

船舶

1

VOL.29

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十一年一月十七日 発行
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認第百四〇六号



輸出貨物船「バルバ クリストス号」

(14,642重量吨：17.5フット)

排気ターボ給気式 日立B&Wディーゼル機関

(574-VTBF-160型：6,250馬力) 1基

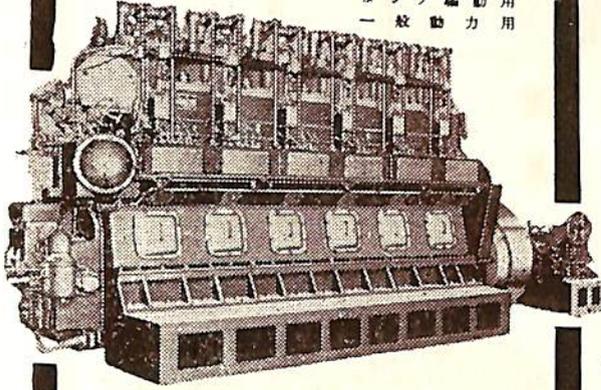
日立造船・櫻島工場建造

 日立造船株式会社

天 然 社

AKASAKA DIESEL

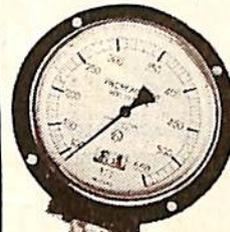
創業 50年
 50 B.H.P — 3,000 B.H.P
 船舶主機関用
 船舶補助機関用
 自家発電機用
 ボンプ駆動用
 一般動力



 株式会社 赤阪鉄工所

本社 東京都中央区銀座6の3 TEL 銀座 (57) 1114、6489
 工場 群馬県境津市中392の1 TEL 境津 2121—2125

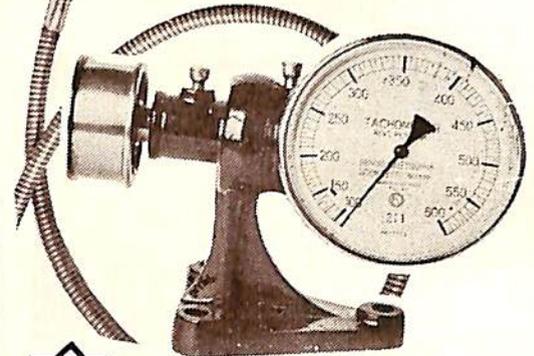
100耗可撓軸式



ア悪れたる長年の
 石研索と技術を誇る

回転計

船舶主機関用
 船舶補助機用
 一般原動機に依
 其の外御指定に致
 各種製作します

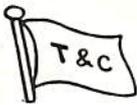


100耗ベルト式楕型



門口計器製作所

東京都品川区西戸越1丁目925番地
 電話 荏原 78) 8063



歴史と信用に輝く

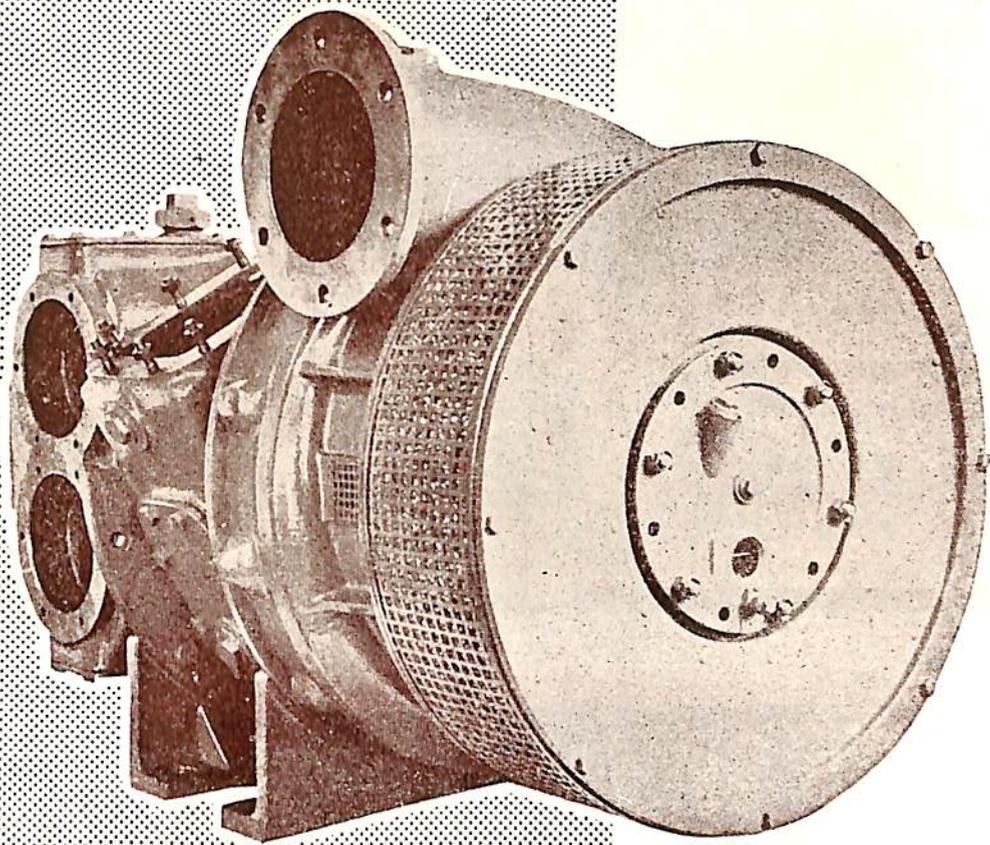
高田船底塗料

船舶用各種塗料

日本油脂

BROWN BOVERI

TURBO-CHARGERS



69913-VI

- ① Power increases of 50-120% with Brown Boveri low- and high-pressure exhaust-gas turbo-chargers.
- ② Eight standard low- and high-pressure models for Diesel engines of 150-15000 B.H.P.
- ③ Our new factory, with its modern manufacturing facilities, permits rapid delivery at competitive prices.
- ④ Turbo-compressors constructed for over 40 years, turbo-chargers for more than 25 years. Take advantage of our long experience in these fields.

GET INTO TOUCH WITH US NOW

BROWN, BOVERI & CO., LTD., BADEN

UHAG

日本総代理店

SWITZERLAND

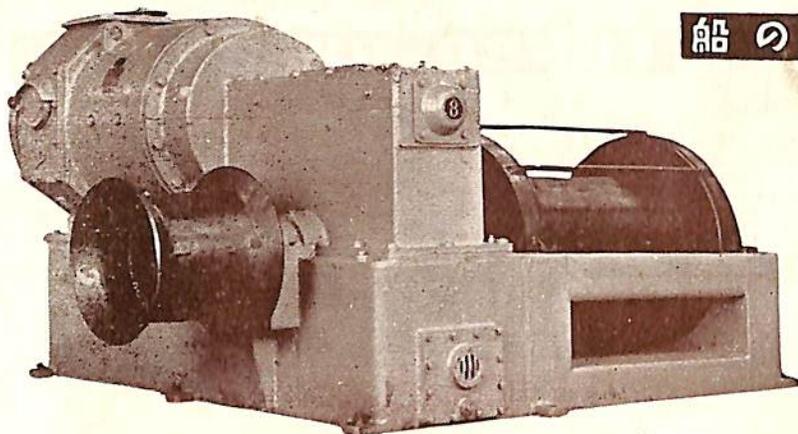
海外通商株式會社

(旧ユーバーゼーハンデル株式会社)

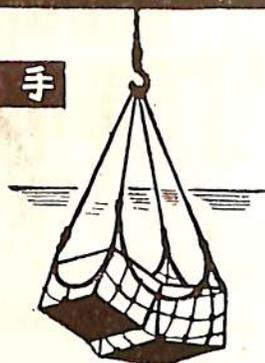
東京都千代田区大手町 1-3 産業会館ビル 8階 電話丸の内 (23) 0411-5

大阪市 北区梅田町 27 産業会館ビル内 電話福島 (45) 3021-5, 4101-5

名古屋市 中区広小路通 2-4 グリーンビル内 電話本局 2552



船の手



荷役日数短縮の新記録が
続出しております

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 交流 揚貨機



富士電機製造株式会社

賀

正



パロット
エンジンオイル

特売

30年 31年
12月1日 → 3月31日

昭和石油

東京・丸の内・東京ビル

船舶

第 29 卷 第 1 号

昭和 31 年 1 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

青函航路車兩渡船“空知丸”の概要 保井 一郎 (19)

〔水 槽 特 集〕

- 船型試験によるアドミラルティ係数 菅 四 郎 (26)
- やよひ丸没水二重模型の抵抗試験 乾 崇 夫 (30)
- やよひ丸模型船の抵抗試験 横 尾 幸 一 (36)
- 船の摩擦抵抗係数のとり方等による所要馬力の差異について 矢崎敦生・倉持英之助 (39)
- 単螺旋大型油槽船の肥瘠係数が推進性能に及ぼす影響に関する水槽実験 上田好規・大橋誠三 (43)
- 可動翼外車の模型試験 船舶編集室 (50)
- 模型推進器のキャビテーション 船舶編集室 (53)
- 水槽試験資料 60. — 船首に大きな切込みのある (例えばバケット型
浚渫船の如き) 船の抵抗試験 — 船舶編集室 (57)

造船関連工業について 畑 賢 二 (60)

船体損傷調査専門委員会報告 (76)

鋼板の板幅の決定法 佐久間 武 (68)

低質燃料油使用によるシリンダライナーの摩耗 中林次平・津田甲一 (70)

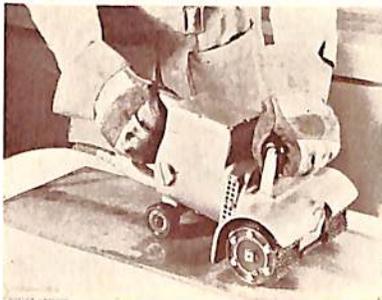
鋼船建造状況月報 (30年11月) 船舶局造船課 (83)

特許解説 大谷幸太郎 (85)

日本海事協会技術研究所発足 (66)

- 〔写真〕 ☆ 船出 ☆ KATE MAERSK ☆ 太明丸 ☆ ニコロオス パテラス号
☆ 敷設艦“つがる” ☆ デモステネスD号 ☆ マリエッタ号 ☆ 三笠丸
☆ 空知丸

貴方の御仕事に必要な工具装備に対する近代化!



チッピング、スクレーピングを迅速化するには、わが社の“ポーターケーブル・ロータリーチッパー”を御使用下さい。
これはアメリカ海軍のために設計され、廣く船舶界に宣伝するため最近発売された最も嶄新なチッピング・ツールです。

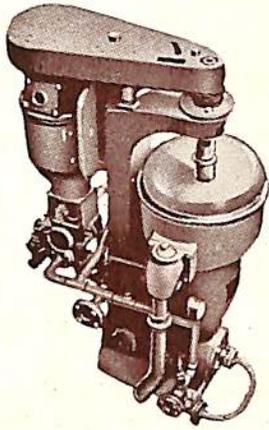
尚、詳細について知りたい方、実験を御希望の方は下記へ御電話または御一報下さい。

バルコム貿易株式会社 機械部

千代田区内幸町2-2 富国ビル504号室
TEL (23) 5268-9

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)8631(代表), 8682~5

神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル内) 電話葦合(2)0288

工場 東京都品川区北品川4の535 電話大崎(49)4679・1372

ZAP

Zinc Anode for Protection

防蝕用亜鉛陽極

(ザップ)



大切な船体の腐蝕による損害は年々莫大な金額に上つていきます。

高純度亜鉛防蝕用亜鉛陽極ZAPの

取付で水中部鉄面の腐蝕は防げます。

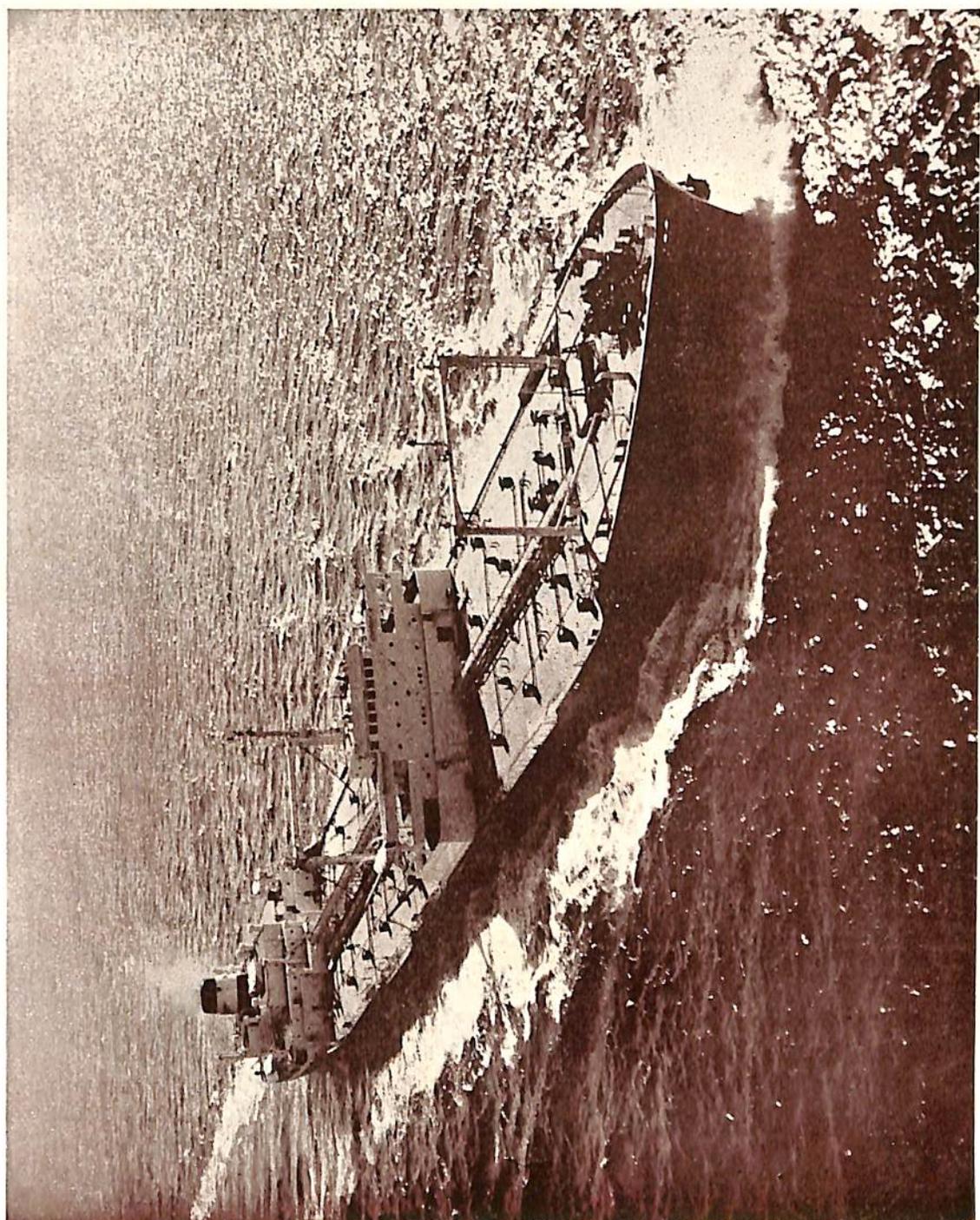
其他港湾施設(鋼矢板、水門、閘門、棧橋)浮標、繫留ブイ、浮ドック等に拡く使用されております。

(説明書進呈)

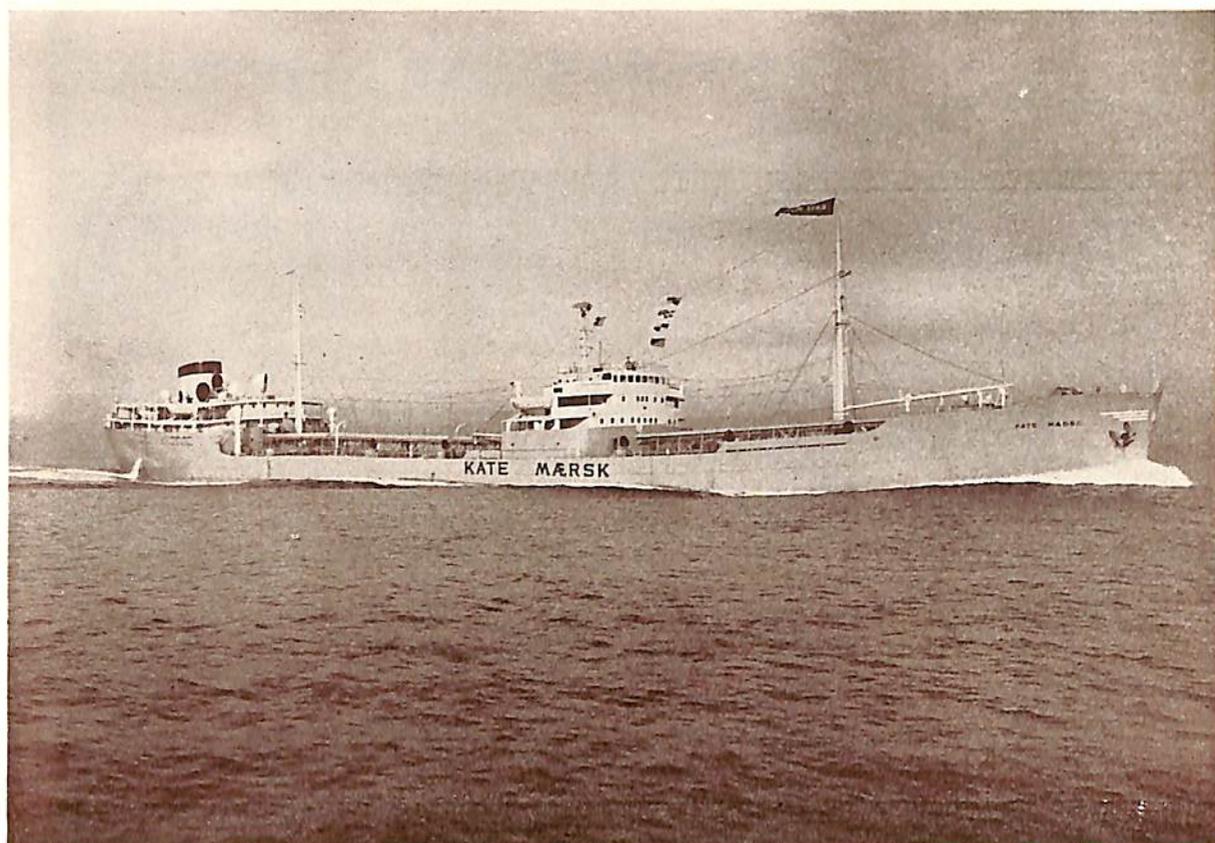


三井金属鉱業株式会社

東京都中央区日本橋室町二ノ一 電話・日本橋4101-9



出 船



M. T. KATE MAERSK

船主 Aktieselskabet Dampskibsselskabet
Svendborg jointly and Severally, Denmark.

造船所 三井造船・玉野造船所

長	(垂)	527'-0"	主	機	三井B&Wディーゼル機関×1
幅	(型)	71'-10"	出	力	8,250 B.H.P.
深	(型)	39'-6"	船	級	L R
吃	水	30'-6 ¹ / ₁₆ "	起	工	30—3—1
総	噸	12,764.52噸	進	水	30—8—26
載	貨重量	19,720 L.T.	竣	工	30—11—21
速	力(公式滿載)	15.48節			

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 (ノンチョーキング型合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- ・槳印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・槳印無水銀鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ノンスリップ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4



日本ペイント



太 明 丸 (貨物船)
TAIMEI MARU

船 主 太平汽船株式会社

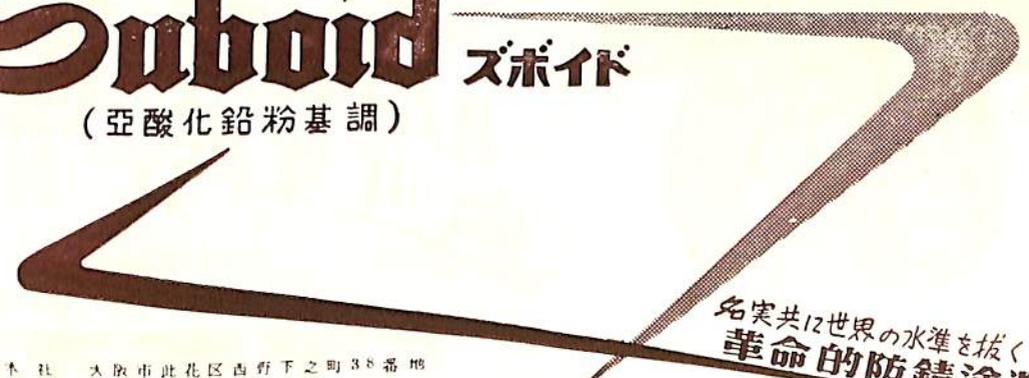
造 船 所 日立造船株式会社・向島工場

長	(垂)	98.00m
幅	(型)	15.00m
深	(型)	7.70m
吃	水 (計画満載)	6.40m
総	噸 数	3,400噸
載	貨 重 量	5,000噸
速	力 (試運転最大)	13.5節

主	機	日立B&Wヂ-ゼル機関×1
出	力	2,050 B.H.P.
船	級	N K.
起	工	30-4-16
進	水	30-10-4
竣	工	30-12-24

Suboid

ズボイド
(亞酸化鉛粉基調)

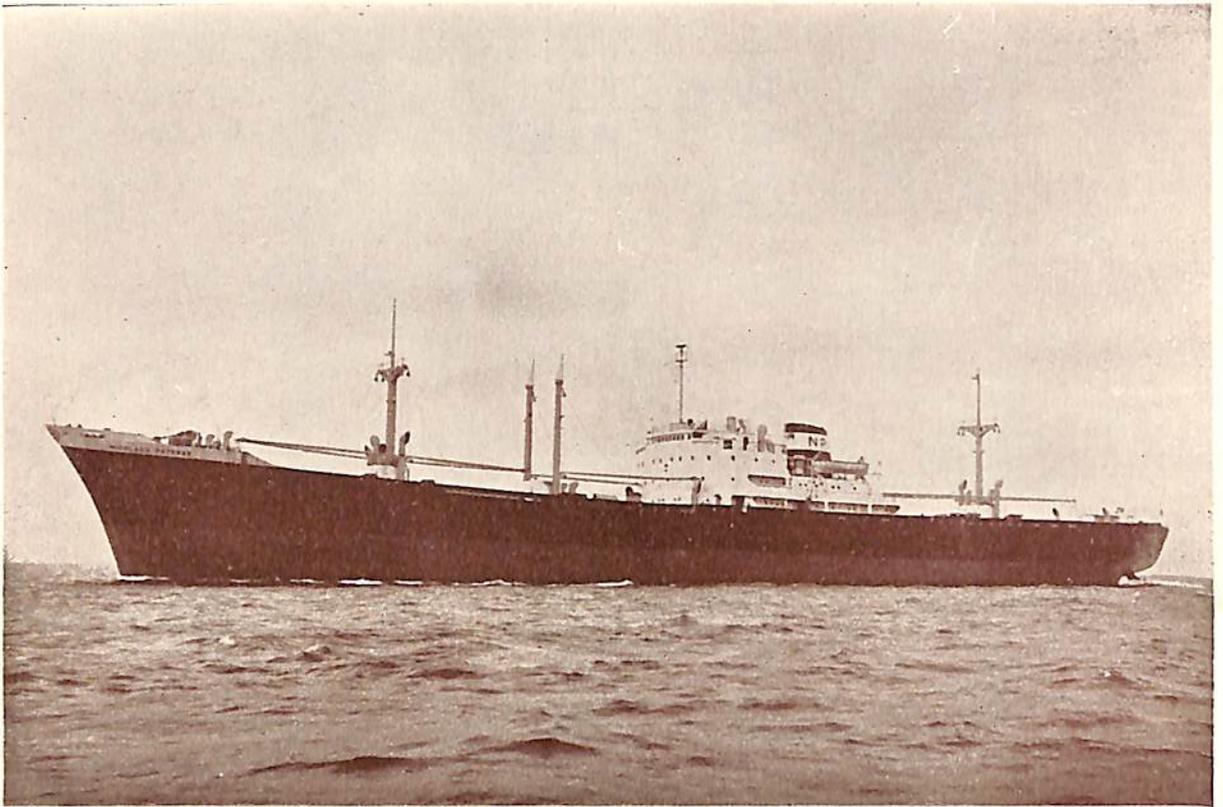


名実共に世界の水準を抜く
革命的防錆塗料

本 社 大阪市此花区西野下之町38番地
支 店 東京都中央区八重洲3丁目5の1
(磯野ビル)



大日本塗料株式会社



M. V. "NICOLAOS PATERAS"

船主 LA PLATA COMPANIA DE VAPORES S.A.

造船所 日本鋼管株式会社・鶴見造船所

全長	長	499'-6"				(close)	13,571 瓩
長幅	(垂)	460'-0"	速	力			16.5 節
深吃	(型)	63'-0"	主	機		B&W デーゼル機関 × 1	
	(型)	40'-0"	出	力		5,530 BHP.	
	水 (open)	27'-5"	船	級		L R	
	(close)	29'-9"	起	工		30-6-15	
総噸	数 (open)	7,216.31 噸	進	水		30-9-17	
	(close)	9,242.51 噸	竣	工		30-12-7	
載貨重量	(open)	11,928 噸					



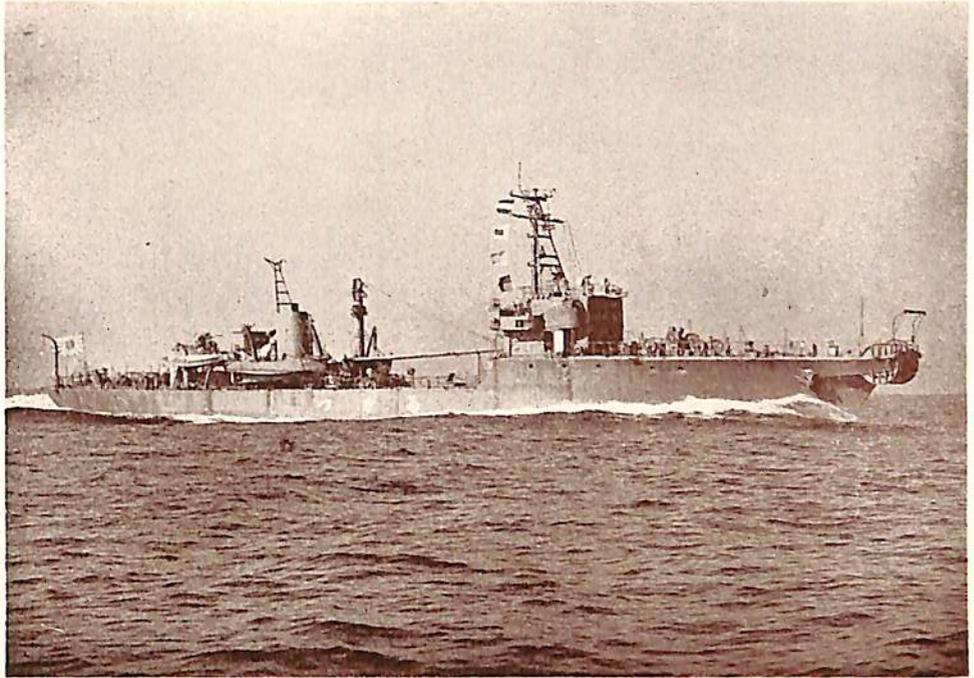
最高水準を行く
船用電線



取締役社長
崎山義一

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

日本電線



つ が る (敷設艦)

船 主 防 衛 庁

造 船 所 三菱日本重工業・横浜造船所

長 (垂)	66.80m	出 力	1,600 B.H.P.×2
幅 (型)	10.40m	推 進 器	三菱横浜可変ピッチプロペラ (B型3翼, 直径2.1m)×2
深 (上甲板迄)	5.55m		
吃 水	3.37m	起 工	29-12-18
基 準 排 水 量	950吨	進 水	30-7-19
速 力	16節	竣 工	30-12-15
主 機	ズルツアー型ディーゼル機翼×2		

電気防蝕法 CATHODIC PROTECTION

従来のカンパーランド法 (保護金属法) から発達し最も洗練された防蝕法です。優秀な保護 Mg 陽極, 諸材料, 豊富な経験と技術とで外国に劣らぬ実績を挙げております。

施工船舶例

光 榮 丸	明 泰 丸	聖 邦 丸
日 榮 丸	第 三 雄 洋 丸	お り ん び あ 丸
旭 榮 丸	S. マ ッ ド 号	さ ん ら も ん 丸
東 榮 丸	霧 島 丸	さ ん る い す 丸
べ る し や 丸	照 国 丸	さ ん ち ゑ ご 丸
す ま と ら 丸	伊 勢 丸	
あ ら び あ 丸	秀 邦 丸	

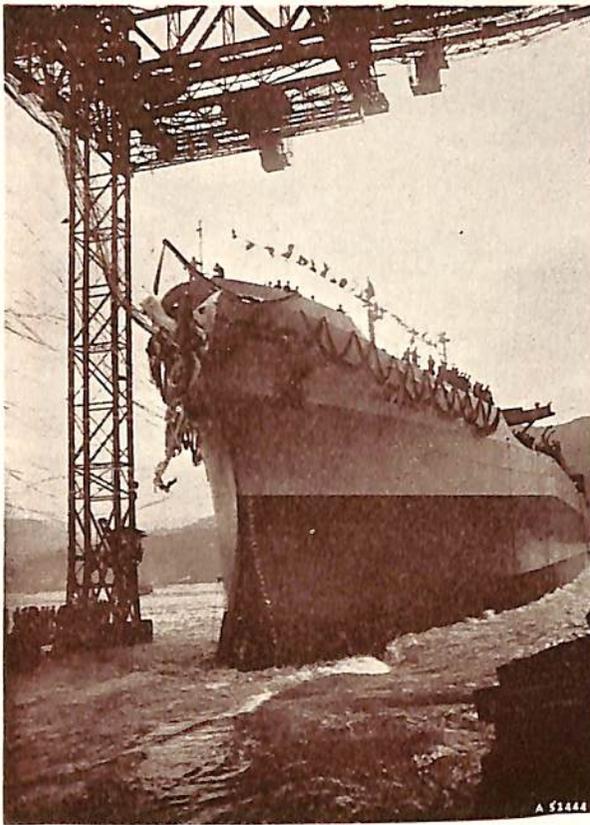
調 査
設 計
施 工

NCE

日 本 防 蝕 工 業 株 式 会 社

東京都千代田区神田司町一丁目三番地 (25)4970・5279

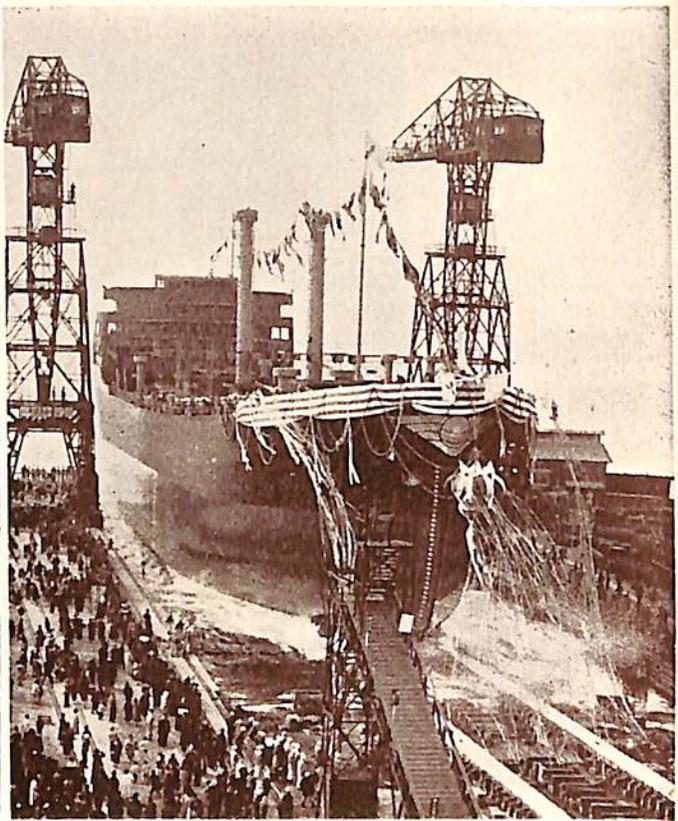
保 護 金 属 用
マ グ ネ シ ム 陽 極
高 純 度 亜 鉛 陽 極
各 種 販 売



“マリエッタ号”

船主 ノシエダード アルマドラデル ノルテ社
造船所 三菱造船・長崎造船所

全長 666'-7" 長(垂) 631'-00" 幅(型) 88'-00" 深(型) 45'-00" 吃水 33'-11" 総噸数 約20,500噸 載貨重量約 33,000噸 速力 17節 主機 複汽筒クロスコムパウンド二段 減速装置付蒸気タービン×1 出力15,000S.H.P 船級 LR 起工 30-7-21 進水 30-12-15 竣工 31-3-未予定



“デモステネスD号”

船主 Cardenosa Compania Naviera, S.A.
造船所 三菱造船・広島造船所

全長153.53m 長(垂) 143.72m 幅(型) 20.30m 深(型) 12.50m 吃水 9.144m 総噸数 約10,200噸 載貨重量 約15,000噸 速力 16.50節 主機 三菱エツシャーウイス蒸気タービン×1 出力 6,400 S.H.P. 船級 AB 起工 30-7-7 進水 30-11-30 竣工 31-3-未予定

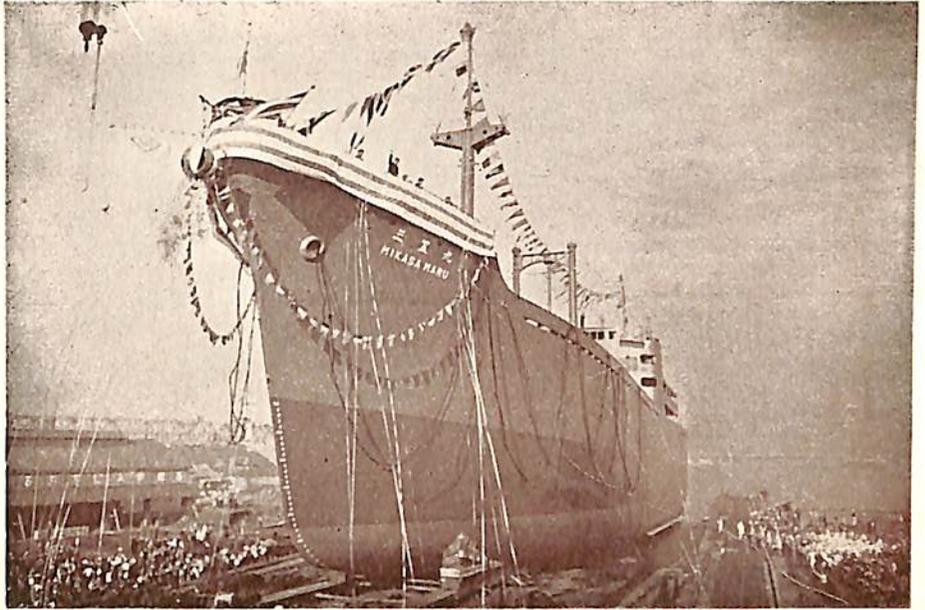
資本金 4 億円

富士製鐵株式會社

社長 永野重雄

本社 東京都中央区日本橋区戸島1の12 電話代表 27 2551番
大阪支店 大阪市北区 電話代表 21 1967番
工場 室蘭製鐵所 釜石製鐵所 広畑製鐵所 川崎製鐵所

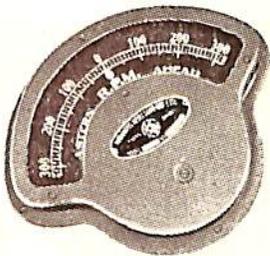
“三 笠 丸”



船主 日本郵船株式会社
造船所 株式会社 名村造船所

全長	125.95m	主機	横浜MAN船用ディーゼル機関
長(垂)	117.00m		G 7 Z 52/90×1
幅(型)	16.80m	出力	3,300 B.H.P.
深(型)	10.40m	船級	N K
総噸数	約 4,400噸	起工	30-7-11
載貨重量	約 7,800噸	進水	30-12-15
速力	約 15.50節	竣工	31-3-15 予定

船舶用の計器は
信頼性ある倉本計器で!!



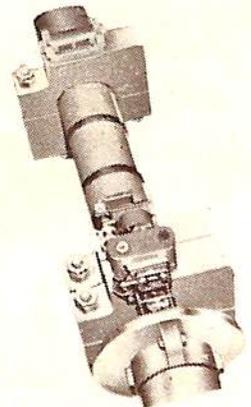
主機、補機用
電気回転計

- 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

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



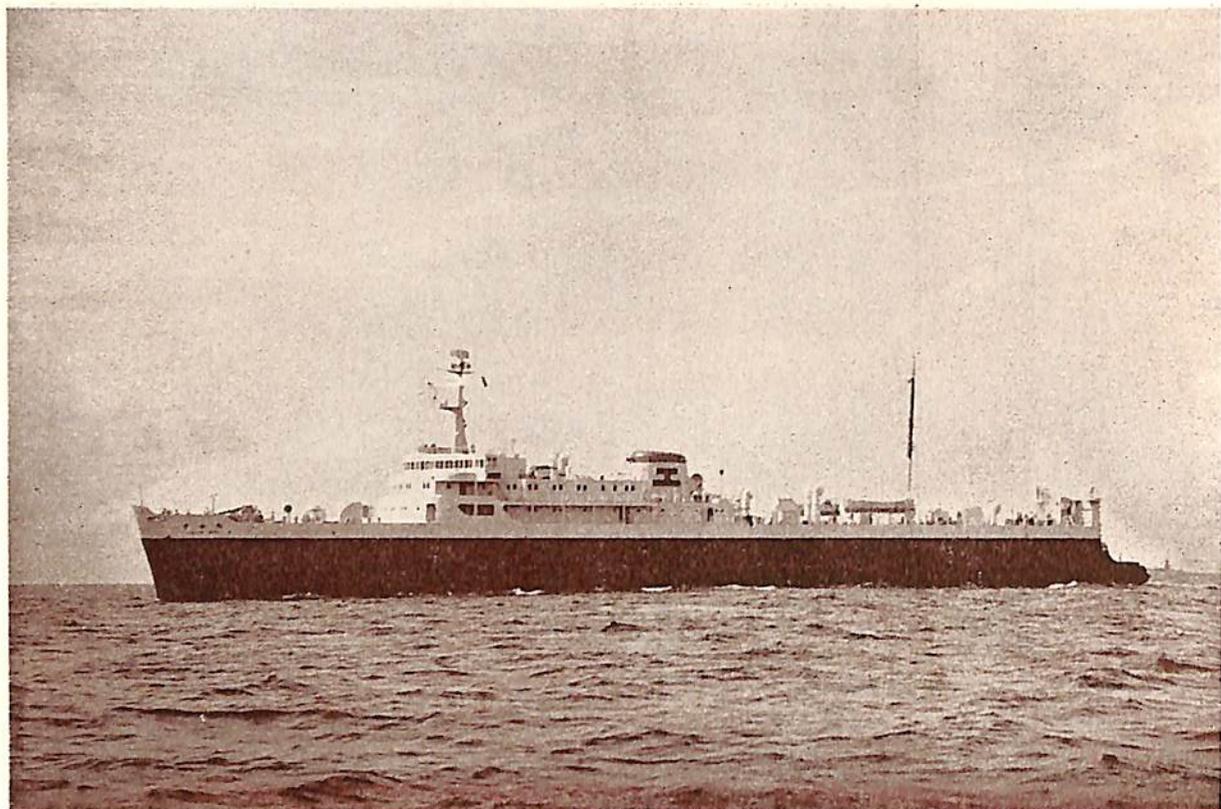
創業30年



株式 倉本計器精工所

研野式光学振計

本社 東京都大田区原町6 電話 蒲田(73) 2033・2623
柏工場 千葉県柏市柏 電話 柏2番

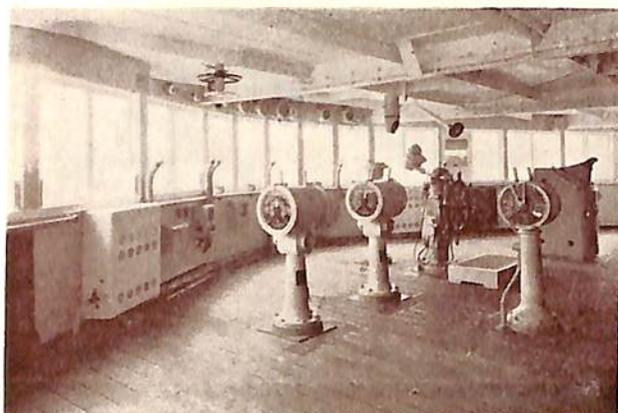


航行中の空知丸

青函航路 空知丸
 車輛渡船

船主 日本国有鉄道株式会社
 造船所 浦賀船渠株式会社・浦賀造船所

—詳細は本文19頁参照—



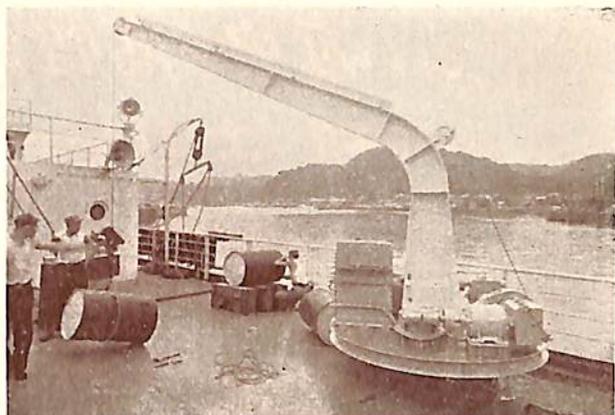
操舵室



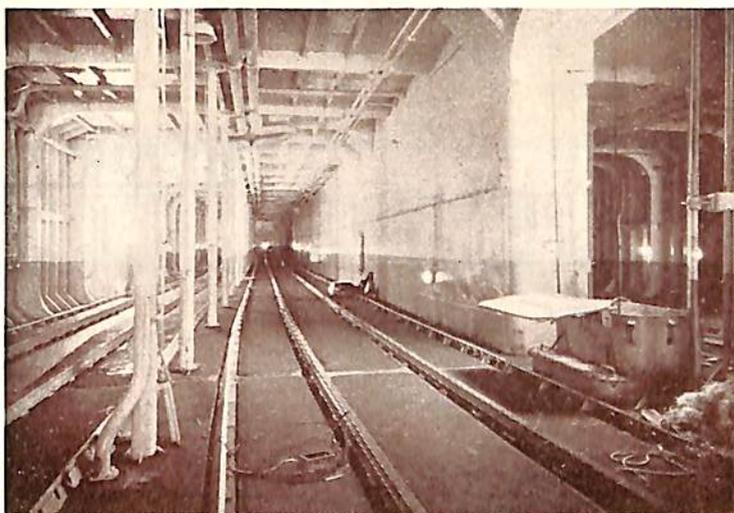
食堂(船尾側)



ポンプ操縦室



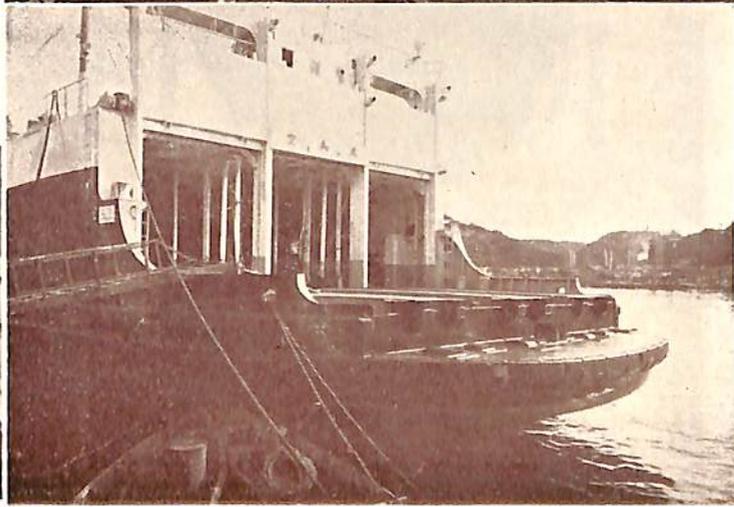
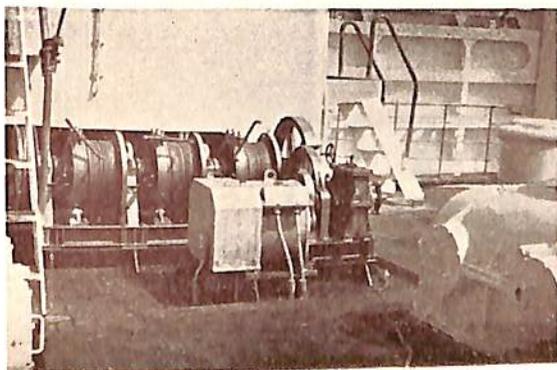
ジブクレーン



