汽船	貨	3847	〃	9,500	12,350	18.0	〃	12,500	〃	145.00×19.60×12.40
〃	〃	〃	3848	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃
名村	日本郵船	〃	306	〃	8,400	11,800	14.25	〃	6,500	長崎	132.20×18.60×11.80
飯野重工	飯野海運	〃	40	〃	7,900	11,100	13.5	〃	5,000	浦賀	130.00×18.30×11.40
〃	〃	〃	42	NK・LR	9,500	12,000	17.5	〃	12,000	横浜	145.00×19.50×12.30
川崎	日鉄汽船	〃	976	NK	8,100	1,1110	13.8	〃	5,200	川崎	132.44×18.20×11.70
播磨	東京船舶	〃	520	〃	7,800	10,500	14.25	〃	6,000	播磨	130.00×18.20×11.30
〃	飯野海運	油	523	NK・AB	28,200	46,736	16.25	T	17,600	石川島	213.00×30.50×15.20
三井	三井船舶	貨	628	NK・LR	9,550	11,600	17.0	D	11,250	三井	145.20×19.60×12.50
〃	〃	〃	629	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃
〃	〃	〃	630	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃
〃	栃木汽船	〃	632	〃	8,700	12,300	14.1	〃	6,300	〃	137.24×18.90×11.85
呉造船	照国海運	〃	53	NK	12,000	17,000	14.75	T	8,200	石川島	153.00×22.40×12.00
三菱広島	三菱海運	〃	137	NK・LR	9,250	11,650	16.1	D	8,500	長崎	140.00×19.40×12.20
〃	東邦海運	〃	138	NK	8,750	13,000	14.0	〃	6,000	〃	138.00×19.20×12.00
三菱長崎	大同海運	〃	1499	NK・LR	9,200	11,600	16.1	〃	8,500	〃	140.00×19.40×12.20
〃	日本郵船	〃	1506	〃	9,370	11,500	17.7	〃	12,000	〃	145.10×19.50×12.30
〃	〃	〃	1509	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃
佐世保	大洋商船	油	124	NK	20,600	33,000	16.0	T	15,000	石川島	192.324×26.822×13.716
鋼管清水	沢山汽船	貨	146	〃	9,250	13,400	13.1	D	5,250	新三菱	140.491×19.202×12.192
藤永田	明治海運	〃	62	NK・LR	8,600	12,500	14.2	〃	6,250	三井	137.45×18.90×11.735
佐野安	関西汽船	〃	160	NK	4,995	7,750	12.85	〃	3,480	〃	115.00×16.30×9.25
新三菱	大阪商船	〃	896	NK・AB	8,990	11,680	16.6	〃	9,300	新三菱	140.00×19.20×12.30
〃	〃	〃	897	〃	9,450	11,840	17.4	〃	12,000	〃	145.00×19.40×12.50
〃	〃	貨客移民	898	〃	10,600	10,150	16.4	T	9,000	〃	145.00×20.40×11.90
川崎	川崎汽船	貨	974	NK	10,000	13,300	17.6	D	11,500	川崎	150.18×20.50×12.90
〃	〃	〃	975	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃
林兼造船	日本船舶	〃	915	〃	3,400	5,250	11.75	〃	2,400	林兼	98.00×15.00×7.70

