

船舶 9

VOL. 31



S. 33. 9. 17

パナマ向輸出大型タンカー

“ANDROS TEMPEST”

(47,714 重量吨 : 試運転 速力)

昭和 33 年 8 月 14 日 竣工
日立造船・因島工場建造

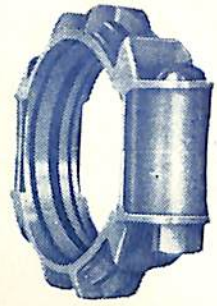


日立造船株式会社

天 然 社

昭和三十三年三月二十日 付七郵便物種認可
昭和三十三年九月七日 発印
昭和二十四年三月二十日 運輸省特例承認書第四〇六号
印刷

ヴィクトリックジョイント



可撓性 不漏性 伸縮性

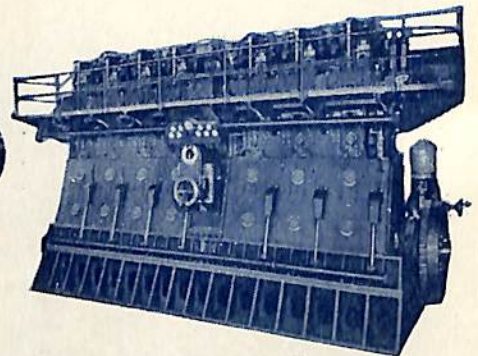
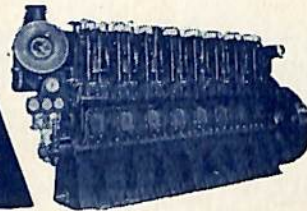
1. いかなるパイプにも簡単に取付けられるヴィクトリックジョイント
2. 労力と時間を節約し能率を増加するヴィクトリックジョイント



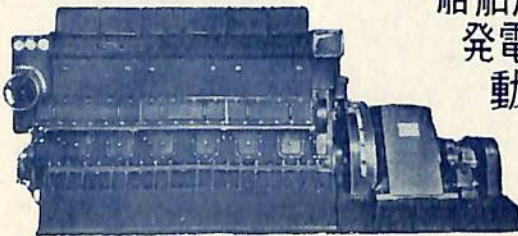
日本ヴィクトリック株式会社

本社 東京都千代田区丸ノ内1丁目6番地1
 東京海上ビルヂング新館内 TEL.(28) 8974-5
 大阪工場 大阪市城東区新喜多町1丁目107番地
 TEL.(33) 2025-0491

ハンシン ディーゼル



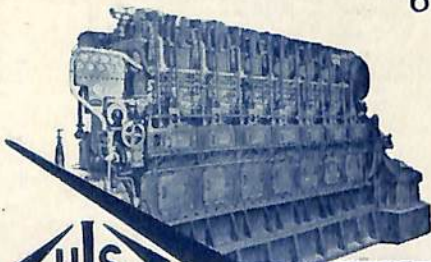
船舶用
発電用
動力用



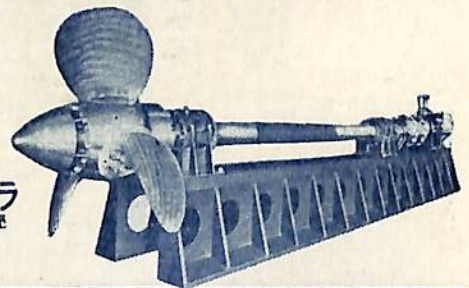
阪神内燃機工業株式会社

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

65 ~ 3500HP



阪神三菱横浜
可変ピッチプロペラ
製造・販売





川崎重工業の船用電気機器

ミゼットヒューズ

(防衛庁、日本海事協会認定品、非再用、防爆型)

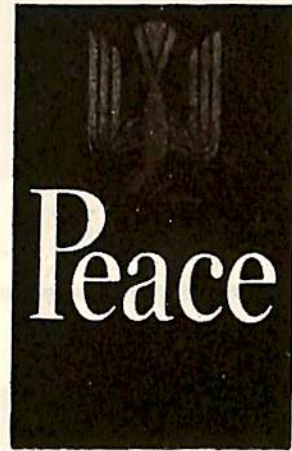
▲ 特長及び用途

ミゼットヒューズは小型でありながら性能は従来の1形サイズのものに匹敵するもので配電盤、分電盤、起動器等に於けるスペースを節約でき、これを採用したものの小形化およびコストダウンが可能である。

従来1型



ミゼット型



▲ 船用電気機器製品種目

発電機、電動機、電動甲板補機、送風機、溶接機、電磁滑り接手、電磁摩擦接手、変圧器、配電盤、分電箱、気中遮断器、ノーヒューズブレーカー、SKヒューズ

定格電流	定格電圧		遮断電流
	DC	AC	
2	500	450	10,000
3	"	"	"
5	"	"	"
10	230	"	"
15	"	"	"
20	"	230	"
25	125	"	"
30	"	"	"

川崎重工業株式会社

本
支
電
機
工
場

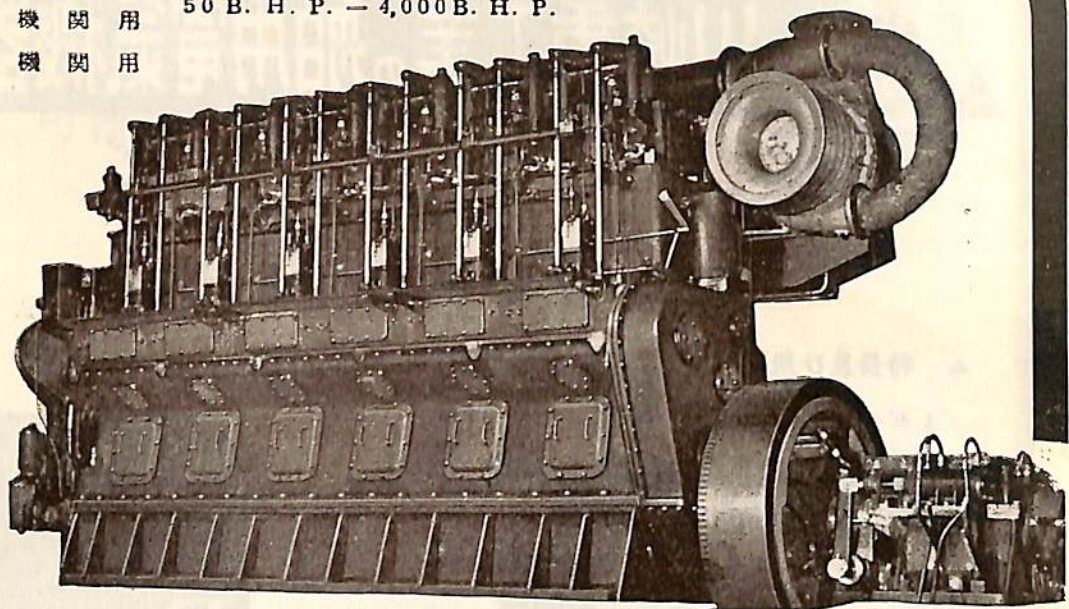
社
店

神戸市生田区東川崎町2丁目14
東京都港区芝田村町1丁目(日比谷ビル)
神戸市兵庫区和田山通2丁目1

電話神戸(6)5001
電話東京(5)96101
電話神戸(5)7681

AKASAKA DIESEL

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



創 業
60 年



株式 赤阪鉄工所
会社

本
北
海
道
出
張
工

社
東
京
大
機
房

東
京
大
機
房

都
市
市
津

中
北
東
中

央
四
区
港

銀
座
六
丁
目

1-3
4-38
594

電
話
電
話

電
話
電
話

(56) 4902, 4903
(3) 4507
(23) 4790

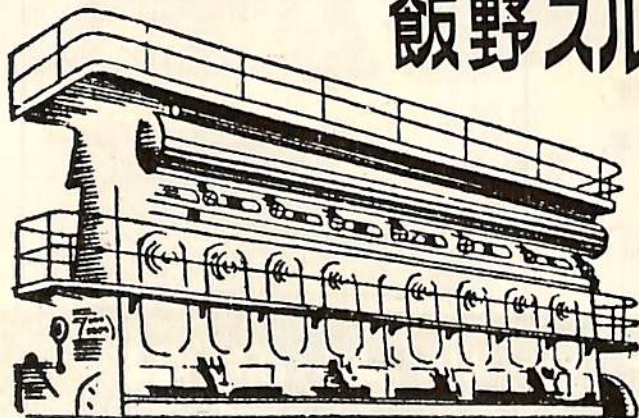
電
話
電
話

機
房
機
房
機
房

IINO-SULZER

TWO-STROKE MARINE DIESEL ENGINES

飯野スルザー 船用
ディーゼルエンジン



SD, SAD, RSAD, RD 型各種
2,000 ~ 20,000 B. H. P

小型として

TD, TAD, MD, MDP 型各種
1,200 ~ 6,000 B. H. P

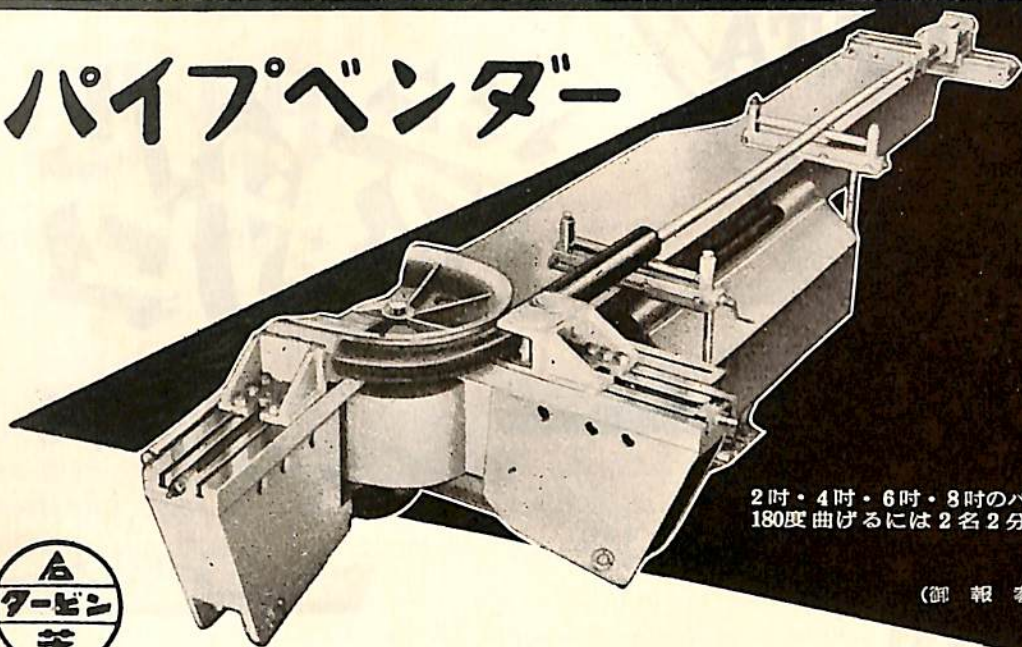
納期最短

飯野重工業株式会社

東京都千代田区丸の内3-6 TEL 0431-9,1431-9
 大阪事務所 大阪市南区三津寺町20 三信ビル TEL (75) 9524,9525

製造工場 京都府 舞鶴造船所

パイプベンダー



2吋・4吋・6吋・8吋のパイプを
180度曲げるには2名2分で充分

(御報参上)



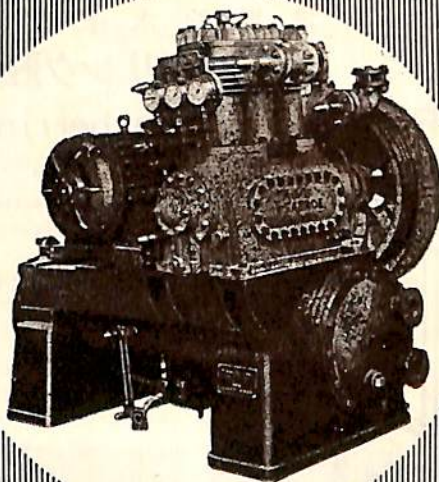
石川島芝浦タービン株式会社

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

SABROE

陸船用冷凍機

陸船用冷房製氷冷蔵冷凍装置
各種工業用冷却装置
船用貨物艙並糧食庫用冷凍装置
貨物艙乾燥装置
温湿度調整並恒温恒湿装置
特許油圧式急速冷凍装置
特許ハイプレス式船用冷暖房換気装置
船用暖冷房換気用サーモタンク等
設計 製作 施工

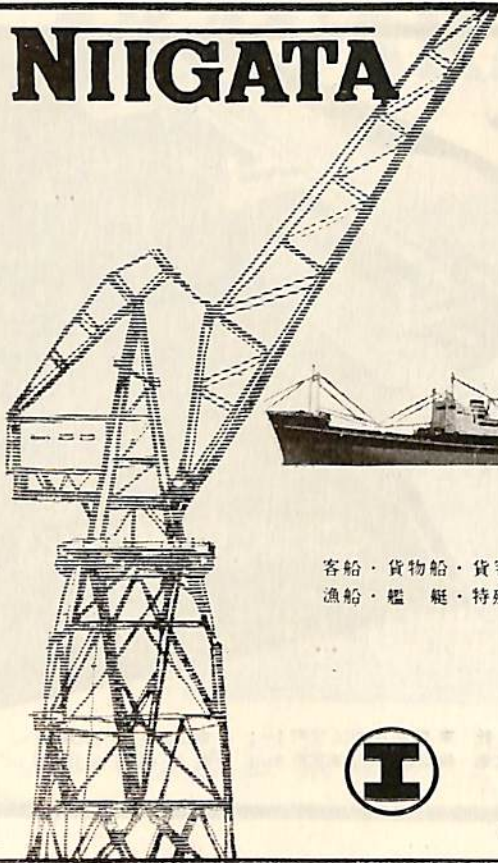


日本サブロー株式会社

本社 大阪市北区梅田新道(日産生命館内) 電話大阪(34)局(代表)7633~8番
工場 大阪市西淀川区野里東3の3 電話(47) 3336~9番
東京出張所 東京都中央区日本橋江戸橋1の15(藍沢ビル) 電話(27) 9420・9445番

NIIGATA

造船



客船・貨物船・貨客船
漁船・艦艇・特殊船



株式會社 新潟鐵工所

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

世界的水準を行く

フェザーリング舷梯の決定版

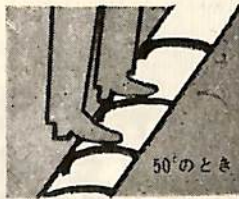
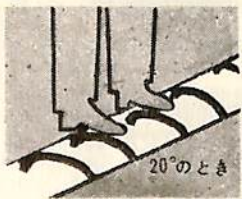
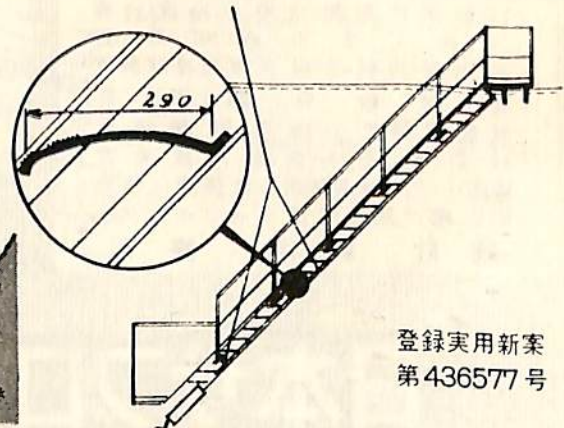
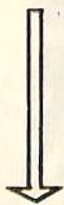


Parmanent Featherring Type Accomodation Ladder

当社は瑞典マリーンコンストラクショナー社との技術提携により当舷梯の製作を開始致しました

特徴

- ★ 普通の傾斜角度 (25° から55° までの間何れの場合にでも) 使用に便利。
- ★ 構造は簡単で軽量。
- ★ 堅牢で破損絶無。
- ★ 海上での取扱簡便。
- ★ cost は従来の フェザーリングタイプに比し低廉。



登録実用新案
第436577号

日本アルミニウム工業株式會社

本社 大阪市東淀川区西宮原町三丁目七〇番地
東京支店 東京都中央区日本橋通三丁目七番地

船舶

第 31 卷 第 9 号

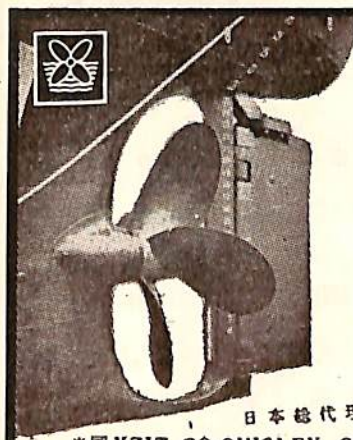
昭和 33 年 9 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

超大型船の構造に関する問題点 吉 識 雅 夫... (901)
 潜水艦船殻の耐圧強度に関する諸問題 重 満 通 彌... (907)
 直交異方性板の曲げ理論と船体構造解析への応用 秋田好雄・安藤文隆... (912)
 油槽船の振動について 熊 井 豊 二... (920)
 構造委員会関東地区部会で行われた舵軸トルク実船測定 角 田 令 二... (926)
 30 年度計画甲型警備艦について 筒 井 為 雄... (930)
 警備艦の居住性について 中 野 旭... (938)
 板接における板耳伸し要領 武 藤 昌 太 郎 ・ 浜 田 次 郎... (947)
 船体防蝕用亜鉛合金 "CPZ" について 唐 島 実... (954)
 [水槽試験資料 92] 3 万重量吨タンカーの模型試験 船舶編集室... (959)
 鋼船建造状況月報 (昭和33年 7 月) 船舶局造船課... (962)
 [特許解説]・船舶の荷物搭載状況および吃水指示装置・舵 飯 沼 義 彦... (964)

写 真 進 水—☆ MARYLAND GETTY ☆ PLEIADES ☆ 山君丸 ☆ さくらめんで丸 ☆ むらさめ
 竣 工—☆ ARILD MAERSK ☆ NEA TYHI ☆ りやあと丸 ☆ ANDROS TEMPEST
 ☆ NEFELI ☆ ANDROS TRIUMPH ☆ 山陽丸 ☆ 日永丸 ☆ 新洋丸
 ☆ 目黒山丸 ☆ 永輝丸 ☆ 隆洋丸 ☆ 北斗丸 ☆ 延洋丸



**SCIMITAR
NICALUM
PROPELLERS**

英国 MANGANES BRONZE & BRASS CO. LTD
 日本 総代理店

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

最高水準を行く 船舶用熱管理資材

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

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

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

日本 総代理店
 米国 XZIT CO. QUIGLEY CO. BIRD-ARCHER CO. CORDOBOND CO. JAROCO ENGINEERING CO.

横浜市 中区 尾上町 5-80
 神奈川県 中小企業会館 39 号室

井上 商 会

電話 (8) 4022, 4023
 5141 (交換)

新時代の先端を行く

純国産合成繊維

倉敷ビロン

クレモナ

ロープ

運輸省・NK認定

クレモナ・ロープ1号

クレモナ・ロープ5号



ハッチカバー

倉敷ビロンクレモナ帆布

運輸省型式承認番号

1号	第902号	甲種
2号	第903号	甲種
3号	第906号	乙種
5006号	第904号	甲種
5008号	第905号	甲種
5010号	第907号	乙種



特長

1. 破断強力、摩耗強力が極めて強い。
2. 海水、油、バクテリア等に侵されず、強力が持続する。
3. 軽くて運搬に便利。乾きが早く、水排けがよい。
4. 耐酸、耐アルカリ性が強く、腐らない。
5. 紫外線に強く耐候性がよい。

倉敷レイヨン株式会社

本社 大阪市北区梅田二番地

東京事務所 東京都中央区日本橋室町二丁目四番地



PLEIADES

船主 MARLINDO COMPANIA
NAVIERA S.A.

造船所 新三菱重工業・神戸造船所

全長約 148.50 m 長(垂) 138.50 m 幅(型) 19.30 m
深(型) 12.55 m 吃水 9.27 m 総噸数 約 9,350 噸
載貨重量 約 14,200 噸 速力 14 ノット 主機 三
菱神戸ズルザー 2 サイクル単動ディーゼル機関(7SD72)
1 基 出力 5,300 BHP 船級 LR 進水 33-8-2



山君丸

船主 山下汽船株式会社

造船所 日立造船・桜島工場

全長 156.55 m 長(垂) 145.00 m 幅(型) 19.60 m
深(型) 12.40 m 吃水 9.28 m 総噸数 約 9,500 噸
載貨重量 12,350 噸 速力 20.5 ノット 主機 日立
B&W 排気ターボ給気式ディーゼル機関 1074-VTBF-
160 型 1 基 出力 12,500 BHP 船級 NK 起工
33-1-25 進水 33-8-3 竣工 33-10 中旬予定

8

つの

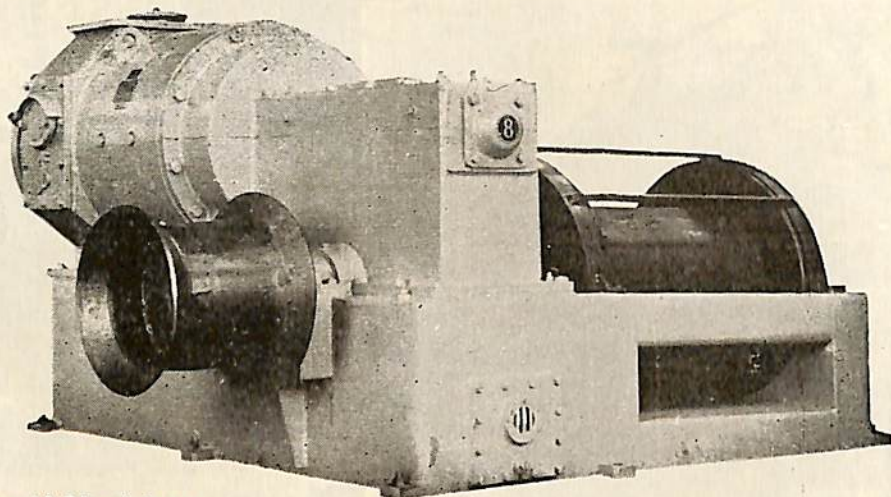
船舶塗料

- ・ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・LZプライマー (鉄面用下塗塗料)
- ・CRマリンペイント (ノンチヨ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)
- ・楢印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・楢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



堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士電機製造株式会社
東京都千代田区丸の内2の6



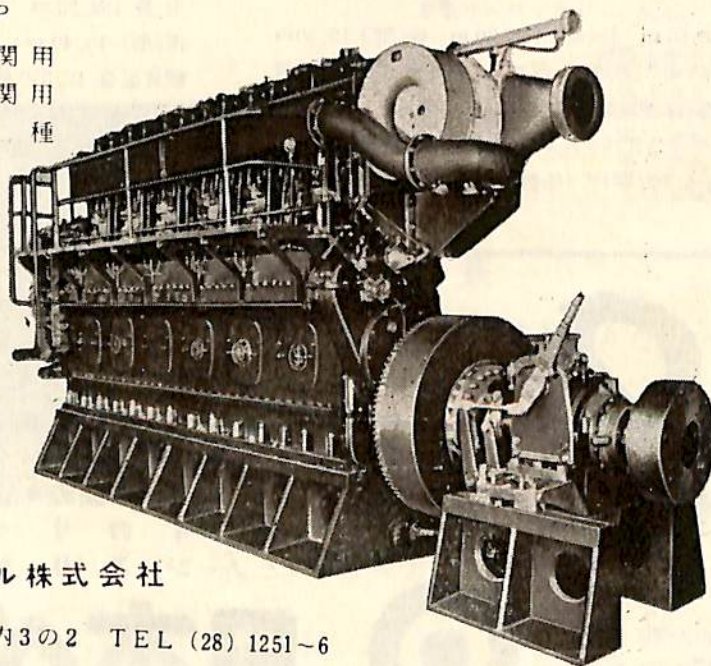
富士

交流揚貨機

ディーゼル機関

50HP~2500HP

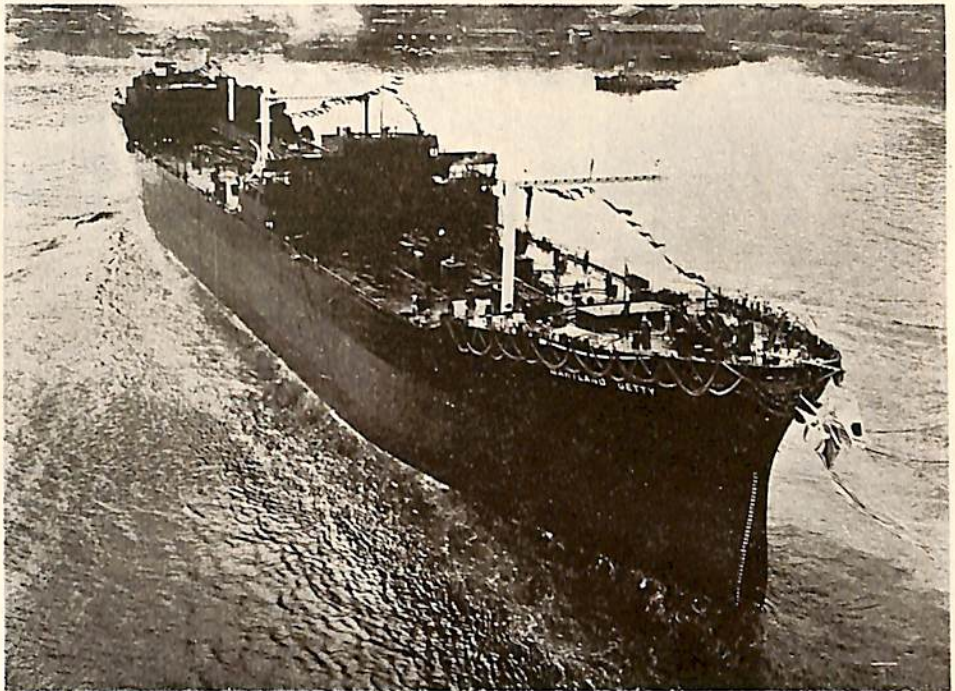
船舶 主機 関用
補機 関用
陸用 各種



富士ディーゼル株式会社

東京都千代田区丸の内3の2 TEL (28) 1251-6

MARYLAND GETTY



船主

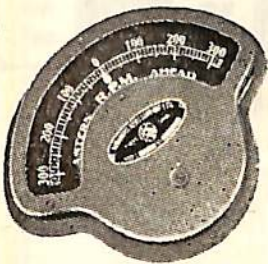
TRANSOCEANIC
SHIPPING CORP.

造船所

三菱造船・長崎造船所

長	(垂)	213.00 m	速	力	16.5 ノット
幅	(型)	30.50 m	主	機	三菱長崎エッシャウイ ス型タービン 1基
深	(型)	15.20 m	出	力	17,600 SHP
吃	水	11.13 m	起	工	33-3-24
総	噸 数	27,400 噸	進	水	33-8-2
載	貨 重 量	45,000 噸			

船舶用の計器は
信頼性ある倉本計器で!!



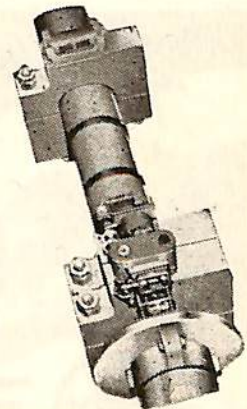
主機、補機用
電気回転計

- 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32年



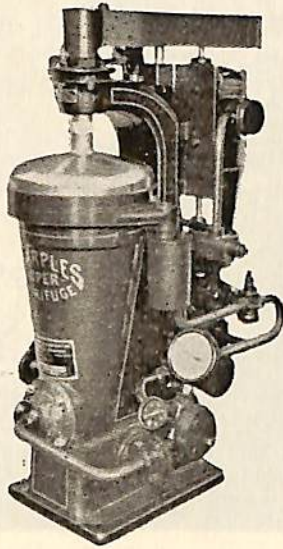
株式 倉本計器精工所

研野式光学振計

本社 東京都大田区原町6 電話蒲田(79) 2099・2629・1640
柏工場 千葉県柏市柏 電話柏2番

バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....

新型 シャープレス油清浄機



処理能力 (L/H)

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

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(皆川ビル内)

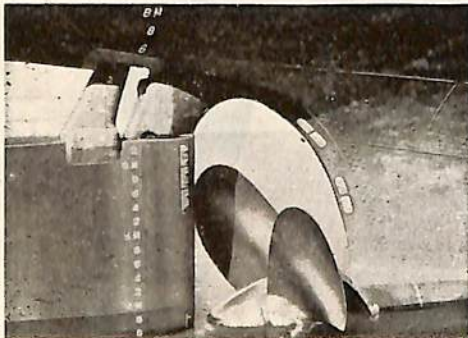
電話 京橋(56) 8681(代表), 8682-5

神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル内) 電話 三宮(3) 0288-9

工場 東京都品川区北品川4の535 電話 白金(44) 4131(代表) 4132, 1321

防蝕界の革命

鉄の腐蝕は完全に
防げます!!



ZAP-A

亜鉛・アルミ防蝕用合金陽極

ZAP

ZAP-B

ZAPの適用範囲

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



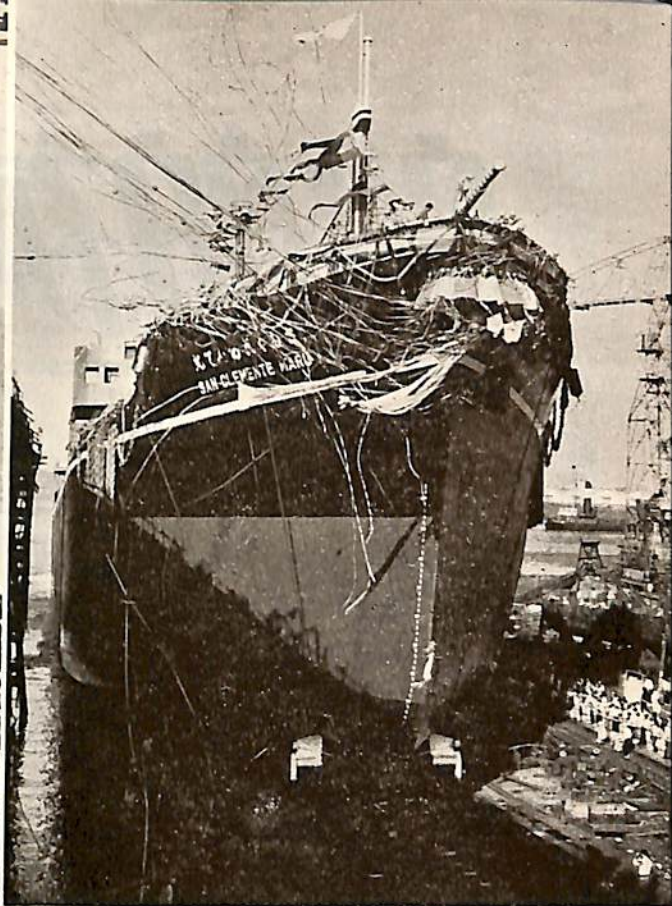
三井金属鉱業株式会社

東京都中央区日本橋室町2の1 電話 日本橋 (24) 4101~9

(カタログ呈上誌名
記入御申込下さい)

施工 中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内(丸ビル)
電話 和田倉 (50) 2842, 4438



むらさめ

船主 防衛庁

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 108.00 m 幅(型) 11.00 m 深(型) 8.00 m

吃水 3.70 m 排水噸 約 1,800 噸 速力 約 30ノット

主機 三菱エッシュウィス型タービン2基 出力

約 30,000 SHP 進水 33-7-31

主要武器 5吋単装砲3基 3吋連装速射砲2基

爆雷投射機Y砲1基 爆雷投下機1基

ヘッジホッグ1基

さくらめて丸

船主 三菱海運株式会社

造船所 三菱日本重工業・横浜造船所

全長 175.79 m 長(垂) 167.00 m 幅(型) 22.00 m

深(型) 12.30 m 吃水 9.42 m 総噸数 約 13,250 噸

載貨重量 約 20,950 噸 速力 16.3ノット 主機

横浜M.A.N.単動二衝程7気筒排気タービン過給機付

K7Z^{78/140}C型ディーゼル機関1基 出力 9,500 BHP

×119 RPM 船級 NK 起工 33-4-2 進水

33-7-29 竣工 33-10 予定

大日本塗料

特許防錆塗料

ズボイド

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

型録進呈



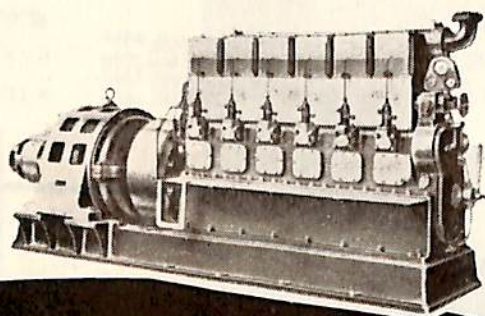
船舶補機に



船舶補機用
一般動力用 2.5~600馬力

6MSL-T
270~300馬力

本邦唯一のディーゼル専門メーカー ヤンマーディーゼルでは、小は2.5馬力から大は600馬力に至る60余機種 of デーゼルエンジンを製作しております



6MSL
×150K·V·A



日本工業規格合格品

ヤンマーディーゼル



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

ヤンマー製品専売 日本船舶機器株式会社

本社 大阪市東区南本町4丁目 営業所 東京・福岡

北 斗 丸
(曳 船)

船 主 日立造船株式会社

造船所 田熊造船株式会社



全長	長	34.06 m	主 機	日立 B&W ALPHA 498 UO
幅	(垂)	32.00 m		型ディーゼル機関2基
深	(型)	8.60 m	出 力	960 BHP×2
吃水	(型)	4.00 m	起 工	33-1-19
総噸数	水	2.80 m	進 水	33-6-17
	噸 数	約 250 噸	竣 工	33-8-13



運輸省運輸技術試験所第
482号船用品型式検定済

理研瓦斯検定器

油槽船爆発防止 ガソリンガス・石油ガス・メタンガス測定

熔接・塗替……………アセチレンガス
メチルエチルケトンガス測定
積荷保全……………炭酸ガス、フロンガス測定

本器は光波干渉計の原理を応用せる精密光学
瓦斯測定器でありまして、物理的に各種ガス
の微量測定が素人にも迅速に出来ます。



TYPE 18

炭酸ガス測定器 (201型)
(果物品質保持用)

理 研 瓦 斯 検 定 器 ・ ポ ラ リ ス コ ー プ
光 弾 性 実 験 装 置 ・ 教 育 ス ラ イ ド
理 研 精 密 歪 計 ・ 幻 灯 器

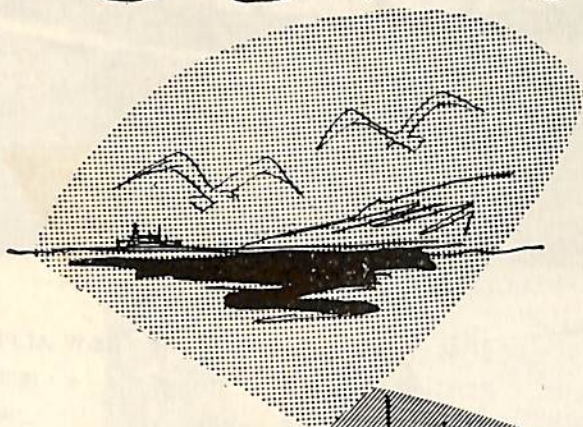
理 研 計 器 株 式 会 社
東 京 ・ 板 橋 ・ 小 豆 沢 2-11
TEL 赤 羽 (90) 1136 (代表) ~ 9



快適な船旅にソフトな床材

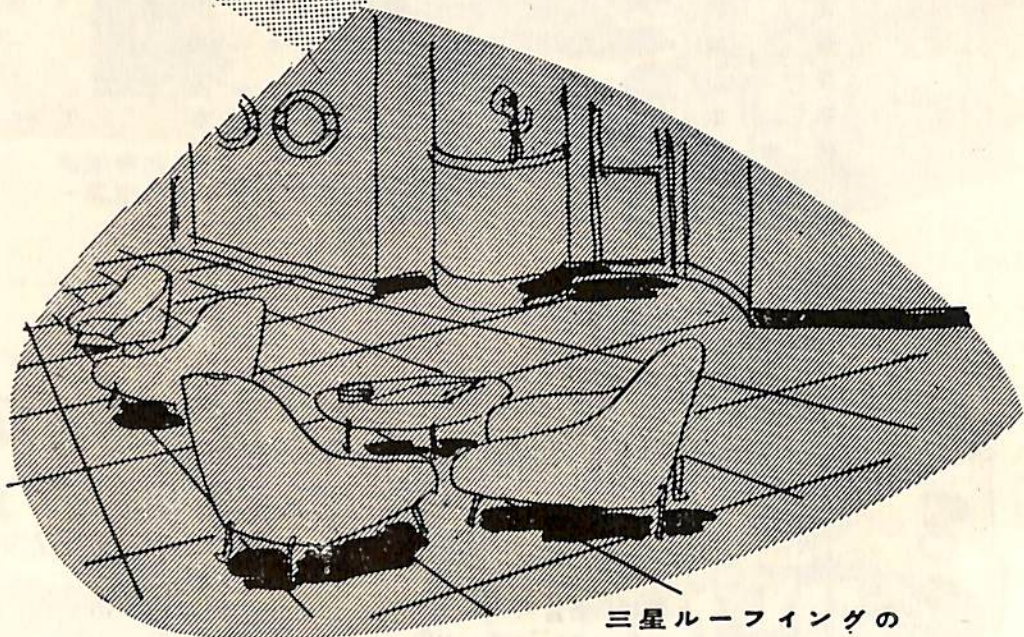
高級弾性床タイル

三星ソフトタイル



三星ソフトタイルは柔軟で、
弾性に富み感触が非常によく
美しい色調が16種以上用意し
てあります。

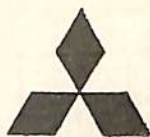
磨擦に強く褪色せず他の床材
の何れよりも永持ちします。



三星ルーフィングの

田島応用化工株式会社

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



わが国で
初めて
運輸省
型式承認
された……

もつとも重要な船舶用法定備品として国家検査の対象となる救命器具は種類も多種多様であります。当社は近代化学の粋を集めた合成ゴム布製、三菱救命具を製造し、その動作の確実・簡単・軽量・格納容積の僅少・大浮力・長期連続使用可能など、すぐれた特性は各方面に絶大な好評と信頼を得ています。



MT-10型 (運輸省型式承認第909号)・MT-15型 (" 第910号)
MX-9型 (" 第911号)・MT-20型 (" 第947号)



MT-20型 膨脹救命筏

膨脹型三菱救命具

型 式	MT-20型	MT-15型	MT-10型	MX-9型
定 員 (運輸省令救命具 試験規程に準ず る定員※)	20人	15人	10人	9人
充気時				
外部直径	約3.8m (正14角形)	約3.4m (正13角形)	約2.9m (正10角形)	約2.6m (正11角形)
内部直径	約3.1m (外接円)	約2.7m (外接円)	約2.3m (外接円)	約2.0m (外接円)
空気室直径	0.36m × 2重	0.36m × 2重	0.3m × 2重	0.3m × 2重
折畳収納容積	0.6φ × 0.9m	0.5φ × 0.95m	0.5φ × 0.9m	0.45φ × 0.8m
板面積	7.55m ²	5.6m ²	4.1m ²	3.7m ²
全重量 (3備品)	72kg	51kg	40kg	35kg
浮力	2,500kg以上	2,500kg以上	2,000kg以上	2,000kg以上

三菱電機株式会社

※【救命試験規程第3章より抜粋】

第33条 救命筏の定員は該救命筏の甲板面積平方メートル数を0.372にて除したる数、および浮体の全容積立方デシメートル数を85にて除したる数のいずれか小なるものを超えることをせず。



経費
節減用の
コンベヤー
ベルトには

DU PONT

NEOPRENE 製を

コンベヤーベルト或はその他のゴム製品で、デュボンのネオプレンで造つたものは永持がし、使用上故障のない点、充分信頼できます。

例えば、ネオプレンで造つたコンベヤーベルトは或る炭坑で激しい作業に8年間も使われた後でも尚引続き使用されています。

ネオプレンの摩耗、油、グリース、化学薬品及び熱に耐え得る特長は、維持費と取換費を節減することが確実であります。ですからゴム製品をお求めの際はお忘れな

くネオプレン製を御照会下さい。

尚、詳細につきましては DU PONT 本社又は下記代理店にお問合せ下さい。喜んで御回答申し上げます。

下記クーポンに御記入の上、DU PONT 本社にお送り下されば、貴方のお名前もメイリングリストに記入して、ネオプレン・ノートブックをお送りいたします。このノートブックの各号には、費用節減をもたらすネオプレン製品の新しい利用法、特別な応用法が紹介されています。



NEOPRENE

化学を通じ……より良き生活のため、より良き製品を

E. I. du Pont de Nemours & Co. (Inc.)
Rm. D-2064Z Nemours Building
Wilmington 98, Delaware, U.S.A.

Name _____ Position _____

Firm _____

Address _____

City _____

Country _____

Du Pont 日本総代理店 アメリカン・トレーディング・カンパニー(ジャパン)リミテッド

東京都港区芝公園7号地の1SKFビル 電話(43)5140~9

大阪市南区安堂寺橋通り2の47 電話(26)6593~8

シェル 厩舎の二頭の優勝馬



シェル タルパ オイル SHELL TALPA OIL

いつも本命といわれるこの栗毛は、何回も何回も優勝の記録を誇っております。この血統の正しい純礦油の“タルパオイル”はディーゼルエンジンのクランクケース油としてすぐれた伝統を持っています。

世界の船舶の何百万の馬力はこの油を使用して最も効果的に得られております。そして、世界の何処でもそのさっそうたる姿に接することができます。

シェル アレクシヤ オイルA SHELL ALEXIA OIL A

この新しい三歳白馬の“アレクシヤオイルA”は乳化シリンダー油で燃焼ガス中の酸を中和する強力な中和剤を含んでおり、シリンダー摩耗の減少に驚異的な偉力を発揮しています。

シリンダー、ピストンリング、ポート等を他の潤滑油のどれよりも非常に清浄にします。850万屯のシェル所属船だけでなく850隻もの世界各国の船舶に常用されております。

シェル石油株式会社

東京都千代田区丸の内2丁目3(東京ビル)
電話(23) 4371-80・4471-2



潤滑油界の先駆者



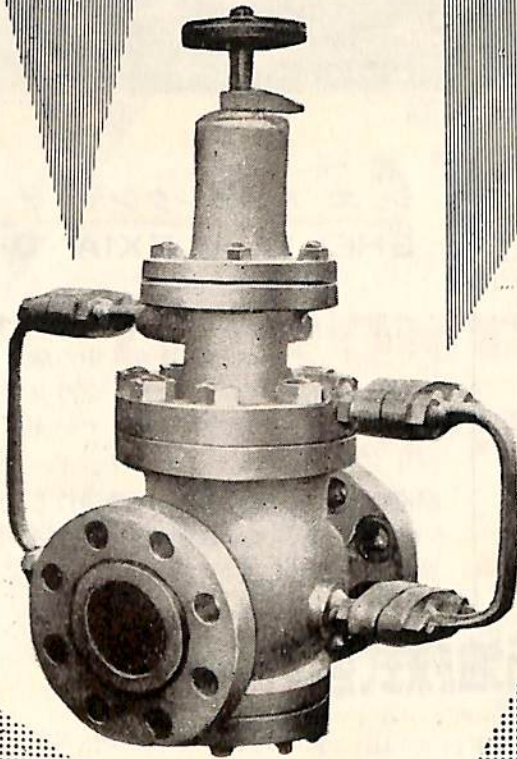
TRADE MARK



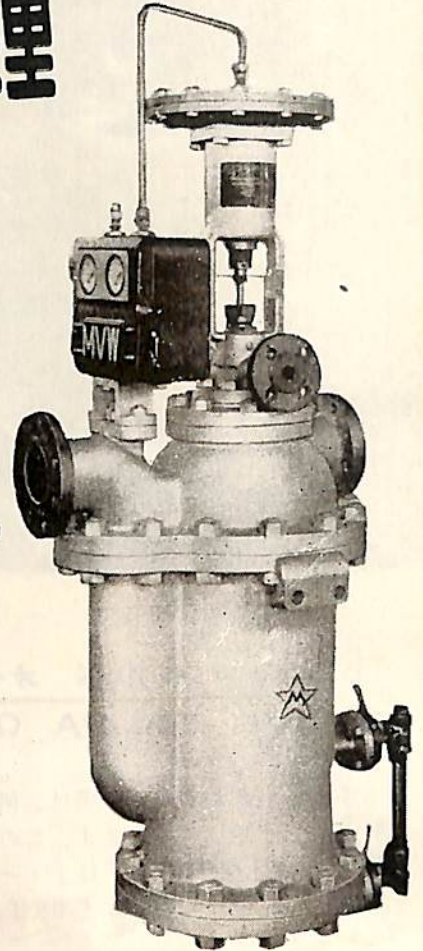
合理的な熱管理

前中の

減圧減温装置



MRB-3型減圧弁



MAD-1型減温器

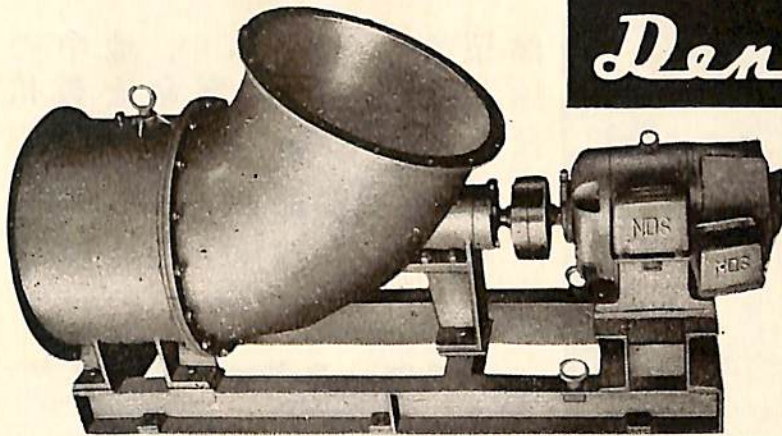
— 営業品目 —

高 庄 弁
安 全 弁
減 圧 弁
減 温 装 置
船 舶 用 弁 類

株式會社 前中製作所

本社及工場 東京都大田区蒲田東六郷二ノ一 電話蒲田(73)7151(代表)~5番
大阪營業所 大阪市北区曾根崎新地三ノ一(深川ビル) 電話大阪北(34)1683番

船舶用電動送風機は



Densei

(軸流型電動送風機)

本社 東京都墨田区寺島町3丁目39番地
 TEL 墨田 (611) 4111-9
 工場 墨田区 台東区
 営業所 大阪 名古屋 札幌 岡山



日本電氣精器 株式会社



近代的操作

国産洗剤

NEOS

資料送呈

船舶 機関の洗滌

オイルクーラー、清水クーラー
 F. O. ヒーター、給水加熱器
 コンデンサー、冷凍機油側

油 槽 船

バターワース注入用洗剤
 タロー油、ココナツ油
 タンククリーニング用洗剤

二重底スラッジ分解剤
 定検入港前の投入剤

鯨油洗滌、清水槽切替
 重油洗滌、その他

新日東化学工業株式会社

本社 神戸市葺合区八幡通5の6 電話神戸(2)2383. 407. 408. 164
 東京営業所 (43) 4454 ・ 名古屋営業所 (4) 9677

電気防蝕法 CATHODIC PROTECTION



簡単な施工で水中、地中の金属施設を防蝕し、寿命を数倍に延長させる画期的防蝕法!!

油槽船船槽 }
船 殻 } に電気防蝕法
プロペラ }

—調査—設計—施工—材料—



日本防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内三ノ二 (三菱東7号館)
電話東京28局(28)6807, 6808
大阪事務所 大阪市東区今橋四ノ一 (三菱信託ビル内)
電話(23)4783

総代理店 三菱商事株式会社

高性能

磁気探傷装置

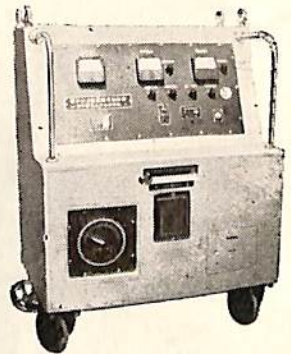
には.....