右上 車輛格納庫

右下 船尾扉

左下 船尾扉用ウインチ



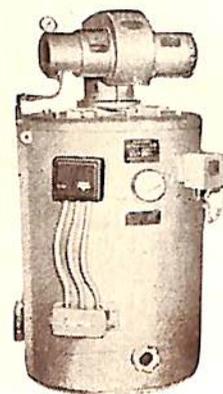
古い歴史と高性能を誇る

御法川の船用燃焼装置

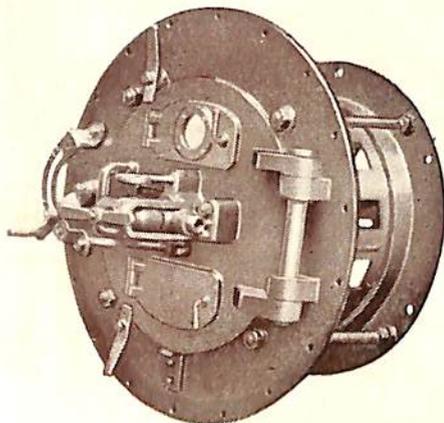
AUTOMATIC OIL BURNING WATER HEATER

御法川オートマチック、オイルバーニングウォーターヒーターは船用補助罐並に小型温水罐として誠に好適であります。既に米軍上陸舟艇用として10数隻の御採用を賜り好評を博し、又今度海上保安庁、甲及乙巡視艇として多数の御指名を受けて居ります。

本式は総てが、自動装置に働く堅型二回流焰管式オイルバーナー焚の温水罐で 人手を省き据付場所を広く採らず取扱も簡単であります。



MINORIKAWA PRESSURE JET OIL BURNER



御法川圧力噴霧式重油燃焼装置は弊社が燃焼機メーカーとして海外一流品の長を採り短を捨て多年に渉り研究の結果独特に考案された優秀なプレッシャージェット、オイルバーナーでありまして船用及陸用として各種汽罐に使用せられ好評を博して居ります。

株式 御法川工場

東京都文京区初音町四番地

電話(92) - 0241, 2206, 5121

総代理店 浅野物産株式会社

ABC

- ◇東京機械株式会社製品
中村式浦賀操舵テレモーター
浦賀電動油圧舵取装置(型各種)
全密閉型汽動揚貨機
揚錨機、揚貨機、繫船機、
各汽動及電動
- ◇岡野バルブ製造株式会社製品
船用一高温、高圧バルブ
- ◇株式会社小野鉄工所製品
サインカーブ歯車唧筒各種
汽動、電動船用唧筒各種
- ◇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
- ◇東方電機株式会社製品
船用氣象模寫受信裝置
- ◇株式会社御法川工場製品
船用自動石炭燃燒機
船用重油噴燃裝置
- ◇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
- ◇日本温濕科学研究所製品
デシケーター (艙内乾燥裝置)

浅野物産株式会社 機械部

東京都中央区日本橋小舟町二丁目一番地
電話 茅場町 (66) 0181 (代) 7531 (代)
大阪・名古屋・門司・仙台・札幌・横濱・神戸・高松・広島・熊本・長崎・釧路



各種船舶の建造並修理
船用汽機汽罐の製造並に修理

株式会社 名村造船所

取締役社長 名 村 源

本社・工場 大阪市住吉区北加賀屋町四丁目五番地

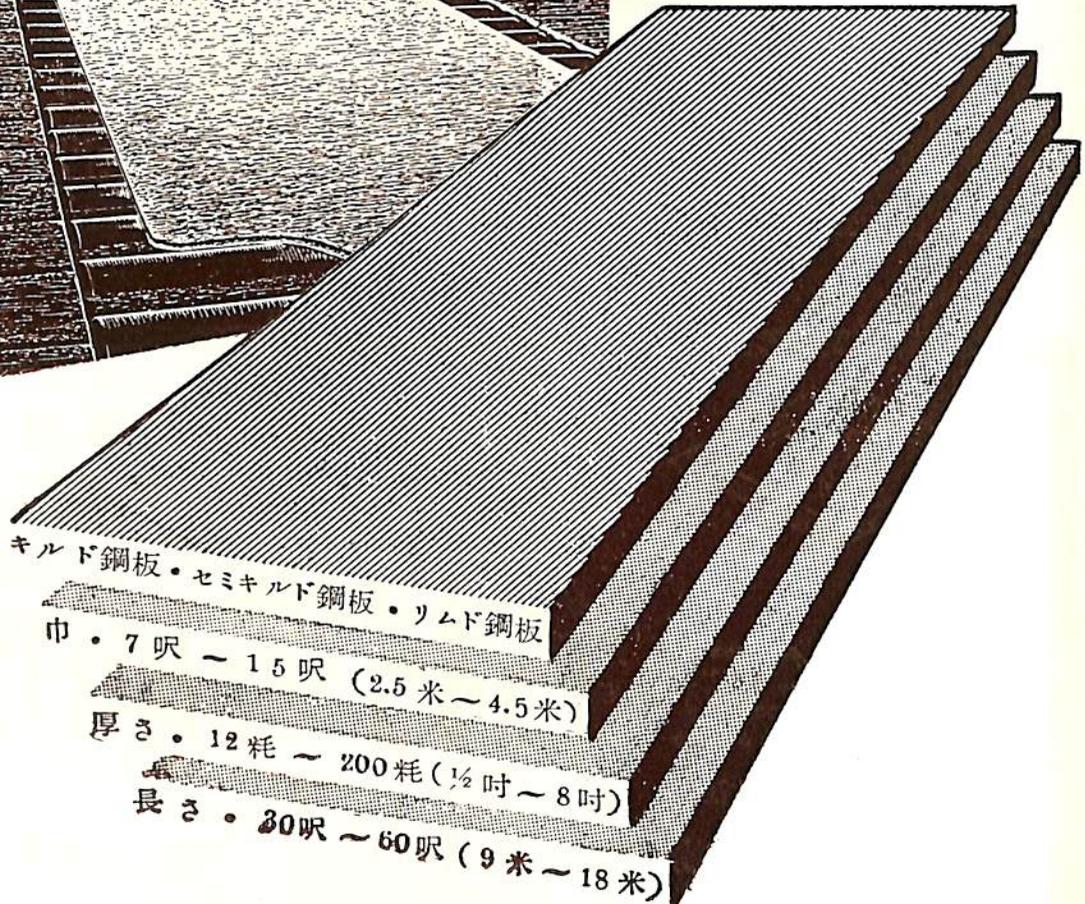
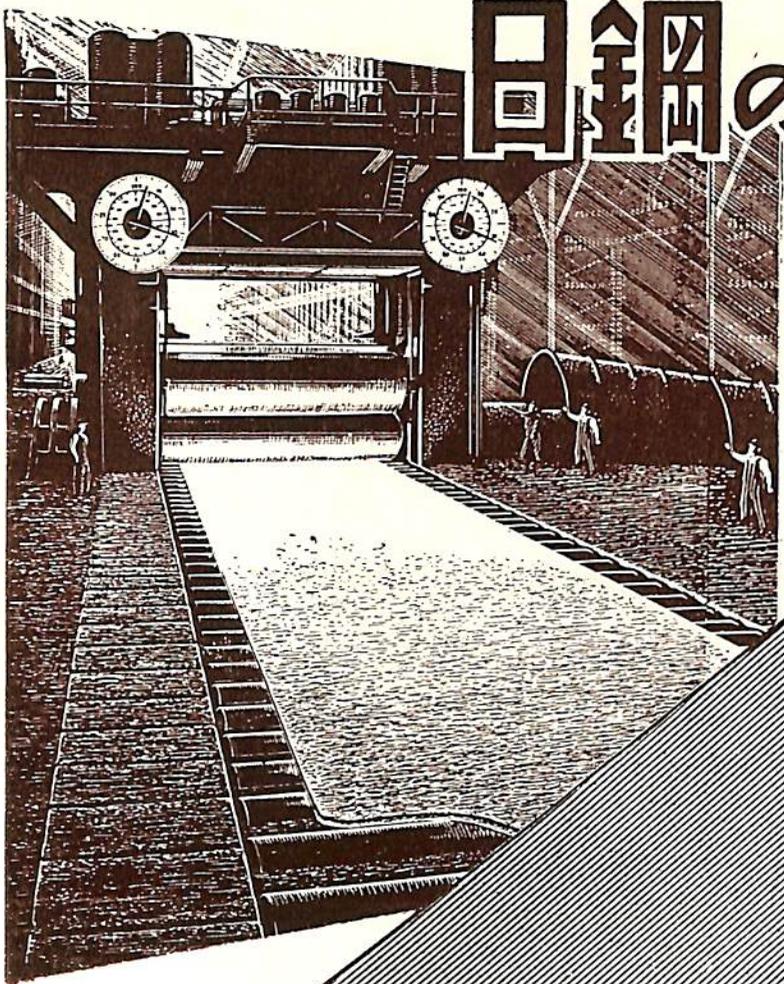
(電話住吉 (67) 2744-9)

東京事務所 東京都中央区京橋一丁目二ノ七(商船ビル) (電話東京 (28) 4877)

神戸事務所 神戸市生田区海岸通五 (商船ビル) (電話三ノ宮 (3) 4810)

大阪出張所 大阪市北区宗是町一 (大ビル) (電話土佐堀 (44) 1286)

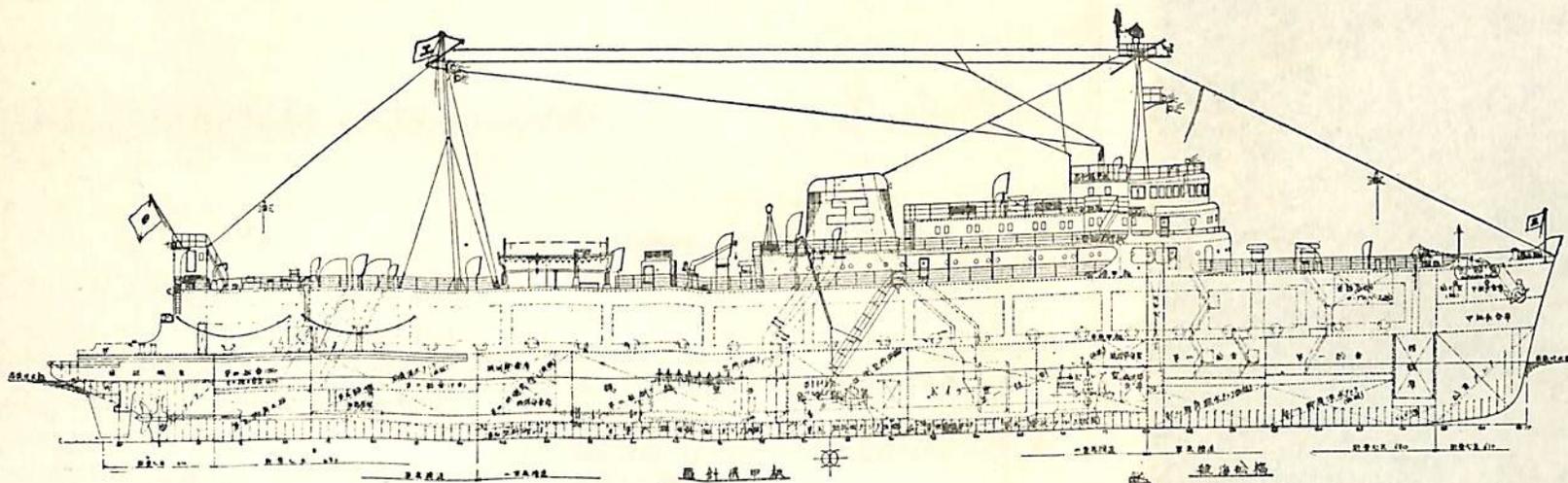
日鋼の厚鋼板



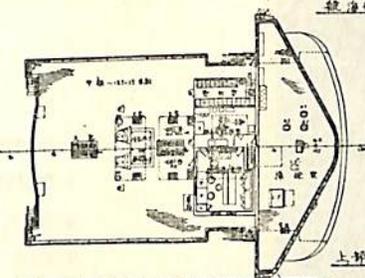
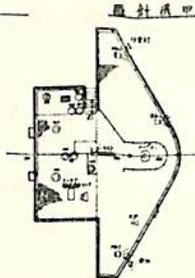
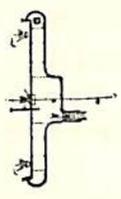
厚み12耗以下6耗まで如何ような寸法にても御求めに応じます。

 **日本製鋼所**

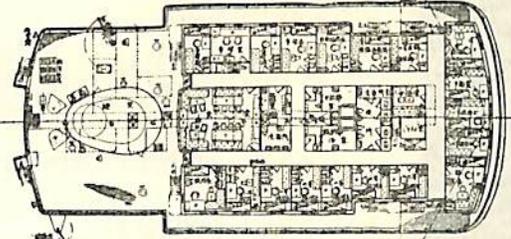
東京都中央区京橋1の5・大正海上ビル
 支社 大阪市北区堂島中1の18
 営業所 福岡市天神町・札幌市南一条



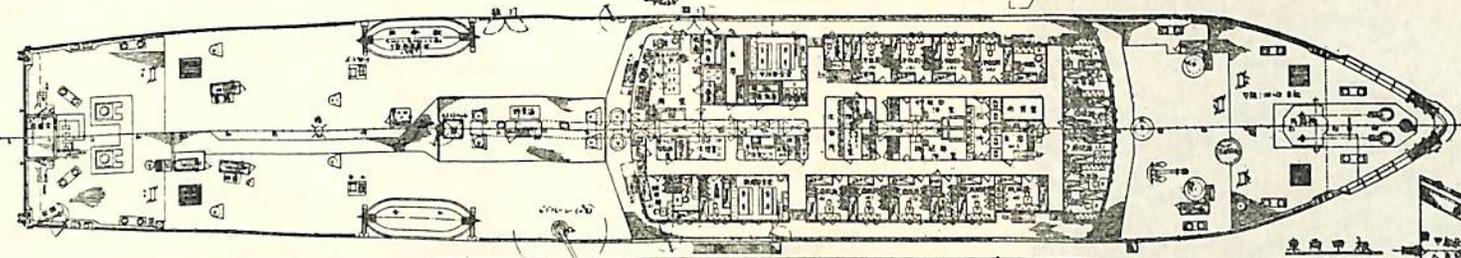
1:200



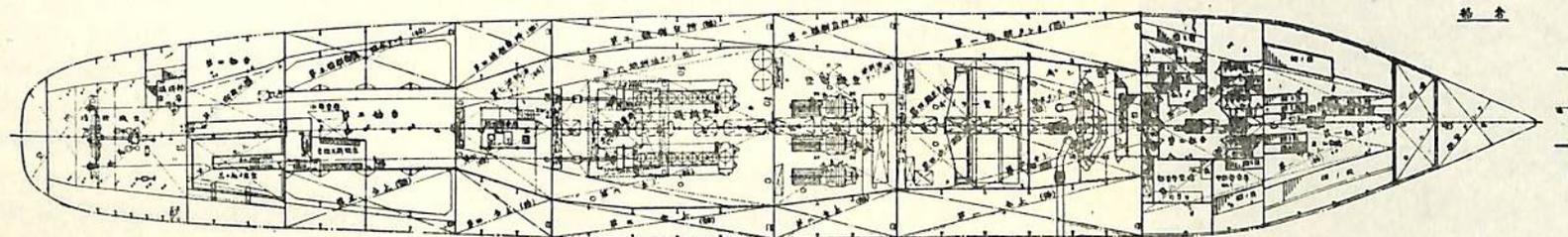
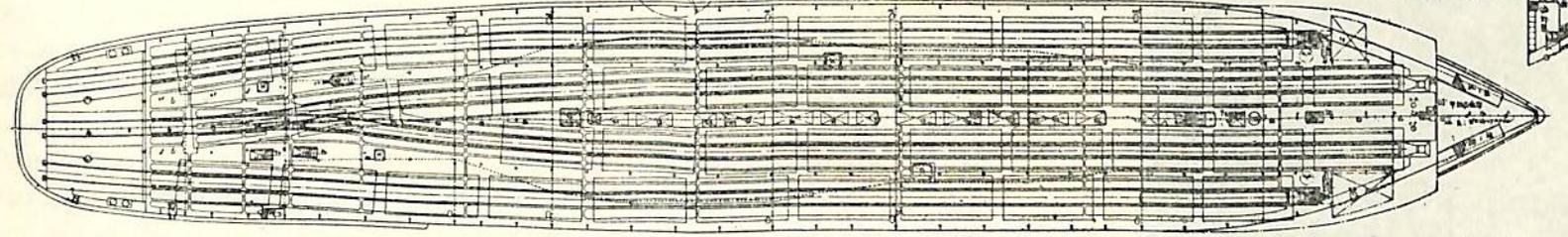
上部松葉甲板



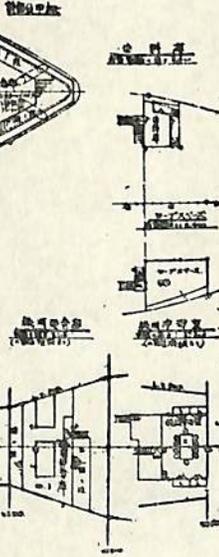
松葉甲板



松葉甲板



船内定員表			
階級	種別	定員	備註
乗客	一等	10	乗客計
	二等	10	
	三等	10	
乗務員	船長	1	乗務員計
	船員	1	
合計		22	
車	普通	10	車計
車	特別	10	
合計		20	
合計		42	



青函航路車輛渡船“空知丸”一般配置図

船主 日本国有鉄道
 造船所 浦賀船渠・浦賀造船所
 総噸数 3,428.27噸

青函航路車輛渡船 空知丸の概要

保 井 一 郎

浦賀船渠・浦賀造船所

1 緒 言

昭和29年9月26日北海道地方に襲来した台風第15號に遭遇して沈没した5隻の青函連絡船の代船として日本國有鐵道におかれては車輛渡船2隻の建造を決定せられ 新三菱重工・神戸造船所と浦賀船渠・浦賀造船所において各1隻を建造することになった。

青函航路の貨車輸送の必要性から30年9月中頃には是非就航させなければならぬという要望により非常な短期建造であつたが、種々の困難を克服して、新三菱重工の檜山丸は9月1日に、浦賀船渠の空知丸は9月5日にそれぞれ竣工し引渡された。空知丸の起工は3月28日、進水は7月4日であり、起工から竣工まで161日という短期間であつた。

以下、空知丸の概要について述べる。

2. 計 畫 の 特 徴

今度新造された車輛渡船の基本計畫は、台風第15號による苦い經驗に鑑み、運輸省造船技術審議會船舶安全部會連絡船臨時分科會並びに日本國有鐵道青函連絡船設計委員會において慎重に審議されて決定せられた。

船の安全性の増大並びに運航性能の向上のため特に留意せられた點は次の通りである。

- 1) 主要寸法等は運輸省の復原性暫定基準に合格するように決定せられた。
- 2) 船體の構造は第一級船に準ずるものとした。
- 3) 主機械は車輛甲板の水密確保と燃料の經濟のためディーゼルを採用した。(従來の青函連絡船はすべて蒸氣タービンである)
- 4) 出入港時など、低速時においても舵利きをよくするため、2枚舵を採用し、推進器の直後に裝備した。
- 5) 横支水隔壁の敷を増し、更に機關室および軸室の兩側はタンクとして二重船殻を形成せしめ、船の安全性を増大せしめた。
- 6) 車輛甲板と船樓甲板との間の船體中心に機關室圍壁を設け、圍壁内の梯子により機關室と居住室との間の交通ができるようにし、かつ車輛甲板の開口には充分な閉鎖裝置を設けて車輛甲板の水密を確保した。
- 7) 車輛格納所後部開口は遮浪扉によつて閉鎖しうるようにした。
- 8) 車輛甲板上の梁柱を3列として各特設梁毎に設

け、車輛の轉倒防止に役立たしめるとともに、軌條の枕木を廢止することと相まつて、船樓甲板の高さを下げ、重心を低くするようにした。

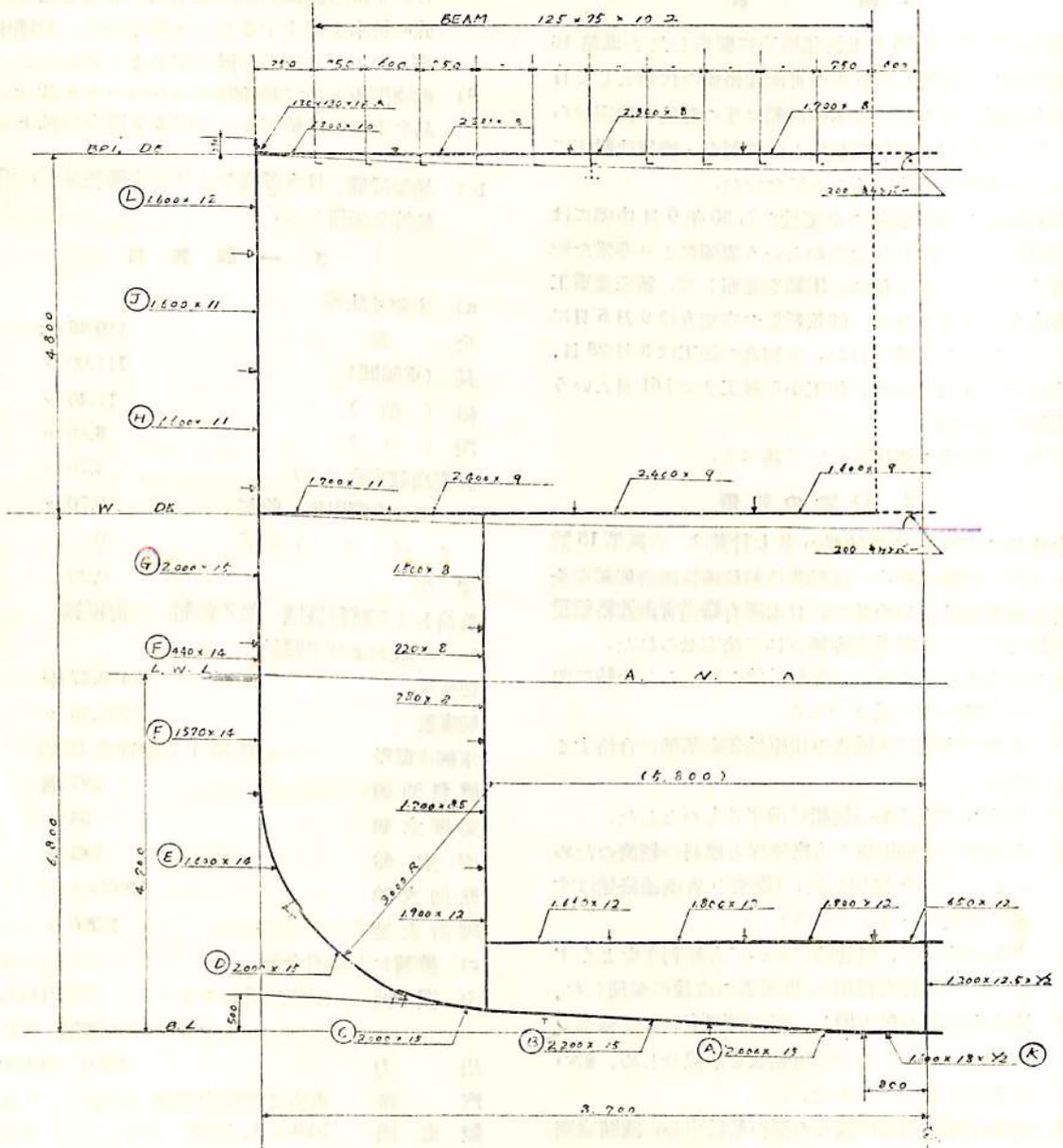
- 9) 船樓甲板と第二船艙間にエレベータを設け、倉庫品を下部に搭載することにより重心の低下を圖つた。
- 10) 換氣設備、排水設備および火災警報並びに消火設備等を完備した。

3. 一 般 要 目

a) 主要寸法等	
全 長	119.35 米
長 (垂線間)	111.00 "
幅 (型)	17.40 "
深 (")	6.80 "
計畫滿載吃水 (")	4.70 "
舷 弧 (車輛甲板) 前部	0.70 "
" (") 後部	0
梁 矢	0.20
資格および航行區域	第3級船, 沿海區域
b) 屯數および搭載量	
總噸數	3,428.27 噸
純噸數	797.35 "
車輛搭載數	ワム型15トン積貨車43輛
燃料油 艙	297 噸
養 糞 水 艙	54 "
清 水 艙	103 "
舷 側 水 艙	363×2 "
脚 荷 水 艙	1,050 "
c) 機關および速力等	
主 機 械	三菱神戸スルザー (8TPD48) ディーゼル機關 2臺
出 力	2,800×2BHP
汽 罐	重油焚乾燃室筒罐 (5號) 2基
發 電 機	160kVA, 225V, AC 3臺
推 進 器	4翼一體式 (2.8φ×2.39) 2個
航 海 速 力	約15節
試運轉速力	17.37 "
燃料消費量 (5,600にて)	945疋/時
d) 無線裝置	
主 送 信 機	200 W 中長波兼用送信機 1臺
補 助 送 信 機	50W 中波送信器 1 "

ORD. 5 SECTION

1/50



第 1 圖

無線電話装置	超短波無線電話装置	1 "
e) 最大搭載人員	高級船員	17名
	普通船員	56名
	その他	31名
	合計	104名

4. 一般配置

一般配置圖(折込附圖)に示す通り、車輛甲板下は10個の横支永隔壁と1個の防火隔壁により、船首タンク、錠鎖庫、第一船倉、第二船倉、ポンプ室、ボイラ室、發電機室、機械室、機關部倉庫、第三船倉、第四船倉並び

にその他の者室および操舵機室の12区劃に分け、ポンプ室から第三船艙までの間に船側縦通隔壁を設けている。

第一舷側タンクは車輛積卸時の船體左右傾斜を調整するためのヒーリング・タンクであり、第二、第三、第四舷側タンクは機関室保護のための空所であり、第五舷側深水タンクは海水バラストを搭載するタンクである。

車輛甲板上には船體中心に機関室圍壁(幅1.2米)を設け、軌條4線を敷設し、ワム型貨車43輛を搭載し得る。

船樓甲板上には中央に普通船員居住室を設け、その上の上部船樓甲板に高級船員居住室を設けている。船員居住室と機関室との間は機関室圍壁内の梯子により、車輛甲板に出ることなしに直接に交通できるようになっている。船樓甲板の後端にはヒーリングポンプ操縦のためのポンプ操縦室がある。

5. 構造関係

船殼構造は鋼船構造規程によつて寸法を定めたが、日本海事協會鋼船規則も準用せられた。

船樓甲板を強力甲板とし、梁を縦通せしめているので船體中央横断面の縦抵抗率は非常に大きく、鋼船構造規程による標準縦抵抗率の約1.9倍となつている。

縦抵抗率に算入したメンバーは第1圖に示す通りである。船底並びに船側外板および船樓側外板の一部は船主の御要求により規程による厚さより1~1.5耗増厚した。

固著は大部分電気溶接を使用し、鉸鎖の箇所は彎曲部外板の兩シーム、船樓甲板の舷縁山形鋼、彎曲部肋骨の外板取付、大型鑄物の船體取付(電気溶接併用)のみである。

本船は1日に4回接岸するが、その都度船尾部は特に大きな衝撃を受けるので、船尾構造は特設肋骨、船側縦通桁および放射状に配列した梁等を組合せて非常に強固なものとなつている。また、防舷材には船尾附近のみ厚さ18耗の緩衝ゴム板が入つている。

車輛甲板下のガーダーは車輛の移動荷重に對して十分な強度とし、中線にはD52型機関車の搭載も可能な構造とした。

車輛甲板開口部のコーミングの高さは、車輛格納所の後端が開放されたものとして、610耗以上とした。

舵は2枚舵を採用したが、その面積は下記の通りである。

$$\text{有効舵面積 } A = 8.845 \times 2 = 17.69 \text{ m}^2$$

$$A/L \times d = 1/29.5$$

$$\text{可動部のみの舵面積 } A_0 = 7.984 \times 2 = 15.97 \text{ m}^2$$

(註. 日高丸の可動部舵面積は10.55m²であるから、

空知丸の舵面積合計は51%増となつている。)

6. 艙装関係

1) 車輛搭載装置

軌條配置は一般配置圖に示すように可動器接続部は3線とし、中央線を分岐して4線として敷設している。船の幅を在來船よりも1.55米廣くしたため、船體中心線と陸上の可動器中心とは14.8/1,000の勾配がついている。

軌條は37疋のものを使用し、軌條有効長は第一番線87.89米、第二番線96.74米、第三番線72.50米、第四番線87.60米でワム型貨車(連結器間長さ7.85米)43輛を搭載し得る。軌條は枕木をやめて車輛甲板上各梁毎に配置した鋼製ファイナーに直接溶接した。車輛緊締具は従來の船は甲板上各梁毎に配置したリングプレートにひつかけていたが、本船は第2圖に示すようなレールを採用した。

車輛搭載時の船體の横傾斜を調整するためにヒーリングポンプでヒーリング・タンクの水を左右に移動させるのであるが、この場合列車の移動速度は毎時4kmとし、船體傾斜を3°以内にとめるようにするためポンプの容量を毎時2200トンとした。

ヒーリング・タンク内の水の量はポンプ操縦室に裝備したニューメーカー容量計により直ちに読み得るようになってゐる。

2) 荷役装置

イ) ジブクレーン 船樓甲板右舷の肋番67に裝備し、食糧やドラム罐を搭載するのに使用する。要目は次の通り。

力 量	500 疋×15 米/分	または
	250×30	〃
揚 程	12 米、旋回速度 1.5 R P M	
電 動 機	巻揚 4HP、旋回 2HP	A.C.

ロ) エレベーター 船樓甲板と第二船艙の間に裝備し、第二船艙の各倉庫の品物を出し入れするのに使用する。

力 量	250 疋×20 米/分	
揚 程	8.5 米	
カゴの大きさ	970×1000×1,350	
電 動 機	3HP	A.C.

ハ) ホイスト 船樓甲板と機関室の間に電動ホイストを裝備し、機関部品やドラム罐等の出し入れに使用する。

力 量	1,000 疋×10 米/分	または
	500 〃×20 〃	
揚 程	14 米	
電 動 機	3HP	A.C.

空 知 丸 機 關 部 要 目 表

主 機 械 (支船給品主)	型式および台数	8 TPD 43 堅型単備2サイクル無気噴射自己逆轉式ディーゼル機関2台								
	制動馬力 主軸回轉數 燃料消費量	B.H.P. R.P.M. gr/BHP/H	常 用	2×2,300 234	速最 速大	2×2,800 250	過 負 荷	2×3,080 254	後 進	
	主要寸法	氣筒數8×氣筒徑 480φ×行程700								
	重量および製造所	96.7 TON×2 新三菱重工業株式会社 神戸造船所								
補 助 機	型式および台数 蒸氣状態 寸法および面積 重量および製造所	乾燃室圓錐 (空氣豫熱裝置付重油専燒) 2基 制限壓力 12kg/cm ² 常用壓力 10kg/cm ² 3,850φ×2,500L H.S. 177.86M ² 本体 23.397T 罐水 15.9T 浦賀造船所								
氣 密 器	種類および個數 容積×壓力 製造所	主 機 用 2 4.5m ³ ×30kg/cm ² 浦賀造船所			發 電 機 用 1 400L×30kg/cm ² 浦賀造船所					
軸 系	推 力 軸 中 間 軸 推 進 軸	直 徑	240	長 サ	8,000 7,900 14,5675	數	4 2 2	重 量	製 造 所	主 機 付 粗材日鋼/製造浦賀 粗材日鋼/製造浦賀
推 進 器	型式および寸法 面積および面積比 製造所	エロフォイル断面4翼一体式マンガン青銅翼直徑 2,800φ ピッチ比 2,390 ピッチ比 0.8535 浦賀造船所								
名 稱	型 式	數	力 量	寸 法	H.P.	r.p.m.	摘要	製造所		
甲 板	揚 錨 機	汽動横キャブ スタン付	1	20T×10m/min キャブスタン8T×20m/min	230×2 310	120		東京機械		
補 機	舵 取 機	電 動 油 壓	2			2×10HP	720	三菱長崎 モーター 三菱電機		
	同 上	非常用直流モ ーター	1			10	720	三菱電機		
そ の 他	キャブスタン	汽動横二汽筒	2	10T×20m/min	280×2 300	155		浦賀(横 濱工場)		
同 上	作業機械	電動ボール盤	1					大日金屬		
同 上		電動グライ ンダー	1	固定式 1 移動式 1	10' 兩頭型			〃		
名 稱	型 式	數	力 量	寸 法	H.P.	R.P.M.				
主軸駆動	清水冷却ポンプ	二聯ピストン	2	100m ³ /h×25m						
	海水冷却ポンプ	〃	2	120〃×20〃						
主機駆動	潤滑油ポンプ	齒車式	2	90〃×40〃						
機 關	發 電 機	ディーゼル機関駆動	3	160KVA×230V 60~	6BH22 6シリンダー ×220φ×320	200 BHP	450			
	空 氣 壓 縮 機	電動堅型二段	2	120m ³ /h×30kg/cm ²	H.P.80φL.P.190φ ストローク120	42	514			
	非常用空氣壓縮機	石油機関駆動	1	10〃×30〃	BC2A H.P.35φ L.P.80φ S.75	42	850			

室	豫備潤滑油ポンプ	電動縦齒車	2	90m ³ , h×40m		40	900
	潤滑油清浄ポンプ	電動横齒車	1組	2×3×20"		3	1,200
	燃料油移送ポンプ	汽動ウエシントン	1	20×25"	$\frac{120 \times 140}{160}$		42
	燃料油清浄ポンプ	電動横齒車	1組	2×3×20"		3	1,200
	豫備清水冷却ポンプ	電動縦遠心	1	100×25m		20	1,800
	豫備海水冷却ポンプ	電動縦遠心(自給)	1	120/60×30/60		35	1,800
	發電機海水冷却ポンプ	電動縦遠心	1	40×30		10	1,800
	サニタリーポンプ	電動縦遠心	1	40×30		10	1,800
	ビルヂポンプ	電動縦二聯ピストン	1	30×30		7.5	1,200
	消防雑用水ポンプ	電動縦遠心(自給)	1	120/60×30/60		35	1,800
補	ビルヂ雑用水ポンプ	汽動ウエシントン	2	120/60×30/60	$\frac{280 \times 240}{260}$		48 27
	清水ポンプ	電動縦フランジャー	1	10×30	$\frac{2 \times 100}{80}$	4	モーター 1,200 76
	ヒーリングポンプ	レシプロ駆動遠心	1	2,200×7.5	$\frac{240 \times 240}{180}$	120 HP	350
	潤滑油清浄機	電動シャーププレス	2	2000L/H		2	3,600
	燃料油清浄機	電動シャーププレス	2	2000L/H	(B重油にて)	2	3,600
	給水ポンプ	汽動ウエヤー	2	10m ³ /h×150m	$\frac{200 \times 135}{380}$		19
	罐用送風機	電動機ターボベン	2	150m ³ /min×120mm		7.5	1,800
	重油噴燃装置	油 壓 式	1式				
	重油噴燃ポンプ	電動横齒車	1	0.8×40m		2	1,200
	同上	汽動ウエヤー	1	1.5×140m			
機	換氣通風機(押込)	電動内装軸流	2	350m ³ /min×35mm		7.5	1,200
	同上(押込)	"(可逆)	2	300×50		7.5	1,800
	同上(誘引)	"(可逆)	2	300×50		7.5	1,800

- 1) 本船は1日に函館・青森間を2往復し1日に4回岸壁につけるので、主機の發停回数が普通の航洋貨物船よりも非常に多い。従つて、起動用空氣槽の容量が大きくなつてゐる。
- 2) 上記のように岸壁に繋船する頻度が非常に多いので、揚錐機およびキャブスタンの強度と耐久力を増すようにした。
- 3) 航路が北地に限定せられており寒冷時の航海期間が比較的長いので、寒氣に對して特に考慮が拂われている。
- 4) 車輛甲板があるため機關室の天井が低く、機關室圍壁の幅が1.2米しかなく非常に狭いので、主機の据付、廢氣管の導設および機關室の換氣通風等に苦心が拂われた。

本船の機關部要目は別表の通りである。

8. 海上試運轉成績

昭和30年8月22日に館山沖標柱間で施行された速力試験の成績は次の通りである。

風向、風力 南西 3
 海上の状態 所々に白波あり
 出港時の吃水 前部 4.153 後部 4.578
 平均 4.366 トリム 0.425
 同上排水量 4,835 噸

試験種類	速力(節)	RPM (平均)	BHP	$\frac{P^{1/3} \times V^3}{BHP}$		スリップ (%)
兩舷機前進	1/4	11.38	165.7	1,453	289	11.3
	2/4	14.00	206.4	3,030	259	12.4
	3/4	15.67	233.8	4,517	243	13.4
	4/4	16.88	254.0	5,836	235	14.1
	O.L.	17.37	259.7	6,454	231	13.6
片舷機	左4/4	10.44	201.2	1,874	174	33.0
	右4/4	10.50	201.1	1,787	186	32.2

燃料消費量は 5,600BHP にて主機のみ 920kg/h、
 (164g/BHP/h) 發電機 25kg/h、合計 945kg/h であつた。
 (以上)

船型試験によるアドミラルティー係数資料 (2)

—単螺旋大型貨物船および油槽船—

菅 四 郎

運輸技術研究所次長

今回は最近、特に輸出向けとして、多数建造されている単螺旋の大型貨物船および大型タンカーの成績を集めてみた。長さ 150 m 以上のタイプは戦前には殆んどみられなかつたもので、わずか當時の 1 萬噸タンカーが長さ 150 m 前後で、このグループに入る位のものであろう。

グループ分けは垂線間長さ 140~160 m, 160~180 m および 180 m 以上の 3 種とし、各グループ毎に 10 隻ずつの成績を集録した。それぞれの要目は第 1~3 表に示す。但し今回は比較の便のため各船の船體および主機要目等は三つのグループ毎に長さがそれぞれ 150 m, 170 m および 190 m の場合に換算した値で示してある。これら各船の計畫満載状態および輕貨状態 (1/2 載貨位までの状態を含む) におけるアドミラルティー係数を第 1~3 圖に示した。

次にこれらの表および圖を利用される上に必要な事項のみを簡単に列記する。

1) 試験方法について

圖に示した成績はいずれも運輸技術研究所船舶推進部における模型船自航試験の結果から得られたもので、自航試験の際の抵抗修正量の算定に當つては、實船の摩擦抵抗係数としてフルードの係数に修正係数 ϵ を乗じた値を採用している。この ϵ については山縣博士著船型學推進編 189 頁に詳述されているが、本資料に扱つたような長さ 140 m 以上の場合は ϵ は比較的小さい値である。すなわち満載吃水線長さ 150 m の場合で 1.012, 170 m の場合で 1.008, 190 m の場合で 1.004 であるから、この影響はそれ程嚴密に考える必要はないであらう。

ただこのような大型船の最近の試運転結果では、實際の計測された所要馬力がフルードの係数を使用して求めた推進馬力より明かに下まわることが知られている。これは主として、船型の大型化したことや外板の溶接が廣く採用されるにいたつたこと等による摩擦抵抗の減少に基因するものと考えられ、これらによる馬力の減少については本資料の成績に別途に考慮修正を加える必要がある。なおこの點に關しては本誌別稿を参照されたい。

2) 船體主要寸法等について

船の長さ L_{PP} は垂線間長さであり、幅および吃水は外板の平均厚さを加算した値で、排水量 Δ_s も外板および副部の排水量を含み、肥率係数等はこれらの値を使用して算定したものである。また浮力中心位置は中央横截面からの距離を L_{FP} の % で表わしたもので、中央から前方を -、後方を + としている。船尾はすべてクルーザー・スターンである。

3) 推進器要目について

推進器の要目として直径 D 、ピッチ比 H/D (0.7 における)、ピッチ分布 (増は遞増、減は遞減ピッチ) および翼數のみを示すことにした。ボス比、展開面積比、翼厚比等にも若干の相異があるはずであるが、本資料の目的からみて複雑にすぎる恐れがあり、また各グループはいずれも類似の船種を集めたもので特に著しく相異なる如きものはないと考え、記載を省略した。

4) 主機要目について

アドミラルティー係数を比較する場合推進器の回轉數は推進効率等に直接影響するので、回轉數の影響を無視することは出来ない。回轉數の大体的見當をつける意味で、計畫された主機の定格馬力とその場合の回轉數とを記載した。

(5) 圖表中の記號について

L_{PP} = 垂線間長さ (m)

B = 幅 (平均外板を含む) (m)

d = 吃水 (") (m)

Δ_s = 排水量 (副部を含む) (噸)

C_b = 方形肥率係數

C_p = 柱形 " "

C_M = 中央横截面係數

l_{cb} = 浮力中心位置

D = 推進器直径 (m)

H = ピッチ (m)

V_s' = 船の速度 (節)

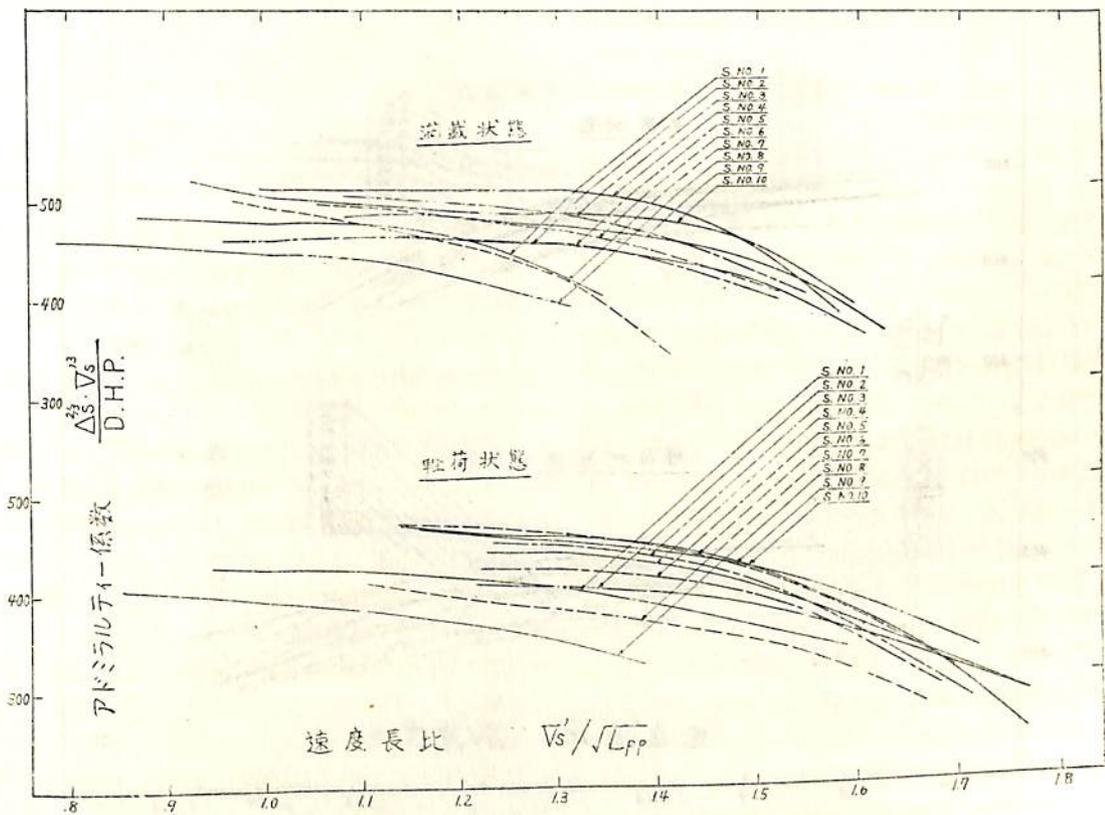
DHP = 傳達馬力 (推進器に伝えられる馬力)

