

# 船舶

# 4

## VOL.26

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可  
昭和二十八年四月十二日 發行  
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認雜誌第四〇六号



28. 10. 9

山下汽船株式会社御注文  
貨物船「山里丸」  
(10,450重量吨・18.1ノット)  
昭和28年3月25日竣工  
日立造船・櫻島工場建造



### 日立造船株式会社

大阪市北区中之島2丁目25番地・電話 北浜 (23) 8051~9・8202~9

天然社發行

神鋼の技術と設備に依って作られる

世界一流の

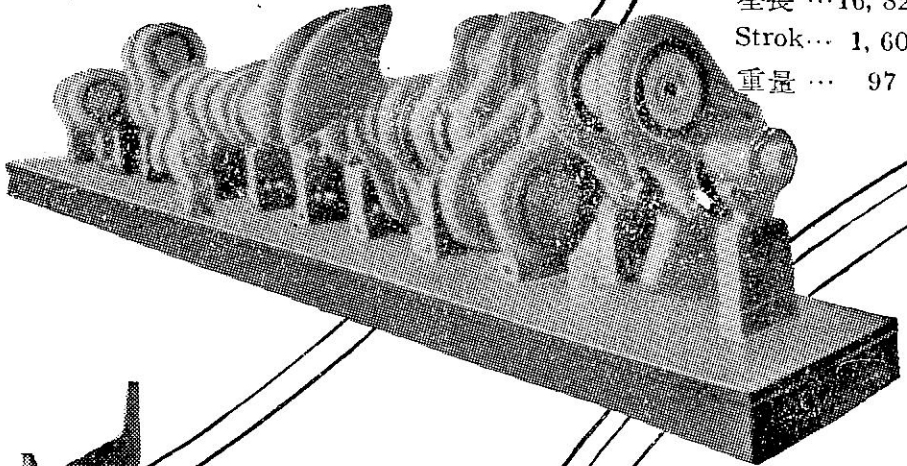
# 造船用品

クランク軸

全長...16,825mm

Strok... 1,600mm

重量... 97 ton



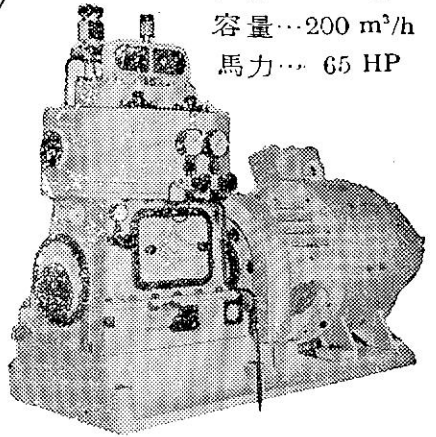
ディゼルエンジン

起動用空気圧縮機

圧力... 30 kg/cm<sup>2</sup>

容量...200 m<sup>3</sup>/h

馬力... 65 HP



スタンフレーム

高さ...9,140mm

巾...8,120mm

重量...28.5 ton



クランクシャフト其他軸系・スタン  
フレーム・ラダーフレーム・シャフト  
ブラケット・各種アンカー・ディゼル  
エンジン起動用空気圧縮機。船内冷  
藏用冷凍機・各種ワイヤーロープ・  
A.B.ロイド規格電弧熔接棒

## 株式 神戶製鋼所

株 會 社

本 社  
東京支社  
九州営業所  
名古屋営業所

神戸市葦合区脇浜町  
東京都千代田区丸ノ内(鉄鋼ビル)  
門司市小森江(神鋼金属内)  
名古屋市中村区広井町(名古屋ビル)



船主各位！

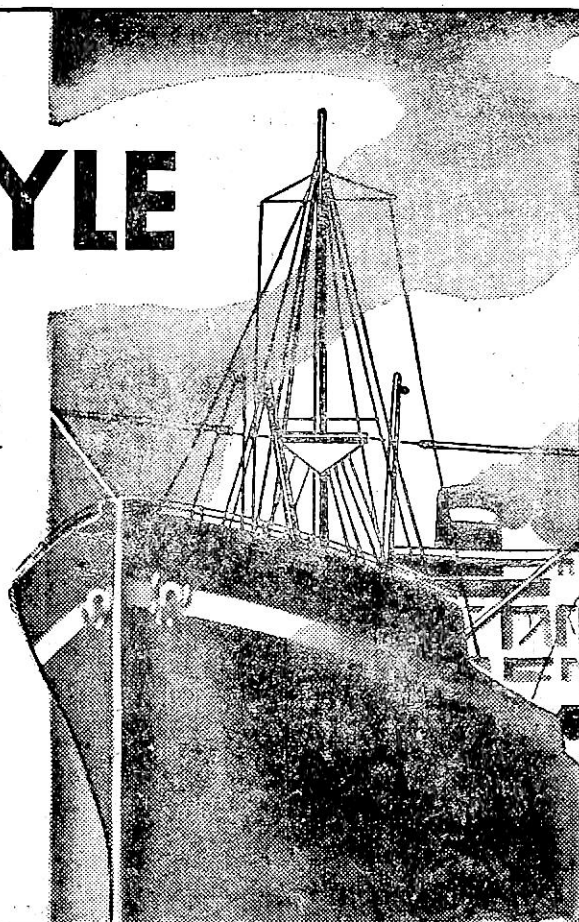
# GARGOYLE

DTE マリン油

日本に着く大半の船に対し  
その利益を確保しています

ガーゴイルは  
四つの点で経費を節減します

- ・油量の減少
- ・損耗の減少
- ・修理の減少
- ・機械寿命の延長



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

- ・機械の特別点検
- ・使用油の選択推奨
- ・迅速なる試験サービス

以上の各項に対し完全な報告書を提供します

文献・案内書御希望の方は下記スタンダード・ヴァキューム・  
オイル・カムパニー宛御申込下さい

東京・横浜・大阪・名古屋・仙台・小樽・福岡



**GARGOYLE** *Lubrication*

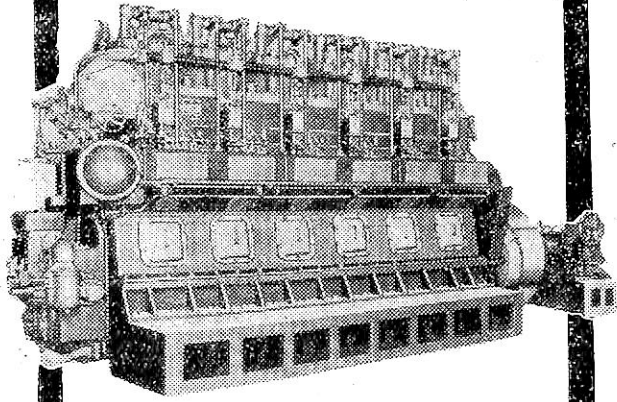
**スタンダード・ヴァキューム・オイル・カムパニー**

86年に亘り研究と製油並に潤滑技術に於て世界の首位を確保して居ります

# AKASAKA DIESEL

創業 45年 40B.H.P.~1500B.H.P

船舶主機関用  
船舶主機関用



株式 赤阪鉄工所

本社 東京都中央区銀座6の3TEL銀座(57)1414.6489  
工場 静岡県焼津市中392の1 TEL焼津1010~1014

# 船内装備



設計と施工

日本橋

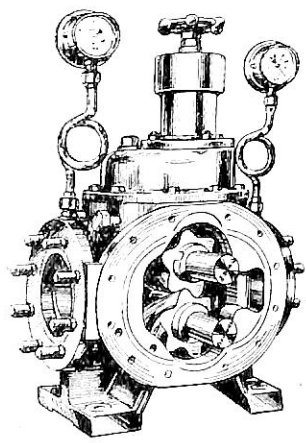
高島屋

商 事 部



電話日本橋(2)4,111

# SINE CURVE 特許板谷式 サインカーブ"キヤー"ポンプ



御申越次第型録送呈

◆ 其他の製品  
陸・船用各種ポンプ類

- |                   |                   |           |                 |                 |        |         |            |                         |
|-------------------|-------------------|-----------|-----------------|-----------------|--------|---------|------------|-------------------------|
| (8)               | (7)               | (6)       | (5)             | (4)             | (3)    | (2)     | (1)        | ◆ サインカーブ<br>ギヤーポンプ 主要用途 |
| 汽罐給水、コンデンサ<br>ポンプ | 油脂、ビスコスト輸送<br>ポンプ | 油圧研磨盤用ポンプ | ダンブカー用油圧ポン<br>プ | 油圧駆動諸機械用ポン<br>プ | 噴燃用ポンプ | 燃料移送ポンプ | 大型小型潤滑油ポンプ |                         |

製作工場  
小野鉄工所  
新潟市柳島町4丁目  
電話 7440. 9450

総代理店  
浅野物産株式会社 機械部  
東京都中央区日本橋小舟町2-1(小倉ビル)  
電話茅場町(66)0181~189, 5862~5, 7848  
大阪支店・大阪市東区瓦町(三和ビル)電話(23)2941~6  
名古屋, 門司, 札幌, 神戸, 広島, 長崎, 福岡, 仙台

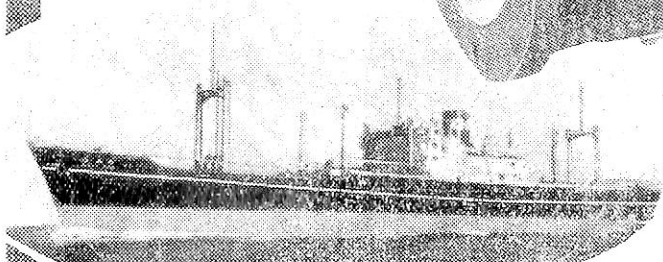
外航船

国内船に

多く使われ  
最も信用ある



日鉄汽船株式会社御注文  
「香椎丸」  
石川島重工業株式会社建造



30有6年この道を歩む

# 東洋バルブ

JIS 標示許可工場

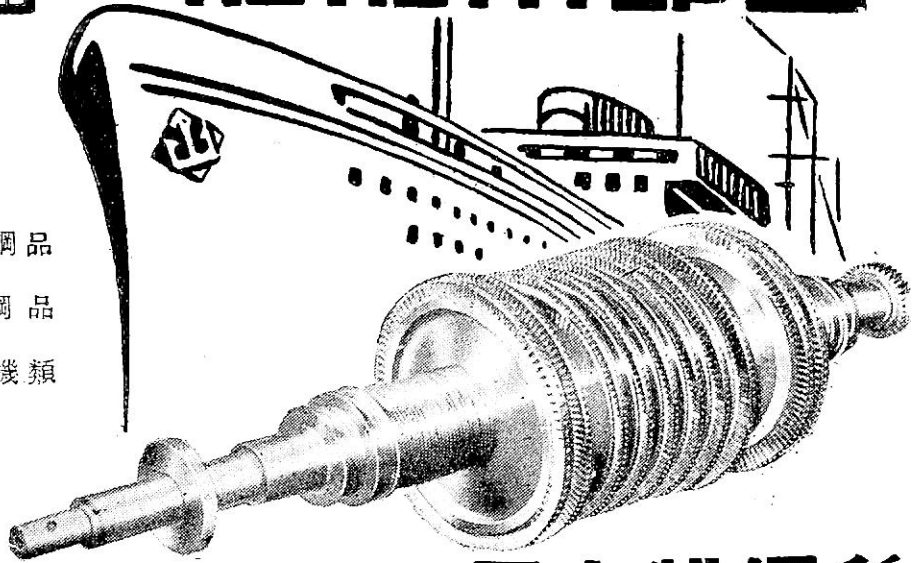
## 北澤工業

東京・日本橋・空町



# 日鋼の船舶用部品

船體用鑄鍛鋼品  
 主機用鍛鋼品  
 各種甲板補機類



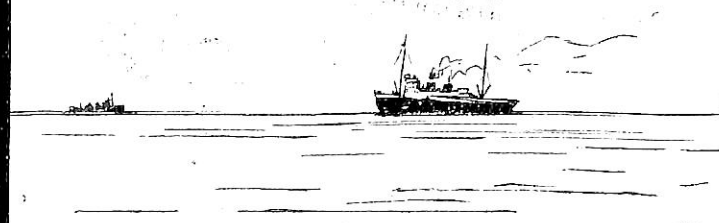
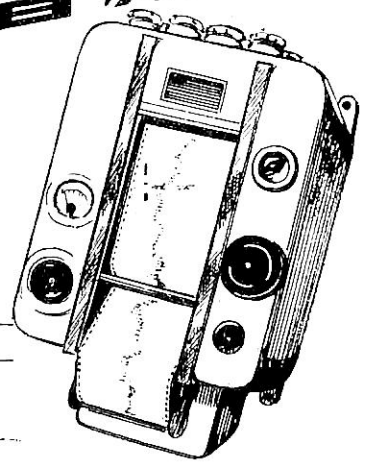
本社 東京都中央区銀座西1の5  
 支社 大阪市北区堂島中1の18  
 営業所 福岡市中央区中島町・札幌市南一条

## 日本製鋼所

NEC

# 船舶無線と音響測深機

当社の優秀な技術による製品は益々御好評を博しております。航海訓練所、練習船「北斗丸」にも当社製音響測深機の御採用を戴いております。



## 日本電気株式会社

東京港区芝三丁目四番町2番地 電話三田(45)1171(9)  
 支店営業所 大阪、札幌、仙台、金沢、広島、福岡

# 船舶

昭和 28 年 4 月 12 日発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

### 船 体 構 造 特 集

油槽船の構造について.....遠山光一・露木 正.....(477)

貨物船構造の最近の傾向.....浅 野 拓.....(481)

船体構造ではどのような研究が行われたか.....秋 田 好 雄.....(484)

波浪中の船体強度について.....渡 辺 惠 弘.....(495)

船体横強度に関する諸問題.....寺 沢 一 雄.....(501)

〔座談会〕 最近における船体構造上の諸問題について.....(506)

最近一箇年間の船体部損傷集計.....佐 藤 正 彦.....(513)

進水時の船体応力の測定について.....市 川 愼 平.....(528)

軽合金の船体構造への応用について.....渡 辺 正 紀.....(531)

艙口隅二重張り構造について.....吉 本 誠 佑.....(536)

船体局部強度についての諸問題.....角 田 令 二.....(541)

香椎丸 要目.....(544)

ゼノア大学回流水槽.....(545)

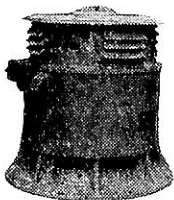
水槽試験資料(27) ——漁業指導船の水槽試験——.....船舶編集室.....(550)

特許解説.....大谷幸太郎.....(553)

〔写真〕 ☆ さんろいす丸 ☆ ASPASIA NOMIKOS ☆ 山里丸 ☆ 有田丸 ☆ 彦島丸  
 ☆ 九州丸 ☆ 栄福丸 ☆ CHRISTINA号 ☆ 祐邦丸 ☆ STANVAC JAPAN

## Shinko

# 神鋼船用電気機器



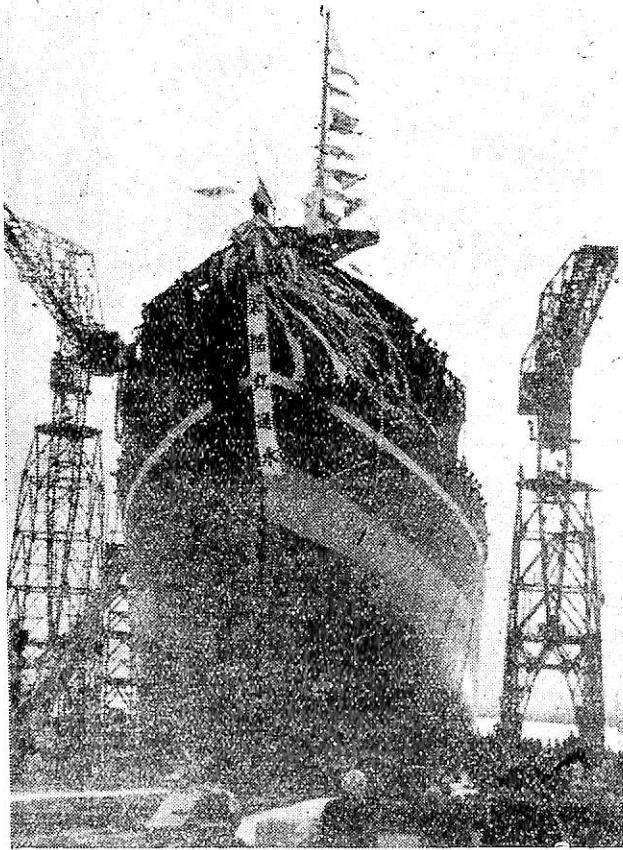
發電機・電動機  
 配電盤・制御盤



## 神鋼電機株式会社

東京都中央区西八丁堀一ノ四・大阪・名古屋・福岡・鹿児島・札幌

榮 福 丸



船 主 正福汽船株式会社

造船所 石川島重工業株式会社

全 長		128.10m
長 (垂)		120.00m
幅 (型)		16.80m
深 (")		9.30m
総噸数	約	5,500噸
載貨重量	約	8,000噸
速 力	最大	15節
	航海	13節
船 級		NK, AB
主 機		石川島蒸気タービン
出 力		3,600 S. H. P.
起 工		27-10-2
進 水		28-3-14
竣 工		28-5-中旬



輕量と優秀な熱絶縁を誇る

パラマウント硝子製  
グラスウール 保冷板

燃へない静かな船室  
グラスウール製

防音板

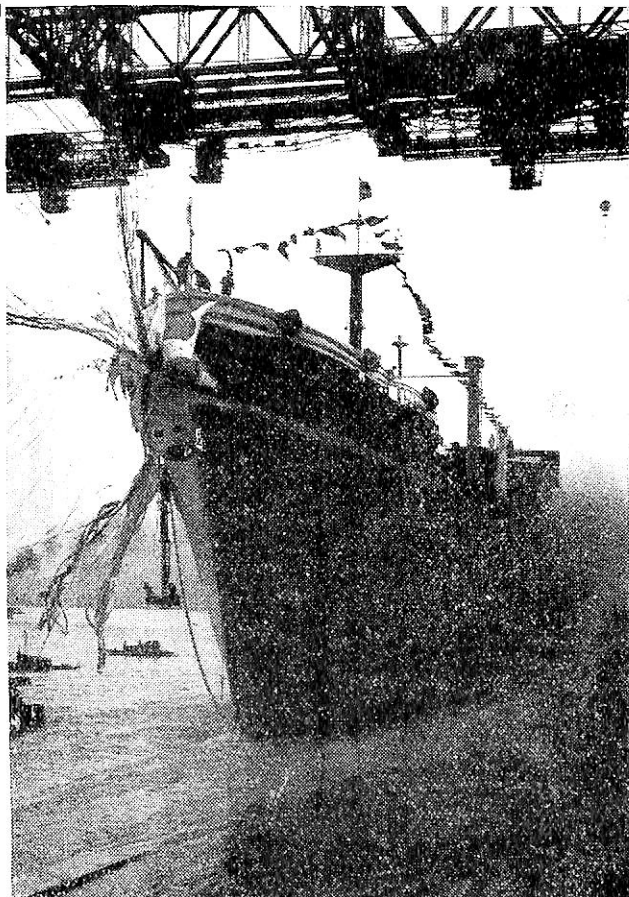
各種船舶信號並照明用硝子製造販賣

本社  
東京  
大阪

福島縣郡山市細沼町125  
東京都中央区日本橋通03-8  
TEL (24) 4463  
大阪府東區北濱2-90  
TEL (44) 2589



九州丸



船主 沢山汽船株式会社

造船所 三菱造船・長崎造船所

長	(垂)	132.00m
幅	(型)	18.40m
深	(#)	10.20m
吃水	(満載)	約 8.09m
総噸数		約 7,250噸
載貨重量		約 10,250噸
連力	(公試)	16.5節
船級		NK, AB
主機		ディーゼル機関×1
出力		5,250 B. H. P.
起工		27-10 1
進水		28-3 -1

船舶鋼甲板の 我が国で初めて研究完成

# 止り止め塗料

**特性** 海水に強く防錆性、耐油、耐熱性に富み鋼板に塗布して強力な皮膜を成形し歩行の止り止めにも高度の特性を有して居ります。(海上保安庁巡視船御試用) [20K確入] **カタログ送呈**

**發賣元** **セメダイン株式会社**

東京都千代田区神田五軒町三電下谷(83) 8896・8897・8229

大阪支店 大阪市南区大宝寺町東之町四一 電南(75) 7024

CHRISTINA 号

(油槽船)

船主 アメリカ, ニューヨーク, キヤラス社

造船所 日立造船・櫻島工場

長	165m
幅	21.5m
深	12m
総噸数	12,650噸
載貨重量	20,000噸
速力(輕荷最高)	17節
主機	蒸気タービン×1
出力	8,000 S.H.P.
船級	AB, U.S.C.G., U.S.P.H.S.
起工	27-4-24
進水	28-3-19
竣工	28-5-末予定



工場・事務所・學校・病院の

色彩調節

節

9 國 際 貨 運

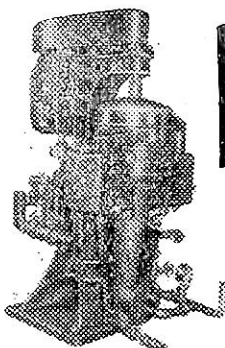
COLOR CONDITIONING の 御相談は

◎ 日本ペイント



Purifier-clarifier. Equipment

# 最新型 船舶用油清浄機



シャープポンプヲ  
装備シタル写真

- 各型
  - ディーゼル油清浄機
  - ボイラー油清浄機
  - タービン油清浄機
  - 潤滑油清浄機
  - 油清浄機用シャープポンプ

弊社設計ノ回転筒(ボウル)及  
シャープポンプ、ポンプヲ装  
備シタル清浄機ハ特許出願

## 巴商工株式会社

大阪市福島区上福島南一丁目二〇八番地  
電話 福島(45) 2109.5615  
工場 大阪市福島区鷺洲南一丁目四三番地

# クボタ *Kubota* デーゼル

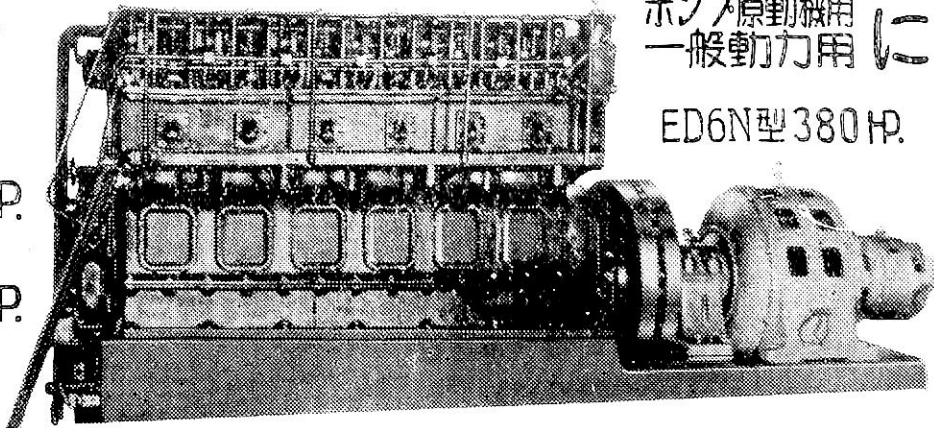
## 最適

横型

6~15 HP.

竖型

9~450 HP.



船舶補機用  
自家発電用  
ポンプ原動機用  
一般動力用

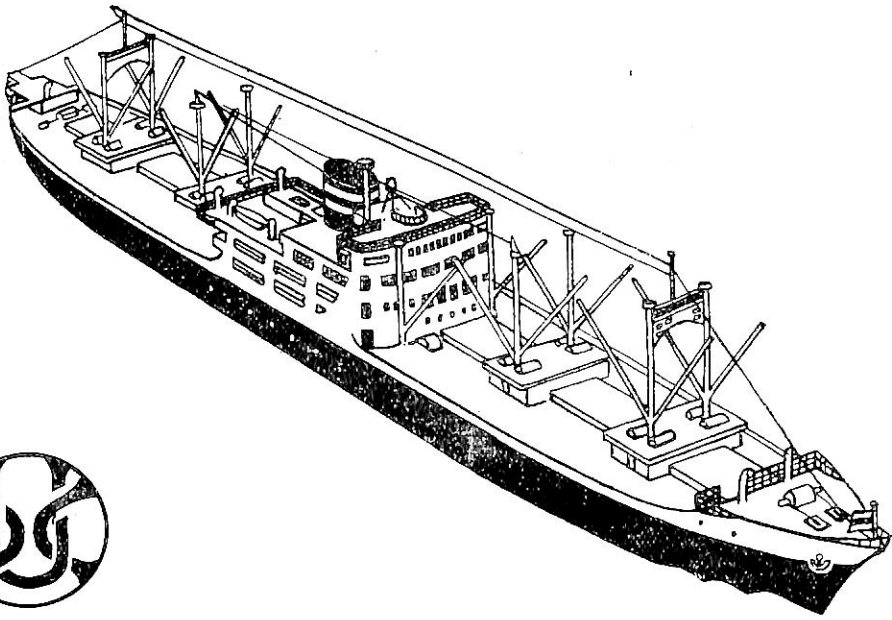
ED6N型 380 HP.

株式会社 久保田鉄工所

営業所 大阪、東京、小倉、札幌



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



# 浦賀船渠株式会社

本 社	東京都中央区日本橋通二丁目六番地(丸善ビル)
	電話日本橋(24) 代表 1156.7565~7.3551.5771.3737
浦賀造船所	横 須 賀 市 谷 戸 六 番 地
	電話久里濱 4. 5. 6. 23. 25. 36. 37. 49. 55. 79
	電話横須賀 2 3 5 5 ~ 2 3 5 7
横濱工場	横 濱 市 神 奈 川 区 大 野 町 二 番 地
	電話神奈川(4) 5 3 3. 1 ~ 5
大阪出張所	大 阪 市 北 区 絹 笠 町 五 〇 番 地(堂ビル)
	電話堀川(35) 4 9 1 番

技術を誇る



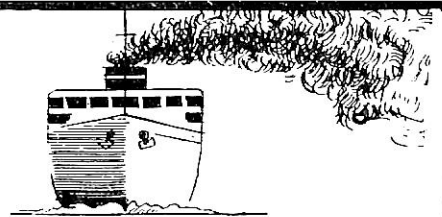
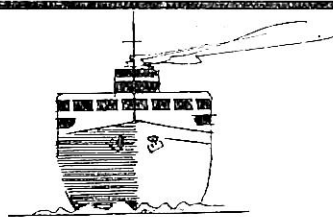
# 川崎重工業株式会社

取締役社長 手塚 敏 雄

本社 神戸市生田區東川崎町二ノ一四 電話湊川 7530~9

東京支店 東京都港区芝田村町一丁目一番地ノ一(日比谷ビル)

電話 銀座 (57) 538.1083.1672.4402.5304.7045



ストカーに依る完全燃焼炭費節約

JIS F 0402 E 7601

## ミノリカワ マリンストーカー

## ミノリカワ船用オイルバーナー

オイルプレッシャージェット型・ワイドレンヂ型

重油燃焼装置及設備一式

株式  
会社

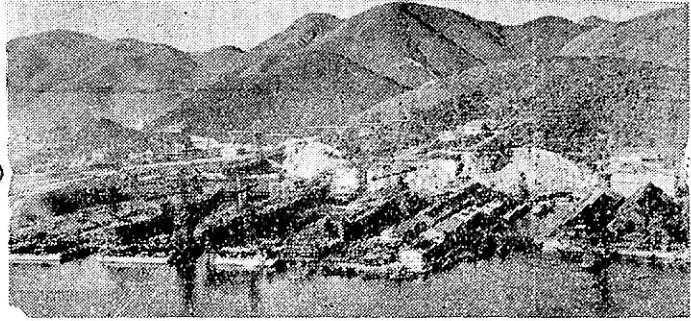
# 御法川工場

本社 東京都文京區初音町4 電話(85)0241・2206・5121

代理店 浅野物産株式会社



(播磨造船本社工場の一部)



# 株式會社 播磨造船所

取締役會長 横尾 龍

取締役社長 六岡 周三

本社	兵庫縣相生市相生	電話相生	14. 15. 16. 22
東京事務所	東京都中央区横町三丁目三	電話京橋	7151. 7153
神戸事務所	神戸市生田區西町興銀ビル	電話元町	3221. 3223
大阪分室	大阪市東區北濱三丁目太平商事ビル	電話北濱	5831. 5835
吳船渠工場	吳市宮原通り	電話吳	2038. 3048

## 船舶用

火山印  
口ック、ウール  
岩綿織維  
岩綿織維  
保綿板板筒板紐  
保温温冷温

保温冷音  
保防  
に



火山印  
グラス、フワイバー  
硝子布  
硝子糸  
硝子テープ  
ソフトボード

## 日東紡績株式會社

東京都中央区横町三丁目一番地  
電話京橋(56)代表 4131~9・8401~8  
大阪市東區北濱二丁目九〇番地  
電話北濱(22) 1314・1315





# HOKUSHIN GYRO-PILOT

Single unit & Two unit

日本特許第192363號  
(昭和26年9月27日)

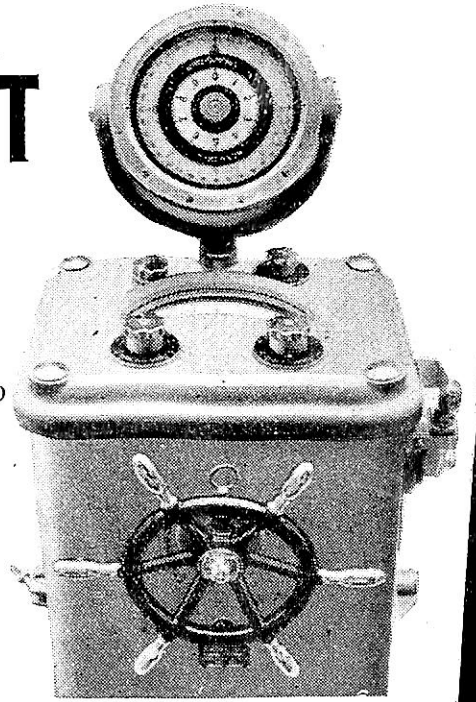
PATENTS UNDER APPLICATION TO  
U.S.A (NO.224506)

GREAT BRITAIN (NO.11081)

## 株式会社 北辰電機製作所

本社 東京都大田區下丸子町 312 電話蒲田 (03) 2241~2244  
支店 大阪市東區今橋4-1三菱信託ビル 電話北濱(23)2101~2  
出張所 門司市入船町 2-3097 電話 門司 2099

サービス  
ステーション 神戸市生田區榮町通 2-45 萬成商會内 電話 元町 (4) 2096  
大阪市浪速區木津川町 1-1 共和航洋精機 電話 新町 (53) 2129



船用

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



株式会社

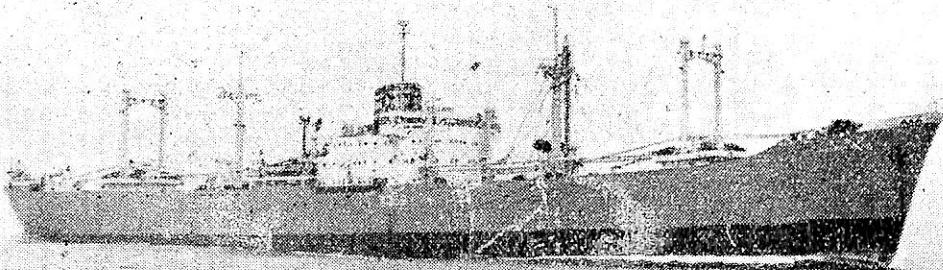
# 荏原製作所

東京 丸ビル  
大阪 朝日ビル

NKK

# 造船部門

船 舶 建 造 修 理  
鉄 骨 水 道 鉄 管  
客 貨 車 製 作 修 理



鶴見造船所・浅野船渠・清水造船所

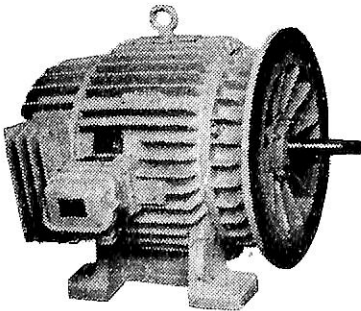
日本鋼管株式會社

東京都千代田区丸の内1丁目10番地



## 傳統と独特の技術を誇る!

### 交流 電動機・発電機 直流



送風機・油清浄機・揚錨機

揚貨機・繫船機・ポンプ用電動機

無線電源用・高周波並低周波電動發電機

自動・手動管制器配電盤

## 株式會社 東電機製作所

本社 東京都大田區糞谷町三ノ九四二番地  
電話 0631-0736-0737  
工場 東京都品川區東品川五ノ三四  
電話 大崎 (49) 4682



# トンボ印 石綿製品

N.A.K.