電子E Z型磁気探傷器は主に溶接箇処に適し其の他一般接触器を使用する事によりあらゆる材料 部品の検査が出来ます。

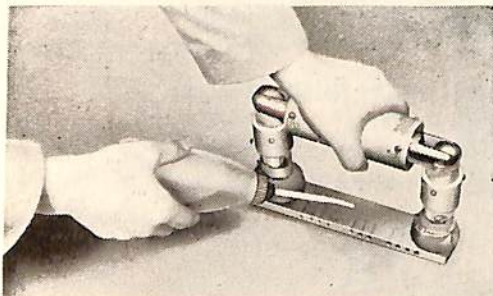
磁化電流 直流最大 0 ~ 6000 A 8000 A 脱磁電流 3000 A ~ 0
交流最大 0 ~ 3000 A 5000 A

整流方法 単相半波 通電時間 0 ~ 1秒
各相各波 1分 ~ 2分

電流調整 接点無接点方法



電子E Z磁気探傷装置



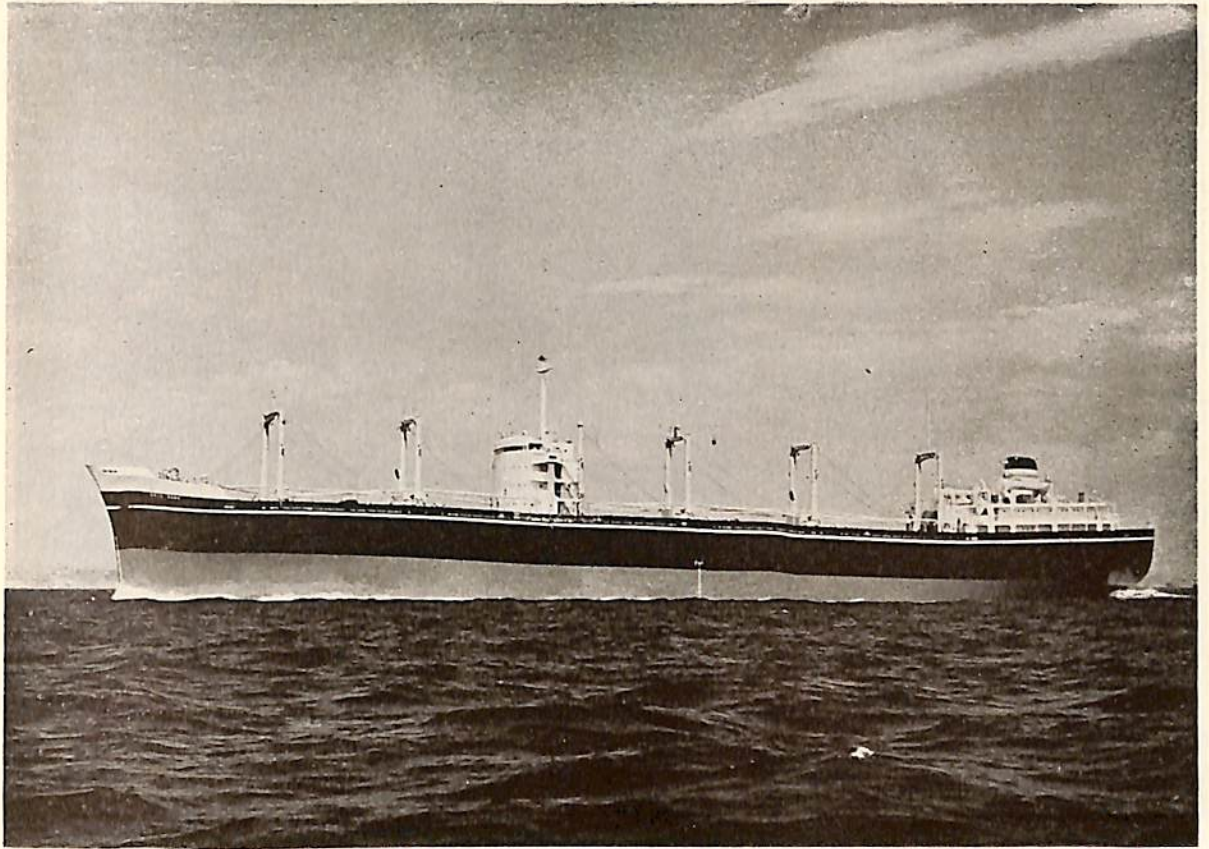
操作中 電子極間磁気探傷器



営業種目
電子E R型磁気探傷装置
電子交流式磁気探傷装置
蛍光探傷装置
電子管着磁装置
各種セレン式着磁装置
各種脱磁装置 磁束計 磁束比較計

電子磁気工業株式会社

東京都港区芝新地町28番地 TEL (45) 6285 9459



丸 延 洋

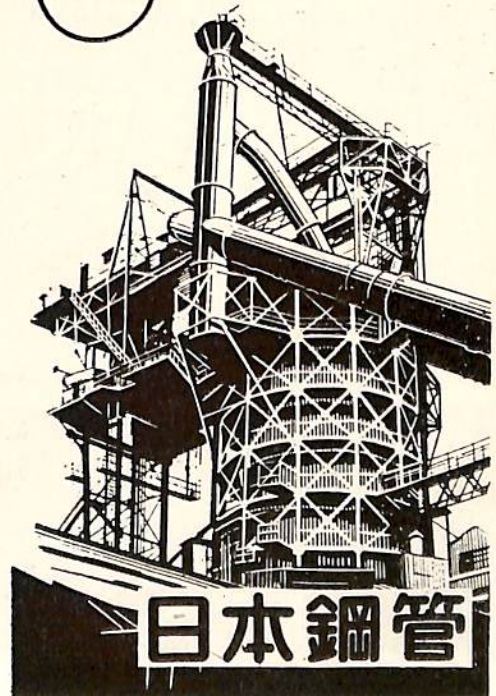
船 主 東洋汽船株式会社

造 船 所 日本鋼管・鶴見造船所

全	長	162.50 m
長	(垂)	153.00 m
幅	(型)	21.00 m
深	(型)	13.50 m
吃	水	8.92 m
総	噸 数	12,278.87 噸
載	貨 重 量	17,262.00 噸
速	力	16.53 ノット
主	機	ディーゼル機関1基
出	力	7,500 BHP × 115 RPM
船	級	N K
起	工	33-2-8
進	水	33-4-30
竣	工	33-7-10

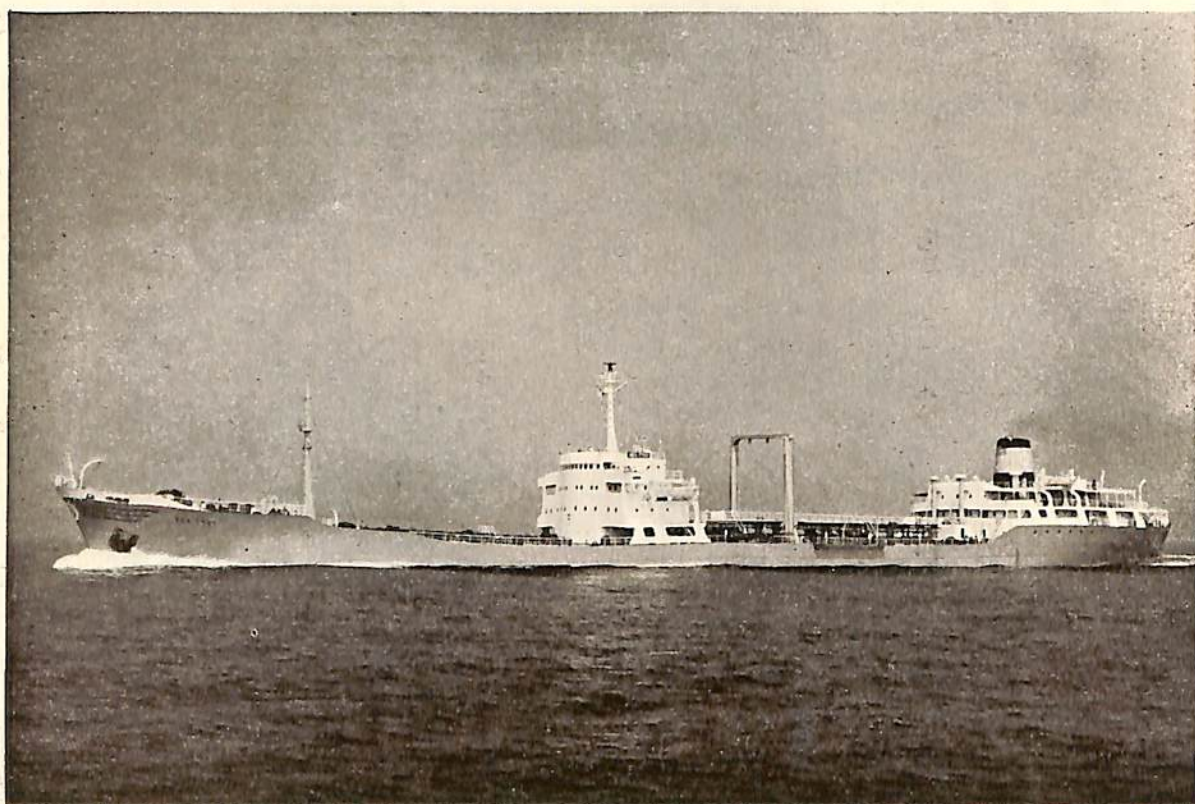


製 鉄 ・ 造 船

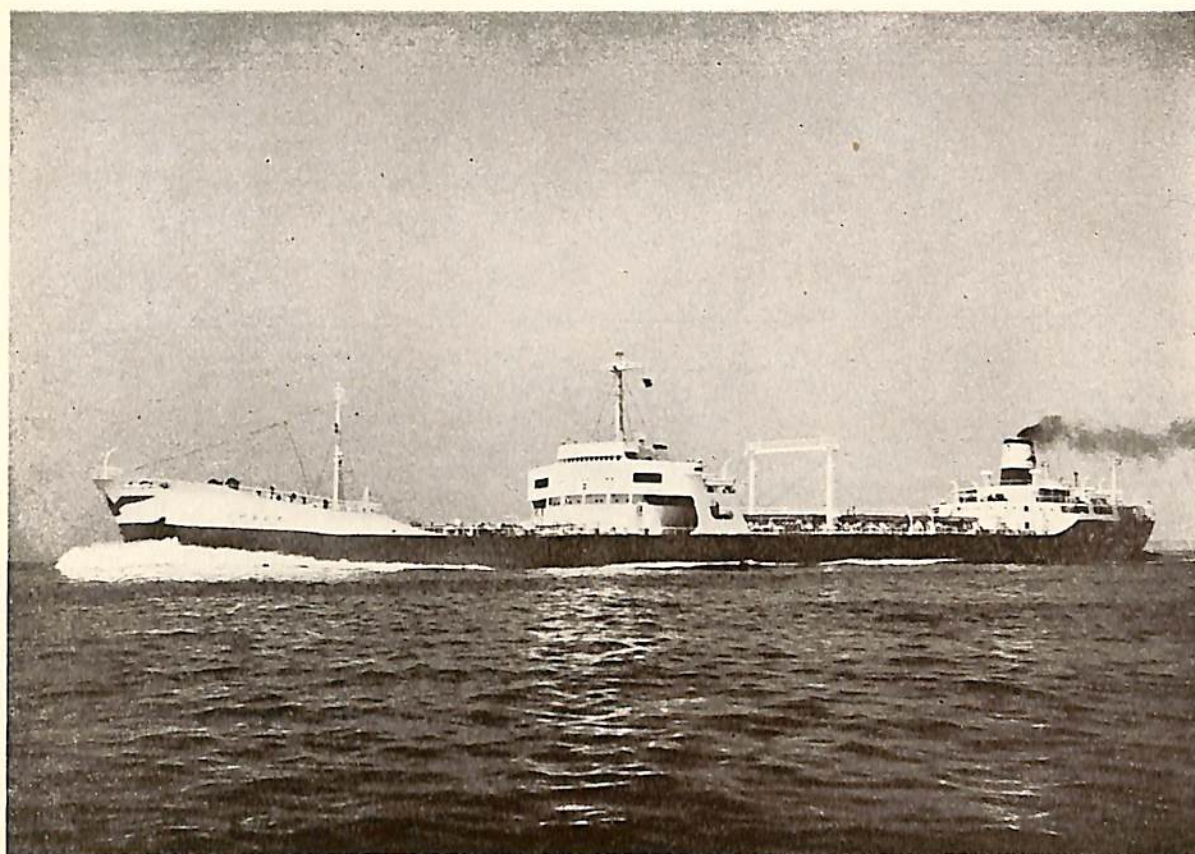




ARILD MAERSK

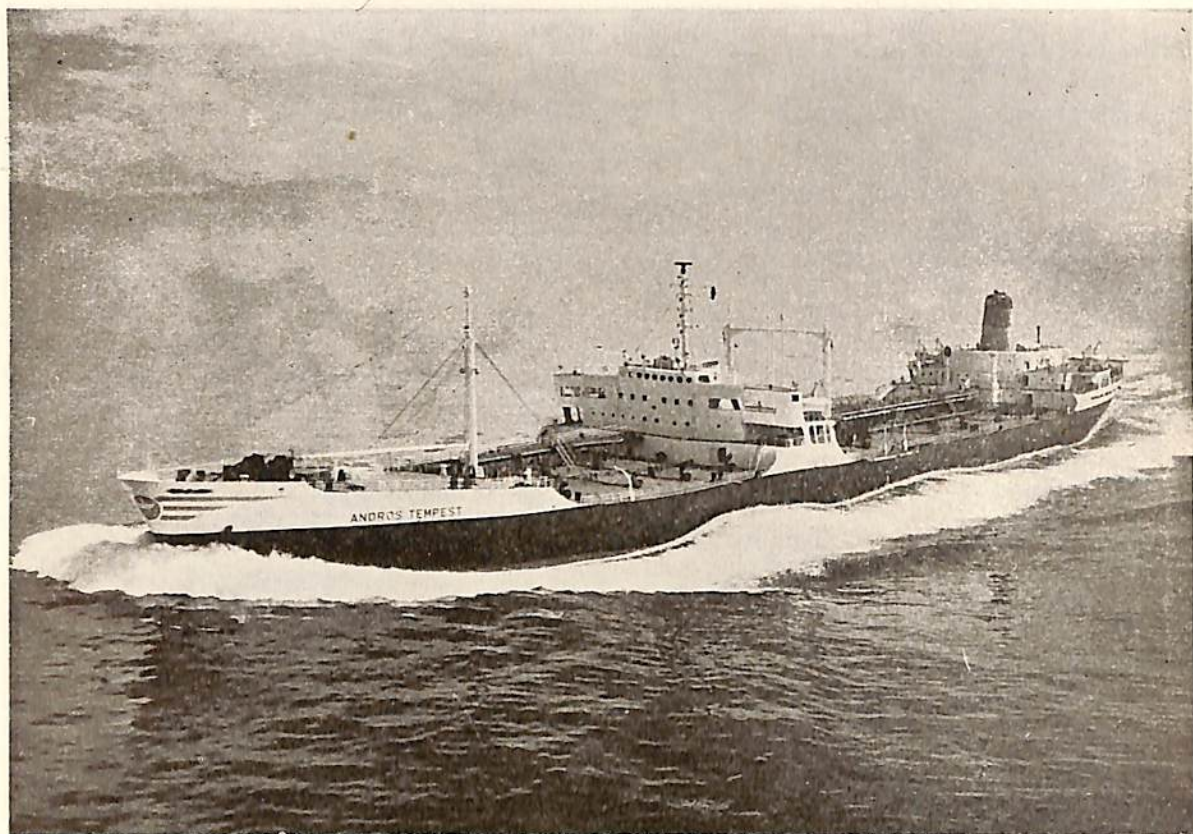


NEA TYHI

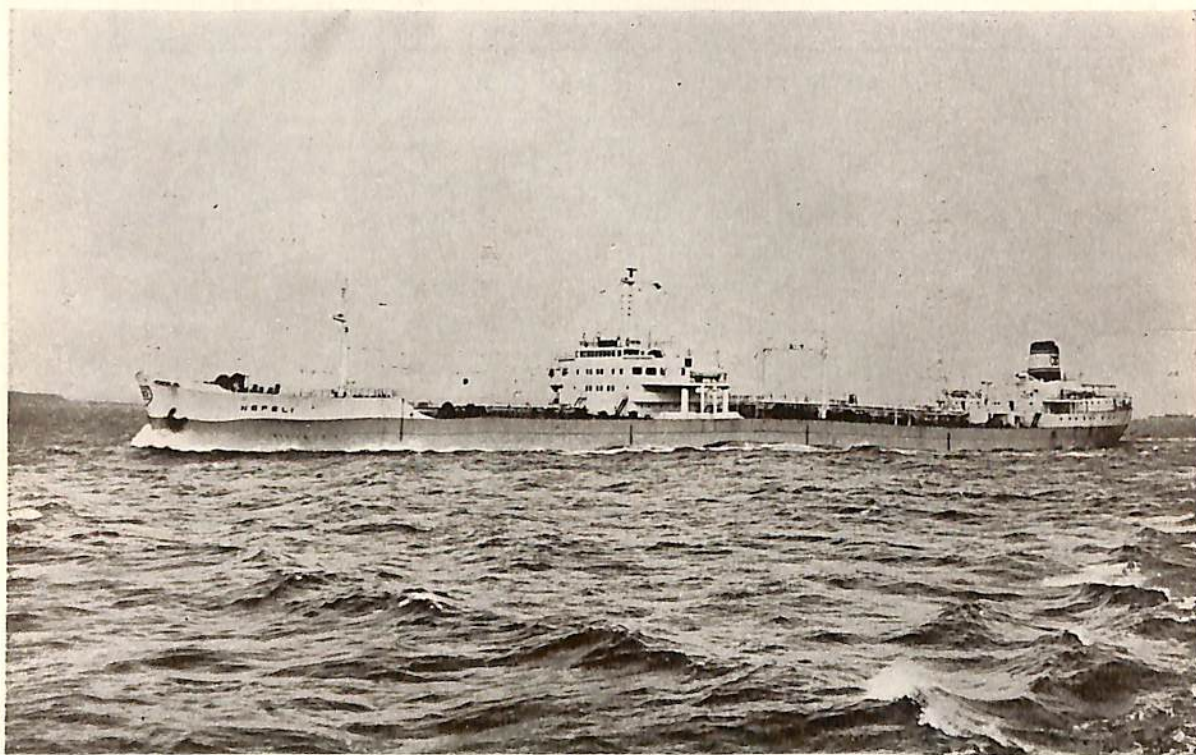


リヤあど丸

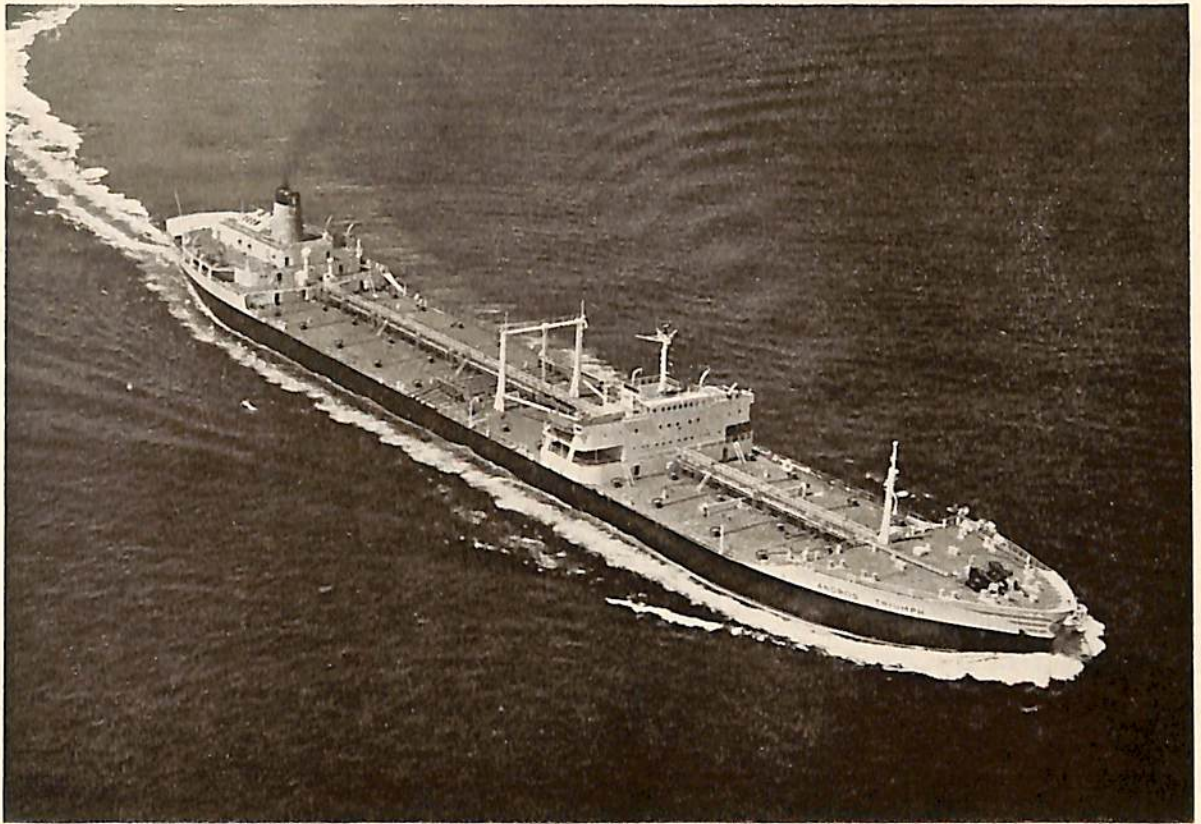
船名		ARILD MAERSK	NEA TYHI	リヤあど丸
要目				
全長		170.666 m	174.332 m	216.464 m
長	(垂)	163.678 m	164.592 m	207.264 m
幅	(型)	21.895 m	22.860 m	29.261 m
深	(型)	12.040 m	12.192 m	14.783 m
吃水		9.584 m	9.187 m	10.98 m
総噸數		13,068.28 噸	12,623.50 噸	26,034.19 噸
載貨重量		20,447.00 噸	20,187.40 噸	41,959.00 噸
速力		15.72 ノット	16.934 ノット	17.80 ノット
主機		三井 B&W デーゼル機 関 1 基	二段減速 複式 衝動ター ビン	タービン 1 基
出力		8,250 BHP × 115 RPM	10,000 SHP × 100 RPM	17,500 SHP × 105 RPM
船級		L R	A B	NK, LR
起工		33-2-7	32-11-21	33-2-19
進水		33-5-16	33-4-3	33-5-16
竣工		33-7-29	33-8-9	33-8-9
船主		MAERSK LINE	COMPANIA ACHILLES DE NAVEGACION S. A.	日本輸出石油株式会社
造船所		三井造船・玉野造船所	日本鋼管・清水造船所	日本鋼管・鶴見造船所



ANDROS TEMPEST

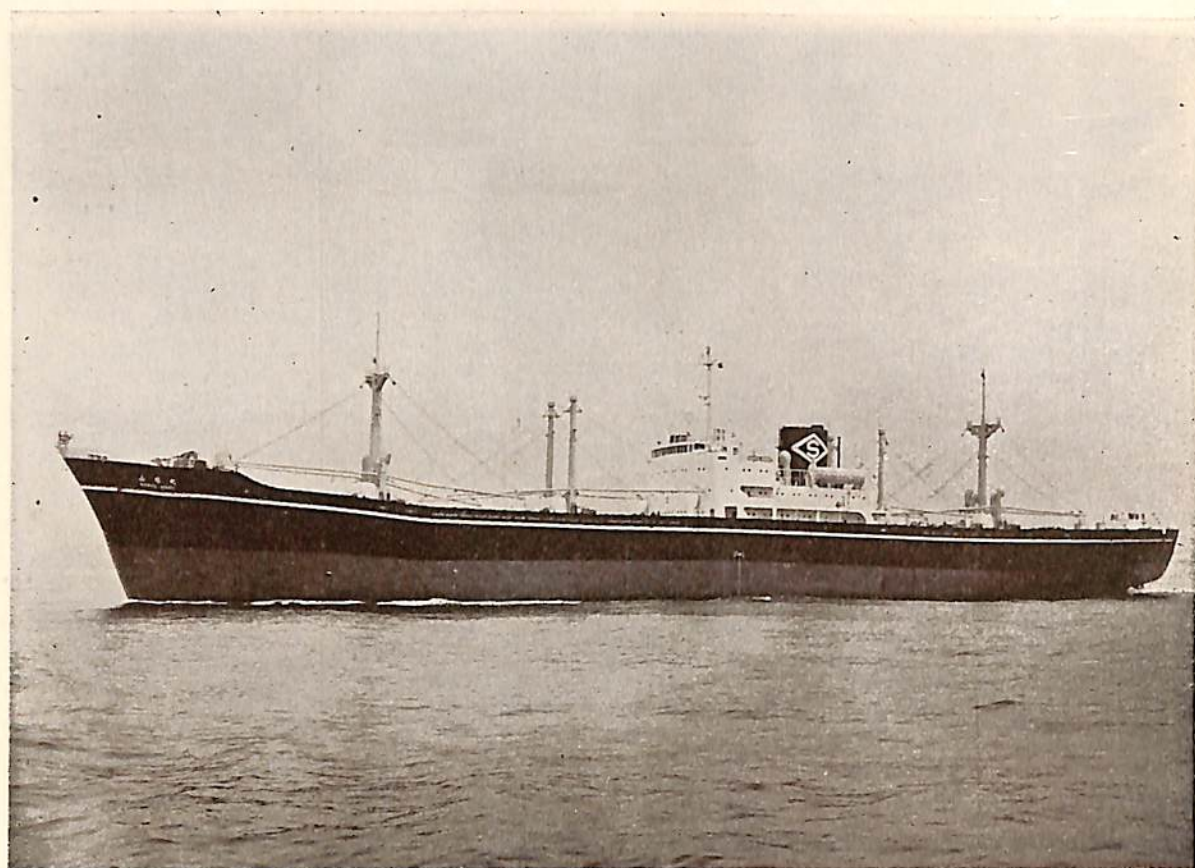


NEFELI

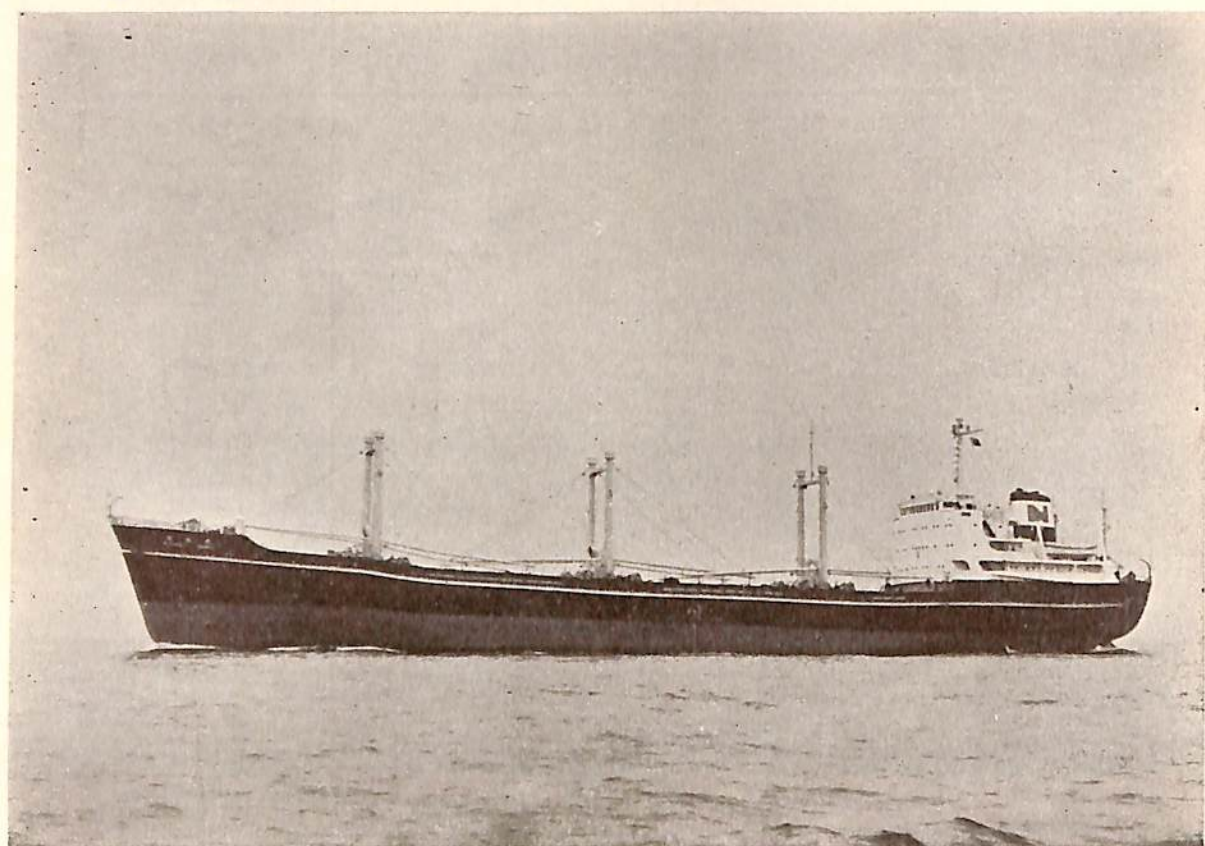


ANDROS TRIUMPH

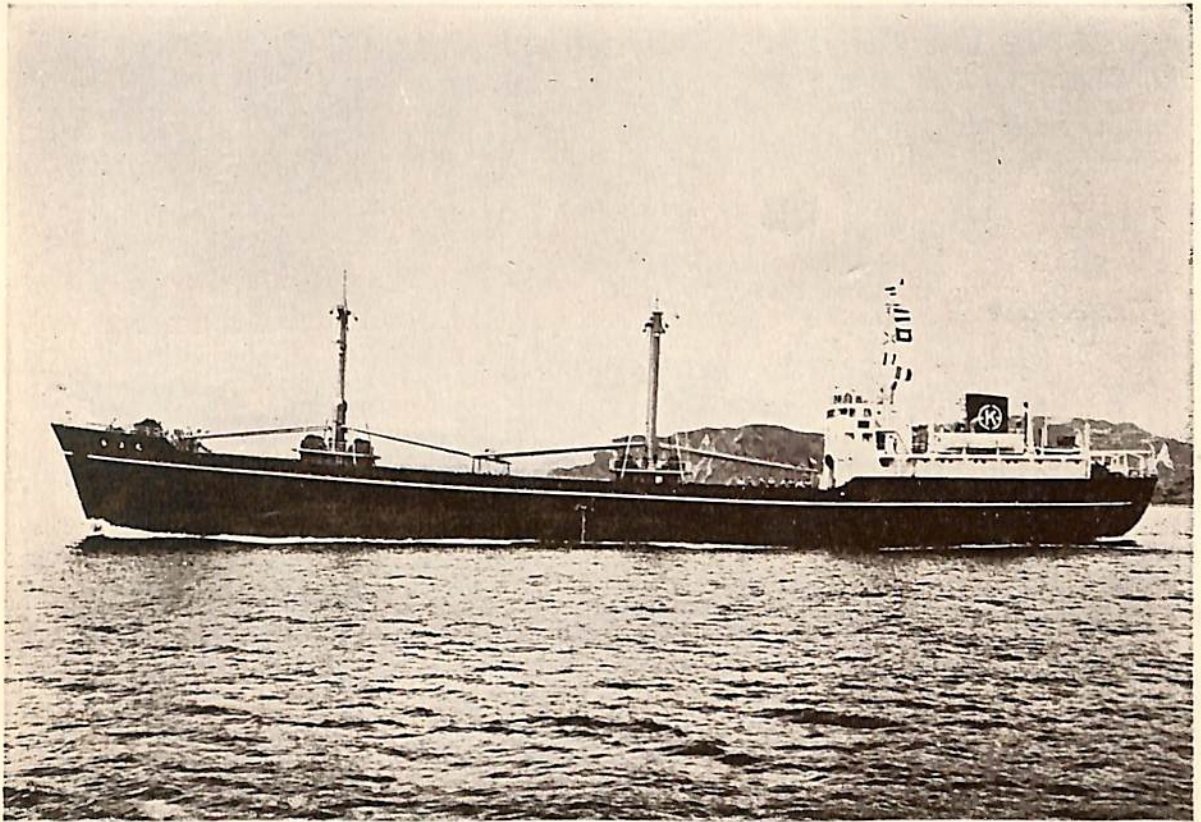
船名		ANDROS TEMPEST	N E F E L I	ANDROS TRIUMPH
要目				
全長	長		211.80 m	224.026 m
長	(垂)	215.00 m	204.00 m	214.884 m
幅	(型)	30.20 m	28.80 m	30.175 m
深	(型)	15.35 m	14.70 m	15.342 m
吃水		11.47 m	10.78 m	11.460 m
総噸數		27,526 噸	24,256.99 噸	27,465.40 噸
載貨重量		47,714 噸	40,010.00 噸	47,875.00 噸
速力		17.863 ノット	17.44 ノット	17.39 ノット
主機		蒸気タービン 1 基	二段減速齒車付蒸気タービン 1 基	タービン 1 基
出力		19,500 SHP	17,000 SHP × 105 RPM	19,000 SHP × 108 RPM
船級		L R	L R	A B
起工		32-7-11	32-12-23	32-6-24
進水		33-12-23	33-4-19	32-11-20
竣工		33-8-19	33-7-31	33-8-2
船主		ESTRELLA NUEVA COMPANIA NAVIERA S. A.	POLARIS STEAMSHIP COMPANY, S. A., PAN AMA	RIO CLARO COMPAN- IA NAVIERA S. A.
造船所		日立造船・因島工場	三菱日本重工業・横浜造船所	三井造船・玉野造船所



山 陽 丸

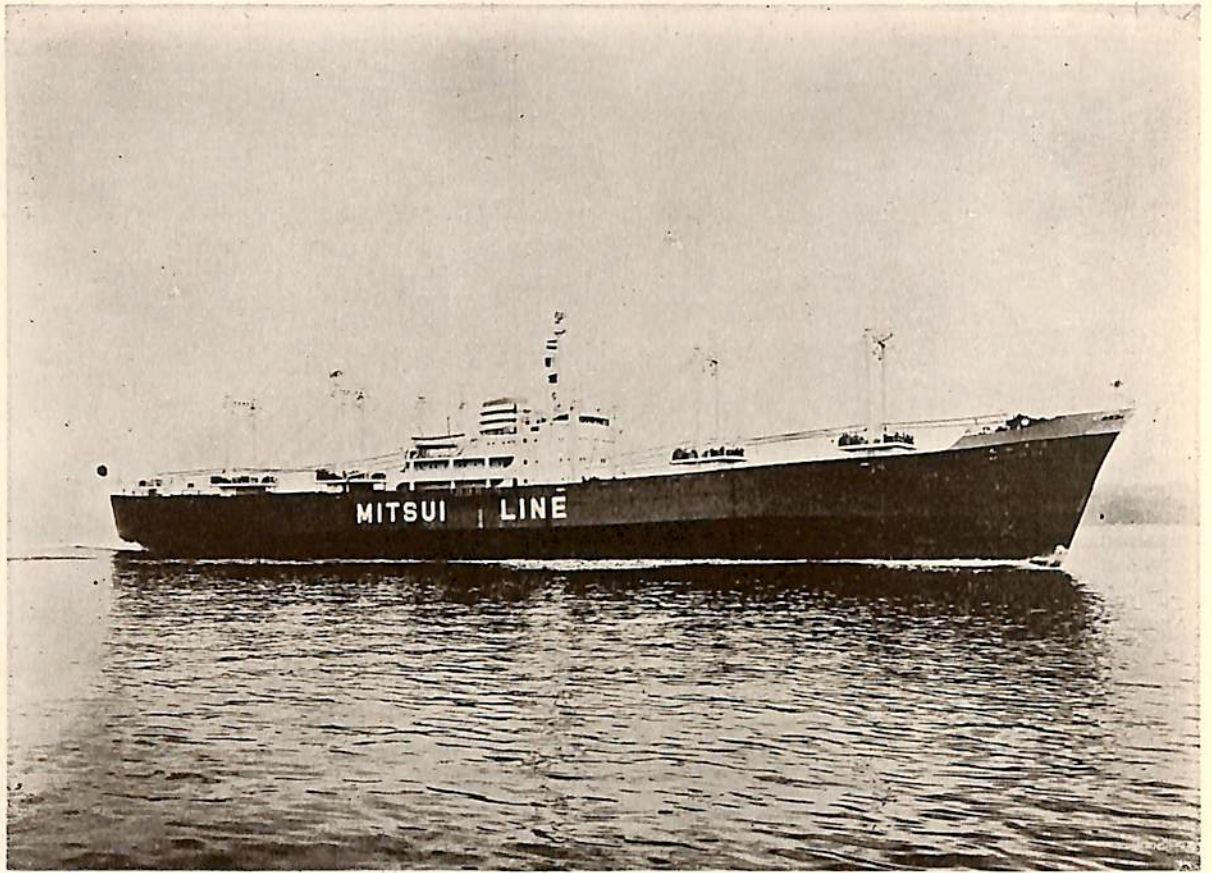


日 永 丸

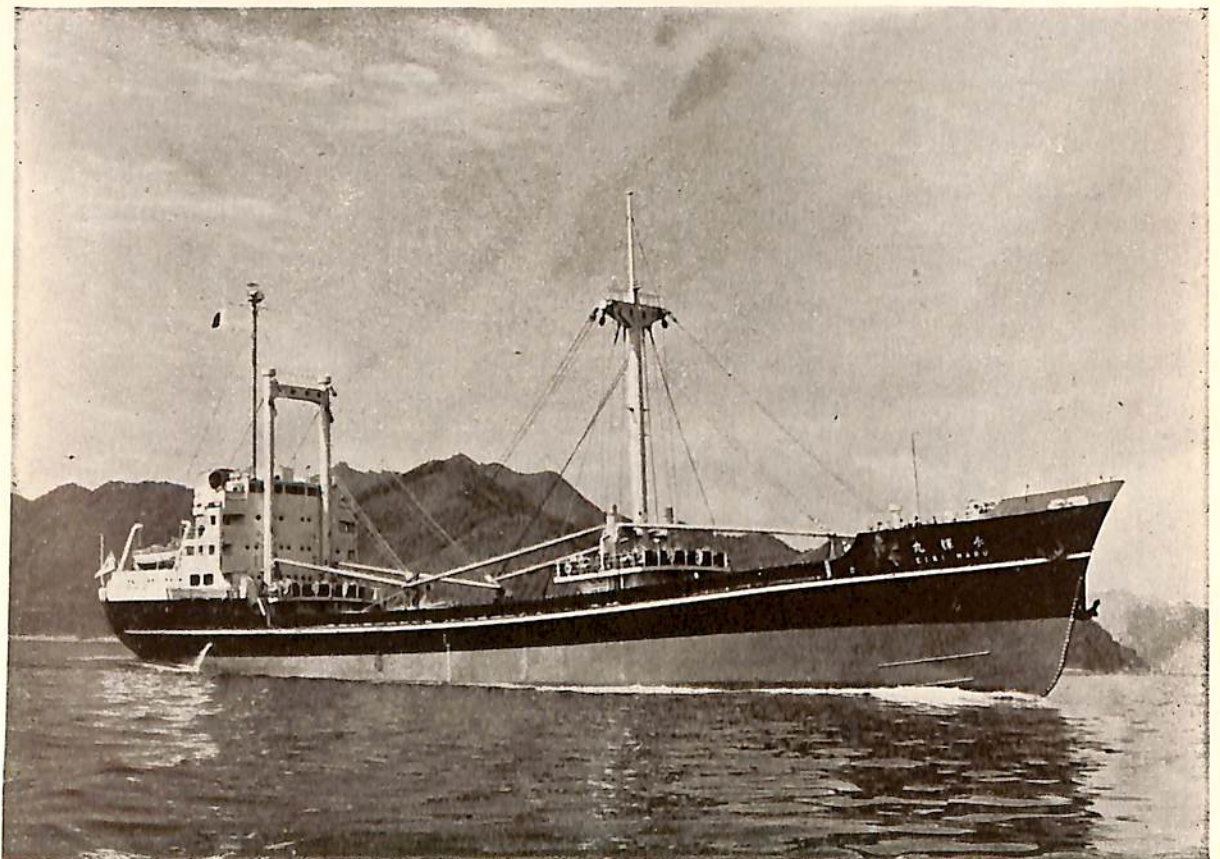


新 洋 丸

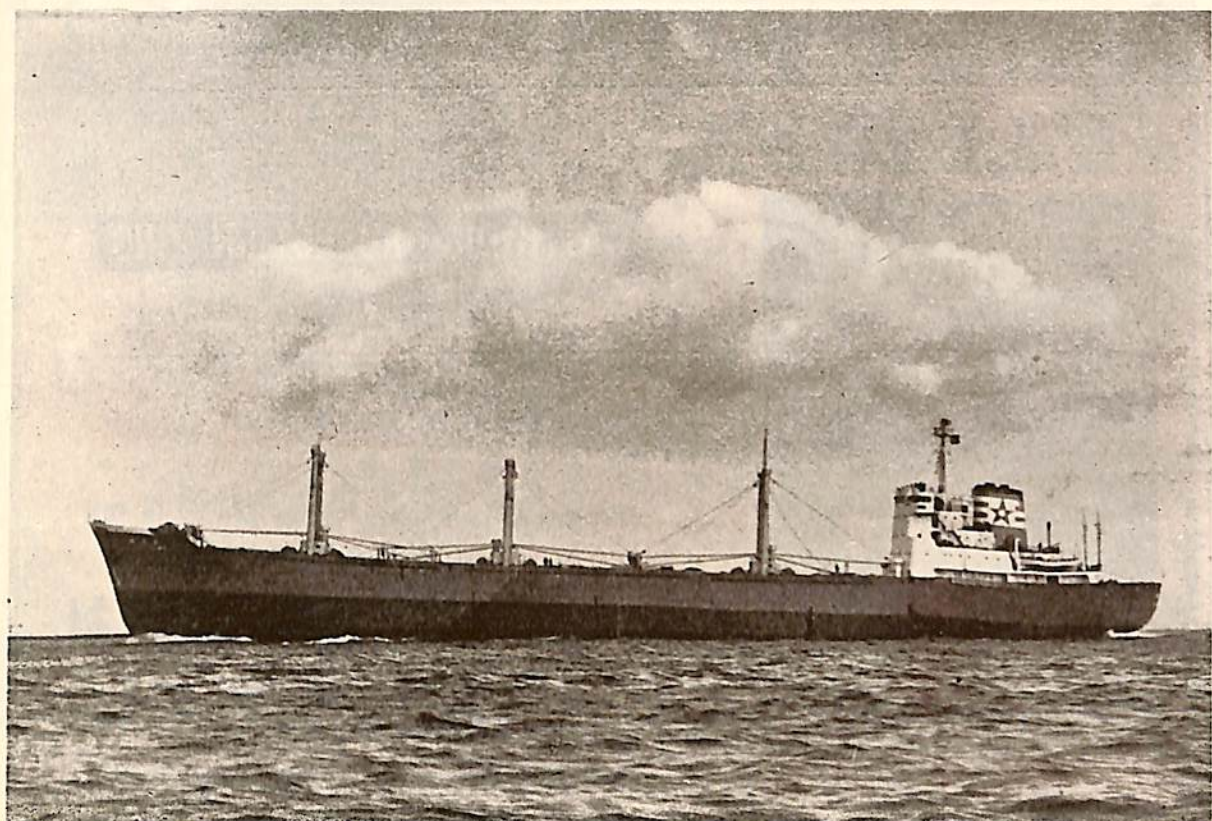
船 名		山 陽 丸	日 永 丸	新 洋 丸
要 目				
全 長		152.375 m	126.00 m	105.18 m
長 (垂)		140.491 m	117.00 m	97.00 m
幅 (型)		19.202 m	16.70 m	15.00 m
深 (型)		12.192 m	9.50 m	7.70 m
吃 水		9.128 m	7.501 m	6.32 m
総 噸 数		9,113.14 噸	5,629.52 噸	3,265.09 噸
載 貨 重 量		13,744.58 噸	8,365.00 噸	5,074.90 噸
速 力		16.693 ノット	15.632 ノット	15.226 ノット
主 機		2 サイクルディーゼル機 関 1 基	横浜 MAN G8Z ^{62/10} 2 サイクル単動トランクピストン型自己逆転式船用ディーゼル 1 基	神発 4 サイクルディーゼル機関 1 基
出 力		5,250 BHP × 130 RPM	3,500 BHP × 180 RPM	2,400 BHP × 240 RPM
船 級		N K	N K	N K
起 工		32-12-25	32-10-7	32-12-24
進 水		33-5-8	33-3-7	33-4-21
竣 工		33-7-22	33-5-26	33-7-11
船 主		沢山汽船株式会社	日正汽船株式会社	函館公海漁業株式会社
造 船 所		日本鋼管・清水造船所	株式会社・大阪造船所	大洋造船株式会社



目 黒 山 丸



永 輝 丸



隆 洋 丸

船 名		目 黒 山 丸	永 輝 丸	隆 洋 丸
要 目				
全 長	長	156.56 m	88.554 m	145.76 m
長 (垂)	(垂)	145.20 m	81.00 m	136.00 m
幅 (型)	(型)	19.60 m	12.25 m	18.30 m
深 (型)	(型)	12.50 m	6.30 m	11.50 m
吃 水	水	8.823 m	5.365 m	8.607 m
総 噸 数	噸 数	9,565.69 噸	1,935.44 噸	8,345.93 噸
載 貨 重 量	噸 数	11,674.00 噸	2,853.50 噸	12,414.00 噸
速 力	力	20.18 ノット	14.4 ノット	17.147 ノット
主 機	機	三井 B&W ディーゼル 機関 1 基	伊藤鉄工単動 4 サイクル ディーゼル機関 1 基	横浜 MAN K 6Z ⁷⁰ / ₁₂₀ C 単 動 2 サイクル無気噴射過 給機付クロスヘッド型デ ィーゼル 1 基
出 力	力	11,250 BHP × 115 RPM	1,800 BHP × 250 RPM	5,600 BHP × 125 RPM
船 級	級	LR, NK	N K	N K
起 工	工	32-12-12	32-10-17	32-8-12
進 水	水	33-3-17	33-6-4	32-12-21
竣 工	工	33-7-15	33-7-14	33-3-19
船 主	主	三井船舶株式会社	協同商船株式会社	太平洋海運株式会社
造 船 所	所	三井造船 玉野造船所	瀬戸田造船株式会社	株式会社・大匠造船所

三菱防蝕亞鉛

新製品生産開始!

CPZ

CATHODIC PROTECTION ZINC



船尾に取付けたCPZ-8F

CPZの用途

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

三菱金属鉱業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地(大手ビル)

電話(23) 2431・9321・4311

総代理店

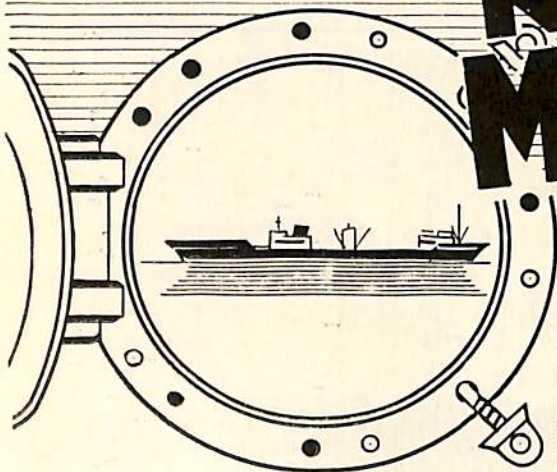
設計施工

三菱商事株式会社

日本防蝕工業株式会社

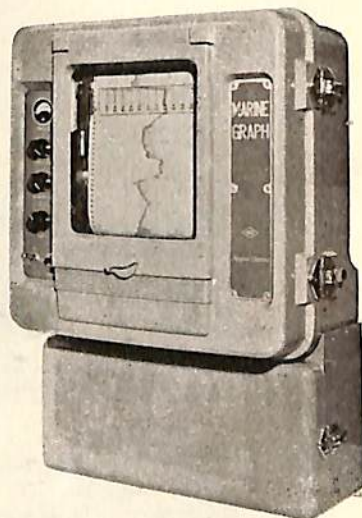
NEC Marine Graph

(音響測深機)



営業品目

各種音響測深機
各種魚群探知機
風向風速計
船用無線電信電話
方向探知機
其他船用電気機器



海上電機株式会社

本社 東京都千代田区神田錦町1-19
電話東京29局2611(代表)~3,8181~3
営業所 小樽, 根室, 旭釜, 八戸, 東京, 新潟, 清水,
神戸, 宇和島, 境港, 下関, 福岡, 長崎, 鹿児島

ABC

營業品目

- ◇東京機械株式会社製品
 - 中村式浦賀操舵テレモーター
 - 浦賀電動油圧舵取装置(型各種)
 - 全密閉型汽動揚貨機
 - 揚錨機、揚貨機、繫船機、
 - 各汽動及電動
- ◇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
 - 船用氣象模寫受信装置
- ◇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

津野物産株式会社 機械部

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

○ 船用機関製造用計測器

無接觸振動測定装置 OPTRON 製
 アクセロメーター及び高温用ストレイントランスデューサー
 COLUMBIA RESEARCH LABORATORIES 製
 振動試験装置及び計測装置 MB MANUFACTURING CO. 製
 振動試験, 疲労試験, ダンピング特性の測定
 共振点測定, トーションバイブレーション試験用

- ガスタービン機関 英国 BTH 社
- マリンレーダー (眞運動表示) 英国 BTH 社 ESCORT
- 水中テレビ 英国 PYE 社

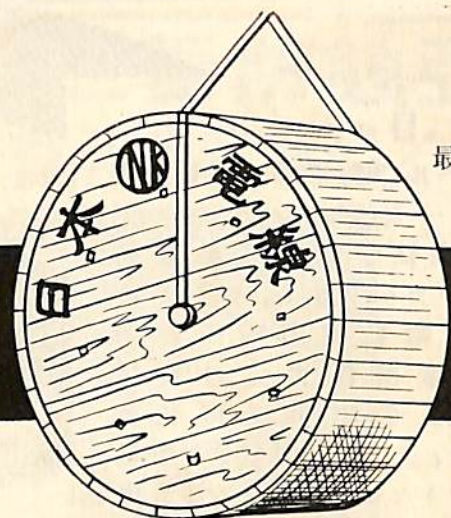
日本総代理店

エ・ア・ブラウン マクファレン 株式会社

東京店 東京都中央区銀座 2~3 (米井ビル) TEL. (56) 5141 (代)
 大阪店 大阪市東区今橋 4~1 (三菱信託ビル) TEL. (23) 0727

船用電線

最高水準を行く



日本電線

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

パッキングは 液状時代

packing paints

ヘルメチック

乾性 不乾性 剥離性 不燃性 各種

用途

1. 各種エンジン機器の洩れ止め
2. 各種圧縮機及びポンプの洩れ止め
3. 各種工作機械の自動給油の洩れ止め
4. 各種機械のバルブ及びパイプの洩れ止め
5. 各種ポンプ機械の洩れ止め
6. 各種風機機器の洩れ止め
7. 各種送風機の洩れ止め
8. 各種減速機の洩れ止め



パッキングの良否は機械の性能を決定します。
 最も好評と信用のあるヘルメチックの御使用を!!