速度長比 = $V_s' / \sqrt{L_{PP}}$

アドミラルティー係數 = $\Delta_s^{2/3} V_s' / \text{DHP}$

第 1 表 L_{PP}=150m 要 目 表

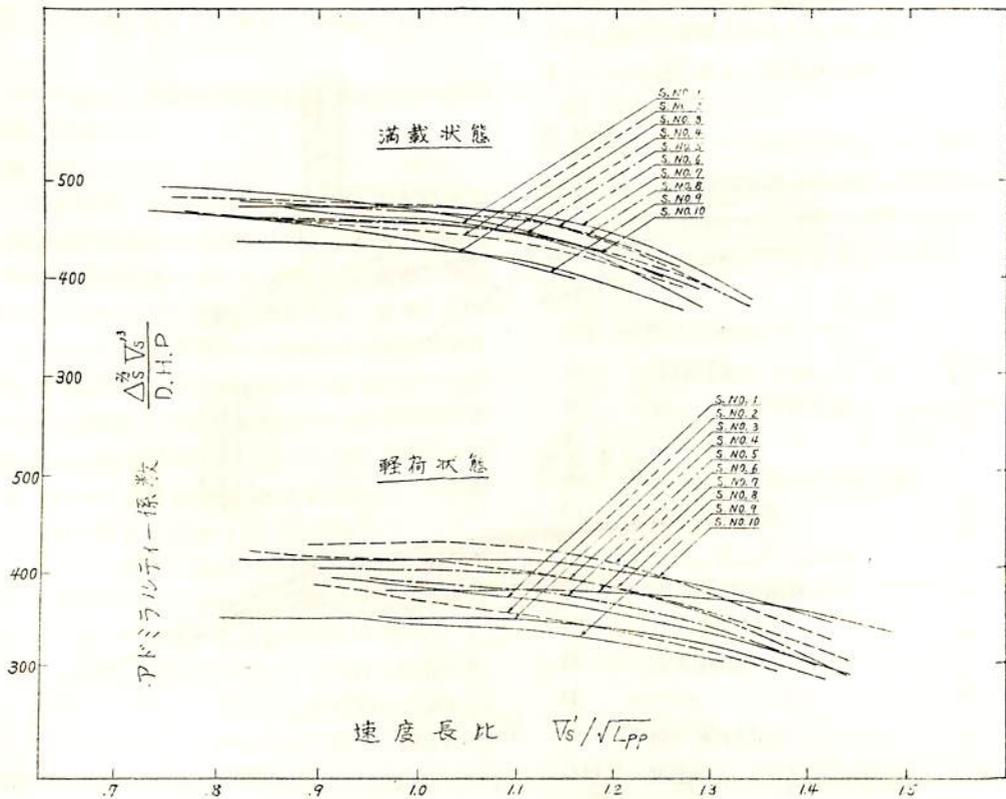
S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B	(m)	19.54	20.32	20.62	20.13	20.12	20.33	19.00	20.24	20.42	20.11
満 載 状 態	d (m)	9.338	8.628	9.750	9.295	9.415	9.007	9.328	8.518	8.755	9.435
	Δ_s (KT)	20,600	18,070	21,620	19,760	19,510	18,980	20,520	19,920	18,460	19,940
	C _b	.734	.670	.680	.687	.670	.674	.753	.754	.672	.682
	C _D	.742	.630	.692	.700	.634	.637	.760	.762	.681	.693
	C _M	.990	.985	.984	.982	.980	.981	.990	.989	.937	.985
lcb	(%)	-1.2	+1.28	+1.74	+1.24	+1.027	+1.44	-1.56	-1.43	+1.32	+1.82
主 機 械	常用 H.P.	S.H.P. 6,900	B.H.P. 12,650	B.H.P. 10,800	S.H.P. 12,400	B.H.P. 10,700	B.H.P. 10,150	S.H.P. 8,200	S.H.P. 6,950	B.H.P. 13,650	S.H.P. 13,500
	R. P. M.	111	117	121	108	119	117	110	102	118	112
推 進 器	D (m)	5.727	6.104	6.108	6.207	6.000	6.000	5.800	5.661	6.232	6.415
	H/D	一定 .770	減 .850	一定 .850	減 .937	一定 .810	一定 .810	減 .772	減 .783	減 .860	減 .853
	翼 数	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
舵		反動	反動	反動	反動	反動	反動	反動	反動	反動	反動
軽 荷	トリム (m)	4.054	4.500	1.715	4.002	1.550	1.037	4.880	2.951	3.000	3.000
	Δ_s (KT)	8,700	7,970	9,990	8,970	9,810	10,270	8,140	10,790	9,430	9,010



第 1 圖 大型船のアドミラルティ係数 (L_{PP}=140~160m)

第 2 表 $L_{PP}=170m$ 要 目 表

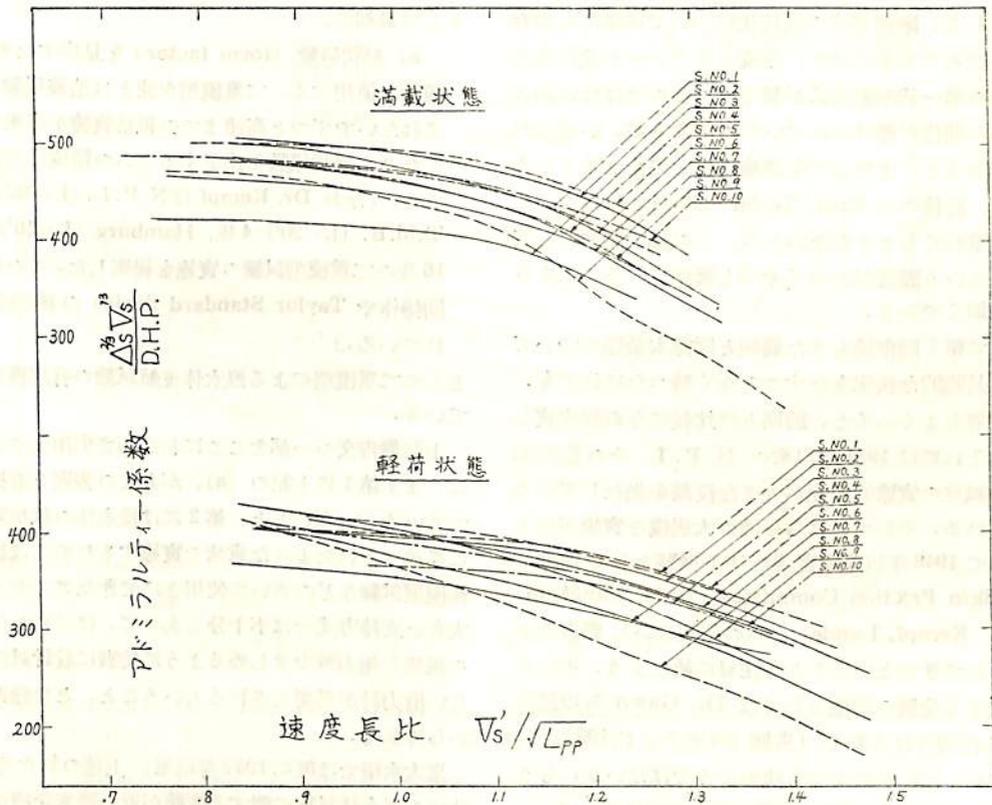
S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B (m)		23.18	23.44	22.44	22.53	23.18	22.76	22.93	22.32	22.98	22.22
満 載 状 態	d (m)	10.150	8,970	9,695	9,419	9,505	9,703	9.6 0	9.670	9,266	9,405
	Δ_s (KT)	31,380	28,610	29,340	28,030	29,800	29,300	28,110	28,230	28,640	27,610
	Cb	.765	.781	.774	.758	.776	.762	.750	.769	.772	.758
	Cp	.773	.792	.777	.768	.782	.769	.758	.780	.781	.765
	$C_{\overline{M}}$.990	.986	.996	.987	.992	.990	.989	.986	.989	.990
lcb (%)	-1.20	-1.08	-1.48	-1.30	-.55	-.90	-1.05	-1.32	-.81	-.98	
主 機 械	常用 H.P.	B.H.P. 10,050	B.H.P. 8,200	S.H.P. 9,800	S.H.P. 11,450	B.H.P. 7,500	S.H.P. 8,500	S.H.P. 10,000	S.H.P. 9,400	B.H.P. 7,250	S.H.P. 7,750
	R. P. M.	118	117	114	104	113	102	116	106	116	115
推 進 器	D (m)	6.140	5.873	6.209	6.275	5.637	6.343	6.085	6.273	5.635	5.873
	H/D	増 .705	減 .632	減 .620	減 .831	減 .674	減 .700	減 .713	減 .715	減 .615	減 .689
	翼 數	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
舵		流線	反動	反動	反動	反動	反動	反動	反動	反動	反動
輕 荷	トリム (m)	5.100	3.774	5.100	1.700	3.401	3.400	4.016	3.400	3.839	3.400
	Δ_s (KT)	11,850	17,820	10,550	17,410	12,010	13,850	11,210	11,663	11,580	11,050



第 2 圖 大型船のアドミラルティ係数 ($L_{PP}=160\sim 180m$)

第 3 表 $L_{PP} = 190m$ 要 目 表

S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B (m)		26.48	26.76	26.70	26.28	25.94	25.88	25.88	25.88	25.46	26.73
満 載 状 態	d (m)	10.38	10.26	10.25	10.32	10.40	10.51	10.51	10.51	10.15	10.70
	J_s (KT)	42,050	41,400	42,680	41,730	40,350	41,300	42,280	43,490	39,200	43,340
	Cb	.786	.774	.801	.790	.768	.780	.800	.821	.779	.778
	Cp	.794	.782	.810	.798	.777	.788	.808	.829	.788	.786
	C_M	.990	.970	.989	.989	.988	.990	.990	.991	.989	.990
	Icb (%)	-1.55	-1.11	-.99	-1.125	-1.10	-1.52	-1.53	-1.54	-1.58	-2.20
主 機 械	常用 H.P.	S.H.P. 12,400	S.H.P. 15,950	S.H.P. 15,800	S.H.P. 13,250	S.H.P. 13,750	S.H.P. 16,850	S.H.P. 16,850	S.H.P. 16,850	S.H.P. 13,200	S.H.P. 14,250
	R. P. M.	105	104	105	105	107	105	105	105	111	103
推 進 器	D (m)	6.480	6.525	6.330	6.626	6.880	6.680	6.680	6.630	6.557	7.145
	H/D	減 .731	一定 .800	一定 .795	減 .698	減 .667	一定 .770	一定 .770	一定 .770	減 .686	一定 .670
	翼 數	4	4	5	4	4	4	4	4	5	4
舵		反動	反動	コスター バルブ	反動						
輕 荷	トリス (m)	5.683	4.600	3.800	4.748	3.598	3.798	3.798	3.798	1.910	3.800
	J_s (KT)	16,410	18,000	17,900	17,420	17,520	17,880	18,460	19,090	24,120	20,650



第 3 圖 大型船のアドミラルティ係數 ($L_{PP} = 180m$ 以上)

はじめに

北歐3國共同主催のもとに昨夏行なわれた第7回國際試験水槽會議の報告が、當時日本の代表として出席された山縣昌夫教授のところにもさきごろ一部送られてきた。

早速拜借におよんで手當り次第に頁を繰つてみると、どの頁にも會議の分圍氣をそのままに伝える多數の討論がたんねんに記録されているのはなほ興味深い。

わけでも議題2・4——摩擦抵抗と亂流促進法のところは、水槽試験と切つても切れない縁のあるフルードの摩擦算式、同抵抗解析法と訣別するかどうかという、この會議にとつては正に歴史的な重要性をもつ決議事項をその中に含んでいるため特別の關心を惹くものがある。

本件は戦後第1回の會議たる第5回(ロンドン1948)において初めて提案され、第6回(ワシントン1951)でも決定をみずに持越され、そのまま今回に至つたものである。そして、摩擦算式の近代化については誰しも異存のないところであるだけに、今度こそフルード式に代るなんらかの単一新摩擦公式が制定されるのではないかと各方面から期待が懸けられていたのであるが、いざふたを開けてみると、またしても議論百出して止まるところを知らず、最後には Prof. Telfer から「これ以上いくら議論を重ねてもキリがないから、この邊で閉會にしては……」という發言があつてやつと幕切れになつたような情況の如くである。

かくして第7回會議もまた前回と同様本議題についてはなんら具體的な決定をなすことなく終つたけれども、討論の内容をよくみると、前回とは比較になぬ程充実していて、それには1951年以來の N. P. L. その他における摩擦抵抗の實驗的研究が大きな役割を果たしていると考えられる。そしてこれら一連の大規模な實驗がほとんどすべて1948年以來本會議の下部機關として活動している Skin Friction Committee (Todd, Davidson, Hughes, Kempf, Lunde) からの依頼ないし勸告によつてなされてきたということも注目し値しよう。そして討論を通ずる全體の空氣としては Dr. Gawn らの發言によつて代表される如く「次回(マドリッド1957)には、とにかくなにがなんでも決めようではないか。もうこれ以上のぼすのはお互い 絶對やめようではないか。」というところらしく、日本の水槽委員あたりでもこの

問題に對する正式の態度決定をここ1~2年のうちにはぜひとも下さねばならぬ情勢になつてきたように思われる。また廣く造船界一般も新公式制定後の一時的混亂を豫想して、いまからその適切な對策を立てておくことが賢明な方途ではなからうか。

以上、本文の表題とはいささか見當外れの方向に脱線してしまつたが、この邊で本論に戻ることにしよう。

形状抵抗と没水二重模型による抵抗試験

前記、國際水槽會議報告の中に Skin Friction Committee が本會議に對し7箇條の提案を行つているが、その第5條に次のようなことがある。すなわち

5. 本委員會は今後3次元粘性流れの形状抵抗の定量的關係を求めることに研究の主眼をおくことを勸告する。そして右の目的のためには下記4方向から同時に研究してゆくのが有効であらう。

として最初に、

a) 形状係數 (form factor) を見出すために二重模型を使用する。二重模型を使えば造波現象に邪魔されないでずつと高速までの抵抗實驗が出来るようになり、形状係數を決定するさいの精度は非常に高まる。(なお Dr. Kempf は N. P. L. (L=15') 8隻, T.M.B. (L=20') 4隻, Hamburg (L=10') 4隻計16隻の二重模型試験の實施を提案した。この中には回轉体や Taylor Standard Series の模型が含まれている。)

として二重模型による没水体曳航試験の有用性を強調している。

上記勸告文の一部をここにわざわざ引用してみた理由は、まず第1に上記の(a)、が本文の表題と直接つながつているということと、第2には没水体の抵抗試験をここに述べられたような意味で實施するためには從來潜水艦模型試験などのさいに使用されてきたアイドル抵抗の大きい支持方式では不十分であつて、はじめからアイドル抵抗を極力減少せしめるように特別に設計試作した新しい檢力計が必要とされるということ、とを強調したいからである。

東大水槽では既に1952年以來、上述の如き新しい意味での没水体試験に對する要請が近い將來急速に高まるであらうことを見越して、磁歪式没水体檢力計の試作に

着手し、1953年末にはその完成をみた。これについては近く別の機会に設計担当者たる菊地義男氏の詳細な発表がなされる予定であるから、ここでは一切省略することとする。

本装置を使用して、その後今日までに $L=1.75\sim 2.40$ m, $2d=70\sim 280$ kg にわたる大小4種の二重模型についての没水体抵抗試験が行なわれているが、本検力計は大体において所期の性能を有しているように思われる。ただ sword の設計に當つては造波抵抗理論の立場のみで検討したのではなおかつ不十分であつて、後方に出来る splash の防止するためには水面附近のみに任意に随時取付けうる fin を必要とすること、さらに本 sword の如く fine な截面形状においてすらも、なおかつ sword が長大であるための1次元のカルマン渦による若干の振動が起り勝ちであること——これを防ぐには前後非對稱の截面とし後半部を前半部の2~3倍まで延長するとよい——などが今後の設計にさいし改良すべき點である。

試作没水体検力計の最初の應用としては、排水量が小さく装置全般の強度上心配のいらぬものが望ましかつ

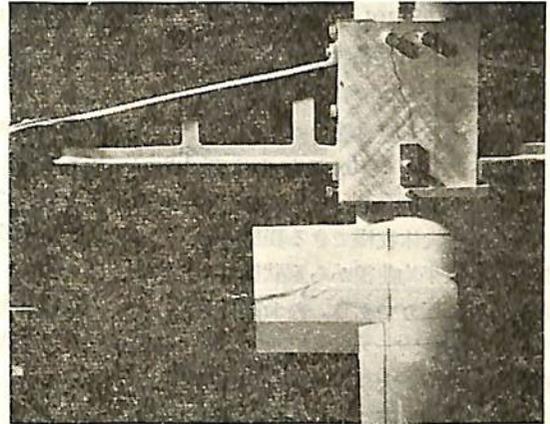


Fig. 1 Sword の水線附近に fin を装着して後方におどる splash を防ぐ對稱船型の場合 (理論船型)

たので、かたがた本装置の精度を確かめる意味で、筆者が造波抵抗の理論と實驗との比較に使用した比較的 fine な理論船型4種のうち、吃水比の小さい2種 (S-101, S-201) を選んで、その2重模型を別に製作し、これ

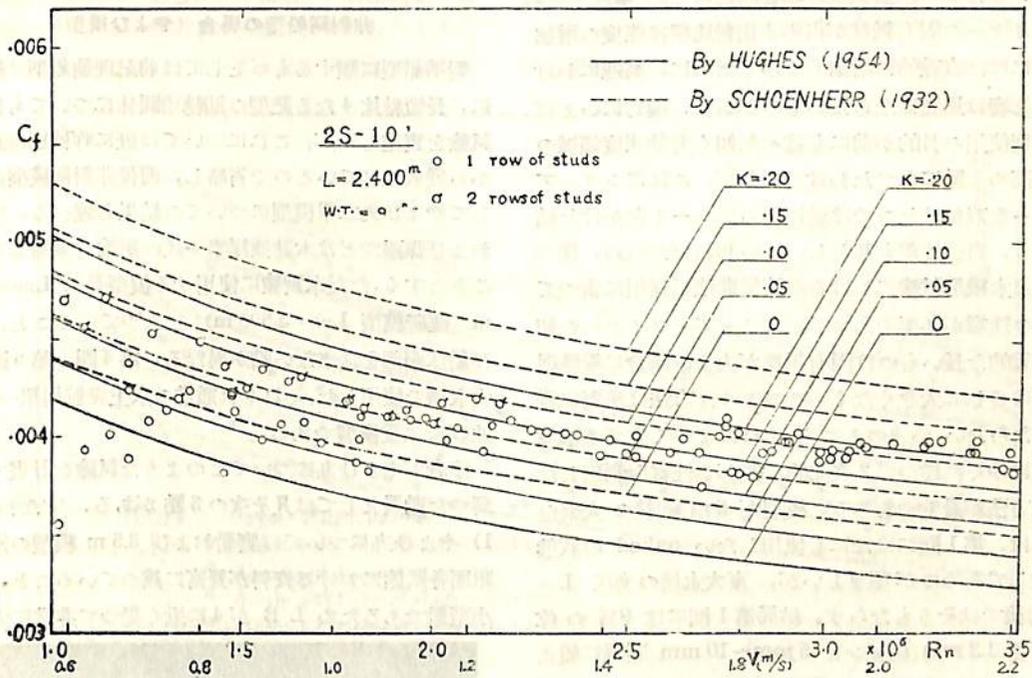


Fig. 2 2S-101 實驗結果
第 1 表

Model No.	L (m)	B (m)	$2T_{max}$ (m)	$2T_{PP}$ (m)	$2d$ (m ³)	2S (m ²)	$d/(\frac{L}{10})^3$	k	
								Hughes	Schoen.
2S-101	2.400	.1796	.3866	.2400	.09025	1.923	3.27	0.14	0.07
2S-201	1.750	.2150	.2954	.1750	.06928	1.299	6.47	0.19	0.12

をそれぞれ 2S-101, 2S-201 と呼ぶことにした。その主要寸法は第1表の通りであつて、また実験結果は紙面の都合上 2S-101 のみについて第2圖に示す。

これをみると実験點のバツキは曳引車の振動の大きく出るところ ($V=0.9\text{ m/s}$ および 1.6 m/s のあたり) と、ピン1列のときの低速部 (層流の影響) とを除いてはまあまあ大体我慢できる程度であつて、これらの部分を除外した平均曲線から形状係数 k を求めたのが第1表に示した通りである。なお高速 ($R_n > 3.0 \times 10^6$) で多少 k が大きくなつていようにみえるのは、ピンの固有抵抗が高速で大きく (2% 程度) 入つていること、および僅かながら既にこの邊りから造波抵抗が若干加つてきていることが理論的にも推定される。

二重模型の亂流促進法について

なお本実験を実施して初めて痛感したことは、一般に廣く採用されているトリップ・ワイヤー——これは確かに簡便で手輕な亂流促進法であるが——を無批判に使用すると往々にして大きな過誤を來たすということである。すなわち摩擦抵抗のみを問題にした場合トリップ・ワイヤーの固有抵抗が占める相対比率は速度の増加とともにほぼ直線的に増加してゆくために、高速におけるその影響は馬鹿にならないものがある。端的に言えば二重模型使用の目的が前にも述べた如く有効速度領域の上限を高める點にあつたわけであるが、これにトリップワイヤーを取付けたのでは逆に自らブレーキをかけた結果となり、自己撞着も甚だしいといわねばならぬ。従つて二重没水模型試験における亂流促進法の採用に當つては細心の注意が必要であつて、トリップ・ワイヤーの如く1次元的な長いものは固有抵抗が大きい割合に亂流促進効果はさして小さくなく、このような方法は絶対に避けねばならない。いまのところ、それによつて生ずる渦度の後方にゆくに從つて2次元的に擴がる性質を利用したピンの方法が最上であろう。模型が6m前後の大型の場合には、第1回にはなにも使用しない *naked* の状態で試験してみるのが望ましいが、東大水槽の如く $L=2\text{ m}$ 前後ではそうもならず、結局第1回には9分の位置に高さ1.2mmのピンを5mm~10mm間隔に植えて中速から上の高速度側に重點を置いて走り、次に第2回にはさらに高さ0.6mmのピンをF.P.から0.01Lの位置に追加して (間隔10mm) 低速から中速までを実験する。というような方法を採用した。低 R_n 數領域では後に追加した0.6mmのピンの効果はL大從つてV小なる (同一 R_n にて) 2S 101 においてとくに顯著に現われている。

このようなピンの平面形は N.P.L. あたりでも圓形の普通の丸ピンを用いているようであるが、當然考えられることはピンに角のあつた方がよいということと、さらに壓力降下領域において渦度が減衰させられる傾向に打勝つためには初期發生の渦のスケールをピンの高さを増さずにもつと大きくしてやることである。そのためにピンの平面形としては第3圖の如きものを採用し、さらに實際にその亂流促進の効果を通常の丸ピンと比較するためハイドロキノン・デアセテートによる判定試験を行った。

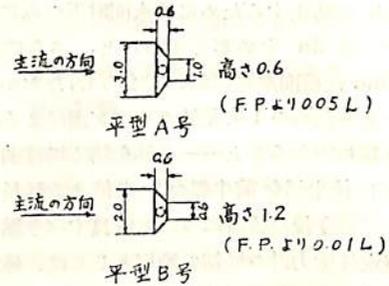


Fig. 3 亂流促進用ピンの平面形 (東大水槽・非對稱船型の場合 (やよひ模型))

對稱船型に類するものとしては前記理論船型2種の他に、長短軸比4なる肥型の回轉橢圓体についても同様の試験を実施したが、これについては既に昨秋別所正利氏から發表されているので省略し、前後非對稱模型の例としてやよひ丸二重模型についての結果を述べる。主要目および線圖などは本誌横尾幸一氏の所論を参照して頂くこととする。ただ本実験に使用せる模型長は $L_{pp}=2.000\text{ m}$ (運研模型 $L_{pp}=3.500\text{ m}$) となつていこと、および船体副部を含まない點が異なる。第4圖、第5圖は東大水槽で使用した、それぞれ通常の水上曳航用單一模型、並びに二重模型である。

筆者がやよひ丸についてこのような試験を計畫するに到つた動機としては凡そ次の3點がある。すなわち、1) やよひ丸については貨船および3.5m模型の滑面、粗面各状態における資料が豊富に揃つていこと。2) 小型船であるため L/B が4に近く從つて非常に大きな

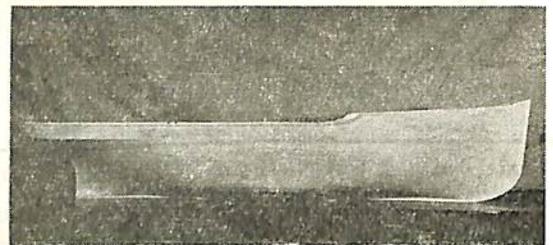


Fig. 4 やよひ丸 2m 單一模型 (東大水槽)

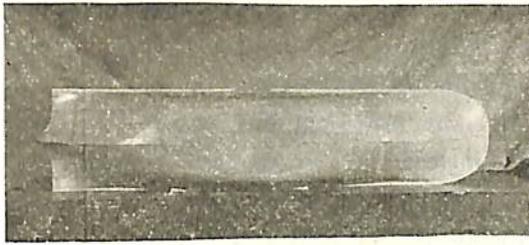


Fig. 5 やよひ丸 2m 2重模型 (東大水槽)

形状係数 k をもつことが豫想され、これによつて通常の船型のうちの k の起りうる上限がほぼつかめるであろうこと。3) 浮力中心位置 ($l.c.b$) がかなり後方にずれていて、同一模型につき前進、後進の兩方を試験すれば k の値にも相當はつきりした差が出てくる (當然後進の k が前進の k より小さくなる) であろうということなどによる。第6圖は排水量および浸水面積の分布の前後の非對稱の程度を示したものである。

これによると $l.c.b.$ は +2.9% 浸水面積の前後中心は +1.6% である。

第7圖は二重模型 (前進および後進) の實驗結果であつて、點のバラッキは曳引車の振動のためかなり大きく決して十分な結果とはいえないが、前進・後進における

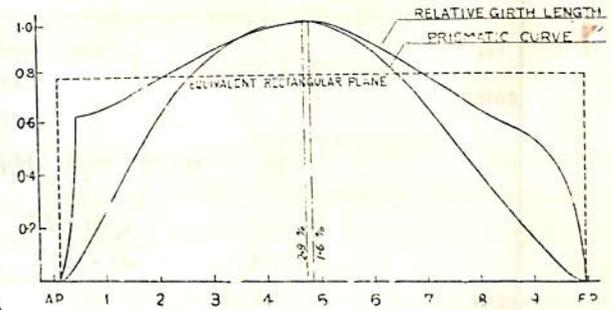


Fig. 6 やよひ丸プリズマチック・カーブおよびガス分布圖

各 k の値は Hughes の式に對してそれぞれ約 0.70, 0.50 とはつきりした開きをみせている。

なお通常の單一模型の水上航走時抵抗試験については現在前進の場合のみが一應終了したところであつて (これについてもいま實施中の水槽軌條並曳引車軸系の調整工事終了次第なお再試験を行う予定である) その結果を Fig. 8 に示す。

Fig. 8 についてさきに筆者が提案した方法に従い造波抵抗理論を應用して全抵抗から逆に係数 k を求めると k の大略の値として $k=0.60$ がえられる。これは二重模型による結果 ($k=0.70$) より若干小さいが、ほ

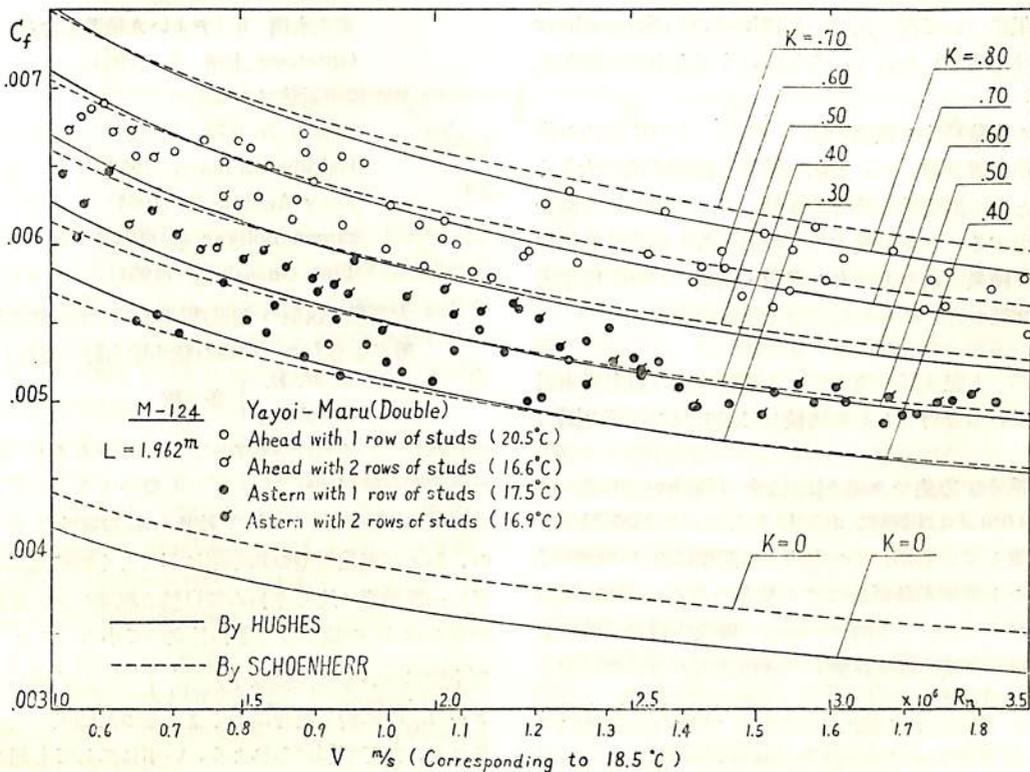


Fig. 7 やよひ丸 2重模型の抵抗試験 (前進・後進)

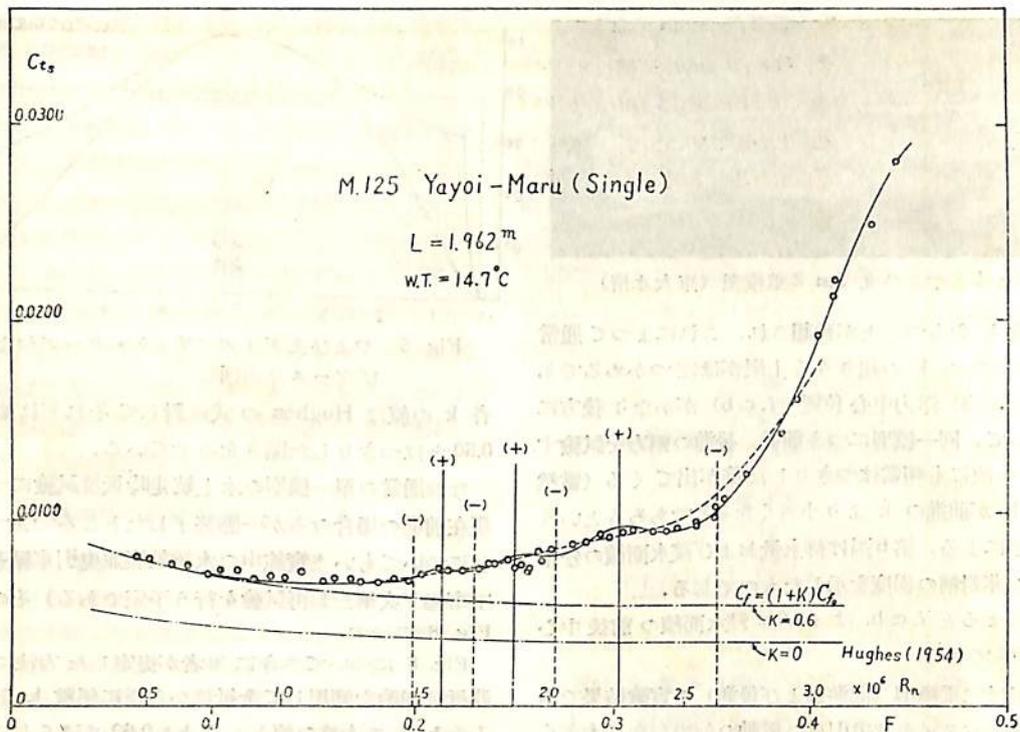


Fig. 8 やよひ丸単一模型の抵抗試験(前進)

ほ一致している。なおさきに同様の解析を運研 3.5 m 模型の結果について行つたさいには $k=0.52$ (Schoenherr) に対し $k=0.40$ という、さらにいくぶん小さな値がえられた。

現在の実験精度の段階では k について 0.03 以内の差はやや信を置き難いが、上記の結果は模型寸法が大きくなるとともに剝離点が後方に移動して、ために k も幾分か減少することを示唆するものであろうか。これに似たような結果は本やよひ丸の實船・模型 (3.5m) 兩件流試験の比較のさいにもみられたときいている。

おわりに

最後に、上記 4 種の模型による形状係数の値を従来發表されている資料とともに比較して示したのが第 9 圖である。

まず圖示の方法であるが、従来 Hughes あるいは Nordström らは横軸に L^3/L をとり、これに対して k を點置しているが、この方法では肥型になるにつれて k 曲線の上昇率が急になつて不都合である。これに代わる方法の一つとして今回は、かつて阪大中村彰一助教授が「漁船の系統的抵抗試験」の成績表現のさいに採用された $F/\left(\frac{L}{10}\right)^3$ をとることにした。比較すべき資料としては Hughes, Nordström, 田宮眞助教授らのものを利用して頂いた。従つて本圖は

a) 没水二重模型によるもの

東大水槽 5 (やよひ丸後進を含む) (1955)
Göteborg 水槽 4 (1951)

b) 相似模型試験によるもの

B. S. R. A. 0.75 (1951)	ノルウェー
Hakubasan-maru (1952)	日本
Lucy Ashton 号 (1952)	イギリス
Simon Bolivar 号 (1954)	オランダ
Tina Onassis 号 (1954)	スペイン

c) 大型単一模型の超低速領域における精密抵抗試験によるもの (特殊の微小檢力計を使用)

N. P. L. } 多敷
Göteborg }

が共存しているわけであるが、これらを見ると一般に k の値が従来推測されていたよりも幾分大きいこと、これに對して回轉楕圓体の如き特殊な軸對稱性を有するもの、および理論船型の如く流れが (とくに船底部において) 一般船型に比しきわめて自然で無理のない形状をもつものは k の値がひととき目立つて小さいこと、および全般については主變數 $F/\left(\frac{L}{10}\right)^3$ および副パラメーター L/T に對し割合によくまとまつた結果になつていこと、などが擧げられよう。いずれにしても船の摩擦抵抗については、かつて田宮助教授の指摘された如く造

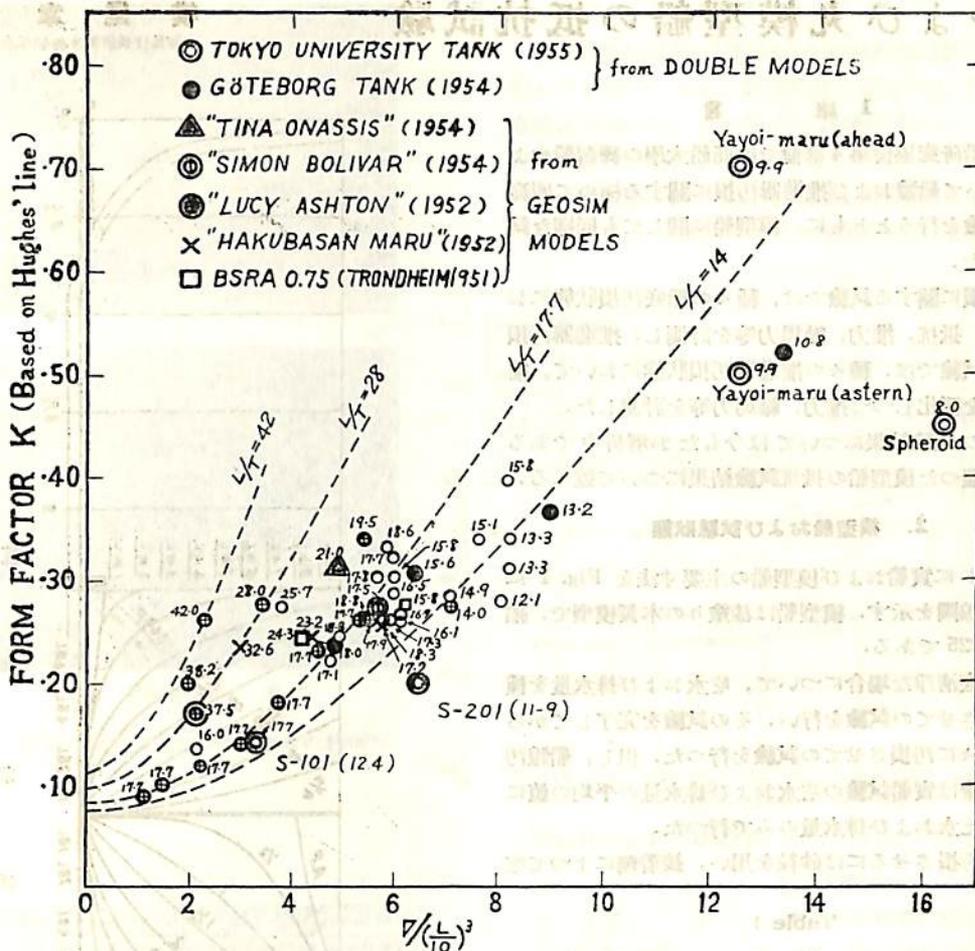


Fig. 9

波現象との相互干渉項もあつて、フルードの近似を一段だけ高めようとするやと忽ちにして多くの困難な問題が次々と派生的に出て来るため、このような形状係数を求めたり、あるいはそれを使用して抵抗の算定や換算を行つたりすることに對してはかなりの疑念をもつ人が未だ相當に多いようである。

ここには、はしなくも k の極端に大きなやよひ丸の例と、逆に非常に fine な 2S-101 の如き例とを同時に掲げたわけであるが、非常に粗い近似では通常の船型に對し $k=0.20 \sim 0.30$ (Hughes) または $k=0.10 \sim 0.20$ (Schoenherr) 程度の形状抵抗を考えることの方が、従来のフルードの方法で剩餘抵抗の名のもとにすべてを含めてしまうやりかたよりは真に近いものと考えられる。實船への換算に當つては、形状抵抗は V^2 法則ではなく、基本摩擦線に對して同一比で換算されるという Hughes の法則を適用すればよい。

ただしこの法則はさきにも少しく觸れた如くやよひ丸

の如き極端な肥型では k の一部は上の通りに變化し (tangential な成分)、他の一部は剝離點が移動するかしないかにより基本線よりもさらに急勾配になる可能性も考えられるし、また簡単に V^2 法則に従う場合も考えられよう。

以上、この1年間に東大水槽において行われた没水二重模型の抵抗試験についてその大要を紹介した。最後に本研究の遂行に當つて終始御懇篤なる御指導を賜つた山縣昌夫教授に對して厚く御禮申上げるとともに、通常の水槽實驗とは比較にならない身心の重荷にもよく耐えて全員一致協力して、このような成果を擧げて下さつた東大水槽職員各位に心から御禮を申述べたい。また、それぞれ卒業實驗として本研究の前半を擔當された工學士有田正二、金井一彦の兩君、並びに現在やよひ丸模型について實驗擔當中の4年學生小川陽弘、佐藤 徹、原田 亘の3君に對してもその熱心と努力とに對して敬意を表したい。

(1955. 12. 1 脱稿)

やよひ丸模型船の抵抗試験

横尾 幸一
 海防技術研究所船舶推進部

1 緒 言

日本造船研究協会第4部會では商船大學の練習船やよひ丸を用いて船體および推進器汚損に関する極めて廣範な實船試験を行うとともに、模型船に対しても同様な試験を行つた。

船體汚損に関する試験では、種々の船底汚損状態における伴流、抵抗、推力、軸馬力等を計測し、推進器汚損に関する試験では、種々の推進器汚損状態において、推進器荷重を變化しつつ推力、軸馬力等を計測した。

これらの試験結果については今もなお解析中であるが、一應纏つた模型船の抵抗試験結果について述べる。

2. 模型船および試験状態

Table 1 に實船および模型船の主要寸法を Fig. 1 に模型船の線圖を示す。模型船は漆塗りの木製模型で、縮率は1/5.225である。

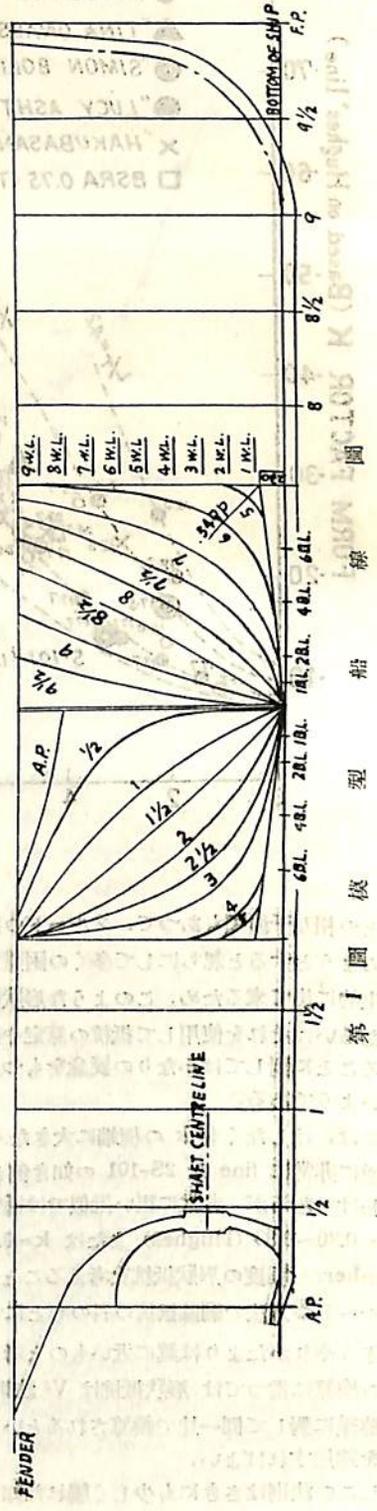
まず船底清浄な場合について、吃水および排水量を種々に變化させての試験を行い、その試験を完了してから船體を種々に汚損させての試験を行つた。但し、船體汚損時の試験は實船試験の吃水および排水量の平均の値に對應する吃水および排水量のみで行つた。

船底を汚損させるには砂粒を用い、接着劑によつて吃

Table 1

	實 船	模 型 船
長さ (LP)	18,288m	3,500m
長さ (Lo)	19,866m	3,802
幅	4,284m	8200m
深さ	2,414m	
吃水	1,934m	3474m
排水量 (v)	77.2m ³	5409m ³
方形肥脊係數	.540	
柱 "	.584	
中央横截面係數	.925	
主機要目	200B.H.P. × 380R.P.M. Diesel.	