## 石綿製品一般 保温保冷工事

石綿紡織品・ジョイント・シート  
石綿板・各種パッキング  
85%炭酸マグネシア保温材

# 日本アスベスト株式会社

本社 東京都中央区銀座西六丁目三番地  
電話 銀座(57) 代表4991~5・7995番地  
支店 大阪市福島区下福島五丁目一八番地  
福岡市薬院大通り二丁目八番地  
出張所 名古屋・札幌  
工場 横浜鶴見・奈良王寺

## 英国 シャーメリ製

# ロケット式救命索発射器 スーフノーム型、 $\#2$ 型、其他救命火器

今度改正せられた船舶安全法に依り本年 11 月より備付ける  
ことになりました。  
その他國産品の「37mm発射器付落下傘信号焰」も出来ました。  
何卒御用命下さい。カタログ郵送致します。

日本總代理店 株式会社

川口屋林銃砲火薬店

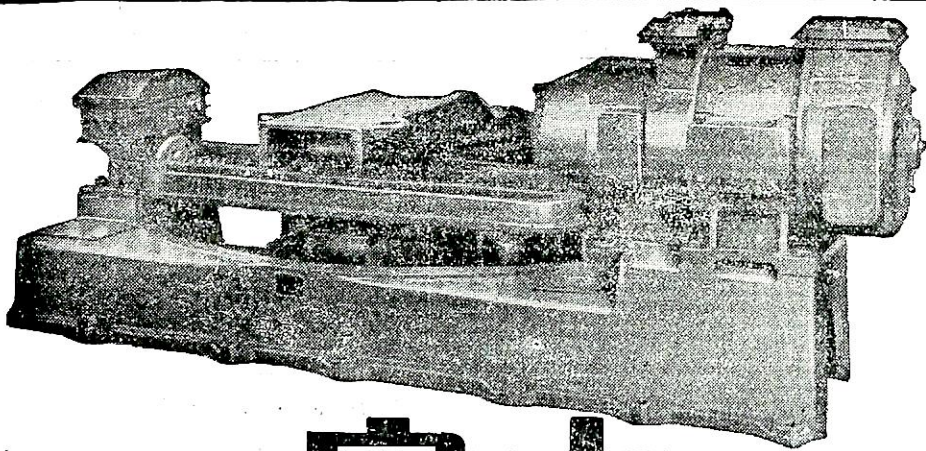
東京都中央区日本橋室町4-3  
電話 日本橋(24) 0920~3

國內販賣代理店

三洋商事株式会社

東京都中央区新川1-5  
電話 京橋(56) 0595, 3206, 7061





効率のよい  
 軽量小型なので  
 据付面積も小さく  
 据付が容易です

富士

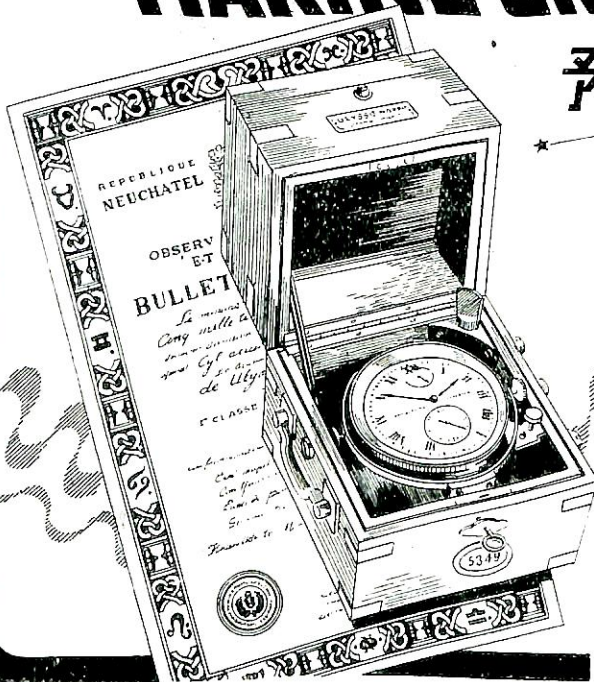
捻子棒式

旋取機

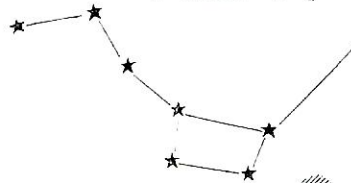


富士電機製造株式会社

# CHRONOMETRE DE MARINE GRAND FORMAT



予約申込御早く!



ULYSSE NARDIN SA.

代理店 株式会社 大沢商會

中央区銀座西二ノ五  
 電話京橋(56)8351-5

カルダン マリノロノマー



# 油槽船の構造について

遠山光一

鶴見造船所設計部長

露木正

同設計部

## 油槽船の縦強力

數年來油槽船が荒天の下において、船體を折損した例を屢々耳にするが、復々1月8日屋久島附近において、スウェーデンの油槽船アヴェンティ號が荒天下に船體中央部より切断されたことは、われわれにとつて未だ記憶に新たなところである。

惟るに油槽船はその積荷の性質上船尾機関となり、中央部に油槽が集中するため、船體に加わる曲げモーメントは大きく、殊に満載時のサギングモーメントによつて甲板に生ずる壓縮應力は高くなる。殊にポンプ室を船尾の機関室直前のみ配置した最近の油槽船にこの傾向がある。横置肋骨構造を採用した油槽船が甲板をパクルさせた例は古來尠くなく、本邦においてもフォスターキング式のさんぢえご丸の損傷は有名である。聞くところによればアヴェンティ號も横置肋骨構造であるから、あるいはこの例になるのではないかと推測される。

最近建造される大型油槽船においては、すべてが縦肋骨構造か、あるいは甲板および船底を縦肋骨、船側を横置肋骨とした、コンバインドシステムを採用している。

しかしいわゆるスーパータンカーは機関室長が短く、油槽部の長さが長く、その容積が充分にあるので、端部を貨物油區劃に、中央部を脚荷水區劃に分け、水油の混用を避ける傾向もあるので、この場合には満載時のホギングモーメントも相當大きくなるので、先のサギングと共にこれも無視出来ないようになった。

## オールロンヂシステムとコンバインドシステム

大型油槽船においては、一般にオールロンヂシステムが採用される傾向があるが、載貨重量2萬噸程度のものまではコンバインドシステムも可成り多い。英國のスワンハンター造船所においては、2萬8千噸級までもこの構造法によつてゐる。ロイド油槽船規程の最近の——改訂により、コンバインドシステムも大型船においては、垂直ウェブを設けることを要求されるので、船體の横斷面をウェブが取巻くことになり、横置肋骨を支えるストリンガーと相俟つて、ラッキングに對する抗力は、オールロンヂシステムに比して少しも遜色のないようになったと思われる。また建造に際しては、前者は一油槽の長さのブロックを組む必要があり、従つて船側外板の板が長くなり、船側縦通材の横隔壁貫通部の取合も多く、船

側ブロックの重量が膨大なものになつてくる。あるいはまた一方造船所起重機の容量の制限等からこれを避けようとすれば、船臺上の水平接手が増加して、組立を困難なものにする等の問題があるが、後者はトランスの間隔に應じてその倍數の長さの造船所の施設にマッチしたブロックの大きさを選択出来る便利があり、またそれらの船臺における結合も比較的簡單である。

しかし前者は種々の外力に對して、各メンバーに無駄がなく、その數も少く、重量も後者に比して約2%程度軽い。またスーパータンカーの深い油槽を、數條のストリンガーで支持されているとはいへ上から下まで同一寸法の横置肋骨、垂直防撓材を以て支持することは元來不合理なことであり、また船の深さに比して幅の廣いスーパータンカーが、斜の波に乗つて振れを受ける場合には、横置肋骨、垂直防撓材上下端部における不連続性が問題となるのではないかと考えられる。

## 油槽船における熔接

油槽船における銲接合部の油密性は、静止中は兎も角、波浪中を航行する時は完璧を期し得なかつたのであるが、熔接が採用されてからは、その理想が實現出来るようになった。

しかしながら熔接々手は非常に剛なるものであるから、全熔接とすることは、米國 T2 型油槽船の例を見ても、餘り好ましいことではなく、やはりストリンガーアングル、シャーストレイキ、ビルヂ外板、キール等應力の高くなるところ、および縦隔壁の上下取合部の如き、構造的に固い所の近くには、シームに銲接手を挿入して、ストレスライザーを避けるように、またクラックアレスターとして働くようにして置くことが望ましい。同じような意味で、船體中央部において上甲板上に載せられた船橋構造物は、上甲板と銲接手を介して縁を切つて置く方が合理的であるとする。油槽船においては、船橋縁を舷側より1呎以内で内側に引込めた、いわゆるセツトインブリツヂが認められ、而も乾舷の減少に有効であるとしているが、これは實に強度的に適切な處置であると思う。しかし貨物船において、ショートブリツヂにはこれが認められていないのは片手落ちのように思われる。大型油槽船の長さ550呎程度ではキール、シャーストレイキ、船橋端部附近のストリンガープレート、およびポンプ室開口附近、長さ600呎のものでは、キール、シ



ヤーストレーキ、甲板の大部分のストレーキは厚さ1吋を超えるため、溶接を主用する船においては、ノッチセンシティビティとウエルグビリティの見地からキルド鋼を使用せねばならないが、本邦においては、その価格と入手の困難の點から、全體のキルド鋼の使用量を減少せしめんとし、ストリンガープレートの板厚を甲板の他のストレーキ並みのものとする等、不合理なる板厚配置をする傾向がある。また厚板の使用を避けて、二重張板を採用することは、二重張部の銼の摩擦により發熱、發火の惧もあるから、引火し易い油を積む船としては好ましいことではない。

上甲板上サイドタンクの油密ハッチの位置するストレーキ（いわゆるハッチストレーキ）は甲板の許し得る最小板厚としてハッチの切開きによる甲板斷面積の減少を最小ならしめるのが常であるが、これなども甲板の荷重分布に應じて板厚を決めるべきであつて、ハッチの周邊などは應力の集中を考慮して、むしろ板厚を充分に増すべきではないかと考える。

#### 油槽船における腐蝕

油槽船の設計に際して、貨物船における場合と全く異なるものは腐蝕に對する考慮である。油中の硫黄を主成分とした不純物により、鋼板は腐蝕を受ける上に、更に空船時は海水バラストを漲ることが多いから、腐蝕は益々促進される譯である。殊に油槽部上部の空氣と油との兩者に接する部分は、腐蝕が甚だしいので、板厚は強度に必要以上のマージンを附さねばならない。また波型隔壁の如き構造を採用して、タンククリーニングを容易ならしめるのも、腐蝕防止の一助となるし、腐蝕は應力の過度に高い個所に發生し易いものであるから、構造物一般がユニフォームストレスになるように設計することは、この點からも要請される譯である。

銲接手はその接面に油を保持し、これが鋼板を大いに腐蝕せしめるので、好ましくないが、溶接した場合はこの點は問題がない。しかし斷續溶接は接面に多少の油を保持することになり、連續溶接とすればこの問題もなくなるが、一般の連續溶接はビードが重きに過ぎ、不必要な強度を有しかつ歪等も多くなるので、輕連續溶接とするか、あるいはスキヤロップをとることにより、ビードをエンドレスにしてしまふ方が良い。スキヤロップは重量の輕減にも役立つ非常に都合が良いものであるが、前記高應力の個所における腐蝕という見地からは、今後の使用実績を注視したい一つの問題であらう。

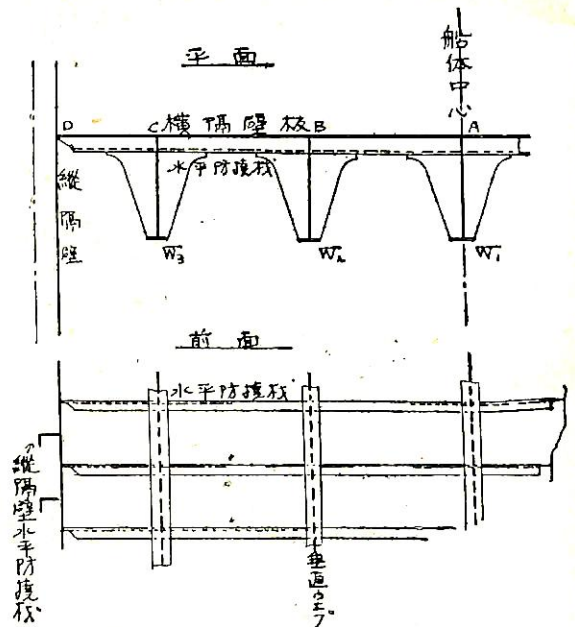
#### 隔壁の配置とその構造

油槽船の區割については、在來は中心線隔壁と膨脹ト

ランクおよびサンマータンクに仕切つていたが、今日ではこの方法は小型油槽船にのみその痕跡をとどめ、積付けに應ずる利く2條縱通隔壁式が一般的となつている。この方式はまた油（主として原油）タンクとバラストタンクとを區別して使うにも好都合である。ロイド規程も49年の改訂により、2條縱通隔壁式を標準としている。

横隔壁の配置については、これを舷側より舷側まで一線に配置する方法と、煉瓦積のように千鳥型に配置する方法とがあり、その強度上の利害得失については、論議のあるところであるが、最近では貨油管配置の都合上もあるためか、前者が壓倒的に多く、後者は英國の一二の造船所で採用しているに過ぎない。

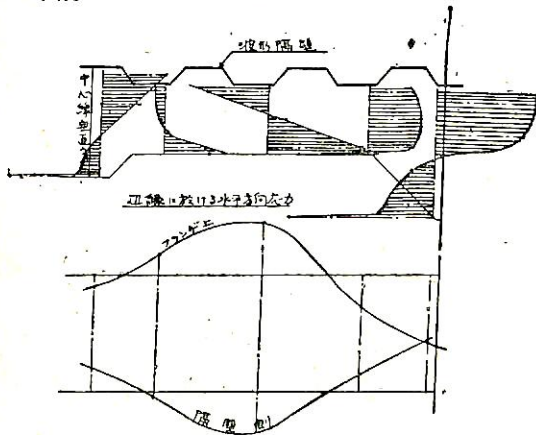
横隔壁の構造については、防撓材を附した平板隔壁と波型隔壁とがある。前者は大型タンカーにおいては水平防撓材を附し、垂直ウエブを以てこれを支持するのが普通であり、縦隔壁の水平防撓材と肘板を以て固着する方式（英國に多い）と、無肘板方式とがある。（第1圖参照）これは垂直ウエブ  $w_1 w_2 w_3$  等の位置を適當に選ぶことにより、水平防撓材に加わる曲げモーメントが等しくなるようにしたもので、米國において廣く採用されており、イシャウッドの特許となつている。圖示の如く單に横隔壁板が縦隔壁板に溶接されているのみで、防撓材の端部における固着がないから、 $w_1 w_2 w_3$  等の垂直ウエブの變位が不可避である以上、CD間における彎曲は、AB、BC間のそれに比して大となり、従つて水平



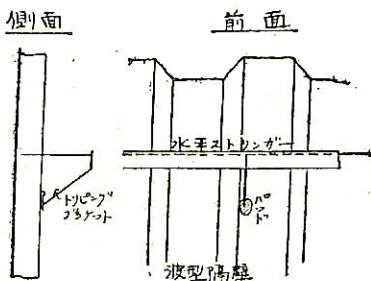
第1圖 無肘板式横隔壁



防撓材のスニップした末端には極めて大きな応力を生じ、既に損傷を起した例もあやに聞いている。設計に際しては隔壁板の撓みや、防撓材端部における拘束条件およびウェブにおける支持条件等による防撓材の撓みを考慮に入れなければならないことは、本誌1月號所載の鶴見造船所における隔壁の應力計測に關する運研秋田氏の報告でも明かなところである。米國においては横隔壁に採用したフルード隔壁（ベツレヘム造船所）および水平波型隔壁（T-2タンカーに採用）に故障續出して以來、波型隔壁は殆んど採用されていないようであるが、本邦においては堅波型が廣く採用されている。これは部材の數、種類、熔接長および重量の減少には適當な構造であり、船體の曲げにおいても、ウェブの補剛材としての役割を充分に果しているものと考えられる。また油槽の清掃を容易ならしめる利益もある。この波型隔壁には水平ストリンガーがあつて、堅波を支持し、併せて横隔壁に横方向の剛性を與えている譯であるが、上述の横隔壁の計測によつて、ストリンガーの中性軸がその深さの中央部に在ることによつて、この波板がストリンガーの面材として、フリーフランジと同程度に働いている



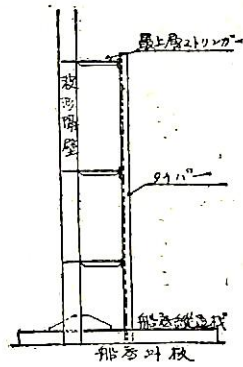
第2圖 波形隔壁水平ストリンガーにおける應力分布



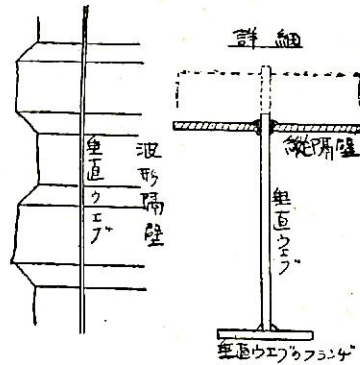
第3圖 トリピング・ブラケット

ことが明かとなつた。(第2圖参照)。

ストリンガーの横倒れを防止するトリピングブラケットの足は、隔壁板上にハードスポットとならぬように波の間にダイアフラムを挿入するか、あるいはパッドを二重張する等の方法があるが(第3圖参照)、トリピングブラケットの代りに兩端



第4圖 ストリンガー・タイバー



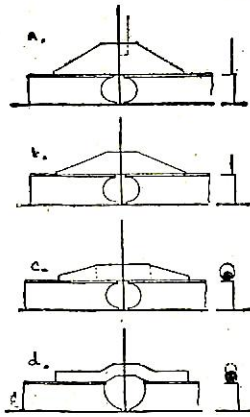
第5圖 波形縦隔壁の接合部

をスニップした防撓材およびタイバーを垂直に立て、一端のみを縦通材に連絡する構造法(第4圖参照)も昔から行われているが、これは賢明な方法ではないかと思う。

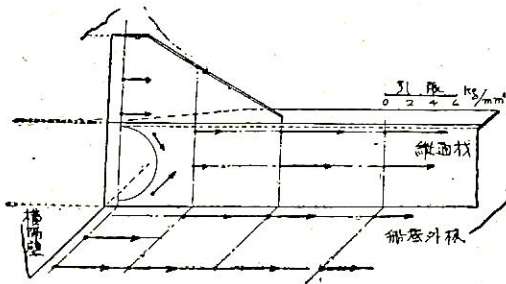
縦隔壁に水平防撓材を附する時は、横隔壁との交叉点において、甲板および外板附縦通材の横隔壁貫通(後述するが)と同じような構造にして縦強度材とすることが出来る。また縦隔壁を水平波形とした例も本邦および北歐にはあるが、その接合点において前後の波形を合せて繼ぐ工作は相當の困難を伴うように思われる。垂直ウェブを狭んで波形縦隔壁を切り、前後を繼ぎ合せる構造(第5圖参照)を屢々見受けるが、前後の波形が目違いなく旨く合らねば、強度的に最善の銜合せ熔接によつて隔壁板を繼ぎ合せるべきで、態々ウェブの所で切る必要はないと考えられる。

#### 貫通ブラケットについて

最近の油槽船構造の共通の特徴の一つは縦通材の横隔壁貫通部である(第6圖参照)。1939年頃熔接が主強度材に採用されて以來、直ちに縦通材の横隔壁貫通部にお



第6圖 縦通材貫通ブラケット



第7圖 船底縦通材横隔壁貫通ブラケット  
における応力分布(進水時計測)

ける種々の構造法が案出された。いずれも貫通材の断面積を縦通材のそれ以上になるようにして、縦強度の連続を意圖したものであり、現在貫通ブラケット(第6圖 a,b)が最も広く採用されている。これを通す横隔壁のスロットはブラケットとの間隙を極力小さくして、周囲を溶接した時の横隔壁板の内部応力を低くせねばならない。この意味でも横隔壁の堅波形は上記の溶接による収縮を吸収し易い構造である。貫通ブラケットの形状については AB 船級のものは背が低く、ロイドのものは比較的背が高い(第6圖参照)。縦強力の傳達のためには勿論前者の方が優れているが(第7圖参照、鶴見造船所にて2萬噸型油槽船の進水の際、貫通ブラケットにおける応力分布を計測せるもの)、後者の形状は縦通材に曲げモーメントが加わるものとしての考慮が拂われている。貫通ブラケットの頂部において隔壁板はハードスポットとなり龜裂を生じ易いから、その近くの隔壁板を補剛する構が良いと思う。また曲りを有する丸棒を貫通せしめる方法(第6圖 d 参照)隔壁板に對しては好影響があるが縦強力の點においては遜色があるように考えられる。第7圖にも示されているように、横隔壁の下部の外

板は縦通材の切れ目において、相當な應力の集中を生ずるので、横隔壁下の外板を厚い横張板とすることも一法であると思われる。

### 油槽船における振動

一般に船體の撓振動を除去するための直接的な方法は採り難いが、振動源附近の剛性を大きくして全般の振動を抑えることは是非必要である。船尾に機關を有する油槽船、殊にタービン船は、細く拵せた甲板に主機械、汽罐のための開口を大きく取らねばならず、また汽罐、水、油槽等の重量物を中甲板に搭載しているために、恰も逆三角形の上部に重量物が懸つたような状態となり、至極不安定な姿であるから、各部分材は他の箇所と比較してそのスカントリングを増加して剛性を與えるべきであらう。それと同時に要所をウェブフレーム、ウェブビーム、特設梁柱あるいはストリンガーを以て固めることが防振上からも必要である。

また船體中央部に配置する船橋構造物は、撓み振動のループとなる中央部を避けて、船首寄りのノードに近く配置することが望ましい。

## 天然社・新刊

上田篤次郎著

# 舶用電氣設備

A 5 判 上装 折込7葉 色刷オフセット  
定価 500 円 (送 40 円)

## 内 容

- 第1篇 電源、電壓および配電 (3章)
- 第2篇 電氣推進 (4章)
- 第3篇 轉輪安定機 (4章)
- 第4篇 電動甲板機械 (5章)
- 第5篇 電動機關部用補機 (8章)
- 第6篇 電力應用航海機械 (2章)
- 第7篇 電燈照明、信號燈および航海燈 (5章)
- 第8篇 船内通信機器と計測装置 (10章)
- 第9篇 電熱、烹飪および雜應用 (2章)
- 第10篇 火災警報裝置 (4章)
- 第11篇 無線通信 (2章)



# 貨物船構造の最近の傾向

浅野 拓  
浦賀造船所設計部造船設計課長

〔前書き〕 興えられた課題が極めて大きくて漠としているので、何をのべて良いかに苦しむ。かつ視界の狭いわれわれの考えを、“最近の傾向”等という表題で書くことは甚だおこがましいことだと思ふにつけ、筆が進まなくなるが兎に角、興えられた紙面を埋めて責任を果す積りで、思いつくままのことを書いて見る。不幸にして、事、志と異り、表題と似ても似つかぬ内容になつた場合には大方の御容赦を御願ひする。

## 1. 船體構造への溶接採用の推移

最近の傾向というよりも、第二次世界戦後の傾向といつた方が正しいと思うが、船體構造への溶接の大幅採用ということ、まず第一に擧げねばならぬ。

極言すれば、それがすべてであるともいえる。如何にすれば合理的な溶接構造が得られるかと、努力し続けているのが今日の造船界の姿であると思う。

戦前から、船舶建造に溶接構造を取り入れる努力はされており、特に舊海軍においては、理論的研究と数多くの実験研究により、相當の成果を擧げていたことは既に周知のことである。しかし當時、比較的廣範圍に溶接構造を採用していたといわれた民間造船所においても、その使用範圍は二重底構造の一部、隔壁、甲板および甲板室などの狭い範圍に極限されていた。戦局が悪化するにつれて、船舶の急速建造が要請され、船舶の標準化とともに、船體のブロック建造が採用されるようになってはじめて、外板にも溶接が用いられるようになった。しかしこれも、地上組立ブロックを溶接構造として、ブロックとブロックとの取合は、鉚接が採用される程度に止まつた。

使用範圍が極限されていた理由の主なるものは、溶接棒の性能と溶接技術との關連から生ずる、溶接姿勢の制限であつたと思う。溶接は下向でやるべきもので、止むを得ぬ場合には堅向溶接が許され、上向溶接等ということは全く御法度、という情況では、自ら使える範圍が制限されて來るのが當然である。戦争末期にH造船所において、テストケースとして建造した全溶接小型タンカーは、當時としては全く劃期的な試みとして、注目的であつたが、やはりこのタブーを守りつつ建造された苦心の作であつた。

終戦後、初めて米國船を見る機会を得たとき、その溶接使用範圍の廣汎さに一驚を喫すると共に、上向溶接に關するタブーが完全に破られているのを發見し、全く目

を見はつたものである。強力部分に堅向溶接や上向溶接は、用いてはならないと教えられていたわれわれには、米國における船體建造方式は謎そのものであつた。

そこでわれわれのまず行つたことは、あらゆる部分に兎に角、溶接を使つてみるということであつた。今から考えると、これは全く亂暴なことで、溶接に適する良質の鋼材の入手が極めて困難だつた上に、溶接棒についてもまた、良質のものが得られなかつたために、種々の失敗を経験したのは當然のことであつた。

その後、各船級協會の熱心な指導と監督により、溶接に適する鋼材と良質の溶接棒とが得られるようになり、併せて溶接技術が向上し、溶接構造および工作法の研究が進むにつれて、急激に船體構造への溶接の使用範圍が廣がつた。戦前では、その使用範圍がせいぜい30%止りであつたものが、現在では通常85%以上というような盛況を呈するようになってゐる。

上述の如く、戦後急激に溶接構造採用の熱が高まり、昭和25年頃までは、兎に角鉚構造を溶接構造に變えることに急で、一時は溶接採用率の高い船が、優秀な船體構造を有する船であるかの如き錯覺をもつた時期があつた。

その結果、設計圖が現場工作法の數歩前を歩くことになり、理想と現實との喰い違いや研究不足による種々のトラブルを生じ、各方面からの批判の聲が高まり反省の時期に入つた。現在はこの過程を経て、各造船所は、各々その施設や技術に適合した無理のない構造を採用し、一應落付いている段階だと思ふ。

## 2. 貨物船の溶接構造

戦後急激に溶接採用率が上昇した時期には、日ならずして全溶接船が實現するかの如き觀を呈し、事實それを目指して突進していた。しかし、充分な研究と、長い經驗とに基礎をおかぬ無批判な溶接範圍の擴大は、現在われわれが持つてゐる施設、およびそれに左右される工作法等をある程度無視したものであつたので、種々のトラブルを招くと共に反省が加えられ、頭打ちされる結果となつた。その反省の主なるものは次の如きものである。

- i) 船體強力より考へての問題（ロイド協會等の勸告による。）
- ii) 各造船所を持つてゐる施設および設備に最適程度以上に溶接率を増すと、かえつて建造工數が増加すること。



iii) 薄板工事主に甲板室に歪がひどく出て、その歪を取るために多大の工数を要すること。

周知の如く、溶接構造を採用する主な理由は

i) 船體強力を害さないで、否むしろ増加を狙いつつ船殻重量の軽減。

ii) 建造工程の短縮と建造工数の節減。

であるから、これに反するものは淘汰されるのは自然の理である。

しからば現在の程度に、また如何なる様式で溶接構造を採用しているかということになると、それは前述の如く、各造船所の施設、工作法および技術の程度等により自ら定つて来るもので、一概にはいえないが大體の傾向を次に述べて見る。

#### a) 船殻建造方式

一般的にいわれるブロック建造方式が取られている。

クレーンキャバシターの許す範囲で出来るだけ大きなブロック（あまり大きすぎると、かえつて不利になるので自ら限度はあるが）を地上で組立てる方が、工事の纏り良く、工数節減、工期短縮に利があるので。ブロックは次第に大きくなる傾向にある。従つて各造船所は大容量のクレーンの増設を計りつつある。ブロックの地上組立方式を採用することにより、新しい工作方法が生まれ来ていて、一例として、自動溶接が次第にその地歩を伸しつゝあり、近い将来には重大な役割を果す段階に達すると思われる。ブロック搭載後の現場取合いも、可能な限り現場溶接が採用され、銲接は、取合いの逃がが難しい所、強力上必要と考えられる所および歪の生ずるを避けたい所等に用いられるに過ぎない。

建造工程についていえば、地上組立場面積が許す範囲で出来るだけ多数ブロックの同時組立を行い、クレーンの全能力を發揮して搭載し、急速に立ち上つて行く。銲構造船ピースワーク建造の場合には、一萬噸級貨物船の起工から進水まで、約6ヶ月を要したのに比し、最近では通常4~5ヶ月位、最も速い造船所では3ヶ月位になりつつある。

設計圖面についていえばブロック建造を行うに従い、各ブロック毎の工作圖と、それらのブロックの搭載順序、溶接順序およびブロック間の取り合いを示すブロック聚合圖ともいふべきものを作つた方が、現場作業上便利であるから、このような圖面を作る方向に進むのではないと思われる。現に N. B. C. 吳造船所においては、この方式が採用されていると聞く。現場立ち上りが急速になるにつれて、短期出圖が要求され、しかも船底外板から上甲板まで位殆んど同時に手をつけねば順調な立ち上りの勢を阻害することになる。従つて多人數の製