カタログ進呈

日本ヘルメチック株式会社

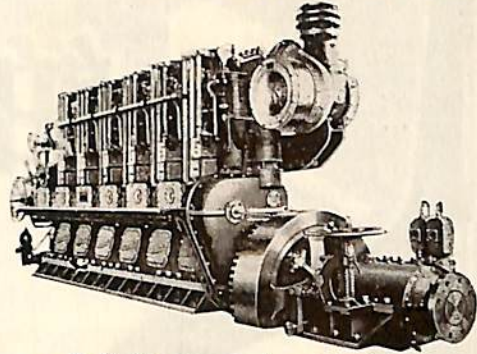
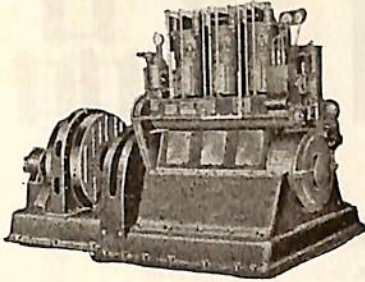
本社 東京都品川区五反田3丁目 70番地 電話 (49) 3677・6267
 支店 大阪・名古屋・仙台・札幌



スモモディーゼル

JIS表示許可工場
(運AO-16号)

船舶主機用 75-1000 HP
船舶補機用 50-1000 HP

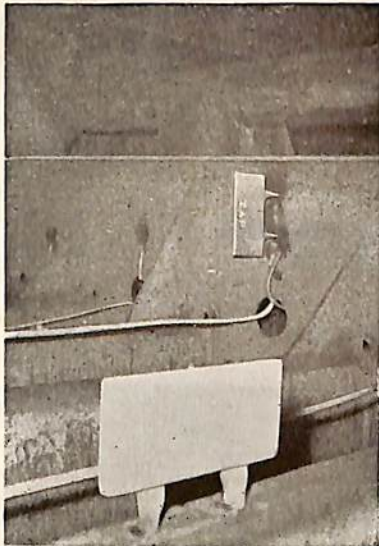


株式会社 住吉鐵工所

本社及工場：静岡県榛原郡吉田町 電吉田102-103, 113-114
東京出張所：東京都中央区西八丁堀3-5 三立ビル4階 電(55)9766

電気防蝕

CATHODIC PROTECTION



バラスタタンク内面に取付けたZAP(防蝕用亜鉛陽極)

船舶の防蝕

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

港湾施設の防蝕

ドックゲート, 各種浮標
鋼矢板岸壁, 港湾施設各種

営業品目

ZAP—A (亜鉛アルミ合金陽極)

—B (亜鉛)

Mg (マグネシウム陽極)

外部電源法

防蝕塗料, ラスタイト, ライジン

防蝕用材料販売および設計施工

中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内(丸ビル650区)
電話 和田倉(20)0759.2842.4438

日鋼の 船用部品

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

クランクシャフト 重量60 ton
8気筒ディーゼル機関用

スタンフレーム重量15 ton 800
7,000 ton級船舶用

 日本製鋼所

東京都中央区京橋1の5 大正海上ビル
支社 大阪市北区中之島2の22
営業所 福岡市天神町・札幌市南一条

超大型船の構造に関する問題点

吉 識 雅 夫

東京大学教授

まえがき

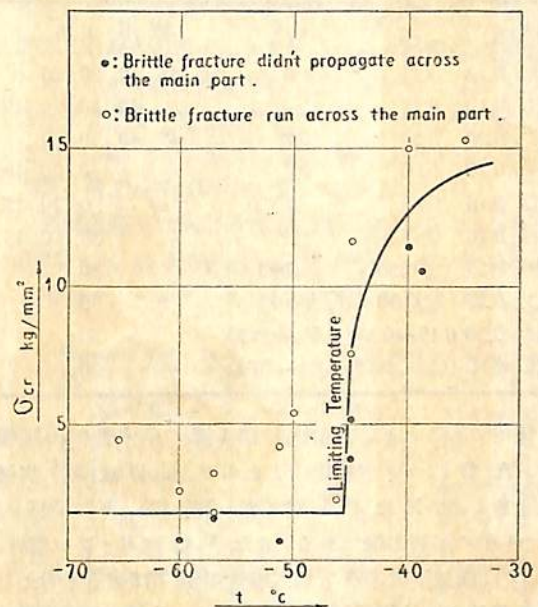
昭和32年1月に運輸大臣から、運輸技術審議会に「超大型船建造上の技術的問題点およびその対策如何」という諮問が出されて以来、超大型船の問題が造船界各方面で注目せられるに至った。ところで超大型船とはどの位の大きさの船を指すのかはつきりした定義はないようである。しかしここでは従来の造船学の知識から経験を基にして曲線の延長的に考えて設計し建造し得る範囲外にあるもの、換言すれば何等かの新しい技術的の知見を加えなければ簡単には設計、建造し得ない大きさの船を超大型船と考えることにしておこう。例えば従来の割合で船型が大きくなると上甲板の板厚も漸次厚くなるが、どんなに厚くなっても差支えないか、製鋼上はどうか、溶接は可能か、鋸も打つことが出来るか、或は切欠脆性の点はどうかと考えて来ると自らどこかに板厚の制限が考えられるであろう。こういうことから曲線の延長的な考え方の適用されなくなる点が出て来ることが理解されると思う。

さて一応このように考えることとして、超大型船として扱われるものに対してどのような問題点があるかを次下に述べて見たいと思う。勿論超大型船の総ての技術的問題点について著者が知悉しているのではないので、著者の関係している構造関係の問題、材料関係の問題などを中心にして記述したい。これらの問題は運輸技術審議会で取上げられてから、主として日本造船研究協会の協同研究として研究が進められており、海事協会、各造船所、各大学、運輸技術研究所などもその協同研究体の一員となり、各自分担研究を行うとともに、一部独自の立場でも研究が進められているのである。研究は昨年度後半から始められ、本年度引続き研究が進められており、本年度末には相当部分にその成果が期待されている現状である。従つて本稿においては、その成果に触れ得るところは少く、主として問題点の摘出に止まるのも止むを得ないところである。

材料の問題

既に述べた通り、板厚の増大に対して切欠脆性の検討が最も重要な問題点である。若しある板厚より厚い板が切欠脆性の点で不満足な結果を与えるならば、船殻の構造法を変えてそれに対処するか、あるいは何か異つた鋼種を用いるとかの対策が必要となるからである。そこで材料の切欠脆性の問題は特に重点的に研究せられることになつていのである。

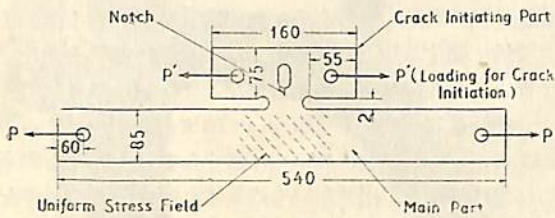
板厚の増大に伴う脆化の問題は、既にシャルピ試験などではある程度結果が知られている。¹⁾ すなわち板厚増大による影響は、三軸応力比の増加による力学的の原因と、圧延比、圧延後の冷却速度の変化などによるフェライト粒度の増大などの冶金学的の原因とにより、板厚の増加に伴い各種遷移温度の上昇の形で現れる。しかし、これらの影響は大略35mm附近では飽和の状態に達し、それ以上の板厚増加による遷移温度の上昇はごく少いようである。これだけならば厚板の切欠脆性は特に問題とする必要がないように思われるが、切欠脆性に関する最近の研究によると、脆性亀裂の発生条件と、その伝播条件が重要なことが明かにされてきた。脆性亀裂の発生条件についてはまだ検討を要する点があるが、溶接構造においては微小な亀裂の存在を完全には避けることが出来ないものとすれば、伝播条件を明かにして使用状態で脆性亀裂が伝播しないことを確めておく必要がある。この点に対しても Robertson²⁾ の実験などがあり、一応板厚増加とともに飽和状態がみら



第1図 伝播限界応力の一例

- 1) W.M. Wilson, R. A. Hetchman, W. H. Bruckner; Cleavage Fracture of Ship Plates as Influenced by Size Effect. Weld. Journ. April (1948) 200s~208s
- 2) T.S. Robertson; Propagation of Brittle Fracture in Steel. Journ. Iron & Steel Inst. vol. 175(1953) 361~374

れるようであるが、資料不足でこれだけで漸定するのは危険にも思われる。一方著者³⁾の研究によれば板厚の増大に従い伝播の限界温度(第1図の Limiting Temperature)は上る傾向にあり、また限界応力は低下の傾向にあることが理論上推定されること、並びに Robertson 試験, S.O.D. 試験などこの種の伝播条件決定法として行われている試験には、亀裂発生時の過剰エネルギーの存在、その他により伝播条件に影響をおよぼすおそれが考えられるのである。そこで著者の考案による二重引張試験(第2図)を主として厚板の切欠脆性の性質を調べることにしたのである。



第2図 二重引張試験片(単位 mm)

第1表 試験用鋼板成分および板厚

記号	目標成分 %			板厚 mm
	C	Si	Mn	
A	0.13	0.25	1.0	50, 45, 40, 30, 20
B	0.13	0.25	1.0	40, 30, 20, 15
C	0.20	0.20	0.7	45, 40, 30, 20
D	0.20	0.20	0.7	30, 20, 15
X	0.16	0.45	1.25	30, 20, 15
Y	0.16	0.45	1.25	30, 20, 15
P	0.25	≤0.30	0.90	30
Q	0.25	≤0.30	≤0.90	30
R	0.30	0.15~0.35	0.55~0.75	30
S	0.30	0.15~0.35	0.55~0.75	30

使用することとした鋼板は第1表に示す通り10種類で、A, B はロイド規格によるもの、C, D は AB 規格によるもの、X は 2H 鋼(焼入焼戻鋼)、Y は 50 kg/mm² 級の高張力鋼である。また P, Q はボイラー用材、R, S は機械用炭素鋼で切欠脆性の点では劣ると考えられる戦前の船体用鋼材の代用として、前記の亀裂伝播理論の確めのために加えられたものである。P, Q, R, S は主として海事協会の技術研究所で実験が行われるものである。この他三菱造船長崎造船所でも更に別のチャージの鋼材につき二重引張試験その他が行われる予定になつて

いる。勿論わが国の主要鋼材メーカーの製品について、これらの試験を行うことが望ましいのであるが、実験費の都合上止むを得ずこれだけに制限されているのである。

実験の種類は二重引張試験(東大、海事協会担当)の他、外国の資料との比較の意味で行う S. O. D 試験(運研担当)、Robertson 試験(海事協会担当)の他切欠脆性に関する基本的試験として Charpy 試験(阪大)、Press-notch Charpy 試験(N.K.), Van der Veen 試験(生研)、Tipper 試験(運研)などをも併せ行い、これらと伝播特性との関連をも求めようとしている。

材料に関する問題点としては、現用の軟鋼材に代つて切欠脆性の点、溶接性の点などで優れたものがあれば構造上にも種々の利点をもたらすから望ましいのである。運輸技術審議会においても、材質良好な造船用鋼材の研究、高張力鋼の使用の可能性の研究などが取上げられているが、これらは単独の研究とはせず、上記の切欠脆性の研究や、建造法の研究の部分に含めてその使用の可能性の検討を行うことにされている。本格的には製鋼上の根本的な研究を必要とすることは論を俟たない。

構造の問題

構造の問題としては、大型船の波浪外力の基準、横強度、二重張、縦通隔壁などの有効性、隔壁パネルの防撓構法、横隔壁の配置と荷油の運動による影響などの諸問題が審議会で指摘された。これらの問題は主として造船研究協会の研究部会でその解決に当たっているが、一部は海事協会で研究が行われている。以下順次それらの問題点について述べよう。

大型船の波浪外力の基準の問題

船が航海中に受ける外力としては波浪中に受ける縦の曲げモーメントが最も重大であることは、古くから知られていたところである。従来はこの縦の曲げモーメントを推定するために標準状態を考え、その状態で比較計算を行つてきたのである。その標準状態としては波浪については波長 L_w が船の長さ L に等しく、波高 H_w は波長の $1/20$ にとることとされていた。ところが従来の大洋における波浪の観測からは波長の大きな波は非常に稀であること L_w の大きな波では H_w は $1/20$ に達しないことなどが知られており、前述のような基準では大型船には苛酷に過ぎることが論ぜられ、許容応力を船の長さに応じ大きくして、このような欠陥を除くようにせられていたのである。(許容応力に関する Abel の式、Tobin の式などが用いられていた。) 船が大型化するに従つて、この問題を従来のような不明確のままにしてお

3) 吉識雅夫、金沢武: 脆性破壊の伝播機構に関する一考察; 造船協会論文集 102 (昭 33) 39~45

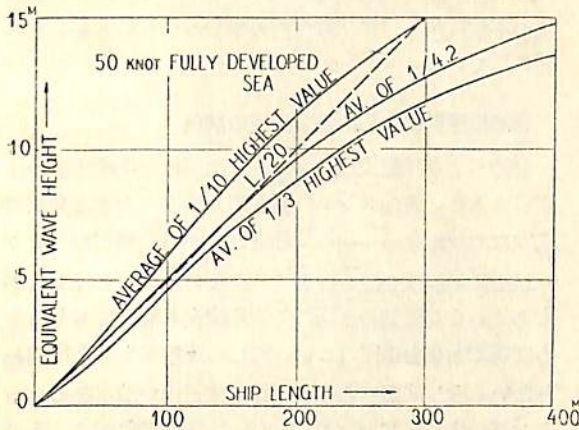
いては縦強度計算上差支えがあり、船体構造設計を行つて中央横断面の断面係数を適切な値に決定することが出来ない。そこでこの問題が取上げられ、主として海事協会に設けられている 合理化委員会で検討が行われている。

海事協会における研究結果の大要を述べると、近年発達した海洋波に関する統計的取扱い方 (Pierson, Neumann など) に従つて縦の曲げモーメントを推定しようとするものである。すなわち不規則波中で船の受ける縦の曲げモーメントの統計的な値は次のように表わされるものとする。

(曲げモーメントのスペクトル)

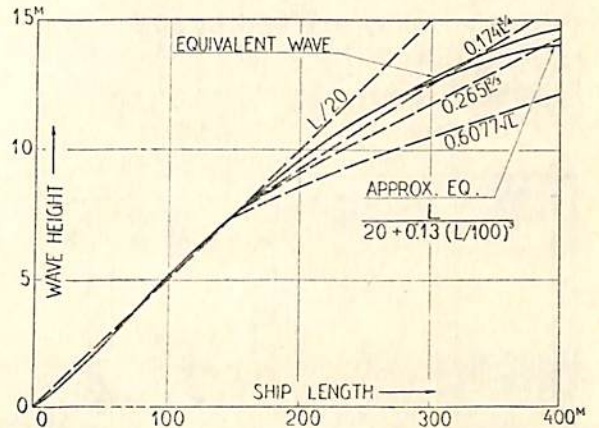
$$= (\text{海洋波のスペクトル}) \times (\text{応答函数})^2$$

海洋波のスペクトルとは不規則波中の波の各周波数(従つて波長に対する値と考えてよい)に対するエネルギー分布に相当するものであり、応答函数は単位の振幅(波高の $\frac{1}{2}$)を持つた規則波中において船に生ずる曲げモーメントであり、計算または実験で求められるものである。併しこの応答函数は船形によつて異なるのみならず、以上の計算を 実際 に実施するにはかなりの面倒さを伴うので、等価波高の概念を導入して計算を行うこととしている。すなわち上記のような計算法を 100~150m の船に適用すると風速が 50kt で完全に発達した海域における 1/4.2 最大平均(大きい方から順に並べて個数で 1/4.2 までとつた平均値)の大きさが、恰度 $L/20$ の波高で計算した標準計算の曲げモーメントの値と一致することが認められる。そこでこのような海域の 1/4.2 最大平均を示すような波高を等価波高として決めるようにしたものである。船体断面係数の値はこのような等価波高を用い



第3図 風速 50 kt の完全に発達した海洋における波浪

て既存の船について求めた応力値を基にして、大型船にもその応力から断面係数を定めようとするのである。

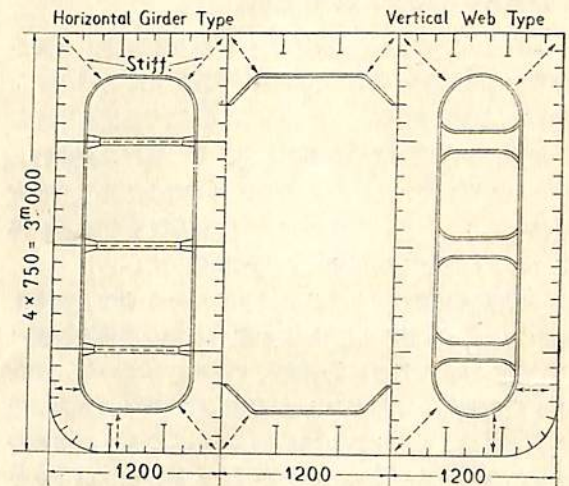


第4図 等価波高と $L/20$ 波高その他との比較

横強度の問題

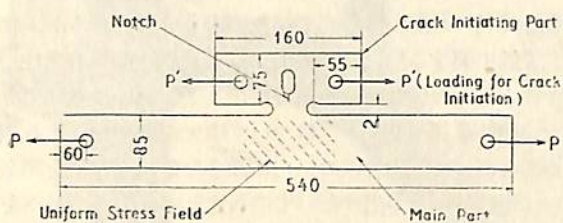
超大型船では横断面の幅、深さの比も在来型の船とは異なることが予想され 特に縦通隔壁、側外板等は長さより深さの方が著しく大きくなり、また縦通隔壁の数も 3 本となることが考えられるなど、横強度上もいろいろの問題点の存在が考えられる。これらの問題点を検討するため 2 組の実験が計画され、現在実施中である。ともに造船研究協会の協同研究として、一つは九州大学と三菱造船(長崎)との共同で、他は運輸技術研究所と石川島、浦賀、鶴見の各造船所の共同で行われている。

長崎造船所における実験は第5図に示すような深さ 3,000 mm、幅 3,600 mm 長さ方向は 1 タンク長にとつた模型で、ウング・タンクの構造を左右舷で変え、一方



第5図 横強度実験模型中央断面

れるようであるが、資料不足でこれだけで漸定するのは危険にも思われる。一方著者³⁾の研究によれば板厚の増大に従い伝播の限界温度(第1図の Limiting Temperature)は上る傾向にあり、また限界応力は低下の傾向にあることが理論上推定されること、並びに Robertson 試験, S.O.D. 試験などこの種の伝播条件決定法として行われている試験には、亀裂発生時の過剰エネルギーの存在、その他により伝播条件に影響をおよぼすおそれが考えられるのである。そこで著者の考案による二重引張試験(第2図)を主として厚板の切欠脆性の性質を調べることにしたのである。



第2図 二重引張試験片(単位 mm)

第1表 試験用鋼板成分および板厚

記号	目標成分 %			板厚 mm
	C	Si	Mn	
A	0.13	0.25	1.0	50, 45, 40, 30, 20
B	0.13	0.25	1.0	40, 30, 20, 15
C	0.20	0.20	0.7	45, 40, 30, 20
D	0.20	0.20	0.7	30, 20, 15
X	0.16	0.45	1.25	30, 20, 15
Y	0.16	0.45	1.25	30, 20, 15
P	0.25	≤0.30	0.90	30
Q	0.25	≤0.30	≤0.90	30
R	0.30	0.15~0.35	0.55~0.75	30
S	0.30	0.15~0.35	0.55~0.75	30

使用することとした鋼板は第1表に示す通り10種類で、A, Bはロイド規格によるもの、C, DはAB規格によるもの、Xは2H鋼(焼入焼戻鋼)、Yは50kg/mm²級の高張力鋼である。またP, Qはボイラー用材、R, Sは機械用炭素鋼で切欠脆性の点では劣ると考えられる戦前の船体用鋼材の代用として、前記の亀裂伝播理論の確めのために加えられたものである。P, Q, R, Sは主として海事協会の技術研究所で実験が行われるものである。この他三菱造船長崎造船所でも更に別のチャージの鋼材につき二重引張試験その他が行われる予定になつて

3) 吉識雅夫, 金沢武: 脆性破壊の伝播機構に関する一考察; 造船協会論文集102(昭33)39~45

いる。勿論わが国の主要鋼材メーカーの製品について、これらの試験を行うことが望ましいのであるが、実験費の都合上止むを得ずこれだけに制限されているのである。

実験の種類は二重引張試験(東大, 海事協会担当)の他、外国の資料との比較の意味で行うS.O.D.試験(運研担当)、Robertson試験(海事協会担当)の他切欠脆性に関する基本的試験としてCharpy試験(阪大)、Press-notch Charpy試験(N.K.), Van der Veen試験(生研)、Tipper試験(運研)なども併せ行い、これらと伝播特性との関連をも求めようとしている。

材料に関する問題点としては、現用の軟鋼材に代つて切欠脆性の点、溶接性の点などで優れたものがあれば構造上にも種々の利点をもたらすから望ましいのである。運輸技術審議会においても、材質良好な造船用鋼材の研究、高張力鋼の使用の可能性の研究などが取上げられているが、これらは単独の研究とはせず、上記の切欠脆性の研究や、建造法の研究の部分に含めてその使用の可能性の検討を行うことにされている。本格的には製鋼上の根本的な研究を必要とすることは論を俟たない。

構造の問題

構造の問題としては、大型船の波浪外力の基準、横強度、二重張、縦通隔壁などの有効性、隔壁パネルの防撓構法、横隔壁の配置と荷油の運動による影響などの諸問題が審議会で指摘された。これらの問題は主として造船研究協会の研究部会でその解決に当たっているが、一部は海事協会で研究が行われている。以下順次それらの問題点について述べよう。

大型船の波浪外力の基準の問題

船が航海中に受ける外力としては波浪中に受ける縦の曲げモーメントが最も重大であることは、古くから知られていたところである。従来はこの縦の曲げモーメントを推定するために標準状態を考え、その状態で比較計算を行つてきたのである。その標準状態としては波浪については波長 L_w が船の長さ L に等しく、波高 H_w は波長の1/20にとることとされていた。ところが従来大洋における波浪の観測からは波長の大きな波は非常に稀であること L_w の大きな波では H_w は1/20に達しないことなどが知られており、前述のような基準では大型船には苛酷に過ぎることが論ぜられ、許容応力を船の長さに応じ大きくして、このような欠陥を除くようにせられていたのである。(許容応力に関する Abel の式、Tobin の式などが用いられていた。) 船が大型化するに従つて、この問題を従来のような不明確のままにしてお

いては縦強度計算上差支えがあり、船体構造設計を行つて中央横截面の断面係数を適切な値に決定することが出来ない。そこでこの問題が取上げられ、主として海事協会に設けられている合理化委員会で検討が行われている。

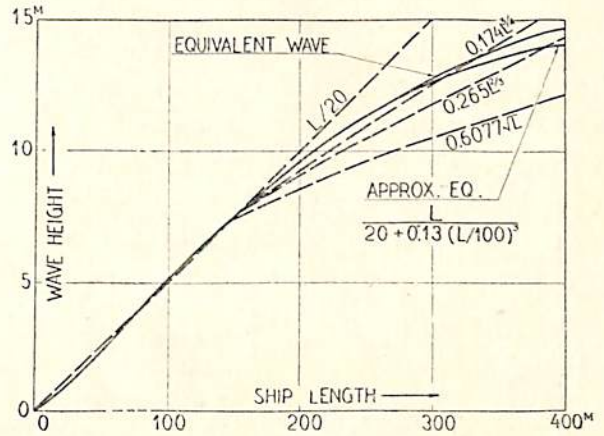
海事協会における研究結果の概要を述べると、近年発達した海洋波に関する統計的取扱い方 (Pierson, Neumann など) に従つて縦の曲げモーメントを推定しようとするものである。すなわち不規則波中で船の受ける縦の曲げモーメントの統計的な値は次のように表わされるものとする。

(曲げモーメントのスペクトル)

$$= (\text{海洋波のスペクトル}) \times (\text{応答函数})^2$$

海洋波のスペクトルとは不規則波中の波の各周波数 (従つて波長に対する値と考えてよい) に対するエネルギー分布に相当するものであり、応答函数は単位の振幅 (波高の $\frac{1}{2}$) を持った規則波中において船に生ずる曲げモーメントであり、計算または実験で求められるものである。併しこの応答函数は船形によつて異なるのみならず、以上の計算を実際に実施するにはかなりの面倒さを伴うので、等価波高の概念を導入して計算を行うこととしている。すなわち上記のような計算法を 100~150m の船に適用すると風速が 50kt で完全に発達した海域における 1/4.2 最大平均 (大きい方から順に並べて個数が 1/4.2 までとつた平均値) の大きさが、恰度 L/20 の波高で計算した標準計算の曲げモーメントの値と一致することが認められる。そこでこのような海域の 1/4.2 最大平均を示すような波高を等価波高として決めるようにしたものである。船体断面係数の値はこのような等価波高¹⁾を用い

て既存の船について求めた応力値を基にして、大型船にもその応力から断面係数を定めようとするのである。

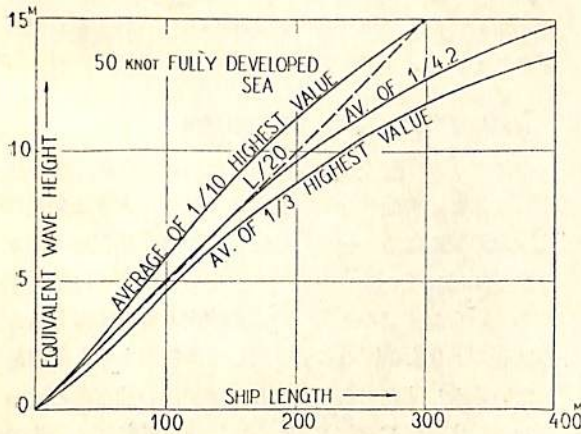


第4図 等価波高と L/20 波高その他との比較

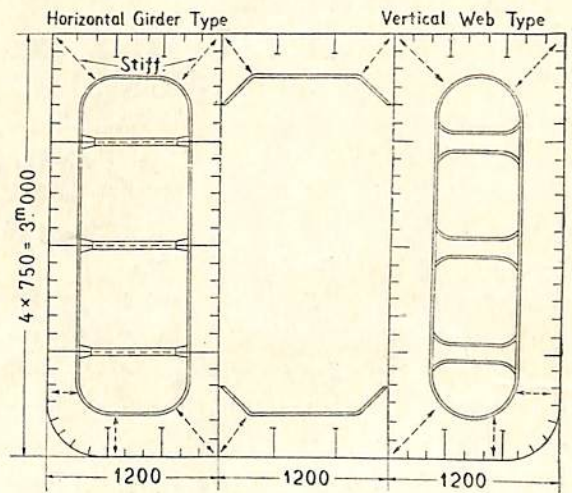
横強度の問題

超大型船では横断面の幅、深さの比も在来型の船とは異なることが予想され、特に縦通隔壁、側外板等は長さより深さの方が著しく大きくなり、また縦通隔壁の数も 3 本となることが考えられるなど、横強度上もいろいろの問題点の存在が考えられる。これらの問題点を検討するため 2 組の実験が計画され、現在実施中である。ともに造船研究協会の協同研究として、一つは九州大学と三菱造船 (長崎) との共同で、他は運輸技術研究所と石川島、浦賀、鶴見の各造船所の共同で行われている。

長崎造船所における実験は第5図に示すような深さ 3,000 mm、幅 3,600 mm 長さ方向は 1 タンク長にとつた模型で、ウング・タンクの構造を左右舷で変え、一方



第3図 風速 50 kt の完全に発達した海洋における波浪

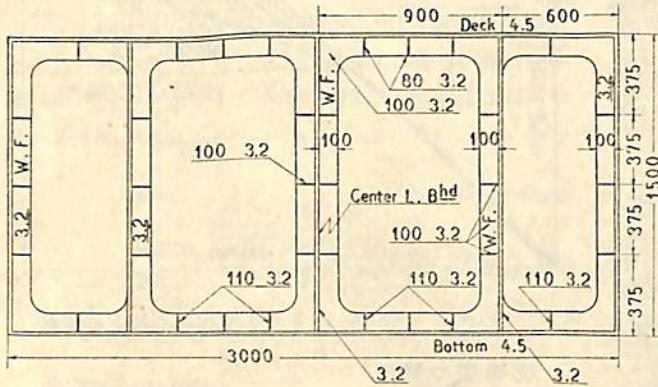


第5図 横強度実験模型中央断面

4) 秋田好雄: 造船協会論文集 102 (昭 33) 181 ~ 189

は上下に深い桁を配したものとし、他方は水平方向に桁を配した構造としている。これに中央タンクに水を入れた場合、両側のタンクにジャッキで水平の力を加えた場合などの実験を行い構造法の優劣を求めようとするものである。

運研における実験は第6図に示すような断面で、長さ



第6図 横強度実験模型断面

方向に3タンクを有する模型で、その大きさは深さ1,500 mm、幅3,000 mm、長さ2,700 mmである。この模型に運研の多荷重試験により船側、船底などに等分布荷重を加えて実験を行うが、その際荷重は各タンクに別々に加え、積み重ねの原則を利用して各種の荷重に対応する値を求めることにしている。なお模型のトランスバース、水平縦ガーターなどは実験の一列が終わるとともにガーターにフランジを附加するなどにより、その断面二次モーメントを変化し、ガーター相互の剛比が横強度に如何に影響するかをみようとするものである。

縦通材の有効性に関する問題

超大型船では甲板、船底などの板厚を制限する必要が起るかも知れないが(前記材料の問題参照)、そのような場合には二重張を行うとか、あるいは強力な桁を通すとか何らかの方法を講ずる必要がある。二重張は既に行われている構造であるが、その縦強度に対する寄与の程度を調べることで、更に縦桁のピッチを如何程まで減らし得るかなどの問題を検討すべく案が練られている。

一方縦通隔壁の数も必然的に多くなり3本などが考えられるが、この縦通隔壁の縦強度への寄与の程度を調べる実験が日立造船の技術研究所で進められている。すなわち縦通隔壁には船底および甲板から剪断により力が伝えられるが、もし十分に働かないものとするとな相当な断面積を持つものであると大変なことになる。いままで理論的研究の結果によると隔壁の前後端の附近が有効性

少く、船体中央に行くに従い有効性を増加する。既に日立の実験によつて隔壁の前後端で上下に肘板をつけることは有効であるが、肘板の寸法でその効果は大いに变化すること、隔壁に水平補強材をつけても、その影響は比較的小さいことなどの結果が得られている。この実験はI型鋼の両側面にアクリルライト板をボルト付けしたものを縦隔壁と見做して曲げ荷重を加えられたもので、縦隔壁の種々の構造法に対する研究が計画されている。

隔壁パネルの防撓法の問題

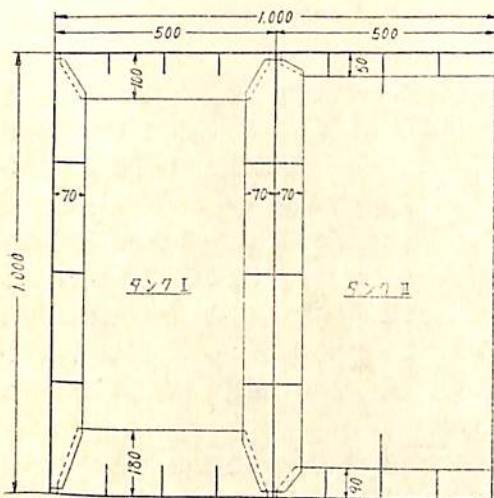
既に述べた如く、超大型タンカーでは船の深さは大きくなるが、タンクの長さは規則に制限があるため長くすることが出来ない。従つて船側外板、縦通隔壁などは従来の船に比べ上下に細長いパネルになる。このような隔壁の構造として従来のようなトランスバース・ガーターを大きくした構造

が良いか、または水平方向に大きなガーターを配置する方が良いかどうかは検討を要する問題である。かつ構造はいずれの場合でも縦横ともに防撓材を有するいわゆる格子構造であるが、従来のようにそれぞれ別箇の梁として扱う計算法の適否も論ずる必要がある。本問題はやはり造船研究協会の協同研究の一つとして主として大阪大学が当り、川崎重工業、三井造船、新三菱重工、播磨造船などが協力して行っている。この問題の研究のために計画されている模型は4,000 mm×2,000 mmの内寸法のタンクで水圧を加え得るような寸法で作られており、平板に縦通材のみのもの、トランスを1本加えたもの、2本加えたもの、横肋骨にロンヂを通したもの、その他数種の平板模型と、船体横断面の形状をした模型などが計画されている。

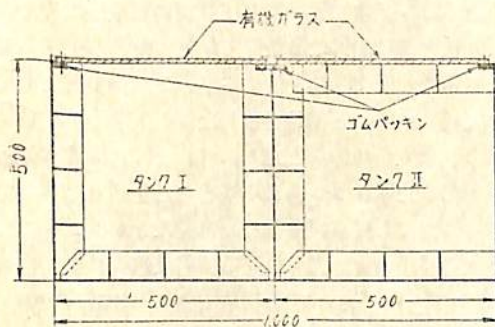
荷油の運動による隔壁の動圧の問題

前述のように超大型タンカーでは現行の船級協会の規則によると、各油タンクは長さ短く深さの大きな角筒のような形状になる。船の横強度の点からは現在のタンカー以上に横隔壁を狭く配置する必要のないことは明らかである。また隔壁の水圧に対する強度も静的に考えるならば隔壁間隔を拡げることに対して問題があるとは思われない。もし問題があるとすれば隔壁内の油が船のローリング、またはピッチングなどによつて運動して、そのため動圧が加わる点である。このような問題は従来あまり研究されていないので、実験的に研究することが決定され、造船研究協会の研究部会で東大、播磨造船、三菱

日本横浜造船所の協同で研究が進められている。このため東大動揺水槽の造波装置を利用して最大振幅約 20° の動揺台が作られ、長さ 1,000 mm、幅 500 mm、深さ 1,000 mm のタンクと、長さ 700 mm、幅 350 mm、高さ 700 mm のタンクとが作られている。後者はウィング・タンクの模型と考へてタンクの細長比の影響や、制水板を途中に設けて各種の形状、大きさの穴を設けその制水影響をみるために用いられる。前者は中央に隔壁を有し、No. I タンクはピッチングの影響をみるように、No. II タンク



(縦断面図)



(水平断面図)

第7図 荷油実験用タンク

クはローリングの影響を主として調べるように、船底、船側、甲板下のガーダーの寸法が適当に定めてある。隔壁板、甲板、防撓材位置等には水圧計が設けてあり、その性能は大体 0.5 cm の水頭が読める程度とし、直径 20 mm、板厚 0.1 mm の不銹鋼のダイヤフラムに歪計を貼つたものである。なおタンクは大型の方は 10 万トンタンカーの約 1/24 の見当に作られたものである。なお実験時の波の模様を写真に示す。

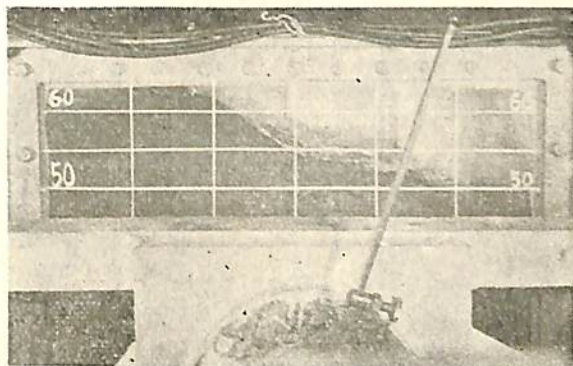


写真1. 共振周期をややはなれた場合
(動揺角 20°, 水位 57 cm, 周期約 1.1 sec),
(前面の棒は傾斜角を示す)

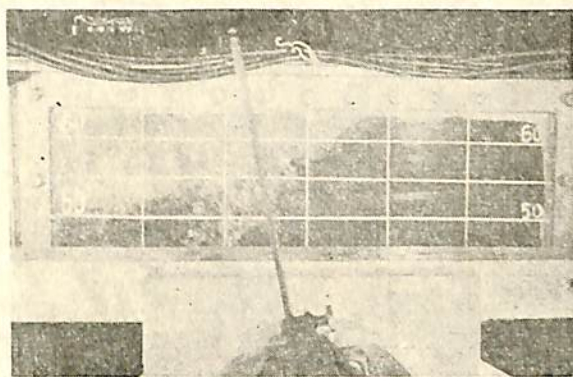


写真2. 共振周期に近い場合
(動揺角 20°, 水位 57 cm, 周期約 1.2 sec),
(水しぶきは上壁に当たってはね返つたもの)

その他の問題

以上は構造の問題として取上げて研究されつつあるものの問題点について概略述べたのであるが、以上の他に建造法の問題として取上げられているが、構造上にも関連の深い二・三の問題がある。それらについて簡単に触れてみたい。

建造法関係としては厚板溶接の際、溶着部の切欠靱性の低下を如何にして防ぐべきか、更に亀裂の発生を如何にして防ぐべきかの点について広汎な研究が行われている。また溶接時に生ずる残留応力と脆性破壊の関連を調べる研究、更に銲接手の問題も研究されている。

これらの内厚板溶着部の切欠靱性の低下の問題は、普通厚板に対しては 0°C の V- シャルピ試験の衝撃値が 6.0 kg-m/cm² 以上を要求せられているのに対して、溶着部では 3~4 kg-m/cm² 程度であり、甚だしい場合には 1~2 kg-m/cm² にも下るものがある。このようにごく一部分に切欠靱性の劣つた部分を持つ場合、建造物の切欠脆性に対する抵抗力如何という問題はまた明かにはされていない。また微小な亀裂が溶接部に存在するとすれ

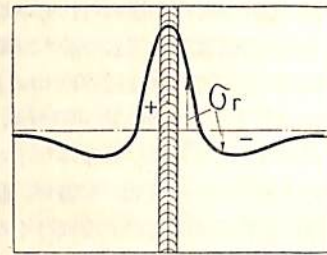
ば、その亀裂の進展の問題をどう考えるか、問題であろう。鉄の問題は板厚の増大とともに鉄径は増大し、かつ鉄の長さも大となる。普通の考え方によると鉄径は板厚29~34mmに対し32mm, 34~40mmに対しては36mmとなる。このように太いかつ長い鉄をどうして鉸鉄するかという工作上的の問題に関連して、一段細い径を使つて、ピッチその他を考慮することにより水密性の保持が出来るかどうか、またシームの鉄としては強度上も差支えないかなど検討を要する問題である。

更に残留応力が脆性破壊の伝播におよぼす影響を調べるため行われている実験はいろいろの注目すべき結果を示している。すなわち25mmの板を2枚突合溶接して1,000mm×1,000mmの試験片に作り、溶接線に平行の方向に引張荷重を加えて破断する。溶接線には予めそれに垂直にスリットを入れておき、溶接後もわずかにスリットが残り、恰度溶接線に小さなノッチを入れた形になっている。この試験片を-70°C位までの種々の温度で引張つたところ、大体20°C以上で実験したものは剪断型の破壊で破壊時の応力も大きい。低温で実験したものは、あるものは5~6kg/mm²の低応力で一度に破壊し、あるものは低応力で一度亀裂が進展するがすぐ止り、その後降伏応力をやや超える程度の応力まで破壊は生ぜず、降伏応力を超えた約25kg/mm²程度の応力で脆性破壊を生じて破断している。実験を担当せられている木原博士、増淵技官等は模型実験において低応力による破断の生じた唯一の例であり、切欠脆性の原因を説明すべき手掛りであると論ぜられているが、筆者には別の観点からも非常に興味深い。一つは数年来筆者が考え、またしばしば委員会などで発言していたことであるが、残留応力は静的強度、疲労強度などには殆んど影響はないが、切欠脆性には、影響を持つてであろうということの実験による実証を得たことである。また脆性亀裂の発生、伝播の関係についても重要なヒントを与え、脆性破壊の問題では残留応力は外力による応力と重畳してよいという考えの裏付けにもなっているからである。実験せられたような試験片における溶接線方向の残留応力 σ_r の分布は、横断面では、第8図に示すようになっていると考えられているが、これに外力により加えられた応力 σ_0 が加えられると、溶接線の附近では

$$\sigma_0 + \sigma_r \cong \sigma_1$$

の関係を満足し、切欠の先端に亀裂が発生する。ここに σ_1 は亀裂の発生の際の応力条件である。亀裂が発生して溶接線より外に出ると、その際

$$\sigma_0 > \sigma_{cr}$$



第8図 残留応力分布略図

ならば亀裂は伝播して破断に至るが、

$$\sigma_0 < \sigma_{cr}$$

であるならば、一旦発生した亀裂は伝播せず停止して更に大きな荷重に耐える。ここに σ_{cr} は第1図の限界応力である。なお亀裂が一度発生すると残留応力の大部分は消滅すると考えられるから、 σ_0 と σ_{cr} の大小のみで判定したが、たとえまだ残留しているとしても溶接線はずれると非常に σ_r は小さくなるのでその影響は考えなくとも差支えない。また一度小亀裂を発生後破断の起る応力値はほぼ一定であることからこの試験片では小亀裂の発生で残留応力がほぼ消滅することは推論せられると思う。

なお前述の通り一度小亀裂を発生して後に脆性破壊した試験片の応力は約25kg/mm²であるが、これが亀裂発生条件の σ_1 を示すものかどうか、Orowanの亀裂発生条件との関連如何、または最初に完全に亀裂も切欠もない状態から如何なる条件で最初の亀裂が生ずるものかなど今後の研究課題と信ずるが、とに角重要な示唆を含む実験であることは論を俟たない。

以上超大型船の構造を主として、それに関連する諸問題と現在研究されつつある現状の一端を述べたのであるが、この他にも海事協会独自の研究などがあり、これ等の研究成果により世界に誇る優秀な超大型船が建造される日の近いことを信ずる次第である。(33.7.19記)

「船舶」のファイル



このたび写真でごらんのような「船舶」用ファイルを作りました。御希望の方には下記の価格でおわちいたします。

頒価 120円(〒30円)

潜水艦船殻の耐圧強度に関する諸問題

重 満 通 弥

新三菱重工神戸造船所
造船設計部長

1. は し が き

戦後わが国でも、防衛庁において潜水艦が建造せられることとなり、ここ数年にわたって、これが建造に緊要な諸問題の研究が活発に行われた。当社においても、これらの諸研究についてはその一翼をにない、その中で最も重要な課題の一つである耐圧船殻の圧壊強度に関する研究についても、大規模な実物大模型の圧壊実験を頂点とする数々の実験研究を行い、また最近では、原子力平和利用の一環としての、原子力潜水タンカーの試設計を行うなど、常に新しい興味を持ってこの問題を取扱つて来た。本稿は、耐圧強度のごく基本的な問題を、上記の実験研究を通じて特に感じた事項を中心に、記すこととしたい。

なお、耐圧船殻の基本的な形状は円筒殻なので、本稿においてもこの円筒殻の耐圧強度について記すこととする。

2 円筒殻の各種圧壊について

円筒殻の圧壊は、外板圧壊 (Shell collapse) と全体圧壊 (Bodily collapse または Overall collapse) の二つに大別される。外板圧壊は円筒殻の Shell の部分に生ずる挫屈であり、またこれをその挫屈形式によつて、Shell buckling (狭義のいわゆる Shell collapse) と Shell yielding (一般の呼称では Stress failure) とに区分する。

全体圧壊は Shell および Frame の双方が一体となつて、円筒殻が全体的に圧壊するものであり、上記圧壊の中では最も不安定な現象の挫屈というべきものである。従つて実艦の設計の場合にも、この全体圧壊に対しては、他の圧壊に比して、より以上の安全率を見込むのが普通であり、この挫屈強度を主として受持つフレームの寸法は、充分慎重に設計される。

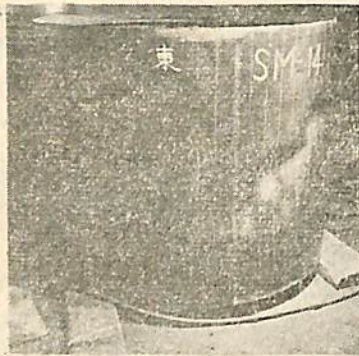
フレームの強度の他に、耐圧円筒殻の長さ、すなわち実艦についていえば、隔壁間区画の長さがまた、この全体圧壊を支配する重要な factor であるが、この方は主として一般配置上の要求によつて決定される寸法で、極端に異常な寸法比 (区画長: 円殻直径の比) の場合を除いては、特に強度の立場からこれを check することは出来ない。円筒殻の長さとその耐圧強度との関係については、昔から実験的に推定される所では、円筒殻の長さ

がその直径の6~7倍以上になると、圧壊強度は著しく低下し、その比が2附近で強度はその2倍位になり、更に短い円筒殻では全体圧壊の強度が上昇して、フレームの強さが適当ならば、この圧壊は起りにくくなる。実際の潜水艦におけるこの最大区画長は、旧海軍の潜水艦に主機械の長さのために直径の約3倍もの長さが要求されたものも見受けられるが、大体は2.2~2.5程度のものが普通のものである。

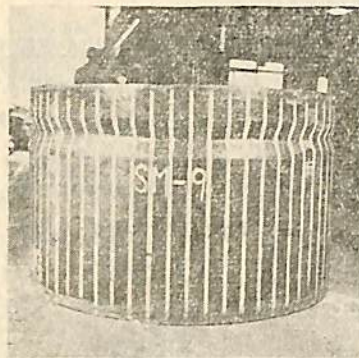
フレームの強度が円筒殻の全体圧壊を支配する重要な factor であり、この寸法が充分な安全係数をもつて設計されるべきであることは既に述べた通りであるが、重量の許す限り ample な scantling を与えると同時に、フレームの断面形状を、いわゆる横倒れの生じ難い安定な形状とすることにまた留意する必要がある。フレームの曲げ剛性が数値的に豊富であつても、あるいは非対称形断面を有するフレームの如く、あるいは面材の割合に腹板を薄くしたフレームの如きは、横倒れが生じ易く、これによつて円筒殻の全体圧壊が誘起され易くなる。

当社における実物大円筒殻模型の試験結果より、円筒殻に取付けられたフレームの弾性範囲内における応力発生状況は、確かに理論的計算によつて推定された値の通りとなり、フレームの寸法が Shell の板厚に比して幾分控え目な寸法のものであつたにもかかわらず、その最大応力実測値は、円筒殻板に対する nominal hoop stress の約半、また実際に生じた Shell の max. hoop stress の約半程度に過ぎなかつた。この意味からすれば、stress value に関する限り、フレームの強度は特に懸念の要はなく、Shell の材料に SM 52 W の HT 材を使用する場合にも、フレームの材料は 41 キロの MS 材でよいように思われる。しかしこの二つの材料の現在規格で抑えられている降伏点の割合は、上記の応力比を極めて僅かながら下廻つていたので、フレームが重要な member であることを考えれば、この材料も HT としておくことは、極めて望ましいことといえるだろう。

外板圧壊には既述のように Shell buckling (狭義の Shell collapse、以下 Shell collapse と記す) と Shell yielding (Stress failure) とがある。その圧壊の様相は第1, 2図の写真で示す如く、フレーム間の Shell に、前者はほぼ大きさの等しい凹入がほぼ等間隔に華の如くに発生するものであり (これを Lobe という。現実



第1図 Shell collapse



第2図 Stress failure

はむらのあるものが多い), また後者の Shress failure は Shell の周上に一つの連続した溝 (groove) 状の凹入が生ずる圧壊である。

Shell collapse は外板圧壊の中では最も一般的な圧壊様式であつて、戦前戦後を通じ実艦のすべてがこれを対象に設計せられており、従つて外板圧壊に対する従来の実験研究も、すべてこの Shell collapse を目標に行われて来たといつても過言ではない。殊に弾性域の Shell collapse については戦前既に徳川、鬼頭両博士により、理論および実験の両面において不滅の金字塔が樹てられた観がある。

戦後は潜水艦に対する潜航深度増大の要求に伴い、耐圧殻の圧壊強度はすべて塑性挫屈の領域においてこれを考えなければならなくなつたが、現在は既にこの Shell collapse に対する設計の方式は、東西を通じて一応の域に達したように思われる。今ここでその方式にふれることは省略するが、実物大模型による圧壊実験を経て、この自信は益々深められたものと思われる。

次に外板圧壊のもう一つの様式— Stress failure について述べよう。

3. 特に Stress Failure について

Stress failure を邦訳すれば応力破損ということになるが、この語の誕生が暗示するように、この破壊現象は「円殻板のある部分における応力が材料の降伏点に達して、そこから円筒殻が破損するものである」と昔から一般に信じられて来た。

しかしてこの破損の応力は円筒殻の軸方向の応力 (axial stress) がこの要因になるものと考え、従つて一般のフレームに比しては非常に rigidity の高い横隔壁の際において円殻板の axial stress が最大となる故に、この箇処に stress failure が最も起り易いのだと考えられて来た。

その後、この破損の原因となる応力は axial stress ではなくて、円筒殻の周方向応力 (hoop stress) にこそ起因するとの修正論が唱えられ、「フレームの附根における Shell の axial stress は確かに高くなるが、しかしその箇処の降伏が応力の緩和を招来することによつて、この axial stress が重大な結果を引き起すには至らない」ことが主張されている。Stress failure に対する凡その概念は、この考え方で大体説明がついたように思われるが、しかしこれはあくまで概念上のことであつて、実際の Practice が、この Stress failure に対する圧壊周応力を Sanden-Günther の弾性理論式から求めて、これをその材料の降伏点と比較している以上は、何等上記の主張と実際との間には明瞭な一致が得られなかつた。

筆者等は最初からこの形式の挫屈発生を目途とする幾つかの模型圧壊実験を実施して、この挫屈に関する新しい諸性質を実験的に確めた。

いずれの実験模型の場合においても、円殻の変形は音響を發して瞬時に起り、すべてが明らかに挫屈の様相を呈した。この Stress failure の変形が一つの連続した溝状の凹入であることは、既に述べた通りであるが、いわゆる Shell collapse の Lobes が消滅したという形において、No. of Lobes が 0 に相当する特異な挫屈様式であるということが出来る。(註、徳川博士は Lobes が無限大になつて一つの凹入につながつたとし、No. of Lobes ∞ としておられる。)

所で、フレームの強度が充分で全体圧壊の懸念のない円筒殻には、いずれの外板圧壊が起るかという問題であるが、これはその円筒殻の直径 (D)、Shell の板厚 (s)、およびフレームスペース (l) の三寸法によつて支配され、特にフレームスペースの影響を大きく受ける。筆者等の実験結果では円筒殻模型の βl が 2.5~3 の附近で、

この両種の圧壊の遷移が行われるように思われる。(註, $\beta = 1.285/\sqrt{tSD}$)

更に幾つかの実験を経なければこの遷移点は明確に断定することは出来ないが、大抵現在の潜水艦に設計される円筒殻の附近では、一応充分な目安になり得ると思う。

筆者等は円筒殻の直径と板厚を一定にして、フレームスペースを変化せしめた数個の模型実験を行つた所、あるフレームスペースの箇処で、それより狭い模型は一樣に歴然たる Stress failure を、それより広い模型はひとしく Shell collapse の圧壊を示した。またその遷移点にある模型では、Stress failure と Shell collapse の双方の圧壊を一つの模型に惹起したのである。

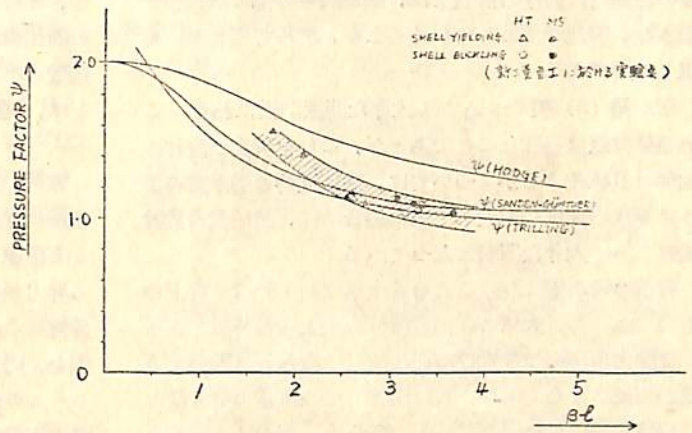
しかしてまたこの遷移点は、円筒殻を構成する材料の強弱にかかわらず、云い換えれば円筒殻板の材料が HT であると MS であるとかにかかわらず、その βl の値がほぼ一定であることを見出した。

更に円筒殻の圧壊強度を Pressure factor (Ψ) で表わすと、この Ψ の値がまた、両種の圧壊で歴然と相異していることが判明した。

(註, $\Psi = f_k/\sigma_y$, 但し $f_k =$ 円筒殻の圧壊周応力, $\sigma_y =$ 円筒殻板材料の降伏点)

この境界の Pressure factor はほぼ 1.1 附近の値である。すなわち Shell collapse においては、たとえそれが圧壊周応力の高い塑性域の圧壊であつても、その圧壊値を Pressure factor であらわせば、この値は精々で 1.1 附近が止りであり、またその反面 Stress failure では、Pressure factor の最小値が約 1.1 で βl の縮少とともに Pressure factor は増大し、当所の模型実験では $\beta l = 1.75$ に対して $\Psi = 1.56$ という値すらが得られた。これは耐圧殻の設計者にとって、極めて重要な意義を有する。筆者は、このいわゆる Stress failure なる挫折をあらためて再認識することが、今後の耐圧船殻を有利に設計することに、必ずや役立つであろうことを心から信ずるものである。第3図 $\Psi - \beta l$ 曲線は以上の叙述を補足するために、筆者等が行つた実験結果を図示したものである。

本節の始めに記したように、当初はこの Stress failure の圧壊が非常に剛度の高い横隔壁の隣接部に起るのではないかと、筆者らも懸念して、その正否をたしめる模型実験を行つたのであるが、その結果は全く



第3図 $\Psi - \beta l$ 曲線

予期に反し、横隔壁の両側数フレーム間の Shell には何等の圧壊も惹起せしめることが出来なかつた。すなわち両種の圧壊の遷移点より僅か Shell collapse の領域に入つた βl の円筒殻模型に、剛度の高い横隔壁を挿入し、この存在が円筒殻の圧壊に如何なる影響を与えるかという実験においても、隔壁のない一般の円筒殻の Shell collapse と全く同じ結果を招来したにすぎなかつたし、(この隔壁のために特に Stress failure が誘発されるという徴候も全くなかつた) また Stress failure の円筒殻に横隔壁を設置することによつて、隔壁の實際にその圧壊を移行せしめるという試みも、全く当を得ないのであることが判明した。横隔壁の取付いている部分の Shell の axial stress は、確かにかなりの値にまで上昇するが、しかしこのために Stress failure が惹起されるという嘗つての定説は(たとえ莫然と考えられて来たものであるにせよ)ここで実験的にも明白に修正を要することを知らされた訳である。

4. 耐圧殻の基本設計に関する問題点

実艦の耐圧円筒殻の設計に際しては、まず次の2項目を基本的条件として満足することが必要であろうと考えられる。

- (1) 要求された安全潜航深度における円筒殻の応力を、その円筒殻を構成する材料の弾性限(または比例限としてもよい)以内に抑える。
- (2) その円筒殻の圧壊深度と前項の安全潜航深度との比、すなわち安全率を極力大ならしめる。

第(1)項については、特に説明の要はないと思う。少くとも安全潜航深度と規定されている以上は、その深

度の範囲内における潜航では、耐圧殻の各部に永久歪を残さない構造寸法としておくことが、極めて望ましいと思うからである。

所が第(2)項については大きな問題が横たわる。これ自体は至極当然なことであるが、これを現実の設計に如何に具体化するかについては、殊に近時の潜水艦のように要求の深度が増大して来た場合には、耐圧殻の設計者にとって大きな問題となつて来る。

戦前の潜水艦におけるこの安全率は約1.5~2.0程度のものであるが、大体この係数は他の水上艦の外板、あるいは強力甲板の如き重要構造に対して取られる数値より遙かに低いものであり、設計者としては重量の許す限りこの係数の上昇を図りたい所であろう。海中における水圧の条件は、天候または波浪等といった unknown factor に支配される所がなく、いわば外力の条件は明確にして、かつ一定と考えられる所からこのようにきびしい設定が行われて来たのであろうが、筆者は何とかなしてこの数値を、たとえ僅かでも増加せしめる方策はないかと考える。