* は自己資金，他は13次船

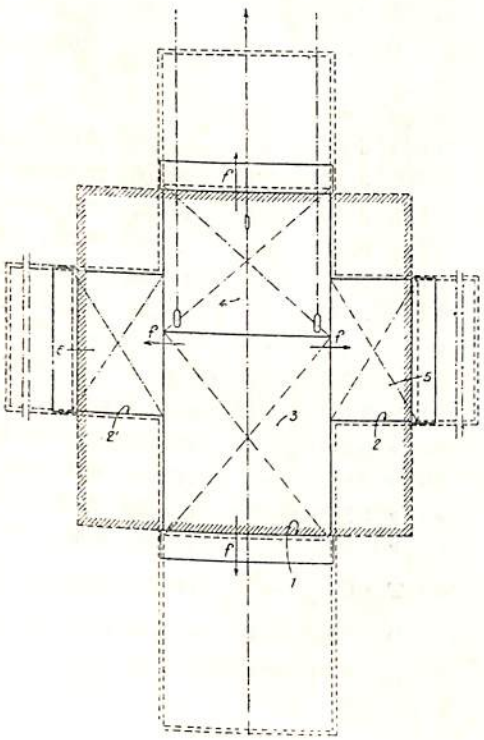
特 許 解 說

特許庁 大谷幸太郎

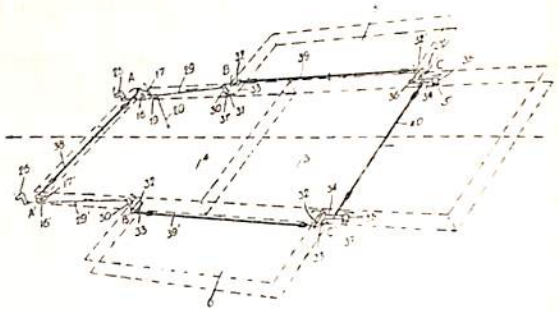
竪坑，塞，船艙等の開口部を可動仕切り板で閉鎖する装置（昭和32年特許出願公告第4234号，発明者・ヘンリ，クンメルマン　出願人・インター，ナショナル，マック，グレゴア，オーガニゼーション，アイ，エム，ジー，オー――，モロッコ）

本発明は竪坑，塞，船艙等の開口部を可動仕切り板で閉鎖する装置において仕切り板の開閉両動作を迅速に行うことができるようにしたものである．

以下本発明装置を第1図に示すような中央区分1とその各側にある2個の補助区分2，2′とからなる開口に適用した場合について説明する．開口は4枚の仕切り板によつて閉じられ，そのうち仕切り板3，4は中央区分を閉じ，5，6は側方区分2，2′を閉じるものとする．同図において仕切り板の閉鎖位置は実線で，開放位置は点線でそれぞれ示す．仕切り板が矢印fの方向に移動すれば開口は開かれる．第3図は仕切り板4を移動させる機構