圖員を動員せねばならぬ現状である。

#### b) 船殻各部構造

1) 外板 船底外板のシームを溶接する場合には、各船級協會共、外板の板厚増加を要求しているため、重量軽減の目的に反するので溶接はあまり採用されていないが、近時船底ロンヂフレームシステムとの組合せて、シームをも溶接する傾向が現われて來ている。バットについては殆んど無條件に溶接している。船側外板は、中央部は勿論、前後部においてもシームおよびバットを溶接とするのが通常である。但し、キールと A 通船底外板、ビルヂストレーキのシーム、シャーストレーキとストレーキピロー およびストリンガーアングルの取合いは、強力上最も重要な部材に現段階の現場溶接を施工することを避けるためと、クラックアレスターとしての役目を持たせるために銲接が残されているのが普通である。

2) 二重底 フロワーと外板との溶接の問題は、船底外板の板厚増加を伴い、重量軽減の目的にはやや反するが、工作上の利點を考へて一般に溶接を採用している。フローワーとタンクトップとの溶接は無條件に重量軽減になるので、殆んど溶接が採用されているが、この場合には二重底構造をブロック組立てするのであるが、地上組立場面積の狭い造船所では、初期立上りが遅くなり、かつ後續するブロックを豫め組立てるスペースを潰すことになるので、フローワーとタンクトップアングルを用いて銲接とし、二重底構造はピースワークとした方が便利のようである。

オープンフローワーについては、形材による組立て構造を廢止し、軽減孔を大きく明けたプレートフローワーの出現を見ているが、所要鋼材重量の増加その他の理由で、あまり廣くは用いられてはいぬが、一考に値する構造だと思ふ。二重底内の斷續溶接部は一般にセレーションを行い、重量の軽減とタンク内の通水、通氣の便を計つている。内底およびマーチンプレートは一般に全溶接構造を採用している。

3) フレーム 近時外板をブロックとして地上組立てる關係上、フレームは中央部は勿論、前後部の彎曲の大きい部分でもすべて溶接とする。現状では、フレームに用いられる大型形鋼としては、溝形鋼以外にないので、その外板付きフランヂを切り取つて用いている。

これは材料節約や工数節減から考へて甚だつまらぬ仕事である故、大型のバルブプレートあるいは不等邊不等厚アングルの要求が高まつたが、幸にして鋼材生産者側の共鳴を得て、近く待望のバルブプレートや、不等邊不等厚アングルの生産が開始されるはずである。その現實



を見た際の、よつて生ずる利益は期して待つべきものがある。フレームとタンクサイドブラケットまたはビームととの取合いは各造船所の工作法により種々で、銲接、溶接、いずれが有利なるや判別し難い。

#### 4) 隔壁 文句なしに全溶接構造である。

近時タンカーに盛んに用いられるコルゲテッドバルクヘッドを、貨物船の深水艀隔壁に用いる傾向がある。しかし貨物艀内の隔壁には、あまり用いられていないようである。

5) 甲板 種々の理由から、上甲板のシームを銲接にした船が見られるが、一般的にいつて全溶接構造を採用している。しかし溶接率の高い船においてさへシャーストレーキとストリンガープレートとの取合いにストリンガーアングルを用いているのはやはり強度上の観点からである。

甲板ブロックや内底板ブロック（または二重底ブロック）を搭載後の、ブロック同志のシームやバットは、現場自動溶接の未開拓地で、自動溶接技術向上の鍵には、縦横の活躍が見られるのではないかと思う。

デッキガーダーについては、デッキブロックの内に入れる方法とガーダーとハッチエンドビームを枠に組むやり方とあるがいずれの場合にしる全溶接構造である。只隔壁との取合い部で逃げをとるため、隔壁にフラットバーをつけ溶接または銲接することがある。

#### 6) 甲板室 一般に全溶接構造を採用する。

薄板工事であるから歪が出易く、その矯正に多大の工数を要するので、あるいはデッキ付きに銲接を用い、あるいはブロック相互を銲接にするなど、種々歪を最小にする苦心が拂われている。甲板室内の鋼製間仕切については、近時コルゲテッドプレートまたはプレスドプレートを用いる傾向も見られる。

### 3. 船殻構造への軽合金の利用

アルミニウムは鹽分に弱い物との觀念を持つていたわれわれは、アルミニウムの船體への應用等考えても見なかつたが、戦後設けられた舶用輕金屬委員會の熱心な活躍により、耐蝕性ある輕合金が得られるようになり、かつその工作法も研究されて、初めてその利用の道がひらけて來た。しかし、未だその價格が鋼材に比し極めて高いので（使用重量の換算をしても）、客船の場合の如き、長大かつ高層な上部構造物を輕合金製として、復元性を改善するというような基本的要求のない貨物船の場合には、仲々に手を出し兼ねる状態である。磁氣羅針儀の磁性範圍内に入る構造物またはその附近の甲板室（通常は操舵室）を輕合金製とする試も度々見られるが、

輕合金の廣範な使用は當分の間望めないのではないかと思われる。

## 結 び

貨物船の船體構造は、銲構造から溶接構造へと推移して來たのであるが、現在の段階では、從來銲構造として發達して來た構造様式を踏襲し、單に銲を溶接で置き變えたというに過ぎない點が多く、根本的に考へて船を溶接で作るには如何なる構造様式を取るべきかという問題になると、未だ未熟だといわねばならぬ、現在われわれの採用している構造を持つ船が、冬季北太平洋を航行するようになってから、種々の問題に遭遇しつつある。その詳細については、他の諸氏が書かれると聞いているので省略するが、その大部分が、溶接構造船という本質に適さない構造様式の缺陷であるように思われる。

船體強力から考へて、最も合理的な構造を求めめるために、世界各國の造船技術者は努力を續けているが、わが國においても、船體構造研究委員會その他各方面において、各種の實驗および實船による各部ストレスの計測等を行い、未解決事項、または從來經驗のみにまかせていた事項の解明に乗り出して來ている。一方工作法についても、造船協會工作法委員會等が不斷の研究を續けており、工作技術、工作器具等日進月歩の勢にある。最近溶接の検査にX線検査が採用されつつあるが、從來溶接の最大缺陷だといわれて來た、完全な検査が不可能という問題に解決を與えるものとして喜ばしいことである。

現在一應安定しているかに見える貨物船構造法も理想的な溶接構造へと移る過渡期的なものといわねばならぬが、各方面の研究が成果を結んだ際には、一段と飛躍するものと期待している。

#### (543 頁よりつづく)

はわれわれ設計者が非常な關心をよせている所である。そしてわれわれはこれらの解決がそんなに簡單に行われるとは決して思っていない。すなわち前述の如く電氣抵抗線型歪計の發達により大きな希望は出て來たもののその實際の計測に當つてはいろいろの誤差が入りまた計測値の解釋から問題が益々複雑になつて行つたりすることが當然おこると考へねばならない。例えば溶接船の工作上的歪の問題はこの計測の際常に頭に入れて置かねばならない。そしてその初期歪の誤差は相當のオーダーを示すであらうと思われる。従つて今後これらの實測は一回の實驗にとどめず各船各所で何回となく同じ實驗が行われ、平均の平均としてその傾向なり係數なりが決めて行かれるというように進むべきではないだろうか。そしてこのためには研究協會のような統一機關が益々要望されて來る次第である。

(終)



# 船體構造ではどのような研究が行われたか

秋田好雄

運輸技術研究所船舶構造部

船體構造についての歴史が書かれるとすると、今次大戦の前後が一つの著しい變革のエポックであろう。溶接工作法の著しい發達と建造速度の上昇、船體輕量化の要求の波は船體設計とそれに伴う構造研究の分野にひしひしと押し寄せて來ている。實際に最近の造船所の造船設計部の人数は戦前の數倍に及んでいる。また船體構造の研究に關しても多くの研究者が大學に、國立研究所に、あるいは造船所にと日夜、計算し、實驗し、解析を行っている。

ここにわが國內において船體構造に關する研究が、最近どのように行われているかを述べ、さらに國外の主として米英で、どのような研究が行われたかを展望しよう。

## 1. 國內の研究體制

船體構造の研究對象を大別すると次のようになる。

### A. 構造設計

船體内の應力の傳り方、不連続部の應力集中、實船の損傷や波浪中の實船の強度など。

### B. 振動

### C. 溶接構造

溶接工作の長所を生かした構造法、残留應力や歪の構造強度へ及ぼす影響など。

### D. 材料

脆性破壊を防止するための構造、輕金屬高張力鋼を用いた構造の研究など。

### E. 計測

應力、歪、壓力、振動等の計測法の研究で、特に船體のような大型構造物での測定に適した計測法の研究。

ふつう船體構造の研究というときには上に掲げたAとBだけを意味するような狭い考え方が特に日本では多い。構造の研究とはその設計、使用材料および工作法ででき上つた有機體を對象とする研究でなければ意味がない。例えば戦前の銜接船ならば設計と振動だけで構造の研究は一應できたが、最近の溶接船では應力集中による脆性破壊が直ちにキルド鋼の材質の問題に結びつき、また溶接による歪が構造の有効性に直ちに影響するなど、狭い研究では解決することのできない状態になつている。

このような擴大された構造研究にたいしてわが國の研

究體制はどうなつているか。

昭和25年、造船協會に船體構造研究委員會が設けられ、構造設計、振動、溶接構造の研究を行うこととした。委員は、關係官廳、日本海事協會、各造船所、船會社の技術者と、大學、研究所の研究者とにより構成されている。昭和26年に活動範圍の擴大と共に、合理的に改組され、關東、關西、西部の三地區部會と各研究項目に應じた専門委員會より成つている。

更に溶接を主體とし、材料の問題も併せて電氣溶接研究委員會が設けられており、その第六分科會がDの鋼材の切欠脆性と溶接性を扱ひ第七分科會が溶接歪と残留應力の問題を取扱つている。構造と溶接の兩委員會は密接な連絡をとつている。

昭和27年に日本造船研究協會<sup>2)</sup>が發足してから更に研究活動が活潑化した。この協會の第二研究部會が構造關係、第三部會が材料、第五部會が溶接關係となつている。

兩協會の差異は造船協會が全般の研究項目を扱つているのに對し、研究協會は政府(主として運輸省)の試験研究補助金と會員會費を資金とする撰定項目の研究實施を主眼としていることにある。これらの組織を通じ、または研究者單獨で各種の研究が行われている。

最近の研究の特色は實驗的研究が盛んであることと、その試験の規模が大きくなつてきたことである。この原因には上に述べた研究體制の組織化と政府の試験研究補助金制度の設定のほかは計測技術の進歩があげられる。特に最近の抵抗線歪計の進歩に目ざましいものがある。これらの試験研究を以下に述べよう。

## 2. 實船試験

實船試験では模型試験に伴い勝ちの寸法効果や、周邊の拘束状態の不備であるという點の懸念はなく、實物そのものの試験であるから信頼度が高いことになるが、一方において測定箇所が分散したり、試験費用が高価な缺點がある。しかし最近の電氣的な測定を用いると中央管制により一括測定することができる。實船試験が世界的に盛んなことは戦後の一特色といえよう。

- 1) 構造委の詳細は造船協會誌第301號45頁に常松委員長の報告が記載されている。
- 2) 研究協會の機構は本誌昭和27年11月號1122頁に出淵理事の記事が記載されている。



造船協會船體構造委員會第一專門委員會では進水時を利用した船體の應力分布の測定を行つている。これは進水時の船尾浮揚により生ずるサギング・モーメントを利用し、船體に生ずる應力を抵抗線歪計によりオッシログラフで記録するものである。測定法の詳細は本誌中に記載されているからここで述べないが、進水中の30秒前後の間に48點の測定點を切換えて動的應力を測定するものである。この研究は米英でも未だ行われていない新しい方法である。また日立造船所技術研究所においても最近測定點を100點とする裝置を試作中である。

この方法がねらう測定對象としては、一つは船體が全體として梁理論に従つて曲げを受けているかどうかという船體横断面内の船首尾方向の應力を測定するものと、他の一つは船體の局部構造でどのように應力が流れ、また應力集中度がいづらかという問題を扱つている。現在までに測定した箇所は次の通りである。

- A. 甲板應力 日聖丸, 日洋丸, 熱海丸, 山照丸\*, 松島丸\*
- B. 船橋樓前端側壁と舷樁の取り合い 永兼丸, 祥雲丸, 協優丸, 和光丸, 日光丸\*
- C. 甲板室側壁 door way 周邊 祥雲丸, 永眞丸
- D. 艙口隅 香椎丸, 日光丸\*
- E. 油槽船船底縦通桁の横隔壁貫通部 Adrias 號, Alliance 號, 祈邦丸
- F. 船底肋板の進水壘による反力 香椎丸
- G. 船體横断面上の應力 Genie 號\*

以上のうち\*印のないものは構造委員會で測定し,\*印のものは日立技研で計測を行つたものである。

以上の測定結果によると、まず船體横断面上の船首尾方向の應力は梁理論とほぼ一致している。局部應力分布としては、油槽船の船底縦通桁が横隔壁を貫通している箇所では貫通ブラケットの底部の横隔壁寄りの點に約2倍の應力集中が生じ、またこの縦通桁のかかとの近くの船底外板にも同程度の應力集中が生じていることが判つた。

艙口隅の場合には隅部のR止りと二重張りの止りの二箇所へ應力集中が見られる。

甲板室側壁の door way の開口の隅部では、開口の上の肩のうち、船橋樓端部に近い方に大きな應力集中が生じている。また船橋樓前端側壁と舷樁の取り合い部には大した應力集中は見られなかつた。

實船試験としては上記の動的試験のほかに、静的試験が行われている。その一つは日本海事協會と運研構造部が協同研究として行つた油槽船近油丸の静的強度試験で

ある。同船は戦艦船で解體されることになつたのでその機會を利用し、tank 内に海水を注排水して曲げモーメントを興え、船體に生ずる應力を抵抗線歪計および長標點ダイヤルゲージで測定した。解體前の原形試験のほか、逐次縦隔壁、膨脹圍壁頂板を切斷したときの應力と撓みを計測したものである。試験結果によると原形試験では中央横断面での應力分布は甲板、船側外板、船底外板では梁理論による計算値より若干大きい、縦隔壁では少くまた剪斷遅れの現象が見られた。強力部材の切斷による應力の増加は計算値よりやや少なかつた。船體の撓みは計算値とよく一致し、部材切斷による撓みの増加も計算値とよい一致を示した。

實船試験の一つとして隔壁の水壓試験がある。これは油槽船や貨物船の隔壁の水密試験を行うときを利用して、隔壁の應力分布と撓み分布を計測するものである。現在までに鶴見造船所における油槽船の波板横隔壁と平板縦通隔壁の試験と、石川島造船所における deep tank の隔壁試験があり、これは上記造船所と運研構造部の協同研究として行つたものである。また構造委員會としては川崎造船所と播磨造船所において波型隔壁の有効幅の實測を行つた。

上記の試験結果によると波板につけられた防護材に協力する波板の有効幅は小さく、通常の平板につけられた防護材における有効幅の幾分の一であること、従つて縦波隔壁につけられた horizontal stiffener は波板の有効幅が小さいために大きな曲げ應力を受けていることや、波型板の折目には應力集中が生ずることが判つた。

また隔板の周邊条件としては縦波の波板の上下の兩端では固着と支持の中間状態にあり、vertical web は固着に近い状態にあり、horizontal stiffener も兩端ほぼ固着で vertical web との交叉點で彈性支持の状態にあることが判つた。應力の最大値は  $9\text{kg/mm}^2$  前後であつた。なお波板の有効幅の研究は研究協會二部會で現在大規模に行いつつある。

その他に横濱造船所において横隔壁における甲板荷重による應力の傳達の試験が行われた。これによると、甲板荷重による應力は下部に行くにつれて減少する結果が得られた。

### 3. 大型構造模型による試験

現在わが國には大型試験機として引張、壓縮試験を行えるものに吳の鐵研にある引張1,500噸壓縮3,000噸の試験機と東京月島の運研にある引張壓縮曲げ共に300噸のものがある。前者は世界に二臺ある巨大な試験機のうちの一つの横型試験機であり、後者は最大荷重のわりに



“ふところ”の大きな縦型試験機である。そのほか横濱造船所の200噸試験機、各機関にある50噸試験機が構造強度試験に用いられている。

艙口隅二重張りの有効性の試験は構造委員会第三専門委員会のテーマで艙口隅につけられた圓形の溶接二重張りの大きさをどの程度にしたらよいかという問題を試験したものである。圓形二重張板の大きさは一萬噸級貨物船に換算して半徑360mm, 510mm, 750mmと二重張りをつけないものの四種で、試験片に300噸構造物試験機で引張りを與えた。試験結果によると應力集中は二重張りのないときには限部のR止り(直線から曲線部に移る點)に生ずるが、二重張りをつけると二重張りの止りに生ずる。またこの應力集中は二重張りの大きさを増すと次第に減少し、實船で600mm程度で効果が著しく、それ以上増してもあまり變化がないことが判つた。破斷はいずれも二重張りの止りから生じた。

播磨造船所船舶溶接研究会では船底縦通材と横隔壁との結合強度に関する實驗を行つた。實物の船底縦通材と横隔壁の結合方式を變えたものの引張強度試験を3,000噸試験機で行つた。試験は肘板が横隔壁を貫通するものと、肋板が2分されて隔壁の兩側より銜合せ溶接をしたもの、縦通材のフランジが水壓機で曲げられたものと、キールベンダーで大きな曲率で曲げられたものの比較、また縦通材と肘板とを一體とした形で隔壁の兩側より銜合せ溶接したものを比較した。

試験結果によると應力集中は肘板の下縁に生じ集中度は1.6~2.3程度である。また貫通肘板と非貫通肘板の差は殆んどなく、フランジの曲率も影響が少なく、肋板と縦通材を一體とした形の非貫通構造はよい結果を示した。破斷は肋板下縁部に生ずるものが殆んどであつた。

日本海事協會では運研と協同で軽目孔を有する梁および桁の曲げ強度試験を行つた。甲板下縦桁、隔壁防塵材などには重量軽減のためにそのwebに軽目孔を設けるが、この軽目孔の大きさおよび位置の強度におよぼす影響の試験を行つた。試験片は軽目孔の大きさおよび位置を變えたもの11種で300噸構造物試験機で一様曲げを與えた。

試験結果によれば、應力集中は軽目孔の下縁のフランジ側に生ずる。軽目孔がwebの深さの中央にあるときには軽目孔の徑がwebの深さの $\frac{1}{2}$ 以下であれば曲げ強度は低下しない。またwebの深さの40%の徑の軽目孔を設けるときには、その中心をwebの上縁からwebの深さの48%以内の所にあれば曲げ強度は低下しない。beamを通すための切欠はその深さがwebの深さの $\frac{1}{2}$ 以下であれば桁の強度に殆んど影響のないことが判つた。

構造委員会第二専門委員会では二重張りの効きに関する基礎的研究を行つた。二重張り板をとち銲で止めた時と溶接したときとで二重張りの効きが違つて来る。この原因は銲が荷重をうけると弾性變形をするために母材と二重張り板の間にずれが生ずるためで、この性質は銲の送り係數として表わされている。實驗結果によれば二重張板の兩端を溶接したときには二重張板の應力と母材の應力は等しくなり、100%の効率を示す。銲接手のときには銲數が少なく効率は小さく二重張はあまり効かないが銲數が3本になると、効率は98%に上昇することが見られた。なお送り係數や効率は計算値とよい一致を示した。銲の送り係數に関する實驗は東京大學においても行われ、送り係數が荷重の大きいときには塑性變形のために變つてくることが求められた。

なお艙幅板に部分的に二重張りをつけたときの有効性や船體艙口隅につけられる溶接二重張りの有効な形を定める試験は現在造船研究協會第二研究部會で行われつつあり、溶接構造の $\mu E$ (送り係數)の試験が造船協會構造委員会西部地區部會で進行中である。

三井造船所では波型隔壁と平面隔壁の比較強度試験を行い、同一の斷面慣性モーメントならば波板は弱い重量が軽く、同一強度ならば波板の方が若干軽いという結論を出している。

#### 4. 振動その他

日立技研においては起振器を用いて實船の振動の實測が行われている。共振現象がよく測定できて、今後の發展が期待されている。

デリックポストの研究が構造委員会第二専門委で行われたがその計算法の確立のために實船における實測や、ワイヤロープの弾性係數の測定が行われた。ワイヤロープの弾性係數は實測によると荷重履歴、荷重の上昇、下降により非常に異なる結果を示した。

#### 5. 溶接構造と材料

鐵道技術研究所でT型隅肉接手の剛性の試験が行われた。この試験は前述の縦通材と横隔壁との貫通部の強度試験に関連するもので、試験片は横隔壁に相當する板の中央部に縦通材付ブラケットに相當する板をあてて隅肉溶接した非貫通構造である。このとき工作上の誤差のためにブラケット端が横隔壁に密着しない場合を考慮して接手中に間隙を設けたものと、またブラケットが目違い(eccentricity)を生じた場合の引張り試験を行つた。

試験結果によれば板厚16mm、隅肉脚長が14mmのときには目違いが4mm以下ならば切斷ブラケット構造として不安はない。また間隙は脚長をそれだけ大きくす



れば間隙のないときとほぼ同等の剛性を示した。

運研構造部でスカロップを設けた溶接防撓構造の曲げ試験を行った。スカロップはそのピッチ、高さを変えた場合やスカロップを設けない防撓材を平板に断続溶接、連続溶接したときの強度の比較を行った。その結果、連続、断続、スカロップの順で僅かずつ強度が低下するが、スカロップの高さ(深さ)が web の  $\frac{1}{2}$  以下ならばあまり強度低下を招かないことが判つた。

構造物の脆性破壊に関する研究には溶接委員会第6分科會のテーマとして運研構造部が行つた鋼材の廣幅効果の試験がある。引張方向に直角な方向の板幅の狭い鋼板に切欠をつけると、破断強度が著しく低下することが知られており、これは廣幅効果といわれている。廣幅板に淺くて鋭い切欠をつけたときの脆性破壊が研究された。結果によると、切欠が鋭いと脆性破壊の破断荷重がある温度以下で急激に低下し、また切欠が鋭いほど、この現象が比較的狭い板幅でも生じてくることが判つた。

また船體艙口に模して開口をもつ箱型模型の脆性破壊試験が行われた。模型は断面がコの字型の半箱型で、甲板部に矩形開口を有している。この開口の隅部にRをつけたもの、Rのないもの、更に隅部に溶接の缺陷に模して淺く鋭い切欠を入れたものを比較し、さらに使用鋼材にキルド鋼とリムド鋼の比較を行った。結果によれば常温の剪断破壊では開口隅部のRや切欠は破断荷重や吸収エネルギーにあまり効かないが、低温の脆性破壊では一番効くのが切欠の有無であつて、Rはそれほど効かない。従つて船體構造では應力が集中する隅部の溶接工作による缺陷が最も注意を要するようである。キルド鋼ではリムド鋼に比べて1割程度の強度上昇が見られる。また脆性破壊では破断が開口の各隅部から同時に發生し試験片が數個にばらばらに破断している。

船舶におけるアルミニウム合金の應用については構造委第二専門委で内外の文献調査がなされた。

## 6. 米國における船體構造の研究

米國には National Research Council があり、また構造關係としては Ship Structure Committee がある。大規模な試験はこれらの委員会を通じてなされている。

航行中の實船試験は米國では 1913 年の SS Ancon, 1918 年の SS Faith, 1919 年の SS Westboro, 1930 年の USS Cuyama, 1936 年の駆逐艦 Dewey と Flusser, 1939 年の巡洋艦 Phoenix と St. Louis, 1951 年の US CG Casco があるが英國ほどの精密な測定が行われていない、しかし計器の進歩は英國より進んでおり、有名な SR-4 歪計の實用化のほか最近では船の運動でも歪

でも測れる 5 Channel の自動記録計があり、これは全く自動的で人を要せず、適當な時間間隔において數分の間の連続記録をとつて行くものである。また TMB 歪頻度計はある應力が航海中に何回生じたかという應力の頻度分布を自動的に記録するものである。將來の實船試験はすべて自動的記録で人手を要しない必要があらう。

實船の靜的試験では T2 tanker Shiloh やリバティ船 Philip Schuyler, SS President Wilson の試験がある。Philip Schuyler では改良された艙口隅部の應力集中を測りこの應力集中係数は荷重増加のときに 3.4 荷重減少のときに 2.5 の値を得ている。また振動試験を行つて應力集中を求めている。President Wilson 號では上部構造のうち boat deck 以上は Alcoa 61 S T および Alcoa 53 S T-61 の輕合金を用いている。實驗は靜水 ballast で曲げを與えて上部構造の効きを見たものである。結果によると、最上部の歪が深理論の計算値の 26% であつた。また船樓の縦強度への寄與は 62% 位であり、輕合金船樓構造では船樓の應力は一般に低く、この點から見て輕合金の有用性が認められた。

構造物試験としてはカリフォルニア大學で行つた諸々の形に設計された艙口の引張強度試験がある。この結果によると Kennedy design と呼ばれる Longitudinal girder が連続に通つており、隅部に高温加工したフランジ付板を用いているものが最良であつた。このときの最大平均應力は材料の抗張力の約 80% に達した。

船底縦通桁の横隔壁貫通部の試験も Ship Structure Committee で行われた。この結果によると縦桁の切り抜き部のない方がある方よりもよく、また切欠部附近の Tripping bracket とその直下に bearing plate をつけたものが強度が大きかつた。最大平均應力はいずれも材料の抗張力の 65% 前後であつた。

これに續いて波型縦横隔壁の交叉點の結合強度試験が行われた。この結果によると應力集中は縦隔壁と Tee web (横隔壁つき connection plate と縦隔壁を結ぶ部材) の交點に船首尾方向に生じ、集中係数は 2.1~3.4 であつた。また縦隔壁と Tee web の face plate との結合部に angle をつけて補強したものが最も強かつた。このときの平均最大應力は材料の抗張力の 55% であつた。

## 7. 英國における船體構造の研究

英國では Admiralty Ship Welding Committee (略記 A.S.W.C) が實船試験を活潑に行つており、その他英國の各種の研究連合會の一部門である British Ship Research Association (略記 B.S.R.A.) が船舶部門の研究を擔當している。

英國で行われた航走時の實船試験の主なものとしては



1944年の油槽船 Niso と 1943年の溶接船 Ocean Vulcan と 銲接船 Clan Alpine の航走時の試験がある。これは従来の船體應力や船體運動の測定のみならず船底に着けられた 60 箇の壓力計で海水より受ける外力を求めている。各計測はすべて電氣的に同時に測定され、航行中の測定技術については最近の決定版であつた。測定結果によると最荒天時のときは風力は Beaufort scale で 8 であり、應力は  $\pm 4$  ton/sq. in であつた。このときの波は波長が 500' で波高が 30'~35' その比は 1/14~1/17 であつた。この値は従来の標準値 1/20 よりはるかに大きい。また船の pitch や roll が最大 5° 程度にかかわらず、水平縦曲げモーメントが甚だ大きいことが注目を引いた。

この二隻について静止中の實船振動試験が行われている。重量 11.5 ton の起振器を用いて振動を計測した。結果によると溶接船は銲接船に比べて共鳴振幅が大きく、この理由は銲構造の減衰が大きいと説明された。

實船の静的強度試験には溶接船 Neverita と銲接船 New Comb'a の試験がある。測定結果のうち縦通隔壁に剪斷遲れの現象が見られたのが注目を引いた。それ以外の横断面に働く應力分布は梁理論とよい一致を示した。

大型構造物の試験としては B.S.R.A. が Grengarnock に設置した船體構造試験機を用いた試験がある。この試験機はスパン 16' で 6 本のラムを持ち、隔壁防撓材の試験などの強度試験に適している。試験は實物の防撓材の両端を溶接および銲接のブラケットで二重底に付けた實船と同じ固着条件のもとで、ラムで横荷重を加えて破斷させるものである。この資料は直ちに船級協會規程に取り入れられている。

#### 引用文献

##### 實船試験

1. 進水時の應力分布測定；造船協會船體構造研究委員會第 1 分科會；昭和 27 年運輸省提出報告
2. 木下，安田，西牧；抵抗線歪計による應力測定法の研究；造船協會昭和 27 年 11 月秋季講演會にて講演。
3. 日本海事協會；油槽船近油丸静的強度試験；昭和 27 年運輸省提出報告。
4. E. A. Wright and J. Vasta; Structural Behaviour in Ships at Sea; Journ. A. S. N. E. 1951.
5. J. Vasta; Structural Tests on the Passenger Ship S. S. "President Wilson" - Interaction Between Superstructure and Main Hull Gir-

der; Trans. S. N. A. M. E. 1949 p253~306.

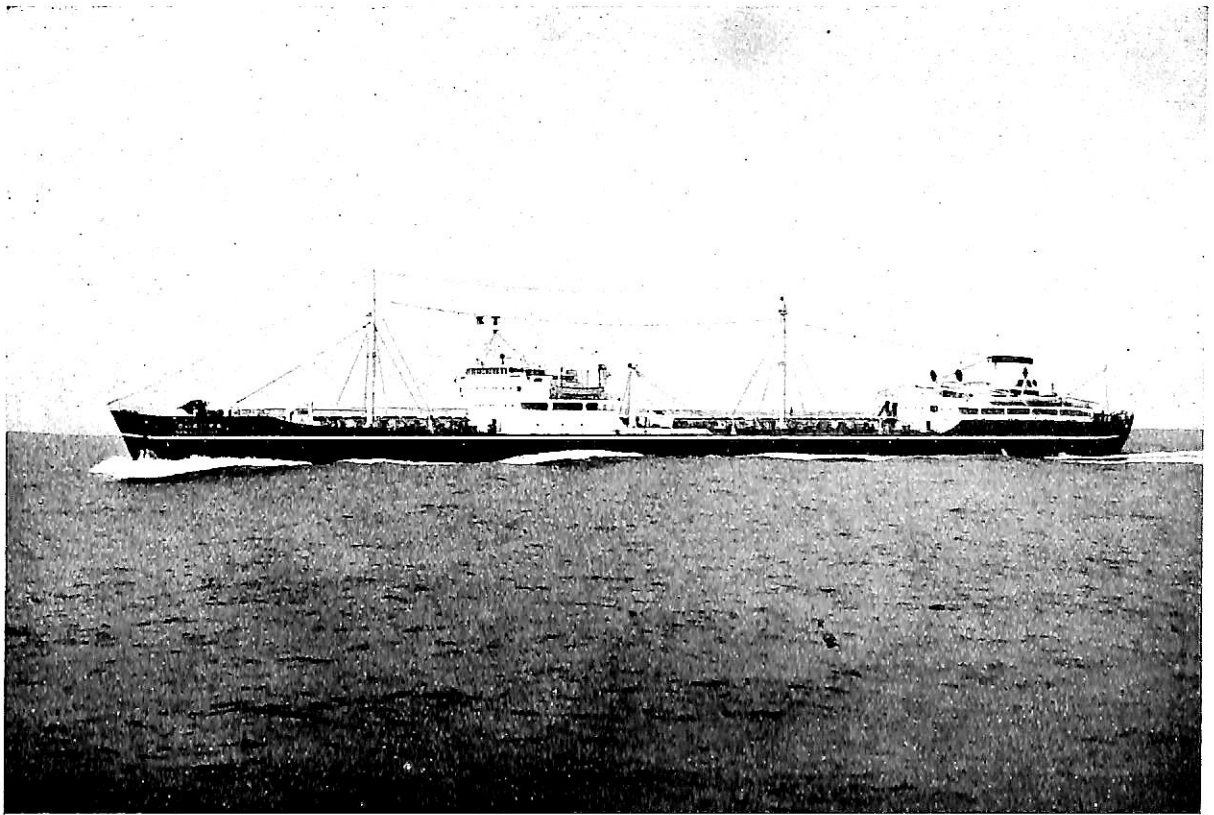
6. J. Vasta; Structural Tests on the Iiverty Ships S.S. "Philip Schuyler"; Trans. S. N. A. M. E. 1947.
7. R.B. Shephard and J. Turnbull; Structural Investigations in Still Water on Welded Tanker "Neverita"; T.I.N.A. 1949 (Welding J. Dec. 1946).
8. R.B. Shephard and J. Turnbull; Structural Investigations in Still Water on Tanker Newcomb; N.E.C.I. 1947.
9. F. B. Bull and J.F. Baker; The Measurement and Recording of the Force Acting on a Ship at Sea. Part I.; T.I.N.A. Jan. 1949.