ここで前節に述べた Stress failure をもう一度、ふり返つてみよう。Stress failure になると圧壊の Pressure factor は著しく上昇し、従つてその円殻の圧壊圧力が高くなることは既に記した通りである。円筒殻が降伏点の高い材料によつて構成されるときには、特にその効果は著しい。すなわち筆者は、深度の極めて大きい潜水艦になればその耐圧殻は、圧壊の安全係数を高めようとする程、この Stress failure を考慮の対象にした耐圧強度に依存しなければならなくなるであろうと考える。前にもふれたように、この Stress failure が本当に円筒殻の降伏に起因する挫屈であると考えれば、ただ円筒殻の見掛けの応力値 (Sanden-G. 等の弾性理論式によつて求めた応力値、またいわゆる圧壊周応力 f_k と称する応力も、いわば見掛けの応力ということが出来る) をその円筒殻材料の降伏点で抑えて、Stress failure を避けようとするのは、大した意味がないように考えられるのである。

5. 円筒殻の不正円性について

円筒殻の“不正円性”(Out of Roundness)については、現実の耐圧円殻には不可避の重要な問題として、絶えず関係者の関心を集め、また論議されて来た問題である。実艦の耐圧円殻を完全な正円に作り上げることは、まず不可能であつて、如何に理想的な工作によつて製作されたものでも必ず、そこにながしかの形状の不正、すなわち初期歪 (initial imperfection) を生

じ、この存在によつて円殻の圧壊が促進され、従つてその耐圧強度がかなり低下すると考えられる。従つてこの円殻の不正円性と耐圧強度との関係を明確に把握することは、実際の耐圧殻設計にとつて極めて重要な問題となる。

戦後、米国においてはこのような問題の研究が非常に活潑に行われ、円筒殻の挫屈に関するこれまでの理論値と実験値との不一致を、何とか理論的に解明しようとする努力が多くの研究者によつて積重ねられた。これらの研究はこの圧壊に関する理論値と実験値との不一致の原因を、円筒殻材料の不均一性、円筒断面の不正円性、フレームの箇処での円筒殻の支持条件、外圧が加わつたときの円筒殻の撓み、あるいは応力と歪との関係などといったものが理論と実際とで相違しているためと考え、この中でも最も影響の大きいと考えられる円筒断面の不正円性については、その不正円度を最初から円筒殻の平衡方程式に導入して、これを解き、最後には円筒殻の不正円度と圧壊圧力との関係にまで導いている。

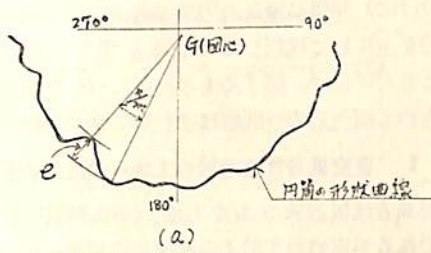
これらの結果は、未だ完全に種々の実験値を覆う程には至つていないようであるが、例えば円筒殻の不正円性が圧壊強度の増減におよぼす影響を、その円筒殻の直径、板厚、あるいはフレームスペースの変化に応じて系統的に明らかにしているなど、まことに興味深く、このような研究の今後の発展には刮目して俟つべきものがある。1例を L. H. Donnel あるいは S. R. Bodner らの結論から引用すれば、板厚が一定の円筒殻では、フレームスペースが縮まれば縮まる程、円筒の不正円性の影響は増大し、またフレームスペース一定の場合には板厚の厚い円筒殻程、不正円性の影響が大きくあらわれる。また圧壊深度の大きな耐圧殻で、材料の降伏点に近い応力で圧壊する円筒殻程、この不正円性の影響が大なることを教えている。これは今後の潜水艦の耐圧殻設計に、この不正円性の問題が益々重要な課題となることを示すものとして、われわれの深い関心を喚起せずには措かない。

なお一つの重要なことであるが、上述の理論に導入された円筒断面の不正円度を示す量は、いずれの場合においてもその円筒殻の板厚程度のものであり、その形は最初から、弾性安定理論によつて導かれる圧壊の mode に相当する sine-curve と仮定していることである。云い換えればこの形の Out of Roundness が最も圧壊強度の低下に大きな影響があるとしていることは注目に値する。

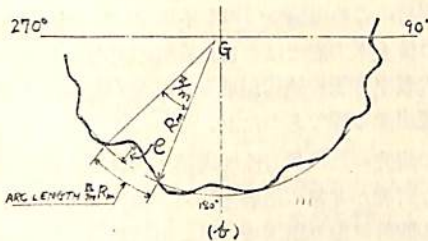
しかしてこの不正円度の量を具体的に規定するきめ方としては、第4図(a)または(b)の如き方法が考えら

れているが、この中の (b) に示す M. Holt の方法は最も合理的とされ、この図の e であらわされる偏位量をいくらいかに抑えるべきであるといった規定が、現在既に実艦に対して採用されている。(なお第4図(c)に示す決め方は弾性挫屈の mode に関係なく、偏位の最大あるいは最小の量を問題とした従来の方法であるが、この方法も (b) とともに実艦円殻に対して満足す

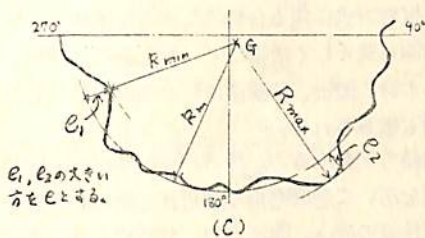
R_m : 平均円の半径
 e : 偏位量
 m : lobeの数



(a) D. F. Windenburg & C. Trillingによる



(b) M. Holtによる



(c) S. R. Bodner & W. Berksによる

第4図 円筒殻の不正円度の決め方

べき規定の一つに採られている。わが旧海軍のいわゆる変形率または離正率も、これに類する規定といえよう。

6 結 語

耐圧殻の圧壊はまことに難解な問題である。Columnsとも違い、Platesとも違い、この挫屈の機構は非常に複雑で、造船の分野でもこの問題ほど理論と現実との一致が容易に達成されがたい現象は少いのではないかとと思われる。

20~30年にも亘る先達の幾多の成果を積み上げて今日に至つたのであるが、まだまだ明日の研究に俟つ所多いことを記して、この一文の結語とする。

参 考 文 献

- (1) 徳川武定, 鬼頭史城; 弾性安定原論
- (2) T. TOKUGAWA; Model Experiments on The Elastic Stability of Submarine Pressure-Hulls. (Nov. 10. 1928)
- (3) 徳川造船少将; DS板製円筒耐圧実験(S14-9-8)
- (4) C. TRILLING; The Influence of Stiffening Rings on The Strength of Thin Cylindrical Shells under External Pressure. (Feb. 1935)
- (5) D. F. WINDENBURG & C. TRILLING; Collapse by Instability of Thin Cylindrical Shells under External Pressure. (T. OF ASME, vol 56, 1934)
- (6) CF 実験報告 新三菱重工・神戸造船所
- (7) L. H. DONNEL; Effect of Imperfections on Buckling of Thin Cylinders under External Pressure. (Journal of App. Mechanics, Dec. 1956)
- (8) G. D. GALLETTY & R. BART; Effect of Boundary Conditions and Initial Out of Roundness on The Strength of Thin Walled Cylinders Subject to External Hydrostatic Pressure. (J. of A.M., Sep. 1956)
- (9) R. BODNER & W. BERKS; The Effect of Imperfections on Stresses in Circular Cylindrical Shell under Hydrostatic Pressure. (PIBAL REPORT No 210, Dec. 1952)

船 舶 合 本

- | | |
|-----------------|-------------|
| 第26卷 | 昭和28年分(12冊) |
| 第27卷 | 昭和29年分(12冊) |
| 第28卷 | 昭和30年分(12冊) |
| 第29卷 | 昭和31年分(12冊) |
| 第30卷 | 昭和32年分(12冊) |
| 以上各頒価2,00円(80円) | |

直交異方性板の曲げ理論と船体構造解析への応用

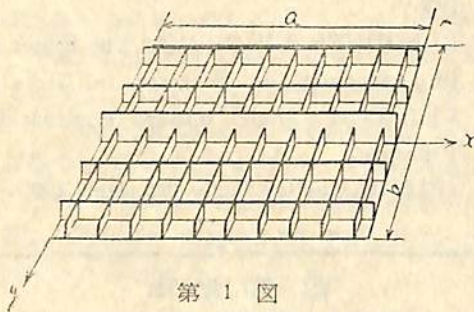
秋田好雄
安藤文隆
運研・船体構造部

現在の船体構造は、縦横に配置された骨で補強された板構造の組合せから出来ている。外板(long. l と trans.) 側外板(side stringer または horizontal girder と trans. frame), 甲板(long. l と deck beam), 隔壁(縦横の stiffener) 等主要部材は全部これである。これらの構造を解析する場合に従来からいろいろな方法が採られて来たが、大きく分けると次の三つになる。

- (1) 一方向だけを切離して計算する。
- (2) 両方を独立に切離して格子構造におきかえる。
- (3) 直交異方性板と考えて計算する。

(1) は最も単純なしかも少くとも船体構造では最も広く用いられて来た方法で典型的な例が従来から行われて来た横強度の輪切りの ring を用いた計算である。しかしこの方法が特別な場合を除いて(輪切りの ring に直交ロンチが非常に小さいか、またはそのスパンが非常に長い場合を除いて) 実際と大きく異なることは既に種々の計算例から多くの人々が指摘しているし、常識的にも当然であろう。

(2) の格子構造として考えるやり方は、縦横部材の相互干渉の影響を入れられる点で(1)とは根本的に異なり、かつ優れた方法である。縦横部材を考慮した船体構造の計算には殆んどこの方法が用いられて来た。しかしこの方法の欠点は計算が複雑なことと(結果が個々の場



第 1 図

合で異なり公式化され難い。ただし奥田の公式の如くエネルギー法によつて公式化することも可能だが非常に粗い近似となる。) 格子構造におきかえるために板の連続性が断たれ、各骨の振り剛性の概念が全然考慮されないことである。一般に板に angle や flat bar をつけただけの構造では振り剛性の影響は比較的小さいが、二重底構造のような場合は相当大きく効いて来て、誤差が大

きくなる可能性がある。

(3) は直交異方性板理論(縦横の方向で弾性常数が異なる板の理論で、一般の平板理論はこれの特殊な場合である)をそのまま縦横補強構造に当てはめて使おうとするものである。これは直交異方性板理論によつて種々の境界条件、荷重法による理論式を造つておけば直ちに答が求められる点で(特に理論式の結果を図表にでも表わしておけば)非常に優れた方法である。以下本稿にはこの(3)を主にして説明してみようと思う。(紙面の都合で、ここでは曲げに関するもののみについて述べる。挫屈を含めて面内応力の問題はまた別の機会にゆずる。)

1. 直交異方性板理論の工学への応用概観

直交異方性板理論の基礎は既に1870年頃に築かれたものであるが実際の工学上の問題に應用されたのは比較的新しく土木方面で M. T. Huber が鉄筋コンクリート平板の解析にこの理論を1914年に用いたのが最初である。その後土木方面ではさしたる発展が見られなかつたが第二次大戦中合板の技術が進み、航空方面では木製飛行機まで現出する程であつたが、それに伴つて合板(ベニヤ板)の研究のため異方性板理論が注目され再び理論的実験的な研究が非常に活発化した。戦後は再び土木方面で橋梁の設計に当り鋼床板、更に桁橋構造全体を直交異方性構造と見做す画期的な設計がドイツより始り、今までの重い板方式に代る合理的な構造を求めて、直交異方性板理論が華々しく活躍している。その他機械、航空方面でも木材、波板、防撓板にこの理論を應用した研究がその後も散見される。

續つて造船方面をみると、H.A. Schadeりが1938年にこの理論を用いて船底構造の解析法を示し、またその後直交異方性板の撓み、曲げ応力、剪断応力を図表にした一連の業績が非常に貴重かつ殆んど唯一の研究であり、他は前記(2)で述べた如く格子構造として扱つた例が殆んどであつた。最近貨物船でも縦肋骨式構造が採用されるようになり、また油槽船が超大型化するにつれてその横強度や縦横防撓構造法の研究が大きな問題として浮び上つて来たので、直交異方性板の研究が盛んになる機運にある。恐らく今後しばらくはこの方面の理論的、実験的な研究が続けられるであろう。

2. 理論の概要

直交異方性板の基礎方程式は、 w を撓み、 P を外力

(横荷重), D_1, D_3 をそれぞれ x 方向 y 方向の曲げ剛性, また D_2 を捩り剛性とする (第1図参照)

$$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2D_2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_3 \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p \dots\dots (1)$$

で表わされる. $D_1 = D_2 = D_3 \equiv D$ という特殊な場合が普通の等方性板の基礎式である. この微分方程式を解くにはこの式の特解と右辺を 0 とおいた. 同次微分方程式の一般解とを組み合せ, 一般解に含まれている積分常数を与えられた境界条件に合うようにすればよいわけである. 例として周辺単純支持で等分布荷重 p をうける矩形板の解を求めてみよう.

$w = w_1 + w_2$ とおき, w_1 を特解, w_2 を一般解とする. $x = 0, a$ で単純支持されているから

$$w_1 = \sum_m a_m \sin \frac{m\pi x}{a} \dots\dots\dots (2)$$

$$w_2 = \sum_m Y_m \sin \frac{m\pi x}{a} \dots\dots\dots (3)$$

とおくことが出来る.

(2) を (1) に代入すれば

$$D_1 \left(\frac{m\pi}{a} \right)^4 a_m \sin \frac{m\pi x}{a} = p_0$$

$$\begin{aligned} \therefore a_m &= \frac{2a^3}{D_1 m^4 \pi^4} \int_0^a p_0 \sin \frac{m\pi \xi}{a} d\xi \\ &= \frac{4p_0 a^4}{D_1 m^5 \pi^5} \quad (m=1,3,5,\dots) \dots\dots (4) \end{aligned}$$

また (3) を (1) に代入することにより

$$Y_m = A_m C + B_m S + C_m \bar{C} + D_m \bar{S} \dots\dots\dots (5)$$

ここで A_m, B_m, C_m, D_m は積分常数で C, S, \bar{C}, \bar{S}

は y の函数で次の如きもの

$$C = \cosh \frac{m\pi}{a} t y \cos \frac{m\pi}{a} u y$$

$$S = \cosh \frac{m\pi}{a} t y \sin \frac{m\pi}{a} u y$$

$$\bar{C} = \sinh \frac{m\pi}{a} t y \sin \frac{m\pi}{a} u y$$

$$\bar{S} = \sinh \frac{m\pi}{a} t y \sin \frac{m\pi}{a} u y$$

$$\text{ただし } t = \sqrt{\frac{D_1}{D_3}} \sqrt{\frac{1+\zeta}{2}} \quad u = \sqrt{\frac{D_1}{D_3}} \sqrt{\frac{1-\zeta}{2}}$$

$$\zeta = \frac{D_2}{\sqrt{D_1 D_3}}$$

Y_m の形は $\zeta \leq 1$ によつて変つて来るが, 普通の防撓板のような構造では一般に $\zeta < 1$ であり, (5) 式はこの場合に相当するものである.

次に境界条件

$$y = \pm \frac{b}{2} \text{ で } w = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0 \text{ より積分常数を求めると}$$

$$\left. \begin{aligned} A_m &= \frac{-a_m \{ 2tuC_0 + (t^2 - u^2)S_0 \}}{2tu \{ \sinh^2 \alpha_m t + \cos^2 \alpha_m u \}} \\ B_m &= \frac{a_m \{ (t^2 - u^2)C_0 - 2tuS_0 \}}{2tu \{ \sinh^2 \alpha_m t + \cos^2 \alpha_m u \}} \\ C_m &= D_m = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (6)$$

$$\text{ただし } \left\{ \begin{aligned} \alpha_m &= \frac{m\pi b}{2a} \\ C_0 &= (c)y = \frac{b}{2} \\ S_0 &= (s)y = \frac{b}{2} \end{aligned} \right.$$

故に結局

$$w = \sum_{m=1,3,5,\dots}^{\infty} a_m \times \left[1 - \frac{\{ 2tuC_0 + (t^2 - u^2)S_0 \} C + \{ (t^2 - u^2)C_0 - 2tuS_0 \} S}{2tu} \right] \times \sin \frac{m\pi x}{a} \dots\dots (7)$$

$$a_m = \frac{4p_0 a^4}{D_1 m^5 \pi^5}$$

これで撓み w が得られたのでこれより剪断力, 曲げモーメント, 反力等が求められる. なお, 中央点の撓みは $x = \frac{a}{2}, y = 0$ とおくと

(C) $_{y=0} = 1$ (S) $_{y=0} = 0$ だから

$$w_0 = \frac{4p_0 a^4}{D_1 \pi^5} \sum_{m=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{m-1}{2}}}{m^5} \times \left(1 - \frac{C_0 + \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} S_0}{\sinh^2 \alpha_m t + \cos^2 \alpha_m u} \right) \dots\dots (8)$$

となる.

等方性板の時は $D_1 = D_2 = D_3 \equiv D$ とおくと, $\zeta = 1, t = 1, u = 0,$

$$\therefore \lim_{\zeta \rightarrow 1} w_0 = \frac{4p_0 a^4}{D \pi^5} \sum_{m=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{m-1}{2}}}{m^5} \left(1 - \frac{\alpha_m \tanh \alpha_m + 2}{2 \cosh \alpha_m} \right) \dots\dots (9)$$

となり従来の等方性板の理論値と一致する. つまり等方性板は直交異方性板の特殊なものであり直交異方性板理論ですべてのものが論じられるわけである. 上記の周辺単純支持の時と全く同様にして $y = \pm \frac{b}{2}$ の二対辺で固定, 他の二対辺で単純支持の場合を計算すると, 次のようになる.

$$A_m = \frac{-2a_m (t\bar{C}_0 + u\bar{S}_0)}{t \sin 2\alpha_m u + u \sinh 2\alpha_m t}$$

$$B_m = \frac{2a_m (t\bar{S}_0 + u\bar{C}_0)}{t \sin 2\alpha_m u + u \sinh 2\alpha_m t}$$

$$C_m = D_m = 0$$

構造および荷重が同じ様に連続している時はその端部では固定と見做されるので上記の結果は応用される機会が多い。例えば2枚の横隔壁によつて区切られた船底構造などはその代表的なものであろう。

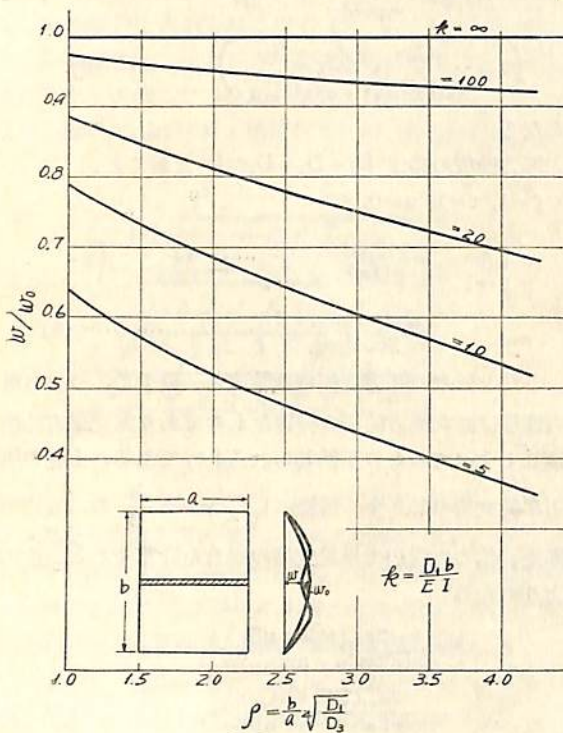
今まで扱つて来たような少なくとも二対辺が単純支持であれば基礎式(1)の一般解として

$w_2 = \sum Y_m \sin \frac{m\pi x}{a}$ とおくことが出来るので比較的簡単である。しかしこのような条件を満足しないものは一度に解を求めることが出来ないので二対辺が単純支持の解 w_2 と他の二対辺が単純支持の解

$w_3 = \sum X_m \cos \frac{m\pi y}{b}$ とを組合せて全体として与えられた境界条件を満足させなければならないので、計算が非常に複雑になる。種々の境界条件に対しては筆者が計算した Paper を参照されたい。²⁾

この理論を用いて例えば船底構造の center girder の如く一様な小骨(この場合は Bottom long l)の中に大きな骨が入っているいわゆる大骨小骨の構造も考えることが出来る。Schade はこのような場合に一樣にならして計算するように指示しているが、更に詳しく計算した結果と比較すると第2図のようになる。

第2図の縦軸は詳しい計算値 w と一樣にならした値 w_0 との比であり、パラメータ k は $\frac{D_1 b}{EI}$ をあらわす、



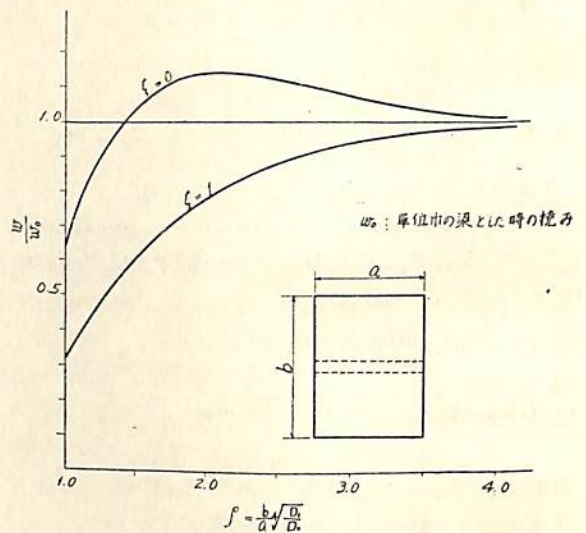
第 2 図

ここで I は center girder を附加梁と考えた時その断面二次モーメントである。これで判るように k が小さい程また ρ が大きい程、両者の差が多くなる。

3. 直交異方性板の特徴

直交異方性板は等方性板を一般化したものであるが、等方性板に見られない種々の特徴を持っている。まず(6)式等を検討すれば判る如く、異方性板の性質は

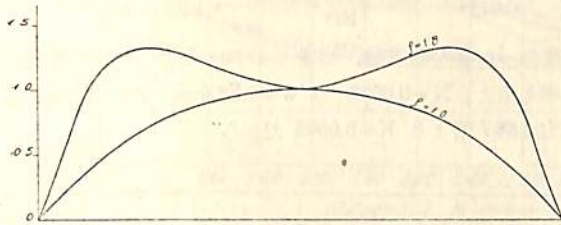
$\rho = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{D_1}{D_3}}$ および ζ によつて支配される。つまり等方性板におけるアスペクト比は異方性では等価アスペクト比 ρ になる。これを縦横部材の相互干渉という点からみると他方の骨の剛性が大きい程、またそのスパンが短い程大きく影響されるがその割合は $\frac{\text{剛性}}{(\text{スパン})^4}$ なるパラメーターで効くことが判る。縦横部材の相互干渉の様子を説明するために例として等分布荷重を受ける周辺単純支持矩形板の中央点の撓みを計算して第3図に示そう。



第 3 図

この縦軸は異方性板として計算した撓みと一方向のみ切離して計算した梁の撓みの比である。 $\zeta=0$ は捩りを無視したもので格子構造はこれに相当する。また $\zeta=1$ は一様な肉厚のもの例えば木材のようなものはこれに近く、一般の防撓構造はこの両者の中間に来る。さてこの図でみると縦横部材の相互の影響を入れると一方向のみ考えたもの ($w/w_0=1$ の値) に較べて例えば $\rho=1$ の場合 $\zeta=0$ で約 60%, $\zeta=1$ では約 30% の値になる。このことから如何に両者の間に開きがあるかが分らう。 b が大きくまたは D_3 が非常に小さくて ρ が大きな値で

は当然 $\zeta = 0, 1$ の両方とも $w/w_0 = 1$ の値に近づく。故にこのような場合は一方向だけを考えても差支えない。ただここで一つ注意すべきは図から分る如く $\zeta = 0$ の曲線 ρ がある値以上になると $w/w_0 = 1$ の線より大きくなることである。つまり b 辺に平行に骨を入れた場合、 ρ の値如何によつては骨を入れない場合より却つて大きな撓み（従つて応力）を生ずることがあるということである。 $\zeta = 0$ つまり格子構造では最も大きく現われて、最大 15% 位大きくなる。一般の防撓構造では、 ζ が 0.1~0.5 程度なのでこれ程大きくはないが、このような傾向があることは注意すべきであらう。次に $x = \frac{2}{a}$ の中央断面に沿つてのモーメント分布を $\rho = 1.0, 1.8$ の二つの場合について表わしたのが第 4 図である。（中央の値を 1.0 とする）この図から分る如く ρ の値が大き



第 4 図

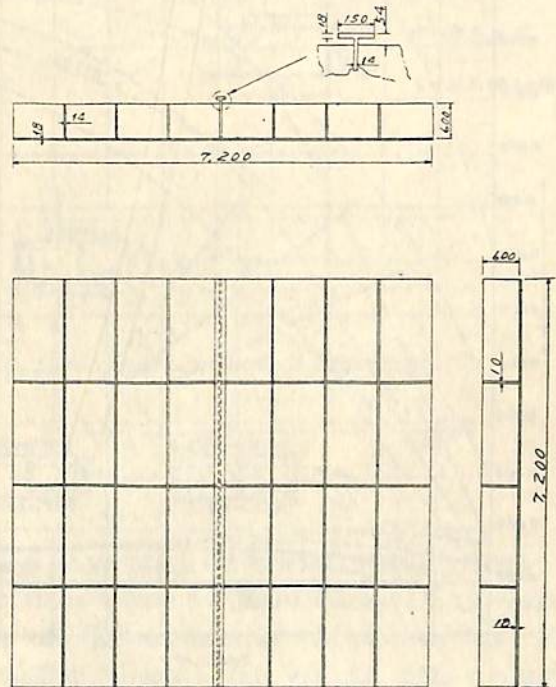
なると、剛性の弱い方の曲げモーメント（従つて応力）の値は最大値が中央より外れた所に生ずる。これは異方性板では特に注意すべきことである。勿論等方性板でも細長い矩形板では長い方の辺に平行な断面では最大値は中央より外れた所に生ずるがこの断面上のモーメントの絶対値は他の方向のものに比べて小さく、従つて応力も小さいので一般に問題とはならない。しかるに異方性板ではモーメントは小さいが、その方向の断面係数が一般に他方のもより小さいので、応力は大きくなり、板全体を通じての最大応力が、この部に生ずることが多い。故に ρ が大きい場合は中央点のみでなく他の部の応力も検討しなければならない。

4. 船体構造への応用

前述のように船体の構造は大部分が縦横に補強された板から出来ているので、この直交異方性板理論を適用出来る分野は極めて広い。まず船底構造の場合は前後方向は二枚の横隔壁間を、左右方向は bilge までをとる。境界条件としては横隔壁の所では構造および荷重が対称だから固定とし、また船底の剛性は船側に比べて遙かに大きいから bilge の所で単純支持として十分である。こ

の場合 center girder, side girder が他の long l に比べてあまり大きくなければ平均にならして計算しても結果は一般に安全側に出るので差支えない。（第 2 図によつてその場合の誤差の判断がつかう）。荷重は海水水頭に相当する等分布荷重でよい。次に船側外板はやはり横隔壁の所で固定とし船底側も固定、甲板側で単純支持で大体の値を掴むことが出来る。荷重は水圧に相当する変分布荷重であるが水線附近の波による衝撃等を考えて、簡単に等分布荷重で計算してもよい。甲板では大体において四辺固定の計算を行う必要があらう。荷重はいわゆる甲板荷重による等分布荷重をとればよい。隔壁は平板でも波板でも直交異方性板で扱うことが出来る。端の条件は一般に固定であるが、油槽船で、タンク一つおきに油を積むときを考えれば二対辺単純支持の計算も行う必要がある。以上の計算は既に公式化されて理論式が導き出されているが特に周辺単純支持、および二対辺固定、他の二対辺単純支持の場合には等分布荷重に対して、H. A. Schade がいわゆる Schade の図表を作つており、中央点の撓み、中央および固定端の曲げ応力、端部の剪断応力は直ちに求められる。一例を第 6 図第 7 図に掲げる。以下 Schade の図表を用いて実際の構造について撓み、応力の求め方を説明しよう。

説明を分りよくするために第 5 図のような模型につ



第 5 図

いて求める これは7本の long.l と3本の trans. から出来ており、中央の long.l は center girder に相当する如く flange をつけて I を増してある。ここに水圧に相当する等分布荷重がかかったと考える。さて Schade の図表を用いるのに必要な data は

$$\rho \left(= a/b \sqrt{\frac{ib}{ia}} \right) \quad \text{及び} \quad \zeta \left(= \sqrt{\frac{I_{pa} I_{pb}}{I_{na} I_{nb}}} \right) \quad \text{これは 前述の } \zeta \text{ に当る}$$

$$\text{ここで } i_a = \frac{I_{na}}{l_a} \quad i_b = \frac{I_{nb}}{l_b} + \frac{I_b - I_{nb}}{b/2}$$

I_{na} = trans 1 本当りの断面二次モーメント, I_{nb} = long.l 1 本当りの断面二次モーメント, I_b = center girder の断面二次モーメント, l_a = trans 心距 l_b = long.l 心距 I_{pa} = trans 1 本当りの板のみの二次モーメント (中立軸に対する) I_{pb} = long.l 1 本当りの板のみの二次モーメント (中立軸に対する) 縦横の stiffener の断面二次モーメントを求めるときの有効巾として板は心距全体 (つまり全巾) をとつてよい。細かくいえばこの有効巾は荷重や境界条件によつて変る非常に面倒なものになるが有効巾の大小による影響は有効巾が極端に変化しない限り結果に殆んど表われないので、一般にはこのように板を 100% とつて十分である。図の模型によりこれらの数値

を計算すると (mm 単位) $a = b = 7200$

$$I_{na} = 663, 359, 200$$

$$I_{nb} = 780, 173, 600$$

$$I_b = 1,620, 247, 500$$

$$I_{pa} = 75, 585, 600$$

$$I_{pb} = 180, 310, 100$$

$$l_a = 1,800$$

$$l_b = 900$$

$$i_a = 368, 530$$

$$i_b = 1,100, 210$$

∴

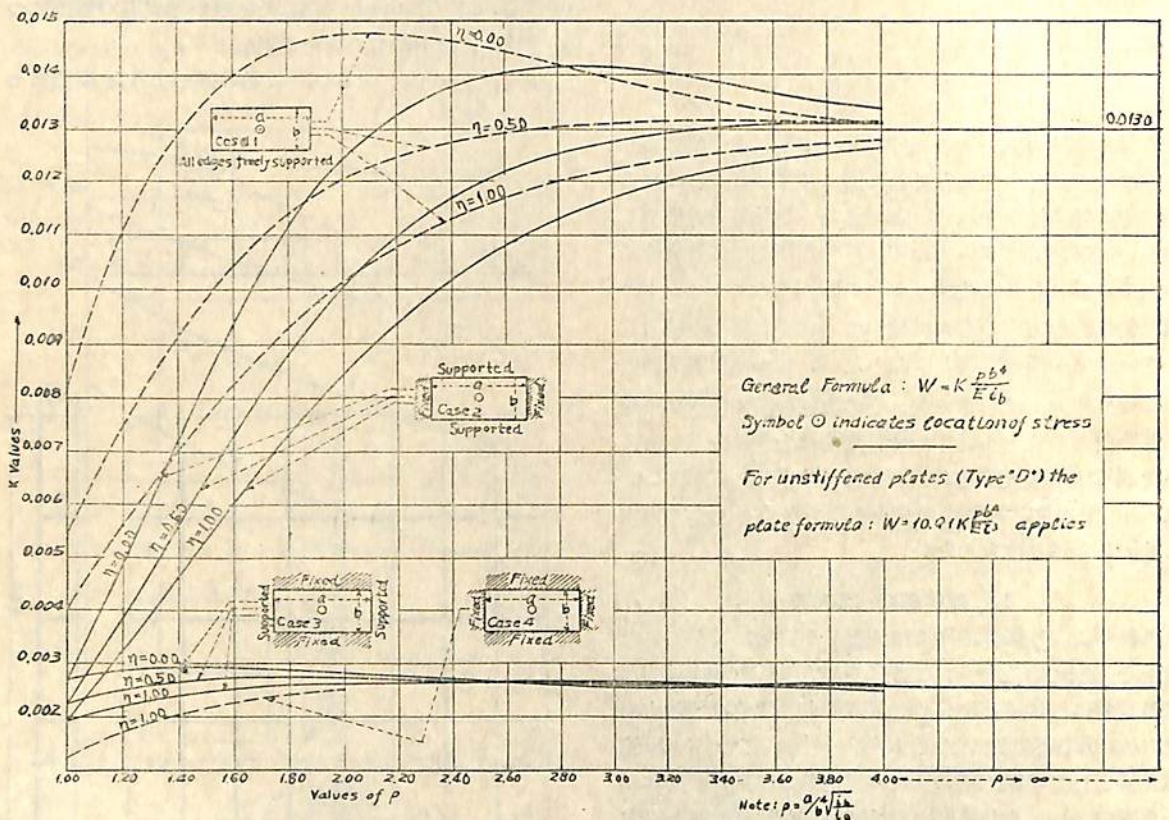
$$\rho = \sqrt[4]{\frac{1,100, 210}{368, 530}} = 1.315$$

$$\eta = 0.16$$

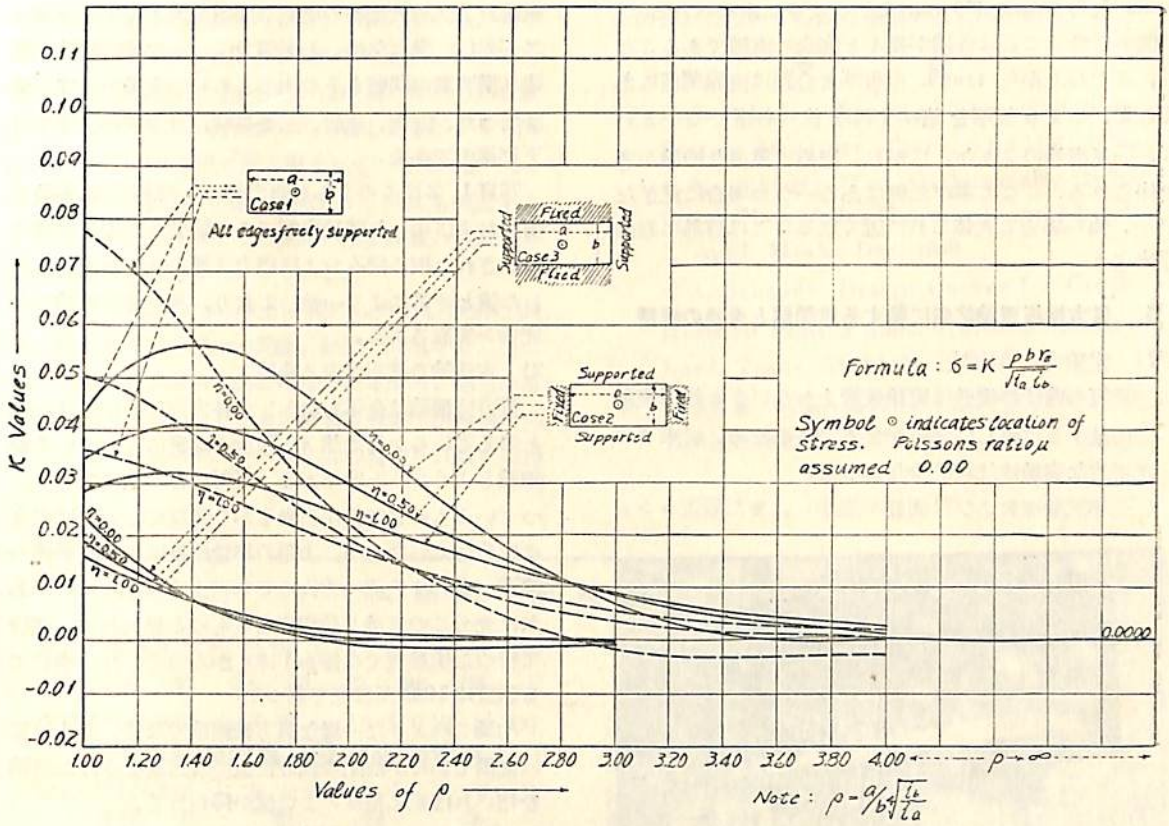
まず第6図より周辺を支持とすると $K = 0.011$ ∴ 水頭 1 m 当りの中央点の撓みは

$$0.011 \times \frac{7.2^2 \times 7,200^2 \times 1,000}{Ei^b} = 1.28 \text{ mm}$$

また long.l の端部、つまり trans BHD の所で固定と考えると、 $K = 0.0028$ ∴ $w = 0.33$ mm, 次に trans 応力は第7図より $K = 0.0565$ だから



第 6 図

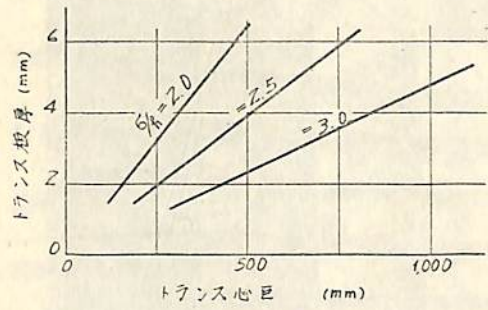
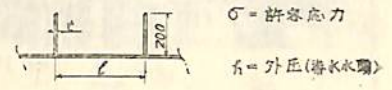


第 7 図

$\sigma_t = 2.58 \text{ kg/mm}^2$

また二対辺固定なら $\sigma_t = 0.48 \text{ kg/mm}^2$ になるがこの場合は固定端部で $\sigma_t = 2.49 \text{ kg/mm}^2$ となる (この場合の Schade の図表はここで省略) この例でも分る如く Schade の図表を用いれば中央および端部の値は途中何等の計算を行うことなくして、直ちに求めることが出来る。またここに出ていないような境界条件や荷重に対しても結果が公式化されているから、たとえそれが少し許り面倒な式であつても格子構造の計算を行うのに比べれば遙かに楽なはずである。またこれら Schade がない場合に関しても図表を製作中で近く発表出来る予定である。最後に今一つの応用例を示そう。最近のように船体が long.l 構造になると今度は trans. の入れ方が一番の問題になる。long.l は主として縦強度上定まり、また水圧と許容応力は必然的に定まるので結局 trans. の Scantling と心距が残された設計上の問題となるからである。これなどは異方性板理論が最もその真価を発揮する問題であろう。一つの例として (構造は小型模型)

2,320 × 2,320 × 6.5 mm の板に 200 × 4.8 の long.l が心距 2.90 mm でついている場合、高さ 200 mm trans. の



第 8 図

板厚と心距の関係を異方性板理論で計算したのが第 3 に示したものである。(周辺は単純支持とした) 各線は σ/h を一定にして書いたもので例えば head 5 m で許容応力を 10 kg/mm² なら σ/h 2.0 の線、この場合 trans. の板厚が 3 mm なら心距は 230 mm、板厚が

5 mm なら心距は 390 mm というように求められるこの図から分ることは各線が殆んど完全に直線であることで、このことから trans. の板厚と心距は直線関係にあること、つまり板厚を倍にすれば倍の心距でよいという。一見当然のような、しかし、極めて重要な結論が導き出される。ここに挙げた例はある一つの場合に過ぎないが、他の場合も大体これに近くなることは容易に想像出来よう。

5. 異方性板理論に関する諸問題と今後の課題

1) 実験による検討

平板の曲げの実験は実験技術上からいうと挫屈実験に匹敵する位難しい問題を含んでいるため、従来まで本格的な実験は比較的少なかった。

近年試験機および計測器が進歩し、また最近ロンジ

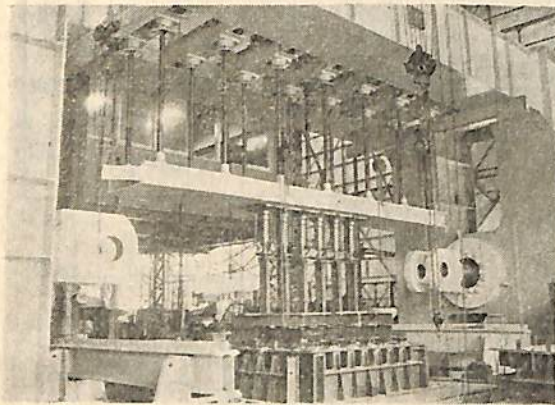


写真 1

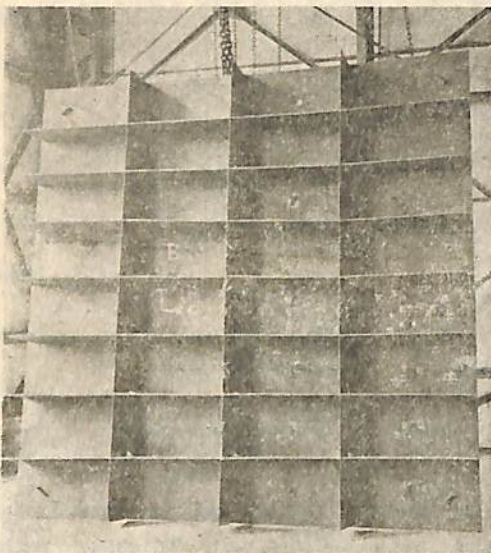


写真 2

構造および超大型船の構造の問題が大きくクローズ・アップして来たため、わが国では、この種縦横防機構造(横強度の問題もその中に入る)の実験的研究が盛んになった。阪大、運研、三菱長崎、日立技研、等で目下実施中である。

写真1, 2はこのうち運研で行った基礎的な実験の状況および用いた試験模型でこの結果によると縦横に補強された板の撓みおよび応力は異方性板理論から出した値と非常によく一致しており、異方性板理論の合理性が実証された。

2) 本理論の適用出来る範囲

異方性理論は全体をならして各方向に関しては一様と考えているから当然 stiffener が密に入っている程理論とよく合うわけである。反対にどの位の粗さで入っているものまで使用出来るかの限度については完全には分っていないが、上記の実験結果によれば普通の構造であれば大体一方に3本以上の stiffener があれば充分この理論が使用出来るものと思われる。運研で行った実験例では僅か1本しか入っていない場合でも誤差は10数%程度であった。

勿論このような様な異方性理論でなく、多少計算は面倒であるが前記の異方性板に附加梁をつけた理論を用いれば更に精度のよい値が得られる。

3) 曲げおよび振り剛性、有効巾

曲げおよび振り剛性は第4節で説明したものをういて十分である。その場合の有効巾も一般に心距全巾をとつて実用上差支えない。ただし、特にスパンの短いときや端部が固定の場合は若干の考慮も必要であろう。

4) 今後の課題(むすびに代えて)

直交異方性板理論による解析法は縦横の stiffener の相互干渉が完全に求められ一方のみをとり出したやり方に対して、また格子構造では入れられなかつた振りの影響も入り、かつ適かに計算の楽な方法として非常に優れたものであるが、現在問題になるのは実際の船に適用する場合の境界条件についてである。横強度のいわゆる輪切りの計算ではラーメンとして、この条件は殆んど完全に入っていた。異方性板にこれを入れるためには立体的ないわゆる Cell 構造の解析を行わねばならない。格子構造を立体構造まで発展させたものは従来から一応計算された例があるが異方性板では未だ完成されていない。(しかし相互干渉を犠牲にして境界のみを入れた輪切りの方法とはその実用価値において比較にならない)次に前に一寸述べた大骨小骨の問題、つまり附加梁の理論はごく簡単な場合について

て筆者は計算したがこれのもつと一般的なもの、少くとも実際の船にすぐ使える程度のものが欲しい所である。そして異方性板理論を用いた究極の目的である最小重量設計(与えられた条件内で最も重量が少なくて済む構造方式)への発展が最も望まれている所であろう。以上種々の例を挙げて述べて来たが、何度も繰返すようだが船体構造にはこの直交異方性板理論の活躍出来る分野は到る所にころがつている。

ここでは触れなかつたが、曲げ以外でも挫屈の問題、開孔部の応力集中の問題、振動の問題等も、兎に角、構造自体が異方性板とみなされる限り、あらゆる所で利用出来るわけである。筆者は異方性板理論の発展とともに、現場の方々が更にこの有力な武器を実際

に使われることを心から切望するものである。

文 献

- 1) H.A. Schade: Bending Theory of Ship Bottom Structure, Trans. SNAME, 1938.
H.A. Schade: The Orthogonally Stiffened Plate under Uniform Lateral Load, J. Appl. Mech., Dec. 1940.
H.A. Schade: Design Curves for Cross-stiffened Plating under Uniform Bending Load, Trans. SNAME, 1941.
- 2) 安藤文隆 縦横に補強された板の強度(第1報) 造船協会論文集 第103号

天然社・海技入門選書

商船大学助教授 鞠谷 宏士 A5 130頁 ¥220 既刊 船の保存整備	商船大学教授 鮫島直人 A5 未定 電波航法
商船大学助教授 鞠谷 宏士 A5 160頁 ¥300 既刊 船舶の構造及び設備属具	商船大学助教授 野原威男 A5 未定 船の強度と安定性
商船大学助教授 上坂 太郎 A5 160頁 ¥280 既刊 沿岸航法	前東京高等商船教授 小方愛湖 A5 未定 船用内燃機関(下巻)
商船大学教授 横田利雄 A5 140頁 ¥230 既刊 航海法規	商船大学助教授 賀田秀夫 A5 未定 ボイラ用水
商船大学教授 田中岩吉 既刊 海上運送と貨物の船積 (前篇)海上運送概説 A5 140頁 ¥260 (後篇)貨物の船積 A5 160頁 ¥290	海技試験官 西田 寛 A5 指圧図
商船大学助教授 豊田清治 A5 160頁 ¥280 既刊 推測および天文航法	商船大学助教授 伊丹 潔 A5 未定 船用電気工学
商船大学助教授 野原威男著 A5 110頁 ¥180 既刊 船用プロペラ	商船大学助教授 宮嶋時三 A5 未定 燃料・潤滑
商船大学助教授 中島保司 A5 170頁 ¥300 既刊 運航要務	商船大学教授 賀田秀夫 A5 未定 船用材料
商船大学教授 米田謹次郎 A5 130頁 230円 既刊 操船と応急	商船大学助教授 小山正一・真田 茂 機械の運動と力学
商船大学教授 横田利雄 A5 155頁 280円 既刊 海事法規	商船大学助教授 小川正一 A5 未定 機械工作・材料力学
東京高等商船教授 小方愛湖著 A5 170頁 ¥300 既刊 船用内燃機関(上巻)	商船大学助教授 清宮 貞 A5 未定 蒸気機関
商船大学助教授 庄司和民 A5 140頁 ¥280 既刊 航海計器学入門	商船大学教授 真壁忠吉 A5 未定 船用汽罐
商船大学教授 浅井栄資 A5 以下 続刊 海事気象	商船大学助教授 小川 武 A5 未定 船用補機

緒 言

船体振動に関する研究は Schlick 以来 1930 年頃までは主に 2 節振動を対象として固有振動数を推定する目的のために行われてきた¹⁾。古い型の油槽船の振動については Burrill の 2 節振動に関する計算および実測のデータがある。²⁾ 1931 年頃から Lewis によつてプロペラ翼のために起振される船体振動の研究が始められ、高速客船における高次の船体振動の解析の必要性が要請された。第二次世界戦争後は貨物船や油槽船の速力が著しく向上した。従つて今まで高速客船に発生したのと同様な船体の高次振動が問題になつてきた。そこでプロペラ翼起振力を幾分でも小さくするためおよび船体の固有振動数と翼による起振力の振動数との間に出来るだけ開きをもたせるために最近では従來の 4 翼プロペラを廃し 5 翼が採用されるようになった。この防振対策は例えば高速客船ノルマンデー号において 3 翼プロペラが 4 翼に変更されたのと同様である。

最近、油槽船の船体振動は試運転毎に軽貨、満載の両載荷状態において測定されるようになったために、油槽船の船体固有振動の性質がかなり詳しく調べられ固有振動数の推定が高次の振動まで予測されるようになった。船体振動を議論する場合には振動の許容限度を定めることが必要であるが最近この問題に対して注目され資料が集められているようである。次に問題になるのは振動感覚の限度に対する起振力限度を定めることである。起振力の計算には船体振動の減衰率を知る必要がある。特に高次振動においては資料が少ないため理論的にもまた実験的にもその研究がなかつたがこれに関しても最近一つの考察がなされた。油槽船のプロペラ翼起振力による振動数では例えば上下振動において 7 節ないし 9 節の高次振動になるので、これらの節振動の共振点以外の所に同程度の振幅の別の共振が起ることが多くの実船測定の結果から得られている。この振動の原因についてはまだ明確な説明がつかない。これは油槽船特有の船尾振動あるいは局部振動の一つとして現在問題になつている。船が大型になるに従つて局部振動の発生する数も多くなり複雑な船体構造について、理論だけで実船の振動現象を説明することが困難となり、現在ではいろいろの現象の解析や証明が残されている。これらの問題については今後の研究に俟たねばならない。

1. 船体固有振動

油槽船に限らず船体振動の最も大切な問題は共振である。従つて初期設計において船体の固有振動数を推定することが必要になる。わが国の主な造船所においては現在既に数多く建造された 20,000 ないし 45,000 d.w. ton の固有振動数の計測結果のデータが集つてはいるはずである。固有振動数の推定には実際問題として同型船の計測資料が最も有力である。

i 2 節撓み固有振動数

船体 2 節撓み固有振動数を推定する公式は種々あるが Todd の式が最も便利である。この式によれば船の主要寸法と同型船の計測資料があれば 2 節固有振動数を簡単に計算することが出来る。現在の油槽船では構造および船型がほぼ相似であることから考えても使用に便利である。すなわち、

$$\text{上下振動; } N_{v2} = \beta_v \sqrt{\frac{BD^3}{\Delta_{iv} L^3}}$$

N_{v2} ; 2 節上下固有振動数 (毎分)

L, B, D ; 船の主要寸法 (meter)

Δ_{iv} ; 有効排水量 (ton)

β_v ; 実験常数 (第 1 表参照)

Δ_{iv} は水の附加質量を加算した排水量であつてこれも

$$\text{Todd の式を用うると、 } \Delta_{iv} = \Delta \left(1.2 + \frac{B}{3d} \right)$$

β_v は計測資料から得られる常数であつて軽貨と満載状態に応じて僅かに異なる値をとる。その値の一例は第 1 表に示してある。

$$\text{水平振動; } N_{H2} = \beta_H \sqrt{\frac{DB^3}{\Delta_{Hv} L^3}}$$

N_{H2} ; 2 節水平固有振動数 (毎分)

Δ_{Hv} は Townsin の式が合理的である。すなわち、

$$\Delta_{Hv} = \Delta \left(1 + 1.1 \frac{d}{B} \right),$$

β_H は第 1 表による³⁾。

第 1 表 油槽船における Todd 式の係数 β の値

振 動 方 向	β_i	β_r / β_i
上 下 振 動	1.50×10^5	1.07
水 平 振 動	1.10×10^5	1.09

備考; β_i : 軽貨時, β_r : 満載時, 本表の β_i の数値は大凡の値である。

1) 妹沢克惟; 振動学

2) L.C. Burrill TNECI. Vol. 51. 1934-35

3) 著者; 造船協文集 101 号

実船計測の結果から上下、水平両振動における β , および βr を決定しておくことが必要である。

ii 高次撓み固有振動数

1955年1月長崎三菱造船所において 32,000 d.w.t の油槽船について詳細な振動計測が行われたり、その結果、高次の船体振動の現象が明らかにされた。最近各造船所においてそれぞれ独特の計測法によつて資料が集められているが定性的にはこれと同様な結果が得られている。油槽船の高次固有振動の特徴として大切なことは、上下水平両振動共に固有振動数が振動節数に大凡比例して増加することである。従つて油槽船の高次固有振動数は2節固有振動数が判れば非常に簡単な式によつて推定される。すなわち上下、水平ともに、

$$N_n = N_2(n-1), \quad (3)$$

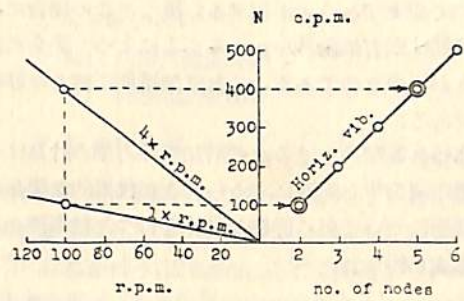
N_n ; n 節固有振動数

N_2 ; 2 節固有振動数

船体の固有振動数は両端自由の弾性梁の振動と考へて計算されそれに水の附加質量を考慮すれば実船の大凡の値が求められる。

更に詳しく検討する場合にはそれに剪断撓み、回転慣性および船首尾の変断面の影響を考慮しなければならない。これらの影響を取入れて箱型梁として船体の固有振動数を計算すれば、高次固有振動数まで実測に近い値が得られ実船の高次振動の現象を説明することが出来る。この計算によれば高次固有振動数におよぼす剪断撓みと回転慣性の影響が非常に大きいことが判る。そこで一つの考え方として船体振動を剪断振動と考へ、曲げモーメントおよび回転慣性の修正を行つて高次の固有振動数を定めてもよいわけである。このような考え方によると高次振動の振動型におよぼす船首尾の変断面部質量分布の影響などもかなり明瞭に判る⁵⁾。

さて、油槽船の高次の固有振動数は(3)式によつて簡単に推定することが出来る。従つて、共振をさけるように r.p.m. × プロペラ翼数を決定すればよい。しかし共振が生じた場合には次に述べるような二重共振が発生する。第1図には r.p.m. と固有振動数との関係について 20,000 d.w. ton 油槽船の満載水平振動の実例を採つて描いてある。図のような固有振動数を有する油槽船において仮りに r.p.m. = 100 とすると、この船では2節共振と同時に、4翼プロペラの場合は5節に(5翼の場合には6節振動)にも共振しこれらの二種の振動が合成された



第1図 20,000 d.w. ton 油槽船満載時における二重共振の例(4翼プロペラ)

振動が発生する。この種の二重共振は油槽船特有の振動現象である。このような現象が表われることは高次固有振動数と節数が比例して増加することの実証ともなる。貨物船の高次振動ではこのような二重共振は起らない。

iii 揺れ固有振動

油槽船の揺れ固有振動数は軽貨状態の1節振動で大凡 250/min である。従つてこの振動が起振されるのは主軸回転の2倍の振動である。この起振はプロペラ翼によるものではなく主機の不平衡力または不平衡モーメントによるものと推定される。筆者は 20,000 d.w. ton ディゼル油槽船の 120 r.p.m. でこの振動を体験した。

揺れ固有振動は5翼プロペラの場合軽貨状態においては2節まで、満載状態では3節まで発生する可能性がある。固有振動数は2節、3節ではそれぞれ1節の大凡2倍、3倍になることは理論的にも説明される。

貨物船の揺れ固有振動については J. L. Taylor⁶⁾, F. Horn⁷⁾ の計算があるが、油槽船の揺れ固有振動数の推定に関する実用式はまだ発表されたものはない。

油槽船には貨物船の如き艙口がないため船体揺れ剛性の計算は比較的簡単である。縦隔壁の影響は理論的に計算された結果を簡単にまとめた図表を用いればよい⁸⁾。

次に、揺れ中心周りの質量極慣性力率 I_s の算定について述べる。油槽船においては油槽部分は全長の約60%を占めているがこの部分の慣性力率は他に較べて非常に大きくなる。特に wing tank のみに載荷した場合の I_s は centre tank のみに載荷した場合に較べて非常に大きくなる。一例を示すと、吃水を変化させずに I_s を変更する範囲は平均値の $\pm 20\%$ にも達する。これを利用して油槽船の軽貨時の揺れ固有振動数を広い範囲に

6) J. L. Taylor. TNECI 1927-28.