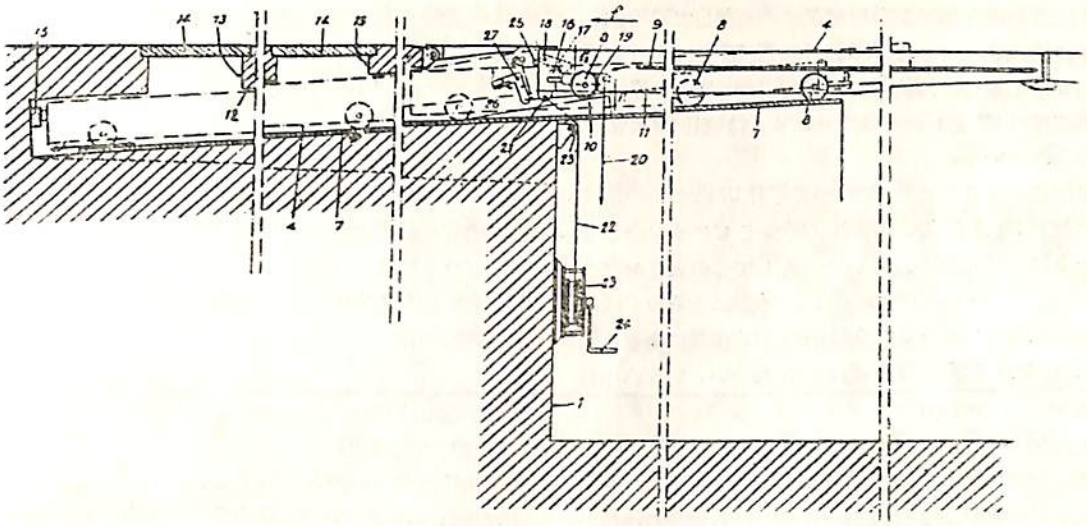
第1図



第2図

を示すもので仕切り板4は開口縁に沿い傾斜して設けられた案内走路7に沿い，23，8によつて移動することができる．そして仕切り板4の前端部分は斜道10によつて支持され，仕切り板4が釈放されると重力により斜道10に沿つて走路7を推進することができる．仕切り板4が閉鎖状態にある場合はこれを錠止めして釈放しないようにしておく．このために開口垂直縁上の適宜の位置に止め部材16を固定し，また前記止め部材16と係合する鉤部材17を仕切り板4に枢着する．また開口垂直縁に制御杆20を設けた挺19を取付け，この制御杆20により挺19の一端を押下げればその他端は上昇して鉤部材17を持上げ止め部材16との係合を解くことができるようになつている．ところで開口垂直縁の適宜の箇所にベルクランク状挺26が枢着され，一方仕切り板4の側端附近に前記挺26と係合することができる突出鍔9が設けられている．仕切り板4が釈放されて僅かに進行するとその鍔9が挺26と係合して挺26を矢印のように揺動させる．この揺動は挺26に連結された棒29を矢方向に動かす．また仕切り板4の垂直開口縁端には挺31が枢着されており，前記棒29の先端はこの挺31に連結されているので棒29の運動は挺31を揺動させる．更に仕切り板4と隣接した仕切り板5には挺32が枢着され，挺32は垂直口縁に突出した固定止め子33と係合している．前記挺31の揺動は挺32を固定止め子33より外し仕切り板5を釈放する．この挺32の揺動はこれに連結された棒39に伝達され，以下同様の機構により隣接した仕切り板3を，更にまた仕切り板6を順次釈放し全部の仕切り板は閉鎖位置に推進する．

開口を閉鎖するために1枚の仕切り板に連結したウインチ23を作動させれば仕切り板4は走路7に沿つて引上げられ，鉤部材17が固定止め子16と係合する．そして関連する仕切り板を単に上向きに移動するだけで各仕切り板はその閉鎖位置に積極的に錠止される．

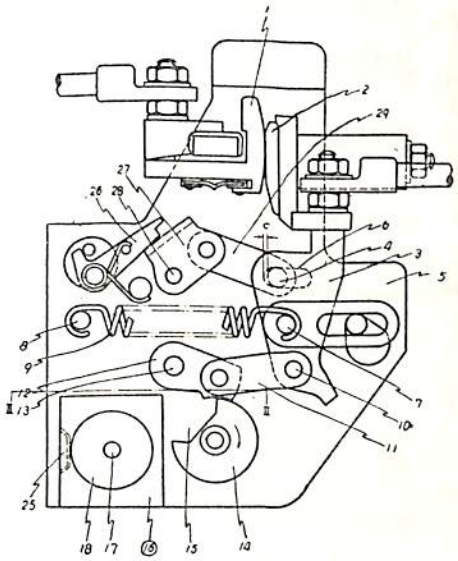


第　3　図

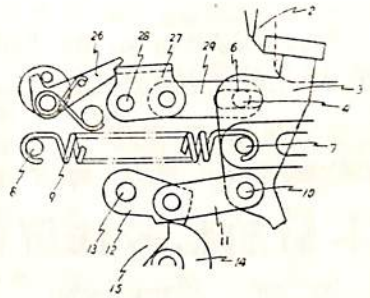
電動水中航行体の自動停止装置　（昭和32年特許出願公告第4681号，発明者・中橋謙吾，吉用熊治，出願人・三菱造船株式会社）

本発明は推進機関として蓄電池および電動機を用いた水中航行体においてその航走性能を最大限に利用するため，蓄電池の放電を過放電を起さない放電能力範囲内で所望の電動機回転数において正確に停止させる装置に関するものである．

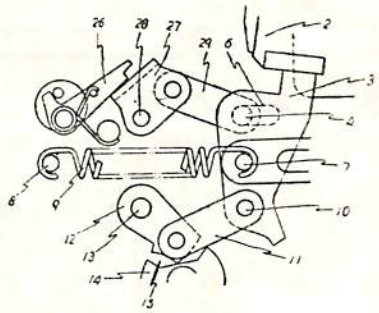
図面について説明すると1は駆動用電動機の給電回路内に設けられた固定接点，2はこれと対をなす可動接点で作動レバー3の上端に固定されている．4はこのレバー3上に固定されたピンで機台5上に穿たれた楕円孔6内に嵌合されている．そしてレバー3と機台5とに亙つてばね9が取付けられている．機台5にはまた停止操作レバー12が枢着され，このレバー12と前記レバー3とは連杆11によつて連結されている．14は切欠部15を備えた円盤カム，16はカム14の作動を司掌する積算装