##### 構造物試験

1. 開口部二重張の有効性の試験；船體構造研究委員會第 3 分科會；昭和 27 年運輸省提出報告。
2. 船底縦通材と横隔壁との結合強度に関する實驗報告；船舶溶接研究會播磨造船所；昭和 27 年 10 月
3. 輕目孔を有する梁および桁の曲げ強度試験；日本海事協會；昭和 27 年運輸省提出報告。
4. 二重張りの効きに関する基礎的研究；船體構造研究委員會第 2 分科會；昭和 27 年運輸省提出報告。
5. 山口，末長；波型隔壁の強度；三井造船技報第 1 號；昭和 27 年 10 月。
6. 大谷；T 型隅肉接手の剛性；昭和 27 年。
7. 秋田；船體の脆性破壊に関する二三の試験；昭和 28 年春造船協會にて講演。
8. E.P. De Garmo; Tests of Various Designs of Welded Hatch Corners for Shipss Weld, J. Feb. 1948.
9. W.R. Campbell; Stress Studies of Welded Ship Structure Specimens; Weld. J. Feb. 1951.
10. W. R. Campbell, L.K. Irwin and R.C. Duncan; Stress Studies of Bulkhead Intersections for Welded Tankers; Weld. J. Feb. 1952.
11. C.J.G. Jensen; Investigations at Grengarnock on the Strength and Stiffness of Ships' Structural Members; British Shipbuilding Research Association.

##### 振動

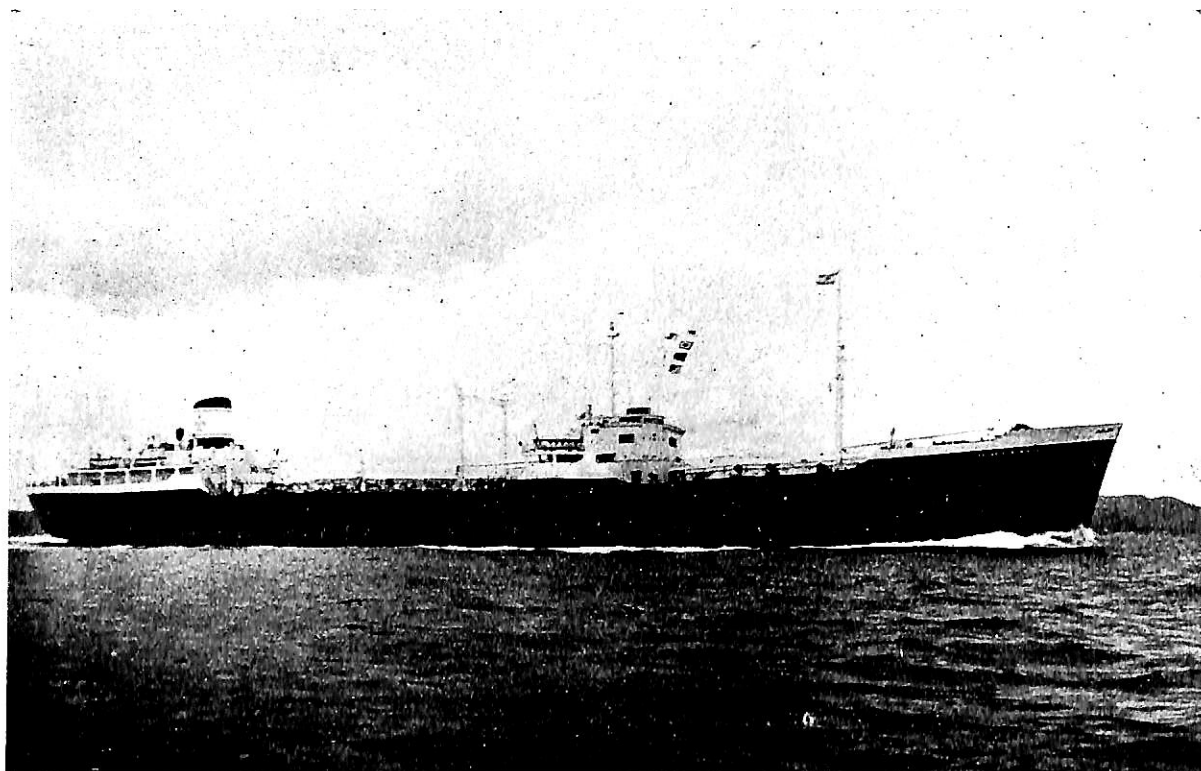
1. A. J. Johnson; Vibration Tests of All-Welded and All-Riveted 10,000 ton Dry Cargo Ship; Trans. N.E.C.I. March 1951.



さんるいす丸  
(油槽船)

船主 三菱海運株式会社  
造船所 三菱日本重工・横浜造船所

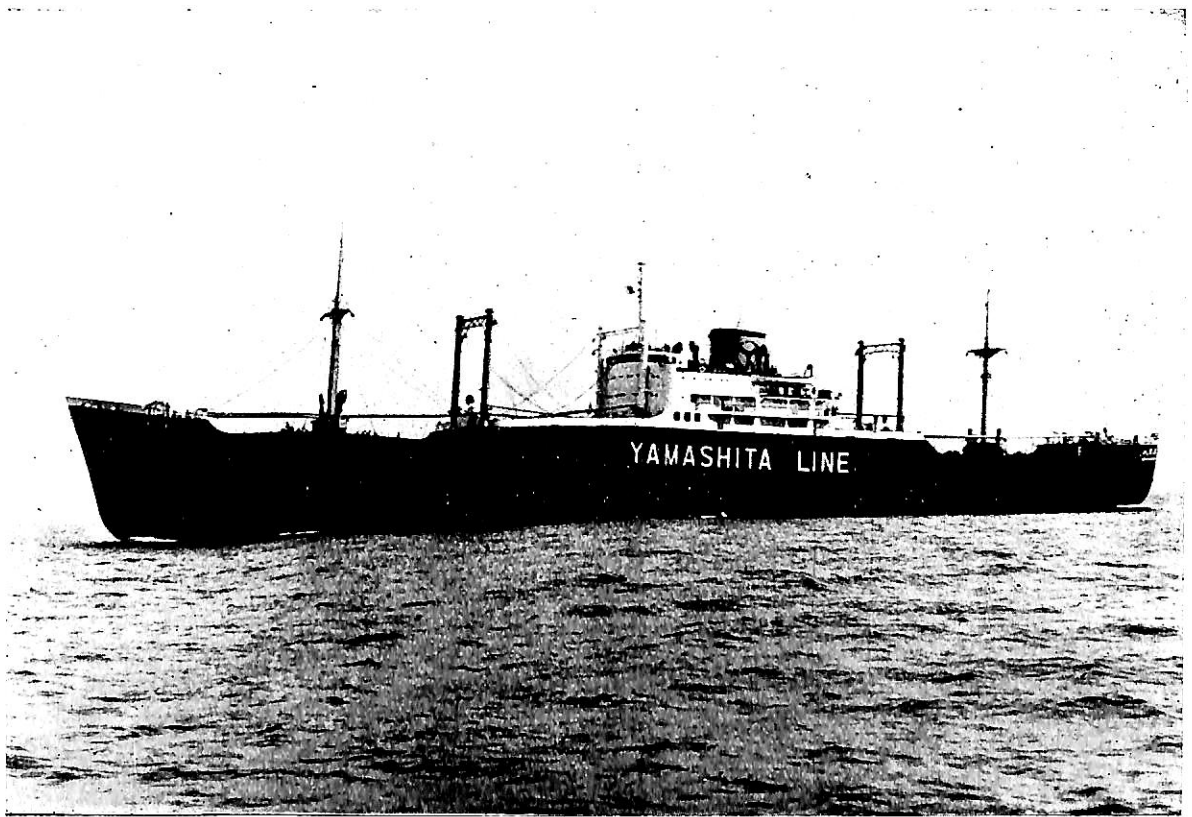
長	(垂)	163.00m
幅	(型)	21.60m
深	(#)	11.90m
総噸数		12,352.82噸
載貨重量		18,781.1噸
速力 (滿載公試)		16.13節
船級		AB, NK
主機		横浜M.A.N.ディーゼル1
出力 (定格)		8,500B.H.P
起工		27 5 28
進水		27 12 17
竣工		28- 2--25



ASPASIA NOMIKOS

船主 キリシヤ・Mr.Markos P.Nomikos  
 造船所 株式会社・播磨造船所

長	(垂)	167.00m
幅	(型)	22.30m
深	(#)	12.30m
吃水	(計画)	9.50m
総噸数		13,415.78噸
載貨重量		20,632噸
速力	(滿載定格)	16.241節
船級		AB
主機		石川島タービン×1
出力		9,000S.H.P
起工		27- 5- 7
進水		27-11- 1
竣工		28- 3-18

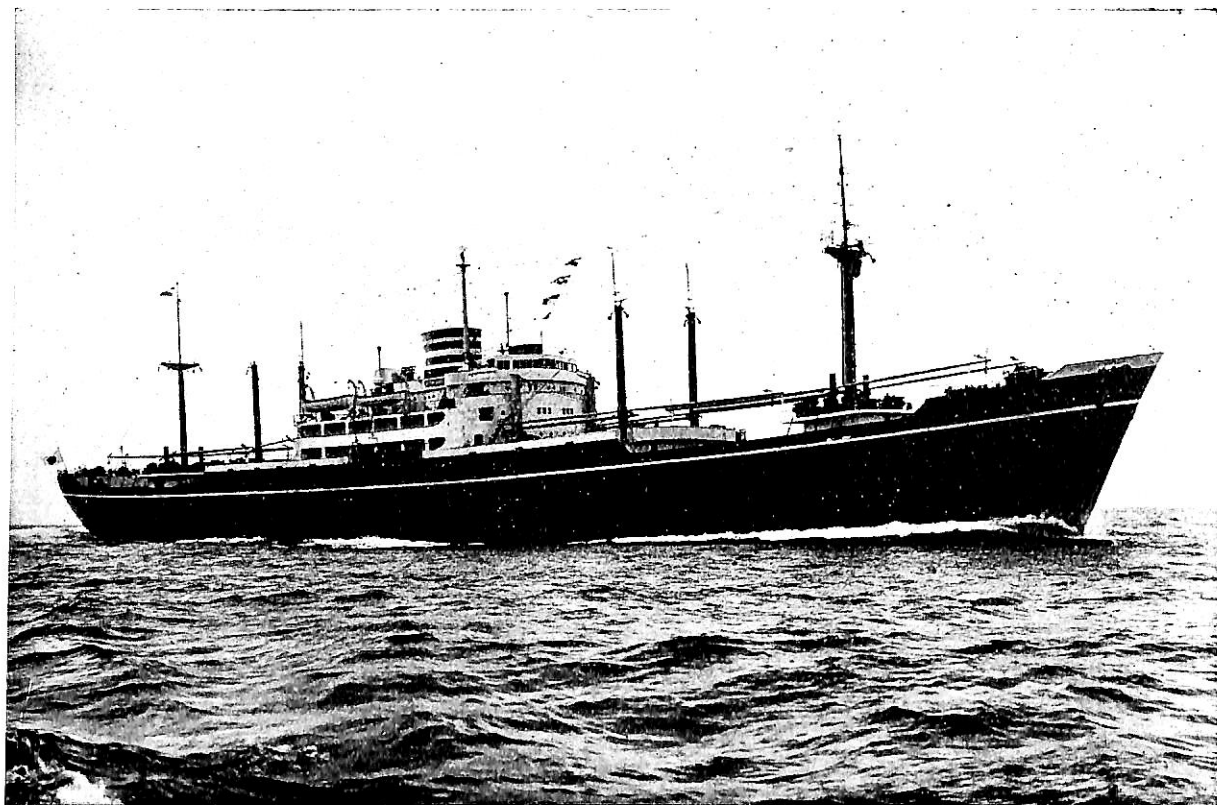


山 里 丸

船 全 山下汽船株式会社  
 造 船 所 日立造船・桜島工場

長	(垂)	134m
幅	(型)	18m
深	(〃)	10.5 m
総 噸 数		7,150噸
載 貨 重 量		10,450噸
貨物艙容積(ベール)		14,160m <sup>3</sup>
主 機	日立B&Wディーゼル×1	
出 力 (定格)		6,450B.H.P
速 力 (定格)		17.75節
船 級		NK, AB
起 工		27- 8- 1
進 水		27-11-19
竣 工		28- 3-25

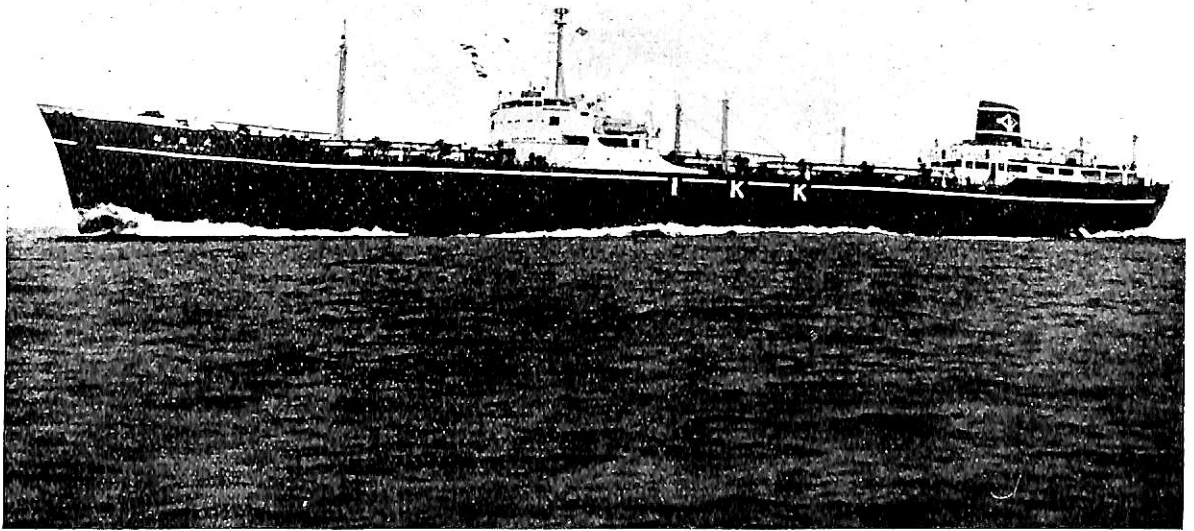




有 田 丸

船 主 日本郵船株式会社  
 造船所 三菱造船・長崎船造所

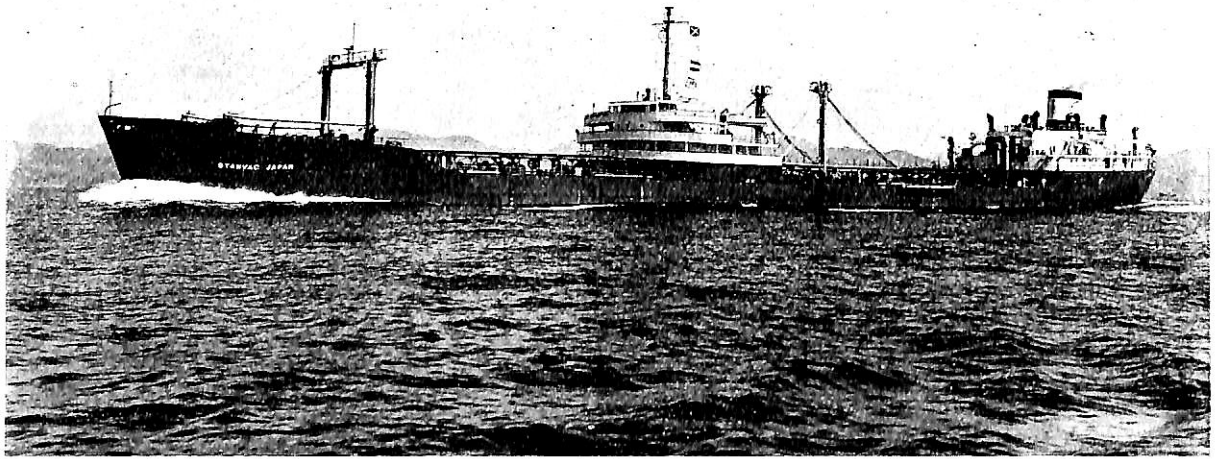
長	(垂)	140.00m
幅	(型)	19.00m
深	(型)	10.50m
総 噸 数		7,655.50噸
載 貨 重 量		9,898.05噸
速 力(最大)		19.09節
	(航海)	16.00節
船 級		NK, LR
主 機		6MSディーゼル機関×2
出 力		8,600B.H.P
貨 物 艙 容 積		14,900m <sup>3</sup>
起 工		27-7-12
進 水		27-12-5
竣 工		28-2-28



丸 邦 祐

船 主 飯野海運株式会社  
 造船所 播磨造船所

全	長	194.753m
長	(垂)	185.00m
幅	(型)	25.20m
深	(型)	13.40m
吃	水(満載)	10.10m
総	噸 数	17,809.22噸
載	貨 重 量	28,210噸
速	力(最高満載)	17.423節
主	機	複汽筒衝動タービン×1
出	力	14,000S.H.P.
船	級	NK, LR
起	工	26-12-25
進	工	27-12-17
竣	工	28-3-31

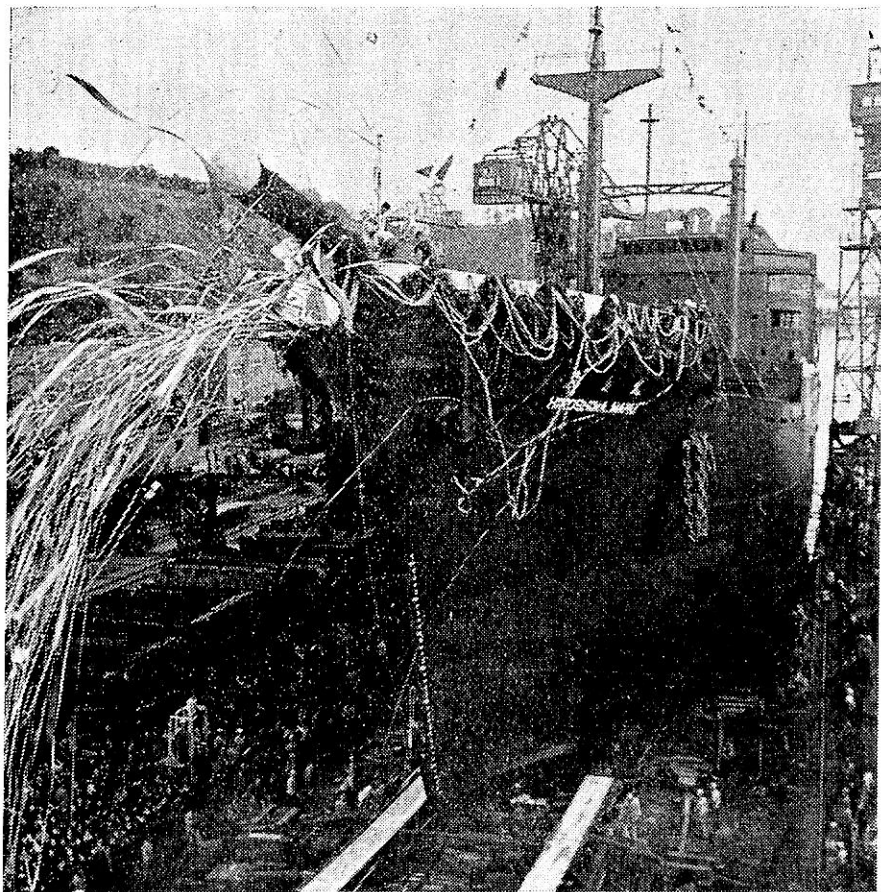


STANVAC JAPAN

(油槽船)

船主 スタンダードバキュームトランス  
 ポーテーション社  
 造船所 三菱造船・長崎造船所

全長	長	628呎
幅	(垂)	600呎
深	(型)	82呎6吋
総噸數	(型)	42呎6吋
載貨重量		17,379.89噸
速力(最大)		26,503.00英噸
主機		17.307節
出力(定格)		蒸気タービン×1
船級		1,1500S.H.P
起進		AB
工		26-12-20
水		27-9-6
工		28-3-27



彦 島 丸

船 主 中野汽船株式会社  
 造船所 浦賀・渠・浦賀造船所

長	(垂)	128.10m
幅	(型)	17.80m
深	(型)	10.40m
吃	水	約 8.23m
総	噸 数	約 6,680噸
載	貨 重 量	約 10,000噸
主	機	浦賀ズルザーディーゼル機関×1
出	力	5,000B.H.P
速	力	14¼節
船	級	NK, LR
起	工	27-10-1
進	水	28-3-14



— 新刊案内 —

造船協会電気熔接  
研究委員会編

船の熔接設計要覽

A5 上製 195頁 ¥360

上田篤次郎著

船用電気設備

A5 上製 260頁 ¥500

小林恒治著

實用航海術

A5 上製 250頁 ¥420

小野寺道敏著

氣象と海難

A5 上製 350頁 ¥500

— 好評發賣中 —

山縣昌夫著 船型学 推進篇 B5 ¥850 船型学 抵抗篇 B5 ¥700

アメリカ造船造機学会編・米原令敏譯 船用機関工学

第一分冊 推進用機関、馬力と回轉、一般計画の手順、ボイラ、往復動蒸汽機関、  
蒸氣タービン ¥650

第二分冊 デイゼル機関、減速齒車、推進器および軸系、材料と金屬工学 ¥520

(第三分冊は五月末發賣の予定)

御 詫 三月末發行豫定でありました**船舶安全法規**は印刷關係の  
工程がおくれましたため四月末發行の予定となりました。豫約下さいまし  
た讀者には、はなはだ申しわけなく存じます。頁がふえまして定價が少し  
上りますが 前金豫約の讀者には旧特價にておわけいたします。

以上御詫まで申し上げます

天 然 社

# 波浪中の船體強度について

渡 邊 惠 弘

九州大學教授

## 1. 緒 言

船の強さを考える場合は、船體なり、あるいはその部材なりに、どれだけの荷重が働くかということと、この荷重が働いた場合に構造が堪えうるかどうかという二つの點に歸する。そして強さを考える場合は最もきびしい條件において、充分な強度が必要でなければならぬ。

大洋を航海する船の場合は極めて特殊の場合を除いては、波の中を航海する場合は強度的にも最もきびしい状態となるので、船の強度の問題はすなわち波の中の強度の問題となる。

しかしながら、波の中を航海する場合でも、強度上から見たきびしい條件は一樣ではなく種々の形のきびしい荷重が船體の各部に働く。普通船の縦強度上の標準強度計算として採られている Fig. 1. のようなホッグ、サッグの静力學的状態はその中の第一義的な點を抜き出して模型化して考えたものと見るべきだろう。従つてこれから求められた應力は、船體が經驗する最大應力より小さく、この差がいわゆる安全係数の中に入っているわけである。



Fig. 1

このような安全係数は大體從來の經驗からきまつたことであり、従つて經驗の範圍の中に入る船の場合は標準状態の應力が、上述のように安全係数に對應する許容應力の範圍内にあれば、強度的に心配はないが、もし船の型、状態、構造、性能等が變り、また材料が違つたりすると必ずしも安心は出來ないことになる。このことは縦強度だけでなく、横強度、局部強度についてもいえることである。故に波の中の船の状態にしても標準状態以外のどんなきびしい状態に遭遇するかということを充分に明にしておいて、そういう特別の場合に對處しうることが必要であらう。標準状態は静力學的な考え方なので標準状態からはみ出るきびしい條件は船の運動を力學的に考えることから見出される。この力學的原因による船體への荷重は非常に複雑であり、この中には計算的に求められるものもあるし、また全くわからぬものもある。これらは從來研究が餘り行われずやや盲點的な點であるが、これは非常に重要なことは明であつて、近時各國で航行實船について船體各部の應力測定が行われている目的の大半はこの點にあるものと思われる。最近の格接船の船首、船首底、船橋、船尾、上部構造等に起る損傷もまた、波によ

る特殊な荷重状態によるものである。

この稿では標準計算について一寸述べ、そして更にこの力學的條件による荷重の一つの問題につき、筆者自身の見解を述べて行きたいと思う。

## 2. 船の標準状態縦強度の近似計算法について

船の縦強度の標準計算は正攻法でやれば浮力曲線、重量曲線と引き更に之をインテグラフで數回積分しあるいはパービス補正をするなどかなり面倒なものである。しかも實際に使われるのはほぼ波における最大曲げモーメントだけである。もし波における最大曲げモーメントだけに關する限りのものならば近似計算法によりかなりの精度で求められると思うのであつて、以下この方法について述べて見よう。

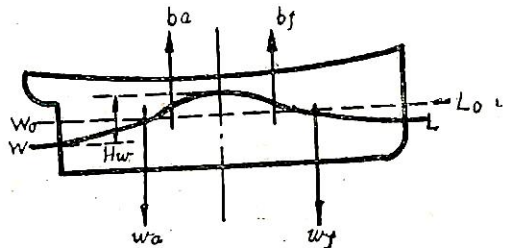


Fig. 2

Fig. 2 に示すように船が波の上に浮んでいる時波よりも前および後部の重さおよび浮力を  $w_r$ ,  $w_a$ , および  $b_r$ ,  $b_a$  とすれば波についての曲げモーメント  $M_{\text{波}}$  は波についての  $w_r$  と  $b_r$  のモーメントの差  $M_r$  または  $w_a$  と  $b_a$  のモーメントの差  $M_a$  から來る。もしこれらを別々に出來るだけ高い精度で計算出來れば  $M_{\text{波}}$  は求められるわけで、これは全く  $w_{a,r}$ ,  $b_{a,r}$  をどれだけ正確に計算出來るかによる。この中で  $w_{a,r}$  は船殼および船内重量の配置が既知なる故、いくらでも正確に計算出來る故、結局近似計算法の精度の問題は  $b_{r,a}$  をどれだけ正確に計算出來るかにかかっている。

なおこの外以上の考え方 で計算した  $M_a$  と  $M_r$  が必ずしも等しくならぬこと、また  $(w_r + w_a)$  が  $(b_r + b_a)$  に等しくならぬこと等の矛盾が起るがこれに對しては補正をすればよく、これがパービス補正に外ならない。

a)  $b_r$ ,  $b_a$  によるモーメントの計算。

これを計算するにはこのような假定をおく。

1) 静水時の水線面  $W_0$ ,  $L_0$  の形および  $W_0$ ,  $L_0$  以下の截面積の長さ方向の分布曲線は次の拋物線であら



わしうること。

- 2) 船形は  $\Sigma$  について前後対称である。
- 3)  $W_0 L_0$  の上下水線の變化の範圍で船側は垂直である。
- 4) 波は正弦波である。(普通の計算ではトロコイド波を取る。この近似計算法でも勿論トロコイド波を取つてもよいのであるが (1)~(3) の假定の下に正弦波を取つた場合とトロコイド波を取つた場合の  $\Sigma$  のまわりのモーメントを、實際船型にトロコイド波を入れて正確に計算したものを數隻の船について比較すると、いずれも正弦波の場合の誤差は 2~3% であるに對しトロコイド波の場合は 10% 前後となる。(大學院學生高橋肇君の計算による)。これは恐らく (1)~(3) までの假定による誤差と、トロコイド波を正弦波でおきかえたための誤差が互に消し合つているためと思われる。そしてこの意味から正弦波を取る方がよいようである。

以上のような假定の下に  $W_0 L_0$  から等容積で平行に WL の波の上に浮んだ場合の  $b_r$  および  $b_a$  は

$$b_r = b_a = \frac{W}{2} \dots\dots\dots (1)$$

またそれらの  $\Sigma$  のまわりのモーメント  $M_{Br}$ ,  $M_{Ba}$  はサッグ・モーメントを正とすれば

$$M_{Br} = M_{Ba} = -\frac{WL}{8} \left\{ \frac{1}{2-C_p} + \frac{H_w}{C_b d} \kappa(C_w) \right\} \dots\dots\dots (2)$$

- 但し  $W$ : 船の重さ,  $L$ : 船の長さ,  
 $H_w$ : 波の高さ,  $C_b$ : 方形肥係數  
 $C_p$ : 柱狀肥係數  $C_w$ : 水面肥係數  
 $\kappa$ :  $C_w$  の函數で次表のようである。

$C_w$	0.70	0.75	0.80	0.82	0.84	0.86
$\kappa$	0.106	0.118	0.130	0.135	0.141	0.149

b)  $w_r$ ,  $w_a$  によるモーメントの計算。

これは強度計算の重量曲線を書く場合、各重量の大きさおよびその重心の  $\Sigma$  からの距離を數値的に出して、その

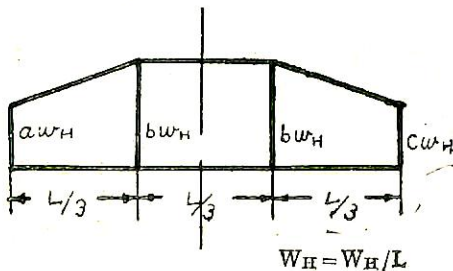


Fig. 3

積からモーメントを出し  $\Sigma$  より前と後とを別々に加え合せればよいのであるが、特に船載重量  $W_H$  は Fig. 3 のような普通梯形分布が假定せられ、その場合のモーメントは次のようになる。ホッグ・モーメントを正に取れば  $\Sigma$  の前および後部の船載重量によるモーメント  $M_{WHr,a}$  は

$$M_{WHr,(a)} = \frac{bLW_H}{36} \left[ \frac{1}{2} + \frac{5+7\sigma_r(a)}{3} \right] \dots\dots (3)$$