7) F. Horn. W.R.H 1925.

8) H. Johansen "Svingninger i Skipsskrog" Trondheim 1956.

4) 岡部, 平田, 熊井; 西部造船会々報 第11号

5) 著者; 造船論文集 99号

わたつて変更することが出来る。従つてこの場合には振れの共振は固有振動数をかえることによつて完全に避けることが出来るのである。これは油槽船に特有な好都合な点である。

船体振れ振動における水の附加慣性力率の計算は一応横動揺の場合⁹⁾と同様に考えられるが代表的な現在の大形油槽船について更に詳細な計算を行つた結果次のような計算式が得られた¹⁰⁾。

$$\Delta I_s = 0.00531 \left(1 + 0.365 \frac{d}{d_r} \right) B^4 L \text{ ton m}^2$$

ここに、 ΔI ; 附加慣性力率

d, d_r ; 吃水, 満載吃水

L, B ; 船の長さおよび幅 (m)

以上の点の外に船体の変断面部の影響を考慮に入れた場合の振れ固有振動数の推定に関する計算例もある¹¹⁾。

油槽船においては船体の振れ振動が発生するのはディーゼル船に多い。振れ振動の振幅は振れの中心からの距離に比例して大きくなることはいうまでもない。振れ中心は油槽部の船体断面の大凡図心の位置にある故、この附近での振幅は問題にならないが特に船橋楼上における航海計器の振動振幅が大きくなることに注意すべきである。

振れ振動は油槽船に限られた問題ではなく高速貨物船にも発生した例がある¹²⁾。この例は4翼起振によるもので振動数 500/min, 2節振れ共振である。幸に、油槽船の軽貨状態においてはこの種の振動は主機回転数も吃水も変えないで載貨を船の横方向に加減することにより共振をさけることが出来ることは前に述べた通りである。それに関しては最近構造委員会に報告された実例がある¹³⁾。

iv 局 部 振 動

船型が大型になるに従つて益々重要な問題として取扱われる振動に船体局部振動がある。油槽船においては起振力の発生する部分がすべて船尾附近に集中しているために種々複雑な局部振動が船尾附近に発生する。特にプロペラ翼の起振による 400 c.p.m ないし 600 c.p.m の附近では船体の節振動と同程度の振幅の局部振動が発生する。この振動は局部構造の一つの振動系の共振と考えられる。船尾振動問題に関しては、貨物船の船尾楼の直前の部分の曲げ剛性が不足なため船尾が首振りの局部振動

をしていると考えて船体2節振動との連成振動を取扱つた角田令二氏の実船に関する研究¹⁴⁾がある。計算結果により剛性不足の部分を補強することによつて船尾楼の局部振動を防ぐことが出来たと報告されている。油槽船においてはプロペラ翼振動数によるものが問題になるのであるが実船に現れるこのような船尾の局部振動に関してはまだ解決されていない点が多い。

船体の構造の一部を取上げて二三の境界条件を仮定して固有振動数を計算する方法およびその結果については数多くの研究および報告がある。局部振動の問題は個々の問題に対し一つずつ解決してゆくより外仕方がない。

小範囲の局部振動に対してはどうしても共振して困る場合には補強によつて固有振動数を高くして共振を防止するのが一般的な方法であるが、この場合に注意すべきことは断面の剛性を増やすことが出来てもこれに要する質量の増加があることを忘れてはならない。すなわち $1/m$ を増やさなければ固有振動数は高くない。

油槽船の油槽壁の振動は一つの代表的な局部振動の問題である。油槽内の液体による附加質量は隔壁の質量に較べて相当大きくなり液体のない場合に較べて載荷した場合の壁の固有振動数は 20%~40% 程度に低下するのである¹⁵⁾。この低下した固有振動数がたまたまプロペラ翼振動数と等しくなることがある。

油槽船の局部振動の問題に対しては以上の外に数多くの問題があり今後建造される予定の超大型船では更に新しい問題が出る事が予想される。

2. 振動感覚並びに振動許容限界

自動車や車輛の振動が人体におよぼす不快感については多くの文献がありその許容限界も大凡定つていようである。しかし船舶の振動ではこれらの許容限界をそのまま借用するわけにはゆかない。それは船内は陸上における居室と同様に人間の生活を営む環境でなければならぬからであつて汽車や自動車の如く一時的の乗心地ではすまされない。従つて他の比較振動現象としてはむしろ地震動に対する感覚を選んだ方がよい。人体の振動不快感限度は振動数、振動波形および振動方向によつて非常に異なつた値となる。まず感覚の限度を表現するには変位、速度、加速度および加々速度の中でいずれを採用すればよいか問題になる。いうまでもなくこれらは振動数の範囲によつて大凡一定値に近いものを選ぶことが必要である。さて船体振動における振動数の範囲は大形油槽船において最低 50 c.p.m. 最高 600 c.p.m. であり

9) 渡辺恵弘; 造船会報 1933.

10) 著者; 未発表

11) 著者; 西部造船会々誌 第11号

12) 岡部, 藤田, 松山; 西部造船会々誌 第7号

13) 構造委員会西部地区部会報告 27 | 5 | 3/3

14) 角田令二; 造船会誌 第303号

15) 構委西部地区部会報告 24 | 3 | 2/2

局部振動では 500~2,000 c.p.m. と見てよい。このような広い振動数の範囲における不快感限度を例えば加速度一定の値で示すのは無理である。そこで、範囲を 50~600 c.p.m. の間に限ることにしその間の加速度一定値を選ぶことにすると船室内での水平振動において大凡 15 gal (cm/sec²) が限度といえるであろう。この値は筆者が実船の振動を計測しながら体験した値である¹⁶⁾。振動数が約 50 c.p.m. 以下、約 600 以上になると感覚限度は上昇する。極端な例として船艀動揺の限界は上下で約 200 gal 程度でありまた音域に達する振動においては 100 gal 程度である。勿論これらの例には機械的な振動感覚のみに対するものでなく人体の他の生理的感覚にも関係が深くなるために問題は非常に複雑になる。実際問題としての目的は振動不快感限度を定めておいてこれに対する船体起振力限度を決定することにある。

3. 起振力および振動応答

振動の許容限界が与えられればそのような限界が如何程の起振力で起るかを調べる必要がある。例えばディーゼル油槽船における主機の不平衡力またはモーメントの許容値を与えることが必要である。船体の起振力と振動応答の関係を高次の振動に至るまではつきり示すことが要求される。この計算は J.L. Taylor が 1930 年に発表した論文¹⁷⁾ に出ているがこれは高次の振動に対しては応用出来ない。油槽船では 8 節 9 節という高い節数の振動が出る。しかもその附近の振動数が最も重要であるため応答計算もやはり高次振動を対象として計算する必要がある。

i 船体高次振動の減衰率

振動の応答計算において最初に必要な因子は減衰率である。油槽船の減衰率の 2 節振動における値は既に実測されたデータも多少はあるが、高次の振動のデータは数少く、従つて実験式だけによることは不安である。J.L. Taylor の実験結果によれば船体の高次振動における対数減衰率は節数の大凡 0.76 乗に比例することを示している¹⁷⁾。筆者はこの実験式を確かめるために解析を試みた。それは従来構造物の内部減衰率として直接粘性のみが考慮されていたのであるが、更に剪断粘性を考慮に入れ、しかも剪断撓みと回転慣性をも加算して一様断面梁の 8 節振動まで計算した¹⁸⁾。その結果により Taylor の実験式が検証された。従つて n 節の振動において船体の振動における対数減衰率は次のようにして求められる。

$$\delta_{11} = \delta_2 (n-1)^{3/4}$$

δ_{11} ; n 節対数減衰率

δ_2 ; 2 節対数減衰率

$$\delta_2 \text{ の実験式 } \delta_2 = \frac{C}{L^{(11)}} \quad C = 3 \sim 4,$$

弾性梁の高次振動では減衰が大きくなりある限度以上の高次振動は起らないということが常識であるが船体の場合には剪断撓み、回転慣性、それに剪断粘性が高次振動の主要な因子になるために上式に示すように高次振動になつても減衰率は従来考えられていたように大きくならないことが判つた。

ii 振動応答の計算

起振機を用いて船体を振動させ、一方で振幅または加速度を測定すれば実験的には振動応答がはつきり掴めるわけである。この実験は油槽船に対しては日立技研¹⁾ や播磨造船所²⁾ で行われている。特に後者は大容量のもので大型油槽船においてプロペラ翼起振と同一振動数 (550 c.p.m.) までの振幅が測定された。筆者はこの実験に便乗して船体振動計測用として試作された上下水平同時記録加速度振動計 (長野計器製) を使用して振動を記録した²¹⁾。その結果によれば起振力が相当大きくても応答が小さいようなある振動数がある。

その原因として考えられることは起振機に対する甲板の補強は一応は考慮されているが船体を起振させるには未だ不充分ではなかつたかと思われる。従つて振動のエネルギーは起振機附近の局部振動のために大部分吸収されたものと推察される。このような事実から考えて、近似的にでも数理的な解析を行うことが必要と思われたので前に述べた剪断振動に基いて計算を行つた²¹⁾。

この計算に必要な要素は正確な振動型を知ることである。固有振動を計算する時のような一様断面梁の振動型は応答計算には役立たない。従つて高次振動を対象として、量質分布と剛性分布を油槽船の実船の例に照合して仮定し、これに対する剪断振動型を求めた。この振動型を用いて応答計算を試み実船における前述の起振機実験結果と比較した。起振力は次式によつて得られる。

$$F = \frac{\Delta_1 \delta_2}{g \pi \phi_{11}}$$

ここに、

$$\phi_{11} = \frac{\eta_{11}(u) \cdot \eta_{11}(v)}{\Delta_1} \int_0^1 w \eta_{11}^2 d\xi \cdot (n-1)^{3/4}$$

16) 著者; 西部造船会々誌 第 14 号

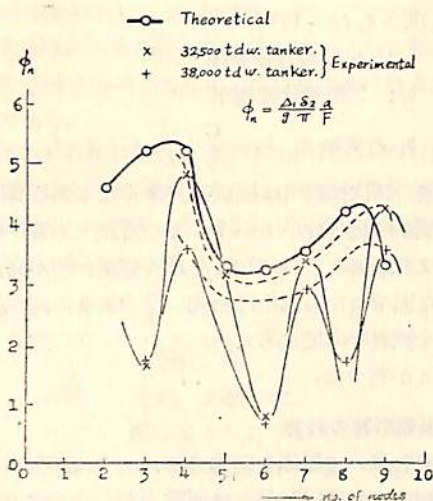
17) J. L. Taylor. TINA 1930

18) 著者; 造協論文集 第 102 号

19) 広渡智雪; 造協論文集 第 102 号

20) 末次一誠; 造協論文集 第 103 号

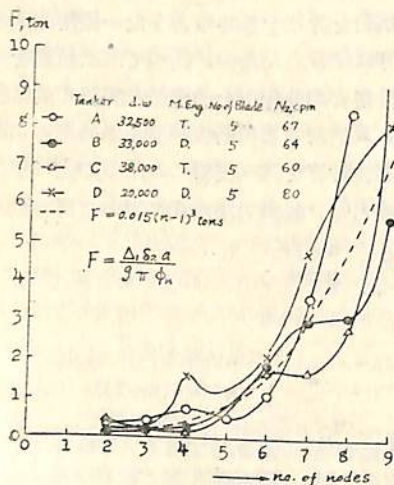
21) 著者; 造協論文集 第 103 号



第2図 ϕ_n と n との関係

- η_n ; n 節振動の振動型, ($\eta_n(0) = 1$)
- $\eta_n(u)$; 起振点 u における振幅
- $\eta_n(v)$; 測定点 v における振幅
- L ; 船の長さ
- a ; 測定点の振動加速度
- Δ ; 附加水質量を含む排水量

ϕ_n 式の分母は振動型, 質量分布によつて定まる係数であつて, この部分が一樣断面梁の式とは著しく異なる点である。軽貨時の油槽船上下振動の一例について ϕ_n と節数 n との関係を示せば第2図の如くなる。これと同型船について試運転における加速度 a を測定しこの ϕ_n の値を用いて起振力 F を求めれば実船の起振力が求められる。その一例を第3図に示す。図にみるように7~8節になると起振力は急激に増えることが判る。また船によつて F の値に著しく相違のあ



第3図 F の測定例

ることも判る。

種々の船型について ϕ_n を計算しておけば起振力と加速度の関係が判る。そこで前に述べたような加速度で与えた振動限界を用いて 30,000 d.w. ton の大型油槽船の不快感限度に対するプロペラ起振力を計算すると約 5.5 ton になる。

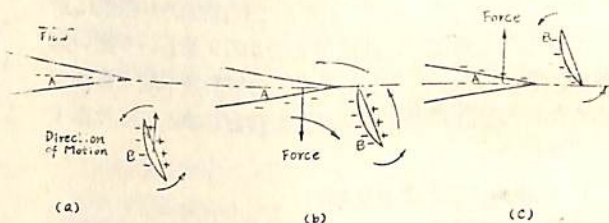
iii プロペラ起振力

プロペラによる起振力に関する研究は 1935, 36 年に Lewis が客船 President Huber 号の model について実験したのが最初であろう。その後 1950 年にはマリナー型について模型実験を行つている⁽²²⁾。最近には Ramsay⁽²³⁾, 谷口中氏⁽²⁴⁾, Breslin⁽²⁵⁾, 等の研究が発表されている。

Lewis によれば, プロペラ起振力を次の二つに分けて

a) Surface force;

第4図に示すようにプロペラの翼が a) の位置にある場合は船体には負の水圧のために左舷の方向に働く力を受け, b) のように翼が船の中心線を過ぎると船体には右舷の方向に力が働く。この力は主に水平起振力であるが船型によつては上下方向にも成分を有する。screw aperture が充分広ければ起振力も減ずる。同様な力は舵に対しても働く。



第4図 Lewis による surface force の説明図 (SNAME 1954)

b) bearing force;

プロペラディスク内においては一般に上半と下半とでは船体の伴流分布が異なる。従つてプロペラ翼の受ける力も上半と下半とは等しくない。このためにプロペラ曲には周期的に変化する曲げモーメントを生じそれが原因となつて軸に上下方向力加わり船尾管を通じて船本上下振動の起振力を生ずる

Lewis の模型実験結果によれば, screw aperture を広くすれば上記の二つの起振力を減少させるのに有効

22) F.M. Lewis, Tachmindji; T.SNAME 1954

23) J.W. Ramsay; TINA 1956

24) 谷口中; 西部造船会々誌 第12号

25) Breslin; Jour. Ship Res. 1957

である。最近各船級協会においても screw aparture の寸法の最少限の値を指定している²⁹⁾。

以上の外に重要な起振力としてタービン船におけるスラストブロック附近の船体構造、ディーゼル主機による不平衡力およびモーメントの配分²⁷⁾等があるが、船体固有振動と関連して今後研究すべき重要な問題である。

4 実船における振動計測

振動計測の第1の目的は固有振動数を求めることである。この目的のためにはガイゲル振動計(変位振動計)が一般に使用されている。しかしこの振動計には減衰装置がないため使用上に注意を要する。高次振動を詳細に計測するためには船体用の加速度計を用う方がよい。これらの振動計は上下水平の両方向の同時計測が可能である方がよい。測定第2の目的は固有振動数と同時に船体振動型および振幅または加速度の絶対値を求めることである。そのために船の長さ方向に数個の振動計を配置して計測し1枚のオシログラムに同時記録する。この装置は二三の造船所で試みられている。この目的のためには、振動計としてはインダクタンス型その他容量型、クリスタル等のピックアップを用いる。この種の船体振動計については変位計または加速度計として最近数多くの試作報告が出ている。^{28) 29) 30) 31) 32)}

今後の計測には固有振動数だけでなく変位あるいは加速度の絶対量を正確に記録する計器が望ましい。

船体振れ振動を計測するには船側において上下と水平の両振動を同時記録すればよい。

船体固有振動数には浅水の影響^{31) 32)}がある。超大型油槽船における振動計測においてはこの点に注意を要する。また局部振動に対しては実船計測においては正確な変位あるいは加速度の計測結果がない。今後の計測には振動計の改良と同時にこの方面の確実な測定が望ましい。

5. 模型船による振動実験

i 附加水質量および附加慣性力率並びに浅水影響

上下、水平振動における船体の附加水質量は1906年

- 26) J.D. Van Manen; I.S.P Vol. 4 No. 31. 1957
- 27) F.M.Lewis; T.SNAME 1927
- 28) 吉識雅夫, 外二名, 理工学研究所報告 第11巻 第15号 1957
- 29) 金沢武, 外二名, 非破壊検査 第6巻 第6号, 1957
- 30) 高幣哲夫; 造船協会誌 第342号
- 31) 吉識雅夫, 山本善之; 造船論文集 第84号
- 32) C.W. Prohaska; BAMA, 1947

に寺田寅彦³³⁾によつて最初に測定され簡単な解析が行われ現在用いられている実験式がすでにその当時に発表されている。振動による附加水質量および附加慣性力率は模型実験による以外に実測の方法はない。

高次振動における附加水質量は従来研究ではその影響が小さくなるようにいわれているが油槽船の模型によつて実験を行った結果それとは逆に高次になるに従つて上下振動の附加水質量は増加する傾向となる。上下水平振動の場合にはそれぞれ水の上下水平方向の運動のみでなく節点周りの水の回転運動の energy は加算してない。これを考慮に入れる必要があると思われる。これに関して目下研究中である。

ii プロペラ起振力測定

Lewis によつて始められた実験では起振力振動数と模型船の固有振動数とを十分に遠ざけることに注意し、かつプロペラ回転用のモーターの振動を避けるためプロペラと船体とを切り離して測定するいわゆる Tandem 式の実験が行われ起振力が測定された³⁴⁾。この実験は模型から実船への起振力の換算には理論上の難点があるが船型や screw aparture の比較実験として設計上重要な資料が得られたと思われる。

5翼と4翼プロペラの bearing force を模型船によつて比較実験³⁴⁾した結果やまたプロペラの tip clearance の起振力におよぼす影響についての模型実験研究が谷口中氏によつて行われた³⁴⁾。今後の実験の成果が期待される。

結 言

油槽船の振動に関し過去数年間における研究について述べた。戦前には主に船体2節振動を対象とした研究が行われていたが最近では油槽船の速力の上昇とともにプロペラ翼起振力による船体高次振動が問題となり従来の理論や考え方で説明のつかない振動現象が数多く現われた。これ等の問題に対しては実船計測や解析の結果ある程度まで説明が出来るようになった。しかし、船体構造が複雑なため理論解析が不十分なまたは不可能な点が数多く残されている。これらの点に対しては今後の研究を期待しなければならない。

過去数年間筆者の船体振動に関する研究について御教示を賜つた渡辺恵弘先生に対し深甚の謝意を表する次第である。また研究に必要な実船計測の貴重なデータを与えられ、かつ実船の振動計測に便宜を与えられた造船所に対し感謝する次第である。

33) 寺田寅彦; 数物学会誌 1906

34) 谷口中; 西部造船会々誌 第15号

構造委員会関東地区部会で行われた舵軸トルク実船測定

角 田 令 二
三菱日本重工業・横浜造船所

船の操舵中に舵軸に生じる応力は舵に加わる水の直圧力によって起る舵軸の曲げ応力と、操舵機と連結された舵軸が上記直圧力によつて操舵機が動かぬのに舵軸をまわそうとしたりまた反対に舵は舵軸のまわりに廻るまいとしているのに操舵機が廻わそうとしたり、操舵機はある方向に舵を廻わそうとしているのに舵は直圧力によつてその反対方向に廻わろうとしたりするので、この間に振りを生じすなわち舵軸のトルクとなつて応力を生ぜしめる。これ等の状況は外力である水圧、舵の形状、舵軸のそれに対する位置は勿論直前にある推進器の影響、船体形状の影響、吃水の影響、船の重量分布、またそれらによつて起る船の旋回半径、旋回航跡等にも二次的に影響し、またこれ等によつて起る推進器の影響が更に三次的に影響をおよぼす等これが解析は極めて困難な問題である。更にこれに舵軸ベアリング部の摩擦力の問題が加わり操舵機の馬力の決定、舵軸の強度は、いふなれば過去の実績経験の積上げで決定されているといつても過言ではない。すなわち計算式は実験公式に対し安全率を考慮しており、第16回造船協会の設計基準制定委員会においても次の如く決められている。

1) 流速は次のものを用う

	前進	後進
単螺旋	1.15 V_s	0.50 V_s
双螺旋	1.10 V_s	0.60 V_s

ここに V_s は満載航海速度にして満載状態、無風、平穩、機関最大出力（いわゆる定格）にて達し得る速度とする

2) 舵に働く振力率はジョッセルビューフォイの式にて計算する

$$\text{直圧力 } P = 0.0156 A V^2 \sin \theta$$

$$\text{舵前縁より圧力中心まで } x = 0.195 B + 0.305 B \sin \theta$$

ここに P: 應

x: 米

A: 舵面積 (平方米)

V: 流速 (節)

B: 舵の幅 (米)

θ : 舵角 (度)

振力率 $T_a = P \times a$ ただし a は舵軸中心より圧力中心までの距離

3) T_a の最大値 $T_{a, \max}$ に対し有効馬力 P_e を次式

にて計算する

$$P_e = 0.543 T_{a, \max} (\text{應} \cdot \text{米})$$

4) 操舵機馬力 P_s は P_e に対し次の標準により定む

$$P_s = F \times P_e$$

ここに F の値は最低標準として

汽動式 6.0

電動油圧式 1.5

純電動式 1.5 (ただし純電動は資料少なきため概略) とする

また舵軸の径を決定する船級協会規則においても外力に対して実験公式に、ある安全率を考へている。例えば日本海事協会においては Jossel-Beaufoy 式で流速を最大航海速度とした場合の計算値の2倍を、舵軸強度基準による外力としている。所がこれでも時に操舵馬力に不足を来し、船級協会規定の“hard over to hard over 30 秒”またはそれに類似の規定が守れなかつたり、または電動機が over load したりする事故が起るようである。近時電気抵抗線歪計の発達とともにこれ等の実測が従来の磁歪式と比較し容易となつたことに鑑みどうしたらこれ等の事故をなくすることが出来るか、またどうしたらこの安全率を減らした計算式を求めることが出来るかという問題に対し各造船所ともとり組み始めた。更に最近 catcher boat 等の急速操舵の要求等はこれにはくしやをかけている。

本測定法が電気抵抗線歪計を使用することにより容易になつたとはいえ、測定点数は少ないながら、動的歪の実船測定であるから、その準備および解析を含めてその労力は簡単にやり得るというものではない。更にこれ等の実測結果は上述の如く複雑な原因によつて起つた値であり、従つてこれが解析にはどうしても多くの実測値からある程度統計的にみた値をもとにしてその裏付理論を考へて行くという行き方を採るべきである。従つて1隻だけの計測は、その同型船に対する今後の予想程度の意味なら兎に角、根本的解析にはこれだけでは殆んど不可能である。そしてこれ等の実測もたとえ単に同型船対象のものであつても折角の実測結果であり他の実測値とともに根本的解析の一助にもさせたいということになる。

以上の意味で今後の舵軸トルクの測定に対し、各造船所で何らお互の連絡なしにばらばらに行うことは不経済

であり、何か統一測定方針のもとに行うことが望ましい、という意見が昨年春の造船協会船体構造委員会の関東地区部会において起り、これが測定方針を小委員会でもとめようということになり、舵軸トルク測定小委員会というものの発足をみたわけである。

本問題についての大規模の実験は戦後においては昭和28年日本海事協会が主体となり運研性能部および各造船所が協力して行われた国島丸、隆山丸、日洋丸、第三真盛丸、有明丸、和光丸の6隻について行われた実験、同じく昭和26年より28年の間に日立造船技術研究所で行った銀光丸、日光丸、山里丸、雄光丸、大有丸の5隻の実験について第3回目の実験であった。行つた船は

実測船名	船種	測定造船所	測定期日
富士川丸	20000DWT Tanker	浦賀船渠	32-7-18-19
春洋丸	20000DWT Tanker	三菱横浜	32-9-16
利丸	1075GT Catcher boat	〃	32-10-27
マイケル キャラス	40500DWT Tanker	日鋼鶴見	32-1-20-22
シリウス	1780GT 測量船	石川島造船	32-12-17

の5隻である。なお利丸は hanging rudder であり、またシリウスは双螺旋船である

この問題は前述の如く研究を進めればきりのなく大なるものとなりまた実測船も何隻あつても足りないことになるが、目的は今後のこのような実測の方針を調べ、この研究の一步を進めることにあるので本小委員も丁度1年間で上記5隻の船の解析を行い一応解散した次第である。この報告は造船協会誌に発表されるがこの報告が本問題解決への長い階段の中の何段かを昇つたことに考えられれば幸である。

ここにこの度の実測による結論のみを記載することとする。

結 論

- i) 現状においては舵軸トルクの絶対値および操舵所要馬力は日本海事協会の舵軸強度基準および造船協会設計基準制定委員会の電動または電動油圧式操舵機の馬力算定基準の値を考へることが妥当である。
- ii) 大角度操舵旋回中今まで Jössel-Beaufoy 式で正トルク（舵をもとに戻そうとするトルク）が生ずると考へられていたが実際は旋回定常状態に入ると逆トルクが生ずる場合が多い。従つてこの場合最も多く馬力を必要とするのは hard over to hard over の初期である。
- iii) 舵軸トルクは船の旋回中の偏角の大きさおよびその定常値になる速さ、旋回半径、推進器の直径および回転数、ピッチ比、推進器と舵との距離等に特に関係を持

つと考へられる。この度計測された舵軸トルクの値から次の如き関係式が求められた。

$$T_e = T_0 - 0.0156 A (cV_r)^2 \sin \theta \times a$$

ここに T_e : 定常旋回における実際舵軸トルク (噸・米)

T_0 : 舵の偏角を考慮し推進器の slip を考慮しないで Jössel-beaufoy 式より求めた舵軸トルク (噸・米)

A : 舵の面積 (米²)

V_r : 舵の対水速度 (節)

θ : 舵角 (度)

N : 推進器の回転数 (毎分)

D : 推進器の直径 (米)

$$c = 2.89 \times 10^{-4} \times \left(\frac{ND}{V_r} \right)^2$$

iv) 上記要素の影響は実船に対し複雑に入つておりこれが充分の解析のためには更に多くの実測が要求される。この場合軽荷状態では大きなトルク変動が記録されるからこれ等の実測は満載状態を主体として行うべきである。

v) 偏角のつきにくい船では現在の舵の舵軸に対する前後部面積の balance ratio が妥当と考へられるが cut up 等があり偏角のつき易い船は balance ratio を小さくすると最大舵角を 35° 以上にすることが得策と考へられる。単螺旋の貨物船では現在考へられているより balance ratio は多少少なくすることが得策の場合が多い。

vi) 摩擦が操舵馬力に影響する割合はかなり大きいからこれが減少または推定に関する研究も今後望まれる。今回の解析で一番大きな問題となつたのは舵軸トルクの実測値が、これも実験から出した Jössel beaufoy 等の式から出した計算値と非常に異なることでこれは今までの実測値でも出ていることである。この差異が何から起るかということである。すなわち正トルクに出ると考へられていた定常旋回中の舵軸トルクの数値はその絶対値が大体同じ位の逆トルクが出ることがある。すなわち 200% の誤差が出たわけでも定常旋回に入る前の状態も操舵すると一時正トルクを生じ、定常旋回時になり逆トルクになる場合や、操舵とともに始めから定常旋回時に到るまで逆トルクとなる場合、またこれ等の中間の場合、等いろいろの case を生ずる。これでは今まで発表された舵の計算式は少なくとも直圧力の中心の位置の算定に対しては何等意味がないことになる。

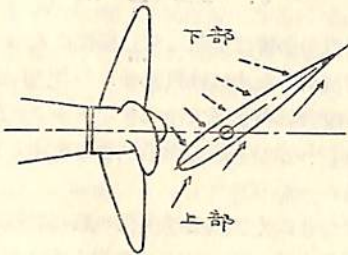
今回の解析ではこの差を二つの項目に分けて考へてみた。第一項は舵の位置における船の偏角の影響、すなわ

ち船の中心線と舵軸の進行方向のなす角が実際の操舵角度を減せしめている影響で例えばこの偏角が15°ありとすれば操舵角35°でも実際は35°-15°=20°の操舵角度に相当する水圧を受けていることになり舵軸はこれに相当するトルクを生じているという理由である。第二項は今までの舵の計算式は推進器後流の影響が入っていないからこの影響を入れると舵の圧力中心の位置がぐつと前方によるのではないかという理由である。報告では単に推進器の影響として

$$\frac{\text{推進器直径} \times \text{回転数}}{\text{舵の実際の対水速度}}$$

をもとに解析をしたが更にこの理由を考えてみると次のような事項が推測される。

i) 推進器後部の廻転水流により第1図の如く、推進器



第1図

を右廻りとし右舷旋回時を考えると舵の上半部は水流に対しその向角を減少せしめることになり反対に舵の下半部は水流に対しその向角を増大せしめることとなる。しかもこの推進器後流の廻転速度は推進器から遠くなるに従い急激に衰えるとして舵に働く直圧力に推進器廻転流の影響を入れて簡単に考えると舵に加わる直圧力Fは

$$F = K \frac{A}{2} (V^2 + v^2) \sin(\theta + \phi) + K \frac{A}{2} (V^2 + v^2) \sin(\theta - \phi)$$

$$= KA(V^2 + v^2) \sin \theta \cos \phi$$

ただし K: 係数
A: 舵面積
V: 船の進行方向の対水速度
v: 推進器廻転流速
 ϕ : 推進器廻転流による向角の変化

$$\tan \phi = \frac{v}{V} \therefore V^2 + v^2 = V^2 \left(1 + \frac{v^2}{V^2} \right)$$

$$= V^2 (1 + \tan^2 \phi)$$

$$= V^2 \frac{1}{\cos^2 \phi}$$

上式にこれを入れれば

$$F = KA V^2 \sin \theta \frac{1}{\cos \phi}$$

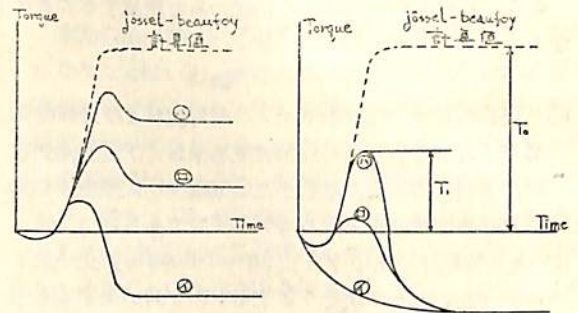
従つて推進器廻転流の影響は ϕ の大きい舵の前部では ϕ の小さい後部よりその直圧力を大きくすることとなり舵全体の直圧力の中心は前方に移動するわけである

ii) 舵の附近における船の旋回中の偏角は相当の量を示し推進器に來る水流は船体中心線に対し斜方向から入つて來ることになる。このような場合の推進器後流の状況は未だ調査されていないがもし推進器の左右舷部分で後流の速度方向が異れば舵を取つた場合舵前半部と後半部の対水速度が異り舵全体の直圧力の中心を前方に移動させることになるかも知れぬ。

iii) J. W. Ramsey は推進器の廻りの圧力変化を模型により調べているがこの圧力変動の量は推進器からの距離が遠くなるにつれ急激に減少することを述べている。この圧力波の影響は i) と別の意味で舵に作用することが考えられる。

以上のことは今まで更に実測を進めることによりまたは模型実験により調べられて行くと思う。日立技術研究所で現在行っている廻流水槽による実験はこの点で非常に期待される。また一番手取り早い方法は実船の舵に水圧計をつけてはしることであろうが、これは実現がむずかしい。

第二の問題は初期旋回時のトルク曲線がいろいろ変つた形を示すことである。報告では舵の位置における船の偏角 α_r の増加速度に従つて第2図(b)④⑤⑥に変化することを第1表の如く示したが、この $\frac{\Delta \alpha_r}{\Delta t}$ をとつた理由はこれがその船の初期旋回性能に関係する数値であるという意味を含んでいる。



(a) 定常旋回時のトルク曲線列 (b) 初期旋回時のトルク曲線列

第2図

すなわち船が旋回時重心位置における対水偏角を α_g 、舵の位置における偏角を α_r 、舵角を θ 、瞬間旋回半径を r とすれば操舵後におけるいわゆる第二期旋回時にお

第 1 表

	春 洋 丸		利 丸		マイケル キャラス		富士川丸	
	左舷	右舷	左舷	右舷	左舷	右舷	左舷	右舷
35° 操舵に対する計算トルク $T_0 (T-M)$	34.1		8.3		34.6		24.9	
初期旋回における最大計測トルク $T_1 (T-M)$	7.5	9.5	0	0	10	50	計 測 せ ず	28
$\frac{T_1}{T_0} \times 100\%$	22	28	0	0	29	145		115
トルク曲線形状	□	□	ハ	ハ	□	イ		イ
舵の位置の偏角の増加速度 $\frac{\Delta \alpha_r}{\Delta t}$ 度/秒	0.70	0.70	2.9	1.5	0.70	0.35		0.35

いては船の横方向の力の平衡条件より第一近似式として

$$\sin \alpha_G \doteq \frac{K_1}{\rho_G} + K_2 \sin(\theta - \alpha_r) \cos \theta$$

(K_1, K_2 は constant)

が成り立つ。両辺を微分して

$$\tan \alpha_G = \tan \alpha_r - K_3 \quad (K_3 \text{ は constant})$$

の関係を代入すれば

$$\left\{ K_2 \cos(\theta - \alpha_r) \cos \theta - \frac{\cos^3 \alpha_G}{\cos^2 \alpha_r} \right\} \frac{\alpha \alpha_r}{\alpha_t}$$

$$= K_1 \frac{1}{\rho_G^2} \frac{\alpha \alpha_r}{\alpha_t}$$

K_2 は舵面積と船体没水側面積の比に関する数値で

$$K_2 \ll 1$$

従つて通常の場合 $\left\{ K_2 \cos(\theta - \alpha_r) \cos \theta - \frac{\cos^3 \alpha_G}{\cos^2 \alpha_r} \right\} < 0$

また $\frac{\alpha \alpha_r}{\alpha_t}$ は初期旋回性能を示す数であるから、この式

で $\frac{\alpha \alpha_r}{\alpha_t}$ が大きければ $-\frac{\alpha \alpha_G}{\alpha_t}$ は大となり、すなわち初期旋回性能はよいということになる。

今回の解析上いつも障害となつたことは外力がトルクの形で出されておられ力とその圧力中心とが別々に測定されてないことである、力は確に舵軸に曲げ応力を与えているからこの応力を測定すれば逆に舵にかかる全直圧力が判明する訳であるが、通常舵の支持は舵軸が上下に真直ぐに通つていなくつたり、舵板部の実際の剛性が不明だつたり、ベアリング部の支持点不明である等のために簡単に算定出来ない、従つてこの方法で舵の直圧力

を求めるためには実船で例えばドック中において舵に既知の力を加え測定点における応力を検定して置くとか、またわれわれが現在行つている三連モーメント計算の値との比較を行うとかして後に、実測を行わなければならない。しかしこれも実現困難なことである。今一つの問題はベアリング部の摩擦の問題である。殊に hanging rudder の舵軸管の摩擦は旧海軍においても種々論議された問題で今度の結論でもふれている如くこの摩擦を主体とした多くの実船測定が同様に望まれる。

以上の如く舵軸トルクの問題は勿論舵軸にかかる振り応力の実測解析にあるのであるが一般構造問題と異なり構造物内部の力の伝達に基く問題でなく、殆んど構造物外の外力の問題である。いいかえれば流体力学の問題であるので構造問題とはなれた問題の如く考えられがちであるが、近時構造問題としてこの種の問題が非常に多く、例えばスラミングの問題、船首部青波による船体損傷の問題、deep tank に働く液体圧力の問題は勿論、波浪中の船体縦強度の問題は昔より構造問題の最重要問題の一つとして研究されている。本問題はこれと同様性質のものと考えられるわけである。そしてこのような構造問題はとかく研究の盲点となりやすく、今後ともこの種の問題が今回の舵軸トルク小委員会の如き形、あるいは更にそれ以上の広範囲な総合研究の形で研究解析され、簡単な算式のようなものとなつて実用されるに到ることをわれわれ造船所の設計者として切望してやまないものである。(終)

30年度計画甲型警備艦について

筒井為雄
防衛庁技術研究本部

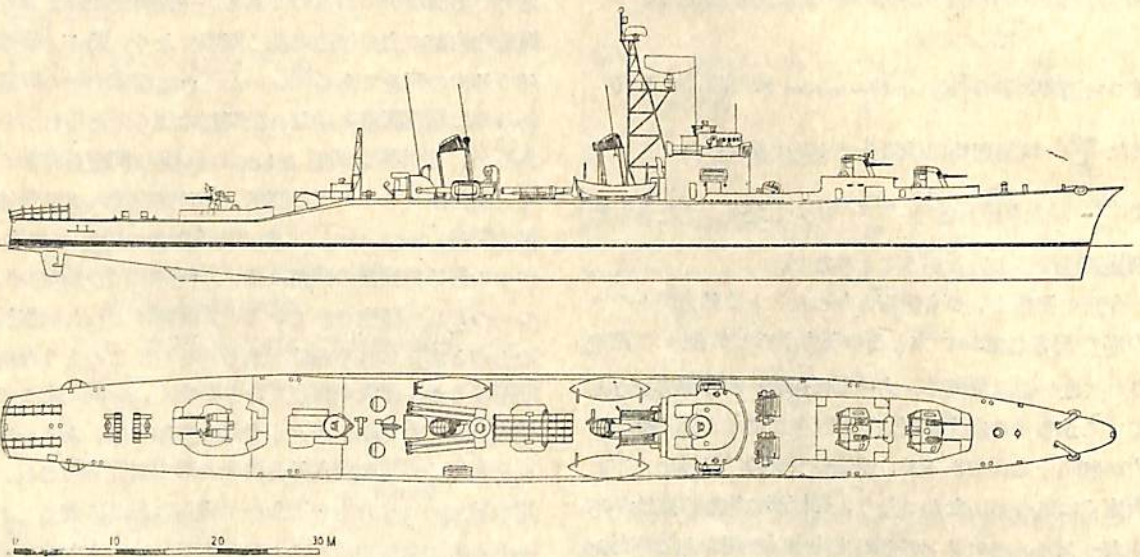
1. ま え が き

防衛庁の新造艦の第一陣としての28年度の甲型警備艦はるかぜおよびゆきかぜは31年の前半に試運転を終

了したが、その建造中および完成後の使用期間に、いろいろの意見が集積し、解析の上建造されたのが30年度計画あやなみ型4隻の甲型警備艦である。大体31年度

第 1 表

艦 名		あやなみ	いそなみ	うらなみ	しきなみ
長×巾×深×吃水(米)		109.0×10.7×8.1×3.6			
基準排水量(噸)		1700			
速 力(節)		32			
軸 馬 力		35000			
主 要 武 装	砲	3吋連装連射砲			3基
	爆雷投射機	Y 砲			2基
	爆雷投下軌条				2基
	ヘッドホッグ				2基
	魚 雷	4連装魚雷発射管			1基
機 関	主 機	ニシャーウイス型	ウエスチング型	川崎型	ジ・ネラルエレクトリック型
	ボ イ ラ	C E 型	C E 型	C E 型	B & W 型
建 造 所	起 工	三菱造船(長崎)	新三菱重工	川崎重工	三井造船
	進 水	31. 11. 20	31. 12. 14	32. 2. 1	31. 12. 24
	竣 工	32. 6. 1	32. 9. 30	32. 8. 29	32. 9. 25
		33. 2. 11	33. 3. 14	33. 2. 27	33. 3. 15



第 1 図

に起工され、33年3月末までに完成された。これ等30年度艦の大略を説明するとともに、変った所、問題となつた所の中、主として造船関係につき説明し、諸賢の御理解と御意見を頂ければと存じ、筆をとつた次第である。

その要目等については第1表、配置については第1図を参照されたい。

2. 艦の概要

30年度艦の主要任務は、対潜、哨戒および船団護衛で、基準排水量は1700噸、速力32節。主機は蒸気タービン17500軸馬力2基、計35000軸馬力のものを装備している。

武装のうち、砲は米國より供給された3吋連装連射砲で、前部に2基背負式とし、後部に1基合計3基を搭載している。前部の1番砲2番砲の2基には、しぶき除けのために楯をつけた。3番砲は後部の低い位置にあるため、旋回時等操作員が波のしぶきをかぶり易いから、これと同型の32年度船では舷側にブルワークをつけて、その効果を期待している。各砲側には揚弾薬機がりあ弾薬庫より給弾される。

水雷関係としては、旋回式の4連装魚雷発射管が1基煙突の間にあり、艦橋の前にヘッジホッグを2基横に並べて配置した。また後甲板には爆雷投射機(Y砲)2基および同投下軌条2基がある。

艦橋は肉眼にて、操艦の責任者が直接外海を見渡すのに、出来るだけ邪魔ものがないよう独立な区劃とした。28年度艦のマストは耐蝕アルミニウムを使用、3脚形としたが、本艦では材料を工作上、価格上有利な薄肉鋼管の亜鉛メッキとし、同等の重量で剛性の大きいトラス構造とし、長大なアンテナを支えることとした。

船体構造は全面的に縦肋骨式とし、設計の合理化をはかつた。船体は数条のリベット線を除いて全溶接になっているため、フレーム、ロンジ、ガーダー等の取付山形が不用となり、その重量の一部を、最小板厚増加に使つて、溶接歪を少くした。そのためコロージョン・マージンが多少生じたこととなり、発錆による板厚減耗を防ぐための亜鉛メッキを要する場所が非常に減じた。すなわちメッキ場所は、真水、給水、予備水等のタンク、および水を常時使用する場所または手入の出来ない場所で5mm以下の薄板の部分等のみとなつた。なお亜鉛メッキ板は、溶接または加熱歪とりのため亜鉛が脆損し、その効果を若干減じている。亜鉛メッキにまさる塗料の出現が期待される。船体用材料は一般に艦船用圧延鋼材(SM41, SM41W)で中央部の縦強度応力の高い部分等には、溶接船用圧延高張力鋼(SM52W)を使用、艦橋構

造には艦船用アルミニウム合金材(ANP)を用いた。

28年度艦は、戦後10年のブランクのあと始めて建造されたものであり、旧海軍の資料より推定したもので計画せざるを得なかつた。そのため完成時には少しの余裕もない状況となり居住性においても必ずしも良好といえないものがあつた。本艦ではこれらの経験により改良を加え護衛艦の特殊性が認識され特に環境性能が重視されるようになった。居住区および作業区劃の床面積は、28年度艦に比し数割程度増大した。本艦の機関室の全長は37mで、28年度の30,000SIPの艦より、2mも短くなつている。これは船倉甲板にては燃料タンク、倉庫の容積を大とし、下甲板上の居住区面積を増大することとなつた。本艦は長船首楼型を採用したため、機械室の上部およびボイラ室の舷側は、外板まで居住区、事務室または浴室、便所等に利用された。武装特に銃砲関係が少いことは、乗員数を減ずるとともに、管制室、動力室等が少くなり、甲板面積も広く使用出来て、居住関係諸室を増大することとなり、曹士の居住区の1人当りの床面積は、28年度艦に比し30%も大きい結果となつた。また武装重量の少いことは上部重量が少いことを意味し、重心的には余裕があるから、甲板間の高さも大きく出来、容積的に充分取ることが出来た。ただし、区画の関係や、基本設計当時未確定だつたものの部屋は多少過不足のものがあり、32年度の同型艦のものに対しては、一部配置を改良して変更した。

3. 船型

30年度以降の甲型警備艦では、長船首楼型の船型を採用、28年度艦の平甲板型と変つている。

長船首楼型を採用することによる利点については、次のことが考えられる、

(イ) 船殻については、強力上の船の深さが大となるため、甲板、船底外板の厚みのある程度小さくしても十分な縦強度がとれる。故に最大板厚が小となり、脆性破壊に対する心配も少くなり、板厚が平均してきて、工作も楽になる。挫屈に対する考慮としては、縦肋骨構造方式を採用して、ロンジ、ガーダーの間隔を調整し、十分な強度を持つようにした。

長船首楼型は平甲板型に比して、船殻重量は増加するが、有効な艦内容積が一層増大し、重量対容積の比は28年度艦より約20%増大している。

(ロ) 強度甲板は長船首楼型の方が、平甲板型に比し上り、甲板機装品もともに上昇、KGが大となる傾向がある。しかしKGがある程度大きくなつても、KGと深さとの比は、平甲板型に比して小さくとれるから、復原艇GZ

復原性範囲および動復原力は、安定性能指数は著しく大きくなり、安定性能は良好といえる。長船首楼型は、上甲板下部を荒天通路に使用出来、乾舷も大であるが、平甲板型は荒天通路兼用の甲板を必要とし、その上中央部の乾舷は余り小とすることも不可能であるため、風圧側面積比は、多少長船首楼型の方が小さくなる。

船楼の形にしてその後端に段をつけることは、この部に不連続箇所を生じるので、その対策として、構造を複雑にし、板厚を増加してこれを補うことも出来るが、それでもなお応力の流れが不自然になり易く、また重量も増加を来すことになる。故に甲板に折角をつけて、露天甲板（上甲板）を通し、連続した甲板とした。傾斜部は約13°の坂となるので、航海中の交通を考え階段をつけたり、上りどめ塗料を塗って種々試験をしている。この附近の甲板の用途は、係船には不便で殆ど通路用のみ限定され、またその下部も、三角形区画を生じ、使用に多少の不便がある。以上がこの船型の不利な点であろう。

以上述べたように、本艦にて採用した長船首楼型は、容積、強度、重量、復原性能等、平甲板船に比し一段と良好であるので、欠点があるにかかわらず、その軽重を比較の上採用されたもので、欠点については実艦の使用状況を更に調査し、艦装によつてこれを除外するよう実験を行つて、更に改良し解決しなければならぬ問題である。

4. 主 機 関

機関室の配置は、28年度艦以降、ボイラ室、機関室を交

互に配置したいいわゆるシフト・エンジン式で、被害時に機関の損害を一对以内に止めて、航行しうることを目的としている。

機関の型式は、第2表の通りである。

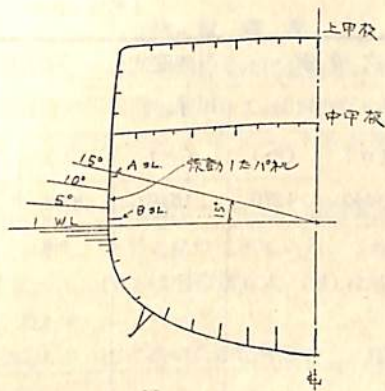
巡航切換方式としては、あやなみでは、低力より増速の場合主軸の回転の増加につれて、巡航タービンおよび巡航減速装置は、巡航最大出力以上において、自動的に主タービンより離脱して停止する。主機出力が高力より低力に減じ、巡航タービンを使用する場合、簡単な操作により、巡航タービンおよび減速装置は、自動的に主タービンと同期し、嵌合して使用可能状態となる。うらなみおよびしきなみでは、巡航タービン使用時は、巡航タービンの排気口を高圧タービンと連絡し、高力時には、復水器と連絡し巡航タービンには、少量の冷却用蒸気を送入する如き排気切換弁を備え、巡航の切換はこの弁の操作で行う。いそなみでは巡航タービンを有せず、低力より高力に至るまで連続的に変化可能で、嵌脱操作がないために大幅な増減速が非常に簡単に行えるが、低力時の蒸気消費率において劣るのは止むをえない。

5. 船体の局部振動

いそなみの試運転中、高速旋回時において、ボイラ室、機械室の側外板の大きいパネルの部分が振動することを発見、その後各艦の試運転時の実状を調査した処、同様に振動があり最大復振巾は5mmに達した。その原因は第2図に示すように、直進時は水線上にある外板の部分が、旋回時に艦が傾斜した時水没し、そのため水のバネ・チュアルマスがパネルの固有振動数を減少させ、プロ