第1図



第2図



第3図

置，17はその操作軸で駆動用電動機に連動して回転されるように構成されている．26は本装置発動用の鈎子，27は機台5上に枢着され鈎子26により操作される発停杆でこの発停杆27とレバー3のピン4とは連杆29によつて連結されている．

第2図に示すように鈎子26が発停杆27にかかつた状態では連杆29は右方に押され，従つてピン4を介してレバー3は右方に押されている．そしてこのときレバー12は円盤カム14の円周部に接した状態にあるのでばね9は伸張されてレバー3は全体的に右方位置にあり，接点1，2は離れ駆動用電動機は回転しない．いま水中航行体の発進に際して鈎子26を外すとレバー3はばね9の力により下方のピン10を中心にして左方に傾動し接点が離れて電動機は回転を始める．そして電動機の回転数が積算装置16に与えられた所定値に達した時に，カム14の切欠部15の右端縁が丁度レバー12の右端縁に合致するように両者を周期的に連結しておけばレバー12の右端縁が瞬間的に切欠部15内に嵌入する．そうするとレバー3は嵌合孔6の左端に位置しているピン4を中心にして時計方向に回転し電動機の給電回路は瞬間的に遮断され所期の目的を達することができる．

(912頁よりつづく)

が，航途如何なる荒天にも堪え得るものではない．すなわち船舶運航上の採算を無視し得ない現実の下に，普通航海において船体および積荷の安全を計る程度の積付である．従つてその運送の目的を達成するには下記事項を厳に注意しなければならない．

記

(イ) 安全な航路を選び，無理に航海を急がず，かつ，荒天航海を避けること．

(ロ) 気象海象に注意し，もし悪化の兆あるときは前広に適当避泊の手段を講ずること．

(ハ) 大横波，横うねりで船体を打たせぬこと．中横波といえども同一方向から長時間に亘り連続して船体を打たせぬこと．

(ニ) 甲板上に海水を打込ませぬこと．殊に甲板上片舷に海水を湛えるような状態は厳に避けること．

(ホ) 航海中は燃料，清水等を船体の傾斜を招かぬように注意して消費すること．

(ヘ) 船体傾斜には敏感な注意を払い，万一これを感知した場合は，その原因を確めて早期に復原し，絶対に傾斜のままの航海を継続せぬこと．

(ト) 漲水の変化によく注意し，増加の兆あるときはこれを直ちに排水するとともに，積荷および船体の状態を調査してその原因を確め応急対策を講ずること．

(チ) 積荷終了後24時間は殊にその落付工合に注意し，かつ，その後の推移をよく監視し，もし荷崩れまたは移動のおそれがあるときは早期に善処すること．(予め空叭等を用意し，緊急早期の措置に利用することが望ましい)．

(リ) 状況の許す限り倉内の通風を計ること．

右の通り勧告し，もつて御安航を祈る．

運輸省監修
商船大学教官　屋代勉著

日本船舶信号法解説

A5. 70頁 ¥100 (〒20)

第1章 通　則

第2章 細　則

船舶合本

第26巻 昭和28年分 (12冊) 価1,800円 (送80円)

第27巻 昭和29年分 (12冊) 価2,000円 (送80円) クロース装 上製

第28巻 昭和30年分 (12冊) 価2,000円 (送80円) クロース装 上製

第29巻 昭和31年分 (12冊) 価2,000円 (送80円) クロース装 上製

船舶　第30巻 第9号　昭和32年9月12日發行　定価150圓 (送8圓)