但し  $\sigma_r = \frac{c}{b}$ ,  $\sigma_a = \frac{a}{b}$

また  $W_H$  の  $\Sigma$  より前および後の全重量は

$$w_{WH(a)} = \frac{bW_H}{3} \left[ 1 + \frac{\sigma_r(a)}{2} \right]$$

となる。

その他の重量によるモーメントは簡単に求められる故省略するが結局  $W_r$ ,  $W_a$  による  $\Sigma$  についてのモーメントはそれらの各々のモーメントを加え合せればよい。これらとホッグ・モーメントを正として  $M_{Wr}$ ,  $M_{Wa}$  と呼ぶことになる。

c) 平衡條件を満足するための補正。

以上のように計算によりホッグ・モーメントを正にすれば

$$\left. \begin{aligned} M_r &= M_{Wr} - M_{Br} \\ M_a &= M_{Wa} - M_{Ba} \end{aligned} \right\}$$

また  $\Sigma$  における剪断力  $S_r$ ,  $S_a$  は

$$\left. \begin{aligned} S_r &= w_r - b_r \\ S_a &= w_a - b_a \end{aligned} \right\}$$

しかるに平衡條件から  $M_r = M_a$ ,  $S_r = S_a$  でなければならぬがこれは一般に満足されない。その原因は初めに假定した  $W_0 L_0$  が丁度平衡の水線をあらわしていないことにもよろろし、また途中の計算の近似の誤差もあるであろう。そしてこれは結局前述のように普通の計算にあらわれるパービス補正に相當するものである。この補正もやはり (a) で述べた假定を用いると簡単に計算される。すなわち  $(S_r - S_a) \neq 0$  のために船の吃水を變えなければならず、このために生ずる  $\Sigma$  のまわりのサッグ・モーメントは船の前後について等しくて、

$$\Delta_S M_r = \Delta_S M_a = -\frac{(S_r - S_a)L}{8(2 - C_w)}$$

となり、これだけの  $M_r$ ,  $M_a$  のホッグ・モーメントが減る。 $(S_r < S_a)$  のときはホッグ・モーメントが増す)次に  $M_r \neq M_a$  のときはモーメントが残るので船にトリムの變化を與えなければならぬ。このトリムの變化のために  $M_r$ ,  $M_a$  の中一方が増し、他が減るが、船の前後對稱の假定をすれば、この増および減の大きさは等しくて、



$$\left. \begin{aligned} \Delta_M M_r &= -\frac{M_r - M_a}{2} \\ \Delta_M M_a &= +\frac{M_r - M_a}{2} \end{aligned} \right\}$$

従つて結局このように補正をした後の  $\bar{M}$  の曲げモーメント  $\bar{M}$  は

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_r &= M_r + \Delta_R M_r + \Delta_M M_r \\ \bar{M}_a &= M_a + \Delta_R M_a + \Delta_M M_a \end{aligned} \right\}$$

であつて

$$\bar{M}_r = \bar{M}_a = \frac{M_r + M_a}{2} - \frac{(S_r - S_a)L}{8(2 - C_w)} \dots\dots (4)$$

となる。

復原性の計算とか強度計算とかは船の計算の中でも特に面倒でかつ計算上の誤差の入り易いものであるが、餘り大きい誤差なしにこれらを簡易化することも能率増進の一つの方法と思う。

### 3. 波の中の強度に對する力學的影響

船が波の中を航行する場合は船は縦揺、横揺、上下動、サージング、船首揺等各種の運動をする故、それらの運動によつて船内の質量には慣性力が働き、見掛け上の重さや、水圧等が變つて來て、静力學的に考えた場合と變つた影響が入つて來ると共に、船體と水との間の相對運動によつて生ずる海水から衝撃力等が静力學的計算に考えられない因子として入つて來る。

これらの中にも餘り重要でないものもあり、それは考へる必要はないが、また非常に重要で屢々船の損傷の原因となりどうしても充分に考へなければならぬものもある。筆者は特に次のものが必要であると思う。

- a) 船の上下動の影響
- b) 横揺の際のタンクの中の水壓の變化
- c) 縦揺に伴う船首底の衝撃(スランピング)
- d) 甲板上または上層構造物に打ち込まれ、または船首樓の舷側に打ち當る海水の衝撃

この外例えばサージングや縦揺で見掛け上の重さが變つて、豫期しない荷重がかかる場合もあるが、これらは實際には安全係數の中に含まれる程度の荷重の増加ではないかと思われる。上に述べた四つの點についても各々船によつてその重要性は輕重はあり例えば(a)はタンカーについて考へなければならず(b)はディーブタンクを持つ横式構造の船に對し(c)は熔接船の80m-140m、速力10kt-18kt位の船で重要であり、(d)はすべての船に關係があるというようなわけである。しかるに(a)-(c)はほぼその性質はわかり、これらを實船についていかに考へるかについての基準は擱まれていると思うのであるが(d)については從來殆んど研究されておら

ず、従つてこれを構造の設計にいかに取り入れるべきかについてはわかつていないようである。それにもかかわらず荒天時には船首樓甲板や船橋渡上の外圍りの隔壁等はこのために手痛い損傷を受けることは毎度のことであつて、これは唯その場限りの補強をするということではなしに、この衝撃の本質を明にしてこれに對處する設計が望ましい。それには勿論流體力學的の研究と同時に損傷の方から衝撃の力なり性質なりを逆に調べて行くことも必要で、この兩者相俟つてこの問題は解決されて行くのではないかと思われる。

(a)の問題は既に古くから知られていることであるが(學問としては知られているがこれを實際問題にどういふ風に結びつけるかについてはやや忽にされている嫌があるのではないかと思われる節があるようである。これはNKの佐藤技師の海軍時代の實驗や筆者の理論的考察(西部造船會々報第一號)からもわかるようにタンカーに特に考へざるべき問題であり、これが大型になればこれに對する構造上の要求は若干修正するべきではないかと思われるのである。

(b)は從來は餘り注意されなかつたことであるが、この種の原因による損傷を時々見聞するところより見ればやはり注意するべきもの一つと思われる。唯この水槽中の水が自由表面を持つた場合はこのように慣性力による水壓の變化の外に水面上の水が横揺に連れて躍つて(波とはいひ難い)これが周壁に衝撃することもある。この後者はやはり未知の問題であるが、筆者の考へるところでは壁のパネル全體の強度を考へる場合は慣性力による水壓の變化を考へればこの自由水面の躍りによる衝撃荷重はこの中に含まれてしまふ性質のものであつて實用上は考へる必要はなく、ただこの衝撃の働く局部的な部分の強さを考へる場合は是非共これを考慮に入れるべきではないかと思うのである。

(c)については、1930年前後ディーゼル船が初めて現れた當時世界的に問題となり、わが國でも造船協會の中に内燃機船調査委員會が設置されて詳しく調べられたが、結局その本質がわからぬままに1935年頃に各船級協會の補強對策が講ぜられ、大きい損傷は起らなくなつて、造船技術者の視界から遠ざかつて行つたものである。しかし、最近また熔接船が全面的に建造されるようになって屢々この原因による損傷が現れており、一部から注目されるようになってゐる。1949年のTINAの一論文の討論の中でもこのスランピングによる衝撃力の實船についての計測の必要性が強調されているところより見れば、この問題はまだ未解決に残されていることがわかる。筆者は最近若干この問題について考へかつ調べて



見たので次にその概要を記して見たいと思う。

#### 4. スランミングについて

この問題は1930年当時わが國の外にも獨乙の Kempf, Lehmann, 英の F. King, Hansen 等が調査研究の論文を發表している。それらを全部綜合して見ると、この現象は大體次のようにいえる。

(a) 損傷を受けた船

1. 長さ: 80m-140m, 試運轉速力: 11kt-18kt.
2. Aft engine の船に多いがタンカーには起らぬ.
3. Light または ballast 状態の船に多い.
4. Diesel とタービン船に限られ, reciprocating 船には起らぬ.

b) 天候

Beaufort Scale 5~10. すなわち風速 10m/sec. 以上

c) 損傷の狀況

1. 場所: F.P. (前部垂線) より  $(0.1-0.25)L$  の間, 特に collision bhd. から後の肋骨心距の大きいところ起る. Hansen Lehmann はこの損傷箇所は速力が増せば後に移るといつており, その F.P. からの距離を CL とおいた場合の C に対し Hansen は Fig. 4 のような曲線を與えている.

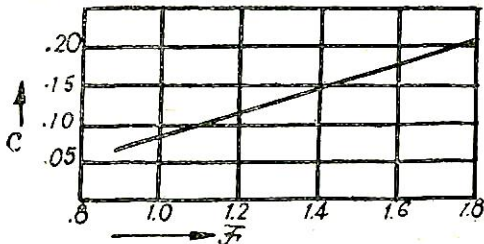


Fig. 4

また King は  $C=0.1$  のところが損傷が一番ひどいといつている。

2. 損傷の種類. 輕微なものから順次に並べれば

- (1) 固着釘の弛緩.
- (2) 外板の縦横縁の pitting
- (3) 船底外板の凹入
- (4) 肋板の挫屈
- (5) 中心線縦桁の變形
- (6) 内底板の突き上げ

3. 損傷部の強度計算から逆算すると、この衝撃力はその船の満載吃水時の船底水壓の7倍以上である。

d) 船の形

King は  $0.1L$  の截面で Fig. 5 の  $\theta$  を重大な slamming を起した船 c, d, e と輕微な a, b, f, とを船の速力を横軸にして置いた Fig. 6 を與え、これより A

曲線上の  $\theta$  を與えれば重大な slamming は起らないといつている。

また Lehmann は  $0.2L$  の截面を取り Fig. 7 の  $k$  の値と slamming の程度と

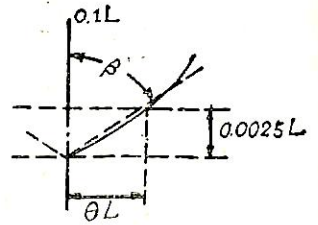


Fig. 5

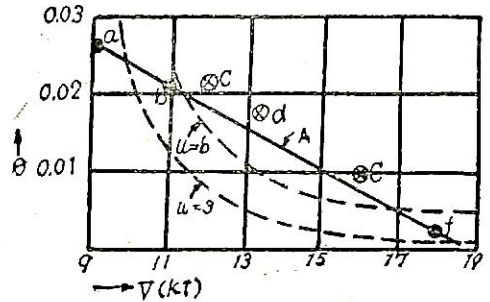


Fig. 6

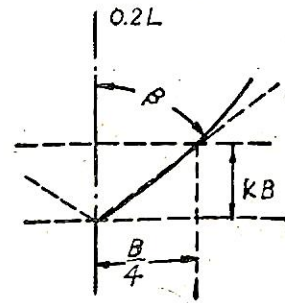


Fig. 7

を比較して、速力と無關係に

$0 < k < 0.022$	} 重大な損傷	
$0.022 < k < 0.05$		輕微な損傷
$0.05 < k$		損傷なし

と與えている。

e) Slamming の原因については Kempf, Lehmann は縦揺によるといい、Kent は上下動によるといつている。しかし大部分は前者に同意しているようである。

以上は大體1935年までにわかつたことであるが(e)で述べたようにこの現象の本質がわかつていない。従つて(c)の3, (d)等も唯經驗的に判明したことに過ぎない。そこでこの點を考へて見たわけである。

(A) Slamming の起る原因は何か。

この研究の詳細は他の機会に發表する積りであり、そして本誌に書くことは適當でないのでこの要點だけを述べよう。筆者がさきに發表した船首底面撃の理論から、

衝撃の平均壓力と 満載吃水の 水壓との比  $n(c)$  の 3, に述べたもの) の近似値が次のように導かれる。

$$n = \frac{\pi}{2gd\tau} \dot{Z}_0^2 \tan\beta \dots\dots\dots (5)$$

但し  $d\tau$  : 満載, 吃水,

$\dot{Z}_0$  : 水面に衝撃する艇の衝撃直前の水面に直角な相対速度。

$\beta$  : Fig. 8 に示す角

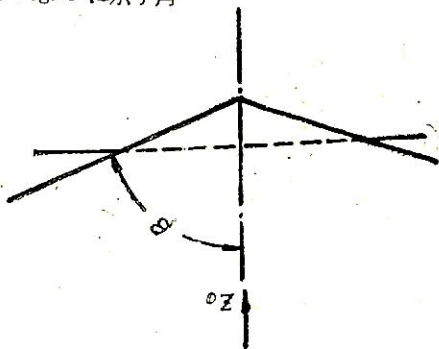


Fig. 8

$\tan\beta$  は  $\beta = \pi/2$  で  $\infty$  になるが, この時は水の壓縮性と船體の弾性が働いて實際は有限となる。それ故便宜的に  $\beta < 85^\circ$  の時は  $\tan\beta$  の値,  $\beta > 85^\circ$  の時は  $\tan\beta = \tan 85^\circ$  を取る。

ここで  $\beta$  は船の形できまるがこの衝撃の起る場所と  $\dot{Z}_0$  の値は波の上での船の運動状態できまる。しかるにこれは非常に複雑で明確にはきめ難い。だが **slamming** は  $\dot{Z}_0$  が非常に大きい時に起ることは明で従つて  $\dot{Z}_0$  の最大になる条件換言すれば船の運動が波に對し共揺する場合を取る。普通 **slamming** は向い波で起り, そして船の上下動と縦揺の週期はほぼ等しいので, この週期が波の出遭の週期に等しい条件と, 荒天時の速力は試運轉速力より 40% 落ちると假定すると, この共揺の条件は

$$\xi = \frac{V_{kt}}{\sqrt{L^3}} = 5.6\sigma - 3.5\sqrt{\sigma} \dots\dots\dots (6)$$

V 試運轉速力  $\sigma = L_w/L$  ( $L_w$ : 波長)

となりまた  $\dot{Z}_0$  は

$$\dot{Z}_0 = C_0 \pi^2 r_0^2 w^2 P^2(\sigma) \dots\dots\dots (7)$$

$2r_0 = H_w$ : 波高,  $\frac{2\pi}{w} = T_p$ : 縦揺週期,  $P^2(\sigma)$  は船に

上下動と縦揺を起す力によつてきまるもので  $\sigma$  と **slamming** を起す場所の函数である。

$C_0$  は共揺の起る時の運動条件できまるものでその時の状況に應じ 0.1~1 の間値を取りうるのであるが, 特に縦揺についてこの運動条件をきめることは非常に難し

く, 従つて  $C_0$  は過去の經驗と照合して平均的なものを取らざるを得ない性質のものである。

(7) を (6) に入れ  $L/d\tau = 12$ ,  $L_w/H_w = 20$  に取れば  $n = 2C_0 \sigma^2 P^2(\sigma) \tan\beta = 2C_0 \sigma \bar{P}(\sigma) \tan\beta$

$C_0$  は 0.5 の平均値が一番適當らしく, 従つて

$$n = \bar{P}(\sigma) \tan\beta \dots\dots\dots (8)$$

となる。従つて (6) と (8) から  $\sigma$  を消去すればある  $\xi$  の船のある場處の  $n$  の値が求められる。

(6) の  $\xi$  と  $\sigma$  の關係, これから  $\bar{P}(\sigma)$  を  $\xi$  の函数として F.P. から 0.1L の  $\bar{P}$  を求めたものが Fig. 9. であり, この中で上下動の影響を無視した  $\bar{P}$  も入れた。

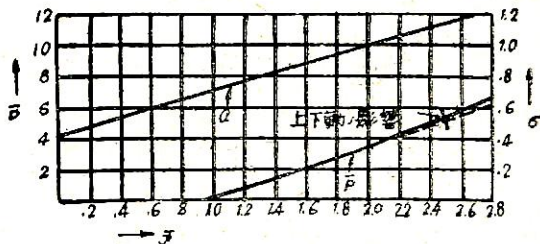


Fig. 9

これより見ると  $\bar{P}$  は  $\xi = 1$  附近から次第に増して来て速力の増加と共に  $n$  を大きくする。そして  $\xi$  の小さいところでは  $\bar{P}$  が小さいので  $n$  が大とならない。これは大體  $\sigma = 0.7$  附近を境としており, これは  $L = 100m$  とすれば  $L_w > 70m$  の波で起る。このような波は従來の觀測によれば例えば Zimmermann の圖表からは風速 9.5m/sec. 以上であつて, これは前述の (b) と一致する。

また Fig. 9 から上下動の影響は極めて少く  $n$  の殆んど全部は縦揺から起ることがわかり (e) に相當する。(8) の  $\beta$  は高速 ( $\xi$  増加) の船になるほど小さくなる。故に  $\xi$  と共に  $\bar{P}$  は増加しても  $\tan\beta$  は減少する故ある  $\xi$  で最大となる。この  $\beta$  と  $\xi$  との關係は例えば Fig. 6 の c, d, e を結んだ直線から求めた  $\theta$  に相當した  $\beta$  を入れて  $n$  を求めると, Fig. 10 のようになる。

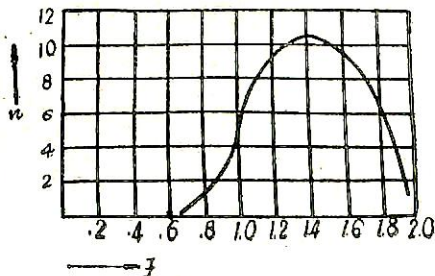


Fig. 10



今  $n > 6$  を損傷の起る値とすればこれは  $\bar{\sigma} = 1.0 - 1.8$  の間にあり、船の長さを平均 100m とすれば 10kt-18kt の間の船に起り (a) 1 と一致する。

$n = 3$  と 6 を損傷なしと軽微な損傷と重大な損傷との境として F.P. より 0.1L のところで

$$\tan \beta = \frac{n=6,3}{P(\bar{\sigma})} \dots\dots\dots (9)$$

から  $\beta$  を求め、これに相当した  $\theta$  を求めたものを Fig. 6 に点線で入れた。これから見ると King の興えた a, b, f を結ぶ直線は正しくないことがわかる。

また船の  $\bar{\sigma}$  から前部の各位置を C, L であらわし、Fig. 10 の  $\bar{P}$  の値を  $\bar{P}_0$  とおけば任意の C, L における  $\bar{P}_0$  は  $P_0 = \frac{c_1^2}{0.16} \bar{P}_0$  で興えられ、(9) の  $\bar{P}$  の代りに

にこの  $\bar{P}_0$  を用いることによつて各位置においての種々の  $\bar{\sigma}$  の値に對する  $\beta$  を求め図示すると Fig. 11 のようになる。そしてこの中に (d) の Lehmann の興えた  $n$  から求めた  $\beta$  の値を入れた。これから見ると Lehmann の船形は  $\bar{\sigma} = 1.2$  を標準にしているようで、實際はこれは速力によつて變るべきものだろう。

また (8) の  $\bar{P}$  の代りに  $\bar{P}_0$  を入れれば slamming の起る任意の場所において興えられた船形の  $\beta$  を用いて  $\bar{\sigma}$  の種々の値についての  $n$  の値を計算することが出来る。この結果を Fig. 12 に示す。これから  $n > 6$  とすれば F.P. から 0.2L より前の方に起ることがわかり、これも (e) 1, 2 に一致する。

このようにして大體従來經驗的に知られていること

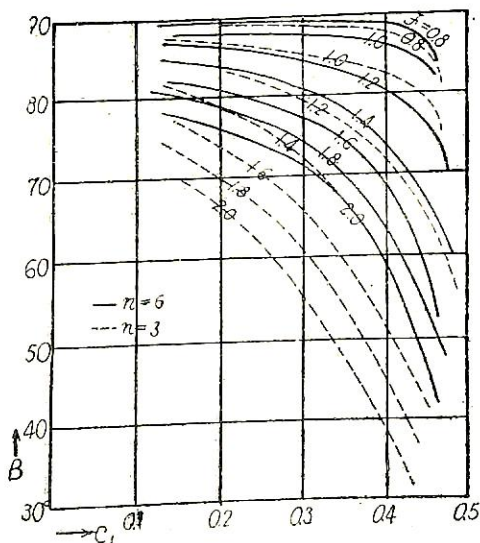


Fig. 11

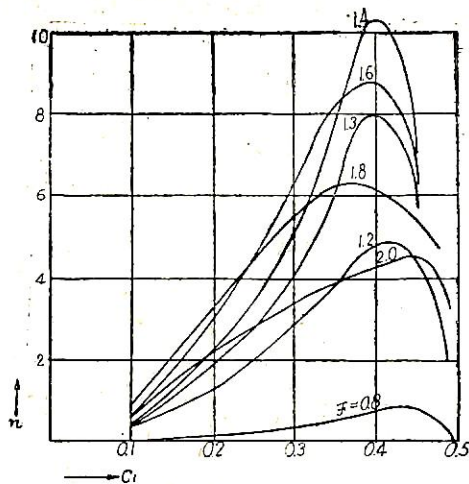


Fig. 12

は、(8) によつて説明することが出来るように思う。

そして以上を綜合すれば、slamming は縦揺によつて起り、その平均衝撃壓力係数の  $n$  は 10-13 位が最大であるようであり、そして F.P. より 0.3L より後には大きい損傷は起らないだろう。また Fig. 11 で興えたような船底の形状を興えれば損傷を避けうるだろうがもしこのような形が不可能ならば (8) から求められる  $n$  の値の水壓に堪えうるような強度を興えればよろしかろう。唯興えられた船の何處に損傷が起るかは荷重の性質の外に構造の何處に弱點があるかにより、最近の船では前の方はかなり補強せられているために比較的後の方に底板板の凹入程度のものが多いようである。(完)

船舶用機關製造狀況表 (昭和 28 年 1 月分)

船舶局關連工業課

機 種	臺數	出力(HP) 傳熱面積 (M <sup>2</sup> )	重 量 (T)	價格(千圓)
蒸 氣 ボ イ ラ	13	m <sup>2</sup> 2,941.31	401.5	163,382
蒸 氣 レ シ ヲ ロ	—	—	—	—
蒸 氣 タ ー ビ ン	7	18,790HP	298.6	248,510
内 燃 機 關	ヂ ー ゼ ル 機 關	439 22,517.5HP	1,667.2	541,305
	燒 玉 機 關	147 3,988 HP	278.7	74,288
	電 着 機 關	214 1,779.5HP	55.	27,505
	小 計	800 28,285 HP	2,000.9	643,098
船 用 補 機	661	—	724.2	297,735



# 船體横強度に關する諸問題

寺澤 一 雄  
大阪大學教授

## 前 言

如何なる分野においても、現實的な問題が完全に解決されたということは極めて稀であるが、特に船體強度の分野においては、立體的考察によらねば近似的にも許容し得る解答を期待し得ないような形状を持つ船體に對して、これを平面問題として取扱われねばならぬ現状においては、未解決の問題が山積している。そのうちでも横強度の問題は全く未解決といつても過言ではなく、在來の方法による計算結果は實際とは全くかけはなれたものであり、如何にして横強度の計算法を確立するかということが最大の急務であるが、早急には解決出來そうにも思われぬ。定量的には全く上述の如くであるが、定性的には在來の方法によつても船體構造部材間の強度的相互關係を推測することも出來、またこれを巧に驅使することによつて構造法の改良に寄與することが出來ると思う。従つて本文において現存の種々の横強度計算法につき略述すると同時にそれらの利害得失について考察し、併せてこれらの方によつても解決出來そうな2, 3の問題について簡単に考えて見る。

### 1. 在來の横強度計算法について

周知の如く在來の横強度計算においては船體の One frame space を切離して、この ring に對して構造力學的方法を應用して各部の曲げモーメントおよび應力、または變形等を計算するのが普通である。荷重状態ならびに構造が長手方向に一樣な無限に長い船體が存在するならばこれで正しい解答に到達することが出來るわけであるが、船體の長さは幅および深さにくらべて 10 倍内外であり、構造も一樣でなくまた荷重状態も場所々々によつて異なる故に、在來の方によつては到底正しい結果に到達することは出來ない。實際に計算して見ると明かであるが、船體の横方向の曲げ應力はこの方法による時は非常に大きく出て來て、實際の應力とは非常に大きな差が生ずるのが普通である。このような横強度計算によつて、かりに frame の寸方を定めるとすれば、規定されたものの 2, 3 倍となる。これは明かに計算された ring の隣接部分が、その ring の強度におよぼす影響を無視しているから起ることであり、われわれの計算法— One frame space を切り出すという計算法の正しくないことを示すものである。

かく考えれば、現状においては船體の横強度の計算法は全く役に立たぬわけであるが、なんらかの方法を講じ

ることによつてこれを実用に供し得るようにすることが出來るか否かということが問題になる。著者等の見解によれば、現在のままでは只定性的に議論を進め、船體の横強度的性能を判断するには役に立つが、これによつて定量的に計算によつて横強度部材の寸法を決定することは不可能であると思う。しかしながらこの方法によつても、縦強度と同様にはつきり標準状態を國際的に規定し、その状態において計算を遂行することにすれば實用上充分に役に立たせることが出來るはずである。荷重状態を規定すると同時に One frame space の ring を切り出すか、または有効幅を考えて如何程の部分を ring として切り出すかを規定する。更に實際の船の横斷面の形について計算するか、または Dahlmann によつて提唱された如く船體横斷面を矩形におきなす方がよいか否か、並にこの場合の實斷面の形状と矩形の寸方との關係は如何にすべきかというような事柄を明確に規定する。かく計算の對象が明確化された所で、從來の種々の船種並に船型について計算を施行して、縦強度の場合の如く許容應力を算定する。このようにして算定された許容應力はおそらく材料のそれとは非常にかげはなれた値であり、時には破壊強度を超過するようになるかもしれないが、なおそれでも充分に役立ち得る數値を與えることは事實である。かくする時はじめて從來の計算法に生氣が吹き込まれることになる。以上の仕事を實際にやるためには非常に多くの日子と費用を要することは當然であるが、正しい方法が確立されるまでは是非やらねばならぬことと思う。

次に問題になるのは輪切りにされた ring 狀構造物の計算法である。これの計算には構造力學の理論が全部使用出來るわけであるが、今まで船體横強度の計算に使用されている方法は、Bruhn による最小仕事の原理の應用、Relaxation 法、モーメント分配法、撓角撓度法等である。これらのうち最も簡單にして正確な方法が用いらねばならぬ。最小仕事の原理による方法は Bruhn の方法として最も古くからまた最も廣く知れわたつている方法であり、一層甲板船または二層甲板船ぐらいまでは使用可能であるが、これ以上の船に對しては理論的には可能でも實際的には計算が非常に面倒になつて、到底使用に耐えられない。いずれの方法によるも最後は未知數の數に等しい多元聯立方程式を解くことになるが、最小仕事の原理による時はそれぞれ方程式が全部の未知量を含む聯立方程式となる故に、未知數の數が 6 箇またはそれ以上



の時は非常に澤山の計算をしなければならぬことになり、その繁雑さは経験のある人でなければ実際には想像も出来ないほど面倒である。

撓角撓度法、モーメント分配法並に Relaxation 法等はいずれも近代的構造力學的手法であり、未知數の數が多い場合でも應用して目的を達し得る方法であるが、やはりそれ相當の短所をも持つている。撓角撓度法は構造部材の回轉並に節點の回轉は考へに入れて、節點間の距離の變化は無視してゐるために構造物が曲線部材を持つ所の船體横構造の如き場合には高い精度を期待することは出来ぬ。しかし横斷面を矩形に置き換へる時には充分高い精度を以て、多層甲板船の計算を比較的簡単に遂行することが出来る。

モーメント分配法は、(文献(1), (3)) 節點間の距離の變化および部材全體の回轉を無視することによつて未知數の數を減らし、節點の回轉のみを考慮に入れて、近似的にしかも非常に簡単に問題を解く方法であり、節點の移動しない部材のみから構成されている構造物に對しては簡単な計算で、しかも高い精度を期待することが出来る。船體の場合では矩形斷面に置きかえられたしかも部材回轉のない時のみ當然使用出来る。Southwell の Relaxation 法を曲線部材にまで擴張し、實船にはじめて應用したのは寺澤、福本、八木等であるがこの方法においては部材回轉、節點間の距離の變化および節點の回轉等考慮すべき因子は全部考慮に入れて、全部の未知數が省略されることなしに求められる。したがつて曲線部材を持つ構造物に對しても高精度の結果を期待することが出来る。單甲板船に對しては最小仕事の原理による方が容易であるが、多甲板船に對してははるかにそれによるより簡単に計算を遂行することが出来る。(文献(2), (3))

以上各種計算法の利害得失について略述したが、これを要するに、船體斷面をそのままの形で計算する場合は單甲板船については最小仕事の原理により、多層甲板船に對しては Relaxation Method により計算するがよく、矩形斷面に置きかえる場合には撓角撓度法またはモーメント分配法のいずれを使用してもよいが、前者による方が一般の場合遙に高い精度を期待することが出来、計算もそれほど複雑ではない。

## 2. 縦通材を考慮した横強度計算法

2枚の横隔壁間において甲板、側板、および底板をそれぞれ甲板梁、フレーム、肋板等の横材およびそれぞれの縦通材によつて補強されている平板と考え、更に板の有効幅をこれら横材および縦材に加算し、これらからなる格子構造がそれぞれの荷重をうけるものとして、船體

の縦横兩材の相互干渉を究明するための計算法が數年前から九大の酒原、山越、阪大の寺澤、吉田等によつて展開されている。(文献(5), (6), (7), (8), (9))。これらは從來の横強度計算法にくらべて數等進歩した方法であり、その結果はほぼ眞實に近いものを與えるが、如何にも計算が複雑である。これを救うために「マトリックス」を用いたり(文献(5))または階差方程式を應用したり(文献(8))しているが、實用化までにはなお相當の研究を要する。

これらの方法による時は在來の計算法——輪切りにされた ring を對象とするやり方——が如何に不當なものであるかということがわかるは勿論、縦通材および横隔壁等の横強度への影響を相當はつきりと掴むことが出来る。なお油槽船の如く Longitudinal system の船の横強度の計算にはこの方法による以外信頼出来る結果に到達することは出来ない。造船工場や船級協會において新船の横強度の判斷にこの方法を使用するには、前述の如く、未だ相當に複雑で、おそらく實用には耐え兼ねると思うが、研究室においては、少々複雑な計算を我慢すればいろいろな、しかも重要な問題を取扱ふことが出来る。

例えば frame space と frame の寸方の關係、すなわち frame space を小にし、frame の寸方を小さくした方がよいか、またはこの逆等は早速取扱へる問題である。横隔壁の近くの frame は餘り強度に寄與していないとは常識的に考えられるが、その程度が如何ほどであるか、frame の寸方を此處ではどれほど減らしてもよいか、または frame は變化せずに frame を増大するとしたらどのよりにしたらよいかというようなこともわかる。なお横隔壁は從來考えられていた水壓のみに耐えるばかりでなく、縦通材から平面應力——板面内に働らく力による應力——も受けるが、これは板の安定問題に關係しており、これをどう取扱ふかという問題も出て来る。なお數え上げればいくらでも出て来るが、この方法によつて相當多くの事柄を解明することが出来るはずである。