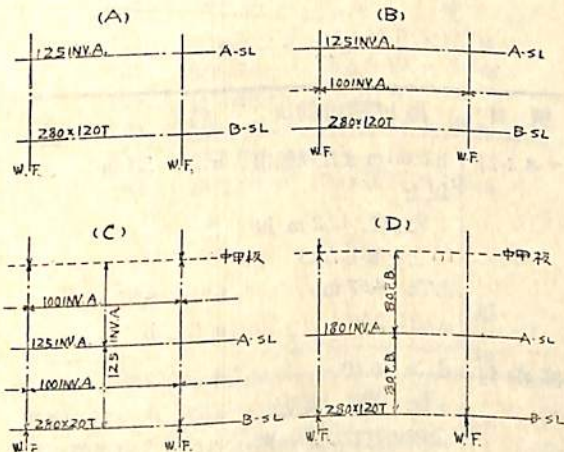
第 2 表

		あやなみ	いそなみ	うらなみ	しきなみ
タービンおよび減速装置	型 式	エ、シャーウイス型	ウエスティンクハウス型	川崎重工型	ジェネラルエレクトリック型
	主タービン	衝 動 式 2 汽 筒	同 左	同 左	同 左
	巡航タービン	衝 動 式 自 動 嵌 脱 型	装 備 せ ず	衝動式直結型	同 左
	減 速 装 置	アーティキレト型 2 段 減 速	同 左	同 左	ロッドトレーン型 2 段 減 速
	製 作 所 名	三 菱 造 船	新 三 菱 重 工	川 崎 重 工	日 立 製 作
ボイラ	型 式	コンパクションエンジヤリング型			バブコック型
	構 造	エコノマイザ付 2 胴型水管ボイラ			
	蒸 気 性 状	30 kg/cm ² g 400°C			
	製 作 所 名	三 菱 造 船 長 崎	新 三 菱 重 工	新 三 菱 重 工	日 立 製 作 所



第 2 図

ペラを起振力とする振動（振動数 = 軸回転数 × 翼数）に共振するためであると推定した。故に外板の外側に水中に没しても、その振動数が主機械最大回転時のプロペラの振動と共振するのを避ける必要があり、第 3 図 (B)



第 3 図

に示すように、外板パネルの補強を行って、その固有振動数を高めた。この補強工事は殆んど完成状態の艦であつたため、最小限の範囲において施行された。(同じ大きさのパネルでも、外舷弁あるいは補機台等の附着しているものは、殆んど振動は認められなかつたため、補強の必要のない処もあつた。) 補強後運転時に問題のパネルを計測した処、なお複振巾において 3 mm 程度の振動を起すパネルがあり、更に一部再補強を加えた現状では、振動は非常に少なくなったようである。以上の検討の方法を説明すると次の通りである。第 3 図 (A) の振動したパネルを、四辺単純支持の矩形板の振動と考えると、空中の振動数 f は

$$f = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{gD}{rt}} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)$$

ただし、 D = 板の剛性係数
 r = 板の単位体積当りの重量
 t = 板厚
 a = パネルの長さ
 b = パネルの巾

片面水中にある場合の振動数 f_w は、鬼頭教授の論文（雑纂 266 号）によれば、

$$f_w = f \times \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\epsilon}{2}}}$$

$$\text{ただし } \epsilon = \left(\frac{\rho_w}{\rho_m} \right) \left(\frac{a}{t} \right) \times \frac{2}{\pi \sqrt{1 + \left(\frac{a}{b} \right)^2}}$$

ρ_w = 水の密度

ρ_m = 板の密度

防澗矩形板の振動数の算定には、簡略法を用い、Shade の直交異方性板に置換えて、ロンジおよびトランス方向の単位長さ当りの慣性能率を求め、これらの平均値を、その板の曲げ剛性に対する慣性能率とし、板厚としては、上記慣性能率を有する相当板厚を採用した。

以上の式の計算と実測の振動数を比較すると、第 3 表の通りとなり、計画当初のパネル (A) に対する計算値と実測値は空気中の振動数 f 、片面水中の振動数 f_w 、ともに大体合致している。プロペラによる振動数も 1000 ~ 1200 cpm 位と考えられ、同調して大きな振巾を発生したものである。第 1 次補強として振動を止めるために (B) の如くパネルを細く分割した。この時の振動数はパネルが周辺支持の条件を満足すれば、計算上は 4000 cpm 以上となり、プロペラとの共振は起り得ない。実際においては、B-SL. 以上のパネル、すなわち A-SL. も含めた上下 3~4 パネルが 1 つのパネルとして振動し、前述の振巾を出したものと考えられる。この計算値は (ハ) に示す。

本問題は未解決の問題が多く、今後計算と計測により固めて行くべき仕事であるが、一番大きな失敗は、その振動のモードを確認出来なかつたことである。31 年度艦においても 30 年度艦の運転の結果をみて、(B) の如き補強を行つた。石川島造船所にて、31 年度艦の船体を利用して、抵抗線歪計で振動のモードを計測しようとし、また振動数の計測も行つた後、最終的には (C) の如き補強となつた。

32 年度艦では (D) の如き構造とし、防澗材の数をす方法をとらず、剛性のある防澗材でパネルを正方形に

計 算 値	計画のパネル			第1次補強			31年度式	32年度式	
	f	f _w		f _w			f _w	f _v	
	(イ)	(イ)	(ロ)	(イ)	(ロ)	(ハ)	(ニ)	(イ)	(ハ)
計 算 値	2090	1140	1070	4050	3240	1270	1630	2040	1660
実 測 値	2030	1000 (5) …うらなみ 1100 (5) …しきなみ 1200 (3.5)…あやなみ 1200 (5) …いそなみ							
パネル内防撓材の重量比	1.0			2.7			3.8	2.1	
パネルの形	(A)			(B)			(C)	(D)	

注 (1) (イ), (ロ), (ハ), (ニ) はそれぞれ図中の 1, 2, 3 および 4 パネルが同一のモードで振動した時の振動数を示す。

(2) 実測値は不規則のため、計測者および計測場所により多少差が出る。

(3) 実測値の () 内は最大複振巾 mm を示す。

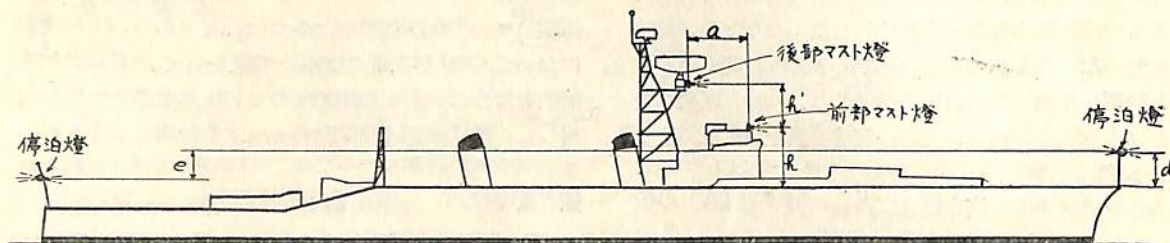
近く区切つた。これが本問題に対する正解と考えられる。このパネルには防撓材がその目的をよく達すると考えられ、1 パネルだけの振動を考えれば良く、プロペラとの振動共鳴は避けようものと考えられる。防撓材を含む4パネルにおいても、その固有振動数は1600 cpm 以上である。

6. 航海灯等の配置

現在の艦艇においては、通信電測用の機器のアンテナが艦の主要な耳目となつて、大きなものを数多く装備する必要のある状態である。海上衝突予防法による、灯火および形象物を一般船舶なりに配置することは、電子機器の性能を害するのみならず、砲銃の射界にも影響をおよぼし、また風圧側面積および重心すなわち艦の必須性能をも悪化するので、特別の規則を定めて配置されている。これ等の装備法で本艦に適用される主なものは、第4図、第4表の通りである。

第 4 表

項 目	海上衝突予防法	特 令
マスト灯	$h \geq 6.1m$ または船巾以上 ただし 12.2 m 以上を要しない $h' \geq 4.57 m$ $a \geq 3 h'$	$h \geq 3.5 m$ $h' \geq 4.57 m$ $a \geq b$
停泊灯	$d \geq 6.10$ $e \geq 4.57$ ただし後部の灯は3海里離れた周囲から視認されること。	$d \geq 2.50$ $e > 0$ ただし後部の灯は3海里離れた周囲から視認される限度になるべく低く装備する。



第 4 図

7. 係留装置

係船機械としては、前部群では揚錨機を、後部群では第2艙突後方の揚艇機を使用して、係留作業を行うよう、リングプレートおよびスナッチブロック等を用意している。

係留索およびその配置については、旧海軍方式と異なつた一定の新しいものとなつてきている。これ等の比較を第5図に示し、(A)は旧海軍方式、(B)は現在の警備艦方式を表わす。

係留方式については次のことを考慮の上、現在のものを採用した。

(1) 現在の式では各索にボラード、フエヤリードが各々1対宛用意され、各索に3~4人配員されるので、互

に独立していて作業の手順が簡単で従つて迅速となり、艦橋よりの指揮も好都合である。

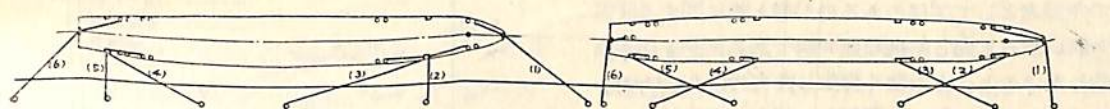
(2) 旧海軍式では比較的横もやいを重視しているが、潮の干満差の大きい港や長濤の入り易い場所での横付に際しては、このもやい索のゆとりが少いため、索に急張を来し切断し易い。斜もやいを多くして、その合成力により横方向に対する係止力を発揮させる方が、安全と考えられる。

(3) 艙装品の配置は、旧海軍式の方が楽で上部重量も軽くなる。

索の種類については、旧海軍では鋼索を主用していたが、現在は取扱いの関係上、マニラ索に防腐処理を施して、これを主用する方向に進んでいる。索類の比較表を第5表に示す。

(A)

(B)



番号	名称	寸 度
(1)	前もやい	48φ M.R. × 175 m
(2)	横もやい	26φ S.W. × 50 m
(3)	斜もやい	〃
(4)	同上	28φ S.W. × 75 m
(5)	横もやい	〃
(6)	後もやい	28φ S.W. × 100 m

番号	名称	あやなみ	31年甲
(1)	前もやい	50H.R. × 175m	45φ M.R. × 175m
(2)	前部後方斜もやい	20φ S.W. × 100m	〃 × 75m
(3)	前部前方斜もやい	28φ S.W. × 100m	〃 × 100m
(4)	後部後方斜もやい	〃	〃 × 100m
(5)	後部前方斜もやい	20φ S.W. × 100m	〃 × 75m
(6)	後もやい	50φ M.R. × 175m	〃 × 175m

第 5 表

用 途	旧 海 軍	28年甲警 (はるかぜ)	30年甲警 (あやなみ)	31年甲警
鋼	曳 航 用	40φ × 175 × 1	40φ × 175 × 1	40φ × 175 × 1
	係留作業用	28φ × 100 × 1	28φ × 100 × 1※	28φ × 100 × 1※
索	横 付 用	26φ × 50 × 2	28φ × 50 × 2※	24φ × 100 × 2※ 20φ × 75 × 2※
	船尾係留用	28φ × 75 × 2	28φ × 75 × 2※	28φ × 100 × 1※
マニラ	係留および重要作業用	43φ × 175 × 1	50φ × 175 × 1※	50φ × 175 × 2※
	横 付 用	—	—	45φ × 100 × 2※ 45φ × 75 × 2※
索	副 錨 用	40φ (T) × 175 × 1	45φ (T) × 175 × 1※	40φ (T) × 175 × 1
	導索および雑索	32φ × 175 × 1 26φ (T) × 100 × 1	32φ × 75 × 1※ 26φ (T) × 100 × 1※	32φ × 175 × 1 26φ (T) × 100 × 1

注 ※印は露天甲板にてワイヤールールに格納 ㊦印は増もやい用で倉庫に格納
(T)印はタール索を示す。

パイ係留用としては、径 28 mm の鋼索を用意し、錨鎖とともに係留用に使用して、強度上不安のないものとしている。

前表の如く、係留索は増加してきたようにみえるが、この数量は現在最も多く行われているパイ係留にて、僚艦と横付することを考えた必要数である。日々の出入作業を便にし、また艦の保安に関するものは、必要最小限に用意することが必要で、搭載の定額表にないものが必要のために積込まれ、不明重量の増加、重心の上昇を来すということのないよう考慮したものである。

8. 熱 と 音

環境性能を良くし、乗員を常に最良の条件におくことは現代の常識であるが、特に商船護衛の任務を持つ艦として環境性能は主要性能の一部ということが出来る。この中の主要素として関係のあるのが音と熱に関する問題であり、いずれも同じ系統の難問題である。まず音や熱が発生しないこと、止むなく発生したものは、極力害を小さくするという、2 つに問題をしぼり、艦艇用として必要条件である、小容積、軽量にして有効な対策を探りつつあるのが現状である。

本艦以降の警備艦にては、中央部の電信室、ジャイロ室等の任務上常時配員があり、また電子機器が集中装備されている区画に対しては、冷房機を装備し、温湿度の降下を狙った。本艦に装備された 10 IP 程度のものでは湿度は当然外気より大となる。しかし除湿の効果で、人間に対しては、有効温度が下がり、また機器の絶縁等保存に対しても、相当改良されている。今夏の実績により、ある程度その効果を検討出来るものと予想される。

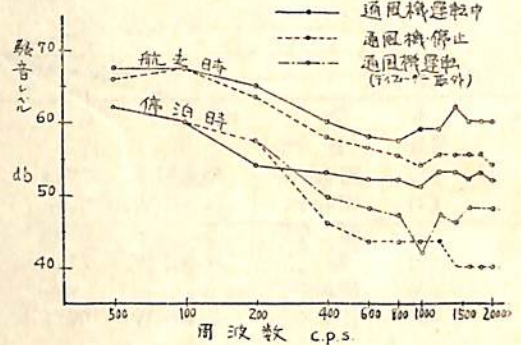
なお今後電子機器の装備は、増加されるものと思われれるが、電子工学の発展により、軽量小形化とともに、発熱損失も極力少くなる方向に進むよう努力されている。装備方法についても、発熱機器は別室に格納して、遠隔管制するようになるものと考えられる。

居住区では 1 人当りの風量を、毎分 0.85~1.0 m³ として、パンカールバーで外気を吹きつけて、涼をとるようにした。サーモンタンクを使用する冬期の風量は、当然吹きつける必要がないので減少する必要があるが、外気の外に約 3% の暖い室内の空気を循環させて、冷い空気の取入を減少して熱量損失を防いでいる。今後計画される艦では冬期は通風電動機の回転数を減じて、風量を約半分におとして暖房兼通風とし、風速を小とするとともに、通風機および吹出部の騒音を減少する必要がある。また居住性の改善という点から考えると、現在の機動給気、自然排気的方式は、汚濁した空気が滞留し易いから、機動

給排気とするとともに、通風トランクを簡単にして、なお十分な換気が行えるように考慮する必要がある。自然通風筒の頭がニョキニョキと出ているのは、それだけ不時の水気密、ダメジ・コントロール等に不利であり、また露天甲板が狭苦しい。

通風機の配置に関しては、露天甲板に近く通風機室を用意して、これに装備し、通風機よりの騒音および振動を居住区または作業所と隔離する必要がある。本艦において通風音が、作業に邪魔になると思われる区画の通風装置では、風速を小とし、またアネモスタット形ディフューザーをつけたが、この通風口より発生する音が耳ざわりで、更に研究して良好なものを装備する必要がある。

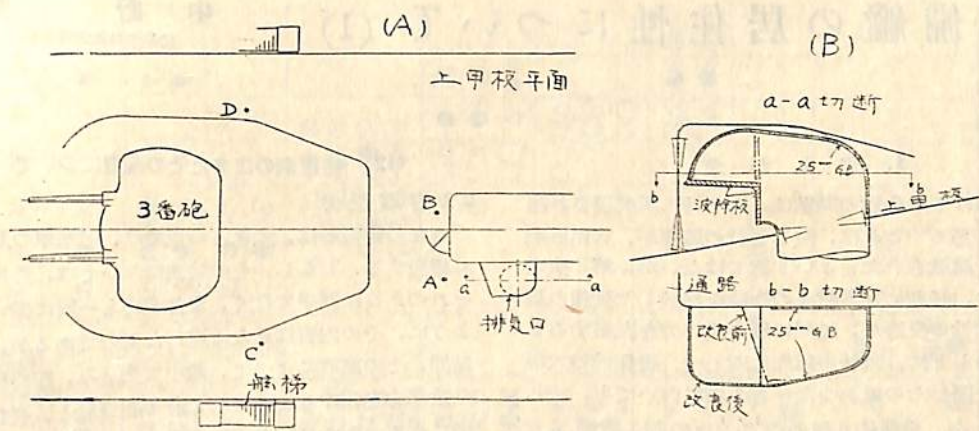
第 6 図は通風による騒音の音圧を、周波数毎の分析を



第 6 図

行つたもので、停泊時は勿論、全力航行時においても、図表の通り明かにこの騒音は耳に感じられる。停泊時の通風機運転(ディフューザー取外)の線は、吹出口の影響をみたもので、通風機による本室の騒音増加の約半分は、これに責任があることが分る。また通風機よりトランクを伝ってくる音は、途中の吸音器にある程度吸収されているものと思われるが、吹出音と合成されて明示出来ない。

ボイラ室の送風口および機械室の給排気口は、上甲板上に相当騒音を出し作業に支障を来す恐れのある処もあつた。特に機械室のものは、大馬力の原動機より発熱を取り去るため、特に夏期においては、通風機が連続して全回転で運転される。第 7 図 (A) に示す如く、第 2 機械室の排気口は舷梯に近いので、舷門直前の作業に害があり、また 3 番砲の命令の伝達にも心配があつた。長崎造船所ではあやなみの完成真実で問題となり、その簡単な騒音対策を行い、非常な効果があつた。他艦でもこの方法にない工事を行つて、同様の効力が得られた。すなわち第 7 図 (B) において、b-b 切断の如く、改良前



第 7 図

は波除板を通じて、後方に排気が流されていたが、改造により、通風頭部を曲げて、下から出て来る気流を 180° 方向変更し、グラスウールと曲りにより、吸音するようになった。しきなみで計測したこれ等の騒音測定値を比較すると第 6 表の通りである。本表によれば、改造前後の騒音レベルの差の変化は非常に大きく周囲条件が必ずしも同一と思われないから、値そのものが直ちに効果を表すものとは考え難いが、その効力には感心した次第である。前述の如く室内通風口のディフューザーにおける

れたものと考えている。今後馬力の大きい通風機の露天甲板上給排気口に対しては、本主旨を生かして計画、騒音を出来るだけ小さくして、作業に差支えないようにする予定である。

騒音の計測は、経験も浅くその方法も統一されていないため、比較検討に困難を来している。今後「艦艇用騒音測定基準」を暫定的に定めて計測を行い、研究を進める予定である。

第 6 表

計測場所	開口より の 距離(米)	排気通風機発音による 騒音レベルの差 (db)		
		改 造 前	改 造 後	
			波除板付	波除板取 外
A	1	41	9	57
B	3	34	4	55
C	6	34	4	55
D	8	32	15	56

9. む す び

以上筆の向くままに、30年度にて建造した甲型警備艦の説明をした。なおいろいろ問題もあるが、28年度艦に比し、特に環境性能については、相当進歩したものと考えられる。

砲銃の武装にしても、米、英の基準排水量1700噸程度の艦に比し、決して劣っていない。3吋連装速射砲2基、40耗単装機銃2基のカナダ駆逐艦、ST. Laurent 型は、2,000噸で、本年2月、日本訪問の際芝浦棧橋で見学、特長ある武装並びに艦装のまとめ方については、一時問題にされた。要求性能の出し方、取り入れ方、引いては国情に関連していると思われるが、本艦型も一つの行き方として、今後の反応が期待される。

本艦の建造に当り、建造所により提案され解決された問題も多く、随契の妙味が發揮されかけてきたものと思われる。これ等も研究し次期設計に取り入れ、一層良い艦を造るべく努力しなければならない。

と同じく、一般に騒音の大部は波除板により発生するものと考えられていたが、本表にてはその効果が逆で、波除板はこの軸流通風機が発生する音の大部を吸収または反射しているようなことになり、今後更に周波数分析等を行い検討することが必要である。

近くの人には楽に話が出来、他の場所とは拡声器で連絡を行うこの種の場所では、通話妨害の許容限度としては、70 db といわれているが、本工事により大体満足さ

1. ま え が き

艦艇における居住性の問題は、近年特に重要視され出した問題である。これは、決して昔の艦艇が、居住性能を無視して建造された、という訳ではないが、第2次大戦において、長期に亘る数々の作戦を経験した列強の海軍は、居住性の良否が、結局は艦の戦斗力を左右するという考えのもとに、戦後の艦艇に対して、居住性の大巾な改善を企図したのであつた。わが国においても、決して例外でなく、戦後約8年のブランクの後に計画された、はるかぜ以下の警備艦では、旧海軍よりも居住性を改善することが、一つの大きな目標であつた。しかし、何分にも長い空白期間の直後に計画されただけに、居住性の改善にしても、決して満足出来る結果が得られた訳ではなかつた。その結果、30年度計画のあやなみ型では、船型を全く変える等の手段により、居住性を向上させたのであつた。

このことから判るように、現在では、居住性能は、他の主要性能、つまり兵装、速力、安定性能等と全く同じように、基本計画の初期から論議されるようになり、居住性能の如何で、船型、主要寸法、排水量等まで、影響を受けるようになって来た。

戦後初の国産警備艦はるかぜ以下5隻が、就役してから、約2年が経過している。またこの居住性改善型であるあやなみ型も、本年春には全部就役した。その他進水を終えたものに、31年度計画のむらさめ型2隻があり、32年度計画艦2隻、OSP艦(米国の艦艇建造予算によりわが国で建造される艦)2隻が、それぞれ着工、または起工準備中である。更に33年度にも2隻の建造が決定している。このように殆んど毎年のように、建造が行われている警備艦の居住性は、どのような内容のものであるか、30年度艦の内容が紹介されたこの機会に、一応その概略を述べてみたいと思う。

しかし、居住性の問題は、非常に広汎な内容を持ち、これを簡単に表現し比較検討するのは容易なことではない。従つて、ここでは、比較的検討の容易な居住区劃の床面積、および諸室装置の2点を主として説明していくつもりである。

現在までに計画を終えている各艦の概略要目、および設計建造時期の関係を、第1表に示してある。なお今後の説明を簡単にするため、基本計画番号を附記した。

2. 各区劃の広さとその配置について

2.1 容積配分

現在の警備艦は、大きさの点では、旧海軍の駆逐艦種に相当する。しかし、その兵装においては、外見上昔のそのように派手でなく、また速力も一般に低い。このように、その内容はかなり違つたものであるが、これは結局、その高速によつて、敵中に突込み、短時間に大きな攻撃力を集中しようとした昔の駆逐艦と、長時間の護衛に当らうとする現在の警備艦の、性格差のあらわれであらう。

兵装関係は、見た目にはそう大きくはないが、一步その内容に立入れば、精度向上のための指揮装置の発達、人力操作から機力操作への推移、およびその自動操作、情報関係の強化、発射速度の増大および作戦時間の長期化に伴う消耗物件の増加、等々。これらは、相当大きな容積を必要とし、このため艦内に占める戦斗区劃の容積は、逆に増加している。

他方速力の遅いことは、機関馬力の減少を意味し、機関区劃の容積は減じている。また居住関係の区劃は、これを増大させることが設計の一つの狙いである以上、当然増加している。

これ等の関係をまとめたのが第2表である。旧海軍の陽炎型(太平洋戦争開始時の最新鋭艦)と、はるかぜ型を比較すると、「戦前派」と「戦後派」の性格の違いが、はつきりと判る。第2表の居住関係の区劃というのは、調理室、浴室、便所等も含んだ、広義の居住区劃であり、またこの容積は、艦橋構造、甲板室のものも含んでいる。

居住関係の区劃については、はじめ充分と思われたはるかぜ型も、途中、乗員増加という変更があつたため、完成したものは、そう楽な船ではない。このため F102 の計画に際しては、居住区劃の拡大を主目的として、船型に対する種々の研究がなされ、結局現在の長船首楼型が採用された。表に示された如く F101 と比較すると、艦内容積全体が、かなり増加している。戦斗区劃も増加したが、機関区劃の容積は、馬力の増大にもかかわらず逆に減り、居住区劃の容積を、大幅に増加させることが出来た。

一般的にいつて、艦の大きさの割に大きな兵装内容を持たせると、居住区劃は圧迫されてくる。これは兵装の強化によつて、戦斗区劃と人員が増えるからであつて、

第1表 概略要目表

基準 排水量 (TON)	全長 (M)	巾 (M)	深さ (M)	吃水 (常備) (M)	速力ノ ノット 馬 力	兵装	基本計画 番号	艦名	工 程 表								
									昭和 28	29	30	31	32	33	34	35	
1,060	92	8.7	5.50	3.15	28/18,000	3'寸×2, 40m/m寸×2, H/H×1, K-gun×8, D.C.T.×2	E101	あけほの	○…□△-●-◎								▼
1,070	90	8.7	5.45	3.10 (ディーゼル)	25/12,000	同 上	E102	いかづち いなづま	○…□△-●-◎ ○…□△-●-◎								▼ ▼
1,700	109	10.5	6.40	3.65	30/30,000	5'寸×3, 40m/m寸 2, H/H×2, K-gun×8, D.C.T.×2	F101	はるかぜ ゆきかぜ	○…□△-●-◎ ○…□△-●-◎								▼
1,700	109	10.7	8.10	3.60	32/35,000	3'寸×3, T.T.機×1, H/H×2 Y-gun×2, D.C.T.×2	F102	あやなみ いそなみ うらなみ しきなみ	○ □△-●-◎ ○ □△-●-◎ ○ □△-●-◎ ○ □△-●-◎								
1,800	108	11.0	7.95	3.70	30/30,000	5'寸×3, 3'寸×2, H/H×1 Y-gun×1, D.C.T.×1	F103	むらさめ ゆうだち 1609号艦	○ □△-●-◎ ○ □△-●-◎ ○ □△-●-◎								
1,700	109	10.7	8.10	3.60	32/35,000	3'寸×3, T.T.機×1, H/H×2 Y-gun×2, D.C.T.×2	(改) F102	1610 " 1611 " 1612 "	○ □△- ○ □△- ○ □△-								
2,350	118	12.0	8.50	4.00	32/45,000	5'寸×3, 3'寸×2, R.L.×1, T.T.機×1, H/H×2, Y-gun×2, D.C.T.×2	F105 (OSP)	2301 " 2302 "	○ □△-●-◎ ○ □△-●-◎								
2,000	118.5	10.8	6.45	3.77	35/52,000	12.7 cm 寸×3, 25m/m寸×2, T.T.機×2, Y-gun×1, 爆雷投下台×6	F49	野 分 (陽炭型)	昭和16年4月竣工								
2,000	111	12.8	—	3.9	25以上 /20,000	3'寸×2, 40m/m寸×2 (または0) Limbo×2	(カナダ) St. Laurent 型	(第1艦)	(第1艦) ◎								
1,450	96	11.2	—	3.6	(単軸) 25/20,000	3'寸×2, Squid×2 (または, R.L.×1) T.T.機×2, K-gun×8, D.C.T.×1	(アメリカ) Dealey 型	(第1艦)	(第1艦) ◎								

略語記号

○, 寸等, 単装, 連装等を示す. 数字は口径を示す.
H/H (3'寸...3インチ連装砲)
ヘッジホッグ

K-gun 片舷用爆雷投射機
Y-gun 砲
D.C.T. 爆雷投下機
T.T. 魚雷発射管
R.L. 対潜ロケットランチャー

◎ 竣工
○ 予算成立
□ 基本設計完了
△ 起工
● 進水
▼ 改造

第2表 区劃別容積表

基本計画番号 艦名 区劃名	F 49 陽炎型	F 101 はるかぜ型	F 102 あやなみ型	F 103 むらさみ型
居住関係の区劃	990 (4.06) 16.9%	1155 (4.62) 20.1%	1450 (6.14) 23.6%	1520 (5.94) 25.3%
事務室等の区劃	15 0.3%	35 0.6%	5 0.4%	35 0.6%
戦闘関係の区劃	425 7.3%	650 11.3%	810 13.2%	855 14.2%
機関区劃	2850 [50.5m] 48.8%	2480 [39.0m] 43.2%	2265 [37.0m] 36.9%	2105 [33.0m] 35.1%
倉庫類の区劃	475 8.1%	345 6.0%	425 6.9%	365 6.1%
通路、廊室等	105 1.8%	215 3.8%	280 4.6%	245 4.1%
諸タンク類	770 13.1%	730 12.7%	685 11.2%	680 11.3%
その他	30 0.5%	25 0.4%	30 0.5%	35 0.6%
空所	185 3.2%	110 1.9%	165 2.7%	160 2.7%
合計	5845 100.0%	5745 100.0%	6135 100.0%	6000 100.0%

註: 太字は容積(単位は m³)を示す。
()内は、1人当りの容積を示す。
[]内は、機関室全長を示す。

この両方とも、居住区劃の1人当りの広さを狭くする。F 102と、排水量に比して比較的軽武装であるF 103を比較すると、この辺の関係がよく判る。この艦では、上部の兵装重量が大であるため、重心点を極力下げる必要があった。

このために、艦の深さを大きくすることが出来ず、排水量は増加しているが、艦内容積を、増やすことが出来なかつた。一方機関馬力は、F 102より小さく、30,000馬力となり、これに従つて機関区劃の容積は、相当減少している。しかし、戦闘区劃は、大分増加したので、結局倉庫区劃を相当減らして現状の居住区劃を確保出来たのである。これは絶対数では、F 102より増加しているが、兵装の強化は乗員数を増すこととなり、1人当りの容積で比較すると、僅かではあるが、小さくなつてゐる。しかし、この居住区劃の広さを、床面積の方から比較す

ると、後述のように、1人当りの数字は、殆んど同一である。このことは、結局F 103は、F 102より、甲板間の高さが低いことを示している。実際に、F 103では、詳細設計の際に、甲板間高さが僅か低いために、かなり苦労したのであつた。

甲板間の高さは、あまり高くしても、それほど居住性に好影響を与えることはない。しかし、これがある程度以上低くなると、単に天井が低い、というだけでなく、諸管、通風装置等の、艦装品の取付がスマートに行かず、何となく狭苦しい感じを与える。

以上のように、各区劃の広さを比較するときには、容積を用いるのが適当とも思えるが、現在では、居住関係の区劃は、床面積で論ずることが多く、本稿においても、以後床面積を対象に説明していくつもりである。

2.2 床面積配分

警備艦では、上甲板以下に、1または2層の甲板がある。その下は船倉であり、諸タンク、弾薬庫、倉庫等に利用されている。

居住関係の区劃は、更に幾つかの種類に分かれ、また甲板上には、他の種類の区劃も存在している。今その種類を列記すると次のようになる。

1. 居住区劃 この中には、寝室、公室、食堂等があり、それぞれ士官用と、海曹海士用とに別れている。
2. 給食、サービス区劃 調理室(台所)、食器室(配膳室)、酒保、洗濯室、更に現在の警備艦にはないが、床屋、靴屋などがこの中に入る。衣食住のうちの衣食、および身だしなみに関係する区劃である。
3. 医療、衛生区劃 医務室、病室、便所等があり、一応浴室、洗面所もここへ入れてある。
4. 事務区劃 庶務室、機関科事務室、司令部事務室等がある。
5. 戦闘区劃 戦闘関係の諸室(CIC、電信室、ソーナー室、射撃管制室、砲動力室等。)
6. 機関、電気区劃 ボイラ室、機械室、ボイラ室開口、煙路、舵取機室、揚錨機室、発電機室等。
7. 倉庫区劃 物品を格納しておくだけの区劃であるが、実際は、その一部を事務区劃として使用している。
8. 通路、廊室
9. 空所

以上のうち、居住に直接関係あるのが、1, 2, 3, の各区劃であり、これを合せたものが、広義の居住区劃である。第2表の居住関係の区劃はこれを示している。

7 の倉庫区劃の広さ、配置も居住性と関係が深い。すなわち、広過ぎたり、上部の便利な位置に多くの倉庫があつたりすると、知らず知らずのうちに、不要物件を蓄積したり、また重心点を上げてしまうことも考えられる。一方、あまり倉庫区劃を圧縮すると、結局物が入りきらず、居住区等に積んでおく結果となり、せつかく苦心して拵げた居住区を、狭くしてしまうこともあり得る。この点、押入の少ないアパート等の問題に似ている。残念ながら、現状では、基本計画時に、必要な倉庫量を、推定し得るまでには至つてないが、いずれ近いうちに基本計画に織り込むことが出来ると思う。

第3表は、居住性に関係のある3種の区劃を、各艦について比較したものである。参考のため、事務区劃と戦斗区劃(甲板上の一般区劃にあるもののみ。船倉内のみは除く。)を併記した。

1人当りの床面積を出す場合、乗員数が問題となるが、

乗員数は各艦とも常に一定な訳でもなく、また計画定員数と実際に艦に収容可能な人員数は、必ずしも一致しない。28年変艦の計画に当つて、ハンモックは原則として設けないこととなつていたが、計画完了後乗員数が増えたため、その一部は、ハンモック使用となつている。その後も司令部乗員等のように一時的に増加する時には、ハンモックを使用することは行われている。また逆に定員よりも多いベッドを持った余裕のある艦も考えられる。このように種々の状態が考えられるので、本稿では、居住区劃全般に亘る場合は、ベッド数+ハンモック数の、いわゆる艦装定員を用い、寝室の広さを比較するときは、ベッド数を用いている。また第3表および後の第4表、第5表において、ゆきかぜ型までは、いずれも完成状態を基としているが、現状は必ずしもこれと一致していない。F102以降は、計画時の図面によつてゐる。

第3表をみると、先の第2表にみられた傾向は、ここ

第3表 区劃別面積表(その1)

区劃名	基本計画番号		E 102		F 101		F 102	F 103	F 105	
	F 49	E 101	い	な	は	ゆ	あ	む	(OSP 艦)	
艦名	野分	あけぼの	い	な	は	ゆ	あ	む	(OSP 艦)	
1. 居住区劃	382.3 (1.57) 85.6%	321.2 (1.66) 85.1%	305.8 (1.82) 83.4%	305.7 (1.86) 83.6%	437.5 (1.75) 85.1%	437.1 (1.73) 84.9%	521.9 (2.21) 83.6%	568 (2.21) 84.0%	743 (2.22) 84.0%	
2. 給食, サービス区劃	25.3 (0.10) 5.7%	29.9 (0.15) 7.9%	30.6 (0.18) 8.4%	29.8 (0.18) 8.1%	37.6 (0.15) 7.3%	38.2 (0.15) 7.4%	45.6 (0.19) 7.3%	48 (0.19) 7.1%	60 (0.18) 6.8%	
3. 医療, 衛生区劃	38.9 (0.16) 8.7%	26.3 (0.14) 7.0%	30.2 (0.18) 8.2%	30.3 (0.18) 8.3%	38.9 (0.16) 7.6%	39.6 (0.16) 7.7%	56.8 (0.24) 9.1%	60 (0.23) 8.9%	81 (0.24) 9.2%	
1~3 合計 (広義の居住区劃)	446.5 (1.83) 100.0%	377.4 (1.96) 100.0%	366.6 (2.18) 100.0%	365.8 (2.23) 100.0%	514.0 (2.06) 100.0%	514.9 (2.04) 100.0%	624.3 (2.65) 100.0%	676 (2.64) 100.0%	884 (2.65) 100.0%	
1~3, 合計 L×B	0.35	0.47	0.47	0.47	0.45	0.45	0.54	0.57	0.62	
4. 事務区劃	8.3	6.5	10.9*	8.0	16.6*	16.6*	13.1	19	26*	
5. 戦斗区劃	74.9	83.4	83.2	82.6	112.8	112.8	165.3	207	274	
1~5 合計	529.7	467.3	460.7	456.4	643.4	644.3	802.7	902	1184	
1~5, 合計 L×B	0.41	0.58	0.59	0.58	0.56	0.56	0.69	0.76	0.84	
船型	短船首楼型		平甲板型				長船首楼型			

註 1. 太字は床面積を示す。(単位は m²) ()内は、1人当り床面積を示す。

2 船の大きさに対する区劃面積の大きさを現すため、L×B に対する比を求めてみた。船型と区劃面積の関係をある程度示している。(Lは全長、Bは巾)

* 司令部事務室を含んでいる

にもあらわれている。すなわち各区劃の面積は、1,700 トンのはるかぜですら、2,000 トンの旧駆逐艦野分(陽炎型)よりも多くなっている。次に排水量のほぼ等しい F101 と F102 とを比較すると、広義の居住区、戦闘区劃ともに増加しており、大体同じ大きさの艦では、長船首楼型の方が平甲板型に較べて、床面積が広くとれることを示している。

居住関係1人当りの面積にしても、大体同じようなことがいえる。28年度艦は、野分の1.1倍位となっており、旧海軍の水準を大きく上廻るには至らなかつたが、F102では、F101の約30%増しとすることが出来た。

同型艦で、この数値が違っているのは、主として司令部設備の如何によつてゐる。すなわち、司令部設備のあるいかづちの方が、これを持たないいなづまよりも、また司令部設備の大きいゆきかぜの方が、これの小さいはるかぜよりも、それぞれ居住区劃が狭くなつてゐる。

28年度のタービン艦 E101, F101 の各艦とも、1人当り床面積が小なのは、建造途中の大巾な乗員増加のためである。

F102 以降は、大体同一の水準を維持して来ているが、その内容はかなり異つてゐる。F103 は、前述のように甲板間高さが低くなつており、また、F105 では比較的重武装の上に、かなり大きな司令部設備を持つてゐるため、艦側は、若干 F102 を下廻る結果となつた。

以上のように、床面積、1人当り床面積、ともに各艦

マチマチであるが、各区劃の百分比は、野分以外大体同じような値を示している。

次に、第3表を別の角度から眺めたのが、第4表である。これは、第3表の広義の居住区劃に、事務区劃を加えたものを、司令部用、士官用、海曹海士用、その他、の別に区分したものである。

この表をみると、殆どどの艦が、大なり小なりの司令部設備を持つてゐるが、その性格、規模、設置の経過はかなり相違している。司令部設備としては、司令室等の司令部要員用居住設備、司令公室、幕僚事務室、司令部事務室等がある。

最も規模の小さい司令部設備は、司令部要員の居住設備のみを持つたものであり、駆逐艦級の艦では、この程度が普通である。

これが艦隊司令部となると、上記の諸設備をすべて持つようになる。F105 は、これらの諸室をすべて有し、その全面積は、F102, F103 の約9倍となつてゐる。駆逐艦級の司令部設備としては、恐らく他に類例のないことであり、大型艦を持たないわが国の特殊事情によるものである。28年度艦は、建造途中で新設または拡張の工事が行われたが、このような場合には、ある特定の区劃のみが圧迫され、一種のアンバランスを生ずる。いかづち、ゆきかぜの場合は、いずれも、そのしわよせが士官区劃に行つてゐる。

旧海軍と、現海上自衛隊では、乗員の構成、室の配置

第4表 区劃別面積表(その2)

区劃名	基本計画番号		艦名		艦名		艦名		艦名							
	F49	E101	E102	F101	F102	F103	F105	野分	あけぼの	いかづち	いなづま	はるかぜ	ゆきかぜ	あやなみ型	むらさめ型	(OSP艦)
司令部区劃	12.1 2.6%		12.5 3.3%	52.0 9.8%	62.3 11.7%	12.9 2.0%	13 1.9%	118 13.0%								
士官区劃	91.3 (7.61) 20.1%	63.1 (4.85) 16.4%	58.3 (4.86) 15.4%	67.9 (5.65) 18.2%	76.9 (5.92) 14.5%	66.9 (5.15) 12.6%	96.5 (7.42) 15.1%	94 (7.23) 13.5%	89 (6.85) 9.8%							
海曹海士区劃	310.1 (1.35) 68.2%	280.3 (1.70) 73.0%	261.5 (1.70) 69.3%	261.5 (1.72) 70.0	345.1 (1.62) 65.0%	345.7 (1.62) 65.0%	457.4 (2.19) 71.8%	508 (2.20) 73.1%	621 (2.02) 68.2%							
その他	41.3 9.1%	40.5 10.6%	45.2 12.0%	44.3 11.8%	56.5 10.7%	56.6 10.7%	70.6 11.1%	80 11.5%	82 9.0%							
合計	454.8 100.0%	383.9 100.0%	377.5 100.0%	373.7 100.0%	530.5 100.0%	531.5 100.0%	637.4 100.0%	695 100.0%	910 100.0%							

- 註 1. 本表は、第2表の内1から4までの区劃を司令部用、士官用、海曹海士用、その他(艦全体に関係するもの)の別に表わしたものである。
2. 太字は床面積を示す。(単位は m²)、()内は1人当り床面積を示す、この場合の人数には、野分以外ベッド数を用いハンモックは考慮してない。
3. 司令部区劃中には海曹海士の居住面積は含まない。

方法等が異なり、そのまま両者を比較するのは困難であるが、野分の数字をみると、旧海軍では、現在のものと較べて士官と下士官との差が大きかつたといえる。結局戦後の居住区画広さの改善は、主として、海曹海士に対して行われたとみるのが妥当であろう。

第3表、第4表の数字を、較べてみると、結局あけほのが一番狭いようである。本艦は、約1,000トンのタービン艦で、その機関配置は艦一機械一艦一機械の4区画式をとっている。最近この程度の大きさの外国タービン艦が、一軸に踏切つているのは、量産の問題とともに、艦内容積の関係があるのかもしれない。

次にこれらの居住関係の区画を、更に細分してみたのが第5表である。ここにおいても、28年度艦と、F102以降の艦との間に、かなりの開きがあることが判る。

居住関係の数多くの区画の中で、一番大きなのが、海曹海士用の寢室区画であり、この広さをみれば、その艦全体の居住区画の広さを一応推定することが出来る。そのために、設計の段階等で居住区画の広さを論議するときは、この海曹海士室の1人当り床面積で代表させるこ

とが多い。現在、計画の目標は、1人当り1.5m²であるが、F102以降の各艦では、これが果されている。

この第5表については、次の諸室装置の説明の際に適宜参照されたい。

以上の結果からも判るように、造船側の計画の思想からみると、28年度艦5隻が一つのグループを成し、30年度以降すなわちF102からF105までが、もう一つのグループを形成している。前者から後者のグループに移るとき、居住関係の区画は、大巾に拡大され、これによつて、居住性の改善を画つた。その後F102からF105までの間は広さの面での改善は、行われていないが、内部の設備その他の面で、居住性を向上させて行く方針がとられている。

2.3 一般配置

居住区画の配置は、その広さと同様に、居住性に関係してくる。現在の警備艦程度の大きさでは、甲板の数も少く居住関係の区画は、船倉と艦橋構造の上部を除くすべての場所に亘つて配置されている。このうち、機関区画の上部には、給食、サービス、衛生区画および食堂等が

第5表 区画別面積表(その3)

1. 居住区画

区画名	艦名									H. M. C. S. ³⁾ St. Laurent	U. S. S. ³⁾ Dealey	U. S. Standards
	野分	あけほ	いかづち	いなづま	はるかぜ	ゆきかぜ	あやなみ	むらさき	さくら			
士官用寢室												
司令室	8.3	/	7.2	/	8.6	8.6	8.6	9.0	9.5			
幕僚長室	/	/	/	/	/	/	/	/	9.2			
幕僚長補佐室	/	/	/	/	/	/	/	/	8.7			
艦長室	7.9	5.6	6.7	6.7	8.1	7.4	8.1	7.7	8.2			
一般士官寢室	26.4	34.2	29.1	36.3	63.8	63.8	55.6	53.3	78.3	96	52	
	(3.77)	(2.85)	(2.42)	(3.30)	(3.36)	(3.04)	(4.28)	(4.10)	(3.40)	(5.02)	(5.20)	
計	42.6	39.8	43.0	43.0	80.5	79.8	72.3	70.0	113.9			
海曹、海士用室												
先任海曹室 (食堂部分を含む)	16.6 ³⁾	17.6	23.2	23.2	19.3	19.3	22.3	21.5	34.6	104 ⁴⁾	24 ⁴⁾	
	(3.32)	(1.96)	(2.32)	(2.90)	(1.93)	(1.93)	(2.79)	(2.69)	(2.16)	(2.79)	(1.77)	
一般海曹、海士室 ¹⁾	292.9	217.0	188.4	188.4	262.9	263.4	321.5	366.5	448.2	410	228	
	(1.27)	(1.39)	(1.31)	(1.31)	(1.30)	(1.30)	(1.60)	(1.64)	(1.54)	(1.71)	(1.57)	(1.49)
計	309.5	234.6	211.6	211.5	282.2	282.7	343.8	388.0	482.8			
司令公室	/	/	/	/	9.1	9.1	/	/	18.4			
幕僚事務室	/	/	/	/	6.3	11.5	/	/	14.8			
士官室	25.2	14.6	15.6	15.6	18.8	13.4	22.0	22.5	24.6	49	19	
	(2.80)	(1.12)	(1.12)	(1.30)	(1.44)	(1.03)	(1.47)	(1.50)	(1.89)	(2.60)	(1.86)	(1.02)
曹士食堂	/	32.2	35.6	35.5	40.6	40.6	69.0	77.6	88.0	76 ⁵⁾	51	
		(0.19)	(0.25)	(0.25)	(0.19)	(0.19)	(0.32)	(0.33)	(0.30)	(0.37)	(0.57)	(0.28)
その他	5.0	/	/	/	/	/	14.8	9.9	/			
合計	382.3	321.2	305.8	305.7	437.5	437.1	521.9	568.0	742.5			
	(1.57)	(1.65)	(1.82)	(1.86)	(1.75)	(1.73)	(2.21)	(2.21)	(2.22)			

2. 給食, サービス区劃

艦名	野分	あけのぼ	いかづち	いなづま	はるかぜ	ゆきかぜ	あやなみ	むらさめ	(OSP 艦)	H. M. C. S. St. Laurent	U. S. S. Dealey
給食設備											
調理室	14.8	18.0	19.5	18.3	20.2	20.0	26.4	27.4	37.0		
食器室	5.4	3.1	3.2	3.3	3.9	3.9	5.1	4.9	8.4		
計	20.2	21.1	22.7	21.6	24.1	23.9	31.5	32.3	45.4		
サービス設備											
酒保室	5.1	2.2	3.0	3.3	2.8	3.6	4.3	5.0	3.5		
洗濯室	—	6.6	4.9	4.9	10.7	10.7	9.8	10.8	10.8		
計	5.1	8.8	7.9	8.2	13.5	14.3	14.1	15.8	14.3		
合計	25.3 (0.10)	29.9 (0.15)	30.6 (0.18)	29.8 (0.18)	37.6 (0.15)	38.2 (0.15)	45.6 (0.19)	48.1 (0.19)	59.7 (0.18)	92 (0.31)	46 (0.27)

3. 医療, 衛生区劃

艦名	野分	あけのぼ	いかづち	いなづま	はるかぜ	ゆきかぜ	あやなみ	むらさめ	(OSP 艦)	H. M. C. S. St. Laurent	U. S. S. Dealey
医療区劃											
医師室, 病室	8.3	7.2	9.9	9.9	10.8	10.3	15.4	16.6	15.8		
衛生区劃											
司令浴室, 便所	—	—	—	—	—	1.2	—	—	2.6		
士官洗面所, 浴室, 便所	13.5	5.6	6.0	5.9	5.8	5.8	10.0	9.9	11.1		
曹士 " " "	17.1	13.5	14.5	14.5	22.3	22.3	29.8	32.4	50.3		
病室 便所	—	—	—	—	—	—	1.6	1.3	1.5		
計	30.7 (0.13)	19.1 (0.10)	20.5 (0.12)	20.4 (0.12)	28.1 (0.11)	29.3 (0.12)	41.4 (0.18)	43.6 (0.17)	65.5 (0.20)	101 (0.34)	35 (0.21)
合計	38.9 (0.16)	26.3 (0.14)	30.2 (0.18)	30.3 (0.18)	38.9 (0.16)	59.6 (0.16)	56.8 (0.24)	60.2 (0.23)	81.3 (0.24)		

註: 単位は m², () 内は 1 人当り床面積を示す. この場合の人数は, 艦装定員であるが, 一般海曹海士室はハンモック数を含んでいない.

- 1) 正式名称は居住区であるが, 一般的名称と混同しやすいので本稿では用いてない.
- 2) 第二士官室(準士官室)を示す. 性質上現在の先任海曹室に近い.
- 3) SNAME Transactions 1956, "Habitability in the Ships of the Royal Canadian Navy" By Constructor Commodore Rowland Baker による.
- 4) 寝室部分のみ, 食事は別室とする.
- 5) 兵のみ, 下士官は別.
- 6) 公室的性格が強いので一応この区分中に入れてある.

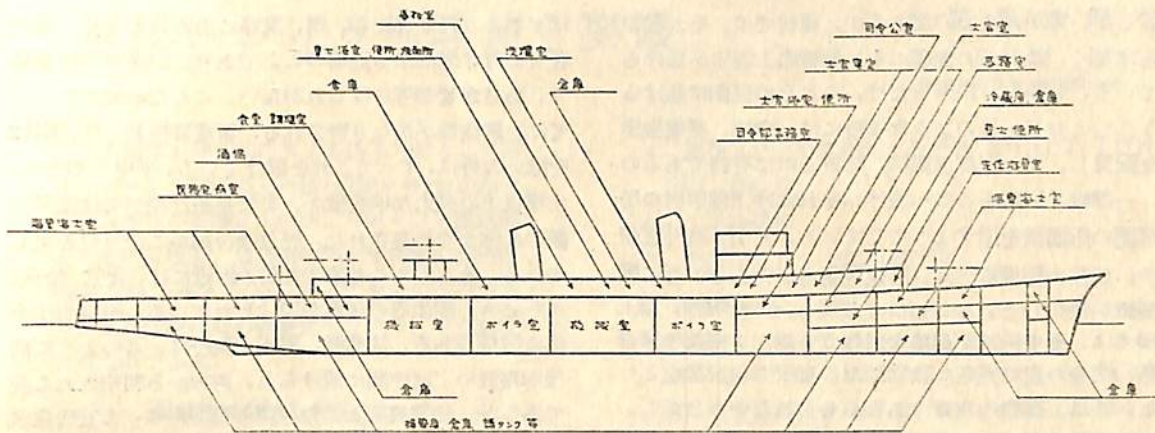
置かれ, 各寝室は, 機関区劃の前後部に振り分けて配置されている. このうち, 士官の居住区は, 機関区劃の前, 大体艦橋近くにまとめて設けられている. 専用の浴室, 便所等もこの附近に配置されている. 大体士官室を中心として, それより一階上に艦長室があり, 士官室附近とその一階下には, 一般の士官寝室がある. 艦長室の位置は艦橋と士官室の丁度中間位にあるのが普通である.

司令室は, F102, F103, いかづちでは, 一般士官寝室と同じ区劃に, また司令公室を持つような艦では, 大本

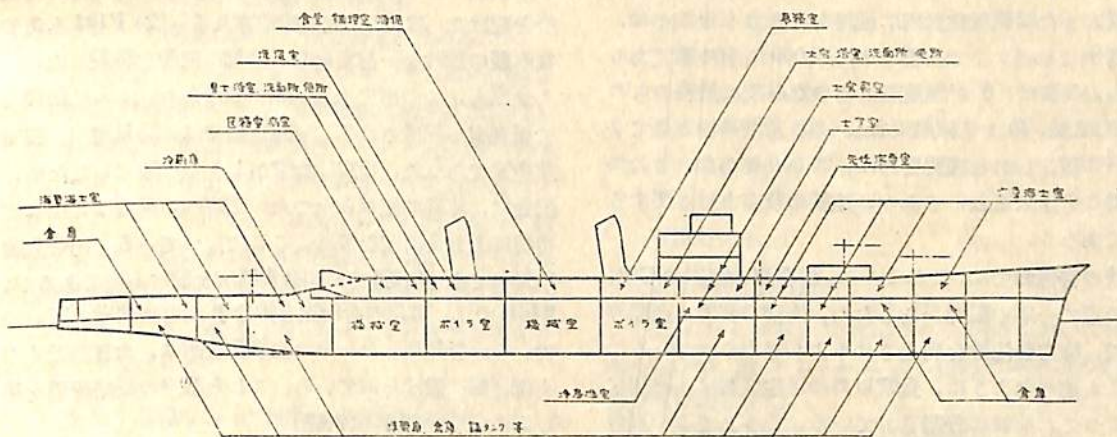
上甲板より上, 艦長室の近くに配置している.