発行所　天然社

東京都新宿区赤城下町50
電話 東京 (34) 1908
振替 東京79562番

発行人 田岡健一
印刷人 研修舎

購読料

1冊 150円 (送8円)
半年 (前金予約) 800円
1年 (〃) 1,500円

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

天然社・海事工學図書

野原威男著　A5上製　110頁　180円（送30円）
船用プロペラ

豊田清治著　A5上製160頁 280円（送30円）
推測および天文航法

田中岩吉著A5上製折込4葉140頁定価260円（送30円）
海上運送と貨物の船積
（前篇）**海上運送概説**

田中岩吉著　A5上製 170頁 290円（送30円）
海上運送と貨物の船積
（後篇）**貨物の船積**

鞠谷宏士著　A5上製　160頁 300円（送30円）
船舶の構造及び設備属具

上坂太郎著　A5上製 160頁 280円（送30円）
沿岸航法

横田利雄著　A5上製 140頁 230円（送30円）
航海法規

鞠谷宏士著　A5上製 130頁 220円（送30円）
船の保存整備

屋代勉著　A5　70頁 100円（送20円）
日本船舶信号法解説

天然社編　A5　120頁　170円（送30円）
船舶職員國家試験模範解答（甲種機関科）

石田千代治・真壁忠吉著 上製340頁 680円（送50円）
蒸気ボイラ

波多野浩著　A5　上製350頁 700円（送50円）
航海計器 第1巻

依田啓二著　A5　上製280頁 380円（送50円）
新海上衝突予防法概要

浅井・上坂共著　A5　上製290頁 480円（送50円）
地文航法

天然社編 B5上製8ポ2段組200頁500円（送50円）
船用品便覧

造船協会鋼船工作研究委員会編
A5判アート220頁（折込11枚）450円（送50円）
船の熔接工作法

福永彦又著　A5　上製240頁 400円（送50円）
海図の見方

浅井・豊田共著　A5　上製280頁 450円（送50円）
天文航法

飯島直人著　A5　箱入250頁 450円（送50円）
船位誤差論

宇田道隆著　A5　上製300頁 500円（送50円）
海洋気象学

和達・畠山・福井監修 A5 450頁 1200円（送50円）
氣象辭典

中谷勝紀著A5　箱入230頁 500円（送50円）
舶用ヂーゼル機関の解説

上野喜一郎著　A5箱入630頁 850円（送50円）
船舶安全法規

天然社編　B5上製220頁 450円（送50円）
船舶の寫眞と要目 才2集（1953年版）

天然社編　B5上製230頁 650円（送50円）
船舶の寫眞と要目 才3集（1955年版）

天然社編　B5上製180頁 650円（送50円）
船舶の写真と要目 才4集（1956年版）

上田篤次郎著　A5上製（折込7枚）500円（送50円）
船用電気設備

造船協会電気熔接研究委員会編
A5判総アート 200頁 360円（送40円）
船の熔接設計要覧

小林恒治著　A5上製 260頁 420円（送50円）
實用航海術

小野寺道敏著　A5　上製 340頁 500円（送50円）
気象と海難

山縣昌夫著　B5　上製 350頁 850円（送50円）
船型学（推進篇）

山縣昌夫著　B5上製図表別冊700円（送50円）
船型学（抵抗篇）

上野喜一郎著　A5　上製 280頁 380円（送50円）
船の歴史 才1巻 古代中世篇

上野喜一郎著　A5　上製 300頁 420円（送50円）
船の歴史 才2巻 近代篇

米國造船造機学会編　米原令敏訳　各B5上製
船用機関工学（第1分冊）650円（送50円）
〃（第2分冊）520円（送50円）
〃（第3分冊）700円（送50円）
〃（第4分冊）800円（送50円）
〃（第5分冊）900円（送50円）

茂在寅男著　B6上製 210頁 280円（送40円）
解説「レーダー」

橋本・森共著　A5上製 200頁 300円（送40円）
船舶積荷

小野暢三著　A5上製 170頁 250円（送40円）
舶用聯動汽機

矢崎信之著　B6上製 300頁 250円（送40円）
舶用機関史話

渡辺加藤一著　A5上製 200頁 280円（送40円）
荒天航泊法

小谷・南・飯田共著　A5上製340頁450円（送50円）
機関士必携

依田啓二著　A5上製 400頁 450円（送50円）
船舶運用学

小谷信市著　A5上製 300頁 350円（送50円）
舶用補機

高木淳著　A5上製 240頁 300円（送50円）
初等船舶算法

中谷勝紀著　A5上製 320頁 350円（送50円）
舶用ヂーゼル機關

中谷勝紀著　A5上製 200頁 250円（送40円）
舶用燒玉機関

東京都新宿区赤城下町50　**天然社**　振替東京79562番

工業技術院長賞に輝く!!