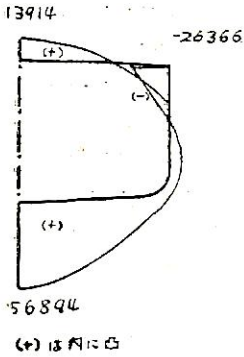
嚴密に言えば縦通材を考慮に入れた上述の方法それ自身にもなお検討の餘地はある。その一つは補強されたる殼を、補強されたる平面板におきかへることの誤差の推定であり、他は外板を板としてでなく、その有効幅だけを横および縦材に加算して格子構造として取扱ふやり方の可否の問題である。このうち後者が最も重大で、縦横の寸方比が1に近いような補強板において有効幅の考へを使用することが妥當であるか否か——これは全く有効幅という考へ方の基本的問題であるが——および板を



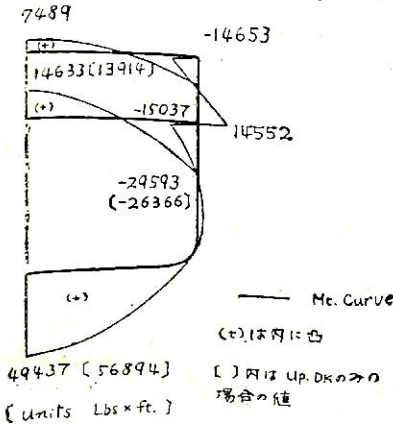
格子構造に置きかえた場合の誤差は如何ほどかという2つの點が究明されなければならない。

### 3. 横強度を左右する諸因子並に簡易計算法その他

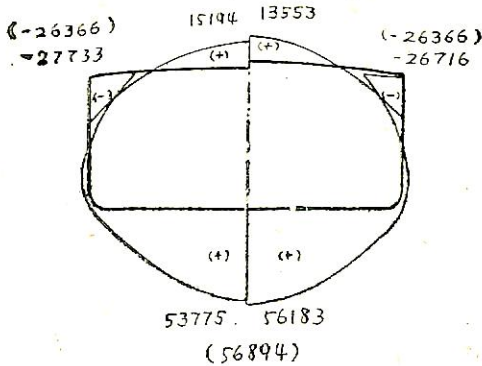
在來の計算法は定量的には、未だ不満足の域を脱し得ない状態にあるが、この方法によつても定性的には横強度を左右する諸因子の影響の度合を大體判定することが出来る。250ft×39ft×19.5ftの貨船についてしらべた事柄を以て簡単に記述して見る〔文献(3)〕。



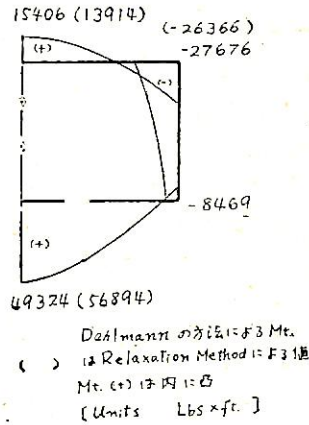
第1圖 曲げモーメント線圖



第2圖 曲げモーメント線圖 (13914)



第3圖 梁矢の影響



第4圖 矩形斷面

のモーメントが減少するはずである。

#### b) 甲板梁矢の影響

船橋を無視した場合において、甲板が標準梁矢を持つ場合、直線梁矢を持つ場合、全然梁矢のない場合について計算された結果が第3圖に示されている。これによれば圓弧梁矢でも直線梁矢でも、梁矢のある場合の強度はほぼ同じであるが、全然梁矢のない場合は甲板強度が幾分低下するようである。

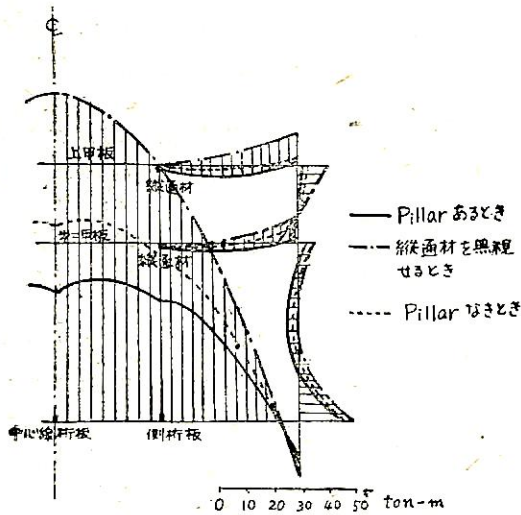
#### c) 横斷面を矩形におきかえた場合

Dahlmann によつて提唱された方法によつて、船體横斷面を矩形に改變した場合の計算結果と、然らざる場合のそれとを對比すれば第4圖の如くであり、最大約10%の差異がある。これより見れば實際の横斷面の形について計算するより、矩形に改變してやつた方がはるかに簡単であり、しかもその差は僅少であるといえる。従つて、横強度計算法の標準を規定する場合には矩形に置き換え、この置き換えの仕方を明確に規定するがよいように思われる。

#### d) 縦通材の影響

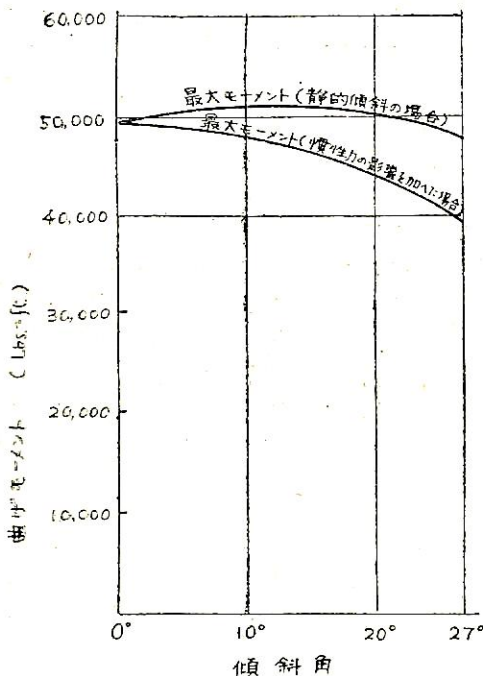
前述した如く酒原〔文献(5)〕は縦通材の横強度への影響について研究し、128m×17.8m×9.8mのAT型標準貨物船について實際の計算を行い、在來の方法によるものと比較した。それは第5圖に示されており在來の方法によるもの——縦通材の影響を無視した場合のもの——と較べて、縦通材を考慮した場合は船底の最大曲げモーメントは船口端に梁柱のない時で約40%、梁柱のある時は約60%減少し、横構材の他の部分においても著しくモーメントが減少する。この結果から判斷しても One frame space を切り出して計算する方法が如何に不満足なものであるかということがわかる。

た場合の曲げモーメント曲線を示している。これによれば船橋のために上甲板の最大曲げモーメントは約5%増大し船底では10%減少している。これは船橋に甲板荷重があるとしたためであり、もしこの荷重がないものとすれば當然全



船底中央断面に於ける  
肋材の曲げモーメント分布図

第5圖 縦通材の影響



第6圖 横傾斜の影響—底部最大モーメント

e) 船體横傾斜の影響

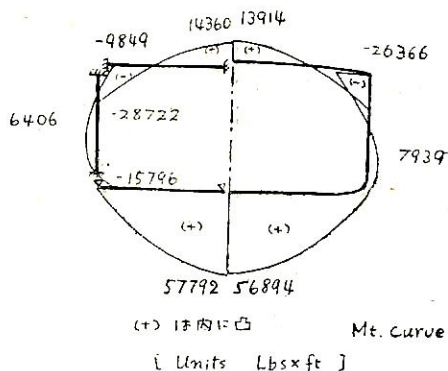
静的傾斜および横動揺が横強度に如何に影響するかを  
 検べるために著者等は在來の方法によつて計算を行つて  
 見た〔文献(4)〕。横動揺の場合は動的影響として慣性力

および遠心力があるが、各傾斜状態において  $d\theta/dt=0$   
 が成立するものとして、慣性力のみが考慮された。この  
 計算結果から、船底部の受ける最大モーメントと傾斜角  
 との関係を示せば第6圖の如くである。同圖から明な如  
 く傾斜の影響は思ひの外小さく、船底部以外の部分につ  
 いても、傾斜側にある上甲板、船橋甲板間肋骨の上甲板  
 直上の部分の曲げモーメントが慣性力の影響を含めて  
 20°傾斜で約30%増加する以外は静的傾斜による影響は  
 僅少であり、慣性力も概ね最大曲げモーメントを減少さ  
 せる方向に働いている。従つて應力の點からいへば傾  
 斜した場合の横強度を特に顧慮する必要はないようであ  
 る。しかし剛性に関しては各層の相対的ズレは相當量に  
 のぼり、船體傾斜は航行中の racking の一因なること  
 が推測される。

なお計算は行われなかつたが、遠心力の影響も簡単な  
 考察によつて、慣性力によるものと同程度であり、静的  
 傾斜によるモーメントを減少せしめる傾向に働らくこと  
 がわかる。

f) 簡易計算法 (各部材を單獨に計算する場合)。

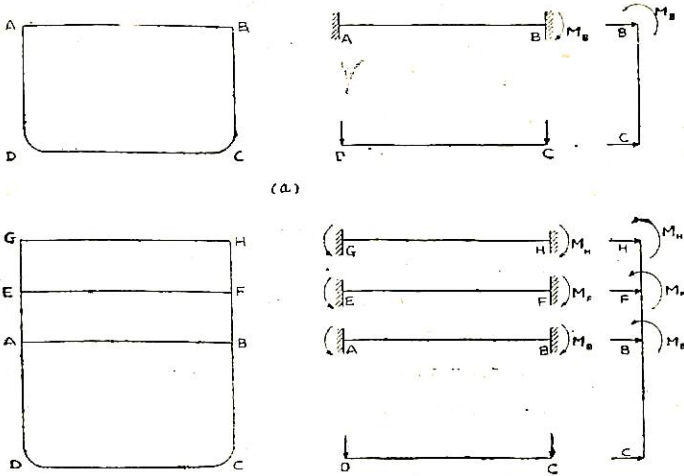
甲板、肋骨、船底等をそれぞれ節點で切りはなし、こ  
 れらを単純梁とし、甲板は兩端固定、船底は兩端支持、  
 肋骨は兩端固定として曲げモーメントを計算すれば第7  
 圖の左側の如くであり、同圖右側の全體を一體として考  
 えた場合のものと比較すれば甲板および船底については  
 よく一致しているが、肋骨についてはものは全く異なる。  
 更に肋骨を下端固定、上端支持としての計算も行われた  
 がこの場合は第7圖に示されたものより更に差が大とな  
 った。そこで肋骨については、兩端支持とし、しかも上  
 端に甲板だけを單獨に計算した場合の梁端固着モーメン  
 トを受ける梁として第8圖(a)に示されたように計算  
 すれば相當よい結果を得ることが出来る。



(+) 17 肉に凸 Mt. Curve  
 [ Units Lbs x ft ]

第 7 圖





第8圖 簡易計算法

第8圖 (b) の如き多層甲板船においては、前述の方式を擴張して、甲板は全部兩端固着とし、船底は兩端支持とし、船側は底部および甲板固着部において支持され、しかも甲板により支持された點において甲板端の固着モーメントが働らく所の連続梁と見なして、すなわち第8圖 (b) に示されるように計算すればよい。

結 語

本文を草するに當り浪速大學福本講師に材料の蒐集その他につき多大の援助を得た。深く感謝する。

文 献

- 1) H Croso: Analysis of Continuous Frames by Distribution of Fixed End Moments; Proc. Am. Soc. C.E., May 1933.
- 2) R. V. Southwell: Relaxation Methods in Engineering Science; 1940; Oxford at the

Claredon Press.

- 3) 寺澤, 八木: Relaxation 法による船體横強度計算法; 造船協會々報第 81 號
- 4) 寺澤, 福本: Relaxation 法による船體横強度計算法 (その二, 傾斜せる場合および横動搖の場合); 造船協會々報第 86 號
- 5) 栖原: 縦横強度部材の相互干渉を考慮せる船殼の立體的強度計算法について; 造船協會々報第 81 號
- 6) 山越: 縦通材を考慮せる船體横強度の近似計算法; 昭和 27 年 5 月造船協會講演會にて發表
- 7) 小川: 縦通肋骨式油槽船における縦通材の横強度におよぼす影響について; 九大卒業論文 1952
- 8) 寺澤, 寺田: 縦桁および横桁より成る構造物の計度計算; 小型貨客船構造規準作製委員會報告第二報 138 頁; 關西造船協會 昭和 26 年.
- 9) 寺田: Semi-longitudinal system について, その一およびその二, 造船協會構造委員會關西地區部會發表, 1952.

天然社・新刊

造船協會電氣溶接研究委員會編

船の熔接設計要覽

A5 判本文總ア-ト, 折込 7 葉本文 200 頁  
定價 360 圓 (送 40 圓)

内 容

- 第1章 概 説
- 第2章 熔接材料
- 第3章 熔接接手の種類および熔接の圖示方法
- 第4章 熔接残留應力ならびに熔接變形
- 第5章 熔接接手の諸問題
- 第6章 熔接接手の特性および應力計算
- 第7章 熔接船設計に關して考慮すべき事項
- 第8章 船體各部構造例
- 第9章 熔接費の見積法

船 舶 合 本

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

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

上製クロ-ス表紙背文字入

尚、第24卷以前のは缺號があるため合本出来ません。在庫しているものは御希望により分冊にておわけいたしますから御照會下さい。



# 最近における船體構造上の諸問題について

〔佐藤〕 編集部の方から船體の構造とそれに關連した研究についての座談會をしたいというお話で、現在構造設計と構造強度の研究の第一線に御活躍の方々にお集り願つたわけです。これから一つ最近の船體構造におけるいろいろな動きとそれに關連した研究問題、また、その將來計畫等について伺いたいと思います。まず最初に最近の船體構造の趨勢という所から、始めていただきますよう。

## 船體構造の變革

〔秋田〕一最近造船所に行きますと、戦前の造船所と最近の様子が全く變つてるように思います。これは工作法の面で違つて來ているのと構造の面で變つていているのがある。

〔角田〕一終戦後主としてアメリカで發達した溶接船の構造が急激にわが國に導入されて終戦から今迄の間、わが國の船も非常に急ピッチで溶接構造の船に變つて來ましたが、大體現状でもうサチュレートしてしまつたような感じがするのですが、どうでしょう。

〔秋田〕一遠い將來は別として現状での變革はある程度落ちついて來ていますね。

〔角田〕一終戦以來 50% 位の溶接適用度から現在 90% 超える所まで進みまして、100% になりませんでした。そのうちに、相手のアメリカおよび歐洲の溶接適用度がかえつて下つて來る傾向が見えて、現在丁度 80% か 90% で各造船所とも落着いた感じがしていますが。

そうしますと、溶接を適用するということに對して大體構造方式なんか出來てしまつたというような感じがするんですね。ただその中にいろいろ溶接構造の中の特長の部分の構造がああでもない、こうでもないと思つて來ていると感ぜられるわけですね。それでたとえば、實は二三日前 A B で一寸聞いたのですが、ASN AME のレポートに現在決定版になつていて、タンカーのロンジのバルクヘッド貫通部の構造が日本の昔の構造の方がいいというような結果を發表している。

この間の埴田さんの方の貨船測定の結果とも思い合せて非常に考えさせられると思つたのですが、常松さんなんか、非常に現在のこの部分の構造に對して疑問を持つておられアメリカの方のプラクティスをそのまま使うことはあぶないということをついておられた。私共の方でも五次のタンカーには昔のシステムを使つた。ところがどこもかしこも現在の構造になつてしまつたのでそれにつられ現在のシステムを使い出した。そうしたら最近になつてまた逆にいわゆる、常松式の構造がよいとなるとやがてまた、もとに歸るんじゃないかという感じがします。われわれの昔のデータというものが今更ながら貴重なものだと感じたわけです。コルゲートの問題もいろいろさわいでいたのですが、最近向うから來ます圖面はイッシューウッドの圖面ですがコルゲートをしていませんね。その他今後細かい部分に對しては相當行つたり來たりという部分があるんじゃないかと思つています。

〔秋田〕一設計の立場で御覽になつてタンカーと貨物船でどちらが變遷がはげしいのですか。

〔埴田〕一僕はタンカーの経験というのは日が浅いのですが文献で見たり、あちこちの船を見たりする程度ですけれども、變遷といつてもいろいろの意味があると思つていますが、タンカーの方が多んじゃないですか。

〔角田〕一そうですね。

〔埴田〕一溶接の話が出たわけですがね、溶接が、どの程度迄、使われることになるかといへば溶接にも缺點もあるし、銲にしても、具合のいい所もあるわけで、構造的に、最終的にどういう形に落着くか難しいのですけれどもまあ當分は現在の使用程度に落着くのではないのでしょうか。施設とか、いろいろなものを考えなければあまり一概にいえない所があると思つていますね。また、ドイツあたりの雑誌を見ると中央部外板あたり、むしろ銲にしたり、フレーム取付を銲にしたりするのが多く見られますが、これも何故、そうなつてゐるのか、

## 出席者(發言順)

日本海軍協會  
運研・船舶構造部  
三菱日本重工・横濱造船所設計部

佐藤 正彦  
秋田 好雄  
角田 令二

日本鋼管・鶴見造船所設計部  
東大・船舶工學科助教授  
石川島重工・造船設計部

埴田 清勝  
金澤 武  
吉本 誠佑



やつている人に聞いたわけでもないから、たしかなことがわからない。新しい構造形式としては、わが國の造船所でも始めておられるようですが、貨物船にもロンジシステムの構造をとり入れるということが、一應考えられるんじゃないか。

〔佐藤〕—今迄の話で溶接の適用範囲が、ある程度飽和状態になつたという意見が出ましたが、これは反省期に入つたと見るべきではないでしょうか。要するに最近迄の傾向を見ますと、いろいろ改善された所もあるけれど、大體において鉄が溶接に變つたという點が、相當あるんじゃないかと思ひます。溶接の長所を生かし缺點をなるべく出さないような構造にもつて行くというのが今後の問題でしょう。今の植田さんのロンジシステムの問題も大いに研究されるべきで局部的な構造法にしてもこれから問題が生れて來ると思ひます。

〔金澤〕—溶接が工業技術として認識されてから約50年位しかたつておりませんが、重量の軽減、工作の簡易化、建造期間の短縮等の利點のために、特に今次大戰を契機として急速に廣範圍に利用されるようになったので、裏付けとなる研究がたちおくれた觀があつたが、漸く最近になつて研究成果もあがつて來たという状況と思ひます。従つて佐藤さんが申されたように溶接の特色を生かした眞の溶接構造が眞剣に考えられるようになって來たのではないのでしょうか。このようなことも溶接の短期間の急速な發展のためにはやむを得ないことではないのでしょうか。

〔秋田〕—行きすぎも必要だつたのですね。

〔角田〕—ある程度、外國に行きすぎをやつてもらつた状況ですね。

### コルゲートの問題

〔秋田〕—コルゲートの話で同じことがいえる。波板はそれ自身は剛性をもたない。そういう關係でスティフナをつけた波板は曲げを受けたときにスティフナに生ずる曲げ應力が大きく従つて端部に損傷が生じやすい缺點がある。實際に使つて見るといろいろまずい點が、出て來ると思ふ。昔のプレンの場合も再び考えなおさなければならぬ。これはさつき角田さんがいわれたことになると思ふ。

〔佐藤〕—大分前小野暢三さんが“舵”に書いておられましたが、日露戰爭直後ですか、ロシアの軍艦にコルゲートドバルクヘッドが用いてあつたということですね。最近、またこれが脚光を浴びているわけで、昔から、いろいろなことがくりかえしくりかえし行われているのでしょね。

〔角田〕—終戦以來今迄わが國の溶接構造の發達は實績で大丈夫だつたということで、われわれの安心をうけて使うということで進んできたわけです。部分溶接から溶接船に變るとき時代の話ですけれど、どうしても、昔の鉄構造の頭が入つてしまうのですね。ABあたりで溶接船の構造を議論するときアメリカでは鉄構造の經驗があまりないでデザインするから始めから溶接で船を作るということで始めたのに對し、日本では鉄の構造というものを、なまじつか皆知つているために、非常に具合が悪いということをいうんですね。何しろ溶接を使うにしても、いいか悪いか本當のことは分らないのに使わなければならない立場にたつ。そこに心配もし、石橋をたたいて渡る氣持には當然なりません。然し諸外國の船が皆コルゲートの軽い船が出て來ると、國際競争裡において、對抗して行くためには何とかして日本でもこれを使わなければならなくなるので使うころ、いうことで來たのですね。しかし日本の溶接がとにかく國際レベルに達した今後においては自ら細部にわたつての研究が必要になつて來るんじゃないかと思ひますね。そういう意味でわれわれは今後種々の實驗研究の結果を知りたいわけですね。

〔金澤〕—各構造要素については、實驗室で簡単に出来るような實驗である程度は分りますけれど、船となりますと構造物としてのいろいろな要素が加わりましますし、また外力の大きさも、變化も複雑になつてきますから、實際、使つた場合にいろいろな損傷が起きるようなことがあると思ひます。

〔秋田〕—造船所の設計というのはいわば大きな大膽な實驗をやる立場にあるのですね。溶接の再反省というがそういう反省するまで使つて見ないと、悪さ、好きが分らないと思ひますね。そういう意味である程度思い切つた設計をするということを、造船所にわれわれは希望したい所ですね。

〔角田〕—造船所としても、ひと頃は何%使つたということが非常に問題にされこれをふやすことに努力したこともあるのですけれどね。大體、現在約90%になつて來て、われわれはやはり、反省期に入つたと同時に、何といいますか、もう少しまく溶接を使つて、工作上も溶接、獨特の工作法といいますか溶接をうまく使つた工作法といいますか、現場の組立方式を強度方面からも充分よく考へて行く必要があるのですね。そういう點でまだ足りないような氣がするのです。いいかえれば工作の面では設備の關係もありますがまだサチュレートにいつていないんですね。

〔吉本〕—溶接の新たな新しい構造法に對して船主によつて



は損傷した場合の修理のことを考えて部分的に溶接構造を嫌う場合がありますが、コルゲートの場合も修理という点は相当難かしいと思いますが、この點如何でしょう。

〔佐藤〕一鎮ならばして、もとの大きさのものと取換えることができますが、溶接の場合は不便なことがありますよね。

〔植田〕一ただこういうことは考える必要があると思います。なわち全般的な立場から考える必要があるので、修理の時にのみ面倒だということにとられるのはよくないと思います。船の一生に度々生ずる修理の場合というのならともかくとして、ある構造形式についてそのために相當に重量がセーブ出来て、荷物を餘計に運び得るといふことになれば、これは船の一生にきくわけですからね。若干修理にコストが増すことがあつても運航計畫に影響があるということがないなら、全般的に考えて、いいんじゃないかと思ひますね。

もの考え方の議論なんですかね。

〔角田〕一コルゲートが不評になつたのはトリッピングブラケットのトウだとかホリゾンタル、ガーダーのブラケットのエンドとかにおける損傷がさかんに現れて來たのが原因じゃないかと思つているのですけれど、私共もそれを最初考えてやつて行くと、例えば、今、ロンジバルクヘッドがコルゲートの船がある。上部は、シヤーがあるし縦強度という意味でもある範圍コルゲートをつけられない。下部の方もその前後部エンドがブラケットで洗されなければならないのでコルゲートは出來ない。また横のバルクヘッドのホリゾンタルガーダーの止りの損傷をさけるためこの高さにロンジバルクヘッドにもガーダーをいれろという話になつてそれを入れると、そこの部分はこれがスチフナーの役をするからこの部分をコルゲートするのは損だ。そういうこととなると大きなタンカーでも四本かそこのコルゲートしか出來ない。こうなるとこればかりではコルゲートにしない方が、面倒くさくなくていいというふうになつてしまいます。

### 溶接構造のこと

〔秋田〕一最近、實船の損傷のときに造船所の設計の人から話を聞きますと、現場の溶接工作に缺陷があつたという。逆に現場の人から、設計が溶接に適していないと聞くのですが、溶接構造法というものは健全な溶接が出来るような、構造だと思ふ。現場と設計の密接な連絡が非常に大事じゃないかと思ひますが、そういう點はどうですか。

〔角田〕一現場と常に密接な連絡をとらなければ、駄目ですね。これは相當の仕事です。

〔吉本〕一溶接構造法になつてから特にそのことは必要だと思ひます。現場で實際溶接に従事する工員には溶接構造の常識を充分持つていて貰わなければならないしまた一方設計者は現場で工員がどのようにして工作、組立、溶接工事を行つてゐるかを知らねばならぬと思ひます。ブロック計畫を考える場合も詳細圖を書く場合も設計者が常に考えなければならないことは、どうしたら現場の溶接工事が無理のない構造になるかということだと思ひます。設計當初ブロック計畫をたてる時に設計と現場との打合を充分することは勿論ですが細部構造で溶接の缺陷の起きそうな時は特に細かく溶接の注意を圖示します。このことは鎮構造にはなかつたことと思ひます。さつき秋田さんがいわれたように、溶接が一番大切なことは sound weld が出来るということではないでしょうか。ですからそのことを、よく設計も現場も認識することが大切でしょう。

〔秋田〕一損傷の現場を見るとよく思うのですが、設計がまずいのと工作がまずいという二つの原因が一緒になつてゐることが、非常に多い。應力の集中しそうな所に必ず溶接の缺陷が伴つてゐる。たしかに二つの原因が何時でも、一緒におこつてゐる氣がする。設計には sound weld が出来るということが一番大切じゃないかと思ふ。

〔植田〕一單に構造上の理想をいへば軽くてしかも、荷物を運ぶスペースを大きく得られるものということになります。一方工作上の便宜のみ考えれば、一般的にいつて若干重くなる傾向にあるんじゃないかと思ひます。兩方の調和が當然おきてくるわけで、調和を考えて如何にうまくやるかということが、構造の問題として、一つの重大な問題だと思ふ。例えば工作特に溶接の工作がよく出来るという點に重點は勿論あるけれども材料の種類が少い方がいい。實際、形も單純な方がいい。實際工作も單純にした方がいいでしょう。これと軽くてスペースのとれることの調和があるわけでそこが一つの問題の點であるんじゃないか。

〔秋田〕一溶接構造で、最初の頃、リベットと溶接とまざつた構造があつて、一寸見ると一部のリベットを單に溶接に置きかえたという設計も、その當時はあつたと思ひますがね。そういうことが、初期の溶接構造の失敗といえますね。

〔角田〕一このことは、日本では終戦前にすんでしまつたんじゃないですか。終戦後、むしろ日本では、非常に神經質にいわゆるコンバインに神經質であつたのが、



逆に大丈夫といわれてもとに歸つて來てるような氣が  
しますね。

〔吉本〕—溶接とリベットのコンパインの問題は、A型の  
改造の時相當問題がありました。實はこの時ABの溶接  
に對する考え方を教えられたわけです。

〔角田〕—外國の船で、強力甲板外板の溶接バットの銲シ  
ームにかさなる所に銲シームに沿うて水止めのためか  
溶接しているのがありますね。こんなのは本當に各個  
擊破の見本みたいな氣がする。

〔秋田〕—アメリカの戦時中のリベット船の損傷の統計を  
見るとオールリベット船の事故が非常に少い。そうい  
う教訓から考えるとリベットゾーンの研究は非常に大  
切だと思ひますね。

〔佐藤〕—いろいろと話が出ましたが、時間も大部たちま  
したのでこの邊で研究問題の方にうつりましょう。さ  
しあたつて設計なさつていの上で、現在研究を要する  
と思われるようなことはどんなものでしょうか。

〔植田〕—醫學の發達したのは一つは顯微鏡が出來て發達  
した。それと同じで、船だけではないかも知れないが、  
いろいろな、荷重状態における構造部分の應力分布を  
知ることが出来る。しかも相當な精度で得とれるとい  
う計測方法が進歩して來たことは特筆すべきことと思  
ひます。また醫學の方はペニシリンが出たが、船のペ  
ニシリンは何だというと、一寸いえないのですがね。

### 船體強度の基準

〔秋田〕—戦時中から、戦後にかけて、アメリカ、イギリ  
スの實船の研究は、たしかに敬意を拂ふ價值がある。  
實船の實驗はイギリスではASWCという委員會で大  
きな費用をかけてやつている。實船の研究というのは  
造船設計でどういう根據の數字で設計したらよいかと  
いうことを示すことになる。

〔佐藤〕—現状は經驗的にもつて來たことがらが多いでし  
ょうね。

〔植田〕—それに対して、數字の根據があるわけですね。  
それは、結局、計器のいいものがなくては出來ないとい  
うようなことになつてくる。

〔金澤〕—最近抵抗線歪計が發達したので、各部の應力そ  
のものを相當な精度で測定出来るようになったが、船  
體の受ける外力に問題があると思う。航路とか季節と  
かによつて大きな變化があり、それによつて應力分布  
も相當異つてくるでしようからね。

〔植田〕—二本だてで行くべきだと思ふ。海上で實船試験  
を數多く大規模でやることは實際的に難しい。従つて  
特定の船で、特定の時期の航路での研究をやつたとい

うことは、やはり、残ると思ふ。そこで一方において  
大規模でなくとも統計的に資料を集めて行くことが必  
要じゃないかと思ひますね。ともかく、若干のつづこ  
んだ洋上で實船試験の研究をやれば、統計的な資料  
としては、この程度のをとればよろしいということ  
も分る。そこで船につけている人が容易に取扱いが  
出来るものを與えて、適當な船に出来るだけ澤山願  
いして記録をとる。それを統計的にしらべる。一方つ  
づこんでやつたものと比較對照して、結論を出して行  
くという二本建の必要があると思ひますね。

〔佐藤〕—そういう點、造船關係者、研究方面の方が、運  
行状態の船の實態を知るということは大事でしょう  
ね。お醫者の話が出ましたが、臨床學的に體驗する必  
要があるんじゃないか。實船實驗をやろうという氣運  
が、日本でも高まつて來ていることも、その一つの現  
われだと思ひますね。

〔秋田〕—飛行機の場合には急降下の引き起しのときなど  
のように操縦によつて加速度がきまつてしまうから強  
度の設計も樂なわけですが船の場合には船體の一部が  
疲労してこわれることもありゆつくりした應力でこわ  
れることもある。また外力の大きさも全然分つていな  
い。どこをねらつて、設計すべきか、外部條件が、全  
く分つていない。飛行機にくらべて非常に外的關係が  
難しい。先程話に出た船のうける應力の統計というこ  
とが非常に大切になつてくる。しかしこの研究はアメ  
リカも、イギリスもまだあまりやつていない。

〔植田〕—やつていないけれど、だんだんそういうようにな  
つていくんじゃないでしょうか。既にやつているか  
も知れないが分らないですよ、軍艦などでやつてい  
るかも知れない。

〔佐藤〕—計器は取扱の割に樂なしろうとつかえるよう  
なものができるといいですね。

〔植田〕—スイッチを入れさえすればよい程度のもので出  
來るとよい。いずれにしてもこれらの研究はわれわれ  
だけでは難しい、船主の方々の積極的な御協力がなけ  
れば出來ません。

〔秋田〕—ギヤランティエンジナーとして構造關係の人  
がかならず乗るようになれば荒天の體驗と同時に船の  
應力状態も測定すると、船の進歩に大變役立つんじや  
ないか。

〔植田〕—構造は一寸見てばつと映えるという性質のもの  
ではない。艤裝關係が先に立つてしまつて、構造のい  
い、悪いということは、専門に關係している人は注意  
して見るが、いわば線の下の方もちということがあ