水線以下の船底全部にわたつてはりつけた。Fig. 2 にその情況の1例を示す。汚損粒の大きさとしては、實船の汚損状態を参考とし、0.75mm, 1.50mm, 2.20mmの平均直徑を有する3種の砂を採用した。便宜上それぞれの大きさの砂による汚損状態をF1, F2 および F3 と名付ける。最も大きな汚損粒に對しては分布の密度を若干小にした場合の試験も行つた。この状態を F3' と名



3 試験結果

船底清浄な場合の試験結果を剩餘抵抗係数の形で Fig. 3 に示す、但し、摩擦抵抗の算定には Froude の摩擦式を用いた。この種々の試験状態の中、C 状態が 實船試験の平均状態に對應するものである。

各汚損状態に對する抵抗試験結果は全抵抗係数の形で Fig. 4 に示す。参考のために船底清浄な場合に對する

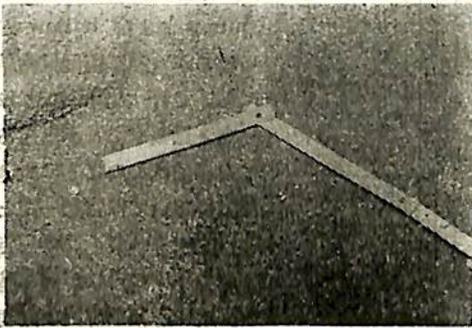
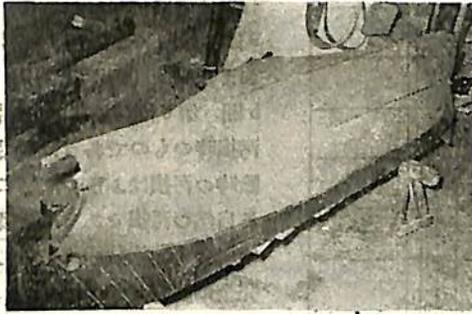


Fig. 2. 汚損状態の一例

付けたが、砂粒の重量にして F3 の場合の約60% に相當する。

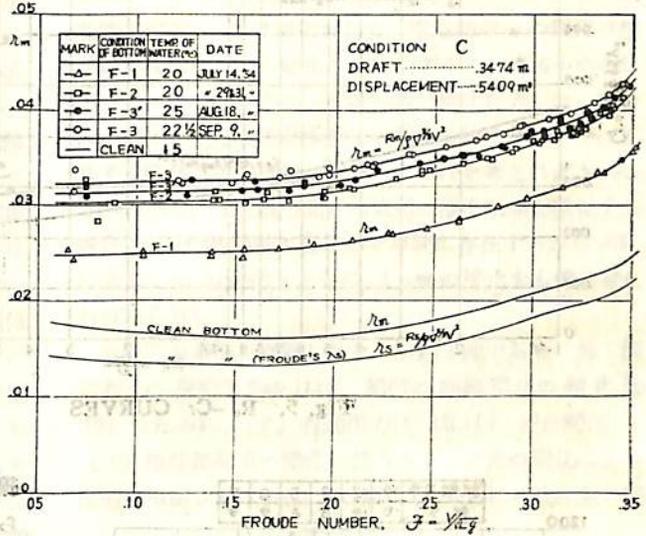


Fig. 4. r_m -F CURVES ($r_m = R_m / \rho V^2 \cdot 3V^2$)

値も同時に示してある。この圖により容易に察知出来ることは、小さな粒の汚損で既に非常に大きな抵抗増加を來たすこと、汚損粒の大きさが大きくなるにつれて、勿論抵抗は増加するが、その増加の割合は次第に減少して行くこと等である。

つぎに造波抵抗が船底汚損によつて變化しないものと假定して、船底清浄時における全抵抗から Froude の摩擦式で計算した摩擦抵抗を差引いて得られた造波抵抗を、各船底汚損時における全抵抗より差引いて求めた摩擦抵抗係数を Fig. 5 に示した。なお大きな Reynolds 數の方に置點してあるのは實船試験結果に同様な計算を施したものを

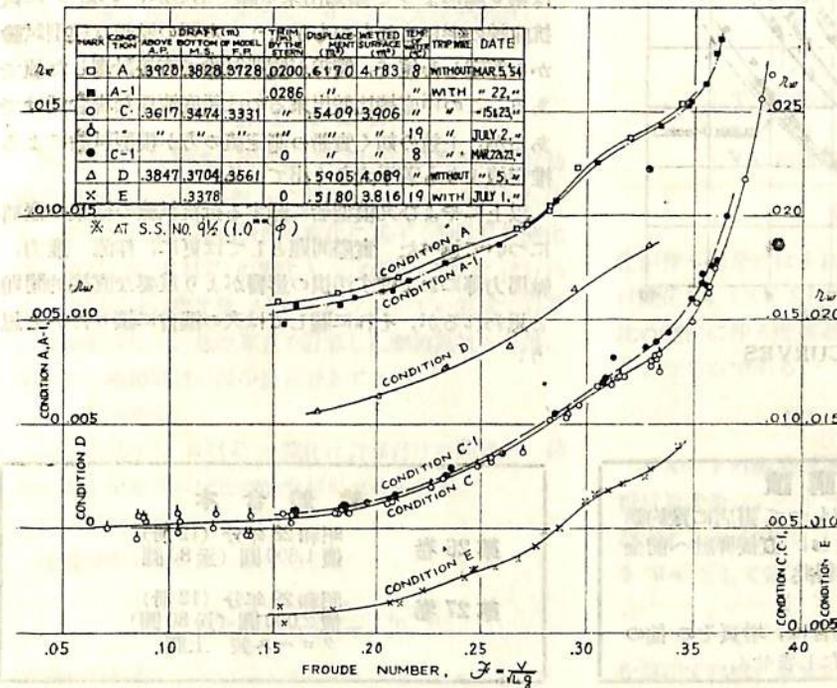


Fig. 3. r_w -F CURVES ($r_w = R_w / \rho V^2 \cdot 3V^2$)

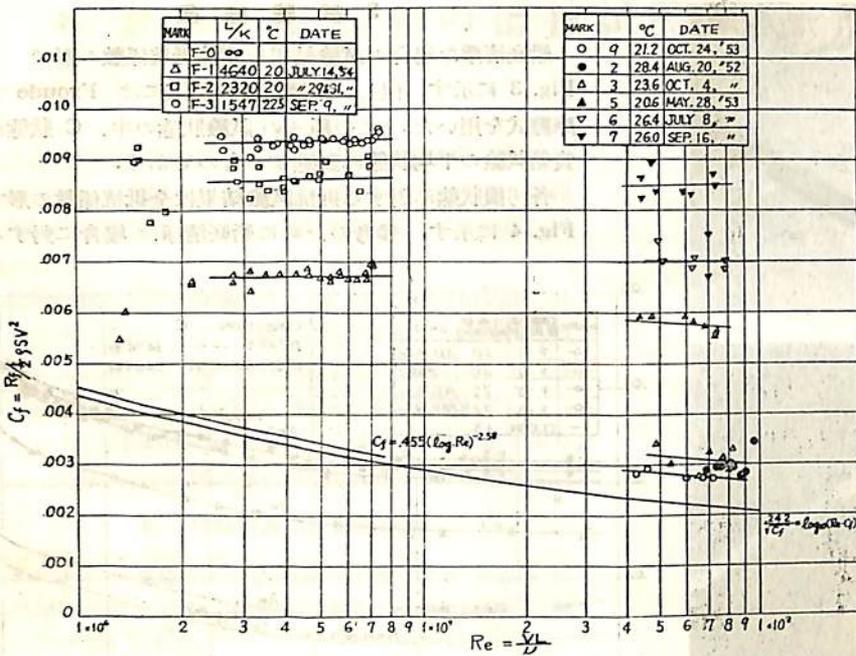


Fig. 5. $R_e - C_f$ CURVES

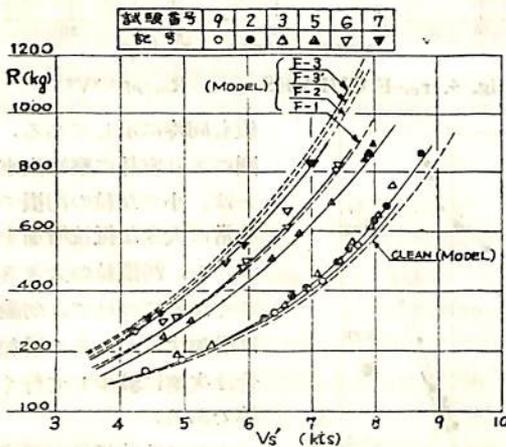


Fig. 6. $R - V_s'$ CURVES

参考までに示したもので、第9回の試験が船底清浄、第2回および第3回がほぼ清浄、第5回、第6回、第7回は船底汚損時のものである。實船試験時の汚損はふじつぼ等による自然の汚損であるから模型の場合と汚損状態は必ずしも完全に對應してはいない。本圖の摩擦抵抗曲線には多少の hump および hollow がみられるが(殊に模型試験結果において)、大局的にはほぼ一定と見做すことが出来る。この係数はこのように大きな汚損においては當然一定となるべきであつて、この一定値よりの多少の外れが何に基くかは更に詳細な研究を必要とする。

なお實船の船底清浄な場合の摩擦抵抗が滑面の抵抗曲線より高い値を示しているのは、やや丸船體の状態から當然豫期されたことであつた。

造波抵抗を同じにしているから、實船と模型との比較は第5圖によつて察知出来る譯であるが、Fig. 6 に抵抗曲線の形にしたものも示した。本圖の點線は模型試験から算定した値で、實線が實船試験で直接計測した値である。この中直接比較出来るのは船底清浄な場合だけであるが、上述の如く實船の測定値の方が模型試験による推定値よりも若干大きく出ている。

以上にやや丸模型船に関する抵抗試験の結果の概略について述べた。實際問題としては更に、伴流、推力、軸馬力等におよぼす汚損の影響がより重要な直接的問題と思われるが、それに関しては次の機会に譲りたいと思ふ。

「船舶」の購讀

「船舶」は買切制ですから前もつて書店に豫約購讀を御申込みおき下さい。なお、直接弊社へ前金
 1年 1,500圓(送料共)
 半年 800圓(〃)
 お拂込みによる月極購讀の場合は、増頁その他の特價の場合にも差額は頂戴いたしません。

船舶合本

第26卷 昭和28年分(12册)
 價1,800圓(送80圓)
 第27卷 昭和29年分(12册)
 價2,000圓(送80圓)
 クロス装 上製

船の摩擦抵抗係数のとり方等による所要馬力の差異について

矢 崎 敦 生
運輸技術研究所
倉 持 英 之 助
運輸技術研究所

I 緒 言

運輸技術研究所船舶推進部においては、船舶の水槽試験結果を整理するに當り従来より R. E. フルードの摩擦抵抗係数をメートル系統の單位に換算したものを使用している。

最近大型貨物船・油槽船の建造に伴い、その試運転成績がこの従来の様式による水槽試験結果を下廻る例が多く見受けられるようになった。この原因としては、船體抵抗の大半を占める摩擦抵抗の算出基礎をなしているフルードの算式自身にも問題はあるが、このほかにも溶接工法の採用その他による船體粗度の減少、それに伴う伴流係数の減少等が考えられる。摩擦抵抗の變化は當然、剩餘抵抗にも影響をおよぼすはずで、これらの相関關係についても大きな問題が残されているわけであるが、ここでは實用上の目的から、その原因の大半が、摩擦抵抗の變化および模型船と實船との間の伴流係数の相異にあるという假定にたつて、實船試運転の際に示すであろう所の馬力曲線等に一層近いものを得る方法を考案した。

この算出方法については、さきその詳細を昭和30月11月の運輸技術研究所研究發表會に發表した。ここでは「船舶」編集部の需めにより、その大要を説明し、併せて大方の御批判を乞いたい。

II 計算の方針

傳達馬力（推進器に伝えられる馬力）DHPは、有効馬力 EHP を推進効率 η で割つたものとして與えられる。従つて、船の摩擦抵抗の變化に基づき DHP の變化は、大別して EHP の變化と η の變化とに分けられる。摩擦抵抗の變化量 ΔR_r は、フルードの算式で計算した摩擦抵抗と、他の算式で計算した摩擦抵抗との差、すなわち摩擦抵抗の減少量と考えてよい。

a) 有効馬力

ΔR_r に基づき EHP の變化は計算だけの問題で、後述の圖を使用すれば比較的簡単に求められる。

b) 推進効率

推進効率 η は

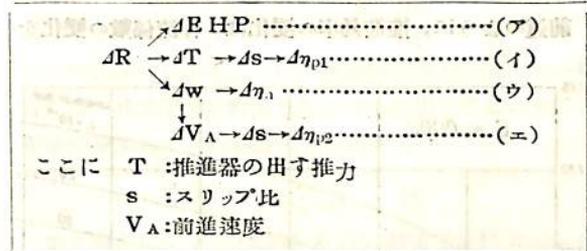
$$\eta = \eta_h \cdot \eta_p \cdot \eta_c = \frac{1-t}{1-w} \cdot \eta_p \cdot \eta_c$$

で表わされる。

同一模型船について、自航試験の際の抵抗修正値を、

フルードの算式によるものと、シェーンヘル算式によるものを使いわけて行つた自航試験結果によれば、摩擦抵抗算式のとり方を變えても、すなわち ΔR_r の存在を與えても、前進係数 $1-w$ 、推力減少率 $1-t$ 、および推進器効率比 η_c には變化がなく、推進効率 η の變化は推進器單獨効率 η_p の變化のみに基づくことが確かめられている。このことから、伴流係数の變化を考えない場合に、 ΔR_r による推進効率變化の態様を知るには、 ΔR_r に基づき推進器單獨効率の變化 $\Delta \eta_p$ だけを考えればよいことがわかる。また模型船から實船の推進効率を推定する場合には、伴流係数の變化がその間に存在するから ΔR_r に基づき η_p の變化とともに、 $1-w$ の變化をも併せ考えねばならない。

この間の事情を圖解したものが第1圖である。第1圖に若干の説明を加えれば、船體の摩擦抵抗の變化量 ΔR_r のために、(ア) 有効馬力は ΔEHP だけ變化し、(イ) 推進器荷重の變化に伴うスリップ比の變化により推進器單獨効率は $\Delta \eta_{p1}$ だけ變化し、さらに伴流係数の變



第 1 圖

化が伴う場合にはそれによつて(ウ) 船體効率は $\Delta \eta_h$ だけ變化し、(エ) さらに前進速度の變化に基づきスリップ比の變化に伴う推進器單獨効率の變化 $\Delta \eta_{p2}$ を生ずることとなるのである。

III 有効馬力の變化量

フルードの摩擦抵抗算式の代りに採用せんとする摩擦抵抗算式をシェーンヘルのもとする。今、各速力毎に前者によつて算定した摩擦抵抗を R_{rF} 、後者によるものを R_{rS} として兩者の比

$$K = \frac{R_{rS}}{R_{rF}}$$

を算出すれば、算式をフルードからシェーンヘルに變えたことによる有効馬力の變化は、次式から求められる。

$$\frac{EHP_S}{EHP_F} = \frac{EHP_F - \Delta EHP}{EHP_F} = 1 + \frac{\Delta R_r}{R}$$

$$= 1 + \frac{R_r}{R} (K-1)$$

ここに、 EHP_F はフルードの算式による有効馬力を、 EHP_S はシェーンヘルムの算式による有効馬力を示す。

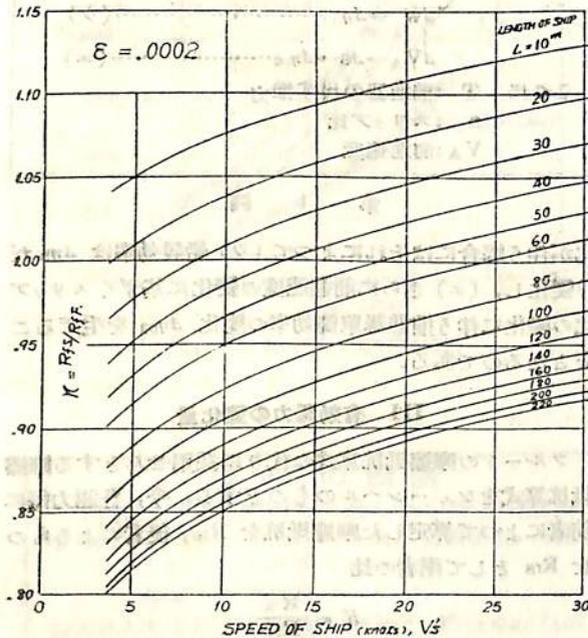
上式によれば、 K を知り、かつ適当な資料から、全抵抗 R 中に占める摩擦抵抗 R_r の割合が分かれば、容易に有効馬力の変化量を求めることができる。

K の値を比較的容易に知るために、船の満載吃水線長さ L (メートル) および速力 V_s' (ノット) 毎に計算してこれを圖示したものが第2圖である。本圖には、シェーンヘルムの粗度修正係数が 0.0002 および 0.0004 の場合を示したが、任意の ϵ の場合の K は、 ϵ の値により直線的に内挿あるいは外挿して簡単に求めることができる。

摩擦抵抗算式には各種あるが、ここでシェーンヘルムの算式を選んだのは、比較的廣く使用されている算式であること、および船の種類によつて ϵ の値を適當に選べること等によつたのであるが、他の摩擦抵抗算式の場合にも同様な圖を用意して、有効馬力の変化量を求めることは可能である。

IV 推進効率の変化量

前述のように、推進効率の変化は、伴流係数の変化を



第2圖—1

考えない場合と伴流係数の変化をも考える場合すなわち模型船から實船を推定する場合とにわけて考察できる。

前者の場合には、摩擦抵抗の変化量 ΔR_r による推進器荷重の変化に伴う推進器單獨効率の変化 $\Delta \eta_{pl}$ だけ考えればよい。今

$$v' = Kt / J^2 = T / \rho V_A^2 D^2$$

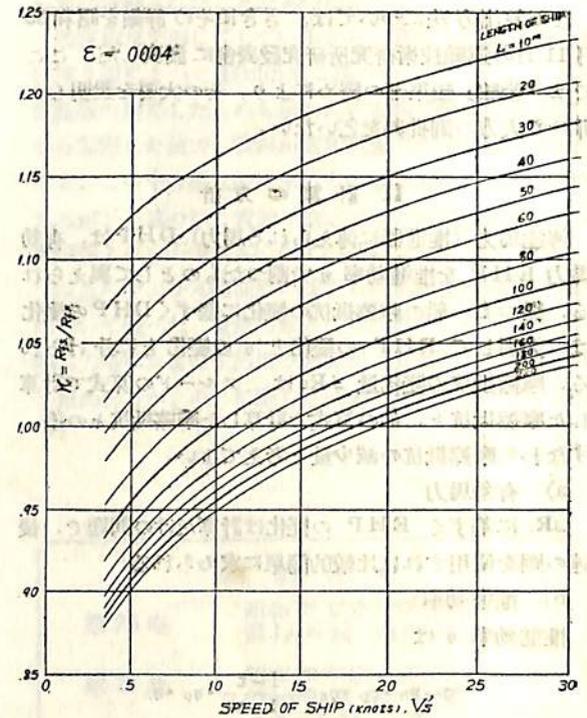
で定義される推力係数——この推力係数には推進器回転数を含まない利點がある。——を採り、 $k_\eta = \frac{\Delta \eta_{pl}}{\eta_{pl}}$

$\frac{\Delta v'}{v'}$ を作れば、この函数は第3圖に示すように、スリップ比をベースにして1本の曲線で表わされる。第3圖は當所 A_1-40 型推進器のピッチ比 0.6 ないし 1.2 に對して作成されたものであるが、 A_1-55 型、 B_3-35 型および B_3-50 型推進器についても實用上、本圖の曲線をもつて代用して充分であることが確かめられている。

ところで、上の k_η の式中 $\frac{\Delta v'}{v'} = \frac{\Delta R_r}{R}$ とすることができるから、第3圖を用いれば、與えられたスリップ比から k_η を求めることにより、 $\Delta \eta_{pl}$ を次式で知り得る。

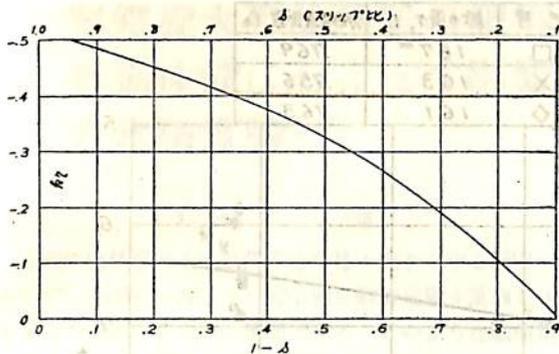
$$\frac{\Delta \eta_{pl}}{\eta_{pl}} = k_\eta \cdot \frac{\Delta R_r}{R}$$

上式中全抵抗 R 中に占める摩擦抵抗の変化量 ΔR_r は次式の關係から、全抵抗 R 中に占める摩擦抵抗 R_r の割



第2圖—2

第2圖 $V_s'-K$ 曲線



第3圖 スリップ比- k_r 曲線

合と、摩擦抵抗 R_r 中の摩擦抵抗変化量 ΔR_r の割合とを知れば簡単に求められる。

$$\frac{\Delta R_r}{R} = \frac{R_r}{R} \cdot \frac{\Delta R_r}{R_r}$$

$\frac{R_r}{R}$ の値は、前述の如く、当該船舶または類似船の水槽試験資料から、 $\frac{\Delta R_r}{R_r}$ の値は、第2圖に示した K の値から、 $K-1$ として求められるものである。

次に、伴流係数の変化を併せ考える場合には、さらに船殻効率の変化 $\Delta \eta$ と、推進器單獨効率の変化 $\Delta \eta_{p2}$ とが上述の場合につけ加わる。これらの変化は、伴流係数の変化に基づき前進速度 V_A の変化を ΔV_A とすれば、簡単な考察により、それぞれ次のように表わすことができる。

$$\frac{\Delta \eta_h}{\eta_h} = - \frac{\Delta V_A}{V_A}$$

$$\frac{\Delta \eta_{p2}}{\eta_{p2}} = - 2k_\eta \frac{\Delta V_A}{V_A}$$

今、模型船の伴流係数を w_m 、實船のそれを w_s とすれば、上式はまた次のように書ける

$$\frac{\Delta \eta_h}{\eta_h} = 1 - \frac{1-w_s}{1-w_m}$$

$$\frac{\Delta \eta_{p2}}{\eta_{p2}} = 2k_\eta \left(1 - \frac{1-w_s}{1-w_m} \right)$$

この式を使えば、模型船と實船の伴流係数の相異を適当な資料から推定することにより、模型試験成績から實船の推進性能を推定できるわけである。

伴流係数に関する資料の1例として第4圖を掲げる。この圖は、摩擦抵抗係数 $C_r = \frac{R_r}{\frac{1}{2} \rho S V^2}$ をベースにして、模型船および實船の伴流係数を置點したものである。模型船と實船の伴流係数変化の傾向を近似的に直線と見做したが、この傾向は本圖作製に利用した如き種類の船舶、すなわち C_b が 0.75~0.78 の大型貨物船・油槽船にほぼ近似的に適用できるとしてよいだろう。このような

$\frac{1-w_s}{1-w_m}$ を推定するための資料を他の種類の船舶についても収集整理して他日発表したいと考えている。なお、第4圖に示す伴流係数はトルクをもとにして算出したものであるが、本解析にこの伴流係数を使用しても結果には大差ないものと思われる。

以上により、推進効率の変化 $\Delta \eta$ は全體として次式をもつて近似的に示されることがわかる。

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{\Delta \eta_{p1}}{\eta_{p1}} + \frac{\Delta \eta_h}{\eta_h} + \frac{\Delta \eta_{p2}}{\eta_{p2}}$$

または

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = k_\eta \frac{\Delta R_r}{R} + (1+2k_\eta) \times \left(1 - \frac{1-w_s}{1-w_m} \right)$$

上式の各項は前述の方法により圖により簡単に求めることができる。

V 傳達馬力の變化量

上述の方法により $\frac{\Delta \eta}{\eta}$ がわかれば、摩擦抵抗の變化量 ΔR_r を考えない前の傳達馬力を DHP_1 とするとき、 ΔR_r の變化を考えた場合の傳達馬力 DHP_2 は次式で示される。

$$DHP_2 = DHP_1 \times \frac{1 + \frac{\Delta R_r}{R}}{1 + \frac{\Delta \eta}{\eta}}$$

この式からわかるように、直接傳達馬力が求めたい場合には、有効馬力を計算しないでも算出できる。次に、數値例を示して、計算様式を説明する。

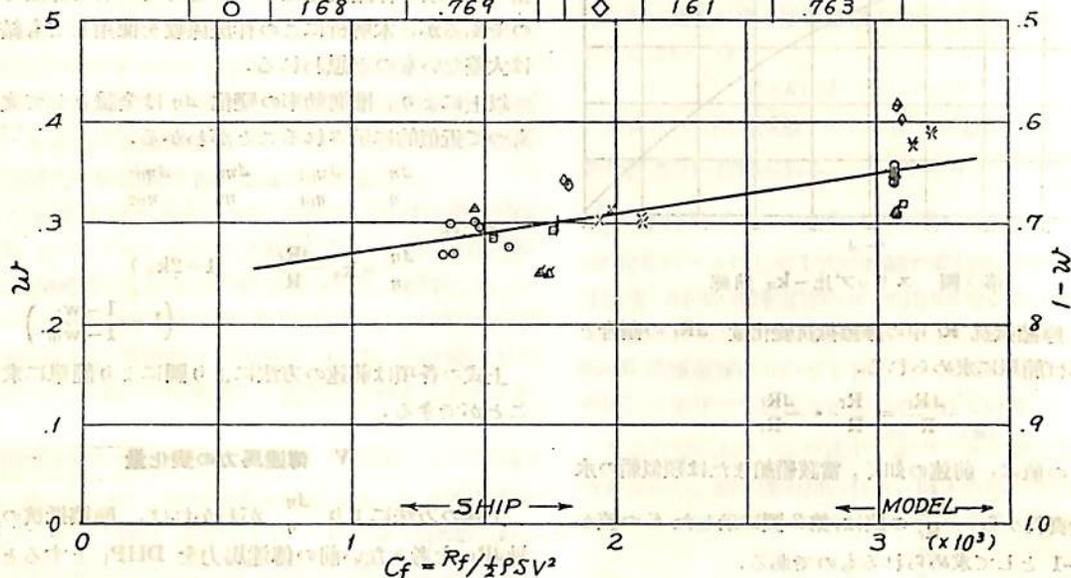
VI 計算例

第5圖中に示す馬力曲線 A は、載貨重量約 15,000 噸貨物船 ($C_b = .750$) の、フルードの摩擦係数を使用した模型試験から直接求めた軸馬力である。この船に、シェーンヘルンの算式を使用し、かつその粗度修正係数 ϵ を 0.0002 とした場合の實船の軸馬力曲線を求める。この計算方式は第1表に示すが如くである。各速力について表示の計算方式により計算して求めた軸馬力曲線が、第5圖中に示す B 曲線である。これによれば、たとえば 7,000 軸馬力において、兩曲線に約 0.13 ノットの差があることがわかる。

VII 語

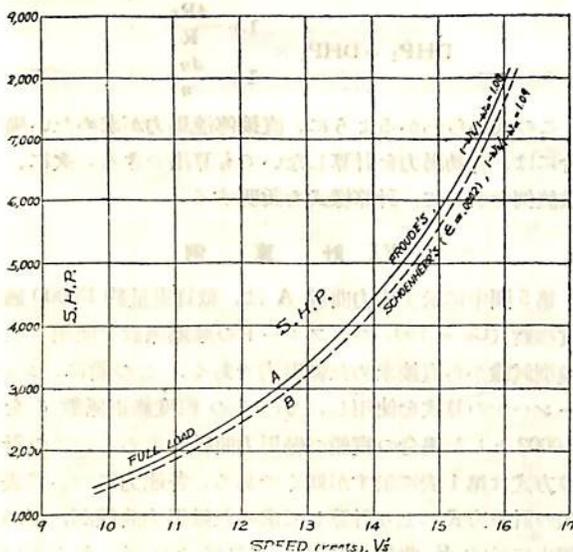
以上の方法により、船の摩擦抵抗がある量だけ變化したと考へて摩擦抵抗算式をフルードからシェーンヘルンに變えた場合の、馬力變化を求めることができる。今は模型試験結果から實船の推進性能を推定する問題につい

記号	船の長さ, L	方形係数, C_b	記号	船の長さ, L	方形係数, C_b
Δ	181 m	.778	\square	167 m	.769
Δ	?	?	X	163	.756
O	168	.769	\diamond	161	.763



第4圖 伴流係数の一例

第1表 計算例



第5圖 計算例に示した馬力曲線

て述べたが、同じ考え方により、船體が汚損して摩擦抵抗に變化を來たした場合には、 ΔR_f を摩擦抵抗の増加量等として、その推進性能の推定を行うことも可能である。

なお、緒論中にも觸れたように、摩擦抵抗の變化に伴い、推進器回轉數も變化するわけであるが、この推進器回轉數の變化量 ΔN を求める 圖表も當船舶推進部で用

項目	数値	備考
① 船の長さ, L_s	146 m	満載排水線-長
② 船の速度, V_s	15.0 knots	計画航海速度
③ $K = \frac{R_f L}{R_p L}$	0.900	② ③ ($E=0.0002$)より
④ $\frac{\Delta R_f}{R_f} = K - 1$	-0.100	③ - 1
⑤ $\frac{R_f}{R} = \frac{EHP_p}{EHP}$	0.63	X
⑥ $\frac{\Delta R_f}{R} = \frac{\Delta R_f}{R_f} \times \frac{R_f}{R}$	-0.063	④ X ⑤
⑦ $\frac{EHP_p}{EHP} = 1 + \frac{\Delta R_f}{R}$	0.937	1 + ⑥
⑧ スリップ比, δ	0.40	X
⑨ k_2	-0.27	② ③ ⑧より
⑩ $\frac{\Delta k_2}{k_2} = k_2 \frac{\Delta V}{V}$	0.0170	② X ⑧
⑪ $2k_2$	-0.54	2 X ⑧
⑫ $1 + 2k_2$	0.46	1 + ⑪
⑬ $\frac{1 - 2k_2}{1 - 2k_m}$	1.09	② ⑧ ⑩より ($1 - 2k_m = 0.705$)
⑭ $1 - \frac{1 - 2k_2}{1 - 2k_m}$	-0.09	F - ⑬
⑮ $\frac{\Delta k_2}{k_2} \times \frac{\Delta V}{V} = (1 + 2k_2) \times (1 - \frac{1 - 2k_2}{1 - 2k_m})$	-0.0414	⑩ X ⑬
⑯ $\frac{\Delta R_f}{R} = \frac{\Delta k_2}{k_2} \times \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta V}{V}$	-0.0244	⑩ + ⑬
⑰ $1 + \frac{\Delta R_f}{R}$	0.9756	1 + ⑯
⑱ (SHP) _p	5,840	② ⑤ ⑧ A曲線より
⑳ (SHP) _s = (SHP) _p $\frac{1 + \Delta R_f/R}{1 + \Delta V/V}$	5,610	⑱ X ⑰ / ⑱

X 水増試験成績又は類似船の資料に推定

意されているが、その發表は模型船と實船の伴流係數に関する追加資料とともに他日にゆずりたい。

單螺旋大型油槽船の肥瘠係数が 推進性能におよぼす影響に關する 水槽實驗

上 田 好 規
大 橋 誠 三
運輸技術研究所

1. 緒 言

最近の油槽船はその載荷重量を益々大きくする傾向にあつて、わが國で建造中の輸出船も載荷重量4萬噸を超えるものが珍らしくない情況である。このような載荷重量増大の要求に對しては船型が大型になるとともに肥瘠係数が特に増大する傾向がみられる。肥瘠係数を大とすることは、建造費をそれ程高めないうで載荷重量を増加し得る利點はあるが、一方推進性能を悪化せしめて所要馬力の増大を來たすことは避けられない。

従つて、肥瘠係数が推進性能におよぼす影響に關する充分な資料が要求される譯であるが、方形肥瘠係数が0.80以上というような非常に full な船型に對しては、從來の資料は甚しく不完全である。例えば、有効馬力の算定に廣く使用されている Taylor の圖表は艦艇の船型を對象としたものであつて、肥瘠係数が著しく大きい場合には正しい結果を與えないのではないかという疑問がもたれている。また山縣博士の有効馬力算定圖表¹⁾も、その當時このような肥大船型に關する要求が殆んどなかつた頃であるから、方形肥瘠係数0.80が限界となつており、最近發表された Todd の Series 60^{2),3)}の系統的研究も同じく0.80が最高限である。

従つて、まず第一段として、肥瘠係数の増大に伴う抵抗の増加を量的に知る必要があり、第二段として、肥瘠係数の増大に伴う自航要素の變化、すなわち推力減少率、伴流係數、推進器効率比および推進係數等の變化を量的に求めることが必要となる。

かかる目的で今回は、長さ、幅、吃水等の主要寸法を一定として排水量を變化し、方形肥瘠係数を0.78から0.84まで、系統的に變えた4隻の模型船について水槽實驗を行つた。その結果を簡単に御報告する。

2. 主要寸法、船型の決定

主要寸法は對象とする實船の載荷重量を約32,000噸程度とし、垂線間長さを190.5米(625呎)、幅、満載吃水および満載排水量等を第1表に示す如き値を採用した。これに對し模型船は垂線間長さ6米(縮率1/31.75)のものを使用した。模型船の要目も第1表中に示す。なお實船外板の平均厚は20耗と假定した。

船型の決定については、今までに行われた大型油槽船

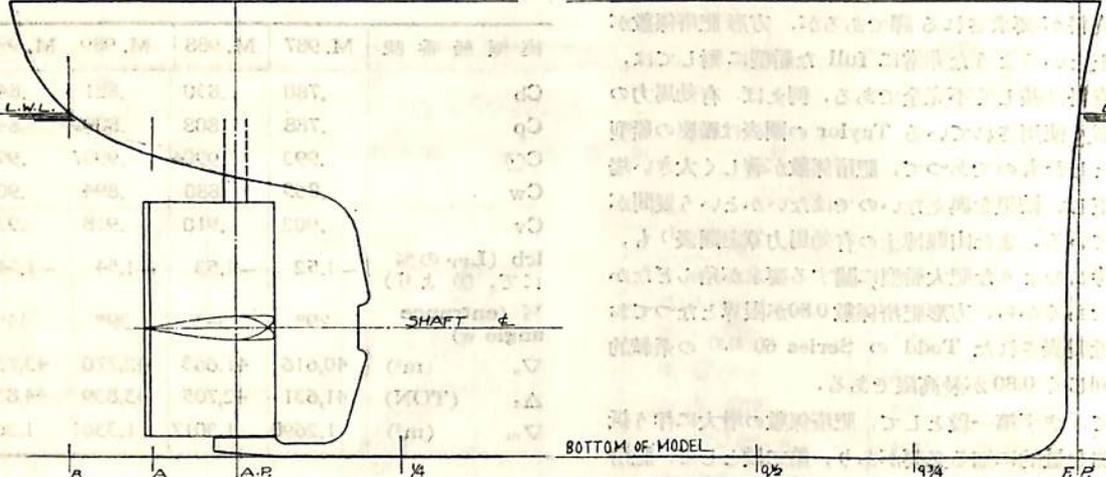
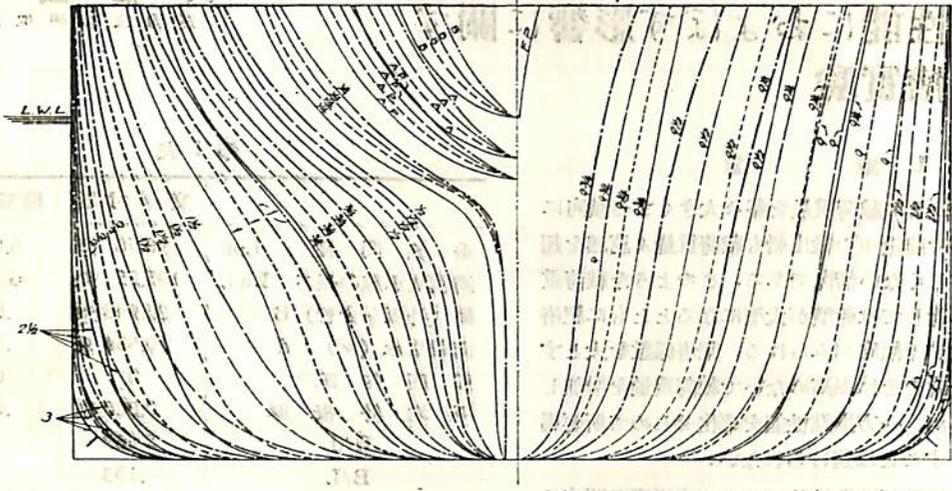
第1表

	實船寸法	模型船寸法
垂線間長 L_{PP}	190.50 米	6.0000 米
満載吃水線の長さ L_{WL}	195.25 米	6.1500 米
幅(外板を含む) B	25.948 米	.8172 米
満載吃水(〃) d	10.536 米	.3318 米
船底勾配	0	0
平均外板厚	0.020 米	.0006 米
B/d	2.463	
B/L	.133	

模型船番號	M. 987	M. 988	M. 989	M. 990
Cb	.780	.800	.821	.840
Cp	.788	.808	.829	.848
C _中	.990	.9904	.9907	.9910
Cw	.865	.880	.894	.909
Cv	.902	.910	.918	.925
lcb (L_{PP} の % にて、 CG より)	-1.52	-1.53	-1.54	-1.54
$\frac{1}{2}$ (entrance angle α)	29°	34°	39°	44°
∇_s (m ³)	40,616	41,653	42,770	43,739
Δ_s (TON)	41,631	42,705	43,839	44,832
∇_m (m ³)	1,2690	1,3017	1,3361	1,3666

の水槽試驗成績の中より優秀な成績を示したもの數隻をとり、これを基礎として第1圖に示すような船型を選定した。

船首形状は、このような Full な船型においては直立型の船首が多いことと、また輕吃水状態では通常の貨物船にみられるような傾斜型船首の場合より直立型船首の方が成績良好であることが一、二の水槽試驗の結果確められたので、圖に示すような直立型船首を採用することとした。船尾は Cruiser Stern (満載吃水線上における長さは垂線間長さの2.5%)で、これに平衡反動舵を裝備した。これらの船首尾形状および舵はすべての模型船に對して全く共通である。Midship Section Coefficient は、山縣博士の船型學および Todd の Series 60 等を参照して決定した。この値は、第1表に示した如く肥瘠係数とともに僅か變化しているが、その差は小さい。



第1圖：正面線圖および船首尾形状圖

Prismatic Curve は、前述の如く従來の資料に基き決定したもので、これを第2圖に示す。なお浮心はすべての模型船とも \bar{X} より前方へ垂線間さの1.5%の位置にある。肋骨線形状は、圖の如く適度の U-Shape で、この形状は4隻の模型船で出来るだけ同一傾向をとるようにした。

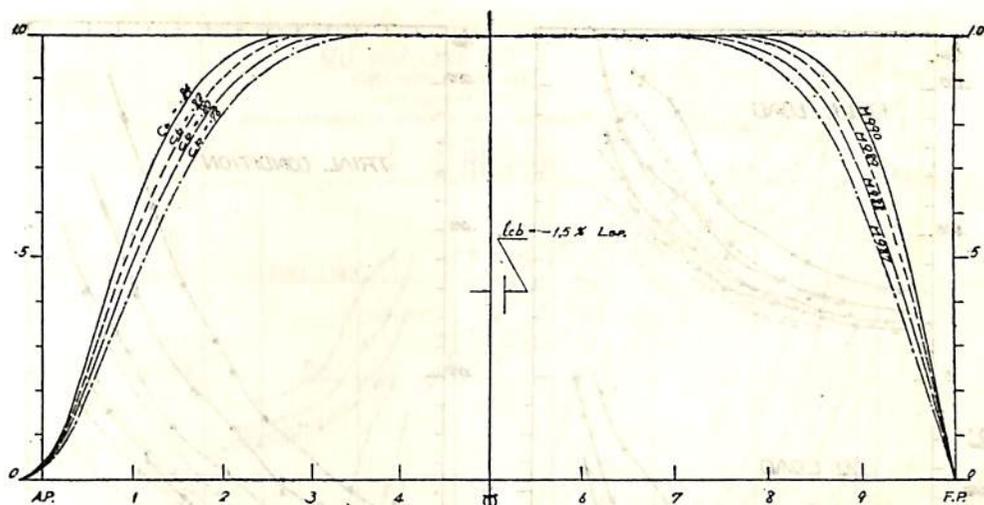
3. 抵抗試験

試験は満載、半載および試運転の三状態について行つた。満載状態の吃水、排水量等は第1表に、半載および試運転状態の値は第2表に示す。トリムは、半載状態で垂線間長さの1%、試運転状態で2%とした。なおすべての模型船は亂流發生のために、横截面番號9%の位置に直徑1耗の Trip Wire を取付けた。

試験の結果は Froude 數をベースとして、剩餘抵抗係數の形で第3圖に示す(記號等は末尾に一括掲載)。これらの剩餘抵抗係數を求める際の模型船の摩擦抵抗は Froude の摩擦係數を使用して算定した。本圖により肥瘠係數の増加にともなう抵抗増加が明瞭である。

この結果に基いて垂線間長さ190.5米の實船に對し Froude の摩擦係數を用いて算定した有効馬力を第4圖に示す。

なお第3圖で満載および試運転状態における點線は、以上の結果と比較する目的で1954年版の Taylor 圖表より求めた剩餘抵抗係數を記入したもので、下側から順に $C_{R0} = 0.78, 0.80, 0.82$ および 0.84 に對應する。圖に明かな如く、Taylor 圖表より得られる値はいずれも今回の試験結果に比し相當低く、特に C_{R0} の大なる程、また



第2圖 Prismatic Curves

第2表

	HALF LOAD				TRIAL LOAD			
Trim	1/100 LBP by The Stern				1/50 LBP by The Stern			
Mean draft, d	.2167m (6.880m)				.1543m (4.899m)			
B/d	3.772				5.297			
MODEL NO.	987	988	989	990	987	988	989	990
C _b	.750	.776	.795	.814	.727	.751	.776	.799
C _p	.762	.788	.806	.825	.743	.767	.792	.814
C _∞	.984	.985	.986	.987	.978	.979	.982	.981
∇ _m (m ³)	.7967	.8249	.8449	.8650	.5497	.5679	.5870	.6042
∇ _s (m ³)	25,499	26,402	27,040	27,685	17,597	18,175	18,790	19,338
Δ _s (TON)	26,136	27,062	27,716	28,577	18,037	18,629	19,260	19,821

輕吃水の場合程その差が著しい。有効馬力に換算して比較すれば、例えば満載状態17節で $C_b = 0.84$ の場合では約12%、 $C_b = 0.82$ の場合では約8%の差となる。ただし Taylor 圖表から 剩餘抵抗係数を求める場合の Prismatic Coefficient および Volumetric Coefficient としては、垂線間長さにより算定した値を使用した。もし、満載吃水線長さに基くこれらの係数を使用すれば更に低い剩餘抵抗係数が得られるはずである。従つてこのような船型に對して Taylor 圖表を使用する場合には、垂線長さに基いた諸係数を用いて算定した方がまだ正しい結果に近い値を與えるが、それにしてもなお相當の Under estimation となる危険があるということが出来る。

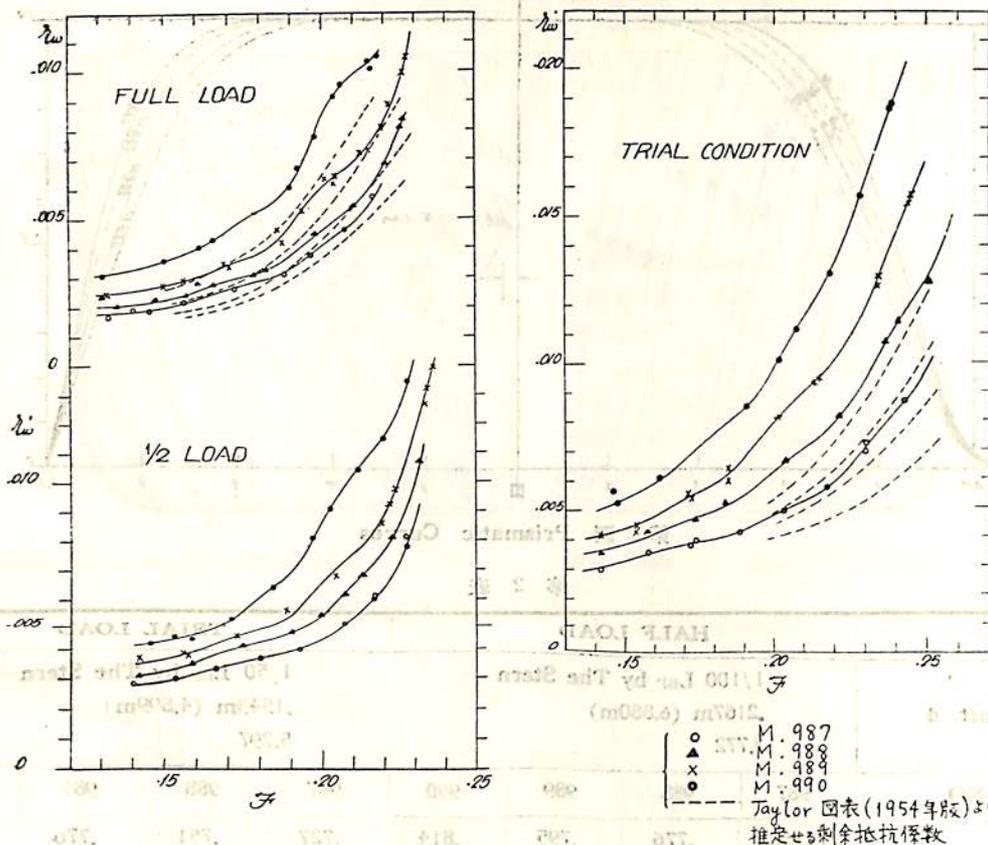
4. 自航試験

a) 模型推進器 試験に使用した模型推進器の要目は

第3表に示す。これは實船に搭載される主機を定格17,000 SHP×105 RPM程度と假定し、これに對する最適推進器に直徑およびピッチの最も近似した模型を、既存の推進器中より選定したものである。

b) 自航試験 上記の模型推進器を使用して4隻の模型船の自航試験を抵抗試験と同一の状態で行つた。この際の摩擦修正量は Froude の摩擦係数を使用して算定した。試験結果の無次元表示を第5圖に、またこれに基いて算定した實船の D.H.P., R.P.M., 等を第6~8圖に示す。

c) 解析 以上の抵抗および自航試験成績を Froude の方法で解析した結果の一部を第9圖に示す。これらの値は満載状態では、Froude 數 0.20 (實船の速度17.1節)、半載状態では Froude 數 0.21 (17.9kt)、試運轉状態では Froude 數 0.22 (18.7kt) におけるもの