JRC レーダー管

愈々量産軌道にのる

当社はレーダー並にレーダー用真空管の開発商品化には特に力を注ぎ，その製品には多大な自信を持つております。
現在，各種レーダー用真空管は整備された専門工場で厳重なる品質管理の下に量産が行われており，その高性能，信頼度につき各方面より好評を得ております。
当社の各管種は，米国製同名管と外形寸法，特性共に完全な互換性を有します。

マグネトロン

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

725A

T R 管

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

2K25

クライストロン

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

1B24

変調管

	3C45	4C35
ヒーター電圧	6.3 V	6.3 V
ヒーター電流	2.25 A	6.0 A
格子入力電圧	175 V最少	175 V最少
尖頭陽極電圧	3,000 V最大	6,000 V
尖頭陽極電流	35 A	90 A
平均陽極電流	45 mA最大	100 mA

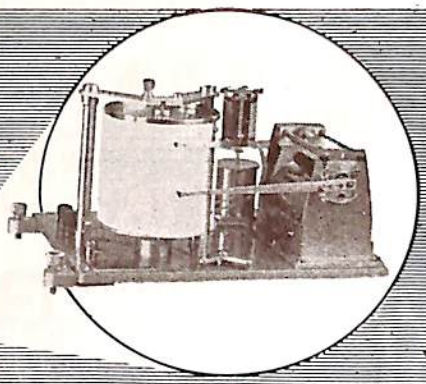
東京営業所　東京都渋谷区千駄ケ谷4の693　電話東京(34) 0111 (8)．0431(2)
大阪支社　大阪市北区堂島中1の22　電　話　(34) 0 6 5 6 ～ 9

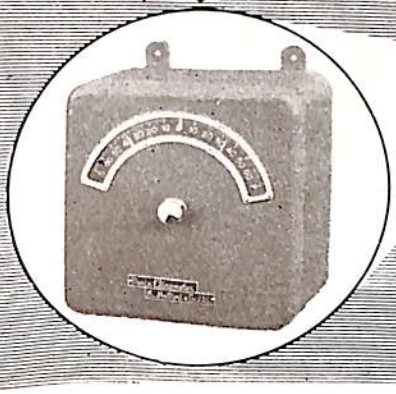
JRC

日本無線株式會社

舶用精密傾斜計

感力制振器付
一元式ローリングー成分
二元式 ローリング，ピッチング二成分





RM-1型 水銀U字管式
RM-3型 振子式，空気制振器付

舶用動揺記錄計

型録贈呈

服部時計店
機械部

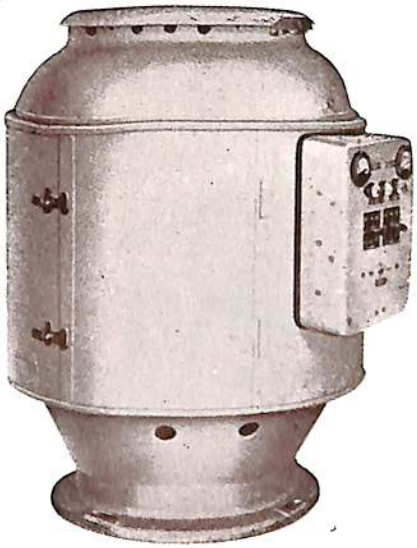
東京営業所 東京都中央区銀座四丁目 TEL (56)2111(10)
支店 大阪市東区博労町四丁目 TEL (25)1251(5)
出張所 福岡市下名島町四七 TEL (4)2966(3)

伝統と実績!!