る。非常に大切なものではあるけれど、……

〔佐藤〕—船が真二つに折れたという事故が最近少し續いておりました。全世界の船腹量から見れば件数としては少いでしょうが、こんなことが繰返しおこつては造船屋としては申し譯ないことです。そういうことが起らないように手をうたなければならぬが、それには眼に見えない現象をつかまえていなければならない。

〔角田〕—外力の標準というものがきめられたら本當に理想で、例えば船を建造するにあつて、かならず進水時の各部の應力測定をしてレポートを出す。勿論この時のモーメントも算出してその比を規定し、これに合格すればこの損傷に対して設計上の誤りはないと認定されるという状況になつたら理想ですけどね。

〔佐藤〕—操船の問題でローリングや、ピッチングがはげしいと船長はかじをとつたり、エンジンの廻轉をかえて逃げるようですが、強度上でも同じようなことができるよいですね。

〔植田〕—それは、大體、船長さんは考えている。船體に對して、こういうことをやれば無理だ。船體の損傷や荷物のいたむということをね。例えば小麦みたいなものをつんでいけば、ピッチング、ローリングをひどくするような操船をやればフィーターやビンが壊れるようなことが起り危険を及ぼすということなどについて當然考えていますよ。

〔佐藤〕—強度上の問題はめやすが分らないが波長幾ら、波高幾ら以上あふないというようなことが、はつきりしてくれば……

〔植田〕—そこまで期待するのは、無理じゃないでしょうか。

〔佐藤〕—今は出来ませんが、これから先のことです。

〔角田〕—波にたたかれて、へつこんで、それが保證工事であるか、保證工事じゃないか、何時でも問題になる猛烈なあらしにつつこめば、そこまでは強度は保證出来ませんからね。

〔植田〕—最近の雑誌にある人が賽船試験も相當行われたけれど、大體 1/20 の波高の波で靜的に計算して得た應力以上になることはないと考えてよいとおおざっぱにいつている人もあるけれども、船の長さ全體にわたつて構造が有効に構成されているかを調べて、更に改善する餘地があるかを知る必要がある。そういう意味でも洋上試験の價值があると思います。

〔吉本〕—船全體の構造を無駄なく balance のとれたものとする理想は難しいと思うけれど例えば船首船底の扁平部に對する外力というように部分的でも外力を統計的に計つてその部の構造を改善して行くということ

が出来ればよいと思います。船の全構造に對して何處は何キロにおさえれば無駄もないし充分だということになれば理想ですけど。

〔佐藤〕—何か、損傷を起す、これでは強度がたりないということで補強するといつたような對症療法的な對策をすることは比較的樂ですが、果して、ぜいにくがなにかということになるとなかなか分らない。

〔角田〕—それを知るには徹底的に海洋の状況を研究しなければならぬ。

〔植田〕—統計的にやるよりしようがない。出来ないこともないと思いますね。

〔角田〕—佐藤さんの方のルールなんかいわばこれによつて出来たわけですね。

〔植田〕—各規程がスカントリングの分布の違ふ點があるでしょう。そういうことは、理窟をいえば同じじゃなければいけないはずでしょう。

〔佐藤〕—船の壽命が 30~40 年というので、新造當時の船が限度一杯というんじゃなくて、相當のマーzinがあるわけですからそのところがむずかしい。

〔金澤〕—マーzinの分布が問題になるわけですね。

〔佐藤〕—經濟的にうまくつかつてあげたいということになるでしょう。

### 實 船 の 損 傷

〔金澤〕—ブリッジエンドの損傷等は方々で困つておられるようですが……

〔佐藤〕—これは方々で伺つて見ても戦後の新造船ではほとんど例外なく現れている。何か適當な解決法があるでしょうか。

〔植田〕—根本的な解決はありますよ。但しそういう構造や配置について、船主さんの御了解を得る必要がある。ぼつぽんの解決ですがね。そういう船主さんの御理解と御協力とによるという問題も相當に多い。われわれ造船所側の説明の努力が足りないという點も反省すべきだと思いますが……

〔吉本〕—ブリッジの問題に限らずどんな些細な損傷でも N.K. の本部なりに報告されて集計されるとよいと思います。

〔佐藤〕—その點は検査報告書の形で届いています。その資料にもとづいて調査を行つています。

### 北 太 平 洋 の 荒 天

〔秋田〕—日本の特殊事情の一つは北太平洋の荒天ということもあるかも知れない。北太平洋の航路をとつてある船の長さであるスピードで行くと特に損傷が多いのかも知れない。



〔吉本〕—北太平洋の波をくぐつて来て、問題がなければやれやれと思ふ。

〔植田〕—冬季の北太平洋は往航はおい風が多いが歸航は35°線でも向風が多く状況が悪い。

〔佐藤〕—積荷の関係もあるでしょう。

〔植田〕—最近往航は積荷は少い。こちらから行くが大體追風ですよ。北太平洋と北大西洋いずれか船に對し悪条件かはつきりいえないのではないのでしょうか。

〔秋田〕—しかし、昭和の始め頃、内燃機船の損傷が多くて、調査をしたことがありますが、船が熔接船に變つてまたあの頃と同じ状態の損傷が多い。そういうことを考えると何か日本に多い船の長さが特に損傷を起しやすいんじゃないかと思ひますね。北太平洋の實船試験をやれば、非常にいいと思ひますがね、植田さんは日聖丸の實験でそういう感じはしませんか。

〔植田〕—船首 船底の衝撃を明確にすること、またこれが、船體主構造にどう影響があるかというのが一つの重要な研究問題と思ひます。

〔秋田〕—ブリッジハウスのエントランスの隅部に生ずるクラックの問題やプルワークとブリッジフロントの取合部のクラックの問題は進水を利用して應力を計つて見るとそんなに大きくはない。ところが北太平洋を通る新造熔接船は殆ど全部がクラックを生じたのですね。どうもまあクラックは普通の静的な應力のかかり方で出たのではなくて、くりかえしの外力を受けるんじゃないかと考えられる。疲労といつてもSN曲線の上の方に相當して割合大きな應力が數回くりかえすという状態になつているんじゃないかという氣がする。

〔植田〕—疲労の影響という場合荷重の繰返回数でどれ位になるのでしょうかね。

〔角田〕—運航してる船に歪計をつけて計れば、判明してしまふ。

〔佐藤〕—大圏コースをとつて、時化というのは何日位ですか。

〔植田〕—私が行つた時は、行きは樂だつたのですよ。行きの方がひどいだろうとねらいがあつたのですけれど實際は大したことはなかつた。歸りの方が、むしろ時化た。一般に歸る時は満載状態で歸つて来る。35度附近を歸つて来る船が相當しけられてるんじゃないでしょうかね。海は廣いので同じような時期に割に近い所にいても向うはひどく時化されているような場合もあつたように思う。バンクーバーに私達が入港した翌日だつたかわれわれがおつて来た附近で、米國船が真二つに割れたこともあつたというように……。

〔佐藤〕—外國船が遭難しているが、世界でどれ位おこつているのでしよう。なかなか實數がわかりませんが。

〔植田〕—今の話ですが、新聞で報道しているのを讀んだ所では二つに結局、割れたようですよ、ビクトリ型の船ですが、この船はその前にも一ぺん、そう割れるまでにはいかなかつたけれど、損傷があつてシアトルで修繕したことが船長夫人の談話として、書いてあつた。それと殆ど同じ頃大西洋側でも今船名を想出せませんが、ビクトリ型がやはり遭難しているのですね。これについては新聞ではくわしくは書いていませんでしたが、最近の英國の雑誌を見たら熔接構造の缺陷で遭難したということが書いてあつた。だから、最近でも、やはりおきているんじゃないのですか。

### 損傷の調査

〔秋田〕—最近、實船の損傷が多いのですがこれは非常に貴重なデーターと思ひますね。事故をくり返さないためにいろいろな方面からデスクッションすることが大切だと思ふ。

〔佐藤〕—私の方で率先してやらなければならないことで幸い軌道にのつておりますから、今後支障のない限り、皆さんに御覽に入れ、検討してもらいたいと思つております。

〔金澤〕—ロイドあたりはパンフレットを作り、脆性破壊、延性破壊の特徴、脆性破壊のクラック発生箇所の追跡法、例の船の脆性破面によく表れる櫛の齒模様によるものですが、一等の教育を検査官に對して行つていようです。日本でも損傷の場合の破面や材料に對してもうすこしつづこんだ調査を行うことが必要だと思ひます。

〔秋田〕—損傷の場合には少くとも、寫真をとり破面の断面收縮の分布や硬度分布などをかならずとつて、あとで解析しやすいようにやつてほしいと思ふ。

〔佐藤〕—それには造船所側に多いに協力願わなければならない。損傷のあつた時に、そういう餘計な仕事を加えて、大變ですからね。各方面で御理解下さることが大切と思ひます。

〔角田〕—私の所でも、一應やつてはいますけれどね。寫真をとつて、材料を検査する位はやつてもらいたい。

〔佐藤〕—造船所としても一應調べてはおられるようすが研究部門の方で要望があれば、いろいろデータがほしいということを示すことがいいんじゃないかと思ひます。

〔角田〕—船主から聞かれる場合が多いのでやつてない。その場合返答に困つてしまふ。



〔植田〕—そういう資料を完全に利用出来るものにする意味で船級協會で調査資料調整方法の基本を一應きめておいたら具合がいい點もあるんじゃないでしょうか。大體造船所では、おそらくその位の資料調整に必要な内容のものはやつているでしょう。場合によつては特別なものをやることもあるとしても—。

〔吉本〕—自分のところで作つた船に對しては作るけれど修理船等では餘程特殊な損傷とか何かの必要がないとやらない。そういう意味でどんなに小さな問題でも統計的に集計するためには N.K. あたりである一定の方式をきめてほしいですね。

〔秋田〕—そういう點ではアメリカでは大規模に Board of Investigation を設けてリパティ船の損傷を調べている。重大損傷のときには日本でも政府や各組織を動員して調査をやらなければならないと思う。

〔植田〕—よその船でもそういうような場合があればその船を造つた造船所の方には、當然連絡されるわけでしょう。大切な問題ということになれば建造々船所の方からも人が來ているんじゃないですか。

### 構 造 の 研 究

〔秋田〕—構造の研究の問題にうつりますけれど、今のお話を伺つていると、結局、船が動いている状態での應力状態や船にかかる外力の問題を求めると、静的な實船試験例えば構造の有効性とか水壓試験などの實船試験が設計の資料を得るために重要だといえます。實船試験はそのものずばりの研究ですからまず造船所の方として第一に希望されるものであると思うが實際造船所の方はどう考えておられますか。

〔角田〕—實船試験をやると、結果がすぐ適用され得るといふような、それで、相當の構造上の無駄がはぶけるようないろいろな問題は進んでやりたいと思います。

〔秋田〕—實船試験で問題を見つけて來て、更にその詳細を構造模型でしらべるといふことを、併行して同時に調べる。例えばブリッジハウスのエントランスの問題などは隅の R をどの位にしたら應力が減るかなどが判つてくる。そういう構造模型により大型試験機を用いて研究するのもこれからの大きなテーマじゃないかと思ひますね。

〔角田〕—すぐ、例えば、この間の二重張板の試験にしても強度的によくなるというような結果はどんどんつかうというようなことはいいのじゃないかと思ひますね。よくなりそうだが、少くとも悪くは絶対にならないというような結果ならですね。この間 N.K. で Welding Journal にまつたスティフナーのファティグ試験の結果

を早速適用されて、ガーデナ、ストラップというのを要求されたが、非常に感銘を受けました。實は私の方でもあのレポートのダイヤモンドタイプのものをつかおうと考えていたのです。

〔佐藤〕—私、個人の考えなんですけどね。N.K. あたりでは各方面でなされた試験の結果や研究の成果を實際面にどう應用して行くかということに、相當努力すべきと思います。非常に難しい理論的でおわつているような場合がたくさんある。ある程度、姿をかえていけば利用し得ることがあるんじゃないかと思ひますね。

### 造船の研究と土木建築の研究

〔秋田〕—滯米中の吉識先生からの手紙によりますと米國では船體構造の研究をやるのは土木機械關係のエンジニアが多いそうですが、日本は幸い船プロバラーの研究者が多い。アメリカという所はそういう所らしい。

〔植田〕—鋼構造物に使用する鋼材を工業の如何なる分野が最も消費しているかということを考える必要があると思います。日本では造船業が上位を占めているけれどもイギリスでは造船よりも建築とか、機械、車輛とか、そういう方がスチールの消費量が多いですよ。アメリカはこの傾向が更に強いと思います。従つてその方面の構造技術者、研究者の動きが活潑だということになると思ひます。

〔秋田〕—しかし造船の構造力學と土木建築の構造力學に差があるんじゃないですか。船というと比較的に小さい幅の狭い構造になる。建築、土木關係ですと船程幅が廣くない。幅の廣い構造は切欠脆性などを起しやすく、應力集中を一層注意する必要があります。そういう意味で船は船體プロバラーの研究者が當然研究をやらなければならないと思ひつていますが。

〔植田〕—たしかにそうと思ひますね。相當、共通した問題もありますけれどね。實は私はしばらく橋梁、建築の構造の研究を主にやつていた所、この方面に船の構造組式を採入れる餘地があることを考えていたのですが、最近獨乙の橋梁の新しい構造様式は造船の考え方を取入れて來ていますね。

〔秋田〕—船體構造の研究としては、むしろイギリスがするどい研究をやつていのみじゃないかと思ひますね。有名なグレンゴックの船體構造試験機はスティフナーとブラケットのついた板を水壓に相當するラムで押しベンドを興える。この試験結果は船にすぐにつかえる。このほかに日本ではまだ結果が發表さえていないが、やつていることが分つている研究項目がずい分

(535 頁へつづく)



# 最近1箇年間の船體部損傷集計

佐藤正彦  
日本海事協會

日本海事協會では、各支部から本部へ提出される船級船に對する検査報告書の中から損傷に關する事項を摘出して調査を行つているが、最近約1箇年間の船體部損傷の集計がまとまつたので、その概要を御紹介して大方の御参考に供することとした。

第1表は、調査を行つた全件数を、損傷箇所および損傷種類別に集計したもので、損傷發生の頻度がうかがわれると思う。

この集計においては、接觸、衝突等の事故によるものは除外し、専ら構造、材料および工作に歸因すると認められるものを採つた。集計に當つては、構造、材料および工作の點で多少條件が異ると考えられるので、戦艦船と戦艦船以外の船とを區別したほか、次のような方針をとつた。

1) 損傷件数については、同じ船で同じ検査時期に同じ損傷箇所と同じ種類の損傷が2つ以上發生しても、1件として取扱つた。

2) 損傷種類の中で、

龜裂には、折損、裂疵、脱落を、變形には、凹入、彎曲、捩れ等を含ませた。

3) 部材の結合部の損傷は、結合している兩部材のうち小さい方の部材の損傷とした。たとえば甲板と甲板下縦桁との固着部の損傷は、甲板下縦桁の部に掲げた。

4) 損傷箇所の中で、

肋骨には、特設肋骨を、

船首倉内には、錨鎖庫および船側縦通材を、

船尾倉内には、ラダートランクを、

深水タンクには、船首尾隔壁を、

船首部船側外板には、パツチックを、

船底外板には、龍骨を、

倉口には、倉口隅以外の縁材、倉口梁、水平防撓材等を、

それぞれ含ませた。

この第1表から、次のようなことが認められる。

1) 損傷種類別に見ると、全般的にも、また戦艦船とそれ以外の船とに分けても、腐蝕および衰耗による鋼板の損傷が最も多く、これに同じく腐蝕および衰耗による鉄の損傷をあわせ考えると、この種の損傷は

總件数	712件中	308件	43.3%
うち戦艦船	368件中	34件	36.4%
戦艦船以外	344件中	174件	50.6%

で壓倒的多數を占めている。この數字には船令が特別に古

い船の影響が相當あらわれているようにも見受けられるが、輕視できない頻度を示している。

この損傷は、鋼板では船首部船側外板、中央部船側外板、舵、船首部船底外板 甲板等に、鉄では船首部の船底外板と船側外板とに特に著しくあらわれている。

そのほかの損傷は、全般的に見れば、腐蝕衰耗の次は、鋼板の龜裂 (19.3%)、鉄の弛緩 (17.6%) 熔接部の龜裂および剝離 (10.1%)、鋼板の變形 (8.7%) の順となつている。

これを戦艦船だけについて見ると、腐蝕衰耗の次は、鉄の弛緩 (25.0%)、鋼板の龜裂 (16.3%) 熔接部の龜裂および剝離 (14.7%)、鋼板の變形 (7.6%) の順で、戦艦船以外の船では、鋼板の龜裂 (22.4%)、鋼板の變形 (9.9%)、鉄の弛緩 (9.6%)、熔接部の龜裂および剝離 (7.5%) の順になつている。

2) 損傷箇所別に見ると、外板の損傷が

總件数	712件中	276件	38.8%
うち戦艦船	368件中	145件	39.4%
戦艦船以外	344件中	131件	38.1%

で壓倒的に多く、中でも船首部の外板の損傷が船底と船側をあわせると、上記の

276件中	162件	22.8%
145件中	88件	24.0%
131件中	74件	21.5%

で、いずれも過半數を占めている。

外板の損傷に次ぐ主なもの (頻度5%以上) は 全般的に見れば舵および操舵装置 (7.4%)、船首倉内 (7.0%)、二重底構造 (5.9%)、單底構造 (5.9%) 等で、これを戦艦船だけについて見ると、單底構造 (10.9%)、船首倉内 (10.9%)、舵および操舵装置 (5.4%)、船尾倉内 (5.4%) 等であつて、戦艦船以外の船では、舵および操舵装置 (9.6%)、二重底構造 (5.8%) 等である。

この集計においては、損傷箇所および種類の分け方があらいために、同一の項目の中に掲げられた損傷にも内容的に相當の差異があるわけで、これだけの資料で簡単に結論づけることは無理であろうが、損傷發生の傾向をうかがうことはできることと思う。

第2表は、今回調査の對象となつた主な損傷の摘録で、備考欄には原因、對策、處置等を掲げてある。なお船の大きさをあらわすために總トン數を掲げたが、戦艦船はその型であらわすこととした。船令は検査當時の船令を示す。



第1表 最近1箇年間に於ける船體部損傷集計

数字は損傷件数を示す、( )内はそのうち戦艦船の件数を示す、合計欄中の〔〕内はそれぞれの合計件数に對する百分率を示す。

損傷箇所	損傷の種類	鋼板(鉄を除く外のすべての鋼材を含む)					鉄		接		箇所別件数			
		龜	裂	變	形	腐食および 裝耗	池	線	腐食および 裝耗	龜裂および 剝離	合計	内		
												戦艦船	戦艦船以外	
船	尾	12 (4)		2 (1)		2 (0)	0		0	1 (1)	17 (2.4)	6 (1.6)	11 (3.2)	
	首	0		0		1 (1)	0		0	0	1 (0.1)	1 (0.3)	0 (0)	
艦	および操舵装置	13 (5)		7 (5)		28 (8)	0		1 (0)	4 (2)	53 (7.4)	20 (5.4)	33 (9.6)	
	中心線内龍骨	2 (2)		1 (1)		1 (1)	13 (12)		0	8 (8)	25 (3.5)	24 (6.5)	1 (0.3)	
單底構造	側内龍骨	1 (1)		0		0	0		0	2 (2)	3 (0.4)	3 (0.8)	0 (0)	
	肋板	1 (0)		2 (2)		1 (1)	9 (9)		0	1 (1)	14 (2.0)	13 (3.5)	1 (0.3)	
二重底構造	中心線桁板	0		1 (1)		0	3 (3)		1 (1)	1 (1)	6 (0.8)	6 (1.6)	0 (0)	
	肋板	3 (1)		1 (1)		3 (0)	6 (4)		0	1 (1)	14 (2.0)	7 (1.9)	7 (2.0)	
	内底板	2 (1)		0		6 (2)	1 (1)		1 (0)	1 (0)	11 (1.5)	4 (1.1)	7 (2.0)	
	外側桁板	1 (0)		0		1 (0)	1 (0)		0	0	3 (0.4)	0 (0)	3 (0.9)	
	側桁板	0		0		2 (0)	3 (3)		0	3 (2)	8 (1.1)	5 (1.4)	3 (0.9)	
助船	首	2 (1)		2 (1)		9 (0)	3 (2)		1 (0)	3 (3)	20 (2.8)	7 (1.9)	13 (3.8)	
	尾	5 (4)		1 (0)		5 (4)	27 (20)		2 (2)	10 (10)	50 (7.0)	40 (10.9)	10 (2.9)	
	倉	0		1 (1)		4 (4)	15 (11)		2 (2)	2 (2)	24 (3.4)	20 (5.4)	4 (1.2)	
	および梁肘板	1 (1)		6 (3)		2 (0)	3 (1)		0	1 (1)	13 (1.8)	6 (1.6)	7 (2.0)	
	梁柱および甲板下(上)縱桁	2 (1)		3 (0)		1 (1)	0		0	7 (0)	13 (1.8)	2 (0.5)	11 (3.2)	
	水密隔壁	2 (1)		1 (0)		9 (5)	1 (1)		1 (0)	0	14 (2.0)	7 (1.9)	7 (2.0)	
	タ	1 (1)		0		5 (3)	6 (4)		0	6 (4)	18 (2.5)	12 (3.3)	6 (1.7)	
	密隔壁	0		0		2 (0)	0		0	0	2 (0.3)	0 (0)	2 (0.6)	
	船首部	船	2 (2)		4 (2)		20 (8)	12 (9)		42 (16)	3 (3)	83 (11.7)	40 (10.9)	43 (12.5)
	船	12 (9)		8 (3)		39 (29)	1 (1)		18 (5)	1 (1)	79 (11.1)	48 (13.1)	31 (9.0)	
中央部	船	2 (1)		2 (1)		3 (3)	4 (1)		6 (2)	1 (1)	18 (2.5)	9 (2.4)	9 (2.6)	
	彎	3 (2)		0		1 (0)	2 (1)		3 (0)	1 (0)	10 (1.4)	3 (0.8)	7 (2.0)	
	船	15 (11)		3 (1)		29 (14)	2 (2)		5 (0)	0	54 (7.6)	28 (7.1)	26 (7.6)	
板	尾	2 (1)		1 (1)		13 (6)	3 (3)		8 (3)	2 (1)	29 (4.1)	15 (4.1)	14 (4.1)	
	樓	2 (1)		0		1 (1)	0		0	0	3 (0.4)	2 (0.5)	1 (0.3)	

彎曲部	骨龍	3 (0)	3 (2)	0	2 (0)	0	6 (4)	14 [ 2.0]	6 [ 1.6]	8 [ 2.3]
甲船	板壁	11 (5)	2 (1)	20 (9)	0	0	4 (3)	37 [ 5.2]	18 [ 4.9]	19 [ 5.5]
甲船	端隔	3 (0)	1 (0)	0	0	0	2 (0)	6 [ 0.8]	0 [ 0 ]	6 [ 1.7]
甲船	室板	9 (0)	0	0	0	0	1 (0)	10 [ 1.4]	0 [ 0 ]	10 [ 2.9]
倉	口	3 (1)	0	0	0	0	2 (0)	5 [ 0.7]	1 [ 0.3]	4 [ 1.2]
倉	口	3 (0)	3 (1)	1 (0)	0	0	0	7 [ 1.0]	1 [ 0.3]	6 [ 1.7]
機	室	0	0	1 (0)	0	0	0	1 [ 0.1]	0 [ 0 ]	1 [ 0.3]
推	力	1 (0)	0	0	3 (2)	0	0	4 [ 0.6]	2 [ 0.5]	2 [ 0.6]
軸	路	0	0	2 (0)	0	0	0	2 [ 0.3]	0 [ 0 ]	2 [ 0.6]
舷	牆	6 (0)	2 (0)	0	3 (0)	0	2 (0)	13 [ 1.8]	0 [ 0 ]	13 [ 3.8]
貨	倉	4 (3)	1 (0)	0	2 (2)	1 (1)	4 (3)	12 [ 1.7]	9 [ 2.4]	3 [ 0.9]
檣	および荷役設備	2 (1)	2 (0)	0	0	0	0	4 [ 0.6]	1 [ 0.3]	3 [ 0.9]
錨	および錨鎖	6 (0)	2 (0)	4 (2)	0	0	0	12 [ 1.7]	2 [ 0.5]	10 [ 2.9]
合計		137 [ 19.3]	62 [ 8.7]	216 [ 30.4]	125 [ 17.6]	92 [ 12.9]	80 [ 10.1]	712		
種類別件数	内 戦 標 船	601 [ 16.3]	28 [ 7.6]	102 [ 27.7]	92 [ 25.0]	32 [ 8.7]	54 [ 14.7]		268	
	戦標船以外	77 [ 22.4]	34 [ 9.9]	114 [ 33.2]	33 [ 9.6]	60 [ 17.4]	26 [ 7.5]			344



第2表 船 體 部 損 傷 摘 録

検査年月	総トン数 (船種)	船 令	損 傷 概 要	備 考
(1) 船 尾 材				
26-9	297 (漁)	14年0月	プロペラ軸孔下に約 160mm の龜裂 (舊修理の溶接部)	舊溶接部削除, X 型開先をとり現場 溶接 (焼鈍)
27-7	13,064 (油)	0年6月	入渠時, シューピースおよび踵部の根 元に裂疵および鑄巣を發見.	裂疵および鑄巣の箇所を十分にハツ リ右舷裂疵は, 鑄巣の深さ未定にて, 一應止メ孔を穿ち, 溶接肉盛を行い 4吋半丸を兩舷に約 8' 補強した.
27-5	24 改 (貨)	7年0月	入渠時シューピースの根元上面および プロペラ柱の根元側面 (もともと巣が あり, 板金挿入し, 溶接して穴埋めし てあつたもの)の溶接部に龜裂を發見. 龜裂は可成り大きく長さ 130~250 mm 巢も甚だしい.	新 替
27-8	10,611 (油)	4年8月	前回シューピースの龜裂部を削除, 溶 接穴埋, 二重張して大修理した部分の 中央上面および二重張のシューピース 根元側の溶接の2箇所所に龜裂を生じ た.	新 替
27-6	2TL改(油)	7年9月	検査の度毎にシューピース根元に龜裂 を發見, その都度溶接で補修して來た が, 新たに生じた龜裂を掘り下げて見 ると, 龜裂は意外に發展していて兩舷 に貫通している様子	新 替
27-9	65(漁底曳)	5年0月	踵部の側面に深さ 8mm 長さ 100mm の龜裂, 同箇所下面に深さ 4mm 長さ 50mm の溝狀の腐蝕	龜裂部は深く掘り下げ溶接肉盛の後面 を仕上げた. 腐蝕部分は溶接肉盛の 上 60×150×16 の補強鋼板を踵部根 元下面に取付けて周圍を溶接
27-11	1,3064 (油)	0年10月	シューピースから踵部へかけて前回補 強修理したが, その補強半丸材に兩舷 共 2 箇所龜裂.	新たに鍛鋼材 (捕鯨船の方形龍骨用) にて再補強
27-10	4,689 (貨)	3年5月	プロペラ孔直上のプロペラ柱の凹入部 隅 (25mm R) に長さ 150mm 深さ 10mm の龜裂	溶接補修
(2) 舵および操舵装置				
26-10	699 (貨)	2年5月	舵頭材約 7° 左舷側に振れキーのガタ 約 3mm	上下舵針の腐蝕, 衰耗による轉舵抵抗 の増大と, 外部からの衝撃による.
26-9	2A (貨)	6年11月	舵頭材のスタッフィングボックス上端 附近に僅かな龜裂, 舵頭材内部に鑄 巣	
26-10	699 (貨)	2年5月	上部舵針の腐蝕甚だしく半ばその用を 失す. 下部舵針, 就中テーパ部の腐蝕 衰耗酷く舵板とシューピースの上面が 接觸	
26-12	160 (漁)	3年9月	下部舵針隙 3mm 中間軸承隙 11mm. 填座の箇所の軸承船尾側で片減り 8 mm	中間軸承のリグナムパイタ新替, 填 座上部に軸承を新設
26-12	5,381 (貨)	14年0月	下部ベアリング船體付砲金ブシュの離 脱浮上	ブ シ ュ 新 替



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
26-12	6,345 (貨)	13年1月	舵變形甚だしく、舵頭材と舵心材との接合部のボルトに緩み	接合部肉盛り仕上げおよびボルト新替
26-9	2A (貨)	6年11月	舵頭材と舵心材との接合部のボルト1本損傷	心不良
26-7	2,789 (貨)	4年8月	舵柄のキー溝から龜裂	新替、損傷原因は心不良
26-10	改A改造(貨)	6年11月	下部ベアリングのボルト2本を残し12本切斷	ボルトは全部新替(材料試験良好)損傷原因は心不良、下部ベアリング取付板のボルト孔の耳のないもの、不足のもの大部分
26-8	改E(貨)	7年3月	甲板鋼板の軸承溶接取付部に沿い10cmの龜裂	
26-12	5,381 (貨)	1年0月	水圧ピストンと舵柄とのガジョンの砲金ブッシュが焼付いていた。	新替、グリースによる潤滑法を普通の潤滑油に改めた。
27-8	4,791 (貨)	0年11月	下部舵針ナット弛緩脱落、船尾材の舵針テーパ孔が楕圓形に擴がっていた。	船渠の都合により、楕圓孔心出し削正、舵針溶接肉盛削正摺り合せ、ナット新製取付。
27-1	4,205 (貨)	1年0月	下部舵針のリグナムバイタカバおよびリグナムバイタブッシュ脱落し、舵針および舵針孔(舵心材下端)の磨耗甚だしく、被せ金も酷く衰耗變形していた。	原因は舵心軸の不正。テーパ孔の徑を10mm大きくして心出し矯正。舵針は新替。
27-8	3D(貨)	4年0月	従来しばしば問題を起すので舵を拔出して調査した結果舵の中心、シューピースの彎曲、軸承中心、舵と舵柄との取合等が相當に狂っているのを發見。	下部舵針は拔出し、舵心材の舵針嵌大部および船尾材ガジョン孔を溶接肉盛の上再ボーリング。舵と舵柄の換れは修理せず、船體固定のquadrantを約4°左舷に移動した。
27-4	6,851 (貨)	1年0月	上下舵針の磨耗。とくに下部舵針が甚だしい。	
27-4	3D改(貨)	5年9月	下部砲金のリグナムバイタブッシュは船尾材は完全に消失、そのために甚だしい舵の振動。	下部舵針ブッシュの船尾側片減りの原因は心不正とsteam tiller式の操舵方法とによるものと思われる。
27-11	6,848 (貨)	1年10月	上下舵針の衰耗甚だしい。	下部舵針の心直し。上部舵針のリグナムバイタのブッシュおよび下部舵針の眞鍮被せ金は新替。下部舵針のシューピース嵌合部手直し。
27-5	4,117 (貨)	11年10月	舵板(ユルツ舵)兩舷共裂疵。	従来しばしば生じた損傷であるが矢張り従来通りに電氣溶接による補正を施した。
27-6	2T改(油)	7年9月	舵柄キー溝の隅(3mmR)から龜裂が發展	ボス附近の舵柄の部分的取替、更に2條のキー溝を1條に減らす
27-7	改E(貨)	7年7月	舵頭材と舵心材との接手の部分において舵心材上端のフランジの溶接が切れ舵が利かなくなつた。またフランジ自體の状況も不良であつた。	フランジを寸法の大きなものに新替。
27-8	81(漁)	5年9月	舵頭材および同下部舵心材衰耗	新替
27-9	7,118 (貨)	1年0月	Rudder carrierの砲金製ブッシュの上面が著しく磨耗	新替、原因は油道に對する注油孔の閉塞