第3圖 剰余抵抗係数曲線圖

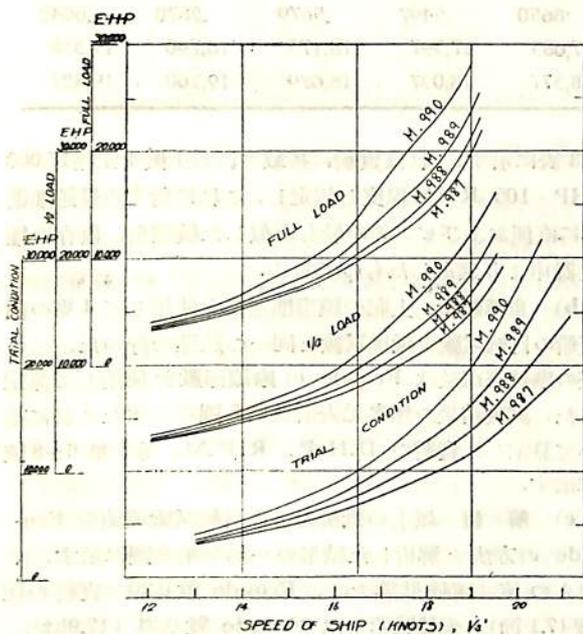
第3表

MODEL PROPELLER NO. 487

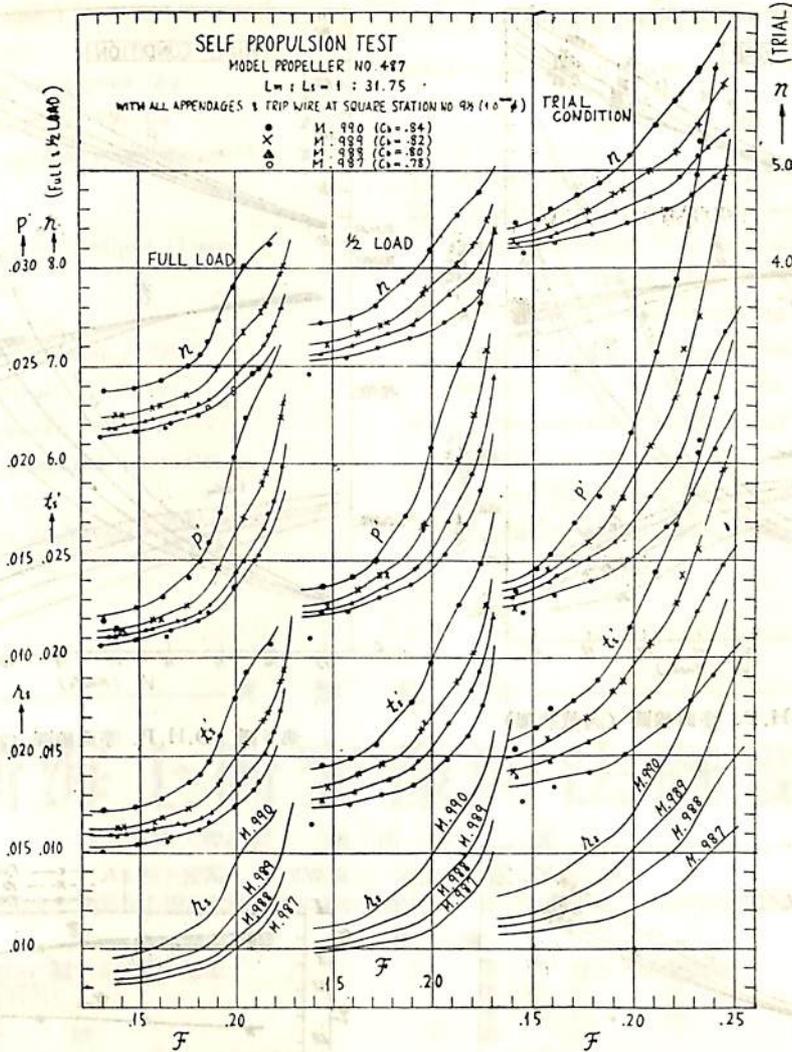
Diameter	.2110 米(6.700米)
Boss ratio	.210
Pitch ratio (Constant)	.770
Exp. area ratio	.405
Max. blade width ratio	.229
Blade thickness ratio	.0500
No. of blades	4

である。

これによれば、推力減少率 t は各状態とも肥瘠係數に無關係にほぼ一定であり伴流係數 ω は肥瘠係數の増大に伴つて明らかな増加を示している。従つて船殼効率 η_h は肥瘠係數の増加とともに大となる。また推進器効率 η_p は肥瘠係數の増大に伴つて當然低下する。推進器効率比 η_r は肥瘠係數が増加するとともに僅か増大の傾向を示す。最後に推進効率 η は、船殼効率 η_h の増加に



第4圖 有効馬力曲線圖



第5圖 自航試験結果の無次元表現圖

もかわらず、推進器効率の低下が大きいため、肥瘠係数が増加するとともに低下してゆくことがみられる。

5. 結 言

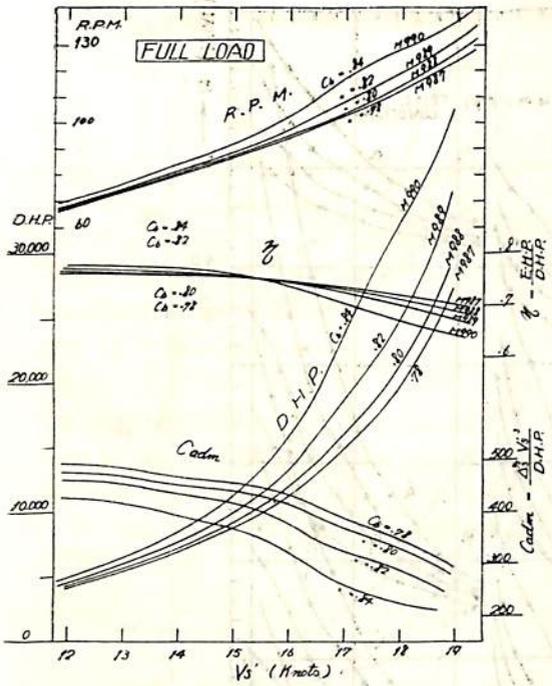
以上試験結果のみを簡単に述べたが、これにより肥瘠係数の増大が推進性能におよぼす影響をほぼ明かにし得たと思う。なお参考までに附言すれば、第4圖および第6~8圖に示した實船に対する成績は各模型船間の差異を示す目的で作成したもので、實際の試運転時の所要馬力等を推定する目的に對しては、以上の結果に更に實船の摩擦抵抗を Froude の算式により算定している點、實船と模型船との間の伴流係数の相異に對して考慮していない點、また問題は比較的少さいかもしれないが試験

に使用した代用推進器がこのような大型船用としては翼面積および翼厚が若干過少である點等に關し適當な修正を行うことが必要である。

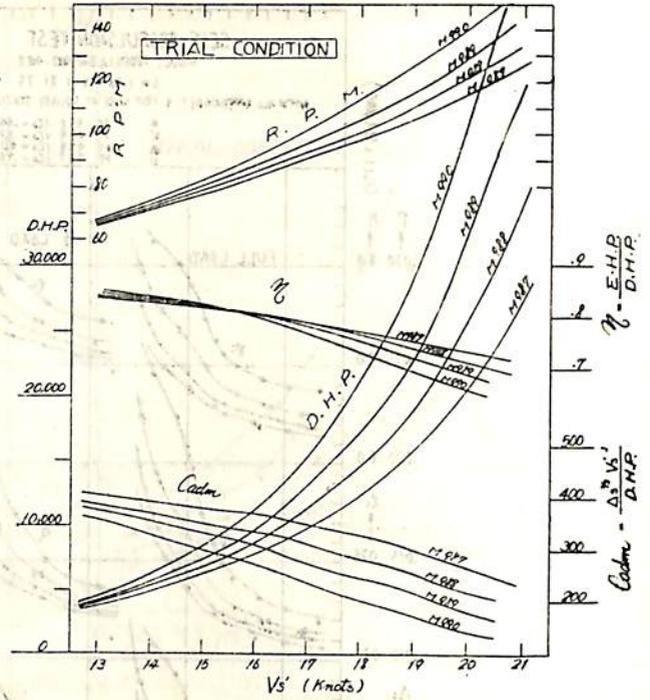
最後に本研究は三井造船株式會社の受託研究として運研船舶推進部で實施されたものの一部份であることを附記して報告を終る。

記 號 表

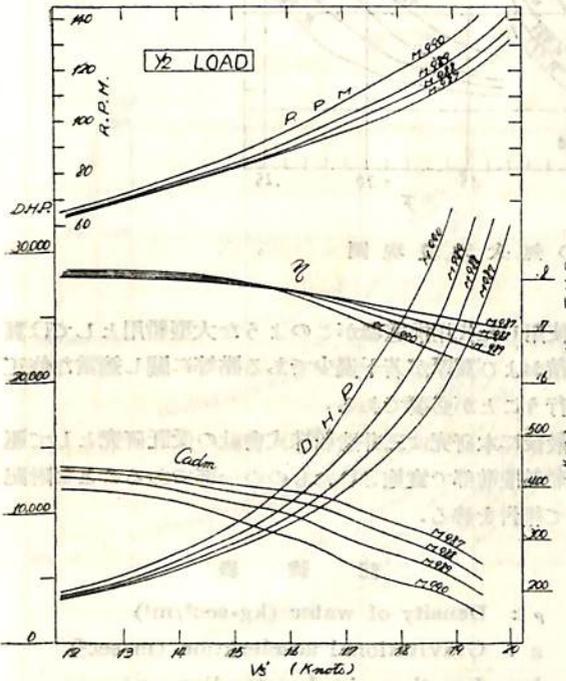
- ρ : Density of water ($\text{kg}\cdot\text{sec}^2/\text{m}^4$)
- g : Gravitational acceleration (m/sec^2)
- L : Length on load water line (m)
- F : Displaced volume (m^3)
- d_s : Displacement (ton)



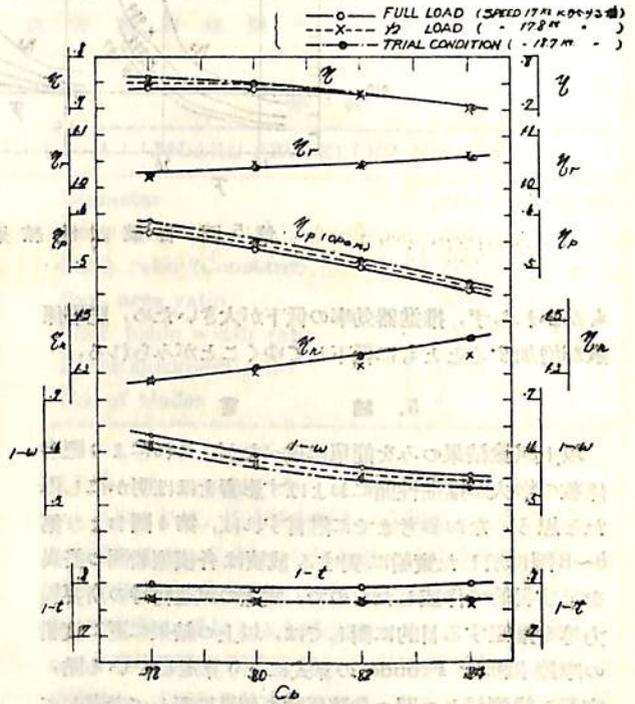
第6圖 D.H.P. 等曲線圖 (滿載狀態)



第8圖 D.H.P. 等曲線圖 (試運轉狀態)



第7圖 D.H.P. 等曲線圖 (半載狀態)



第9圖 自航試驗結果の解析

V : Speed (m/sec)
 V_s' : Speed (kn)
 R_w : Residuary resistance (kg)
 F : Froude number, V/\sqrt{Lg}
 r_w : Relative residuary resistance,
 $\frac{R_w}{\rho V_s'^3 V^2}$
 N : Number of revolutions (1/sec)
 T : Thrust (kg)
 Q : Torque (kg·m)
 n : Relative revolution, $r^{1/3} N/V$
 t_s' : Relative thrust, $T/\rho V_s'^2 V^2$
 p' : Relative power, $2\pi NQ/\rho V_s'^3 V^3$
 r_s' : Relative resistance (Actualship)
 $R_s/\rho V_s'^2 V^2$
 η : Propulsive coefficient, $\frac{E.H.P.}{D.H.P.}$

C_{adm} : Admiralty coefficient, $\frac{P_s^{2/3} V_s'^3}{D.H.P.}$
 D.H.P. : Delivered horse power.

参 考 文 献

- 1) 船型學 (抵抗篇) 工學博士 山縣昌夫 (天然社刊)
- 2) "Some Further Experiments on Single-Screw Merchant Ship Forms-Series 60," by F.H. Todd, Trans. SNAME, vol. 61, 1953.
- 3) "Propulsion Experiments on Single-Screw Merchant Ship Forms-Series 60" by J.B. Hadler Trans. SNAME, 1954.
- 4) "A Reanalysis of the Original Test Data for the Taylor Standard Series," by Morton Gertler 1954, Navy Department The David W. Taylor Model Basin, Report 806.

— 天 然 社 刊 —

新海上衝突豫防法概要

東京水産大學教授 依田啓二著

A5 判上装函入 230頁 定價 380 圓 (〒50 圓)

新法による條文を和英左右對照に掲げ更にその解説をし、卷末に新舊條文を比較掲載している

主 要 内 容

- | | |
|--------------------|-------------|
| A. 船舶衝突豫防に関する法規の歴史 | 第2章 燈火・形象物等 |
| B. 條文 (和英對照) | 第3章 航法則 |
| C. 解説 | 第4章 雜考 |
| 第1章 總則 | D. 参 |

船 用 品 便 覧

監 修 運輸技術研究所船舶機装部 編集 天 然 社

B5・8 ボ二段組 220 頁 クロス装函入 定價 500 圓 50

法定備品、JIS制定品をはじめ、重要な船用品を廣範圍に網羅して、各部門別に懇切な解説と技術的データを収録し、あわせて主要業者の製品の特徴を個別に掲げる。すべて權威ある監修者の厳密なる監修によつて編集せる本書は、題名のごとく名實ともにおが國唯一の船用品の便覧であり、ひろくメーカー、需要者および関連業界の必携の書である。

- | | | | |
|-------------|---------------|------------|----------------|
| 1 總説 | 6 艙口覆布, 艙口覆板, | 10 船用塗料 | 14 附表, 運輸省型式承認 |
| 2 救命器具 | 艙口, 覆蓋 | 11 船用計器 | 一覽表, 船舶用 JIS 制 |
| 3 消防設備および器具 | 7 舷窓類 | 12 通信機器 | 定一覽表, 外名簿等 |
| 4 船燈および信號燈 | 8 錨, 鎖, 索 | 13 照明配線器具類 | |
| 5 信號器具 | 9 纜裝金物 | | |

東京都文京區向ヶ岡彌生町三 天 然 社 振替東京 79562 番

可動翼外車の模型試験

船舶編集室

最近東南アジアを始め、内海河川湖水等の平水航路の多い地方からも、船舶建造の引合が来ており、それに伴って今ここに紹介するような外車船に関する資料も時に必要とされる場合がある。

ここに紹介する一つの資料は、F. Gebers 博士によるウィーン船舶工学試験所における「外車推進器の模型試験 (Das Schaufelrad im Modellversuch)」(1952) [ウィーン Springer-Verlag 社発行] から抜萃したものである。

第1圖に示すものは、第5圖に示すようなドナウ河航行曳船に装備せられた可動翼外車の1/10模型の要目および寸法である。

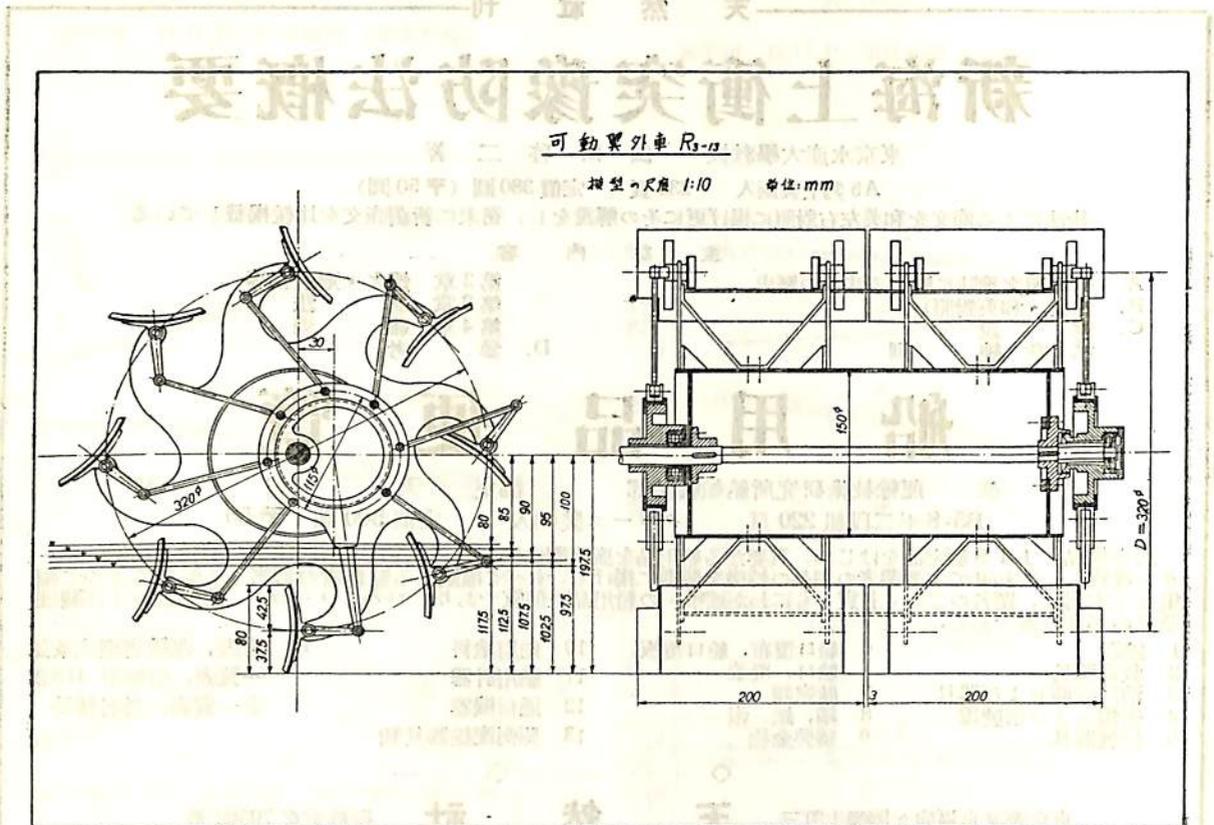
第2圖は、第1圖に示す外車の單獨試験結果を無次元表示したもので、記號は圖中に示されているが、前進常

數に相當する v_1' に π が含まれることに注意を要する。

第3圖は、外車の回轉數、深度を一定として水深を變化させた場合の單獨試験結果である。推力・トルクおよび効率とも水深の大なるに従つて増大していると思ふ。これは水底影響を示すものであらう。

第4圖は、外車の回轉數・水深を一定にして外車の深度を變化させた場合の單獨試験結果である。推力およびトルクとも深度とともに増大しているが、効率はそのような規則性を示さない。

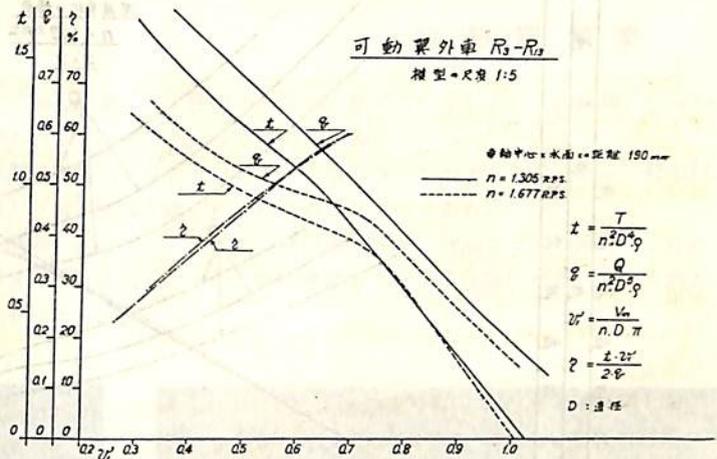
第5圖は、同圖中に示す如き河川用曳航にこの可動翼外車を装備した場合の模型試験から求められた水深無限大の場合の推進性能曲線である。曳航荷重を二種に變化した場合が示されている。



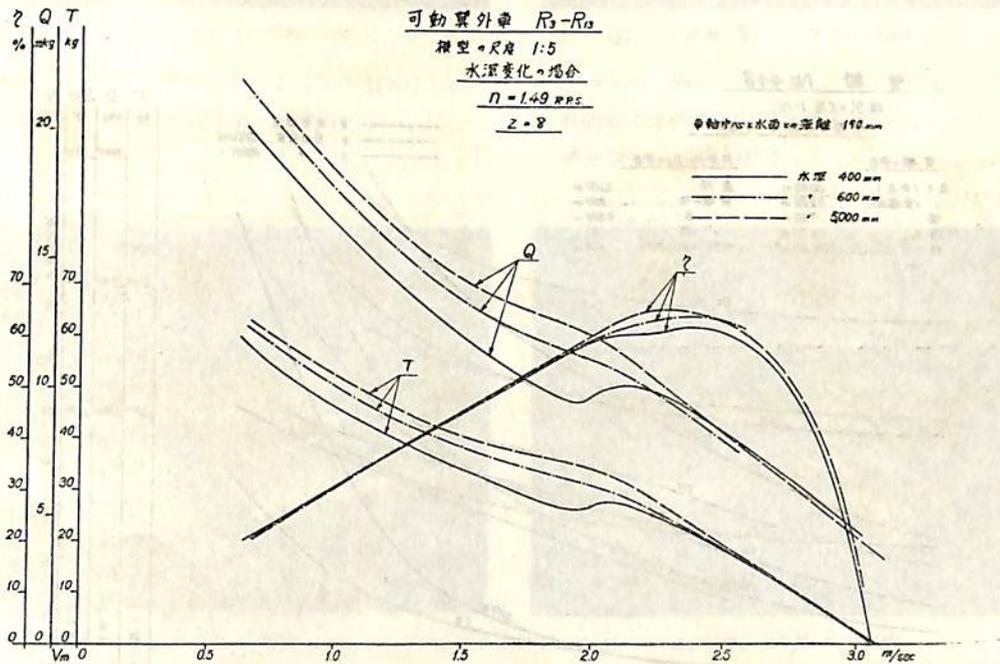
第1圖 可動翼外車の一例

最後に各圖中に用いられている符號の説
明をつけ加える。

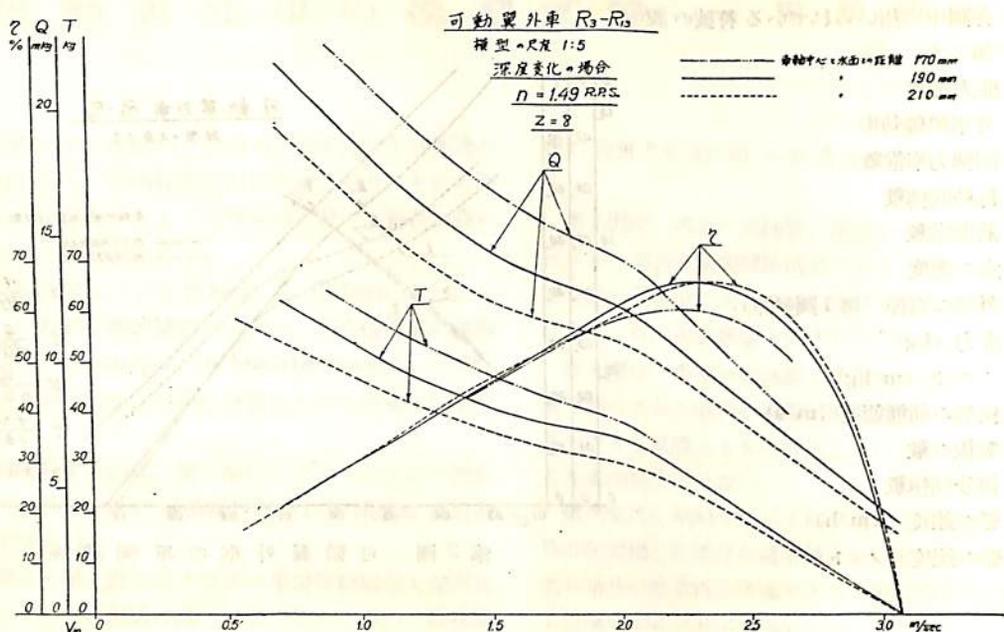
- t : 推力常数
- η : 外車單獨効率
- q : 回轉力率常数
- n : 毎秒回轉數
- v_1' : 前進常数
- ρ : 水の密度
- D : 外車の直径 (第1圖参照)
- T : 推力 (kg)
- Q : トルク (m·kg)
- V_m : 模型の前進速度 (m/s)
- Z : 翼板の數
- N : 毎分回轉數
- V_s : 船の速度 (km/h)
- V_s' : 船の速度 (ノット)



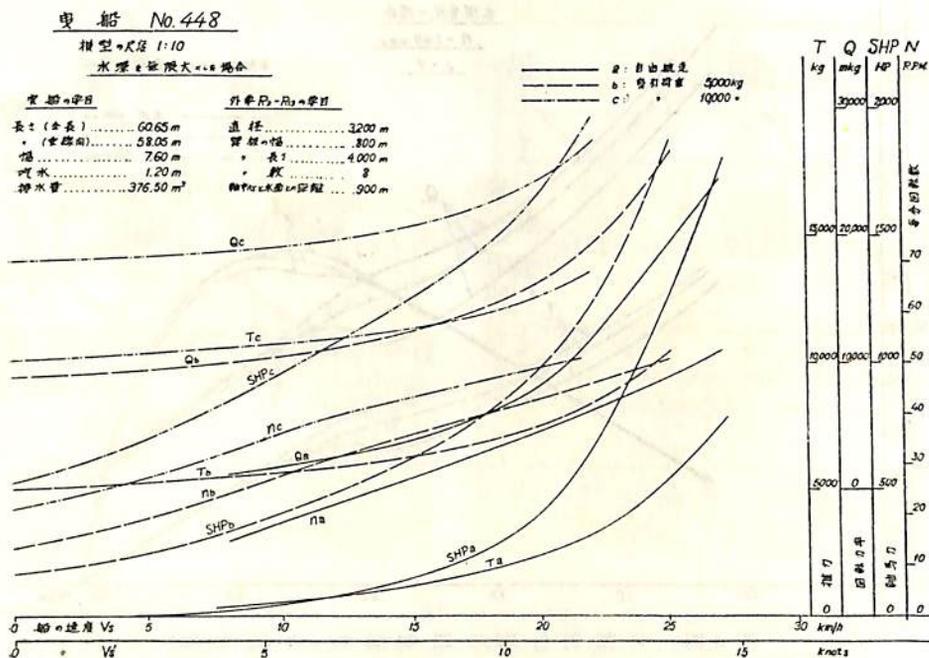
第2圖 可動翼外車の單獨試験



第3圖 可動翼外車の單獨試験 (水深變化)



第4圖 可動翼外車の單獨試験(深度變化)



第5圖 馬力等曲線の一例

模型推進器のキャビテーション

船舶編集室

船用推進器の空洞現象は、推進器翼腐蝕の問題と関連して、技術家の関心を集めているが、ここに集録したものは運輸技術研究所空洞試験水槽において撮影されたキャビテーション写真である。

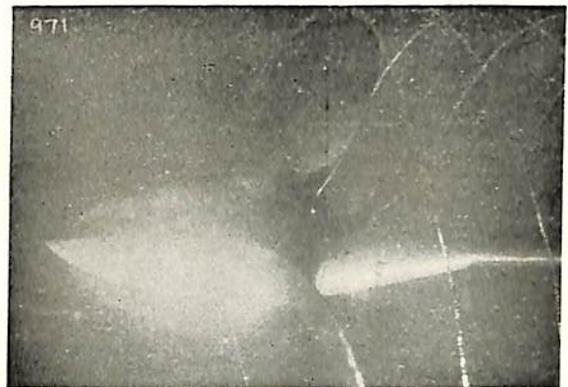
写真1～6は大型商船に使用されている四翼推進器（ピッチ比0.9）の模型についてのキャビテーション発生状態で、附図に示す性能曲線上に記入した番号と写真の番号とはそれぞれ対応したものである。

写真7～11はこれと同じ推進器の翼断面を特殊な形状とし、即ち翼の前後縁に角を、背面に2本の稜線をつけた形として、キャビテーションの発生を特に顕著ならしめるとともに、実物推進器で仕上不良等のためにかかる角が残された如き場合の影響をも調査せんとしたものである。



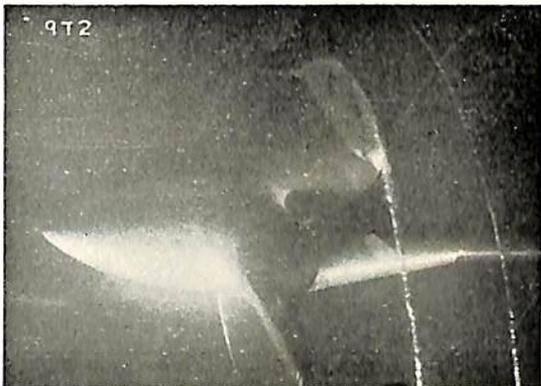
① $\sigma = 5, V = 0.700$

翼端よりチップ・キャビテーションが起りはじめる。この段階では性能には殆んど変化がない。



② $\sigma = 5, V = 0.646$

チップ・キャビテーションがやや太くなり、0.75R附近より先端の背面前縁に沿ってシート・キャビテーションが現われる。



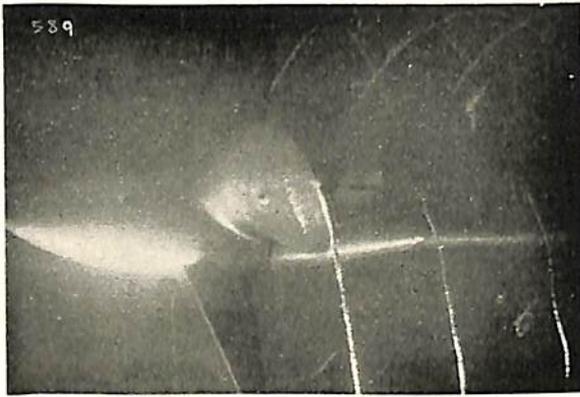
③ $\sigma = 5, V = 0.593$

シート・キャビテーションが後縁近くまで拡大し、チップ・キャビテーションは更に太くなる。このあたりから性能の低下がはじまる。



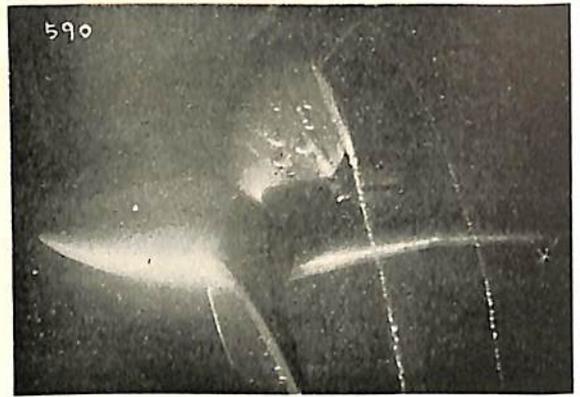
④ $\sigma = 5, V = 0.508$

シート・キャビテーションは翼の半ばを覆い、翼根部に近い処にバブルが現われる。チップ・キャビテーションは煙状となる。推進器効率は明かな低下を示す。



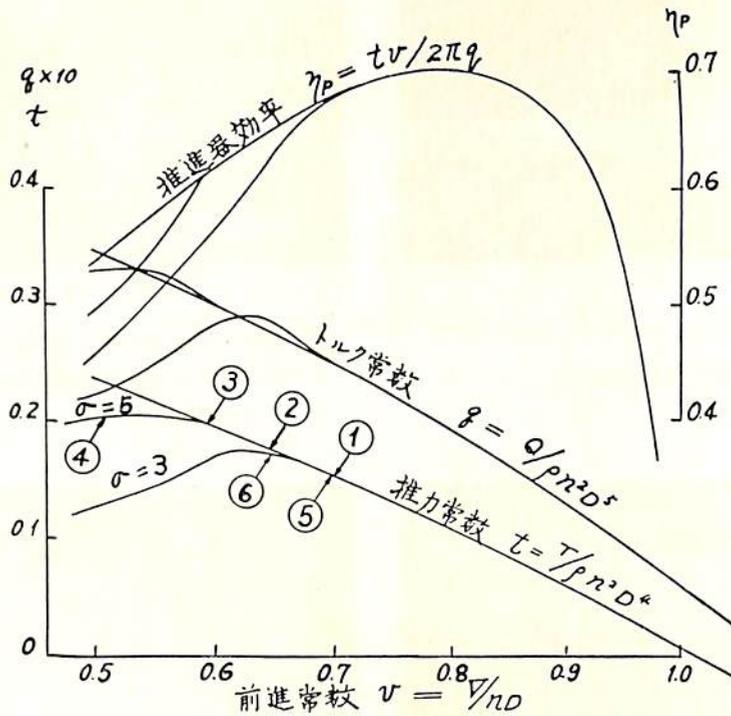
⑤ $\sigma = 3, V = .698$

①とほぼ同じスリップであるが、空洞常数 σ が小さいのでチップ・キャビテーションは太い。又シートが現われる前にバブルが現われている。



⑥ $\sigma = 3, V = .04\delta$

②とほぼ同じスリップであるがバブルが大きい。効率にも若干の低下が見られる。



(記号説明)

空洞常数 $\sigma = (P - P_e) / \frac{1}{2} \rho V^2$

V = 前進速度 (m/sec)

n = 毎秒回転数

D = 直径 (m)

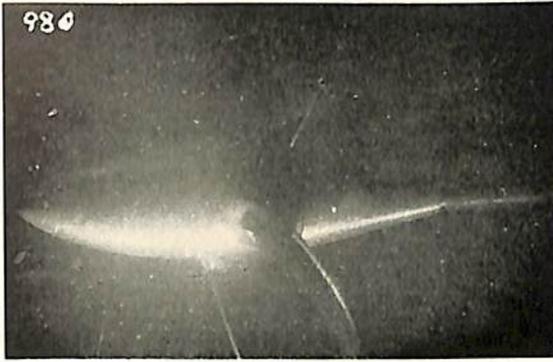
T = 推力 (kg)

Q = トルク (kg-m)

ρ = 水の密度 (kg-sec²/m⁴)

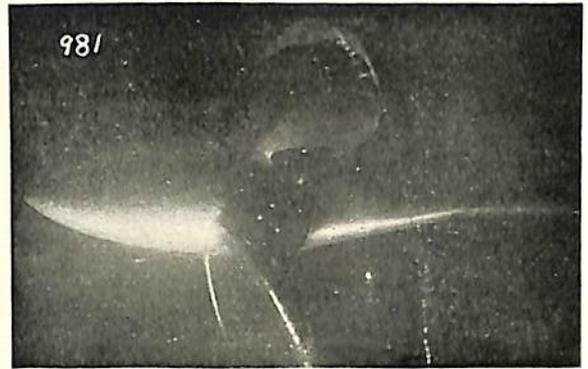
P = 推進器軸中心における静圧 (kg/m²)

P_e = 水の蒸気圧 (kg/m²)



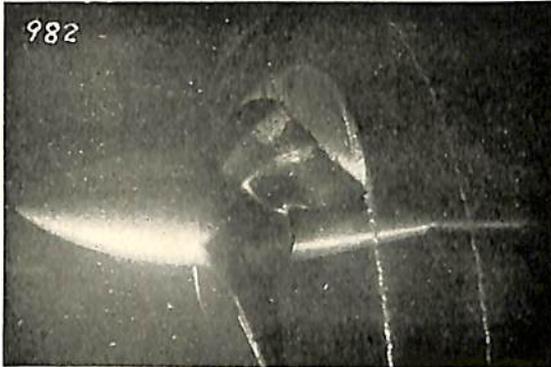
⑦ $\sigma = 5, V = 0.713$

チップ・キャビテーションより早く前線の角からキャビテーションが起つている。



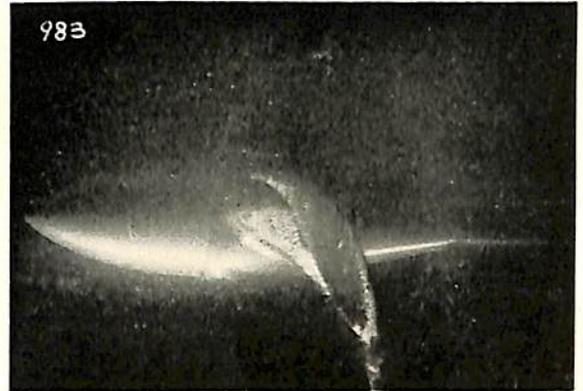
⑧ $\sigma = 5, V = 0.657$

チップ・キャビテーションの起る頃にはシートが割に発達している。



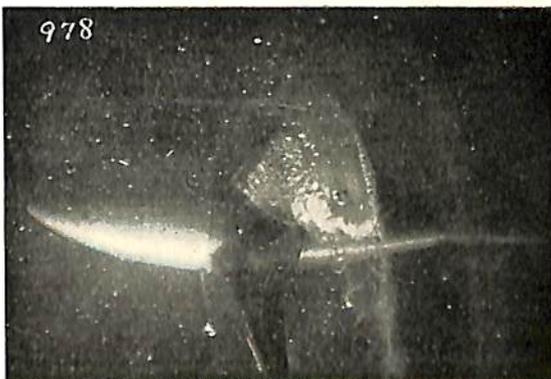
⑨ $\sigma = 5, V = 0.600$

背面の2本の稜線の処からバブルが起るのが明瞭に観察出来る。⑧と⑨の間あたりから性能低下がはじまる。



⑩ $\sigma = 5, V = 0.557$

シートもバブルも範囲が広くなり、チップ・キャビテーションは煙状となる。



⑪ $\sigma = 3, V = 0.693$

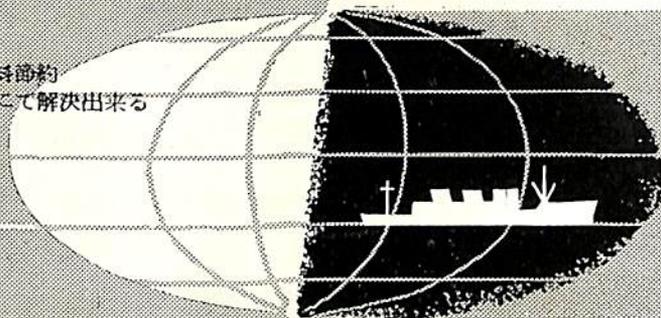
⑦よりややスリップが大きいに過ぎないが σ が小さいため背面は殆んどキャビテーションに覆われる。

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) 腐蝕抑制性能優秀
- (2) 短日時に洗滌完了稼働率向上
- (3) 各部均一完全に除去熱効率向上、燃料節約
- (4) 曲管部或は煙管式のものも此の方法にて解決出来る



住友化学

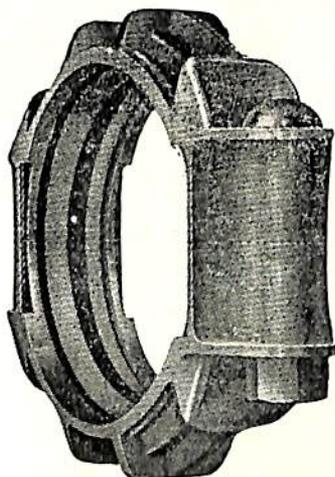
本社 大阪市東区北浜 5-22 (住友ビル)
東京支社 東京都中央区京橋 1-1 (B.S.ビル)



日本ヴィクトリック株式会社

VICTAULIC

LEAKTIGHT
PIPE



FLEXIBLE
JOINTS

販賣總代理

浅野物産株式会社
東京都中央区日本橋小舟町
二丁目 (小倉ビル)
電話茅場町(66)代表0181~9
代表7531~5

大阪支店
門司支店
札幌支店
支店
出張所

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

ABC

—船首に大きな切欠きのある（例えば
バケット型浚渫船の如き）船の抵抗試験—

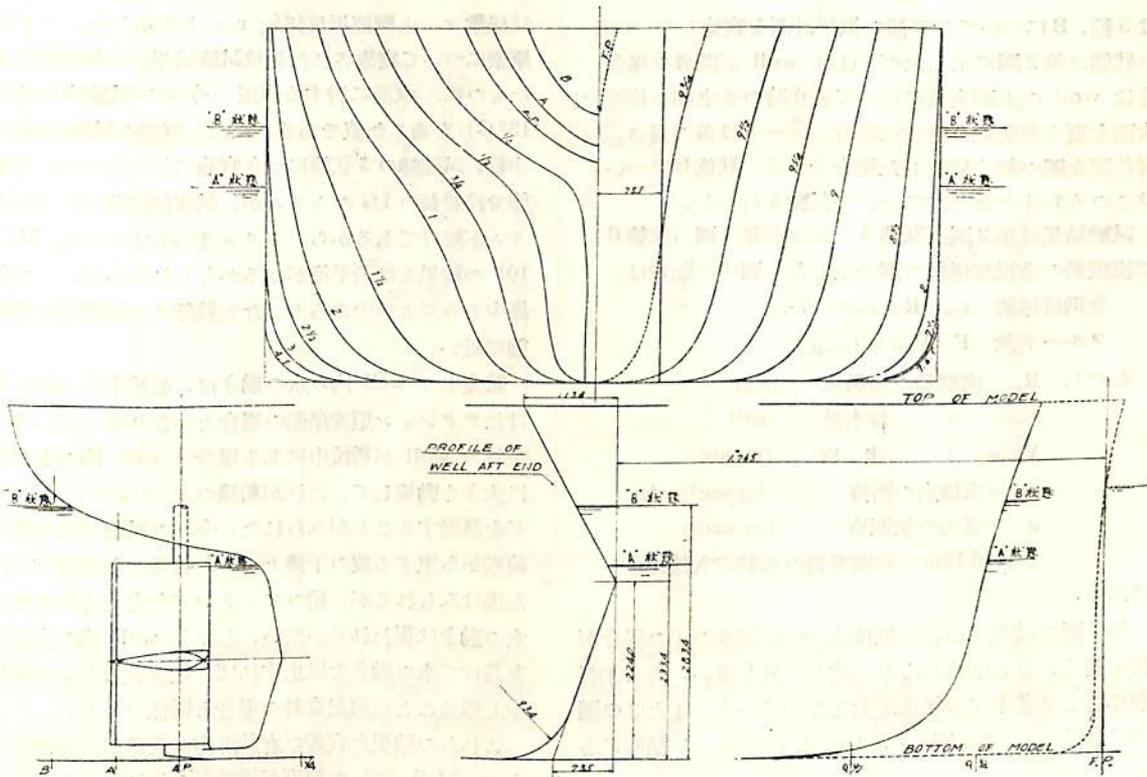
サクション型浚渫船の Ladder well が船體抵抗におよぼす影響については本資料の 34 (昭和 28 年 11 月) および 52 (昭和 30 年 5 月) に示したが、これと同様な調査をバケット型浚渫船の船首部の大きな切欠きについて行つてみたものが今回の資料である。M. S. 101 は、前 2 回の資料の場合と同様、試験が終つて廢棄するはずの模型を利用して改造したもので、その原模型は本誌別冊の「大型油槽船の C_b の影響に関する水槽試験」中に述べられた $C_b = 0.80$ の場合の模型船(長さ 6.0m)である。本模型の船首部に第 1 圖に示す如き切欠きすなわち浚渫船の well に相當するものを設けた。従つて船型としては通常の浚渫船のそれと著しく相異なるのは止むを得ないが、船首部切欠きが抵抗におよぼす影響の概略は察知できるであろう。