先任海曹居住区もまた艦首側にあり, 士官居住区の近くに置かれており, 食事をとる場所を同一区劃内に持っている.

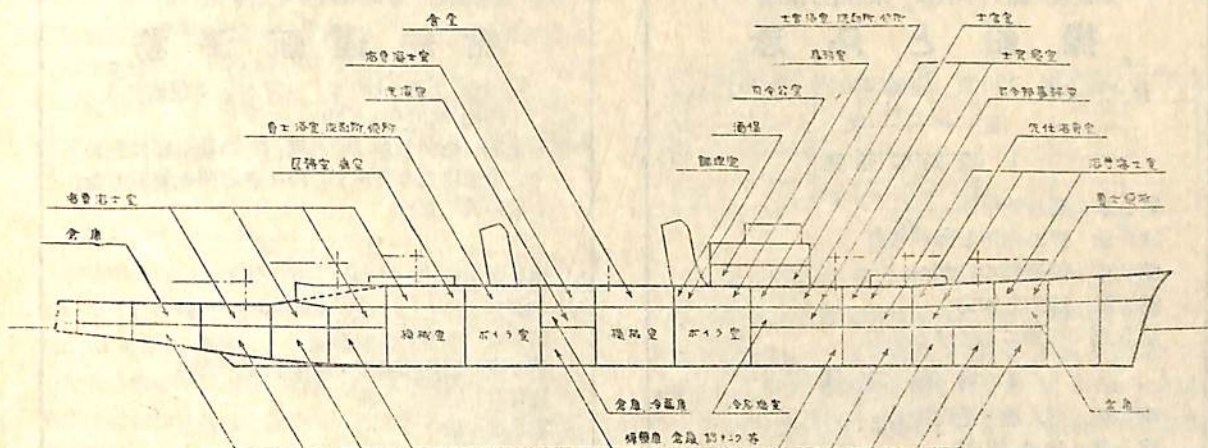
一般海曹, 海士寝室は, これを数個ないし 10 位の大部屋に分割し, 艦首側と艦尾側に分けて配置している. 居住性の立場からいえば, ビチングの影響の大きい艦首部や, 振動の多いプロペラ直上部, または通風効果の比較的よくない交通にも不便な下部区劃には, 寝室区劃を



1. F101 (はるかぜ型)……平甲板型



2. F102 (あやなみ型)……長船首楼型



3. F105 (計画面案の一つであり、必ずしも現状と一致しない.)

配置しない方が、よいのであるが、現状では、それ程の余裕はなく、これらの箇所にも、海曹海士寝室が設けられている。しかし、出来るだけ、これらの区画は避けるようにしており、このような場所には、倉庫、発電機室等を配置し、また下部区画は、防禦上には有利であるので、一部戦区区画をここへ設け、それだけ上部甲板の居住区画の床面積を増すようにしている。だが、戦区区画の多い現在の警備艦では、居住区画内いたるところに戦区区画が散在しているといつてもよく、また海曹、海士寝室では、その一部が通路を兼ねている。このため騒音や熱、気分の面で完全に独立した“寝室”の形態をとり得ないのは、艦艇の宿命であるかもしれない。しかし、この限界を乗り越えた艦がない訳ではない。先般わが国を訪問した、カナダ海軍の新鋭護衛駆逐艦サン・ローラン型では、居住区画全般に亘つて、非常に潤沢に space をとり、また兵員居住区内に通路をとるようなことは、廃止されている。しかし、これも 2,000 トンの艦でありながら、兵装は、3 吋連装砲（あやなみ型に搭載のものと同じ）2 基、40 ミリ機銃 2 ないし 0、対潜兵器としてリンボー 2 基、しかも機関馬力は、20,000 という。この条件下でこそ出来ることであり、建艦の最高方針に関する問題であろう。

現状の警備艦では、このように、海曹海士寝室の配置、広さの面で一応の限界があるため、内部の装置、通風等の面で、極力居住性を向上させるよう努力されている。

先にも述べたように、食堂以外の居住区画は、機関区画によつて、前後に分割されている。そうしてこの両者は、“荒天通路”によつて連絡されている。荒天通路と

はどのような荒天でも、雨、風等に当ることなく、艦内各所と行き来出来る通路のことであり、旧海軍の駆逐艦や、あさかぜ型等にはこれがない。このため場合によつては、居住性がかなり害される。新造警備艦では、E102 を除いた外は、すべてこれを設けている。平甲板型では、上甲板上の長大な甲板室が、また長船首楼型では機関区画の上部まで延長された。船首楼後部がこの役目を果している。そうしてこの荒天通路の附近には、食堂、給食、サービス、衛生等の区画が設けられている。海曹海士全体に関係のある、洗面所、浴室、便所は、このように前後部寝室の丁度中間に設けられ、両方から利用される訳であるが、前部寝室とこの区画との間には、士官居住区があるため、幾分隔離された感がないでもない。このため、比較的使用頻度の高い便所のみは、前部にも設けるのが妥当であろうと判断され、F103 より、前部にも便所を設けた。32,33 年度に建造される（改）F102 もあやなみ型の設計を一部変更し、前部に便所を新設した。

食堂も、この中央上部区画に設けられ、これに隣接して調理室が配置される。旧駆逐艦では、兵員室が、寝室兼食堂であつた。現在は食堂が 1 ヶ所に独立したため、配食は、非常に簡単となつた。士官への配食は、士官室の隣に士官食器室を設け、ここで行つている。司令官室に対しても、同様近くに司令食器室を設けるのであるが、F101 では、専用の食器室を設けず士官食器室が近いので、これを兼用した。その他事務区画は、士官室近くの上部区画に設けられている。これら諸室の概略配置を第 1 図に示してある。（未完）

海技入門選書

東京商船大学教授 米田謙次郎著

操船と応急

A 5 判上製 130 頁 定価 230 円（送 30 円）

目次

I 操船の基礎

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

II 操船実務

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

海技入門選書

東京商船大学助教授 中島保司著

船舶運航要務

A 5 判 上製 170 頁 オフセット色刷挿入)

定価 300 円（〒 30）

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

目次

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

板接における板耳伸し要領

武藤 昌太郎
 浜田 次郎
 三菱日本重工業・横浜造船所

本要領は工作企画に対する基本方針として前述のブロック接手の工作法(船舶6号)および今後発表予定の板接ぎ工作法、ブロック分割法等とともに貨物船、油槽船を問わず各船に共通に検討された基本工作法の一環をなすものであり、工作企画作業の標準化を目的として作製されたものである。

板接材における板耳の伸し

板接における板接材の板耳の伸しは大別して次の二種に分けられる。

- イ) ブロック内において考慮されるもの
- ロ) ブロックの端末板耳において考慮されるもの

すなわち上記イ)は主としてブロックの組立工程における板接手の溶接あるいは骨の溶接に対する収縮代としてこれ等溶接に起因する収縮をブロック内において処理し、ブロックの仕上りの精度を保持するためのものであり、またロ)は主として板接における板耳線の不揃いの修正あるいは搭載における誤差限界を設定して不必要な精密工作技術を要さずしかも仕上の精度を保持せしめるためにブロックの端末板耳においてこれを修正する目的によつてなされる。

§ 1. 板接ブロック内における板耳の伸し

1.1 ブロック内板接手 (SEAM) における伸し

一般に板接手の溶接による横収縮は接手開先の ROOT GAP量、溶接 BEADの量、板接材の板厚、溶接施行状況等の諸条件に起因し、かつその収縮量もこれ等諸条件によつて種々変化するものであり、これを単純に推定することは困難であるが工作上の経験に基き、煩瑣な操作取扱を避けて次の如くする。この伸量は実用上の支障は生じていない。

1.1.1 伸し量

板接手に対して溶接の横収縮代を見込む場合は板厚あるいはまた溶接の種類に関係なく SEAM 1本に対し 2 m/m を横収縮代として考慮する。

なお溶接接手に対し収縮代を見込む必要がある場合実際には次の如き構造となり、かつ SEAM 2本以上を有する板接ブロックに限られる。

貨物船、油槽船の適用構造例

- 1. 底、側部外板

- ロ. 隔壁(ただし貨物船における SHAFT TUNNEL を除く)
- ハ. 二重底頂板
- ニ. 甲板(ただし上部構造を除く)

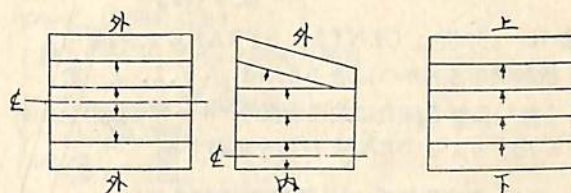
註 本項における収縮代は主としてブロックにおける板接手位置と骨構造の板接手に対する SCALLOP あるいは SERRATION 位置の喰違い誤差に対する修正を目的としているため SEAM 1本の場合は SEAM を基準として枠板合あるいは骨取付が行われ得るものとして SEAM の横収縮により SCALLOP あるいは SERRATION の位置の喰違いは起り得ぬため SEAM 本数による制限を附して工作を簡単にしてある。ただしこの場合 SEAM の横収縮によりブロック仕上寸法が小さくなる恐れがあるがこれに対しては殆んどの場合後述のブロック取合部において他の目的による伸しが存在するのでその修正代により修正可能である。

1.1.2 伸し量の取方

上記 1.1.1 において設定された構造において伸量を取る場合は下記 1.1.2 a による特例を除き次の如く取るのを原則とする。

- イ 水平面の場合 板の外側板耳
- ロ 立面の場合 板の上側板耳

例) ④ 甲板ブロック ④ 二重底ブロック ⑩ 隔壁ブロック



1.1.2 a 伸し量の取方の特例

特に油槽船の底側部外板並びに上甲板の平坦ブロックにおいて他ブロックとの取合 SEAM が鋸 SEAM の内板となるために、後述 2.3.2 による 10 m/m の伸をこのブロック端板耳に必要とするような場合に共通加工の範囲を拡大するために特に本項における収縮代と 10 m/m の伸しをブロック全般の板に平均に割振つて SEAM の位置を決定することがある。すなわち

共通板の設計巾	d
共通板枚数	n
修正共通板巾	D
10 m/m 伸指定板耳数	m (=2, 1, 0)

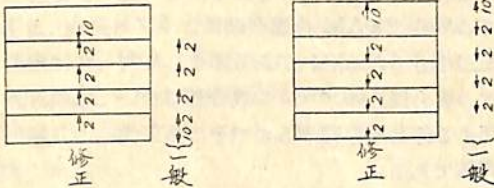
として

$$D = \frac{n(d+2) - 2 + 10m}{n} \quad (\text{ただし小数点以下四捨五入})$$

註 i なお上記の中ブロック中に特殊巾の板が入る場合は上甲板の CENTER STRAKE の如く特殊巾板の巾が KNUCKLE LINE 等に一致して SEAM 位置が限定されぬ限り特殊寸法の伸しは特殊巾板に含め他を共通とすることが出来得るから 10 m/m 伸しは特殊巾の板巾に加工し共通板巾は

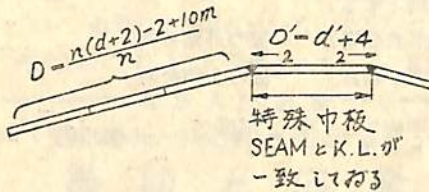
$$D = d + 2$$

となる。



この場合 SEAM は一般の場合より 10 m/m 移動することになる

この場合 SEAM は一般の場合より 2 m/m 移動することになる



註 ii 上甲板の CENTER STRAKE に特殊巾板が使用されかつ両端 SEAM が K.L. と一致している如き場合は共通巾板のグループで板巾を平均するよう SEAM 位置を決定する。

1.2 ブロック内板接手 (BUTT) における伸し

熔接接手は BUTT に関しても SEAM 同様に熔接による横収縮が考えられるが一般に板接ブロックにおける BUTT の数は SEAM に比して数が少く SCALLOP あるいは SERRATION に対する位置の喰違い誤差は、常に無視し得るとともに、板接の際一般に BUTT 方向端末には板接の際の板耳線の不揃の修正代として 20 m/m の伸し (後述 2.1 項参照) があるのでブロック内の BUTT においてはこの種の熔接収縮代を

見込む必要はない。

1.3 骨熔接に対する熔接の収縮代

板接ブロックが骨と組合わされてブロックが完成される工程で一般に母材板ブロックの四周の仕上切際は構造に応じて

骨付前仕上

骨付後仕上

の二つの場合に分かれる。骨付前にブロック四周の切墨罫書並びに切断が行われる場合にはその後に来る骨付の熔接による収縮代を見込んで板ブロックの罫書並びに切断が行われる必要がある。

なお骨熔接による収縮も骨の多少、骨の方向、板接ブロックの板厚等により厳密にはその収縮量は異なるが経験上次の如くとしてもこの値は実用上支障は生じない。

1.3.1

一般に骨の隅肉熔接に対する収縮量は骨の多少その他に関係なく板ブロックの四周につき 2 m/m とする。

なお上記の収縮代を見込む構造は次に述べる構造以外のものとする。

貨物船

イ. 底部外板

ロ. CORRUGATED B^{III}

ハ. SHAFT TUNNEL

ニ. 二重底 (縦方向を除く)

ホ. 上甲板 (ただし HATCH 間の薄板ブロックを除く)

油槽船

イ. 底部外板

ロ. 側部外板 (2 万屯級小型の場合は TANK 外は除く)

ハ. 上甲板

ニ. 二重底 (縦方向を除く)

註 i 本項の適用除外構造は主として厚板の使用される構造でありこれを本項伸しから除外する理由はこの種の厚板構造においては骨熔接による収縮が実際にみて僅少値であり無視し得るとの判断に基いている。

註 ii CORRUGATED B^{III} および SHAFT TUNNEL については構造的にみて船の主要寸法に与える影響が少いかあるいは寸法的に自由に調節し得るもので特に骨熔接による収縮を考慮する必要がないと思われる。

註 iii 二重底に関する適用の除外は FLASH TOP の如く船中に直接影響ある場合も考えられ

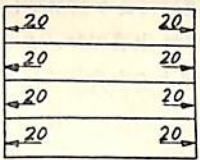
るがこれを行うと工作的、技術的にみて煩瑣な取扱が附随するため特に除いたものである

※ 2. 板接ブロック端末板耳において考慮される板耳伸し

以上に述べた熔接の収縮とは別個に板接後の仕上代および搭載の誤差あるいは前述※1項該当以外の組立時の熔接による収縮変形をブロックの取合部において修正する目的で次に述べる如き各種の工作上的板耳伸しを行う必要がある。

2.1 板接時の板耳線の不揃誤差に対する伸し

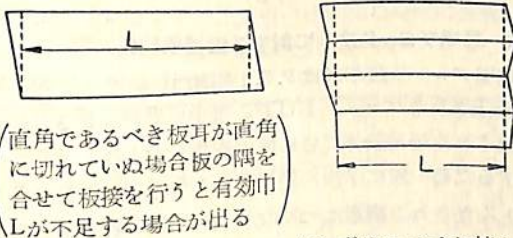
板接工程における板部材の製品誤差（別註参照）板接時の板耳線の不揃の修正代として板の BUTT 方向の耳は 20 m/m の伸を必要とする。

例)  左図中の $\xrightarrow{20}$ は該当板耳を 20 m/m 伸しておき板接熔接完了後仕上ることを意味する。なお※1における如く仕上後も残る最終的な仕上

量は矢印の下部に伸量を表す数字を記入することにより表現される。

- $\xrightarrow{20}$ 板接後正規寸法仕上
- $\xrightarrow[2]{20}$ 〃 正規寸法より 2 m/m 伸仕上

註 i 板部材の製品誤差、板接時の板耳線の不揃とは註文鋼材に下記の如き製品誤差があり、かつ加工の際原則的には板耳の二度切りを避ける意味か

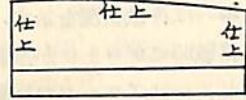


ら片側 BUTT の仕上を行わずそのまま板接を行っているために製品誤差が板耳線の不揃の原因となる。従つて本項の伸の 20 m/m は片側板耳については最小値を示し多少の余剰の伸しについてはこれを加工修正することはない。

註 iii 板接時の板耳線の不揃誤差に対する伸しの除外例

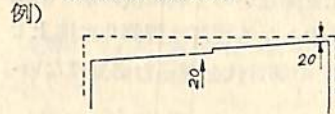
上部構造の鋼壁あるいは甲板間隔壁等の内業において板接を行う場合の板接ブロックで SEAM が 1 本の場合はフレームプレーナーを使用せず

書を行い、BUTT 切断を行うので直角精度も高く板接において特に不具合な問題は起らぬので 20 m/m の伸を行う必要はない。なおこの構造でも本項以外の理由すなわち 2.3.1 等によりブロック接手となった場合の伸しがある場合はこれを別途に考慮する。



2.2 複雑な輪郭線に対する仕上代

工程上の都合で FLAME PLANER 加工を行うもののうち複雑な輪郭線を持つ板接ブロックの板部材に対してはこの輪郭線を板接後に仕上野書、四周切断を行うためにこの仕上代として仕上線より最少 20 m/m の仕上代を見込む必要がある。



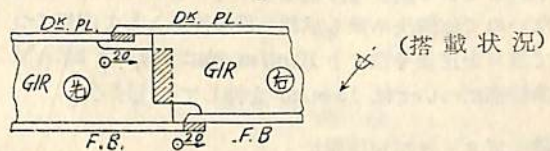
2.3 搭載誤差に対する伸し

船台工事におけるブロックの搭載、位置決めの際の誤差、現場あるいは地上での熔接によるブロックの複雑歪に対する修正代として船台上現場におけるブロック取合の接手に対しては 2.3.1 に示される特例を除き一般に各接手状況に従い 3 種類の伸を見込む場合がある。

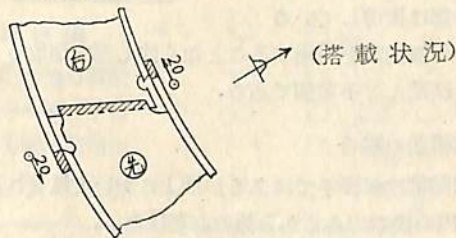
2.3.1 現場ブロック熔接接手に対する切代

一般の現場ブロックの熔接接手に対しては接手の片側板耳を 20 m/m 伸しておき後置ブロックを位置に納めて後切合せを行う。なおこの場合の板耳伸を行う板および接手の開先面はブロックの搭載順序および搭載方向、作業側によつて決定される（この決定は「ブロック接手について」参照のこと）

例) DECK ブロック接手の場合



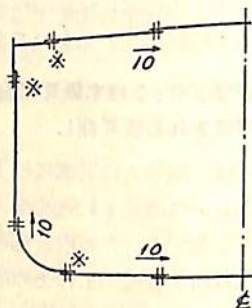
側部曲外板接手の場合



註 i 上例中使用する記号

⊙→ は 20 m/m 伸し現場搭載後切合する部分を示す。

→ は搭載状況を示す。すなわち記号中の矢印は搭載時にブロックが搭載位置に接近する方向を示し、△ はブロックの搭載時移動線におけるブロックの骨面の方向を示し半円は骨、直線は板として → の場合は搭載は骨面を先に搭載されることを示す。



註 ii 本項適用の除外例

現場突合溶接接手中位置決めが比較的容易でありかつ誤差も僅少しか生じぬブロックにおいてはこれを地上組立あるいは板接の際にその接手板耳を仕上げて経験上支障ないので特に次に示す構造については現場接手となる板耳は両側共に地上で仕上げて 20 m/m の切合代を見込む必要はない。

油槽船の場合

- イ) 底部外板のタンクパートにおける BUTT
- ロ) 側部外板 BUTT
- ハ) 上甲板のタンクパートにおける BUTT
- ニ) 縦隔壁 BUTT

貨物船の場合

- イ) 底側部外板の BUTT
- ロ) 上甲板の BUTT

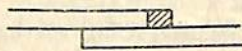
(ただし上記中マスターパートとなる接手および立体ブロックに組み入れられる反表構造の外板, 上甲板の接手は含まれない)

2.3.2 鋸接手に対する伸し

現場鋸接手については搭載後切合を行うことが技術的に不具合でかつ適当な伸量ならばそのままでも特に支障はないので位置決め後も放置し得る伸しとして内板について板耳を正規寸法より 10 m/m, 特に BILGE SEAM の曲線部については 15 m/m を伸して仕上げる。

註 ブロックが定位置に

搭載された後では重ね
取合部は接着している
ため外板内面を損傷することなく伸し部を切取る
ことは殆んど不可能である。

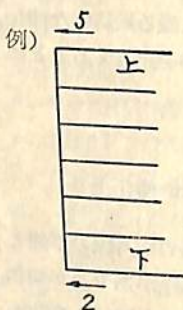


例) 油槽船の場合

図中※印部は鋸接手ではあるが地上において組まれるブロック内の接手であるから伸の必要はない。

2.3.3 傾斜伸し

船船上組立において組立順序あるいは構造の具合でブロックに対する四周の抗束状況が不均衡のため縦隔壁の上部は BUTT 溶接による収縮が甚だしく縦隔壁 BUTT に対しては経験上の実績により傾斜伸しを行う。すなわち下端において 2 m/m 上端において 5 m/m の傾斜を各縦隔壁の後置ブロックとの取合部に板耳に見込む必要がある。



註 本項の目的とする伸しは実際には下端 0 上端 3 m/m であるが本伸しは特に縦隔壁のみに限定される伸しでありかつ他の伸しと異なり他の伸しと重なる場合兼用出来ず加算さるべき伸であるため取扱を簡単にするため 1.3 の伸 (骨溶接に対する収縮代) と加算した値を指示してある。

2.4 現場ブロック接手に対する溶接收縮代

現場ブロック接手特に 2.3.1 項註 ii に述べた如き地上仕上されるブロック BUTT 接手の収縮が長さ方向に累積される場合船体長さに直接影響をおよぼし不具合を生ずるため一般に厚板が使用され突合溶接の収縮が著しいとみなされる構造については BUTT を挟む 両板耳につき各 2 m/m の収縮代を見込んで仕上げる必要がある。これを適用する構造は次の通りとする。

貨物船の場合

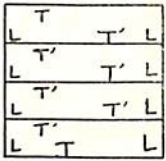
- イ. 底部外板の BUTT

油槽船の場合

- イ. 底部外板 BUTT
- ロ. 側部外板 BUTT
- ハ. 上甲板のタンクパートにおける BUTT

※ 3 伸量の適用方針並びに適用例

前記の如き各種の伸量が実際に各構造に適用される際は一つのブロックあるいは一つの板耳に数種の伸が同時に適用される場合が多いがこれ等の各種伸が併用され、あるいはまた組合せによっては兼用される場合がある。この並用並びに兼用は次の方針によつてなされる。すな



わち概念的に左図の如き板接ブロックを考えこの SEAM に対する縦方向と横方向についての場合を分けて考え縦方向を L、横方向を T、各 SEAM を挟む板耳を T' とすると各伸しは次の如く適用される。

- A. 板接手 (SEAM) における伸し (→) T'
- B. 骨熔接に対する伸し (→) T & L
- C. 現場ブロック接手に対する取縮代 (→) L
- D. 傾斜伸し (→) L
- E. 鋸接手に対する伸し (→) T
- F. 板耳線の不揃いに対する修正代 (→) L
- G. 複雑な輪郭線に対する仕上代 (→) T
- H. 現場ブロック接手に対する切合代 (→) T & L

すなわち上記適用により板接ブロックの板部材1枚につき T', T, L の各方向の異なる板耳伸が適用される場合は勿論各伸はその板に関して並用されるが、一つの板耳について T 同志あるいは L 同志の別種の伸が適用される場合、初期の伸しは野書、本野書、地上仕上野書とも各伸しの最大値を採りまた仕上の時期も上にあげた各野書の時期の中の一遅い時期となる。

3.1 適用方法

1枚の板部材における四周耳の伸の状況を各野書、板接後本野書、組立後仕上野書の三段階の時期に分解して考えこの時期における伸量をそれぞれ p, q, r として各種の伸しについて考えると次の如くとなる。

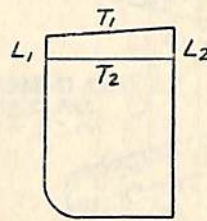
記号	方向	種類	p	q	r
A	T'	板接手(SEAM)における伸	2	0	0
E	T	鋸接手に対する伸し (→) 又は (→)	10	10	10
G	T	複雑な輪郭線に対する仕上代 (→)	20	0	0
B	T & L	骨熔接に対する取縮代 (→)	2	2	0
H	T & L	現場ブロック接手に対する切合代 (→)	20	20	20
C	L	現場ブロック接手に対する取縮代 (→)	2	2	2
F	L	板耳線不揃いに対する修正代 (→)	20	0*	0
D	L	傾斜伸し (縦隔壁)	5	5	5
			2	2	2

註) 上表中 *印は側部曲外板ブロックの場合20となる。

すなわち前表により同一板耳について2種類以上の伸が適用される場合 p, q, r についてそれぞれ最大の値を選んでこれを p_m, q_m, r_m とするとこれが各野書の際にその板耳において見込まれる必要のある伸量となる。

例) TANKER の側部 TANK の横隔壁に例をとりこの上端板について考えると

$$\text{伸 } L_1 \frac{T_1}{T_2} L_2 = (p, q, r) \begin{pmatrix} p, q, r \\ p, q, r \end{pmatrix} (p, q, r)$$



これを分解して L₁ L₂ の場合この板耳について考えられる伸は下の表により B, F 従つて

$$B = (2, 2, 0)$$

$$F = (20, 0, 0)$$

$$L_1 L_2 = (20, 2, 0)$$

同様に T₁ については G, B, T₂ については伸不要となるので

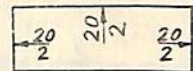
$$G = (20, 0, 0)$$

$$B = (2, 2, 0)$$

$$T_2 = (20, 2, 0)$$

$$\text{伸} = (20, 2, 0) \begin{pmatrix} 20, 2, 0 \\ 0, 0, 0 \end{pmatrix} (20, 2, 0)$$

すなわち右図の如き伸の要領となる。



3.2 適用例

板巾方向の伸 (TANKER)

構造	T					備考
	A	E	G	B	H	
底部外板 IN TANK	○	○				
〃 その他	○	○一部			○一部	
側部外板 IN TANK	○	○				
〃 その他	○	○一部			○一部	
上甲板 IN TANK	○	○				
〃 その他	○	○一部	○一部			
横隔壁 IN TANK	○		○	○	○*	*は幕板部のみに適用のこと
縦隔壁	○		○一部	○		
その他の隔壁	○		○	○		
その他の甲板	○		○	○		
上部構造甲板	○		○	○		
二重底頂板	○		○		○一部	

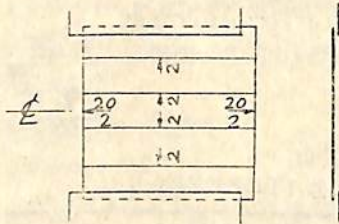
板長さ方向の伸 (TANKER)

構造	L					備考
	B	H	C	F	D	
底部外板 IN TANK			○	○		
〃 その他	○部		○	○		
側部外板 IN TANK			○	○		
〃 その他	○部		○	○		
上甲板 IN TANK			○	○		
〃 その他	○部		○	○		
横隔壁 IN TANK	○	○*		○		*は暮板部のみに適用のこと
縦隔壁 〃	○	○		○	○	
その他の隔壁	○	○		○	○	
その他の甲板	○	○		○	○	
上部構造甲板		○		○		
二重底頂板	○	○		○		

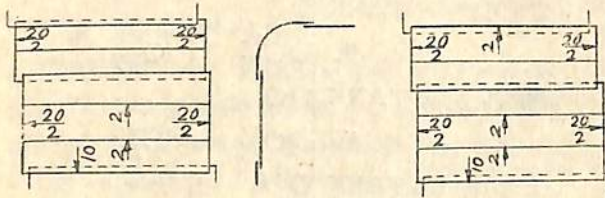
例)

i 底部外板 IN TANK

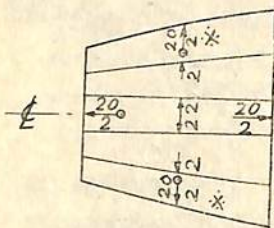
(イ) 中央ブロックの場合



(ロ) 側部ブロックの場合

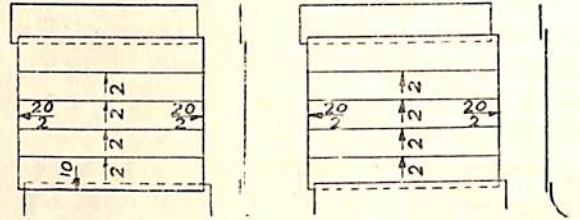


ii 底部外板 その他



* 印は側部外板との取合および搭載時の状況により必要な場合に適用される。

iii 側部外板 IN TANK



註 上図中 $\overleftarrow{20}$ は 20 m/m 伸して地上組立完了後仕上を意味する。従つてこれ等伸記号を総括すると次の如くなる。

← 内業あるいは板接後仕上

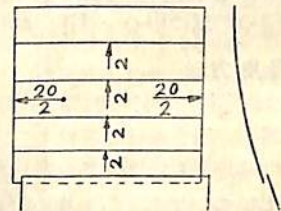
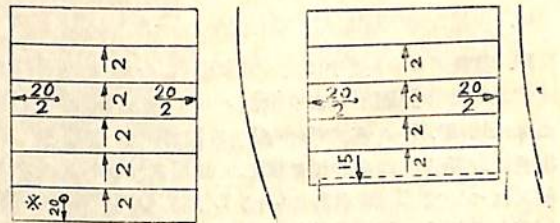
← 地上組立後仕上

← ⊙ 現場切合

↑ A は初期伸し量

↑ B は仕上時に考慮され完成後に残される伸し量を示す。

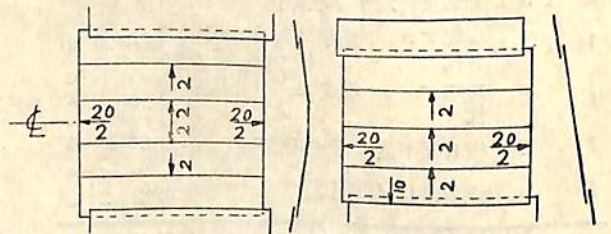
iv 側部外板その他



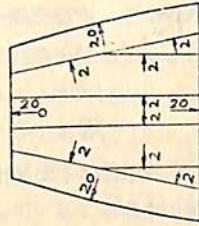
v 上甲板 IN TANK

(イ) 中央ブロックの場合

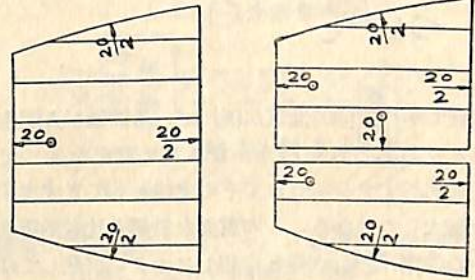
(ロ) 側部ブロックの場合



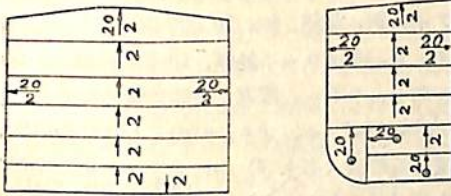
vi 上甲板その他
(IN TANK に準ずる
ものは除く)



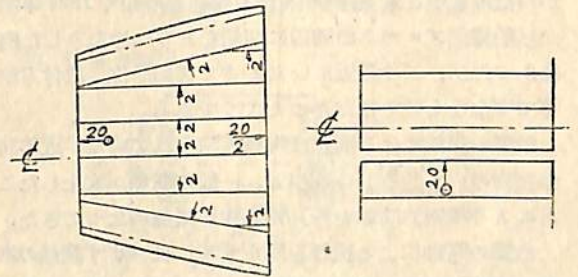
xi 上部構造甲板



vii 横隔壁
(イ) 中央 TANK の場合 (ロ) 側部 TANK の場合

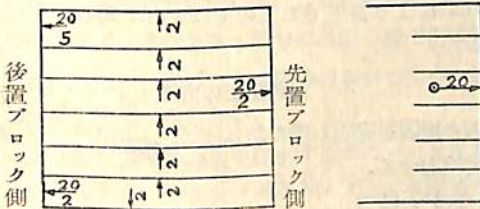


xii 二重底頂板



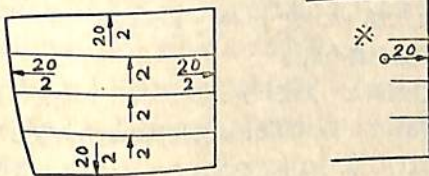
viii 縦隔壁

マスターバットの場合



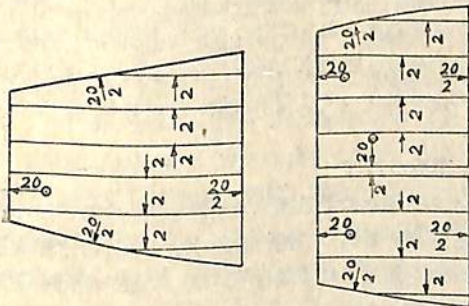
現場シーム 接手ある場合

ix その他の隔壁



* 現場あるいは地上突合接手の場合一方板耳は仕上
他方板耳は右の如くなる

x その他中甲板



現場シームある場合

天然社新刊

上野喜一郎 著

船の歴史 (第3巻) (推進篇)

A5 上製 函入 330頁 定価500円 (〒50円)

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

目次

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

船体防蝕用亜鉛合金“CPZ”について

唐 島 実
三菱重工業株式会社

低廉でかつ機械的性質が優れている鉄鋼が人間生活の中にとり入れられて以来かなり古い歴史をもっているが、文明がすすむにつれてその支柱としてますます重要性を増大しつつある。この重要な鉄鋼も比較的容易に空気中の酸素、湿気、水等と作用しスクラップ化してゆく。

かつては鉄鋼施設、器材の腐蝕防止については電気防蝕の如き積極的な防止対策が講ぜられたものは殆んどなかった。もつとも船舶関係では御存じの如く1824年頃から船尾部プロペラの周辺に亜鉛をとりつけたりした例はあつたが、ごく最近にいたるまで亜鉛品位、取付方法等で完全なものではなかつたようである。

鉄鋼の腐蝕による消耗は寿命と諦られていたが近年防蝕技術のいちじるしい進歩と、一般の認識が向上したことにより積極的防蝕を行わんとする気運になつてきた。

鉄鋼の腐蝕による損耗を防止するには、まず腐蝕の様相を究明した上で防蝕の対策を考えるべきで医師が病人の病名も診断せずに投薬するが如きは害あつて役する処少いのである。

次に金属材料の腐蝕並びに防蝕の方法の2, 3について記述する。

1. 金属材料の腐蝕

金属が腐蝕される様式

- | | |
|---------|------------------------------------------|
| 電気化学的腐蝕 | A. 点蝕 (Pitting) |
| | B. 粒間腐蝕 (Intergranular Corrosion) |
| | C. 選択腐蝕 (Selective Corrosion) |
| | D. 電解腐蝕 (Galvanic Corrosion) |
| | E. 濃淡電池腐蝕 (Concentration Cell Corrosion) |
| 機械的腐蝕 | F. 応力腐蝕 (Stress Corrosion) |
| | G. 潰 蝕 (Impingement Corrosion) |
| | H. 磨耗腐蝕 (Erosion) |

等があり、これ等の一つあるいは二つ以上が組みあわさつて腐蝕のもとをつくつている。

なおここでは高温における腐蝕は省略する。

腐蝕の機構は単純なものから複雑なものまで、その使用されている環境、諸条件により異つてはいるがわれわれが経験する腐蝕の多くは電解質溶液に接する金属面に局部電池が形成されその結果腐蝕が進行するのである。局部電池を生ずるものは酸化膜、不純物、異種金属の附着、金属結晶の方向の相異等である。また異種金属が接触し

ている場合はイオン化傾向の順に従つて卑な金属が腐蝕をうける。

われわれ実生活において広く使用している金属が海水中にある場合の電位列は： マグネシウム、亜鉛、アルミニウム (2S) カトミウム、純鉄、鑄鉄、鉛、錫、アドミラルティ黄銅、黄銅、銅、70-30銅ニッケル、青銅、アルブラック、13クロム不銹鋼、18-8不銹鋼、インコネル、ニッケル、モネル、銀銀、の順に貴になる。

また不銹鋼がガラス、ゴム、砂のごとき非金属体と接触して電解質溶液（海水等）中にあると、その接触部から赤錆を生じ易くなる。これは上記の組織、歪等の部分的相異による他、溶解酸素濃度の不平等から濃淡電池を構成し酸素濃度の小さい部分が侵蝕されるからである。（Evansにより証明されたので Evans の説といわれている。）

2. 腐蝕防止の方法

腐蝕の原因を究明し得たならばこれを防止する方法について検討する。

A 設計の改善

設計上渦流を生じたり、空気を巻込んだりするようなことがあると腐蝕はいちじるしく促進される。装置の設計に際して第一に考慮すべきことである。

B 構造材料の選定

耐蝕性材料といえばステンレススティールといわれる位一般化しているが環境、条件如何を充分考慮した上で選定しないと思ふぬ事故をおこすことがある。各種熱交換器の構造材として管枝にネーバルプラス、カバーにモネルを使用し海水を冷却水として使用していたところ6ヶ月でネーバルプラスが甚しい腐蝕をうけた例がある。

近時マンガング銅の推進器にかわつてアルミ青銅製のものが使用されるようになってきたが船内よりの漏洩電流がない場合は耐海水は後者の方が優れているので鑄造技術の進歩によつては将来大量に使用せられるものと考ええる。

C 環境の処理

ボイラー用水による罐体の腐蝕を防止するには水に含まれる酸素その他の不純物を除けばよい。貯水槽を設けて冷却水を循環させる場合等には、腐蝕抑制剤を添加するのが有利である。

D 被覆塗装

従来から広く行われている方法で金属を海水、土中の水分あるいは空気中の湿気を遮断して発錆を防止する。

この方法にはペイント、珪酸、エナメル、ニッケル、錫等で鉄面に電気メッキする等がある。

またメタリオン、シエラダイズング法等も湿気と遮断し効果がある他、鉄より卑な金属を用いることにより電気防蝕の役目もする。

これ等の被覆、塗装材が進歩すると、場合によつては局部腐蝕により大きな損失を被むることがあるから注意せねばならない。一例を掲げると従来船底塗料として用いられてきた油性ペイント時代には保護亜鉛の充分なものをつけなくても短時日の間に船体にさほど大きな腐蝕孔も認めなかつたがペイントの発達で被覆力もより完全なものになりつつある。こうなつてくると塗り残したり塗装後に傷ついたりすると腐蝕電流は局部に集注し、短時日の間に大きな損害を与えるようになる。

われわれは腐蝕の原因が何によるかを究明した上で防蝕対策を講ずべきである。防蝕に巨額の費用を投じたのでは意味がない。如何にして経済的にかつ完全に防蝕できるかを考えねばならない。

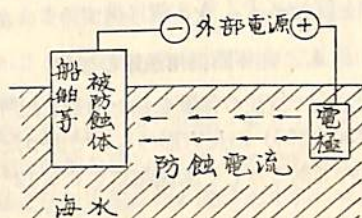
例えば船舶機関の腐蝕を防止するのにニッケル基合金を使用するとか、タンカーバラストタンクにはるバラスト中にインヒビターを添加して防蝕し得たとしてもそれは経済的になりたない。また上述の如く船底塗料に高級な塗料を塗つてもそれだけでは害の方が大きい場合がしばしばあることに注意せねばならない。

われわれは上記各種防蝕方法を考えるとともに最も大きな損害をもたらす電気化学的腐蝕について考慮する必要がある。

E 電気防蝕法

電気防蝕法を大別すると外部電源方式と流電陽極方式に分けられる。前者は防蝕せんとする金属体を外部の直流電源の負極につなぎ同時に液中（または地中）に敷設した電極をその正極に接続する方法で船舶等では予備艦船の保存等に使用され、また船体の外板の防蝕等にも試用されつつある。後者は防蝕する金属体に水中（または地中）で低電位の金属体（例えば鋼船の船体、プロペラーに対する亜鉛）を電気的に接続し電池作用によつて防蝕電流を発生させる方法である。この方法は船舶関係では保護亜鉛板として古い歴史をもっている。今では船体外板は勿論、機関関係等にも広く使用されるようになってきている。

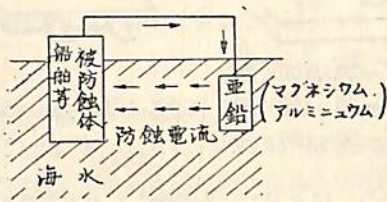
◎ 外部電源法



電源： 交流電源を用いセレン整流器、小型変圧器との組合せが便利である。

消耗性電極 Al
電極： 不溶性電極 (炭素材、酸化鉄)
中間的性質の電極 (不銹鋼、硅素鑄鉄)

◎ 流電陽極法



船舶関係の流電陽極用材料としては亜鉛が一般に使用されている。

3. 流電陽極用亜鉛について

前述の如く亜鉛が船体の外板防蝕に使用されたのは今から130年前のことで、それ以来亜鉛の効果について疑問もたれつつも習慣的に使用されてきた。高純度亜鉛の出現、取付方法の改善で保護亜鉛板の必要性はみなおされてきた。米海軍では、ここ2、3年前から軍規格として鉄の極めて低い高純度亜鉛を採用するよう規定している。国内においてもわれわれは高純度亜鉛の出現で流電陽極用亜鉛の問題は殆んどが解決してしまつたかの如く考えたが、種々検討の結果、高純度亜鉛でも製造条件、使用される環境等で性能がいちじるしくバラツクことが判明した。

この第一の原因は陽極亜鉛面に固着する亜鉛の腐蝕生成物が亜鉛の溶出を抑制するためであつた。とくに静海水中において使用される亜鉛陽極面に形成される被膜は機械的に除去されがたいため劣化が早かつた。われわれは、いかなる条件下に使用されても、つねに陽極面は金属亜鉛が露出しているよう当社研究所において改良研究を行なつた。

高純度亜鉛地金 (Fe 0.0010% 以下 Zn 99.998% 以上) を原料として、これにカドミウム、インジウム、水銀等の水素過電圧の大きい元素を少量添加することにより発

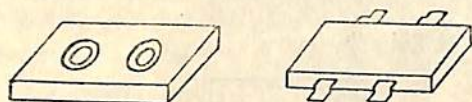
生電流効率を高め陽極亜鉛として腐蝕生成物量の極めて少ない合金亜鉛陽極 CPZ を市販に供することができた。

4. 船体防蝕用亜鉛の形状

造船研究協会で既設の保護亜鉛を調査した所、大半は6"×12" (150×300) の長方形のものであった。これは世界的な慣行であるらしく米国海軍も6"×12"を採用している。

それで造船研究協会の防蝕の部会でもこの寸法を標準型として推し、更に50トン程度の小型船等の必要を考慮し、その半分の寸法のものも認めることにした。

下図はこの標準型の寸法を示したものである。



CPZ	$\left\{ \begin{array}{l} 3F-20 \times 100 \times 200 \\ 6F-20 \times 150 \times 300 \\ 8F-30 \times 150 \times 300 \end{array} \right.$	CPZ-10FS	30 × 150 × 300
-----	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------	----------------

皆亜鉛あるいはカドミウム鍍金した鉄の芯金が鑄込である。

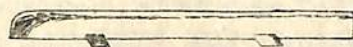
これによつて亜鉛がいくら消耗しても外れたり亜鉛の一部が欠け落ちることなく全亜鉛量を有効に利用出来る。

また超大型船に対してもこの寸法を固守し、個数を増すだけで何等支障のないことも見当がついている。

近く鋼船船体用防蝕亜鉛板の JIS として、規定されるであろう亜鉛板寸法を参考のために掲げておく。

型 式	寸 法 (m/m)	備 考
芯 金 溶 着 式	20 × 100 × 200	CPZ-10FS
	30 × 100 × 200	
	20 × 150 × 300	
	30 × 150 × 300	
	30 × 200 × 400	
ボルト固着式	20 × 100 × 200	CPZ-3F
	30 × 100 × 200	
	20 × 150 × 300	CPZ-6F
	30 × 150 × 300	CPZ-8F

また水の抵抗を少くする目的で細長い、CPZ-18 SHS 型も準備し既に艦船に使用している。



5. 防蝕亜鉛の取付方法

前図で判るように芯金の形状に2種類あつて FS 型は亜鉛の外に出た芯金を船体に直接溶接する方式、F 型は亜鉛に凹所がありこの部分は芯金が露出していて、これを直接ボルトナットで船体に締付けるようになってい

る。防蝕亜鉛が有効に電流を発生するためには船体と電気的に短絡していることが必要である。芯金の溶接またはボルトによる締付でこの短絡は造られるから、ボルト締の場合は芯金とナット、ナットとボルトの間に充分な金属接触を保つため、間に埃やペンキや銹等が介在しないよう入念な締付を必要とする。

溶接の場合はこの心配はないが溶接した後に溶接部に塗装をする必要がある。

ボルト締は最初少し面倒であるが2回目からは船員の手でも取換えが出来る利点がある。

なお亜鉛板と船体の間に海水が浸み込むと距離が極端に近いのでこの部分に過大の電流が流れ亜鉛を無駄に消耗させることがあるので、これを防ぐため CPZ ではゴム裏張り、あるいはビニール塗装を施してある。

6. 防蝕亜鉛装備個数の決定

所要防蝕電流密度

船体を完全防蝕の状態に保持するに必要な電流量は塗装の良否等によつて著しい差異があるが、最近の米国海軍の研究結果は次の通りに発表されている。

(Cathodic Protection in the U.S. Navy. Research-Development-Design (1956-11-1) (The Society of Naval Architects and Marine Engineers で講演) による)

		碇泊中 航行中 (20 kt)	
		鉄	裸のまま
板	ビニール塗装直後	0.1~1.0 "	0.2~2 "
	ビニール塗装1年後	1~2 "	2~4 "
銅系合金		碇泊中 流速50~100 ft/s	
	裸のまま	20 mA/ft ² 50~100mA/ft ²	
	ビニール塗装直後	0.4~4 "	1~10 "
	ビニール塗装1年後	4~5 "	10~20 "

註 1m²=10.7ft², プロペラの周速は翼端で 100~200 ft/sec 位, ビニール塗装とは米国海軍標準の船底塗装を意味する。

これでも判るように

1) 出渠直後は塗装の如何で 10 倍も差がある。

2) 出渠直後と1年後では倍程度の差があるが塗装の差は大部緩和される。

3) 航海中は碇泊中の倍位の電流が必要である。

なお設計に当つては1年後の状況を予想して亜鉛を装備すべきであると述べているが、後に記した算式は大体において鉄板に 2 mA/ft^2 プロペラに 20 mA/ft^2 を予定して出したものである。

防蝕亜鉛所要個数

以下の計算は 150×300 の標準型亜鉛について行つたものである。

100×200 または 150×150 の亜鉛はその3箇が 150×300 の亜鉛2箇とほぼ同じ電流を発生するものと考えてよい。また密接して並べた時は相互の干渉があるため発生電流が減り5箇が4箇分程度の電流を発生するものとする必要がある。ただし発生電流が減つただけ寿命は伸びるから船体の水中抵抗等を考えると必ずしも並べて取付けることが不利とはいえない。

米海軍規格 (MIL-A-1800 IB Ships 1954) に示してある基準はメートル単位に換算すると船の浸水面積を Am^2 としたとき $\frac{A}{100}$ 個の標準亜鉛を船尾附近に装備すること。

プロペラが2軸の場合は5割増の $\frac{1.5A}{100}$ 個

プロペラが4軸の場合は10割増の $\frac{2A}{100}$ 個

いずれも船尾附近に装備することとなつている。

この個数は従来の日本の大型船の慣行の2.5~3倍位に当る。取付位置を船尾附近に限定しているのでも判るように効用はプロペラによる船尾附近の烈しい腐蝕を緩和するに過ぎない。今までの日本の慣行が材質や取付方法が完全であるとしても如何に防蝕の目的から程遠いものかが判る。

その後米海軍の研究は非常に進んだと見えて2年後に発行された

“MIL-A-1800 IB (SHIPS) 〆〆, April 1956”
Military Specification Anodes Corrosion Preventive, Zinc Plate, Slab, Disc and Rod Shaped

の末尾に示された概算式をメートル法に換算すると

$A =$ 船体の浸水面積 m^2

$B =$ 銅系合金 (プロペラその他) の表面積 m^2 とした場合、取付個数はほぼ

$$\frac{A}{20} + \frac{B}{2} \text{ となる。}$$

この値は Zn の発生電流を 400 mA とした場合、鉄板

に対し 2 mA/ft^2 、銅系に対し 20 mA/ft^2 を予定したものに近いもので前に記した $\frac{A}{100}$ に比べると5倍以上になる。僅か2ヶ年の間に米海軍の研究結果はこれだけの変化を示している。

この亜鉛は船全体にほぼ均等に散在させるものであつて船体の完全防蝕を目的としたものである。

出渠直後は防蝕過度になる理であるが、マグネシウムで設計した場合は防蝕過度の場合附近の塗装を剝離させる危険を伴うが、亜鉛は固有電位が余り低くないのでその危険も少いから1年後を予想した計画を最初から実施することが出来る。

以上で判るように

プロペラによる害を緩和させるためには少くも

$$\frac{A}{100} \text{ 個} \cdots (1)$$

船体の完全防蝕を目的とするならば少くも

$$\frac{A}{20} + \frac{B}{2} \text{ 個} \cdots (2)$$

程度の亜鉛を装備する必要がある。(1) と (2) との間には5倍以上の開きがあるが (2) は米海軍が新しく制定したもので僅かではあるが造船研究協会の実験結果もこれを裏付けるような結果を示しているの、この値を奨めたいと考える。

7. 防蝕亜鉛の装備位置

(1) 式の場合はプロペラを囲む船尾附近に全部を装備すべきことは勿論であるが、

(2) 式の場合は船全体に散布することが理想となる。しかし水中抵抗や取付工事の便宜等も考え合せる。小型船では総数を3等分して船尾と両舷ビルジキールに取付ける。

大型船では総数を5等分して船尾と両舷ビルジキールの前後端部に取付ける程度、で充分かと考える。

附 記

i 防蝕電位

船体が完全に防蝕されているか否かは基準電極を使用しその電位を測定すれば判定出来る。ただしこの測定には100,000 オーム/v 程度の高抵抗電圧計または真空管電位差計を必要とする。

基準電極のうち代表的なものを次に掲げる。

名 称	構 成	E 25
硫酸銅電極	Cu/CuSo ₄ /CuSo ₄ (Satd)	0.316
0.1N 甘汞電極	Hg/Hgcl/Kcl (0.1N)	0.3357
飽和甘汞電極	Hg/Hgcl/Kcl (Satd)	0.2415
海水甘汞電極	Hg/Hgcl/Nacl (海水)	0.2959
塩化銀電極(0.1N)	Ag/Agcl/Kcl (0.1N)	0.2881
塩化銀電極(海水)	Ag/Agcl/Nacl (海水)	0.2513

このうち海上の現場用としては塩化銀電極（海水）または甘汞電極（海水）が便であるが、河水や土壌等には硫酸銅電極がよく使われる。

鉄板は海中で -850 mV （硫酸銅電極）あるいは -770 mV （飽和甘汞または塩化銀塩水電極）に達すれば完全防蝕の状態にあるものとされている。

この測定は研究のためや効果確認のためには是非必要であるが亜鉛防蝕を実施する場合には必ずしも測定する必要はない。

ii 艦装中の船舶の防蝕

艦装中の船舶も運航中の船舶同様防蝕することが出来る。特に艦装中は船内で電気溶接等の工事が行われるため過大な漏電現象を伴うことがあるが、その場合にも防蝕亜鉛が避雷針のような役を果すので塗膜の破壊を防ぐことが出来る。

艦装中船体外板防蝕用 CPZ の所要量の一例を掲げると、

D/W Ton	1,000	2,000	3,000	4,000
浸水面積(概算) m^2	600	1,000	1,500	2,000
防蝕平均電流密度初期 mA/m^2	3	3	3	3
終期 mA/m^2	10	10	10	10
所要 CPZ 量 CPZ-4B (初期用) 箇	6	10	15	20
〃 〃 CPZ-1R (終期用) 箇	15	25	37	50
塗装 A/C 1 回 A/F 1 回それぞれ増塗				
CPZ-4B $32 \times 32 \times 600\text{m}/\text{m}$ (12m/φ 芯金)				
CPZ-1R $25 \phi \times 300\text{m}/\text{m}$ (6m/φ 芯金)				

iii 木造船の防蝕

木造船のプロペラは本来なら余り烈しい腐蝕はないはずだが、近年無線通信や集魚灯等強大な電力を使用するようになってから異常に烈しいプロペラの腐蝕を発生するものが多くなってきた。

これも研究の結果（昭和30年度運輸省研究補助金の下に日本防蝕工業 KK で実施）適当な亜鉛防蝕を施せば防止出来ることが明らかにされた。

現在プロペラ“防蝕キフト”と称して必要な部品を揃えたものを日本防蝕工業 KK から 100 ton 以上用と 100 ton 以下用の 2 種類に別けて販売している。

iv 外部電源法による防蝕

亜鉛や Mg で防蝕する以外に船体に直接電源を与えて防蝕する方法も米海軍等では研究されている。日本でも 2,3 その実例があるが一般商船にはその必要はないと考えられる。

v 船の浸水面積の概算法

前記 A の面積が判明しない場合の概算法として

(1) 米海軍が推奨する Rossel Chapmann の式は

$$A = 1.7 LH + \frac{V}{35H}$$

ただし L = 船の長さ (PP) 米

H = 船の吃水 米

V = 船の排水噸数

(2) 満載 ton 数だけが判明している場合は（満載屯数 = D とすると）

$$\text{商船の場合 } 4.21 \times D^{1.697}$$

$$\text{軍艦の場合 } 8.165 \times D^{0.651}$$

vi プロペラ表面積の概算法

(1) 米海軍は D = プロペラの直径 (米) の場合

$$B = 1.25 D^2$$

で差支えないとしている。

(2) 一般商船のプロペラは展開面積が 0.4 内外であるから

$$B = 0.8 D^2$$

で差支えないであろうと考える。

防蝕は個々のケースにより考慮するべきであるので、ここにかかげたものが完全なものであるとは考えていない。将来使用になる方々の御意見、データを頂戴し改善してゆきたいと考える。 (以上)

海技入門選書 新刊

東京商船大学助教授 庄司和民 著

航海計器学入門

A 5判 上製 140 頁 (オフセット色刷 14 頁)

定価 280 円 (〒 30 円)

(序文より) 航海者にとっては、不完全な新計器より、古くても完全に常に信頼できる計器が必要である。この意味から本書に説明するような基礎的な航海計器は充分に理解しておく必要がある。(略)

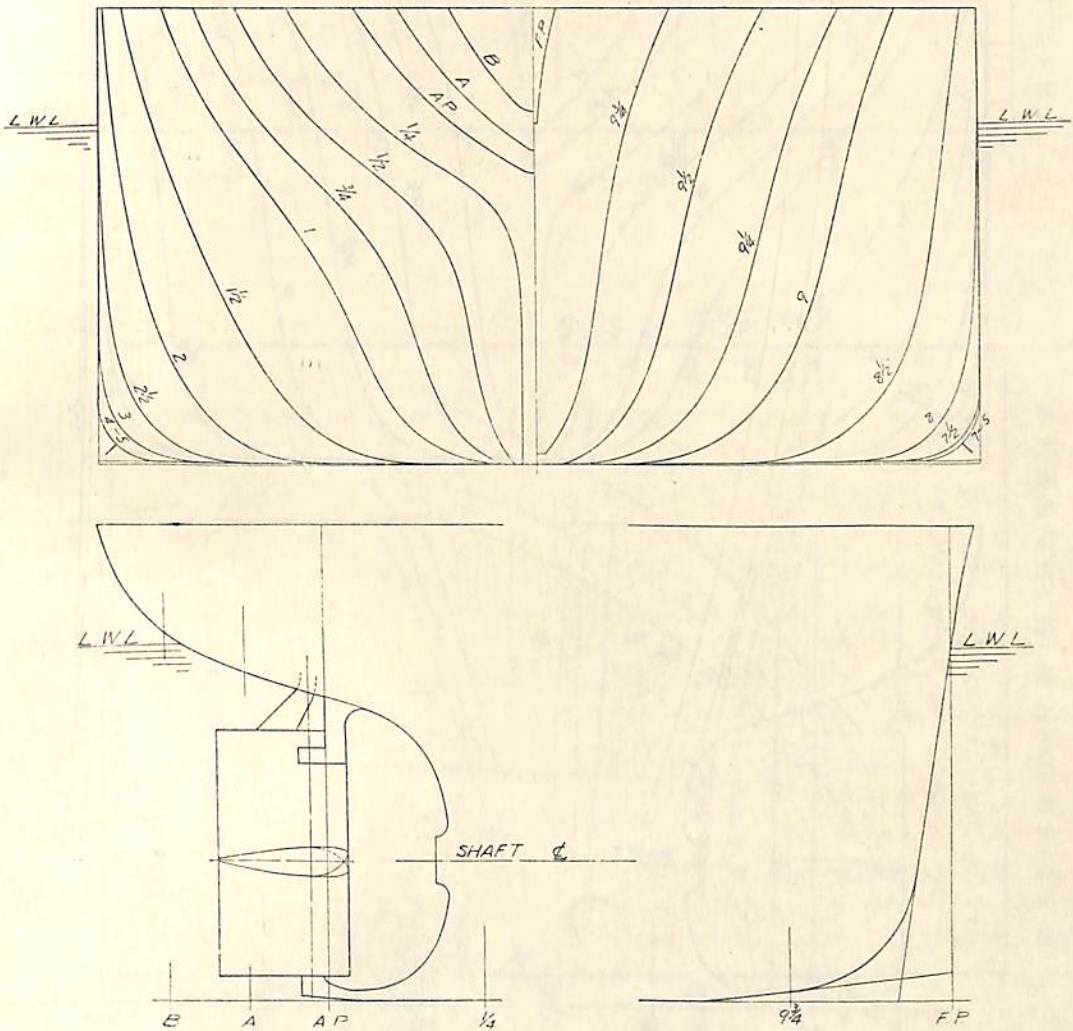
目次

第1章	測程機
第2章	測深機
第3章	船用光学器械
第4章	クロンメーター
第5章	磁気コンパス
第6章	自差
第7章	傾船差

— 3万重量砲型タンカーの模型試験 —

M.S. 159 は垂線間長さ 192 米, 32,000 重量噸の, M.S. 160 は同じく 195 米, 34,000 重量噸のスーパータンカーに対応する何れも 6 米模型船で, その主要寸法等は, 試験に使用した模型推進器の要目とともに, 実船の場合に換算して第 1 表に示し, 正面線図および船首尾形状は第 1 図および第 2 図に示す. M.P. 134 と 135 は, 実は同一の模型推進器であるが, 縮率の相異のために直径およびピッチが異つているわけである.