スペリー式

★ MK 14・MOD 2
ジャイロ・コンパス
★ レート・ジャイロ・パイロット
★ MK2・マリン・レーダー
★ マリン・ロラーン
★ その他各種航海計器

サービス・ステーションの充実

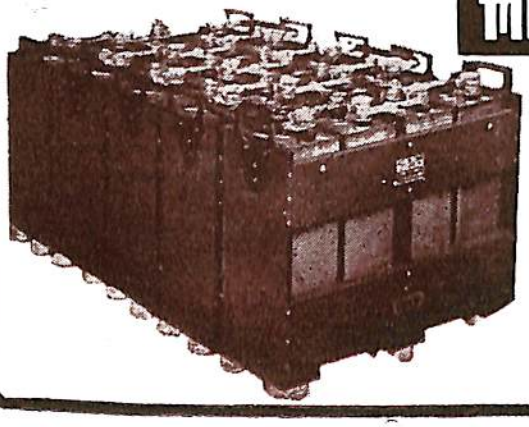


株式会社 東京計器製造所
東京都大田区東蒲田4—31 電話 (73) 2211 (代), 7181 (代)
長崎・下関・神戸・大阪・名古屋・横浜・東京・函館

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

これが……GSアルカリ式

船舶用蓄電池



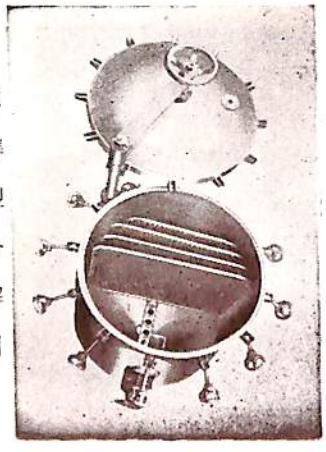
而も壽命は従來の蓄電池をはるかに超越した長大なものです。
又電気的にも乱暴な取扱いに充分に耐え，亦比重の測定記録の必要は全くなく，従つて保守容易で，船舶用として理想的の蓄電池です。

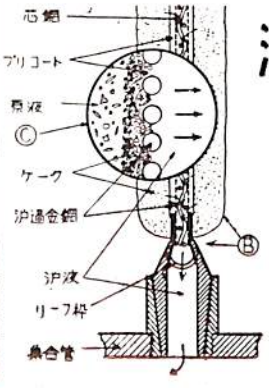
日本電池株式會社

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

特許ウルトラ・フイルター

標準型分解図





硅藻土沪膜により……
潤滑油.燃料油循環沪過に
100%効果!!

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

（カタログ進呈）

飲料水の無菌濾過

ミウラ化学装置株式会社

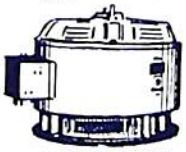
東京都目黒区下目黒3の543　電話大崎(49)0640
大阪市住吉區帝塚山東2の17　電話大阪(67)0251～2