第 1 圖に示す well の形状は、たまたま手許にあつた

長さ約 50 米のバケット型浚渫船をタイプとして、船幅と well の幅および長さの関係が相似となる如く決定した。すなわち well の幅は船の幅の約 19%、well の長さはその幅の約 11 倍とした。實際の浚渫船では well の長さは船長の 50% を超すのが普通であるが、本船の場合では上述の如き方法で決定したので、長さは船長の約 30% である。

試験状態は模型船の主要目とともに第 1 表に示す。表に示す状態は A 吃水と well の幅の比を前記タイプシップと同一におさえて決定したもので、状態 B は well の深さの影響をみるために吃水を 5cm 大とした場合である。縦傾斜は兩状態とも零とした。なお表中には参考のために原模型の、すなわち well のない場合の同一吃水における排水量、諸係數等も示してある。

試験は well の状態を種々變更して、状態 A について



第 1 圖 M. S. No. 101 正面線圖および船首尾形状圖

第1表 要 目 表

M. S. No.	101	
長 (L _{B.P.})	6.0000 米	
幅 (B) 外板を含む	.8172 米	
試験状態	"A" 状態	"B" 状態
吃水 (d)	.2334 米	.2834 米
排水量 (F _m)	8183 ^{米³} (.8940)	1,053 ^{米³} (1.1120)
浸水表面積	5871 ^{米²*} (6.250)	6483 ^{米²*} (6.895)
C _b	— (.780)	— (.790)
C _p	— (.791)	— (.799)
C _M	(.986)	(.989)
I.c.b. (L.B.P. の % にて区印より)	— (-2.0)	— (-1.80)
λ _m	(.16822)	
備 考	(1) () は well のない場合の値 (2) * well 内壁の面積を算入せず (3) λ _m は本船の原型の計畫満載吃水線長さ (L _m = 6.15 米) に對して求めた値	

は5種、Bについては2種の抵抗計測を実施した。wellの状態は第2圖に示したが、①は well が開放の場合、②は well の上面全長に亘つて静止時の吃水面の位置で水面を覆う蓋を取り附けた場合、③~⑤は蓋の長さ、取付位置を圖の如く變更した場合である。状態Bについてはこのうち①と②だけについて試験を行った。

試験結果は第3圖(状態A)および第4圖(状態B)に模型船の全抵抗係数の形で示した。圖中の記號は、

$$\text{全抵抗係数 } r_m = R_m / \rho_m F^{2/3} V^{2.0}$$

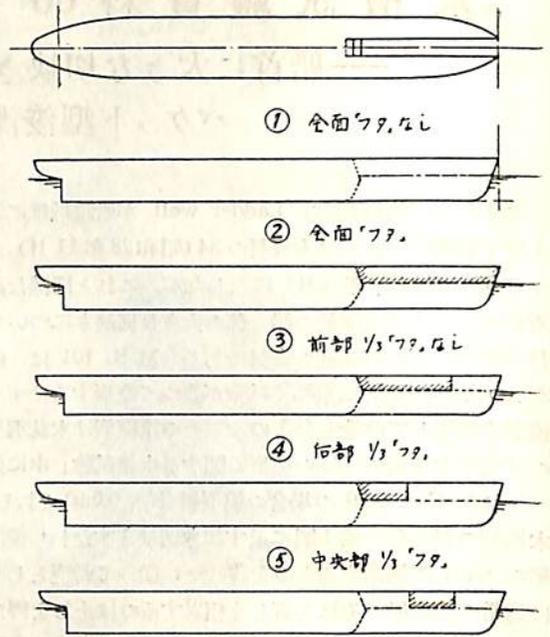
$$\text{フルード数 } F = V_m / \sqrt{L_m g}$$

- ただし R_m = 模型船の全抵抗 (kg)
 F_m = " 排水量 (m³)
 V_m = " 速度 (m/sec)
 ρ_m = 水槽水の密度 (kg-sec²/m⁴)
 g = 重力の加速度 (m/sec²)
 L_m = 6.15m = 原模型船の満載吃水線長さ

である。

第3圖の結果でみると抵抗は well 開放の①の場合が最も高く、②と③は殆んど一致して最も低い。③と④が順に②より若干ずつ抵抗が大となっている。①と②の関係は状態 B (第4圖) においてもほぼ同一の傾向にある。

以上の成績を well のない通常の船型のそれと比較す

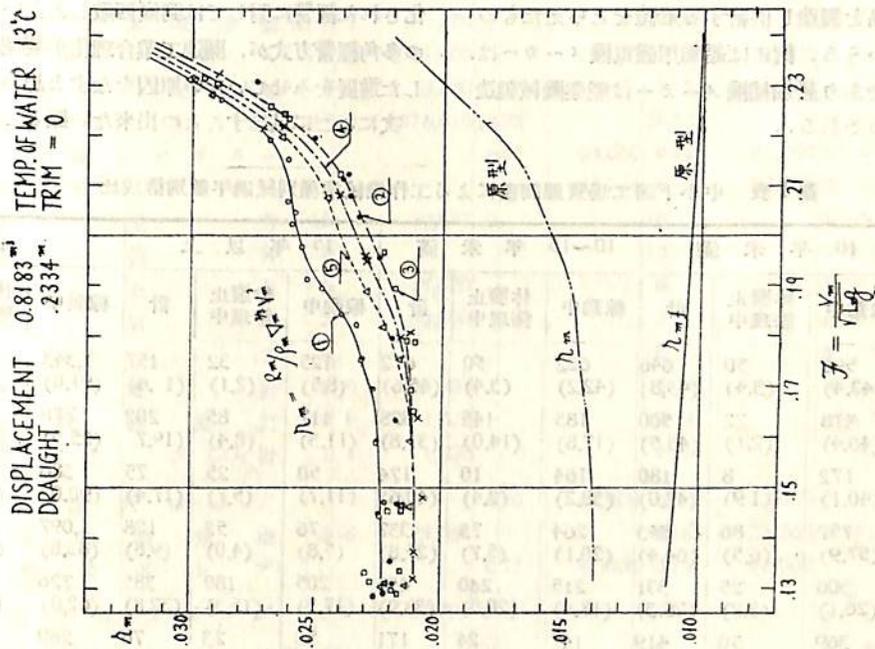


第2圖 前部開口の状態

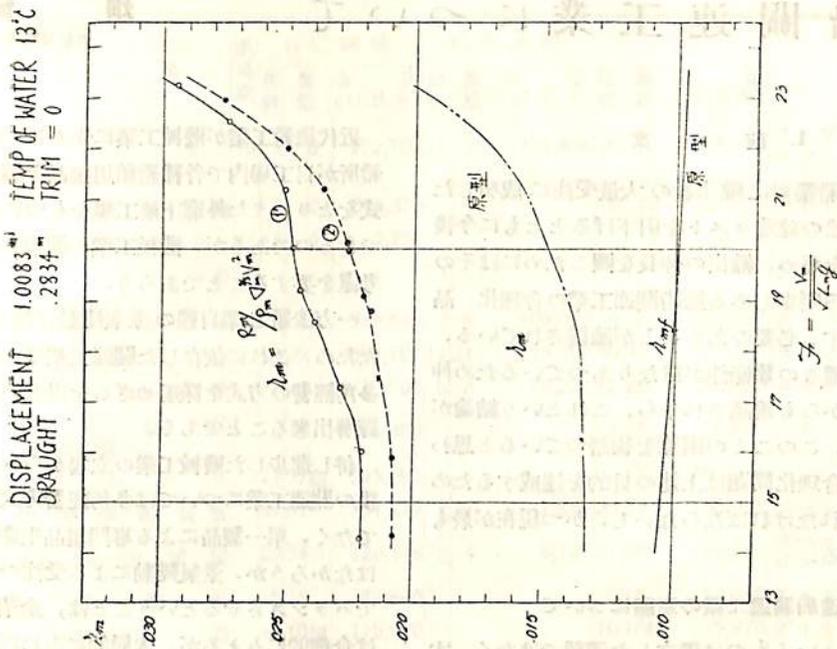
るために、兩圖中に吃水を同一とした場合の原型の全抵抗係数 r_m と摩擦抵抗係数 r_{mf} とを示した。これらは原型について実施された抵抗試験結果から挿間的に求めたものに、水温に對する修正 (今回の試験時の水温は 13°C) を施した値である。ただし原型の試験は満載、半載、試運転の3状態につき実施されたもので、半載状態では船長の1%のトリムが、試運転状態では2%のトリムが附けてあるから、トリムをつけなかつた M. S. 101 の結果とは若干差があるかもしれないが、この差は僅少とみてよいであろう。なお状態Aは原模型の半載状態に近い。

航走中の well 内の水の動きは、船體中に well を設けたサクション型浚渫船の場合とかなり異つてゐる。すなわち well が船體中にある場合は well 内の水が前後に大きく動揺して、これが船體のピッチング、ヒービングを誘發することがみられた。今回の試験では勿論 well 前端から生ずる波の干涉と well 後端から逆流する大きな渦はみられるが、船のピッチングを生ずる如き激しい水の動きは現われていない。しかし well 内の水面に蓋を設けて水の動きを阻止すれば、抵抗増加をある程度減少し得ることは前記資料の場合と同様である。

これらの結果を實船の有効馬力に換算して比較することは、M. S. 101 の船型が浚渫船のそれとあまりにも相異していること、well 内壁の摩擦抵抗の算定を如何に



第3圖 全抵抗係數曲線 (“A” 状態)



第4圖 全抵抗係數曲線 (“B” 状態)

すべきかの點に大きな問題が残されていること等の理由から、今回はこれを行わなかつた。第3,4圖中には原型の λ_m と λ_{mf} を記入したから、抵抗増加を全部剩餘抵抗の如き見方をとれば概略の比較は出来ないこともないが、これに関しては適當な御考察をお願いする。なおこれら兩圖に示した無次元値は原型については原型の排水

量 (第1表の括弧中の値) を、M. S. 101 については well のない減少した排水量を使用してそれぞれ算定したこと (従つてこれらの比は直接なみの抵抗値の比を示すものではない) と、またフルード數の算定には便宜上原型の計畫滿載吃水線長さを一様に使用したことを附記する。

造船関連工業について

畑 賢 二
船舶局関連工業課長

1. 前 文

最近わが國造船業界は輸出船の大量受注に成功したが、これら輸出船の建造コストを引下げるとともに今後更に國際競争力を高め、輸出の伸長を圖るためにはその製品が船價の約四割をしめる造船関連工業の合理化、品質の向上を推進する必要があることが論議されている。併しこのことは種々の難條件が重なりあつているため併し困難で、従来からも論議され乍ら、これという結論が出ていないのは、このことの困難を物語つていられる。併しこの合理化問題は上述の目的を達成するためには是非實現されなければならぬし、かつ現在が最も好時期と思われる。

2. 造船関連工業の形態について

元來関連工業というものは獨立した業種ではなく、本來の獨立した體系をもつている單位産業に屬するメーカーが、船舶用製品を製造し供給する形態をとらえたものが関連産業といひうる。例えば船舶用發電機メーカーは電機機械製造業であり船舶補機メーカーは産業機械製造業に屬しているのである。

近代造船工業が機械工業に先んじて發達したため、造船所が自工場内で各種船舶用製品を製造する一貫生産方式をとり、また外廓下漬工場をもつに至つたことは諒解できるのであるが、機械工業の進歩した現状においては考慮を要することであらう。

一方造船工業自體の景氣變動は甚だしいものがあつたため、これに依存した関連工業は、企業の存立のため多角經營の方式を採用せざるを得ないことも、これまた諒解出来ることである。

併し進歩した機械工業の立場からみれば、殊に中小規模の関連工業については多角經營方式は必ずしも合理的でなく、單一製品による専門製品生産方式こそ理想的ではなからうか。景氣變動による受注の増減を企業自體内でバランスさせるということは、企業者の立場においては合理的にみえるが、大局的にみれば二重投資、過剰投資ということになり、更に専門品生産による高度の合理化された經營に對しては到底匹敵しえないであらう。この多角經營方式が、関連工業合理化が要望され乍らも大した進展をみせていない原因をなすと思われる。

次にここに見逃すことの出来ない點として、親ともい

第1表 中小下請工場實態調査による工作機械業種別經過年數別構成比

業種別	10年未満			10~15年未満			15年以上			計		
	稼動中	休廢止 修理中	計	稼動中	休廢止 修理中	計	稼動中	休廢止 修理中	計	稼動中	休廢止 修理中	計
自動車工業	596 (40.4)	50 (3.4)	646 (43.8)	622 (42.2)	50 (3.4)	672 (45.6)	125 (8.5)	32 (2.1)	157 (10.6)	1,343 (91.0)	132 (9.0)	1,475 (100)
自轉車工業	478 (46.4)	22 (2.1)	500 (48.5)	183 (17.8)	145 (14.0)	328 (31.8)	117 (11.3)	85 (8.4)	202 (19.7)	778 (25.5)	252 (24.5)	1,030 (100)
車兩工業	172 (40.1)	8 (1.9)	180 (42.0)	164 (38.2)	10 (2.4)	174 (40.6)	50 (11.7)	25 (5.7)	75 (17.4)	386 (90.0)	43 (10.0)	429 (100)
ミシン工業	757 (57.9)	86 (6.5)	843 (64.4)	264 (20.1)	73 (5.7)	337 (25.8)	76 (5.8)	52 (4.0)	128 (9.8)	1,097 (83.8)	21 (16.2)	1,308 (100)
造船関連工業	306 (26.1)	25 (2.2)	331 (28.3)	215 (18.4)	240 (20.5)	455 (38.9)	205 (17.5)	180 (15.3)	385 (32.8)	726 (62.0)	445 (38.0)	1,171 (100)
電氣機械工業	369 (55.4)	50 (7.5)	419 (62.9)	147 (22.1)	24 (3.6)	171 (25.7)	53 (8.0)	23 (3.4)	76 (11.4)	269 (85.5)	97 (14.5)	666 (100)
計器工業	129 (44.0)	13 (4.5)	142 (48.5)	111 (37.9)	8 (2.7)	119 (40.6)	28 (9.6)	4 (1.3)	32 (10.9)	268 (91.5)	25 (8.5)	293 (100)
産業諸機械	420 (30.6)	84 (6.1)	504 (36.7)	402 (29.3)	98 (7.0)	500 (36.3)	280 (20.4)	90 (6.6)	370 (27.0)	1,102 (80.3)	272 (19.7)	1,374 (100)
兵器産業	401 (16.4)	44 (1.8)	445 (18.2)	753 (30.7)	490 (20.1)	1,242 (51.8)	294 (12.0)	464 (19.0)	758 (31.0)	1,447 (59.1)	998 (40.9)	2,445 (100)
時計工業	207 (76.7)	23 (8.5)	230 (85.2)	8 (3.0)	1 (0.3)	9 (3.3)	29 (10.7)	2 (0.8)	31 (11.5)	244 (90.4)	26 (9.6)	270 (100)

第2表 最近の輸出船に装備された機械類の輸入例

分類	品名	總 隻 數	自己調達		船主支給		計		備考			
			隻 數	金 額 (U.S.\$)	隻 數	金 額 (U.S.\$)	隻 數	金 額 (U.S.\$)				
軸系およびプロペラ	プロペラ	59	5	8	172,500	11	11	131,886	16	19	484,386	リップス, ストーン, ベツレヘム
	排氣ターボ過給機	8	20	324,376					8	20	324,376	BBC
主	マイハックインディケーター	17	5	5	2,750				5	5	2,750	マイハック
	主機					1	2					G.M
主	主ボイラー	2	4	514,545	2	4	509,090	4	8	1,023,635	ホスターホイラー	
	主給水ポンプ	29	09	654,191	11	21	276,200	40	90	930,391	コフィン・パシフィック	
機	脱氣給水加熱器	6	6	73,200	6	6	73,200	12	12	146,400	コ克蘭	
	過熱低減器 (記録装置付)	2	3	6,800				2	3	6,800	スワートウート	
機	重油バーナー	27	27組	245,385				27	27	245,385	トッド	
	自動燃焼制御装置	31	31	131,119	2	2	7,880	33	33	138,999	ベーレー, ヘーガンGR	
補	自動給水加減器	29	54	120,178	2	4	8,120	31	58	128,298	ベーレー, コーパス, ヘー ガン	
	空気豫熱器	8	16	52,840				8	16	52,840	アメリカンブロー	
機	媒吹器	10	10組	115,970				10	10組	115,970	ダイヤモンド, コーパス	
	遠隔水面計	29		44,498				29		44,498	ヤーナル, リライアンス	
補	檢鹽計	26	26	39,345				26	26	39,345	パイロットマリン	
	サンプル冷却器	42	7	770				7	7	770	ダピス	
機	デオイラー	8	8	71,400				8	8	71,400	ローソン	
	グリース抽出器	5	5	13,380				5	5	13,380	エリオット	
附	蒸溜装置	42	39	876,610	14	32		58	71		グリスコム, マキシム	
	主抽氣エゼクター				6	12	93,060	6	12	93,060	ウエイン	
機	補抽氣エゼクター				6	6	28,764	6	6	28,764	ウエイン	
	減壓弁	16		50,687	2			18			レスリー	
附	船調整弁	3						13			ホネイウエル	
	安全弁	6		15,600				6			レスリー	
屬	蒸氣弁	2		30,000				2			レスリー, エドワード	
	トラップ	8						8			サルコ	
品	流量計	4	4	4,000				4	4		フイッシャー	
	遠隔溫度計	9	9	2,700				9	9		マスクウエル	
品	記録式CO ₂ 計	1	1	1,000				1	1			
	燃料移送ポンプ				6	6	13,000	6	6	13,000		
品	潤滑油清淨機	8	16	25,268				8	16	25,268	セバレーター, チタン	
	潤滑油ポンプ				6	12	42,000	6	12	42,000		
品	非常用消火ポンプ	31	31	41,792	3			34			ガターラッセルニューベ リ	
	SKFベアリング	59	15		3			18			S K F	
品	ホーク接手	3	48	2,304				3	48	2,304	ホーク	
	冷凍機	2	4	18,120	8	16		10	20		キャリア, サブロー	
品	通風機				3	8		3	8			
	清水ポンプ				7	7		7	7			
品	カーゴケア	1	1	24,000				1	1	24,000	カーゴケア	

分類	品名	総隻数	自己調達		船主支給		計		備考
			隻数	金額	隻数	金額	隻数	金額	
電 氣 部	非常用発電機		4	68,000			4		G.M
	同用原動機		7	62,400			7		G.M
	配電盤		4		4	77,400	4	77,400	
	自動電圧調整器	59	2	25,802	2	6,000	4	31,802	
	電気ベルトプザ		3	855			3	855	
	スエズサーチライト		7		7	8,950	7	8,950	ケルビン
エコーフューズ	6		4,080			6	4,080	エコノミー	
荷役 機械	揚貨機	34	2	102,000	7		9		トリーゲ, クラークチャブマン
	デッキクレーン		2	124,000			2	124,000	カンブナーゲル
荷役 機械	荷油ポンプ	25	16		8		24		インガースル, ウォシントン
	同用タービン		12		9		21		インガースル, ホワイトトン
航 海 用 計 器	送受信機	12	12	39,262	4		52		RCA マッケイ
	レーダー	16			4		57		マルコニー, レイセオン
	ローラン				10		10		デッカ, ケルビン, スペリー
	方向探知器	14			3		46		マルコニー
	コースレコーダー				2		21		マッケイ, RCA
	測程儀	59	14		2		37		サーグマーチドロブ
	測深儀	10			4		56		レイセオン, ブラウン
	ジャイロコンパス (オートパイロットを含む)	3			4		49		サブマリンシグナル
	クロノメーター	52			5		57		スペリー (英) ブラウン
	無線電話機	4					4		ナルダン
救命艇用無線機	2			3		38		マッケイ	
そ の 他	バッテリー系用部品	25	22	21,560	3	2,920	25	29,480	バッテリー
汽 機 の 他	汽圧スウィッチ	38	7	93,140			38	93,140	コッカム
	厨房装置	6		6,310			6	6,310	スケアデー
	消防装置				8		8		G.E (英)
	救命艇用主機	59			2	34,054	2	34,054	
	工作機械				2	1,938	2	1,938	
	電気冷蔵庫	15	3	11,306	1	870	16	12,106	エレクトロラックス G.E
	電気洗濯機	10	15	15,018	3		13		カーロー
ドリンクフアウンテン	6	12	5,700			6	5,700	G. E	
甲板機械 荷役機械 を除く	揚船機	59	2	21,000	1	32,300	2		クラークチャブマン
	繫船機				10		10		

注 対象船舶の総隻数は 59 隻 タービタンカー 20 隻 タービン貨物船 22 隻 ディーゼルタンカー 5 隻 ディーゼル貨物船 12 隻である

らべき造船所自身が行っている関連工業および大企業で生産されしかもその企業の生産高全体に占める船用の比率の少ないものの関連工業の問題がある。すなわち前者は主機、主軸、補助軸等であり、後者は電気機械類、軸系

等を生産するものである。造船関連工業製品全体が船價の約40%を占めている中であつて、前者は船價の15~19%位、後者は12~15%位を占めるのであつて、いわゆる中小企業に属するものの生産は船價の數%にすぎないのである。このことは大いに留意すべきことであるにかかわらず、案外一般には充分認識されていないのではなからうか。世間では、この中小企業だけが船舶用製品を製造し、しかもそれが船價の40%を占めるかの如く誤解しているのではあるまいか。造船関連工業製品の最大のメーカーは少數の大企業であつて、無數ともいえる中小企業者ではないのである。従つて船價低減の面からいへば、関連工業の合理化は大企業から行つた方が効果が大きいということになるのである。

3. 生産について

a) 設備

衆知の如く造船関連工業はその業種、経営規模が雑多であるため、その設備もまた廣く各種の機械を具えているが、これらの間に共通していることは舊式かつ老朽化したものが多いということであつて、第1表がこれを物語つている。

戦時以來酷使され老朽化したことは他産業と同じである。最近に至り主要産業の設備近代化が強く推進されたにもかかわらず、中小企業においては企業の脆弱性があつていたであらうが、その餘裕なく造船業に比して立おけているのである。併し最近ではモーター・ボート

納入金による貸付金が僅か乍ら融資され、また輸出船受注高激増により、金繰りの途がひらけたので、この機会においてこそ設備更新を断行すべきであると信ずる。

b) 技術

造船関連工業製品の品質の不良なことは屢々指摘され、殊に輸出船に装備する場合に問題となつてくるのであるが、これは如何なる理由によるのであろうか。船舶用製品は船舶という特殊条件の下で使用されているため、これに適合すべき種々の性質が要求されるのであるが、そのみならず、船舶は海外に航行する動く見本であり、たえず國際競争場裡にあるので品質および性能が重要視されるのは當然である。殊に輸出船装備する場合、たとえボルト1本、電球1ケでも船の信用に關するものなのである。関連メーカーはかかる點を充分理解しているであらうか。勿論技術についての何がしかの後進性は認めざるを得ないが、自己の製品の品質等に關して充分な検査、試験の設備すら有していない場合が見受けられるのは誠に残念なことである。

第2表は最近の輸出船について外國から輸入された船舶用製品を示したものであるが、こんな物までと思う物まで輸入されているということは大いに考えねばならぬことと思われる。勿論コストの割高の場合、船主の好み、わが國の関連工業が國際市場をもたぬ等の重要な理由もあるが、その根本は技術にあると信ずる。

技術に關する重要な問題として標準規格の問題があ

第3表 第九、十六造船における船舶關係 J I S 品目別使用狀況

部門別	全使用數量	全使用數に對する比率(%)				J I S によらなかつた理由別數量					備考
		J I S によつたもの	左のう ち J I S マーク 表示の もの	半ば J I S に よつた もの	全く J I S に よらな かつた もの	a 社内標準 制式等による	b J I S に 不満足	c 特殊用途 J I S の 範圍外等	d 船級 船主等の 要求	e 不明	
船體關係33品目	27,586	25	0.3	38	37	10,590	1,791	3,149	314	4,797	
機關關係49品目	19,919	89	41	7	4	278	135	923		816	
電氣關係39品目	48,313	76	30	16	8	3,239	928	2,433	54	4,869	
合計121品目	95,818	64	23	21	15	14,107	2,854	6,505	368	10,482	

注 J I S によらなかつた理由別數量欄の区分は次による

- 社内標準制式等による……………各造船所の標準規格、制式によつたため、または在庫品を使用したため J I S によらなかつたもので J I S そのものに不満足はないと考えられるもの。
- J I S に不満足…………… J I S に不満足なため J I S と異つたものを使用したと考えられるもの。
- 特殊用途 J I S の範圍外等…………… J I S は一般用のため、特殊な用途に J I S と異つたものを使用したもの、または J I S に制定範圍外の口径、形式のもの。
- 船級、船主等の要求による……………船級ルールの關係または船主要求によりやむをえず J I S によらなかつたと考えられるもの。
- 不明……………理由について明記なかつたもの。

第4表 昭和26年以降船用機関等生産実績

機 種	製作年		26	27	28	29	
	項目						
ボイラおよび蒸気機関	ボイラ	臺 數	130	116	105	79	
		受熱面積 m ²	24,923	29,176	33,614	17,626	
		重 量 T	4,083	4,349	5,894	3,094	
		價 格 千圓	925,502	1,788,956	2,045,659	1,085,238	
	レンプロ	臺 數	68	20	11	33	
		馬 力 IHP	3,494	835	335	3,089	
		重 量 T	182	52	18	121	
	タービン	價 格 千圓	38,517	37,560	14,160	58,455	
		臺 數	58	80	80	38	
		馬 力 SHP	105,929	188,927	2,997,2	106,796	
	内 燃 機 關	ディーゼル	重 量 T	2,073	2,834	3,079	1,450
			價 格 千圓	918,762	2,553,351	2,537,953	1,093,835
臺 數			7,555	6,808	14,343	19,615	
燒 玉		馬 力 BHP	508,639	503,771	420,843	560,553	
		重 量 T	29,765	29,043	22,198	26,321	
		價 格 千圓	9,724,358	11,527,055	9,420,467	11,991,122	
電 着		臺 數	3,153	3,009	1,895	1,093	
		馬 力 BHP	87,476	82,474	65,509	66,540	
		重 量 T	6,484	5,565	4,722	4,543	
機 關		價 格 千圓	1,106,729	1,232,600	1,109,277	1,127,949	
		臺 數	3,647	3,781	4,196	4,882	
		馬 力 BHP	17,772	16,678	32,545	31,167	
内 燃 機 關 合 計	重 量 T	663	721	954	874		
	價 格 千圓	196,953	232,062	408,779	428,204		
	臺 數	14,355	13,598	20,434	26,400		
船用補機	馬 力 BHP	613,887	602,923	518,897	658,061		
	重 量 T	36,912	30,319	27,874	31,731		
	價 格 千圓	1,128,040	12,991,717	10,938,523	13,547,275		
電氣機械	重 量 T	11,164	10,233	7,358	6,618		
	價 格 千圓	2,813,739	4,030,491	2,944,112	2,566,235		
合 計	重 量 T	3,611	2,879	2,306	2,807		
	價 格 千圓	2,605,355	1,931,429	1,509,576	1,672,597		
合 計	重 量 T	54,414	55,666	46,529	45,824		
	價 格 千圓	15,724,560	23,133,504	19,989,985	20,022,635		

る。造船は他の工業に比し特に総合性を必要とし、個々の要素の有機的関連性が強く要望せられるので標準規格の特性を發揮せしむるのに恰好の場である。しかも將來専門生産方式に移行してゆく場合、各専門のユニット間の連繫を保つべき唯一の技術的基準は標準規格でなけ

ればならぬ。併し現状は未だしであつて、第3表がこれを物語っている。規格の問題は單にそのメーカーのみならず、使用者である船主あるいは造船所の充分なる理解がなければ解決出来ない問題であると同時に専門メーカーの充分なる自覺を必要とする問題でもあると思われ

第5表 船舶用小型内燃機輸出実績

仕向地	年	昭和26年	昭和27年	昭和28年	昭和29年
アルゼンチン		1,340		56	
ブラジル		1,240		404	472
リベリヤ				32	
イギリス		195			
チモール島				400	
ゴア				70	300
コロール島				8	30
パラオ				6	
グアム					6
インドシナ					
インド			399		6,197
バキスタレ			752		
沖繩		493	6	22	77
ポルトガル領印度		910			
佛印		1,270			
韓國		8,360	4,161	1,030	225
香港			221	389	1,400
ビルマ		320	1,028	518	274
フィリピン		544	882	590	846
シンガポール			686	596	790
インドネシア		7,515	1,687	676	230
ボルネオ			372	694	630
タイ		3,107	9,678	2,766	6,802
台湾			1,709	2,706	1,954
ソ連					
アメリカ			4		4
マレー					10
マラッカ					34
ベトナム					176
ジャカルタ					420
トラック島					20
トルコ					28
ペナン島					16
合計		25,297	27,623	15,967	20,951

る。

これに関連して型式統一の問題も軽視出来ないものがある。折角専門化し専門製品を生産し乍らも、その注文されるものの型式が種々雑多では合理化、コスト低減も容易なことではあるまい、最近の例であるが、あるポンプ・メーカーで1ヶ月の生産臺数の90%がちがった型式であつた由で、従つて見積もそれぞれ異なり、間接費の増加は誠に大なるものがある。これがそのメーカーの型録にのせられたものだけであつたならば、それだけで相当のコスト低減になつたであろう。併しメーカーの弱

い立場のため、注文主の要求があれば已むを得ないことと諒解出来るが、もう少し強く立場を主張できないものであろうかと思われるとともに、船主あるいは造船所側においても充分考慮して然るべきものと信ずる。

4. 生産実績について

昭和26年以降同29年までの船用機関等の生産実績および船用小型内燃機関の輸出実績を第4表および第5表に示す。造船関連工業製品の内直輸出実績のあるものは内燃機関に限られ、補機等は皆無であつて、ここにも関連工業の国際性のないことがうかがえる。また第9次、10次計画造船において造船所(計18社)が補機類を何處に發注したかを調査したが、非常に數多くのメーカーに發注されているのであつて、たとえばポンプ類は總計1,077臺を39社で生産しているのである。造船所側からいへば種々の事情のあることも推察出来るが、集中化の行われていないことがうかがえるのである。

5. 合理化について

造船関連工業の合理化、品質の向上等については従來餘り關心がもたれずにいたが、ドッチ方式の設定による資金繰の困難、朝鮮動亂による物價高の輸出への影響等によつて強く叫ばれるに至つた。併し衆知の如く関連工業は非常に多くの業種からなり、その規模も大小様々であるため総合的な對策というものがハッキリとは立てられていない。大企業の場合はその資本力と信用とによつて合理化の實をあげつつあるようであるが、中小企業の場合にはその脆弱性からこれが實行は中々困難である。

今、中小企業を對象として考えると、問題點として指摘された點は次の如くである。

- 1) 関連メーカーの數が多いため過度の受注競争の結果船主または造船所から買いたたかれ、出血受注を餘儀なくされる場合が多い。
- 2) 受注量が一定せず、そのため生産計畫あるいは大量生産をなし得ない。従つてその價格は國際水準より割高であり、かつ品質も不安定になりがちである。
- 3) 生産設備が老朽化し、品質管理が不徹底で、品質が一定せず、製品の充分なる試験、検査の設備のないものがある。
- 4) 関連工業における生産は、その多くは個々の注文生産であり、かつその注文も區々別々であり乍らそれに従わざるを得ない。
- 5) 造船所からの支拂は、造船所の經理狀況に應じて、とかく遅延を重ねる場合が多く、従つて資金繰りに悩まされる場合が多い。

以上の不自然な状況を改善するには、まず造船所が関連メーカーの生産設備の規模に適した製品を専門的に製造しているメーカーを積極的に利用することが必要であり、そのためには船の建造が計画的に実施され、造船所が常にある程度の工事量を保有していることが必要となるのであつて、その基礎の上に立つて、はじめて関連工業の改善を実施しうるのである。

以上の問題点について個々に述べる餘裕はないが、その解決策といわねべきものにもそれぞれ特長があり、その実施に當つては餘程慎重にやらぬと徒らに混乱を招く恐れなしとしないものもある。すなわち造船工業の総合性に適合した施策を推進し、その工業水準を高めんとする場合においても最も困難にして實効をあげ難い分野で

ある。しかも製品の品質については、企業規模の大小にかかわらず、建造船舶との関連のもとに一定の水準に達しているものを要求されるため、合理化の場合にも、今後建造される船舶が要求する品質のものの製造を可能ならしめることに重点をおく必要がある。

以上のことを集約して當面の施策として考えられるものをあげれば次の如くである。

1) 設備の近代化を促進するための融資の斡旋を行うべきこと。この場合生産能力の増加は避くべきであり、精度の向上、工作の合理化に中心をおくべく、老朽設備はスクラップ化するべきである。

2) 品質の向上を圖るため、標準規格の制定・使用を促進し、企業診断を行わしめ、また製品の試験・検査設

日本海事協會技術研究所發足

日本海事協會ではかねてから技術研究所を建設中であつたが、去る11月15日竣工披露があり、記者も招かれて參觀した。

沿革：—

昭和28年1月1日 日本海事協會本部に研究部を設置、研究部門を擔當、技術研究所の建設計畫に當る。

昭和29年11月11日 技術研究所建物起工

昭和30年8月1日 研究部を廢し、技術研究所開設

昭和30年8月5日 技術研究所建物竣工

昭和30年8月11日 現在地で業務開始

施設の概要：—

所在 東京都三鷹市新川700番地

敷地 1042.90坪

建物 鐵筋コンクリート2階建 1棟

(一部に地下室および塔屋)

建坪 217.77坪

延坪 地下室 18.96坪

1階 217.77坪

2階 200.37坪

塔屋 4.39坪

計 441.39坪

試験設備

(當日展示されていた主な設備)

300t アムスラー型萬能試験機

50t アムスラー型萬能試験機

30 kg-m シャルビー衝撃試験機

10 kg-m 小野式疲労試験機

4 kg-m シェンク式疲労試験機

300kg 微小引張試験機

ビッカース硬度試験機

電氣抵抗線型静的歪測定装置

電氣抵抗線型動的歪測定装置 (6要素)

携帯用電磁オシログラフ (12要素)

ガイゲル式振動計

アスカニヤ式振動計

超音波厚味測定器

超音波探傷装置

磁氣探傷装置

インテグレータ

インテグラフ

共軸式微小硬度計

金屬顯微鏡

金屬位相差顯微鏡

萬能投影器

配置：—

所長 東京大學名譽教授 井口常雄博士

船體研究室 研究員6名

機關研究室 研究員3名

ほかに施設課と庶務課

實施中の研究題目：—

一般研究 (主として事故研究)

備の充實をはかるべきこと、自己の製品が如何なる品質であるかを知らずにいることは機械技術者として恥ずべきことであろう。

3) 各造船所間において協議し、同形式同性能のものに對しては極力型式統一を圖らしめ、かつ専門メーカーに發注の機運を作るべきこと、造船所の技術、購買關係者と関連メーカーとの忌憚なき意見の交換を行わむべきこと。

以上當面の對策として考えられるものを述べたが、関連工業の本質に應じた恒久的な對策、例えば優秀専門メーカーによる集中生産方式を確立し、または各單位メーカー、業種の間を繋ぎつける方策について十分な研究を行い、實現せしむることこそ最も重要なことであると

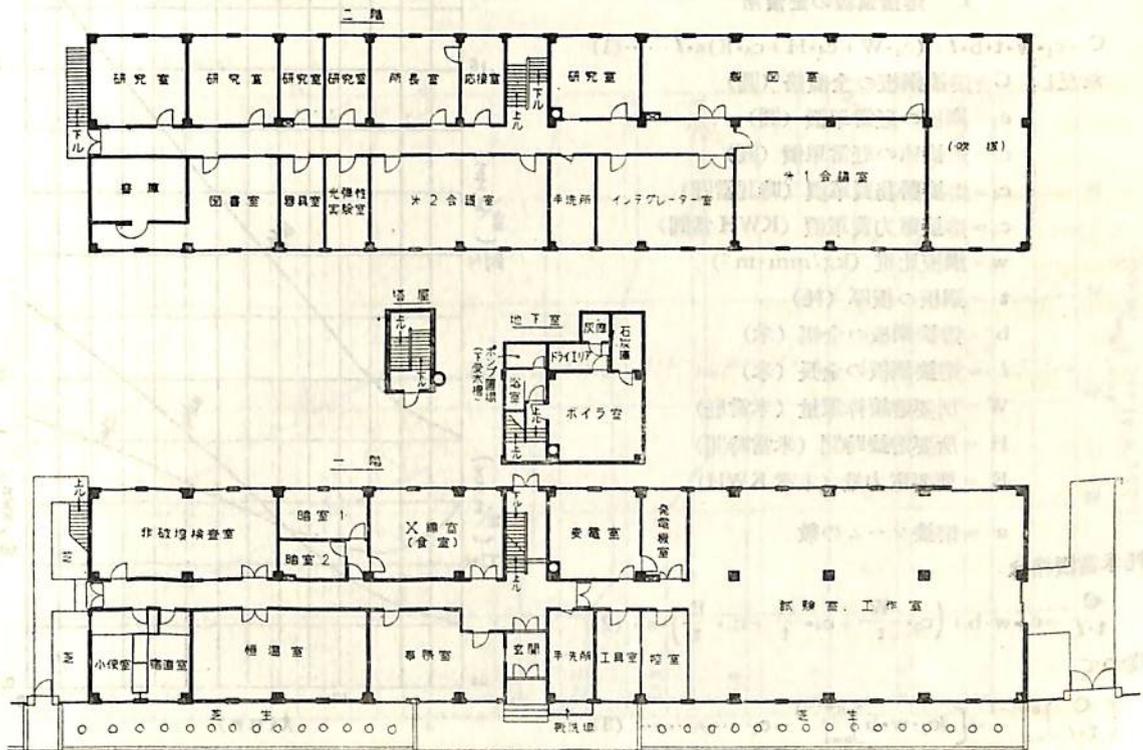
考えられる。一、二の造船所において関連メーカー製品への不満から、補機、積裝品等を内作する向もあるようであるが、これは船價低減の見地からみて望ましいことではないと信ずる。

6. 結 言

今や関連工業に關する一般の關心は次第に高まりつつあり、その合理化に關し期待がよせられているが、これと同時に関連メーカー自身も充分な自覺をもつて、設備の改善、企業の合理化、品質の向上、性能の確保を圖る必要があり、また一方發注者たる造船所も、發注規格の統一を極力實行し、専門工場に協力し、更にこの部門の通弊である船主とのつながりの薄いことを補いうるよう指導がなされることを念願する次第である。(以上)

- 鋼板の切欠抗力に關する工業的試験法の検討
- 製造承認鋼板の材質調査
- 材料試験成績の統計的調査
- 積荷配置、船型等が船體縱強力におよぼす影響の研究
- 波浪中航走時の船體縱強力の研究
- 肘板および肘板固着に關する研究

- 光弾性實驗による船體構造不連続部分の應力分布に關する研究
- 防撓薄板構造の強度研究
- 航洋貨物船の復原性の研究
- 微小引張試験の基礎研究
- 一體型クランク軸の強度實驗
- プロペラ軸の横振動



日本海軍協會技術研究所平面圖

鋼板の板幅の決定法

佐久間 武

浦賀船渠株式会社・調査課

現在の船殻構造が溶接を主とすることは衆知のことであり、溶接構造と鋸構造との比較は種々行われてあるが、細幅板に多量の溶接を行つた場合と廣幅板に少量の溶接を行つた場合との比較は未だ發表されていない。

如何なる寸法の板でも同一單價で購入出来るならば溶接量の少い程廉くなることは明白であるが、元來鋼板にはベース價格の外に一定幅を超えたり一定厚を外れたりするとエキストラ價格が加算される。従つて無制限に註文鋼板幅を増すことは出来ない。鋼板の幅エキストラと溶接費用との間に一つの均衡が存在する。

著者は最も經濟的な板幅を決定する圖表を作製した。例えばビルヂ外板と舷側厚板との間の船側外板が26呎の間同厚である時に6呎板と7呎板との何れが經濟的であるか簡単に判別出来る。

溶接と鋸との比較が重量噸の變化を伴うのに反し、この場合には價格のみが關係しているから造船學の立場としては廉い程優れていると結論出来る。かつ維持の點からも大差ないと考えてよい。

1. 溶接鋼板の全價格

$$C = c_1 \cdot w \cdot t \cdot b \cdot l + (c_3 \cdot W + c_4 \cdot H + c_5 \cdot E) s \cdot l \dots (1)$$

ただし、C = 溶接鋼板の全價格 (圓)

c_1 = 鋼板の疋當單價 (圓)

c_3 = 溶接棒の疋當單價 (圓)

c_4 = 溶接勞務費單價 (時間當圓)

c_5 = 溶接電力費單價 (KWH 當圓)

w = 鋼板比重 (kg/mm²·m²)

t = 鋼板の板厚 (耗)

b = 溶接鋼板の全幅 (米)

l = 溶接鋼板の全長 (米)

W = 所要溶接棒重量 (米當疋)

H = 所要溶接時間 (米當時間)

E = 所要電力量 (米當 KWH)

s = 溶接シームの數

耗米當價格は

$$\frac{C}{t \cdot l} = c_1 \cdot w \cdot b + \left(c_3 \cdot \frac{W}{t} + c_4 \cdot \frac{H}{t} + c_5 \cdot \frac{E}{t} \right) \cdot s \dots (2)$$

従つて

$$\left[\frac{C}{t \cdot l} \right]_{s=i-1} = \left[\Delta c_1 \cdot w \cdot b \right]_{s=i-1} - c_2 \dots (3)$$

ただし、 $\Delta c_1 = c_1 - c_1'$ = 鋼板の幅エキストラ (疋當

圓)

c_1' = 鋼板のベース單價 (疋當圓)

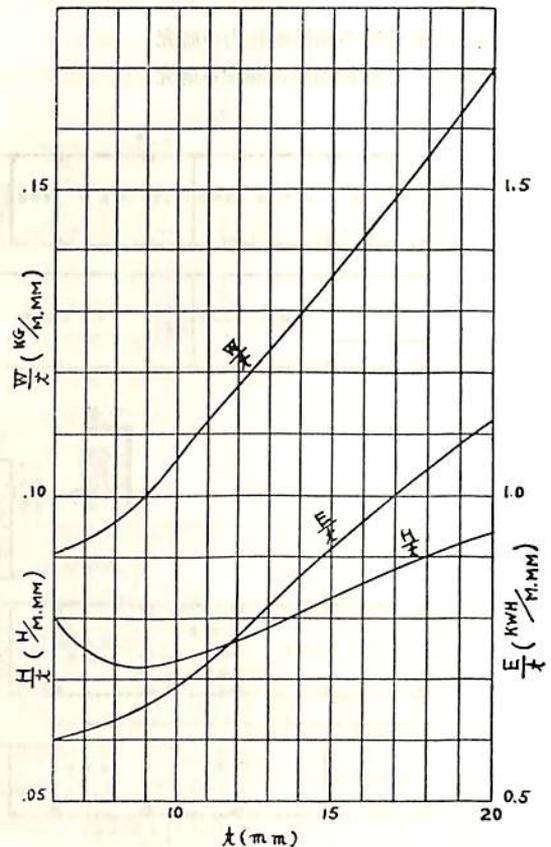
$$c_2 = c_3 \cdot \frac{W}{t} + c_4 \cdot \frac{H}{t} + c_5 \cdot \frac{E}{t} = \text{鋼板厚耗當溶接}$$