試験は M.S. 159 に対しては満載, 3/4 載貨および 1/2 載貨の, M.S. 160 に対しては満載, 半載および 1/4 載貨の 3 状態について実施された. その結果は第 3 図および第 4 図に示す. なお摩擦抵抗は従来の資料との比較を便にするために, 模型, 実船ともフルードの係数によつて算定しているから, 実際の海上性能の予測に使用される場合は, これらの成績に適當な修正を施す必要がある.

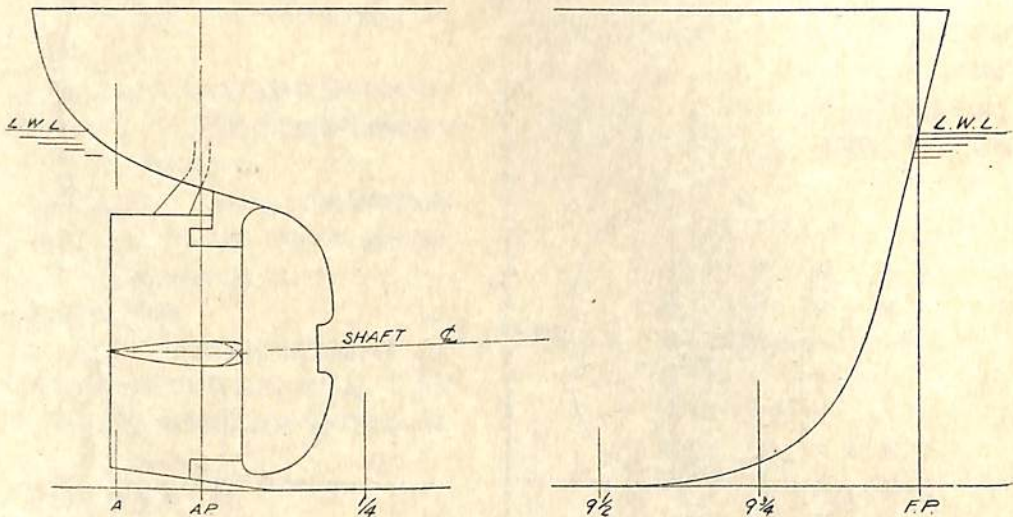
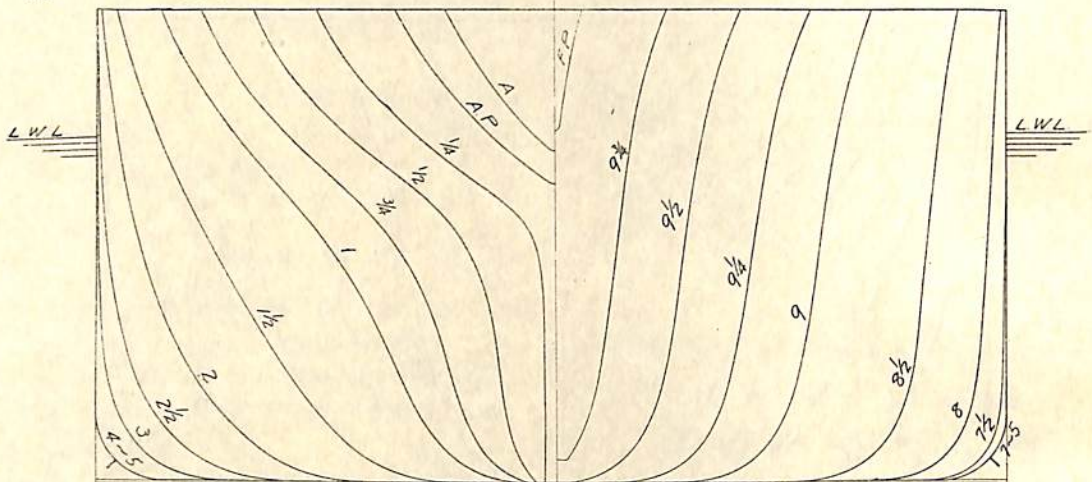


第 1 図 M.S. 159 正面線図および船首尾形状図

第1表 要 目 表

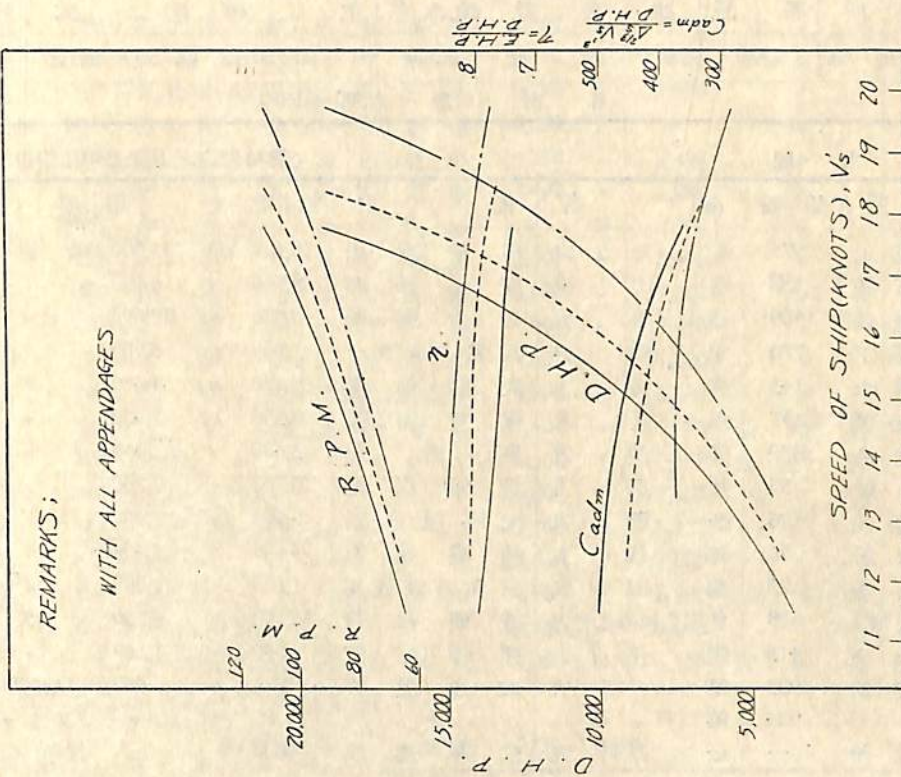
M.S. No.	159	160	M.P. No.	134	135
長 (L.B.P.)	192.00 米	195.07 米	直 径	6.751 米	6.860 米
幅 (B) 外板を含む	26.569 米	27.479 米	ポ ス 比	.210	.210
満 載 状 態	吃 水 (d)	10.433 米	ピ ッ チ (一定)	5.199 米	5.282 米
	吃水線の長さ (L.W.L.)	196.258 米	ピ ッ チ 比 (ℓ)	.770	.770
	排 水 量 (d)	43,049 噸	展 開 面 積 比	.405	.405
	C _b	.789	翼 厚 比	.050	.050
	C _p	.798	傾 斜 角	11°~0'	11°~0'
	C _∞	.989	翼 数	4	4
	lcb.(L.B.P. の%にて) (∞印より)	-1.12	-1.10	回 転 方 向	右
平均外板の厚さ	23 耗	23 耗	翼 断 面 形 状	エーロフォイル	エーロフォイル
λ _s *	.13919	.13914			

* 印 L.W.L. に基く



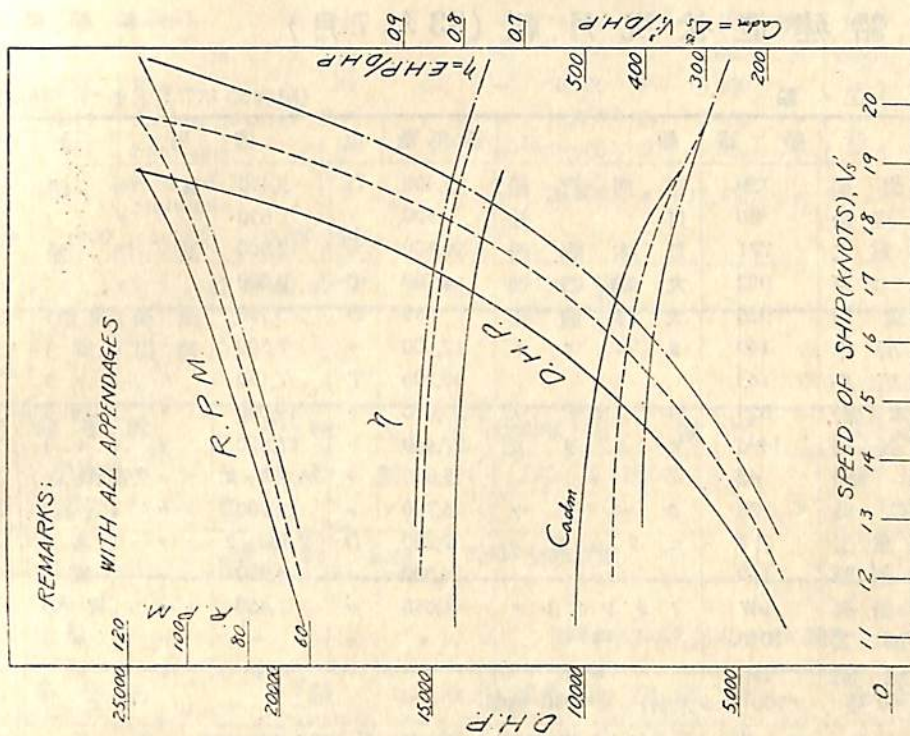
第2図 M.S. 160 正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT (M)		DISPL (M ³)	MARK
	A.P.	M.S.		
FULL LOAD	8.590	7.630	41,999	---
3/5 LOAD	7.137	4.737	29,854	---
1/5 LOAD	7.137	4.737	17,560	---



第3图 M.S. 159×M.P. 134 D.H.P. 等曲线图

CONDITION	DRAFT (M)		DISPL (M ³)	MARK
	A.P.	M.S.		
FULL LOAD	9.091	8.881	47.01	27,530
1/2 LOAD	7.262	4.900	25.38	19,014



第4图 M.S. 160×M.P. 135 D.H.P. 等曲线图

鋼船建造状況月報 (33年7月)

船舶局造船課

(イ) 起工船

(昭和33年7月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船主	総噸数	主機	用途	起工年月日
大阪造船	139	正福汽船	5,400	D	貨物船	33. 7. 5
瀬戸田造船	80	自 社	500	.	"	33. 7. 1
石川島重工	771	日本郵船	20,800	"	油槽船	33. 7. 28
新三菱, 神戸	902	丸善石油	12,700	T	"	33. 7. 11
林兼造船	926	大洋漁業	780	D	漁船(捕鯨)	33. 7. 11
銅管, 清水	149	リベリヤ	12,400	"	輸出(貨)	33. 7. 19
三菱, 広島	143	"	10,200	T	" (")	33. 7. 8
三菱日本(横)	825	バナマ	23,600	"	" (油)	33. 7. 2
三菱, 長崎	1496	アメリカ	27,400	"	" (")	33. 7. 7
呉造船	42	"	5,800	"	" (貨車輸送)	33. 7. 25
N. B. C. 呉	78	リベリヤ	16,700	"	" (鉱石)	33. 7. 22
石川島重工	777	ヒリッピン	2,200	D	" (客)	33. 7. 16
名古屋造船	149	"	4,300	"	" (貨)	33. 7. 18
佐野安船渠	167	インドネシア	1,650	"	" (貨客)	33. 7. 30
白杵鉄工	1010	"	"	"	" (")	"
大洋造船	150	"	"	"	" (")	"
他40隻	(500トン未満)	4,980 総噸				

起工船合計 56隻 152,710 総噸

警備艦起工

造船所	船番	注文者	排水噸	主機	型式	起工年月日
三菱, 長崎	1530	防衛庁	2,300	T	22,500×2 O. S. P 駆逐	33. 7. 31
合計			1隻 2,300 排水噸			

(ロ) 進水船

(昭和33年7月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総噸数	主機	用途	進水年月日
川崎, 重工	975	もんだな丸	川崎汽船	10,180	D	貨物船	33. 7. 18
三菱, 広島	138	寿山丸	東邦海運	8,750	"	"	33. 7. 5
" 長崎	1509	島根丸	日本郵船	9,370	"	"	"
石川島重工	776	元栄丸	共栄タンカー	7,900	"	"	33. 7. 15
銅管, 清水	143	高岳丸	大同海運	9,250	"	"	33. 7. 16
佐野安船渠	157	水星丸	東光商船	3,300	"	"	33. 7. 19
日立, 向島	3839	泉洋丸	泉汽船	3,400	"	"	33. 7. 2
呉造船	35	邦正丸	日邦汽船	10,500	"	"	33. 7. 31
佐世保船舶	126	金龍丸	太平洋汽船	5,600	"	"	33. 7. 1
尾道造船	56	神昌丸	神港商船	3,650	"	"	33. 7. 2
大洋造船	123	菊田丸	三和石炭商運	1,100	"	"	33. 7. 2
三菱日本(横)	828	さんくれめんて丸	三菱海運	13,100	"	油槽船	33. 7. 29
四国ドック	413	明邦丸	邦洋海運	990	"	"	33. 7. 18
林兼造船	923	第16利丸	大洋漁業	780	"	漁船(捕鯨)	33. 7. 4
"	924	第17 "	"	"	"	" (")	33. 7. 19
東北造船	—	金祥丸	佐伯建設	600	—	雑船(浚)	33. 7. 30

浦賀船渠	712	Sunek	リベリヤ	11,300	T	8,100	輸出(貨)	33. 7. 28
中村造船	151	入沙丸	琉球	670	D	1,400	“(貨客)	33. 7. 28
新三菱, 神戸	887	Eberin	バナマ	20,500	T	15,000	“(油)	33. 7. 10
日立, 因島	3814	Arthur Maersk	デンマーク	12,800	D	7,500	“(〃)	33. 7. 19
三菱, 長崎	1493	Santiago	アメリカ	25,900	T	15,000	“(〃)	33. 7. 2
N. B. C. 呉	69-A	Edward. L. Steiniger	リベリヤ	26,000	〃	12,500	“(〃)	33. 7. 19
他 34 隻	(500	トン未満)		4,980	総噸			

進水船合計 56 隻 191,400 総噸

警備艦進水

造船所	船番	艦名	注文者	排水屯	主機	型式	進水年月日
石川島重工	770	ゆうだち	防衛庁	1,700	T	15,000×2 甲	33. 7. 29
三菱長崎	1,510	むらさめ	〃	〃	〃	〃	33. 7. 31
合計 2 隻				3,400	排水屯鋼		

(ハ) 竣工船

(昭和33年7月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総屯数	主機関	用途	竣工年月日
管鶴, 鶴見	739	延洋丸	東洋汽船	12,000	D	7,500 貨物船	33. 7. 10
〃 清水	141	山陽丸	沢山汽船	9,250	〃	5,250 〃	33. 7. 22
日本海重工	U-713	中央丸	中央汽船	7,460 (7,550)	〃	5,400 〃	33. 7. 18
名村造船	306	長良丸	日本郵船	8,400	〃	6,500 〃	33. 7. 3
三井造船	630	目黒山丸	三井船舶	9,550	〃	11,250 〃	33. 7. 15
三菱, 広島	137	おせにあ丸	三菱海運	9,250	〃	8,500 〃	33. 7. 18
〃 長崎	1499	高定丸	大同海運	9,200	〃	〃 〃	33. 7. 10
白杵鉄工	1008	島原丸	友田商会	4,250	〃	2,400 〃	33. 7. 19
浦賀船渠	733	神宝丸	栗林商船	3,400	〃	2,280 〃	33. 7. 7
日立, 桜島	3853	平島丸	高知汽船	〃	〃	2,500 〃	33. 7. 31
佐野安船渠	156	山星丸	東光商船	3,300	〃	2,400 〃	33. 7. 18
新三菱, 神戸	900	久島丸	飯野海運	9,480	〃	5,300 〃	33. 7. 31
日立, 向島	3836	山朝丸	山下汽船	4,950	〃	3,450 〃	33. 7. 14
瀬戸田造船	76	永輝丸	協同商船	1,800	〃	1,800 〃	33. 7. 10
大津造船	103	新洋丸	函館公海漁業	3,350	〃	2,400 〃	33. 7. 11
函館ドック	239	富栄丸	富国海運	1,400	〃	1,500 油槽船	〃
三菱, 広島	140	Derby	リベリヤ	10,200	T	7,150 輸出(貨)	〃
〃 長崎	1478	Esso Peru	バナマ	23,000	〃	17,600 〃 (油)	33. 7. 22
三井造船	617	Arild Maersk	デンマーク	12,700	D	8,250 〃 (〃)	33. 7. 29
三菱日本(横)	818	Nefeli	バナマ	25,000	T	17,000 〃 (〃)	33. 7. 31
川崎重工	962	Martita	リベリヤ	24,700	〃	16,500 〃 (〃)	33. 7. 1
新三菱, 神戸	881	King Peleus	〃	20,500	〃	15,000 〃 (〃)	33. 7. 30
幸陽船渠	82	第10天社丸	神原船汽	1,200	D	1,100 貨物船	33. 6. 24
他 31 隻	(500	トン未満)		5,081	総噸		

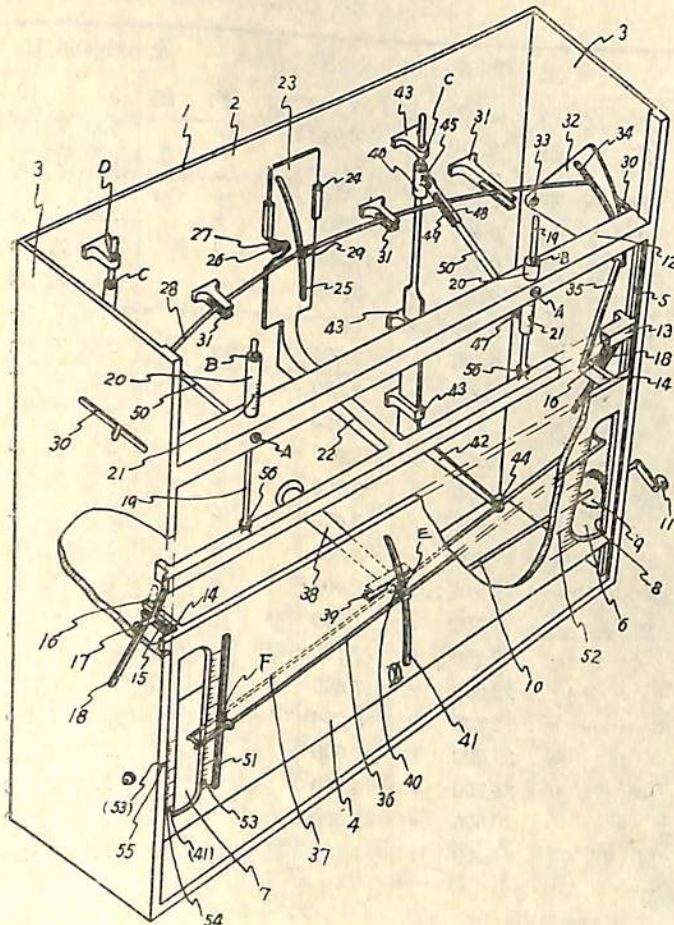
竣工船合計 54 隻 222,821 総噸

特許解説

特許庁 飯沼義彦

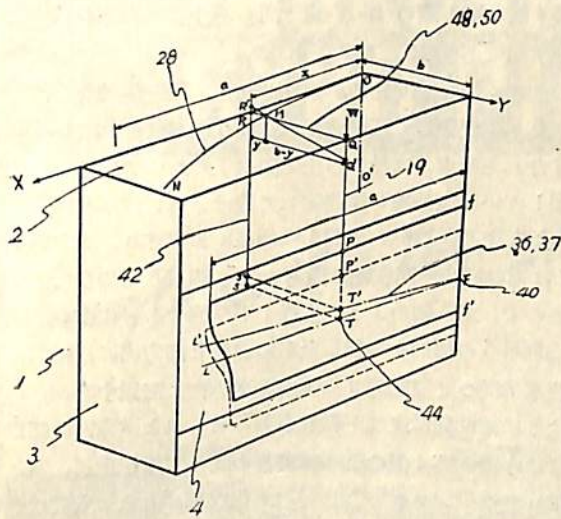
船舶の荷物搭載状況および吃水指示装置 (昭和33年特許出願公告第5,278号, 発明者・藤瀬詔国, 出願人・三菱造船株式会社)

本発明は船舶における貨物等の搭載状況と水線の位置を計算や図表によらずに機械的に随時求め得るようにした指示装置に係るもので、船体のプロフィールをかたどった板状の縮尺船を上下方向に移動しながら縮尺船の上方において各船倉に相当する位置に設けた目盛筒に貨物の重量を積算できるようにするとともに、この縮尺船と浮面心を中心として回転する水線を模した水線棒との相対的位置関係によって吃水とトリムを指示するようにしたものである。以下図面について説明すると第1図におい



第 1 図

て4は上下に摺動できるようにした縮尺船で52は船首吃水目盛, 53は船尾吃水目盛である。20は各船倉内の貨物搭載重量を示す目盛筒で船倉の数だけ設けられ、その位置は船の長さ方向における各船倉の位置に対応して設けられる。この目盛筒20はハンドル11によつて縮尺船を上下方向に移動するにつれ、突腕14, L形連結杆16, 移動棒13, 軸19を介して同じく上下方向に移動することができる。36は回転子40を中心として回転できるようにした水線棒で、回転子40は水平溝39と縮尺船4に設けられた浮面心曲線を表わす透孔41とに嵌装されている。目盛筒20と水線棒36とは伸縮レバー48, 50, 筒体46, 連動杆42を介し連絡しており、水平支点棒28が伸縮レバー48, 50に与えるレオ比に応じて、例えば目盛筒20が降下すると連動杆42が上昇し水線棒36を回転させるようになっている。また本装置は積算しようとする目盛筒のみを可動ならしめたりあるいは装置全体をある状態に固定させるため6種の緊定装置を有し、図においてAは目盛筒20を角棒12に固定する装置、Bは目盛筒20を軸19に固定する装置、Cは筒体46を連動杆42に固定する装置、Dは縮尺船4の一端に近い任意の1個の連動杆42を本体1に固定する装置、Eは回転子40を縮尺船に固定する装置、Fは水線棒36を縮尺船に固定する装置である。本装置を使用するにはまず各船倉の目盛筒を零位置にあわせるとともに水線棒を縮尺船の軽荷吃水線にあわせる。つぎにある船倉に貨物を搭載する場合はその船倉に対応する緊定装置のAを解放してB, Cを緊定し、他の船倉に対応する緊定装置は逆にAを緊定してB, Cを解放する。ついでハンドル11を持ち、緊定装置D, E, Fを解放してからハンドルを回して目盛筒20を降下させ目盛21を搭載する貨物の重量にあわせると、それに応じて縮尺船4が降下し吃水を増すとともに水線棒36が浮面心のまわりに回転してトリムを变化する。D, E, Fを緊定するとこの状態のまま装置は保たれる。貨物を卸す場合はハンドル11を逆に回して縮尺船と目盛筒を上昇させればよく、このような操作を貨物の積卸し毎に繰返すことによつてその時の水線の位置を知ることができ、また同時に縮尺船4の一侧に設けた目盛54を側板3上の基印55と対比して読むことによつて船内に残存する貨物の重量を知ることができる。一般に吃水が深くなるにつれて(1)毎センチ排水トン数が増大すると



第 2 図

ともに (2) 毎センチトリム モーメントも増大し、また (3) トリムモーメント零の位置が移動するので、本装置ではこれらの点を考慮し (1) については L 形連結杆 16 の屈曲部を水平案内溝に嵌装するとともにその一端を傾斜案内溝 18 に遊嵌することにより、縮尺船 4 の移動に対して目盛筒 20 の移動する割合が吃水に応じて変るように構成し、(2) については支点棒 28 の両端を軸 33 で枢着された扇形板 32 上の傾斜案内溝 34 と水平導孔 30 とに嵌装するとともに扇形板 32 の一端を連杆 35 を介して縮尺船 4 に連絡することによつて、吃水に応じて伸縮レバー 48, 50 に対する支点棒 28 の位置が変るようにし、(3) については支点棒 28 の中央部に設けたピン 29 を縮尺船の移動につれて上下方向に移動する浮面心曲線に類似の案内溝 25 と水平案内溝 26 とに嵌装することによつてトリムモーメント零の位置が修正されるようにし、それぞれ自動的に補正されるようになっていゝ。水平支点棒 28 の形状は第 2 図からつぎのようにして求められる。図では、船体後半部のみを示し、浮面心は常に船の全長 $2a$ の中心を通る垂線 ff' 上にあるものと仮定している。図のように XY 軸を定め、 ff' から x だけ隔つた縮尺船 4 上の貨物搭載場所を P, QP を目盛筒の軸 19, RS を連動杆 42, QR を伸縮レバー 48, 50. FL を F において枢支された水線棒 36, OMN を水平支点棒 28 とし、支点 M の座標を x, y とする。今 P 点に W トンの貨物を搭載したため P, Q, R, S, T がそれぞれ P', Q', R', S', T' に移動し、水線棒 FL は FL' に回動したとすると

$$RR' = SS' = TT' = QQ' \times \frac{y}{b-y}$$

ただし b: 側板 3 の幅

船体を 1 メーター沈下させるに必要な重量を w トンとすれば重量 W トンによる船の平行沈下量は

$$PP' = QQ' = W/w$$

また 1 メータートリムモーメントを k とすれば船尾端の移動量は

$$LL' = \frac{W \cdot x}{k} \times \frac{1}{2}$$

$$\text{一方 } LL' = TT' \times \frac{a}{x} = QQ' \times \frac{y}{b-y} \times \frac{a}{x}$$

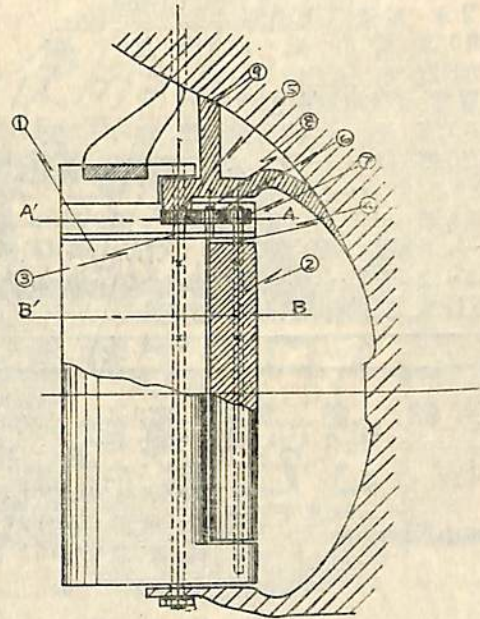
$$\text{故に } x^2 = \frac{y}{b-y} \cdot \frac{2ak}{w}$$

$\frac{2ak}{w}$ は常数であるから結局水平支点棒 OMN の形状は上式を満足する 2 次曲線とすればよい。

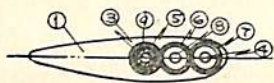
なお本装置を簡易化したものについて同一出願人による特許出願があり、昭和 33 年特許出願公告第 5,279 号として公告されている。

舵 (昭和 33 年特許出願公告第 5,280 号, 出願人・発明者・水垣昌一)。

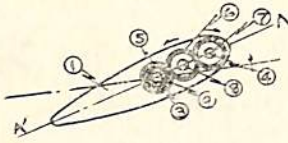
転舵角が大きくなるにつれて舵の背面に沿う流れが剝離し乱流が発生するのを防ぐことを目的として従来ハイドロキャップラダーが考案されている。これは主舵の前縁に沿い船体に導板を固定し、主舵を回動すると導板との間に間隙を生ずるようにしたもので、この間隙部において加速された流れが舵の背面にまわつて乱流の発生を抑制するのであるが、この場合間隙部を通過した流れを



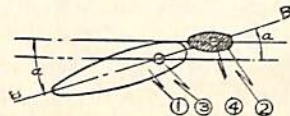
第 1 図



第 2 図



第 3 図



第 4 図

主舵の背面にまわすには主舵の回転軸を主舵の前縁より前方におかなければならず従つて転舵に要する回転力率が增大する欠点があった。本発明はこの欠点を除くため転舵時に舵全体が平衡を保つように改良したものである。図面について説明すると第 1 図は側面図第 2 図は第 1 図の A-A' 線断面図、第 3 図は転舵時における歯車の回転方向を示す図、

第 4 図は第 1 図の B-B' 線断面における転舵時の状態を示す図である。1 は軸 3 を中心として回転する主舵でその前縁に沿ひ補助舵 2 が軸支され、主舵と補助舵とは歯車 5, 6, 7 を介して互に逆転するように構成されている。すなわち歯車 5 は軸 3 の上方同軸上において船体から突出している支持腕 9 に固定して設けられ、歯車 6 は歯車 5 と歯合するように主舵 1 の上縁に軸支され、また歯車 7 は補助舵 2 の回転軸に固着されて歯車 6 と歯合しているの、第 3 図のように主舵 1 が回転すると歯車 6 は固定歯車 5 の周りを公転しながら主舵と同方向に自転し、歯車 7 従つて補助舵 2 は主舵と逆方向に回転する。このように補助舵は主舵が転舵される時これと逆方向に回転するので、第 4 図のように両者の間に間隙を生じ、ハイドロキヤップラダーとしての効果をあげるとともに舵全体として平衡を保つように構成することができる。

海技入門選書・近刊

小方愛朔著

船用内燃機関 (下巻)

A 5 判 上製 200 頁 定価 320 円 (〒 30 円)

目 次

- 第 X 章 諸附属装置
 - 第 1 節 消音装置
 - 第 2 節 冷却装置
 - 第 3 節 潤滑装置
 - 第 4 節 始動装置
 - 第 5 節 推進装置
 - 第 6 節 伝達および逆転装置
- 第 XI 章 電気点火機関
 - 第 1 節 構造
 - 第 2 節 運転
 - 第 3 節 故障
- 第 XII 章 無水焼玉機関
 - 第 1 節 構造
 - 第 2 節 取扱
 - 第 3 節 故障
- 第 XIII 章 ディーゼル機関
 - 第 1 節 ディーゼル機関の概要
 - 第 2 節 ディーゼル機関の構造
 - 第 3 節 計器、材料試験等
 - 第 4 節 ディーゼル機関運転法
 - 第 5 節 故障
- 第 XIV 章 発動機取扱上の注意事項

海技入門選書・近刊

東京商船大学助教授 清宮定著

船用蒸気機関

A 5 判 上製 100 頁 定価 180 円 (〒 30 円)

目 次

- 往復動機関
 - 1 往復機関の型式
 - 2 往復機関の理論
 - 3 主要部分の構造
 - 4 弁装置と逆転装置
 - 5 特殊往復機関
 - 6 船用往復機関の取扱法
- 蒸気タービン
 - 1 蒸気タービンの型式
 - 2 蒸気タービンの理論
 - 3 蒸気タービンの構造
 - 4 船用蒸気タービンの取扱法
- 復水装置
 - 1 復水装置の概要
 - 2 復水器の種類
 - 3 表面復水器
 - 4 空気ポンプ
 - 5 循環水ポンプ
 - 6 復水器の操作

船 舶 第 32 卷 第 9 号

昭和 33 年 9 月 12 日発行
定価 150 円 (送 12 円)

発行所 天 然 社
東京都 新宿区赤城下町 50
電 話 東京 (34) 1908
振 替 東京 79562 番
発行人 田 岡 健 一
印刷人 研 修 舎

購 読 料

1 冊 150 円 (送 12 円)
半年 (前金予約) 800 円
1 年 (") 1,500 円
半年および 1 年の直接前金予約購読の方にかぎり増頁による特別号等特価の場合も差額を頂戴いたしません



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

アンショツ ジャイロ コンパス
北辰式 ジャイロ 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512 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 万成商会内電話 元町 (4) 2092
ステーション 門司市入船町2-3097 電話 門司 2090



信頼を持って使用される

住友の船舶用電線

井ゲタロイ

(超硬質合金工具)

熔接棒芯線

防振ゴム

住友電気工業株式会社

大阪・東京
名古屋・福岡

工業技術院長賞に輝く!!

JRC レーダー管

愈々量産軌道にのる

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

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

当社の各管種は、米国製同名管と外形寸法、特性共に完全な互換性を有します。

マグネトロン

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



725A



2K25



1B24

TR管

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

クライストロン

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

変調管

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

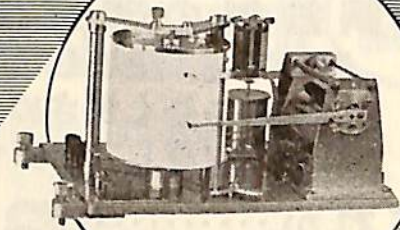
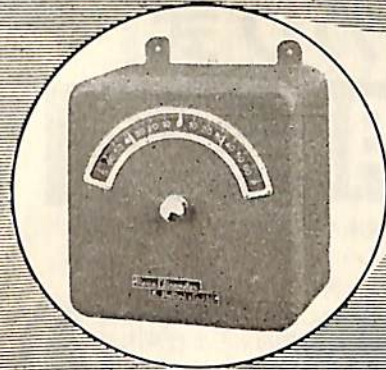


東京営業所 東京都渋谷区千駄ヶ谷4の693 電話東京(34)0111(8)・0431(2)
大阪支社 大阪市北区堂島中1の22 電話(34)0656~9

日本無線株式会社

船用精密傾斜計

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



RM-1型 水銀U字管式
RM-3型 振子式、空気制振器付

船用動搖記録計

型録贈呈

服部時計店
機 械 部 郵

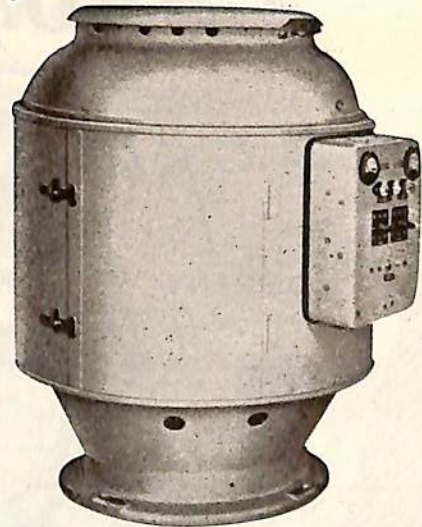
東京営業所 東京都中央区銀座四丁目 TEL (56)2111(10)
支 店 大阪市東区博労町四丁目 TEL (25)1251(5)
出張所 福岡市下名島町四七 TEL (4)2966(3)



伝統と実績!!

スペリー式

- ★ MK14・MOD2
ジャイロ・コンパス
- ★ レート・ジャイロ・パイロット
- ★ MK2・マリン・レーダー
- ★ マリン・ローラン
- ★ その他各種航海計器



サービス・ステーションの充実

株式会社 東京計器製造所

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



鋼鉄製の蓄電池!!

落しても、破壊しない。

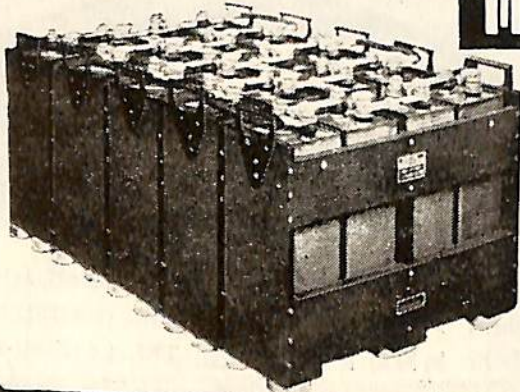
鉄鋼材を全く侵さぬ。

長日月放置しても劣化しない。



これが…………… GSアルカリ式

船舶用蓄電池



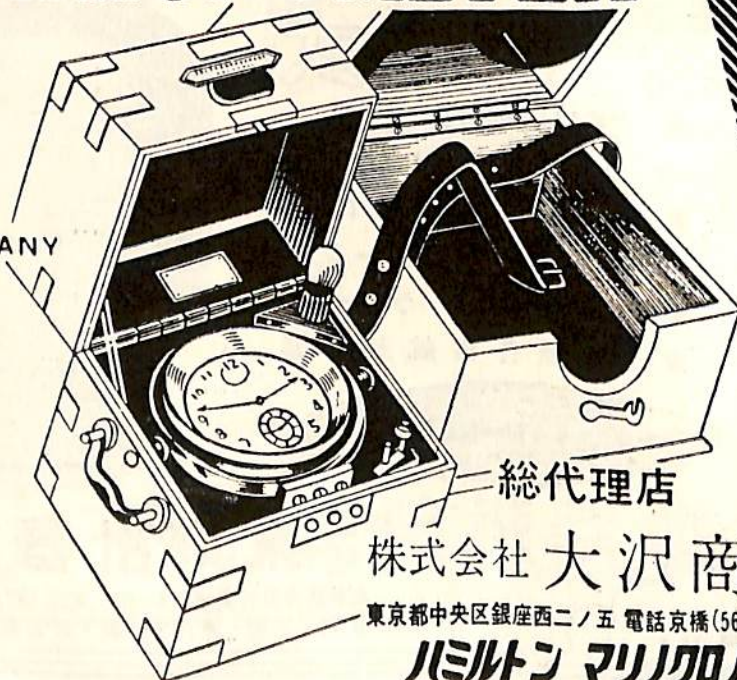
而も壽命は従来の蓄電池をはるかに超越した長大なものです。又電氣的にも乱暴な取扱いに十分に耐え、亦比重の測定記録の必要は全くなく、従つて保守容易で、船舶用として理想的の蓄電池です。

日本電池株式会社

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

HAMILTON MARINE CHRONOMETER

HAMILTON WATCH COMPANY



総代理店

株式会社 大沢商会

東京都中央区銀座西二ノ五 電話京橋(56)8351-5

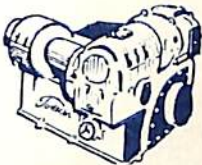
ハミルトン マリナクロノメーター

東芝の船舶用電気機器

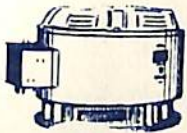


主要電気機器

発電機・シリコン変圧器
 アンブリダイン式増幅発電機
 磁気増幅機器・電動ウインチ
 各種電動機・電動揚錨機
 電動喫船機・配電盤
 制御装置・その他一式



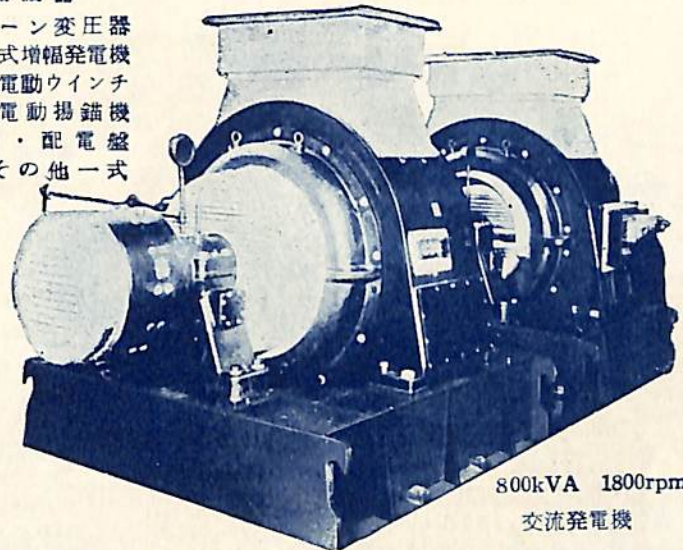
電動ウインチ



大型電動機



主配電盤



800kVA 1800rpm

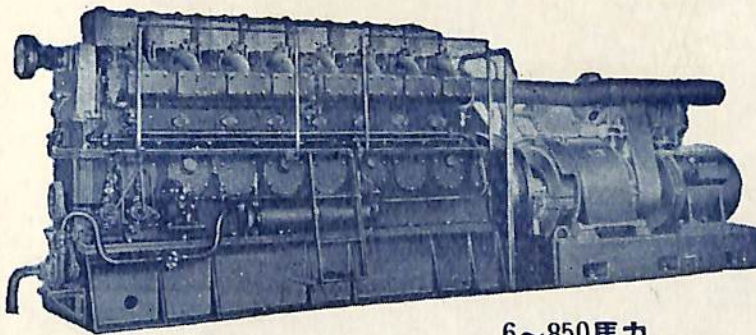
交流発電機



東京、大阪、福岡、名古屋、広島、富山、**東京芝浦電気株式会社**
 仙台、札幌、高松、小倉、大牟田、金沢、新潟

船舶補機.....

発電・動力・ポンプ用に



6~850馬力

クボタ

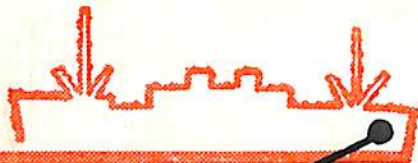
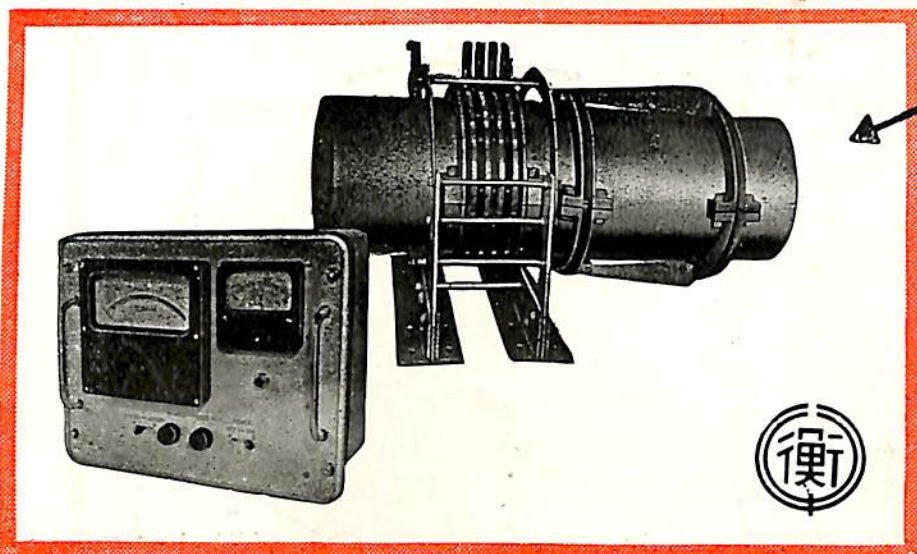
ディーゼル



久保田鉄工株式会社

大阪市浪速区船出町2丁目 東京・福岡・札幌・名古屋・室蘭

電気式船用トルクメーター



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

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



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

株式会社 東京衡機製造所

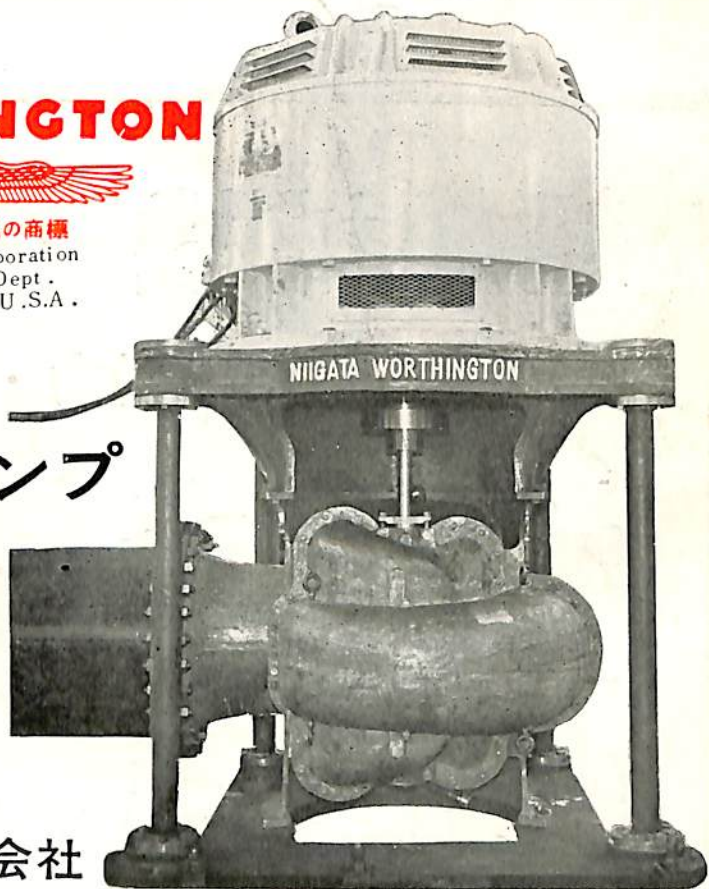
船舶 才三十一卷 才九号
 昭和五十二年三月二〇日 第三種郵便物認可
 昭和三十三年九月七日 印刷(十二月一回)
 昭和三十三年九月十二日 発行

WORTHINGTON



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

船舶用 カーゴオイルポンプ



詳細は下記へお問合せ下さい。

技術提携

新潟ウオシントン株式会社

東京都千代田区神田須田町2丁目 電話(25)8351-4
 営業所 大阪市北区梅田町47(新阪神ビル)電話(34)4685

編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
 兼印刷人 田岡健一
 印刷所 新潟市東堀通四
 研 修 舎

本号定価一五〇円 発行所 天

然社
 東京都新宿区赤城下町五〇番地
 振替東京一九〇八番
 電話東京一九〇八番

IBM 5541