弊社あるいは……代理店を通じて御照会下さい
代理店　三菱商事・オーエー物産・日協産業・宍戸商会

東芝の船舶用電気機器

芝

電動ウインチ

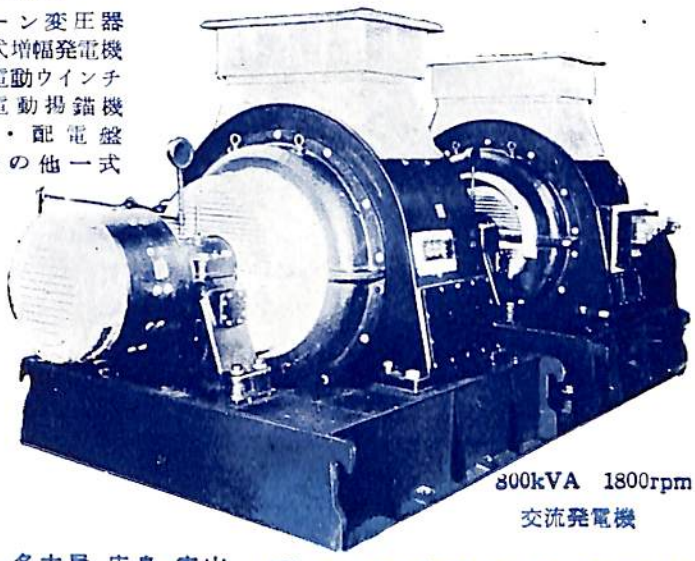


大型電動機

主配電盤

主要電氣機器

発電機・シリコーン変圧器
アンプリダイン式増幅発電機
磁気増幅機器・電動ウインチ
各種電動機・電動揚錨機
電動繋船機・配電盤
制御装置・その他一式



800kVA 1800rpm
交流発電機

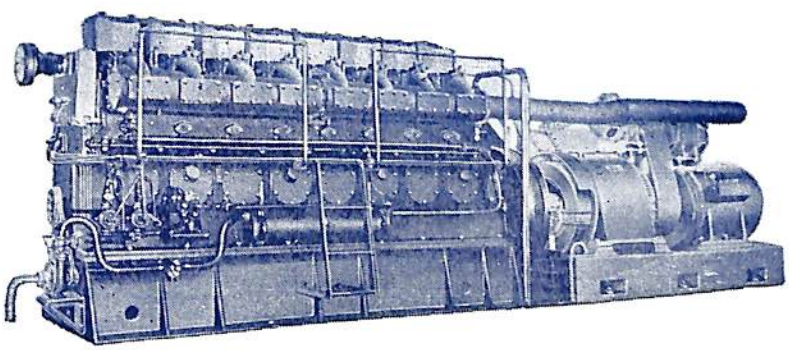
Toshiba

東京,大阪,福岡,名古屋,広島,富山,
仙台,札幌,高松,小倉,大牟田,金沢

東京芝浦電気株式会社

船舶補機用に…

発電・動力・ポンプ用

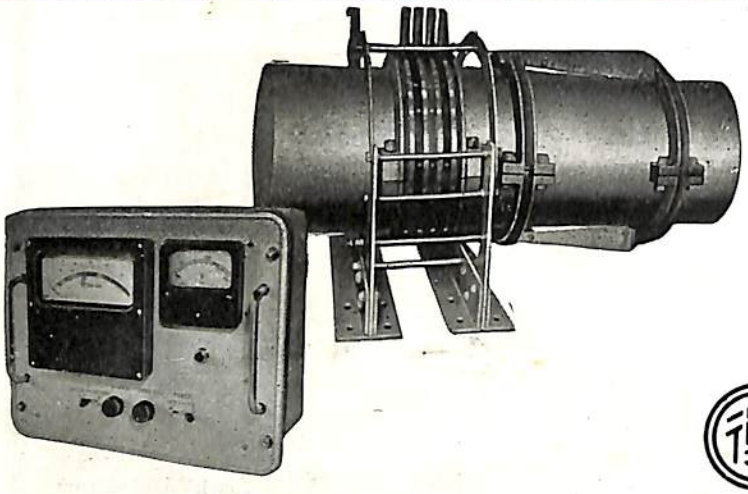


クボタ
ディーゼル

久保田鉄工株式会社　大阪市浪速区船出町二丁目　東京・福岡・札幌・名古屋・室蘭

船舶 第三十巻 第九号
昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十二年九月七日 印刷
昭和三十二年九月十二日 発行（毎月一回）

電気式舶用トルクメーター



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

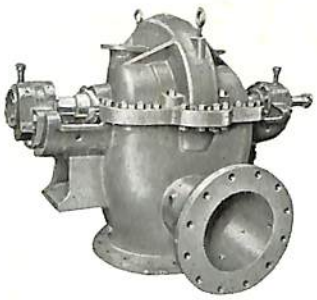
該写真は三菱造船株式会社長崎造船所御建造のマリエッタ号に装備致したものであります。

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

株式会社 東京衡機製造所

50,000屯の荷卸しを僅か10時間で完了する！

三菱長崎造船所にて建造中のESSO石油会社最大の油槽船は重油5万屯を積荷輸送できる能力をもっています。
この巨大な輸送船には当社製の Centrifugal Main Cargo Pump が設備される外各種油槽船には汎く当社製品が採用されて優秀な効率をあげております。



8 LNS—18 Centrifugal Main Cargo Pump

船舶用ポンプ・スチーム・タービンその他各種の船舶用機器の製造について110年の経験をもつウ社との技術提携により常に優秀な製品を提供しています。これら船舶用機器については，どんな御用命でも承ることができます。
詳細は新潟ウオシントン社へお問合せ下さい。

WORTHINGTON

世界に誇る有名品の商標
Worthington Corporation, Advertising Dept, Harrison, N.J., U.S.A.

技術提携
新潟ウオシントン株式会社
東京都千代田区神田須田町2丁目　電話 (25) 8351—4

IBM 5541

編集発行兼印刷人 東京都新宿区赤城下町五〇番地 田岡健一
印刷所 新潟市東堀通四 研修舎
本号定価一五〇円
発行所 東京都新宿区赤城下町五〇番地 天然社
振替・東京七九五六二番 電話東京(34)一九〇八番