シーム米當溶接費用 (圓)

よつて (3) 式が正ならば細幅板で溶接シームを多くする方が得であり、負ならば廣幅板でシーム數の少い方が得である。

2. C_2 の數値について

W, H, E の具體的數値は各造船所によりまた溶接方法によつて異なる。著者は造船協會編「船の溶接設計要覽」に記載の資料を利用した。第1圖は同書による下向姿勢V型銜合溶接の場合の具體的數値を單位厚當りに變えて示したものである。本論文はこの單價を基礎としている



第1圖 溶接棒、電力、勞働間時の必要量

から、実際に使用する場合には第1圖の3曲線を確め補正する必要がある。

次に c_3, c_1, c_5 の單價についても一應珥當120圓, 時給120圓, KWH 當2圓10錢と假定して c_2 の具體的數値を計算してある故、この單價も造船所に應じて修正する必要がある。第2圖に c_2 曲線を示してある。

茲に造船所の原價計算方式が問題となつて來る。著者は造船學の立場 (これは後日論ずるか) から直接費のみを比較したが、造船所の立場としては間接費を考慮せねばならぬ。第2圖の c_2' 曲線は c_2 270圓にて電力費を間接費扱とした場合の、つまり

$$c_2' = c_3 \cdot \frac{W}{t} + c_4' \cdot \frac{H}{t} \dots \dots \dots (4)$$

を示してある。

3. 鋼板の購入費差額

現在の鋼板幅エキストラは6呎を超え1呎未滿毎に適當700圓であるから、 Δc_1 を珥當70錢として、(3)式の右邊第1項を計算し、その具體的數値を第2圖右側に實線または破線で示してある。

4. 最適板厚の決定

第2圖左側にて問題となつている鋼板の板厚から c_2' または c_2 の數値を讀む。その數値を通る横軸平行線 (c_2' または c_2 一定の直線) を引く。この直線が右側の

鋼板購入費差額を示す折線と交わる點が求める均衡點である。

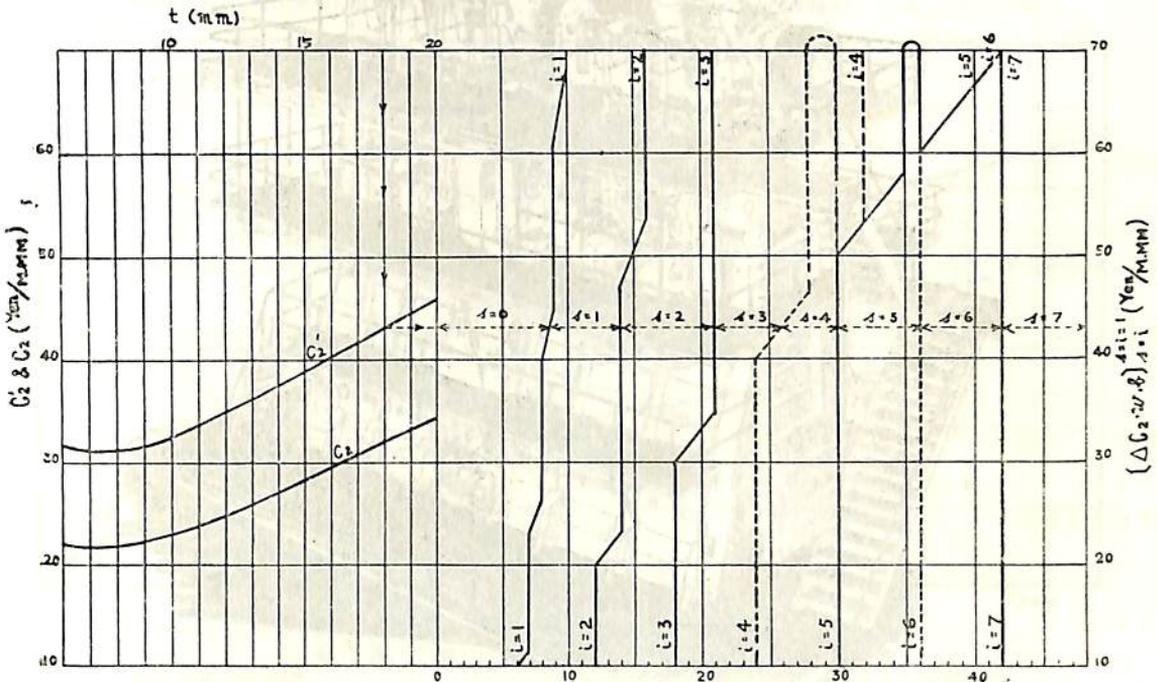
例えば18耗鋼板ならば圖に示す如く

熔接鋼板の全幅	シーム數
0呎より8.7呎まで	0
8.7呎より14呎まで	1
14呎より21呎まで	2
21呎より26呎まで	3
26呎より30呎まで	4
30より36呎まで	5
36呎より42呎まで	6
42呎より48呎まで	7

なる如く撰ぶのが最も經濟的である。全幅が48呎を超えると問題が複雑になり $s=i-1$ と $s=i+1$ とを比較する必要も生じて來るが、これについては應用者にて研究されたい。

最初に廉い程優れていると述べたが、造船所の立場としては地上熔接場の面積、船臺期間、工事の繁閑によつて價値判斷が異つて來る。従つて c_2' 曲線を使用する場合にはこれ等に對する考慮をも必要とする。

最後に御援助下さつた竹内盛雄氏に深く感謝するとともに、諸賢の御批判を仰ぎます。 以上



第2圖 所要熔接費用と鋼板購入費差額 (熔接シーム數による)

低質燃料油使用によるシリンダ ライナーの摩耗

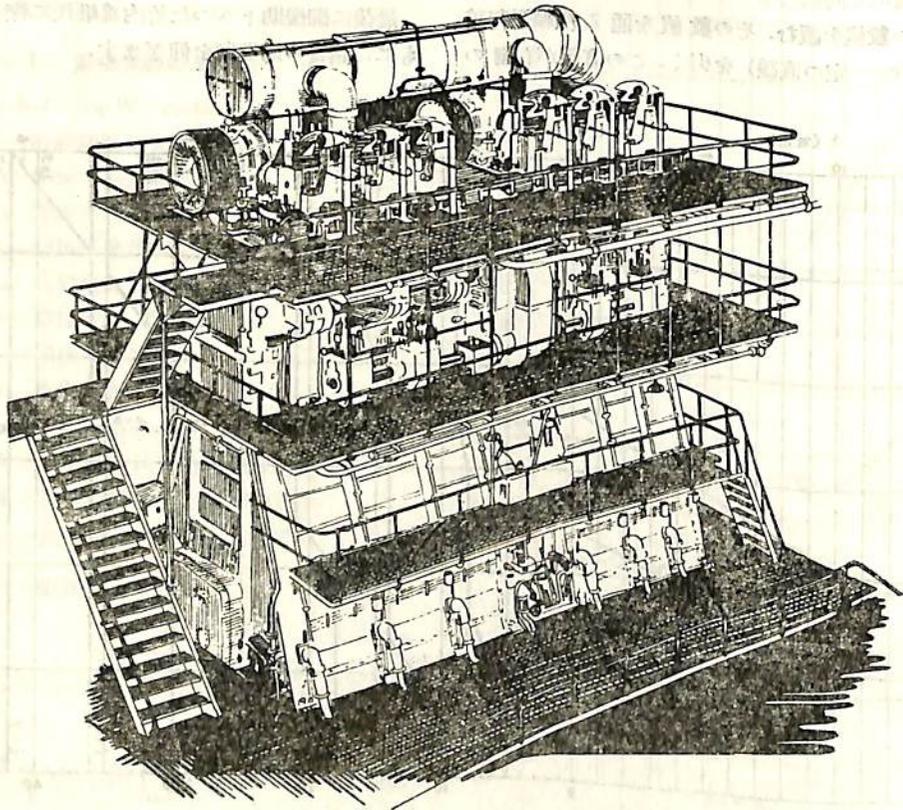
中林次平，津田甲一
日立造船株式会社 船舶設計部

1. 緒 言

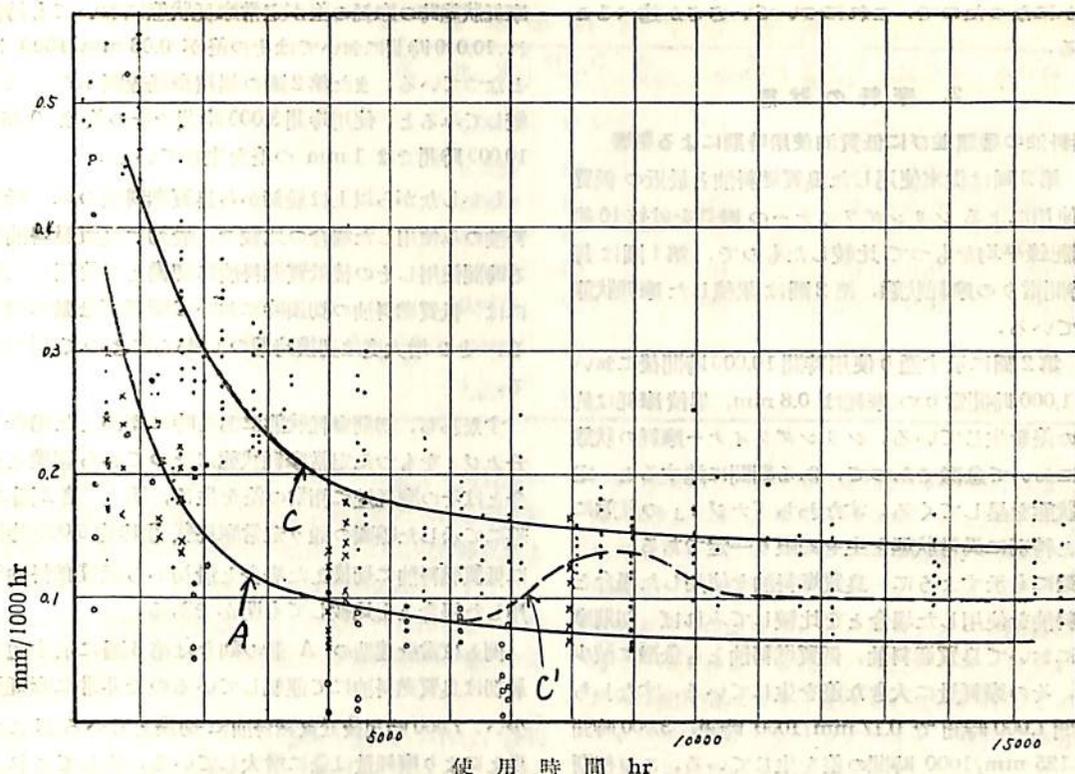
ここ數年來，歐州およびわが國において船用ディーゼル機関の燃料油に低質燃料油が本格的に使用され，低質燃料油の使用による燃料費はこれにより増加する加熱および清浄装置，あるいは修理費等を差引いてもなお相當に節約することが出来る。このために最近では低質燃料油を使用することが一般化され，當社にて建造した大型，中型ディーゼル船はターボチャージ機関，ノンターボチャージ機関の區別なくその殆んど全部に低質燃料油燃焼装置を有し，低質燃料油にて運航されている。低質燃料油を使用しても機関の性能には殆んど影響なく，容易に完全な燃焼状態を保持することが出来る。一般に低質燃料油と稱してもその油質は非常に多種多様で廣範圍にわたり，一様に考えることは困難であり低質燃料油の使用に

よる影響に關して多々論ぜられているが，特に問題となり興味を抱くのはシリンダライナーの摩耗への影響に關してである。

従來，シリンダライナーの摩耗に關する問題は重要な問題の一つで，これが原因としてはシリンダライナー材料の組織，機械的および化學的性質，シリンダライナーの表面状態，ピストンリングの状態，使用燃料油および潤滑油の種類，使用および處理方法，使用量，機関の構造，機関の使用状態，燃焼状態等が考えられる。そこで當社にて建造した日立 B&W 74-VTF-160，74-VTBF-160 型ディーゼル機関の搭載船である A-J の 10 船についてその航海記録よりこれらの船の運航状態並びにシリンダライナーの摩耗状態を分析した結果，低質燃料油を使用することによるシリンダライナーの摩耗への影響

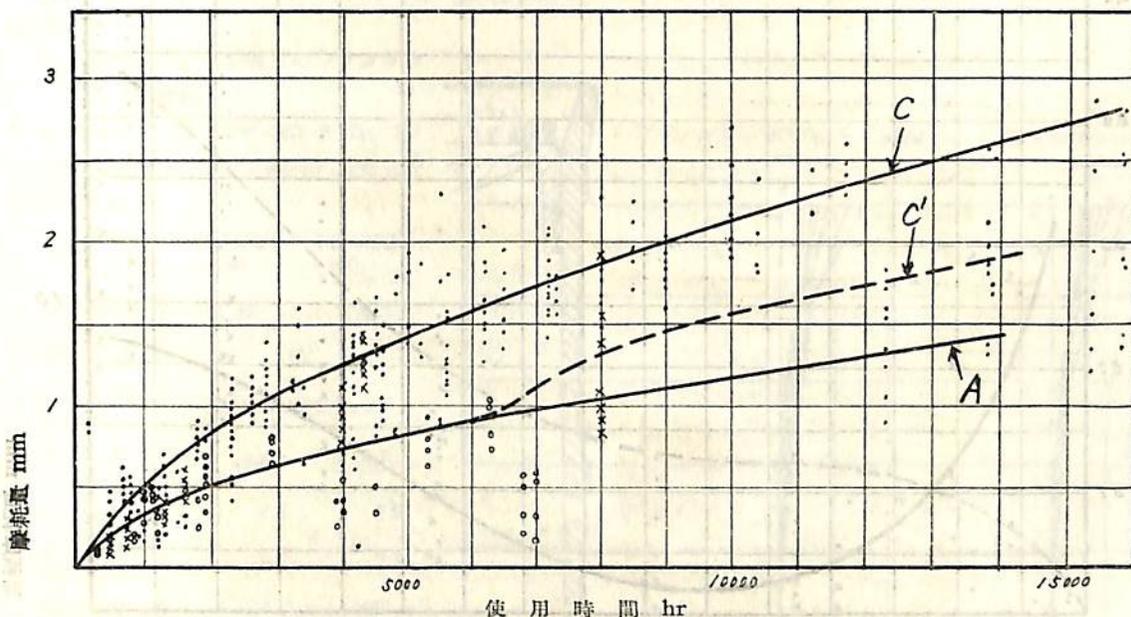


日立 B & W 74-VTBF-160 ターボチャージ付ディーゼル機関



第1圖 毎1000時間當りの摩耗線圖

- | | |
|-------------------------|----------------------------|
| A.....良質油使用の場合 | ○.....ノンターボチャージ機関の良質油使用の場合 |
| C.....低質油使用の場合 | ●.....ターボチャージ機関の良質油使用の場合 |
| C'.....途中より低質油使用に切替えた場合 | ×.....ターボチャージ機関の低質油使用の場合 |



第2圖 累積摩耗線圖

- | | |
|-------------------------|----------------------------|
| A.....良質油使用の場合 | ○.....ノンターボチャージ機関の良質油使用の場合 |
| C.....低質油使用の場合 | ●.....ターボチャージ機関の良質油使用の場合 |
| C'.....途中より低質油使用に切替えた場合 | ×.....ターボチャージ機関の低質油使用の場合 |

が明らかになったので、これについていささか述べることにする。

2. 摩耗の状態

a. 燃料油の種類並びに低質油使用時期による影響

第1, 第2圖は従来使用した良質燃料油と最近の低質燃料油使用によるシリンダライナーの摩耗を就航10船の計測記録平均をもつて比較したもので、第1圖は毎1,000時間當りの摩耗状態、第2圖は累積した摩耗状態を示している。

第1, 第2圖に示す通り使用時間10,000時間後において各々1,000時間當りの摩耗は0.8mm, 累積摩耗は約1mmの差を生じている。シリンダライナー摩耗の状態は初期において急激であつて、ある期間に達すると一定な摩耗状態を呈してくる。すなわち「ナジミ」の状態に達すると特別に異常状態を生ぜぬ限り一定である。

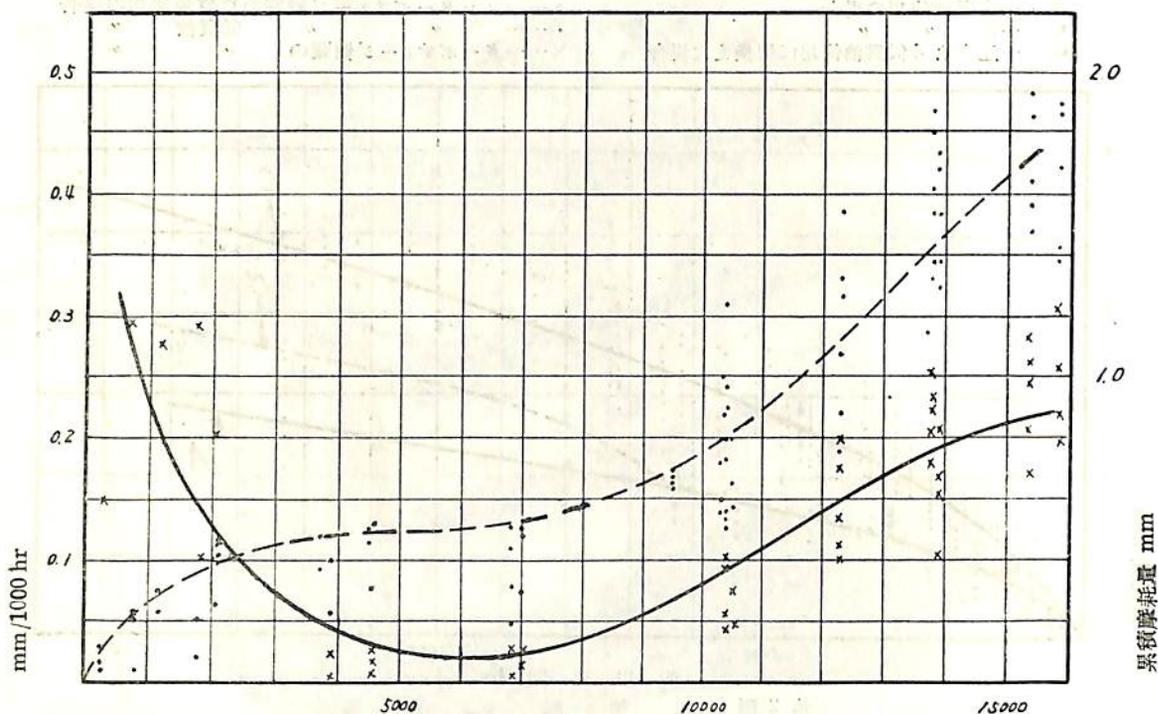
第1圖にも示すように、良質燃料油を使用した場合と低質燃料油を使用した場合とを比較してみれば、初期摩耗状態において良質燃料油、低質燃料油とも急激に減少するが、その摩耗量に大きな差を生じている。すなわち使用時間1,000時間で0.17mm/1000時間、3,000時間では0.125mm/1000時間の差を生じている。この初期

摩耗状態時の摩耗の差が定常摩耗状態においても持続され、10,000時間においてはその差が0.08mm/1000時間となつている。また第2圖の累積摩耗線圖からこれを比較してみると、使用時間3,000時間でその差は0.45mm、10,000時間では1mmの差を生じている。

しかしながら以上は最初から良質燃料油のみ、低質燃料油のみ使用した場合の比較で、最初は良質燃料油をある時間使用しその後低質燃料油に切換えて使用した場合には、低質燃料油の切換時において摩耗が急激に増大する。その増大度は切換時期のいかんによつて異つてくる。

すなわち、初期摩耗状態にある時に切換えた場合と十分ナジミをもつた定常摩耗状態になつてから切換えた場合とはその摩耗量に相當の差を生じ、第1, 第2圖の點線にて示した線圖の通り定常摩耗状態時約6,000時間後に低質燃料油に切換えた場合と最初から低質燃料油を使用した場合とを比較しても明かである。

例えば當社建造のA船の如きは第3圖に示す通り、最初は良質燃料油にて運航しているので非常に摩耗量が少い。7,000時間後低質燃料油に切換えているがこの切換えにより摩耗量は急に増大している。そしてこれがま



第3圖 當社で建造したA船の摩耗線圖

×——× 毎1000時間當り摩耗量平均 mm

o---o 累積摩耗量平均 mm

第1表 使用燃料油の分析例

補給地	名 稱	比重	引火点 °C	粘 度 Red. 1 50°C	残留炭 素 %	灰分%	水分%	硫黄分%
ロシアゼルス	スタンダードライ トフューエル	0.9707	75.5	351	—	—	0.30	—
〃	〃	0.9752	83	322	9.824	0.049	0.25	1.825
〃	〃	0.9800	85	627	7.79	0.05	0.50	1.30
〃	〃	1.0014	89	—	—	—	—	—
ロングビーチ	〃	0.9900	80	504	11.50	0.05	0.50	1.30
バリックババン	〃	0.9477	92.5	545	11.20	0.037	0.05	0.79
サンフランシスコ	ユニオン ライトフューエル	0.9480	90	222	5.591	0.044	0.30	1.571
〃	〃	1.0071	91	—	—	—	—	—

たある時間には定常状態に復し、この中途より良質油から低質燃料油に切替えた場合の定常状態における摩耗量は最初より良質燃料油使用の場合における定常摩耗量よりも大きい。しかし良質油、低質油の切替えがシリンダライナーの定常摩耗状態に達した時に行われると、一時的に摩耗量は増大するが最初から低質油使用の場合の定常摩耗より非常に少ない。

従つてシリンダライナーの寿命の點からみれば、最初6,000時間程度まで良質油にて運航し、シリンダライナーが十分ナジミ、その摩耗が定常摩耗状態に達した時に良質油より低質油に切替えることが理想的である。少くとも2,000~3,000時間程度は良質油にて運航されることが望ましい。

cm²に増大した。しかし機械効率の上昇によつて、Piは6.5 kg/cm²より7.9 kg/cm²すなわち21.5%上昇したにすぎない。ターボチャージ機において十分なる空気量による冷却効果によつてシリンダ、ピストン、シリンダカバーの温度はノンターボチャージ機のものと同程度またはそれよりも低い。すなわちターボチャージしたために熱負荷は大きくなつていない。従つてノンターボチャージ機よりシリンダライナーの摩耗が増加するとは考えられない。

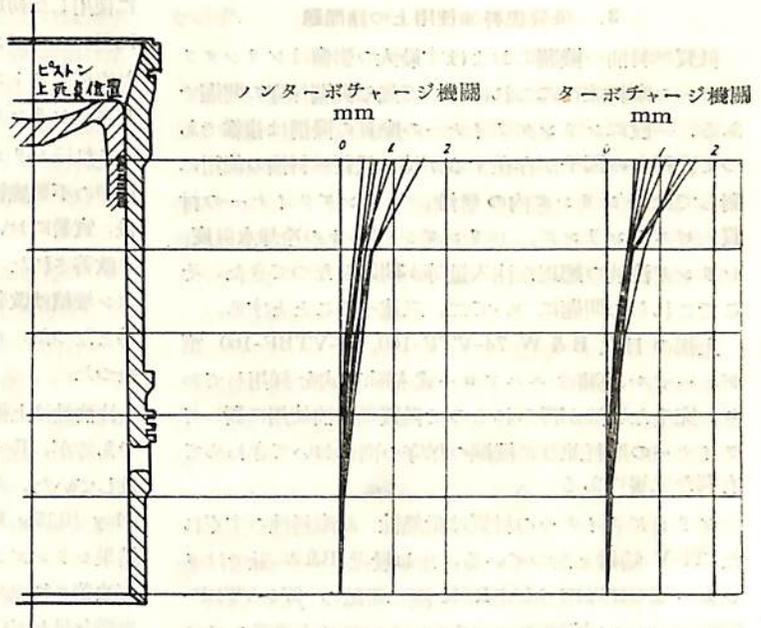
ターボチャージ機を搭載した船の航海実績によればその低質油を使用した場合、シリンダライナーの摩耗は第1、第2圖中にも比較して示してあるように、ノンタ

b. ターボチャージ機シリンダライナーの摩耗

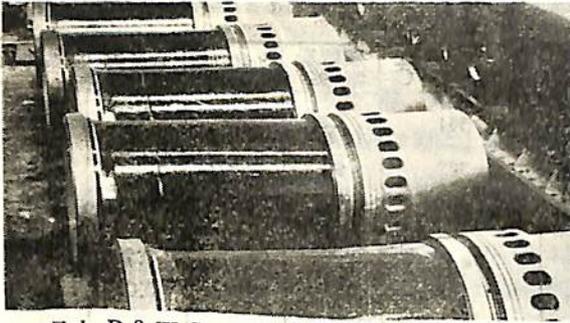
日立 B&W 74-VTF-160 並びに 74-VTBF-160 型ディーゼル機種の要目は次のようである。

型 式	74-VTF-160	74-VTBF-160
ターボチャージャーの有無	無	有
R. P. M.	115	
シリンダ径×行程	740×1600 mm	
B. H. P./シリンダ	920	1,250
Pi kg/cm ²	6.5	7.9
B. M. E. P. kg/cm ²	5.2	7.1
機械効率 %	80	90

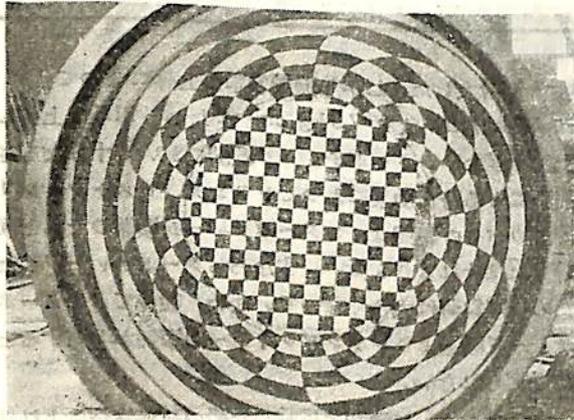
上表にみられるようにターボチャージによつて出力は35%増大した。すなわちB. M. E. P. は5.2 kg/cm²より7.1 kg/cm²



第 4 圖



日立 B & W 74-VT (B) F-160 型ディーゼル機
関のシリンダライナー



シリンダライナーの内面

ーボチャージ機関のそれとかわりなく、むしろ低い位である。

3. 低質燃料油使用上の諸問題

低質燃料油の機関におよぼす最大の影響はシリンダライナーの摩耗並びにこれに伴って起る機関保守の問題である。一般にシリンダライナーの摩耗の機構は複雑であつて、種々の因子が存在するが特に低質燃料油の使用に對しては、シリンダ内の燃焼、シリンダライナーの材質、ピストンリング、シリンダジャケットの冷却水温度、シリンダ注油の適正な注入量等が問題となつてきた。そこでこれらの問題について二、三述べることにする。

上掲の日立 B & W 74-VTF-160, 74-VTBF-160 型ディーゼル機関はユニフロー式掃除方式を採用しており、完全な燃焼が得られるので低質燃料油使用に對してライナーの摩耗並びに機関の保守の面においてきわめて有利な立場にある。

シリンダライナーの材質は耐熱性、耐摩耗性のすぐれた Ti-V 鑄鐵となつている。なお最近 B & W 社ではタンカー DORTHE MAERSK 壓に搭載の 674-VTBF-160 ディーゼル機関について 4 シリンダには普通のライナーを、2 シリンダにはクローム鍍金したライナーを使

用し、比較實驗した結果、シリンダライナーの摩耗はクローム鍍金したライナーの方が普通のものの摩耗の 1/2 以下と報告されている。またクローム鍍金ライナーは低質燃料油に對してより効果があるようである。

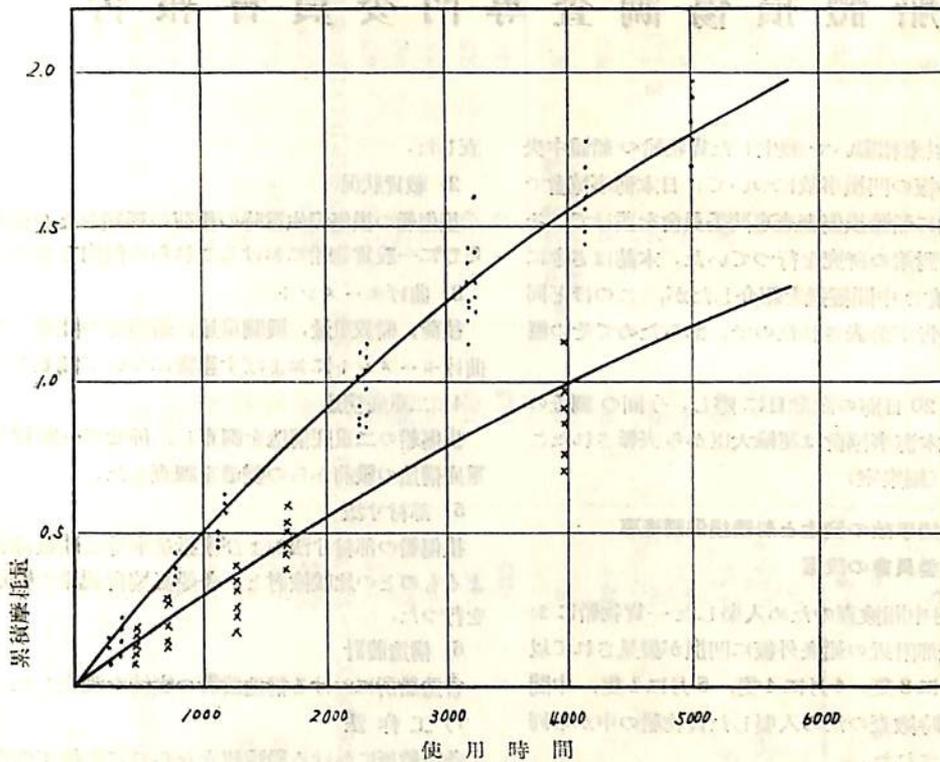
低質燃料油が實船に使用された當初、ピストンリングの切損するものがみられたが、このためピストンを解放する手数を要した。ピストンリングの切損は燃料油の質、シリンダライナー注油の量並びに質、リングの摩耗等に原因するものと考えられる。リングは常時シリンダライナー壁上を摺動している關係上、リングの摩耗はシリンダの摩耗に對し著しく大きい。第一リングの摩耗が最も大であるがその摩耗率はシリンダのその數倍である。またリングの摩耗はシリンダの初期摩耗時のライナーの摩耗に比例して大きく急速に摩耗し、シリンダライナーが定常摩耗状態に達したときに挿入された新リングの摩耗速度は遅いようである。リングが不當に摩耗したものを放置して運轉すればガスの吹き下しが起り下部のリングの固着を生じたり、切損したりする原因となるので、特にシリンダライナーの初期摩耗状態時にはリングの取換に注意を要する。

次に、シリンダ注油の問題であるが、日立 B & W 機関はシリンダに高温の排出ガスの流出する排氣ポートがないのでシリンダ注油量は少くてよく、その注油方法は最大-最小量に加減が出来、またピストンの運動に對し適當な時期に供給することが出来る。低質燃料油を實船に使用した初期には、ピストン解放の際にピストン頭部に堅いカーボン堆積物が固着しているのがみられ、このためにピストンの清掃に手数を要した。また上述の如くピストンリングの固着、切損もみられた。

これはシリンダ注油の一部が燃焼し、これと低質燃料油中の不燃焼物とによつて生じたカーボンである。その後、實船において注油量を減じて運航された結果、著しく改善された。またピストン解放の際、ピストンのカーボン堆積は改善され、その堆積物はやわらかく清掃が容易となつた。ピストンリングの切損もまたほとんどなくなつた。

注油量は上掲の機関においては大體 5~6 kg/cyl/day であるが、E 船の如きは最初 5 kg/cyl/day 位にて運航していた。そして次第にその量を減じ 2~2.5 kg/cyl/day (0.15 g/B.H.P./h 以下) にて使用している。その結果シリンダライナーの摩耗は減少し、カーボンの堆積が改善され、ライナー内面には汚れがみられず、良好な光澤を呈している。

一般に、硫黄を含有しない燃料油はなく、良質燃料油



第 5 圖

- 初期における低質油使用の摩耗量平均 mm
- ×——× 最近における低質油使用の摩耗量平均 mm

で1%内外、低質燃料油で3%内外を含有している。硫黄分を完全に取除くことは不可能であつて、この硫黄分が燃焼すれば、亜硫酸ガスを発生する。一方燃料油は遠心分離を行つても若干の水分が残留している。この水分はシリンダ内において蒸氣となり、シリンダ壁の低温によつて濕分となる。この濕分と亜硫酸ガスとが結合凝縮して、硫化物を生成し、シリンダの腐蝕的摩耗の原因となる。

低質燃料油使用の初期はシリンダの冷却水温度は50°C内外であつたが、當時シリンダカバーに取付けてある指壓器弁の腐蝕の見られたものもあつて、明らかに上述の原因によるものと考えられた。その後シリンダ冷却水温度はシリンダ出口にて70~80°Cにて高温冷却している。機関は起動前、冷却水主管に蒸氣を送入し、運轉状態にまで温度をあげて使用されている。上述の指壓器弁の問題もなくなりシリンダライナーの摩耗並びに機関の保守も著しく改善された。

上述の取扱によつて運轉している最近の機関のシリンダライナーの摩耗と初期の機関のそれとの比較を第5圖に示す。また第5圖にターボチャージ機関とノンターボ

チャージ機関のシリンダライナーの各位置の摩耗の状態を示す。

4. 結 言

以上 当社にて建造せる各船の航海記録について各方面より種々分析し、検討した結果を述べたが、われわれはこの結果から機関の燃料油の種類による摩耗の状態を知ることにより、その機関の使用状態、燃料油および潤滑油の種類、性質および使用量あるいは処理方法等を知ることにより、シリンダライナーの摩耗状態を想定することが出来るのである。

われわれが今日一般化された低質燃料油の実用に際しては適当な清浄装置と加熱装置とによつて、十分清浄され、有害成分を出来るだけ除去された燃料油を適当な粘度に下げて完全な燃焼状態にて使用することが最も望ましいことであり、肝要なことである。

また、常に適量の注油を行い、シリンダ内を清浄な状態に保持するよう取扱わねばならない。

今後、われわれのたゆまなき努力により、なお一層の改善と進歩に、より優秀な結果が得られるものと確信している。(以上)

船體損傷調査専門委員会報告

昭和28年春以來相繼いで發生した貨物船の船體中央部附近の船底外板の凹損事故について、日本海事協會では技術委員會内に船體損傷調査専門委員會を設けて、その原因の探究と對策の研究を行つていた。本誌はさきに昭和29年4月號で中間經過を紹介したが、このほど同委員會の調査報告が公表されたので、あらためてその概要を紹介する。

なお去る7月20日海の記念日に際し、今回の調査の功績に對し、日本海事協會は運輸大臣から表彰されたことを付記する。(編集室)

1. 凹損事故の發生と船體損傷調査専門委員會の設置

昭和28年1月中旬検査のため入渠した一貨物船において、船體中央部附近の船底外板に凹損が發見されて以來、引續き3月に3隻、4月に4隻、5月に1隻、中間検査あるいは臨時検査のため入渠した貨物船の中から同様の凹損が發見された。

船首部船底の凹損事故は從來しばしば経験するところであるが、今回のような船體中央部附近の船底外板の凹入は珍しい事故であるのみならず、その發生個所からみても、また相繼いで發生したことからみても、船體強度上看過することができないものとして關係各方面の重大な關心を呼んだ。

ここにおいて、速かにその原因を探究し、適切な對策を講ずる必要があると認められ、日本海事協會技術委員會に船體損傷調査専門委員會が設置されることとなり、關係船主および造船所ならびに管海官廳、學界等から委員の參加を得て、同年6月發足した。

2. 調査經過

2-1. 調査方針

まず凹損の實態を把握するとともに、その原因として考へる諸項目についてそれぞれの狀況および影響を調査し、さらにそれらの調査結果に基づき、既成船および將來の新造船に對する對策を考究することとした。

2-2. 調査事項

原因調査と對策考究のために、次の諸項目を採上げた。

1) 海象氣象狀況

損傷船が損傷を發生したと認められる時期および海域における海象氣象狀況を調査し、さらに例年の狀況も調

査した。

2) 載貨狀況

損傷船の損傷發生當時の積荷の種類および積付狀況ならびに一般貨物船におけるこれらの傾向を調査した。

3) 曲げモーメント

積荷、船殻重量、機關重量、船型等の變遷とそれらが曲げモーメントにおよぼす影響について調査した。

4) 二重底構造

損傷船の二重底構造を調査し、併せて一般貨物船の二重底構造の戦前からの變遷を調査した。

5) 部材寸法

損傷船の部材寸法および縦抵抗率等と船級協會規則によるものとの比較検討と、各船級協會規則の變遷の調査を行つた。

6) 構造設計

各造船所における構造設計の實情を調査した。

7) 工作法

各造船所における船體組立ならびに熔接工作法について實情を調査した。

8) 拵馬

既成船および新造船について拵馬量を實測してその頻度解析を行い、拵馬の發生機構および拵馬防止法について検討した。

9) 挫屈強度

パネルの挫屈強度、挫屈におよぼす拵馬の影響、挫屈におよぼす縦横比の影響、許容拵馬量等について検討した。

2-3. 凹損の實態

船底外板の凹入といつても、その量が比較的少い場合には、熔接による初期撓み、すなわち拵馬であるか、あるいは就航後に生じた凹損であるかは、建造當時の狀況が明らかでない限り、現状の觀察のみではその判定は極めて困難であつて、觀察者の主観に支配される點が少なくないが、今回の調査に當つては、凹損として日本海事協會検査員から報告されたものを一應採上げることとした。

委員會發足當初損傷船は9隻であつたが、その後増加して昭和29年4月現在で22隻に達した。

これらの損傷船はいずれも熔接を廣範圍に使用したものであつて、そのうち5隻だけが肋板と船底外板の接合が平鋼または形鋼によるリベット締となつているほか、

損傷船の主要目、船底部構造および凹損の概要

船名	A	B	C	D	E	F	G	H
船級	NK, LR	NK, LR	NK, AB	NK, AB	NK, AB	NK, LP	NK, AB	NK, LR
竣工年月	昭27-3	昭27-8	昭27-2	昭27-5	昭27-3	昭27-3	昭27-12	昭27-4
船型	遮浪甲板型	遮浪甲板型	長船橋樓付三島型	長船橋樓付三島型	三島型	三島型	甲板型	遮浪甲板型
Lpp (m)	142.25	142.25	134.50	140.0	131.70	128.0	140.0	142.25
B (m)	19.30	19.30	18.30	19.0	18.20	17.8	19.2	19.3
D (m)	9.50	9.50	10.17	10.50	10.20	10.0	12.2	9.5
↑	8.292	8.292	8.095	8.33	7.913	7.933	9.124	8.292
トン数	6,746	6,743	7,179	7,732	7,038	6,395	8,853	6,738
主機(種類, 基數, 馬力)	D ₁ × 8,000BHP	D ₁ × 8,000BHP	T, 1 × 5,000SHP	D, 1 × 8,300BHP	T, 1 × 5,000SHP	T, 1 × 4,800SHP	T, 1 × 10,000SHP	D ₁ × 8,000BHP
航海速度 (kt)	17.0	16.5	13.75	15.5	14.0	13.5	17.0	16.5
肋骨心距 (mm)	840	840	800	730	810	800	730	840
平板龍骨の板厚 (mm)	22.5	22.5	21	21	20	21	2	22.5
船底外板の板厚 (mm)	19.5	19.5	18	19	18	17.5	19	19.5
實体肋板の板厚 (mm)	11	11	10, 10.5	11	10.5	10.5	11	11
船底外板の接合	W	W	R	R, W	R	R	W (平板龍骨と潜) (曲部外板はR)	W
船底外板と肋板の接合	R (L ₂)	R (L ₂)	W	W	W	W	W	R (L ₂)
肋骨と側桁板の接合	W	W	W	W	W	W	W	W
凹損範圍 (m)	42.0	39.5	39.2	48.9	54.2	35.2	38.7	57.9
(凹損範圍)/Lpp	0.295	0.278	0.291	0.349	0.414	0.275	0.276	0.407
最大凹入量 (mm)	20	11	28	21	19	11	22	7
凹入範圍	F-F	F-F	F-F	F-F	F-F	F-F	F-F	F-F
縱方向	G-G	G-G	S-S, G-G	R, S-R, S	S-S	S-S	G-G	G-G
横方向	S	S	S	S	S	S, C	S	S
凹入の型式	S	S	S	S	S	S, C	S	S

(註): 主機の欄—D はディーゼル, T はタービン, 接合の欄—W は溶接, R はリベット, R, W はリベットと溶接交互, R (L₂) は平鋼をL₂溶接してリベット締; 凹入範圍の欄—F-F は隣接肋板間, G-G は隣接ガーズ間, S-S は縦線間, R, S-R, S はリベット締線間; 凹入の型式の欄—S は凹凸交互, Cは全部凹入.

船名	I	J	K	L	M	N	O	P
船級	NK, LR	NK, AB	NK, AB	NK, AB	NK, LR	NK, AB	NK, LR	NK, AB
竣工年月	昭 27-10	昭 27-8	昭 26-0	昭 27-11	昭 27-2	昭 25-10	昭 26-11	昭 25-10
船型	長船橋付三島型	三島型	長船尾樓型	長船橋付三島型	長船橋付三島型	長船橋付三島型	三島型	三島型
Lep (m)	140.0	130.0	114.0	134.8	140.0	134.8	128.0	112.5
B (m)	19.0	18.2	16.4	18.3	19.0	18.3	17.8	16.7
D (m)	10.5	10.0	9.0	10.17	10.5	10.17	10.0	9.1
d (m)	8.406	8.04	7.324	8.100	8.411	8.095	7.963	7.369
總トン数	7,804	6,876	4,838	7,160	7,585	7,219	6,362	4,932
主機(種類, 碁数, 馬力)	D, 2×4,200BHP	T, 1×5,000SHP	T, 1×2,800SHP	T, 1×6,500SHP	D, 2×4,300BHP	T, 1×6,000SHP	T, 1×4,800SHP	T, 1×2,700SHP
航海速度 (kt)	16.0	14.0	12.5	15.25	16.0	14.75	14.0	14.0
肋骨心距 (mm)	750	850	735	800	800	800	800	700
平板龍骨の板厚 (mm)	23	20	19	21	23	21	21	19
船底外板の板厚 (mm)	18, 19	18.5	16	18	18.5	18	17.5	16
實体肋板の板厚 (mm)	10.5	10	9	10	10.5	10	10.5	10
船底外板の接合	R	R	R	R	R	R	R	R
縦綫	W	W	W	W	W	W	W	W
横綫	W	W	W	W	W	W	W	W
船底外板と肋板の接合	W	W	W	W	W	W	W	W
船底外板と側桁板の接合	W	W	W	W	W	W	W	W
凹損範圍 (m)	38.2	59.5	27.9	64.0	42.4	22.4	22.4	45.5
(凹損範圍)/L _{pp}	0.273	0.457	0.245	0.478	0.303	0.175	0.175	0.405
最大凹入量 (mm)	26	9	16	13	9	16	12	25
凹入範圍	F-F							
横方向	S-S							
凹入の型式	S	C	S	C, S	C	C, S	C, S	S

船名	Q	R	S	T	U	V
船級	NK, AB	NK, LR	NK, AB	NK, AB	NK, LR	NK, AB
竣工年月	昭26-11	昭26-11	昭27-2	昭26-7	昭26-1	昭28-4
船型	三島型	長船橋樁付三島型	三島型	三島型	遮浪甲板型	三島型
Lpp (m)	131.0	140.0	130.0	109.0	142.25	129.69
B (m)	18.5	19.0	18.2	16.0	19.3	18.3
D (m)	10.4	10.5	10.0	8.8	9.5	9.9
d (m)	8.199	8.412	8.039	8.29	8.29	7.931
トン数	7,185	7,576	6,813	4,452	6,667	6,821
主機 (種類, 基數, 馬力)	D, 1×4,700 BHP	D, 2×4,200 BHP	D, 1×4,700 BHP	T, 1×2,400 SHP	D, 1×8,000 BHP	D, 1×5,400 BHP
航海速度 (kt)	13.25	16.0	13.5	12.0	16.0	14.2
肋骨心距 (mm)	800	800	850	750	840	800
平板龍骨の板厚 (mm)	20	23	20	18	22.5	20
船底外板の板厚 (mm)	18	18.5	18.5	16	19.5	18
實體肋板の板厚 (mm)	10	10.5	10	9	11	10.5
船底外板の接合	R	R	R	W	W	R
縱線	W	W	W	W	W	W
船底外板と肋板の接合	W	W	W	R (Angle)	R (L ₂)	W
船底外板と側桁板の接合	W	W	W	W	W	W
凹損範圍 (m)	25.6	25.6	30.6			48.0
(凹損範圍)/Lpp	0.183	0.183	0.235			0.37
最大凹入量 (mm)	15	15	9	9	25	51
凹入範圍	F-F	F-F	F-F	F-F		F-F
縱方向			S-S			Bilge-Bilge
凹入の型式			C, S			S

他はいずれも舳板は船底外板へ直溶接されている。

凹損の範囲は、船體中央部で大體 0.2~0.4 L におよぶが、機室船底の桁板を増設した個所には凹損はほとんど認められない。凹入の形状は、縦方向は隣接舳板間において凹入し、多くは舳板間ごとで凹凸が交互に現われており、横方向は外板の縦線がリベット締のものは縦線間、リベット締と溶接が交互のものはリベット締縦線間、全部溶接のものは縦通材間で凹入しているものが大部分である。各船の最大凹入量は 16 mm 前後が最も多いが 51 mm に達した例が 1 件ある。

永密舳板の個所の外板パネルが概して凹損頻度が高く凹入量も多い。

凹入量の比較的多い外板には、最大凹入部の附近に横方向に數條の線状腐食を認めたものがある。

2-4. 調査結果

損傷船中 11 隻について (A~K) 要因として考えられる前記各項目の調査を行った結果、大要次のことが明らかにされた。

- 1) 損傷船が遭遇した海象気象は非損傷船と比較して特異でない。また例年に比較しても特異ではない。
- 2) 損傷船の損傷時の載貨状況は ホッキングモーメントを大きくする傾向のものがあつたが、これは最近の一般貨物船共通の傾向であつて、損傷船が特に悪かつたとは認められない。
- 3) 曲げモーメントは戦前に比し漸増の傾向にある。船型肥瘠度は戦前とほとんど変化はない。船殻重量および機室重量は戦前に比し漸減の傾向を示しているが、曲げモーメントにおよぼす影響は輕微である。載貨状況は曲げモーメントに最も大きい影響をおよぼすが、損傷船が非損傷船に比し特に曲げモーメントが大きかつたとは認められない。
- 4) 二重底構造は溶接が廣範圍に用いられるようになった關係で、戦前のリベット構造のものに比しかなり著しい變化を示しているが最近のものの中では、損傷船と非損傷船で特別な差異は認められない。
- 5) 部材寸法はほとんどすべての船が船級協會の規定寸法どおりといつてよく、強力甲板における縦抵抗率は戦前に比し若干大きくなつてはいるが、船底における縦抵抗率はほとんど増減はなく、損傷船と非損傷船とでも差は認められない。
- 6) 構造設計においては溶接構造の採用に伴い、種々新しい二重底構造が採用されるに至つたが、溶接使用に對しては船級協會の要求以上に特別な考慮を拂つていないところはない。
- 7) 工作法においては組立順序、溶接順序、仕上りの

正確度等に相當の注意が拂われているが、舳馬特に船底外板の舳馬に對しては、今回の凹損事故發生まではあまり關心が持たれていなかった。

- 8) 損傷船の新造船當時の舳馬については資料が全然ないが、調査開始後の新造船および入渠した既成船について測定した結果では、隨所に舳馬が認められた。それらの舳馬實測結果について頻度解析を行ったところ、溶着量の多い個所の方が少ない個所より舳馬量が多いことが認められた。舳馬の發生機構が實驗的に明らかにされ、その防止法も一二確められた。
- 9) 船底外板パネルは舳馬がなければ考へうる船體の曲げによる軸壓縮力と水壓力だけでは挫屈し難いと考へられるが、反面舳馬があるパネルははるかに低い軸壓縮力により降伏して凹入變形を生ずることが明らかにされた。舳馬のあるパネルにおいても縦通材の間隔を密にして縦横比を大にすることが降伏防止に有効なことが明らかにされた。

3. 結 論

以上要因として考察した諸項は、大なり小なり影響を及ぼしたものと考へられるが、いずれも決定的な要因と斷ずることはできないのであつて、たまたま悪條件が重なり合つたために凹損に至つたものと考えざるを得ない。

しかし、この種の凹損が溶接を廣範圍に使用した船に頻發したこと、平穩な海面を航海したと認められる船や好條件の載貨状態で運航された船にも生じたことおよび損傷船も同時期に建造され損傷を生じなかつた船も、構造、部材寸法、計算上の縦強度においてはほとんど差異を認められないこと等の諸點から見て、船ごとにかなり大きな開きがあつたと推測される舳馬が相當大きい役割を演じたのであろうと考へる。

しかし、A, B, H, T および U 船のように舳馬があつたとは認め難いにもかかわらず、凹損を生じた事實、ことに A, B, H, および U 船は同型船 5 隻中 4 隻までも凹損を生じた事實は、舳馬以外の他の要因も時に重大な結果に至らしめることを實證しているとみるべきであつて、これらの要因も決して輕視することはできない。

4. 凹損に對する對策

前述のように凹損の原因としては舳馬が最も大きいものであるが、その他の要因も無視することはできないから、これに對する對策もいきおい多岐にわたらざるを得

ない。従つて種々の要因の影響、すなわち荒天、積荷配置、構造設計、工作等船體に生ずる曲げモーメントの増大あるいは疝馬の發生に直接間接の關係を持つもの影響をそれぞれ軽減するよう、ことに

- 1) 建造に當つては工作法、特に熔接工作法に注意し、船底外板に著しい初期脆を残さぬようにすること。
- 2) 載貨状態は最近の貿易事情によりやむを得ないところもあるが、その積荷配置には十分注意し過大な曲げモーメントを船體におよぼさぬようにすること。

等に建造者および操船者において十分留意すれば、この種の凹損は相當程度避け得られるものと考える。

しかし、不測の荒天、やむを得ぬ積荷配置等により曲げモーメントが増大することがあり、船底外板の初期脆を完全に防ぐことが困難である事情等を考慮すれば、上記の消極的対策のみでは十分な効果を期待できぬ場合も豫想される。このような事態に對處するために、船體構造にある程度の補強対策を講じておくことは船體強度の餘裕を増すこととなり、積極的にこの種の凹損を防止しうることにならう。

4-1. 既成船に對する対策

前述のように今回の凹損の原因は簡単に斷定できないのであるが、熔接に基因する疝馬が大きな影響を有していることは否めないから、他の諸原因に對しても十分な考慮を拂うとともに、構造上ある程度の対策を講じておくことは、再び不幸にして諸種の悪條件が重なつた場合にも凹損を防ぐことにならう。

考察において明らかなように、船體の縦強度が本質的に不足しているとは認め難いのであるから、構造上の対策の目標は外板パネルの軸壓縮と側水壓とに對する強度に餘裕を持たせることにおけばよいと考える。

上記の見解に基き、委員会は横肋骨構造方式の熔接船の船倉部船底に對し次のように推奨する。

船底外板の疝馬量が建造當初あるいは就航後のいずれにしても、現在相當量に達している個所は、今後航海中に條件によつては凹損にまで發展する怖れがあるから、凹入量に應じ次の處置をとる必要があると認める。

- 1) 凹入量が船底外板板厚の25%未満のときは現状のままとし、特に整形、補強を行わず、今後の推移に注意する。
- 2) 凹入量が船底外板板厚の25%を超えるときは、整形を行うか、外板に適當に縦防浪材を設けるか、外板を新換する等の處置を行う。

4-2. 新造船に對する考慮

少くとも船底を縦肋骨構造方式とすることは、船底外板の凹損を防ぐためには最も有効な方法と考える。外板パネルの縦横比を大きくすることは、パネルの挫屈を防止するのに有効であつて、このことは今回の損傷船においても側桁板を増設した機關室區域の船底外板は、その前後の船倉の船底外板より曲げによる壓縮應力は高いにもかかわらず、ほとんど凹損が認められないこと、縦肋骨構造方式の油槽船の船底外板にはこの種の凹損が生じていないことから、多少條件は異なるにしても、推測できる。しかし、縦肋骨構造方式には本質的に横強度の問題、甲板部の強度との均衡の問題等があるから、設計に當つてはこれらの諸點をも十分に考え合わさねばならぬ。

横肋骨構造方式で熔接構造とするとき、工作法特に熔接工作法に十分留意し、極力疝馬を防ぐことに力める必要があるが、萬一疝馬量が船底外板板厚の25%を超えたときは前項の既成船に對する対策中(2)に述べた要領に準じて適當な處置を行う必要がある。

損傷船の概要

1. 竣工年		
	1951年 (K, N, O, P, Q, R, T, U)	8隻
	1952年 (A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, L, M, S)	13隻
	1953年 (V)	1隻
2. 船の型		
	遮浪甲板型 (A, B, H, U)	4隻
	平甲板型 (G)	1隻
	三島型 (E, F, J, O, P, Q, S, T, V)	9隻
	長船橋樓付三島型 (C, D, I, L, M, N, R)	7隻
	長船尾樓および船首樓付 (半船尾機關) (K)	1隻
3. 船級		
	NK, AB (C, D, E, G, J, K, L, N, P, Q, S, T, V)	13隻
	NK, LR (A, B, F, H, I, M, O, R, U)	9隻
4. 船の長さ		
	100m 臺 (T)	1隻
	110m 臺 (K, P)	2隻
	120m 臺 (F, O, V)	3隻
	130m 臺 (C, E, J, L, N, Q, S)	7隻
	140m 臺 (A, B, D, G, H, I, M, R, U)	9隻
5. 同型船隻數中損傷船隻數		
	6隻中2隻 (M, R)	1件
	5隻中4隻 (A, B, H, U)	1件
	4隻中3隻 (C, L, N)	1件
	4隻中2隻 (F, O; J, S)	2件

2隻中1隻 (D, E, I, P)	4件	b. 肋板と船底外板との接合	
1隻中1隻 (同型船なし) (G, K, Q, T, V)	5件	直溶接 (C, D, E, F, G, I, J, KL, M, N, O, P, Q, R, S, V)	17隻
6. 主機の種類		水密肋板直溶接	
タービン (C, E, F, G, J, K, L, N, O, P, T)	11隻	實證肋板 L ₂ 溶接リベット締	(A, B, H, U) 4隻
ディーゼル (A, B, D, H, I, M, Q, R, S, U, V)	11隻	組立肋板球形鋼リベット締	
7. 船底部の構造		山形鋼リベット締 (T)	1隻
a. 肋板の形式		c. 船底外板の縦縁	
實證肋板と組立肋板の混用	8隻	全部溶接 (A, B, H, P, U)	5隻
うち 實證肋板2肋骨心距 (K)	(1隻)	龍骨, 彎曲部外板はりベット締他は溶接 (G, T)	2隻
實證肋板3肋骨心距 (A, B, F, H, G, U)	(6隻)	リベット締と溶接交互 (D)	1隻
實證肋板3-4肋骨心距 (T)	(1隻)	全部リベット締 (C, E, F, I, J, K, L, M, N, O, Q, R, S, V)	14隻
實證肋板と大軽目孔肋板の混用	10隻	d. 船底外板の横縁	
うち 實證肋板3-4肋骨心距 (C)	(1隻)	全部溶接	22隻
實證肋板4肋骨心距 (D, G, J, S, I, L, N, P, Q)	(9隻)	e. 側桁板と船底外板との接合	
一樣な實證肋板 (E, M, R, V)	4隻	全部溶接	22隻

天然社編 船舶の寫眞と要目 第3集 (1955年版)

B5判 函入上製 230頁 寫眞アート紙 定價 650圓 (〒50圓)

昭和28年發行「船舶の寫眞と要目」第2集 (1953年版) 掲載以後の鋼船500噸以上の竣工の船舶, 約130隻の全寫眞と要目。

掲載船舶名 (順不同)

晴海丸 (日本海汽船) 高來丸 (大同海運) 安國丸 (日鐵汽船) CUSTODIO DE MELLO (ブラジル海軍) BARROSO PEREIRA (〃) 青雲丸 (岡田商船) IONIAN CHALLENGER (リベリヤ) 協徳丸 (協立汽船) IONIAN MES-ENGER (リベリヤ) WIPUNEN (フィンランド) ANDREAS V (リベリヤ) 日産丸 (日産汽船) 日春丸 (〃) 青島丸 (内外海運) 光榮丸 (日東商船) 會津丸 (N.Y.K.) 淺間丸 (〃) さんらもん丸 (三菱海運) 相模丸 (N.Y.K.) ぼあじにあ丸 (三菱海運) BA CANADA (カナダ) 昌和丸 (日東商船) 多聞丸 (八馬汽船) 建和丸 (日東商船) 日出丸 (栃木汽船) 第五長門丸 (日新タンカー) 興和丸 (平和汽船) 天榮丸 (共榮タンカー) 第一赤貝丸 (上野運輸) 安土山丸 (日下部汽船) 乾山丸 (乾汽船) 松邦丸 (松岡汽船) 海鷹丸 (水産大學) 第十一東西丸 (東西汽船) かいおう (海上保安廳) 第十七眞盛丸 (原商船) 盛豐丸 (協成汽船) DENIZLI (トルコ) 神幸丸 (神戸石油) 泰興丸 (商船運輸) 明泰丸 (明治海運) 昭川丸 (川崎汽船) ALLIANCE (パナマ) NELLY (パナマ) 瑞川丸 (川崎汽船) 秀邦丸 (飯野海運) 祥川丸 (川崎汽船) 第二播洲丸 (大洋漁業) 建川丸 (川崎汽船) 日川丸 (川崎・日豊) CHRYSANTHYL (パナマ) 神光丸 (神港商船) 昌福丸 (川崎重工) 洋邦丸 (飯野海運) ろんどん丸 (O.S.K.) 比叡春丸 (新日本汽船) すえぞ丸 (O.S.K.) ぶらじる丸 (〃) 春景丸 (共正汽船) 徳洋丸 (森田汽船) ふいりびん丸 (O.S.K.) らぶらた丸 (O.S.K.) 高邦丸 (飯野海運) 旭榮丸 (日東商船) 大協丸 (大協石油) 伊勢丸 (照國海運) 康島丸 (飯野海運) 榮光丸 (日本水産) 壽洋丸 (森田汽船) 第二共榮丸 (共榮タンカー) HYDROUSSA (パナマ) 捧名山丸 (三井船舶) 箱根山丸 (〃) 寶永山丸 (〃) 明倫山丸 (明治海運) 羽黒山丸 (三井船舶) 徳高山丸 (〃) 生駒丸 (明治海運) SEAHAWK (パナマ) プリマメルスク號 (デンマーク) 山春丸 (山下汽船) バウマセップ (インドネシア) 山國丸 (山下汽船) 常島丸 (飯野海運) サウエガ (インドネシア) すまとら丸 (日本油槽船) 大安丸 (大洋海運) 木曾春丸 (新日本汽船) カルテックスシラク號 (オランダ) 殿島丸 (日本水産) 宮島丸 (日本水産) 廣全丸 (廣海汽船) 第十興南丸 (日本水産) 第十一興南丸 (〃) まにら丸 (東邦海運) るそん丸 (日東商船) あさか丸 (濱根汽船) 廣洋丸 (大洋漁業) 賈和丸 (太平洋海運) べろしあ丸 (日本油槽船) びくとりあ丸 (三菱海運) STANVAC SOUTH AFRICA (スタンダードパキニューム) STANVAC JAPAN (〃) 安藝丸 (N.Y.K.) 高典丸 (大同海運) 熱田丸 (N.Y.K.) WORLDJUSTICE (リベリヤ) WORLD JURY (〃) 第三雄洋丸 (森田汽船) 讃岐丸 (N.Y.K.) 高忠丸 (大同海運) 關東丸 (澤山汽船) 第二十一黒潮丸 (日魯漁業) 第五十六日寶丸 (島海海運) たまひめ丸 (濱根汽船) 東光丸 (水産廳) 鶴翠丸 (鶴見運輸) PHOENIX (ユニバースタックシップ) ORE CHIEF (〃) COMMONWEALTH (ユニバースタックシップ) ORE TRANSPORT (〃) ORE TITAN (〃) 春日丸 (日の出汽船) 牧島丸 (内外海運) 長島丸 (飯野海運) わかば丸 (太平汽船) 永邦丸 (邦洋水産) 吉澄丸 (大同・鶴見輸送)

鋼船建造狀況月報 30年11月

船舶局造船課

(イ) 起工船

(昭和30年11月末迄に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	總屯數	主機關	用途	起工年月日	
名古屋造船	133	八馬汽船		7,700	D	6,000	貨(11次)	30. 11. 5
幸陽船渠	13	共和産業海運		440	D	500	”(自己資金)	30. 11. 30
尾道造船	33	宇和島運輸		580	”	520	”(”)	30. 11. 15
新三菱神戸	873	丸善石油		20,300	T	15,000	油(外貨)	30. 11. 18
日立向島	3,787	南海觀光汽船		498	D	1,040	貨客	30. 11. 15
大阪造船	120	極洋捕鯨		680	”	3,500	漁(捕鯨)	30. 11. 11
”	121	”		”	”	”	”(”)	”
三保造船	205	金澤徳尾		370	”	750	”(鯖)	30. 11. 7
新潟造船	91	丸大漁業		85	”	300	”(”)	30. 11. 21
金指造船	不明	毛利哲也		350	”	650	”(”)	30. 11. 30
徳島造船	108	西口徳太郎		140	”	400	”(”)	30. 11. 13
日立向島	3,794	大阪市		90	”	750	雜(消防)	30. 11. 11
渡邊製鋼	133	農林省		34	—	—	”(浚)	30. 11. 15
石川島重工	743	アメリカ向		8,600	T	8,200	輸(貨)	30. 11. 14
鋼管淺野	27	アメリカ向		500	—	—	”(船)	30. 11. 15
”	28	アメリカ向		”	—	—	”(”)	”
來島船渠	—	大澤熊吉		180	D	250	貨(自己資金)	30. 10. 18
松浦鐵工	80	沖繩		135	D	400	輸(貨)	30. 10. 25
合計				18隻		41,662總噸		

(ロ) 進水船

(昭和30年11月末迄に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	總屯數	主機關	用途	進水年月日	
佐野安船渠	126	一星丸		990	D	1,000	貨(自己資金)	30. 11. 30
幸陽船渠	9	第三神海丸		220	”	240	”(”)	30. 11. 15
新潟鐵工	243	第十八住吉丸		500	”	1,000	漁(鯖)	30. 11. 11
金指造船	221	第二萬榮丸		250	”	630	”(”)	30. 11. 17
”	213	第十五事代丸		700	”	1,200	”(”)	30. 11. 8
鹽山船渠	222	第十崎吉丸		350	”	750	”(”)	30. 11. 15
深堀造船	36	第三十一東海丸		98	”	310	”(底曳)	30. 11. 5
”	37	第三十二 ”		98	”	”	”(”)	”
”	38	第五十一源福丸		80	”	”	”(”)	30. 11. 2
”	39	第五十二 ”		80	”	”	”(”)	”
林兼造船	865	第三十六明石丸		98	”	”	”(”)	”
”	866	第三十七 ”		”	”	”	”(”)	”
”	867	第三十八 ”		”	”	”	”(”)	”
”	868	第三十九 ”		”	”	”	”(”)	”
三菱長崎	1,447	第三十五山田丸		55	D	170	”(”)	30. 11. 15
”	1,466	第三 ”		98	”	260	”(”)	30. 11. 3
”	1,467	第五 ”		”	”	”	”(”)	”
深堀造船	51	第二十八東海丸		”	”	310	”(”)	30. 11. 21
”	52	第二十九 ”		”	”	”	”(”)	”
浦賀船渠	674	不二丸		30	”	180	雜(曳)	30. 11. 1

渡邊製鋼	132	—	65	北海道開發局	—	—	雜 (土 運)	30. 11. 26
共同製作	—	第二賣油丸	21	井上石油	—	—	〃 (給 油)	30. 11. 11
三菱下關	495	—	60	防衛廳	D	2000×2	〃 (輕金屬)	30. 11. 1
播磨造船	498	OPPORTO-NITY 號	20,900	パナマ向	T	15,000	輸 (油)	30. 11. 13
新三菱神戸	863	GOLDEN-EAGLE 號	〃	〃	〃	〃	〃 (〃)	30. 11. 16
飯野舞鶴	27	HELLS 號	3,000	ギリシヤ向	D	3,500	〃 (貨)	30. 11. 30
三菱廣島	123	DEMOS-THENES 號	7,800	リベリヤ向	T	6,400	〃 (〃)	30. 11. 30
日立櫻島	3,746	CAGAYAN 號	1,450	〃	D	975×2	〃 (貨客)	30. 11. 2
〃向島	3,756	—	190	ソ連向	R	500	〃 (曳)	30. 11. 30
金指造船	215	第五福丸	215	福島正夫	D	450	漁 (鮪)	30. 10. 24
〃	228	第五高宮丸	380	山下清助	〃	650	〃 (〃)	30. 10. 27
日本海重工	64	萬代丸	35	北海道開發局	D	120	雜 (曳)	30. 10. 31
〃	65	—	120	日本通運	—	—	〃 (舁)	〃
合 計				33 隻	59,371 總噸			

(ハ) 竣工船

(昭和30年11月末迄に報告のあつたもの)

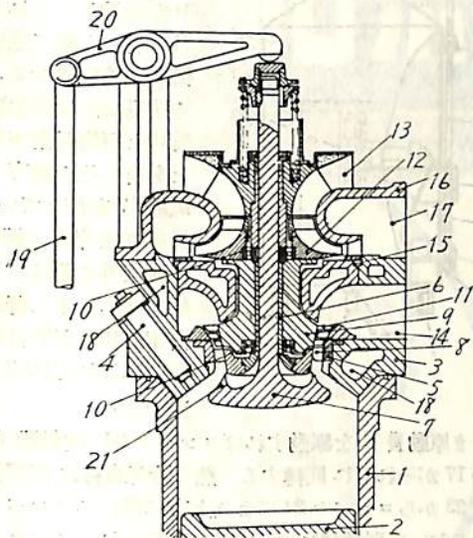
造船所	船番	船名	總噸數	船主	主機關	用途	竣工年月日	
佐野安船渠	125	若福丸	1,595	大洋海運産業	D	1,100 貨 (自己資金)	30. 11. 24	
日立向島	3,774	太明丸	3,400	太平汽船	〃	2,050 〃 (〃)	30. 11. 24	
吳造船	17	東明丸	〃	東和	〃	2,000 〃 (〃)	30. 11. 14	
金指造船	215	第五福丸	215	福島正夫	〃	450 漁 (鮪)	30. 11. 25	
〃	228	第五高宮丸	380	山下清助	〃	650 〃 (〃)	30. 11. 26	
山西造船	313	第七櫻丸	245	櫻水産	〃	470 〃 (〃)	30. 11. 28	
深堀造船	35	第五共和丸	155	山本勝馬	〃	400 〃 (〃)	30. 11. 7	
〃	36	第三十一東海丸	98	大洋漁業	〃	310 〃 (底曳)	30. 11. 21	
〃	37	第三十二	98	〃	〃	〃 (〃)	〃	
〃	33	第五十一源福丸	80	金子岩三	〃	270 〃 (ク)	30. 11. 18	
〃	39	第五十二	80	〃	〃	〃 (〃)	〃	
三菱長崎	1,447	第三十五山田丸	55	山田漁業部	〃	170 〃 (〃)	30. 11. 25	
〃	1,466	第三	98	〃	〃	250 〃 (〃)	30. 11. 27	
〃	1,467	第五	〃	〃	〃	〃 (〃)	〃	
日新造船	—	漁安丸	80	伊東幸作	〃	300 〃 (〃)	30. 11. 9	
浦賀船渠	674	不二丸	30	川崎市	〃	180 雜 (曳)	30. 11. 15	
〃	682	KAYSELI 號	4,150	トルコ向	T	4,500 輸 (貨)	30. 11. 18	
日立櫻島	3,751	MPARMPA CHRISTOS 號	7,200	パナマ向	D	6,250 〃 (〃)	30. 11. 29	
〃因島	3,753	PANAG-HIOTIS 號	〃	〃	T	6,600 〃 (〃)	30. 11. 19	
〃	3,776	CALTEK MEDAN 號	2,300	オランダ向	D	800×2 〃 (油)	30. 11. 25	
三井造船	600	KATE MAERSK 號	12,700	デンマーク向	〃	8,250 〃 (〃)	30. 11. 21	
名村造船	289~293	—	250×5隻	パキスタン向	—	— 〃 (舁)	30. 11. 22	
〃	282	—	50	〃	D	160 〃 (曳)	〃	
〃	283	—	50	〃	〃	〃 (〃)	〃	
日本海重工	64	萬代丸	35	北海道開發局	〃	120 〃 (〃)	30. 10. 31	
〃	65	—	120	日本通運	—	— 〃 (舁)	〃	
合 計				30 隻	45,162 總噸			

特許解説 大谷幸太郎

特許第 216,036 号

過給機付多気筒内燃機関 (特許第 216,036 号, 昭和 30 年特許出願公告第 3,861 号, 発明者・野村昭宣, 山口繁雄 特許権者・三菱造船株式会社)

従来の排気タービン駆動過給機付内燃機関においては内燃機関の各シリンダからの排気を大径の導管に集めて排気タービンを駆動するため, 各シリンダから排気タービンに至る間の排気エネルギーの損失が大きく, また機関出力やシリンダ数が變ればその都度排気タービン並びに過給用送風機の出力および構造を變えねばならず, 更にまたこれら過給装置の据付けに大なる空間を必要とし, 機関出力に應じて多様の過給装置を一々製作せねばならないのでコスト高になる欠点があった。本発明はこのような欠点を除去するためシリンダ蓋に排気弁を備えた内燃機関において排気弁棒の外周に直接排気タービン羽根車を装着し, この羽根車に過給用送風機を直結したものである。



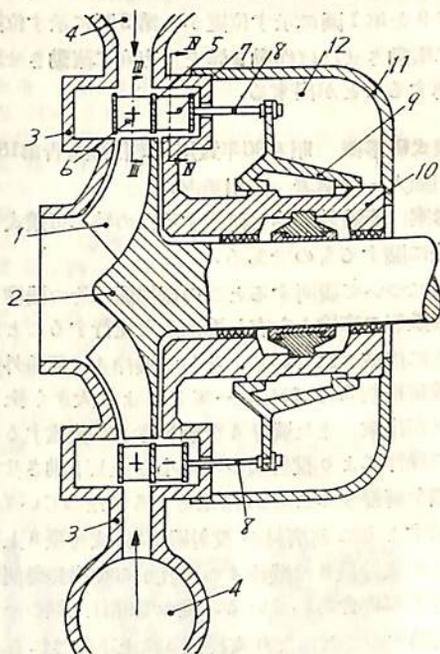
図面において説明するとシリンダ蓋 3 において排気弁棒 7 の周囲に球軸承 10, 10 を介して排気タービン羽根車 9 を取付ける。11 はその羽根で, 8 はシリンダ蓋 3 に設けられたノズルである。羽根車 9 の上部に過給用送風機の羽根車 12 が直結され, 入口 13 から供給される空気を加圧し, 出口 17 から排出するように構成されている。従つて排気弁 7 の下降位置においてシリンダ内の高温の排気ガスは排気弁背面の突縁 21 により形成されたガス

通路を通りノズル 8 を経て羽根 11 中に流れて羽根車 12 を高速度で回転させる。これにより加圧された空気は出口 17 から過給空気溜に送られ, 更に各シリンダに供給される。

タービンの回転方向轉換装置 (昭和 30 年特許出願公告第 6,352 号, 発明者・ワーナー, スピルマン 出願人・アクチエンゲゼルシャフト, フェア, テクニツシエ, スツディエン—スイス)

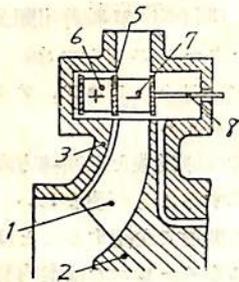
乗物, 特に船舶用の動力装置では原動機を正回転方向と反対の方向に切換え得るようにすることが望ましい。軸流タービンの回転方向は簡単な装置で逆轉することは出来ないが, 半徑方向に給氣されるタービンでは案内羽根を回轉することによつて逆轉し得ることが従来知られている。しかしこのようなものでは案内羽根はフランシスタービンにおける場合のように作動媒の流れ方向に直角な軸線の周りに各別に回轉しなければならぬが極めて多数の羽根のある場合に各羽根の調整装置を羽根の狭いピッチ内に配置することは構造上不可能である。本発明は多数の羽根を各別に回轉することなく極めて簡単な装置により正回転位置にある案内羽根を逆回転位置に容易に切換えもつてタービンの逆回転を可能ならしめるものである。

圖面について説明すると羽根 1 を備えた羽根車 2 がケーシング 3 により包圍され, ケーシング 3 の外周に渦巻



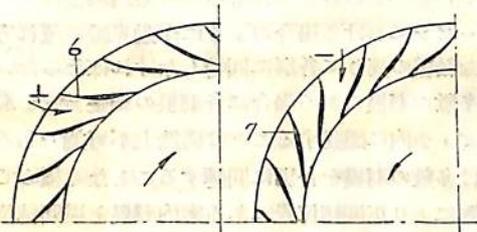
第 1 圖

状の入口室4が連通している。この入口室4から作動煤體がケーシングの内側に向いほぼ半徑方向に供給され羽根中に入り仕事をした後タービンからほぼ軸方向に排出される。本發明においては作動煤體の入口にリング5により連結した2群の案内羽根6,7からなる回轉方向變換装置を配置した前記案内羽根



第2圖

6,7は連結部材8によつて案内リング9に連結されリング9はケーシング部分10上に軸方向に摺動自在に取付けられている。第1圖に示す状態では(+)符號を付した案内羽根6は羽根車の入口に面し、羽根の通路は羽根車の正回轉方向に對應するように形成され



第3圖

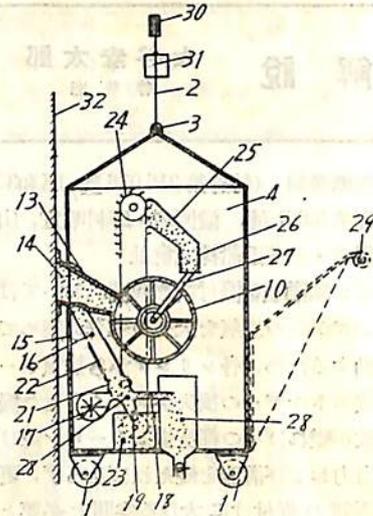
第4圖

ており作動煤體に第3圖に示す矢方向の運動を與える。これに反して(-)符號を付した案内羽根7は作動煤體に第4圖の矢方向に示すような運動を與える。従つて案内リング9を第1圖に示す位置から第2圖に示す位置に軸方向に摺動させれば作動煤體を逆方向に流動させ羽根車を逆轉することが出来る。

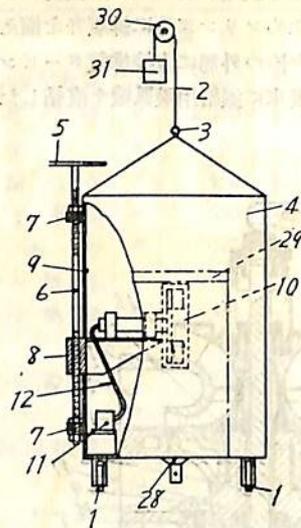
可搬式研掃機 (昭和30年實用新案出願公告第16,729號
出願人・考案者 淺川勇吉)

本考案は船體外壁等を研掃するため特に可搬式とした研掃機に關するものである。

圖面について説明するとこの研掃機はその機枠4の底部に複数個の車輪1を有し地面上を走行することができるよう構成されている。そして機枠4は船體外壁のような被研掃物32に對しロープ2により大きく上下動することが出来、また機枠4を動かさずに後述するハンドル5の操作により投射機のみを小さく上下動させて所望の範圍を研掃することが出来るようになってゐる。第2圖に示すように研磨材の投射機10は支持臺8上に載架されこの支持臺8は機枠4の透孔から突出し外側に設けた螺桿6に螺合されている。従つて螺桿上端のハンドル5を回動することにより支持臺8は上下動される。投射機10から噴射筒13を外向きに取付けその先端にキャップ



第1圖



第2圖

いま原動機11を駆動すればコンベヤ24、投射機10、送風機17がそれぞれ回轉する。然る時研磨材は研磨材收納匣23からコンベヤ24により上方に運ばれコンベヤの上部において研磨材シュート25に供給され、これより伸縮管26、供給管27を経て投射機10に送られる。研磨材は投射機10により壓送されて噴射筒13から船體外壁に激突しその外面に附着した錆や貝等を剝離してこれらとともに環流筒16内に落下し伸縮筒21を経て選別装置20に至る。ここで比重の小さい錆、貝等は送風機17からの壓風で飛ばされ異物壓送管18に入り異物受28を経て機枠外に出る。一方比重の大きい研磨材は壓風に飛ばされることなく研磨材落下筒19を経て收納匣23に入り反覆使用に供されるのである。

14を設けて船體外壁に密着し得るようにし研磨材を飛散しないようにする。機枠4の底板上には研磨材收納匣23を備えこれより上向きに無端コンベヤ24を取付ける。このコンベヤ24の上端部に隣接して研磨材シュート25を設けこれより伸縮管

26を経て研磨材供給管27を投射機10に連通させる。一方前記噴射筒13の機枠貫通部に近接して下向きに環流筒16を連結し、これより伸縮管21を経て選別装置20に連通させる。この選別装置は異物壓送管18と研磨材落下筒19とを有しその側方に送風機17を備えている。異物壓送管18は機枠4の底板外に開口した異物受28に、また研磨材落下筒19は研磨材收納匣23にそれぞれ開口している。

船の進むところ
常に JRCあり



JRC

船舶無線装置

営業品目

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

魚群探知機
船内拡声装置
測定器各種
送受信用真空管
特殊真空管

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

各種無線装置取付修理一切

JRC

日本無線

三機の鋼管と船舶用機材

厨房設備

(ギャレ・グリル・ペーカリー・バー・喫茶)
(冷蔵設備・食品加工設備一式)

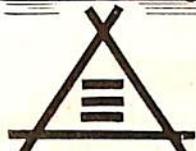
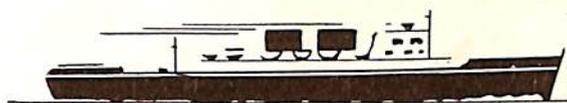
洗濯設備

(客船・貨物船・捕鯨船等何れにも適する様)
(設計製作施工いたします)

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
圧力配器用鋼管
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5261~(10) 代表5351~(10)
支店 名古屋・大阪・福岡・札幌 工場 川崎・鶴見・中津



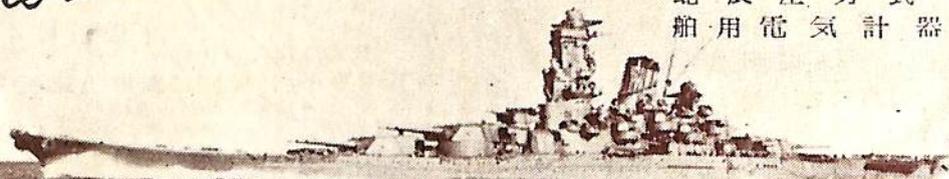
HOKUSHIN GYRO-PILOT

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

Single unit & Two unit

製造品目

アンシュツ ジヤイロ コンパス
北辰式 ジヤイロ パイロット
北辰圧力式 ログ
船用電気計器各種



株式会社 北辰電機製作所

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



新製品

電気メッキブリキ

⑤ボンデ鋼板

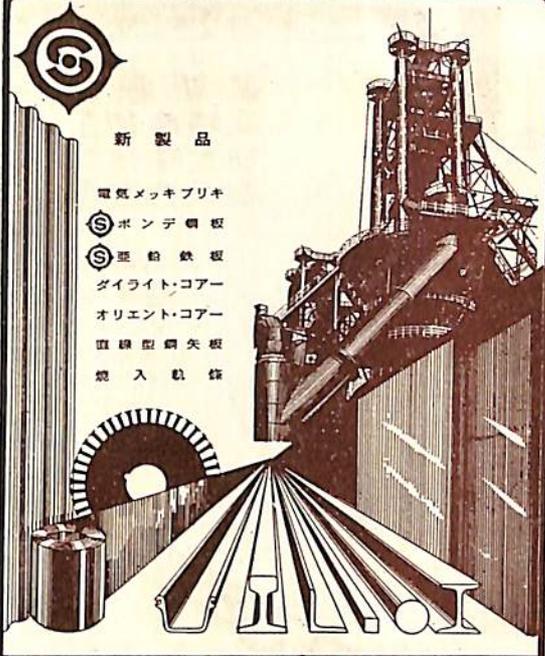
⑤亜鉛鉄板

ダイライト・コア

オリエント・コア

直線型鋼矢板

搬入軌條



八幡製鐵株式會社

本社 東京都千代田区丸の内1丁目1番地 (鉄鋼ビル)



船用計器の総合メーカー

株式会社

東京計器製造所

米国スペリー社・キディ社・ベンディクス社提携

スペリー ジャイロコンパス
マリンレーダー、ローラン
キディ 火災探知並消火装置
ベンディクスデブスレコーダー
其の他各種

本社 東京都大田区東蒲田 4-31
TEL 蒲田 (73) 2211-9
神戸営業所 神戸市生田区明石町19同和ビル
TEL 元町 (5) 1891
出張所 大阪・門司・長崎・函館



株式會社

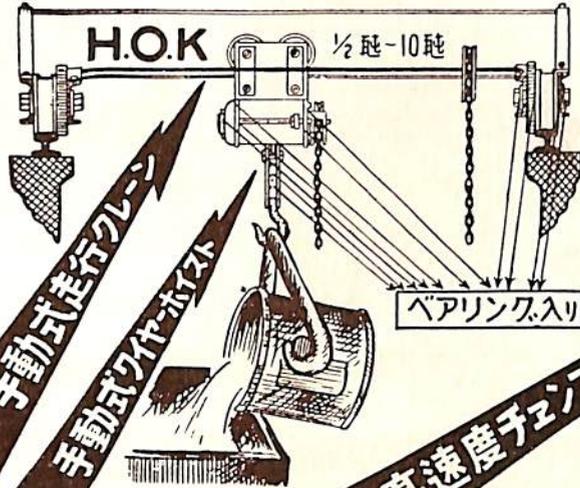
吳造船所

取締役社長 住田 正一

本社 東京都千代田区丸の内一丁目一番地鉄鋼ビル内
吳工場 広島県呉市昭通二丁目一番地
神戸事務所 神戸市生田区浪花町六四番地三ノ宮電々ビル内

H.O.K

最新機構
高精度加工
安全率倍加
耐久力強靱



はがきに御勤務先御職名御記入の上クーボンを切り取り貼付の上御申込下さい。カタログを差上げます。

クーボン
H. O. K
チェンブ
ロック
船舶
(1月号)
切取線

H.O.K チェンブロック
手動式ワイヤーホイスト
株式会社 岡崎製作所
大阪市住吉区南加賀屋町73
電話 住吉 (67) 2405・2528

船舶用 主機関
補機関

JIS X-カー



50~1500 B.H.P.



Hanshin Diesel

阪神内燃機工業株式会社

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

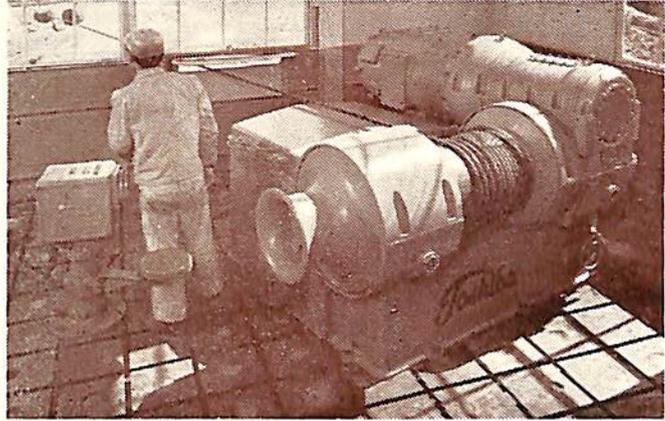
最高水準を行く

3t 交流電動ウインチ



船舶関係主要製品

発電機, シリコン変圧器,
アンプリダイン式増幅発電機,
磁気増幅器, 電動ウインチ,
補機用電動機, 推進用電動機,
電動揚錨機, 電動繫船機,
配電盤, 制御装置その他



東芝の船舶用電気機器

東京芝浦電気株式会社



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



DAIMLER BENZ A.G.

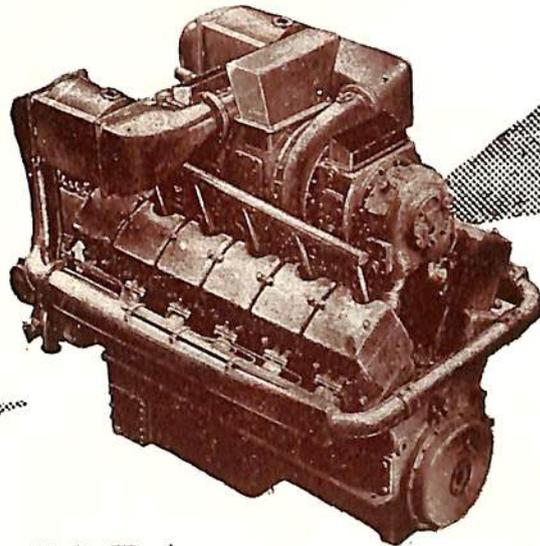
高速ディーゼルエンジン

2,500 馬力以下各種

軽量・強力-20%

取扱簡易確実

経済的



日本総代理店

ウェスタン・トレーディング株式会社

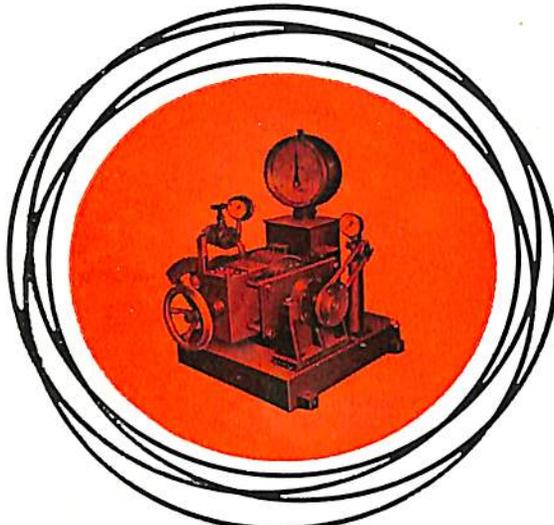
(WESTERN TRADING CO. Ltd.)

東京都港区麻布筆筒町五十八番地

電話 赤坂 (48) 8636-9

カールセンク型低回転高トルク用

動力計



特長

本機はディーゼルエンジン・ガソリンエンジン・モーター又はスチームタービンの出力を測定するものでウォーターブレーキ及びフリクションブレーキの各長所を具えた低回転高トルクに最も適した斬新的な動力吸収装置であります。

又トルクコンバーターを御使用の際は本機はその特長を最大に発揮致します。

株式会社 東京衡機製造所

東京都品川区北品川4の516・TEL大崎(49)1883-5, 5941, 3431
 大阪市南区八幡町6・TEL南(75)6140

船舶 才二十九卷 才一号

昭和五十二年三月二十日 第三種郵便物認可
 昭和三十一年一月十七日 印刷(十二日発行)
 昭和三十一年一月十二日 発行(毎月一回)

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

伸びゆく業績

FIWCC

定評ある!

藤倉の船用電線



藤倉電線

本社 東京都江東区深川平久町1の4 工場 東京深川・沼津
 販売店 大阪・福岡 出張所 名古屋・仙台 駐在員 札幌

本号定価 一五〇円
 地方定価 一五五円

発行所 天

東京都文京区向ヶ岡彌生町三
 振替・東京七九五六二番
 電話小石川四二二八四番

IBM 5541