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
27-11	7,186 (貨)	1年0月	Rudder carrier ブッシュおよび舵軸焼損	ブッシュは新替。舵軸は仕上施行, 原因は注油不完全。
27-11	3TA改(貨)	6年6月	壺金内のリグナムバイタ上下の壺金共全部落失。	リグナムバイタ新替。舵針には真鍮製被せ金を新設。
27-11	3TA改(貨)	6年6月	舵頭材と舵心材との接合部のボルト全部弛み内1本は約4/5切斷舵頭材は彎曲。	舵頭材を整形。フランジの接合面は摺合。ボルト孔は全部リーマを通し。ボルトは全部新替。キーも新替。

(3) 単底構造

26-10	改 E (貨)	8年1月	第1,2番倉口直下の単底構造の各固着鉄約500本が甚だしく弛緩。	打換
27-4	改 E (貨)	8年2月	第1番倉内において、中心線内龍骨上部縦通二重山形鋼の鉄相當數弛緩。第2番倉内において中心線内龍骨および兩舷側内龍骨に龜裂(縦通材中斷)。また同所上下山形の鉄、肋板の鉄弛緩特設梁柱下部肘板龜裂變形、鉄弛緩。	切替鉄511本。
27-3	改 E (貨)	7年4月	ボイラ室前端隔壁下水密肋板と平板龍骨との溶接線に沿い龍骨が約6吋龜裂。その他いたる處に溶接の離脱、鉄の弛緩あり。	
27-10	909 (貨)	8年3月	第1,2番倉内において、右舷彎曲部山形鋼の鉄、中心線桁板と下部山形鋼、肋板との取合平鋼の鉄、下部山形鋼と平板龍骨との鉄等計330本弛緩。附近の溶接離脱。右舷彎曲部外板および山形鋼一部僅かに凹損。	凹損部は現場矯正。弛緩鉄は全部更新。溶接損傷部は再溶接(但し突合せ溶接部は當金溶接を加う)。本船の鉄は全般的に大阪鉄(ブツブシ鉄)であった。

(4) 二重底構造

26-8	3D (貨)	4年1月	石炭庫内内底板と前端水密隔壁との取付平鋼の隔壁付隅肉溶接が側桁板位置において兩舷計4箇所長さ各約10cmの龜裂を生ず。かつ同所二重底内側桁板と前端水密隔壁防撻材との上部固着鉄3本が兩舷計4箇所につき弛緩す。	龜裂はハツリ取り、再溶接、弛緩鉄は打替。 損傷原因は隔壁前後における二重底の高さの相違にかかわらず取付の工作不良による。
26-10	6,630 (貨)	0年1月	船底弁管區畫前方の油密肋板に龜裂を生じ、毎時約6.5tの海水浸入。	
27-4	3D (貨)	3年8月	第1,2番タンクの内底板が外側肘板のtoeの附近に小破孔(兩舷で5箇所)同タンク内の中心線桁板側桁板取付の下部山形の鉄約240本弛緩。二重底の高さの變わる箇所の水密隔壁下端肘板のtoe附近の隔壁板龜裂。	小破孔 龜裂に對しては當金。二重張。弛緩鉄は打替。
27-9	6,342 (貨)	1年7月	第1番倉内兩舷倉口前端の特設肋骨の面材と内底板との溶接固着部の内底板に縦方向に右舷190mm左舷265mmの龜裂。左舷では龜裂部直下の肋板にscallopから龜裂が發生。	龜裂部に止メ孔をあけ、V型開先で再溶接面材の下部(タンク内)に肘板新設 次の肋板にまたがるようにした。内底板には幅150mm厚さ17mmの二重張。肋板の孔は塞いだ。
27-1	4,567 (貨)	26年8月	右舷側炭庫内で外側肘板上端の鉄2~3本弛緩。第3番倉内、左舷側で縁板付堅山形材上端の鉄1本宛7箇所弛緩。第5番倉内、左舷後部で外側肘板1枚龜裂2枚著しく衰耗。	

(5) 肋骨および船首尾防撻構造

検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
26-12	2D (貨)	6年11月	船首倉頂板(上甲板縦線溶接部)に約150mmの龜裂, 船首倉内防撈梁の鉄4本弛緩, 船首隔壁上甲板取付部鉄2本弛緩.	龜裂部は再溶接の上當金取付, 弛緩鉄は打替.
26-9	2TL 改(油)	7年0月	船尾管ボス取付部から漏水.	船尾管抽出し, 管面ボス孔溶接肉盛り削正の上, 水壓試験執行, 良好
27-4	改E (貨)	8年2月	船首倉では, 船側縦材と船首隔壁との取合部(タンク内)では, 飛鉄, 弛緩鉄, 龜裂. 防撈梁と船側縦材との固着鉄殆んど全部弛緩. 肋骨肘板の挫屈, 龜裂または鉄弛緩. 防撈梁を連結する tie bar の鉄殆んど全部弛緩. 船尾倉は船首倉に比較すれば状況良好であるが弛緩鉄, 溶接龜裂等あり.	
27-1	6,345 (貨)	13年3月	船首樓内左舷側の外板と肋骨との固着鉄が全部弛緩. 同所肋骨7本の梁との取付け肘板の鉄が切斷, 弛緩.	
27-1	4,567 (貨)	26年8月	機械室左舷側の肋骨1箇所小龜裂.	
(6) 船側縦通桁				
26-10	3ERS (貨)	3年10月	第1,2番貨物倉, 石炭庫, 機關室内の船側縦通桁の突合セツギ手の溶接に龜裂. 第2番貨物倉, 石炭庫および機關室内で舷側厚板直下の外板が船側縦通桁の溶接固着の端で, それぞれ1箇所長さ約7cmの龜裂また縦通桁にも龜裂あり. 外板および縦通桁の龜裂はいずれも縦通桁の切込みの角に現れている.	船側縦通桁の龜裂部には突合セツギ手目板を新設(溶接)
(7) 梁				
26-9	5,244 (貨)	7年6月	第2,3番倉口, 特設梁8本, 右舷端に屈曲および龜裂, 同所の梁肘板, 右舷のもの4枚, 左舷のもの2枚屈曲	同時に, 倉口隅および舷端にも損傷を蒙る.
(8) 梁 柱				
26-8	2,851 (貨)	7年7月	第3番倉口, 後方右舷梁柱1本, 内底板上から高さ2.60cm附近に最大75mm位後方に屈曲し, 同附近水平溶接部約400mm 龜裂を生じた. 第4番倉口後方中央梁柱1本, 軸路端室頂板から2,400mm 附近において後方に最大約150mm 屈曲し, 同附近水平溶接部約250mm 龜裂を生じた. 上甲板にも龜裂.	1本15t~4t(平均6~7t)のラワン原木を957本積載これが荒天によつて挫れ, 固縛用鋼索を切斷したために, 梁柱および甲板に損傷を生じたと思われる.
(9) 甲板上(下)縦桁				
27-1	6,987 (貨)	1年0月	第2番倉口とその後部にあるウインチハウスとの連絡板の第2番倉口右舷側縁材との溶接龜裂.	
27-2	7,126 (貨)	0年7月	右舷上甲板と縦桁の中央部甲板室後壁貫通箇所溶接に龜裂(上部から約70mm)	
27-6	6,394 (貨)	0年3月	第4番倉口側部の甲板上縦桁と船樓後端隔壁との取合溶接全部離脱	



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
27-10	6,637 (貨)	0年10月	第3番倉口前端と甲板上縦桁との取付箇所の溶接に裂疵 (左舷)	新造時裏溶接がされてなかったが今回裏面の山形を外して裏溶接をも行う再溶接。
27-10	6,472 (貨)	1年0月	上甲板縦桁と船橋橋後端隔壁との取付箇所の溶接部が両舷共上部から約100mm 同頂部山形も約50mm 龜裂。	桁板、山形共隔壁を貫通新替し、かつ甲板下縦桁の曲線に平置板新設。
27-1	6,987 (貨)	0年11月	第4倉口側と艙室後端壁との連続球山形材に龜裂。	龜裂部を溶接の上上面に12mm 鋼板を鉄着補強。
27-11	6,987 (貨)	1年9月	同上箇所に鉄着補強した12mm 鋼板が矢張り艙室後端壁の部分において切斷。	補強板を幅、厚さを増して新替。



(10) 水密隔壁

26-9	1,998 (貨)	3年1月	船首隔壁 (錨鎖庫後面) の船側縦通材肘板取合部に龜裂 (兩舷、長さ各5m)	損傷は隔壁板材料不良、溶接不良によるものと思われるが、また錨鎖庫底板と肘板と多少喰違いがあるため不連続性にも原因すると思われる。二重張を設けて補強。
26-10	3ERS (貨)	3年10月	第2番倉後部隔壁が中心線内龍骨取付平鋼の溶接線に沿い約300mm 龜裂、同所裏面塗罐水タンク内中心線内龍骨との固着平鋼の隔壁付溶接約300mm 龜裂	隔壁板に龜裂止孔を明け800×350×10の二重張を施す。





(11) 深水タンク

26-12	3A改 (貨)	5年10月	第8番燃料油タンクの中心線隔壁板 (厚さ6mm) に長さ1.0~2.0m の龜裂を生じた。甚だしいのは龜裂の中央に25×75の破孔を生じた。	8mm 鋼板で新替。かつ上甲板から第1船側縦通材位置に達するまで各舷1條の制水板を新設。
26-1	1TL改 (油)	7年5月	横置隔壁の周圍平鋼が縦通隔壁に取合う部分の連続隅肉溶接が400mm 龜裂。	再溶接
26-1	1TL改 (油)	7年5月	縦通隔壁の最上部防撓桁の隔壁取付鉄11本弛緩 (ほぼ船體中央部)	打換
26-1	1TL改 (油)	7年5月	側タンクの堅桁と縦通隔壁の取合の溶接部が漏洩	溶接の上小當金
26-3	395 (油)	1年9月	燃料油タンク船首側隔壁板と中心線内龍骨平置板との取付部の隔壁板に龜裂。	平置板の幅を隔壁取付部附近で漸次擴げ、取付部の隔壁板には二重張。
27-7	342 (漁)	5年5月	中央部燃料油タンク左舷の水平防撓材と外板との取合鉋約15本弛緩。	各肋骨毎に tripping bkt を、またタンク外前後にも bkt を新設。

(12) 外板

26-9	5,381 (貨)	0年10月	彎曲部龍骨左右兩舷各1箇所 に板あるいは山形鋼の溶接横 線に龜裂が入る。 	設計および工作の不良のためと考えられる。対策として、要所を鉄接とし、ビルジキールプレート溶接横線にて切欠がないものは新たに設け、更に従来の切欠を擴大して、その面仕上げを行った。
26-1	1TL改 (油)	7年5月	彎曲部龍骨右舷16.6m 左舷14.3m にわたり 脱落 	



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
26-12	4,698 (貨)	14年4月	彎曲部龍骨左舷中央 6.5m にわたり損傷 	
26-10	11,960 (油)	14年0月	B.w chck 約 3m 間内上方に彎曲	
26-10	改 E (貨)	7年0月	船首倉左舷外板に破孔。	
26-10	改 E (貨)	3年3月	(i) 船首水倉左舷外板肋骨線に沿い龜裂。 (ii) 清水タンク右舷外板の肋骨線に輕微な漏水。	外板と肋骨との固着は熔接。
26-12	2D (貨)	7年0月	船首倉左舷外板に龜裂5箇所	鋸で二重張板を設く。
26-5	2D (貨)	6年0月	彎曲部外板に龜裂	
26-12	改 E (貨)	5年1月	船底外板と船側外板の熔接固着部がはかれて破口を生ず。 	構造不良によるもの。
26-1	1Tr 改(油)	7年5月	第4番貨物油タンク彎曲部外板上部の鋸12本漏洩。	
26-12	2D (貨) (撤セメント)	6年10月	船尾樓前端に近い舷側厚板に龜裂。	14mm の板を 16mm に新替。
26-12	2Tr 改(油)	6年10月	舷側厚板(上甲板)と船尾樓外板との縦線に鋸3本にわたり龜裂	該板を新替し、新しく二重張板を設く。
26-11	改 E (貨)	8年0月	船尾水倉右舷外板に龜裂3箇所。	
26-11	4,689 (貨)	14年10月	彎曲部とその上の外板および鋸に全體的に腐蝕が現れた。	新造以來中間入渠しなかつたため、修理方法なし。
26-12	4,747 (貨)	14年1月	船首の左舷側に鋸頭腐蝕多し。	錨鎖すれによる塗膜の剝離によるものと思われる。切替88本、その他熔接肉盛數本。
26-12	4,698 (貨)	14年4月	E F 板の縦線鋸頭および外板腐蝕	新造以來入渠せぬため、打替鋸數500本、肉盛數50本。
26-8	2,805 (貨)	46年3月	外板試孔の結果、表耗甚だしい。	職時中沈没、引揚後 NS に入級す。
26-11	改 E (貨)	7年1月	外板試孔の結果表耗甚だしい。	
26-12	3ERS (貨)	4年0月	左舷前端 E II, F II 表耗甚だしい。	
27-2	2,167 (貨)	3年2月	左舷彎曲部龍骨の後端部の板5枚切損(油タンク部分)	龜裂部再熔接、本船の彎曲部龍骨は加藤式 
27-8	7,088 (貨)	0年5月	彎曲部龍骨兩舷共全長にわたり折損。	構造は右圖、今回、彎曲部龍骨の幅を狭め外板との熔接を従來の連続から斷續に変更、3肋骨心距毎に肘板新設。 
27-10	2,017 (貨)	4年1月	孔明式(上のと同様)彎曲部龍骨左舷船首の部分で13箇所に龜裂。	櫛の齒式(一つおいて上のと同様)に改造



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
27-10	3D 改(貨)	4年2月	彎曲部龍骨2箇所下方に彎曲、彎曲部外板への溶接および突合せ溶接の離脱により彎曲部龍骨の船尾側の一部上方へ離脱。その他彎曲部龍骨板の突合せ溶接の龜裂6箇所。	
27-8	11,865(油)	0年8月	Bow chock が約 4m 屈曲	頂部球山形は 取外し曲げ直し、舷塔板は現場曲り直しを行い、縦方向に防撓材を設く。
27-11	7,585(貨)	0年9月	Bow Chock が右舷内側に、左舷は外側に屈曲、舷塔支柱の甲板取合部約 15mm 隆起、甲板には約 150mm の龜裂、フェアリーダ開口の船尾部にも溶接の龜裂。	各舷塔支柱 改造、新設、支柱下部甲板付に二重張、カーリングを施す。フェアリーダ開口上縁に 150×10 球板を溶接。
27-11	7,576(貨)	1年0月	右舷大錨の錨爪のため、外板に1箇所破口。船首樓甲板舷塔支柱甲板付およびフェアリーダの甲板付に龜裂。兩舷舷塔支柱各1本屈曲。	外板の破口には當金。甲板の龜裂には二重張または當金。支柱は現場直しまたは部分新替。
27-1	6,345(貨)	13年2月	船首樓外板が内方に大きく凹損。同所内の仕切壁に挫屈。ホースパイプの外板取付部のベルマウスの上部ボルト切断。ペンキ室の舷窓1個破損。	
27-7	2,199(貨)	7年5月	兩舷ホースパイプ下方の船側外板甚だしく衰耗。	兩舷2枚新替。
27-11	7,336(油)	24年8月	右舷船首部船側外板に龜裂2箇所(150mm, 200mm) 發生。	
27-4	1T <sub>L</sub> (油)	7年6月	船側外板(貨物油タンクの部分)の鉋3,376本弛緩。	打替
27-7	改A改(貨)	7年8月	兩舷船首船底外板の鉋約300本弛緩。そのため第1番タンクに漏水	颶風による激しい船底衝撃が原因と考えられる。弛緩鉋は打替。
27-9	7,118(貨)	1年0月	船首船底外板(船首扁平部)に凹損多数發生。鉋および填隙の不良化。	鉋の打替、締め直しおよび填隙の更新。凹損外板には變形量の増大を防ぐように防撓。
27-7	2D 改(貨)	6年0月	船首船底扁平部外板に肋骨線に沿う長さ350mmの龜裂。	
27-11	2,277(貨)	34年3月	船首樓左舷の舷窓下部外板および船尾材上部の外板に衰耗のための破孔。船首倉内左舷第2船側縦通材の取付部外板に龜裂。	破孔には當金
27-4	2D(貨)	7年5月	左舷ホースパイプ下方の船側外板3枚、肋骨線に沿い長さ約1mにおよび龜裂が約8箇所發生。第1番倉二重底の外板の鉋約100本弛緩。	龜裂外板3枚新替。弛緩鉋は打替。
27-4	1T <sub>L</sub> (油)	7年6月	彎曲部龍骨前端部取付の外板兩舷共約150mm 龜裂	彎曲部外板 3.5m 切換。彎曲部龍骨前端部に當金。
27-8	7,088(貨)	0年5月	彎曲部外板の横線溶接部に長さ約200mmの龜裂。	建造當時の現場溶接の不完全に起因。龜裂部は熔着金屬を充分除去の上再溶接。
27-9	7,118(貨)	1年0月	左舷船橋樓外板最後部舷窓の後部に120mmの龜裂。	止メ孔を穿ちハツリを行つた上溶接。

検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
27-1	4,567 (貨)	22年8月	舷側厚板下2條目の船側外板に280mmの龜裂。	切替
27-1	2TL 改(油)	7年1月	第1燃料油タンク上端の外板縦縁から300mmの龜裂。	油止めの上肉盛り、外方から當金。
27-2	2D 改(貨)	6年11月	右舷船側外板が肋骨線に接近して上下に200mmの龜裂	外板の腐蝕によつて誘起された損傷と思われる。
27-3	2D 改(貨)	7年7月	第1番倉右舷船側外板に約20mmの龜裂。	
27-3	2TL 改(油)	7年3月	補助ポンプ室および補助燃料油タンク(兼バラストタンク)の箇所船側外板および船側縦通材の溝形鋼に龜裂。	外板の龜裂は止メ孔を穿ち熔接、溝形鋼は新替。
27-3	改E (貨)	7年8月	機関室左舷舷側厚板直下の外板に200mmの龜裂。	
27-3	2D 改(貨)	6年11月	舷側厚板直下の外板に1,100mmの半圓形の龜裂。	試験片採取のあとへ塞板を嵌込み裏面に二重張を熔接した際の残存内部應力によると推定される。
27-4	19,320 (漁)	13年7月	下部船側縦通材付の船側外板に2mの龜裂。	
27-5	改A改(貨)	7年6月	第1番タンク内底板後端の水平肘板の取付く船側外板に約75mmの裂疵。	
27-5	2A 改(貨)	7年0月	最下部船側外板に全幅にわたる龜裂。	新替
27-6	6,526 (貨)	12年11月	第1番倉内最上部船側縦通材の外板取付山形材の前端と肋骨との間隔10mm位の部分が山形材の曲線の幅だけ腐蝕孔が生じた。	
27-10	2D 改(貨)	6年3月	第1インターコストル、ロンジチュージナルの平鋼の両端において前部約5mm×2個、後部約50mm×1個のC形の龜裂。	外側の當金熔接。
27-10	KT (貨)	8年7月	第2番倉、右舷船側外板に10肋骨心距、外板3條にわたり大きく凹入(最大200mm)	全般に衰耗していた各部材が船底の坐洲擦過に際して船型を維持出来なかつたためと思われる。
27-11	2TM改(油)	7年11月	彎曲部外板上縁のサービン部の熔接龜裂。附近の鉄16本弛緩。	龜裂部は再熔接。弛緩鉄は打替。
27-1	99 (漁)	4年9月	船底外板内面の點蝕。	新替。原因は防熱材下の排水装置不完全と思われるので動力ポンプによる排水管を漁倉最後端部に設け、船底内面に厚セメントを施す。
27-3	180 (漁)		方形龍骨翼板と肋骨との取合鉄兩舷計27本弛緩漏水。	
27-5	改E (貨)	7年1月	龍骨とA條外板の縦縁に沿い各徑2mmの小破孔5箇所。	熔接線におけるアンダーカットがA板にあつたためと思われる。
27-8	3D (貨)	4年0月	船底A條外板に100mmの龜裂2箇所。	附近に古い龜裂修理(二重張)が見られ外板の材質不良が考えられる。切替。
27-10	3D 改(貨)	4年2月	船底外板の凹損20箇所。	



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
27-1	153 (漁)	3年5月	船首から1枚目の龍骨翼板が外板内部からの点蝕のため、海難時破口を生じた。点蝕は全長に認められる。	点蝕の一因として、前部船員室下の空所の排水装置不備が考えられる。
27-2	4,454 (貨)	1年1月	外板鋸特に船首尾船底に腐蝕したものが多く、全體を通じて約4,000本。	
27-4	改E (貨)	8年2月	鋸先の磨耗甚だしいもの753本。	全部打替
27-7	2,199 (貨)	7年5月	船首兩舷彎曲部外板の延長外板で右舷19本、右舷380本の鋸頭腐蝕があつた。	全部打替
27-9	7,118 (貨)	0年10月	船首K~E板上縁鋸、船尾ウエルにおける板上縁鋸、E板附近の肋骨鋸等計3,500本に鋸頭腐蝕。	外板は健全である。
27-10	6,830 (貨)	1年7月	鎖鎖で擦られる部に鋸頭腐蝕右舷850本、左舷750本。	打替
27-11	13,064 (油)	0年10月	右舷外板の肋骨固着鋸に腐蝕126本。	
27-5	6,848 (貨)	0年11月	第1番倉 船首倉の喫水3m以下の部分に鋸頭腐蝕1,281本。	
(13) 甲板				
26-8	2,850 (貨)	8年7月	上甲板熔接部に約1,220mmおよび470mmの2箇所龜裂	
26-10	改E (貨)	8年1月	試孔による板厚測定結果8mmが6mm、6mmが4.5mmに減厚していた。	
27-2	6,209 (貨)	0年2月	(i) 船首樓甲板下の梁柱屈曲のため甲板が沈下した。 (ii) ホースパイプの甲板フランジ(鑄鐵)兩舷共龜裂。 (iii) 舷牆支柱と船首樓甲板との熔接が切れまた龜裂が入る。	甲板補強のために梁1本にレバースを新設。またヘリダー4本にレバースを新設。
27-5	9,933 (油)	7年2月	上甲板に3箇所龜裂を生じた。 (i) Fr 53 附近で突合せ熔接に龜裂。 (ii) Fr 69 附近で横縁重れ接手に僅少な龜裂。 (iii) F 64 附近でサーピンの幅が廣過ぎて熔接で埋めた所に龜裂。	(i) は熔着不完全のため、対策として(i)目板を施し22mm鋸固着とした。 (ii) 二重張を施す。 (iii) 二重張を施す。
27-4	3TL改 (油)	6年10月	上甲板において右舷(舷側から3番目)Fr 63 の後方に約250mmの龜裂。	熔接した後補強板を取付けた。
27-5	6,288 (貨)	0年5月	(i) 船首樓甲板とbow chockのstayの取付部が兩舷2箇所持ち上つて甲板に龜裂を生じた。 (ii) ホースパイプの甲板フランジに100mmの龜裂。	(i) に對して、甲板面に當金を施し、甲板下にカーリングを新設。
27-4	9,897 (油)	7年6月	主ポンプ室の上甲板開口箇所に龜裂2箇所。	
27-8	1TL (油)	6年5月	中央ポンプ室の上甲板開口部前後の甲板の突合せ熔接に龜裂	再熔接して肘板で補強。
27-4	2A改 (貨)	7年8月	第二甲板はその梁と共に屈曲し、凹入最大130mmに達した。その他甲板下縦桁が挫屈、肋骨二重張等は屈曲龜裂。	第4番倉中甲板に敷鐵鑽石をのせ荒天に遭遇して損傷を蒙つたもの。



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
27-10	3D 改(貨)	4年2月	上甲板梁上側板の二重張の突合せ溶接部に龜裂。	

(14) 船樓および甲板室

26-11	5,599 (貨)	0年1月	(i) 船橋樓甲板上甲板室前部の側壁に2~3分の間隙を生ず。 (ii) 船橋樓甲板上甲板室前部出入口(左舷)側壁に龜裂。 (iii) 船樓端舷塔の伸縮接手の鉋切断。	対策として、(i) C/ER <sup>m</sup> の支柱上の甲板下縦桁を補強した。(ii) 第3倉口の後端の隅に梁柱新設した。(iii) 船樓後端の伸縮接手を溶接した。
27-10	6,397 (貨)	2年0月	(i) 船橋樓前端の放水口の隅に龜裂。 (ii) 甲板室前方の出入口の隅に龜裂。	(i) に對しては放水口の端に二重張板を溶着した。 (ii) 出入口の隅には丸味がなかつたものは丸味を附し、四隅に二重張板を設けた。
27-10	6,637 (貨)	1年1月	端艇甲板の後端のカーテンプレートに龜裂。	
27-2	7,126 (貨)	0年7月	上甲板上甲板室のカーテンプレートに約150mmの龜裂。	
27-7	6,848 (貨)	0年11月	(i) 船橋樓甲板上甲板室出入口のコーミングの隅に龜裂。 (ii) 船橋樓の前端壁と舷塔との接合部に長さ300mmの龜裂	
27-6	7,713 (貨)	1年3月	(i) 船橋樓甲板室前端壁と舷塔との固着部に龜裂。 (ii) 同上甲板室側壁出入口の隅に龜裂。	(i) に對しては従來肘板と甲板室前壁とが直接溶接であつたのを二重山形固着に改めた。 (ii) に對しては直角であつた隅に75Rの丸味を附けた。
27-11	5,381 (貨)	1年11月	遮浪甲板上甲板室の前部の木製扉開口部の兩舷共四隅に龜裂。	二重張を施した。なお開口の隅にはRがなかつた。
27-9	6,342 (貨)	1年7月	(i) 船橋樓後端隅壁の出入口に龜裂5箇所。 (ii) 船橋樓甲板上甲板室室壁出入口に龜裂3箇所。 (iii) 端艇甲板上甲板室室壁出入口に龜裂4箇所。	(i) に對しては隅のRを150mmに増加し、かつ二重張を設けた(ii) (iii) に對しては隅のRを100mmに増加し二重張を設けた。
27-9	7,118 (貨)	1年0月	船橋樓甲板上甲板室の開口の上部壁に龜裂發生。	開口上部に8mm板を新設し、開口上部の周縁に半丸鋼を付けた。

(15) 倉口

27-4	2D (貨)	7年0月	第2倉口後端隅の縁材に横方向600mmの直線の龜裂	内側から突合せツギ手目板をあてた。
27-5	6,288 (貨)	0年5月	(i) 第2倉口の左舷縁材が約中程の所で上部から約100mm龜裂。 (ii) 同縁材の水平防撻材が船橋樓前部の近くで兩舷共龜裂。	(ii) に對しては1.5mにわたり二重張を施した。
27-2	4,978 (貨)	0年5月	(i) 第2倉口の右舷水平防撻材後部において(この防撻材は銅製倉口蓋板のルール受震兼用)バルブの切断除去してある點に水平面全通の龜裂。 (ii) 左舷側同所に約60mmの龜裂。 (iii) 第3倉口の左舷側縁材の延長縦桁と船樓後端隔壁との取合の溶接が全部離脱。	損傷(i) (ii) はバルブの除去によるものと思われる。 損傷(iii) (iv) は甲板上縦桁が隔壁で止まっているための強力な急變によるものと思われる。



検査年月	総トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
			(iv) 同所右舷側は上部から約 30mm 龜裂.	
27-2	7,152 (貨)	0年 4月	倉口の隅の縁材と甲板との溶接部に上甲板 14 箇所, 船樓甲板 8 箇所に龜裂.	倉口隅の丸味が 150mm で比較的小さい.
27-9	7,152 (貨)	0年 11月	前欄の船が再び倉口隅の溶接に龜裂を生じた. 上甲板に 10 箇所船橋樓甲板 1 箇所.	溶接が充分できるように倉口隅曲板下端を削り入念に溶接した.
(16) 倉口隅				
26-9	5,244 (貨)	7年 6月	第 1 倉口側縁材の後部兩舷に龜裂および第 4 倉口側縁材の前部左舷に龜裂.	Fr23, 126 に特設梁を新設.
(17) 機 關 室				
27-1	1,973 (貨)	11年 11月	中間軸受臺架構鉋が弛緩.	中間軸受臺架構の構造を改良した.
27-8	65(漁底曳)	5年 2月	機關下の桁板が軽目孔からホールディングダウンボルト取付位置の直下にかけて龜裂が発生.	桁板に 14mm 板をあてた, また桁板付の肘板を補強した.
(18) 推力受臺				
26-3	改 E (貨)	7年 0月	推力受臺の臺板および推力受臺下部肋板等の固着鉋約 100 本弛緩.	臺板を 13mm に新替. 縦桁の頂部山形を 130×130×10A とした.
(19) 舷 塔				
26-12	8,178 (貨)	1年 0月	上部船橋樓右舷舷塔板下部溶接部に約 100mm 龜裂.	
26-12	6,307 (貨)	1年 0月	船橋甲板の舷塔に龜裂.	
27-1	6,987 (貨)	1年 0月	上甲板上中央部甲板室の後端舷塔板の丸味の後方端に小龜裂.	
27-4	7,118 (貨)	0年 7月	(i) 船首樓舷塔支柱の甲板取付部の甲板凹入, 龜裂. (ii) 兩舷各 1 箇所に舷塔と外板取合鉋が 14 本弛緩.	
27-5	6,288 (貨)	0年 5月	船橋樓兩端 4 箇所の舷塔の頂部山形鋼がいずれも 100mm 程龜裂.	頂部山形鋼は 180B. A.
27-10	5,602 (貨)	1年 10月	船樓端の舷塔頂部山形鋼の突合セッキ手目板が切斷.	新造當時伸縮接手であつたがその後廢して鉋着したものである.
27-9	6,342 (貨)	1年 7月	上甲板上船橋樓前後端部の舷塔板と舷側厚板との固着鉋各 1 本ずつ弛緩.	舷側厚板の上縁上に平鋼を 1 肋骨心距溶接しこれと舷塔板とを鉋着した.
27-9	6,342 (貨)	1年 7月	船橋樓甲板上甲板室, 前端部において (i) 舷塔板と舷側厚板との固着鉋が兩舷約 20 本ずつ弛緩. (ii) 舷塔支柱 2 本龜裂. (iii) 舷塔板上縁に龜裂. (iv) 船樓前端隔壁に 40mm の龜裂.	放水口を F103% までふさぎ, 伸縮接手を斜めとしかつ位置を變更した.
(20) 貨 油 倉				
27-4	9,897 (油)	7年 6月	第 4 貨油倉の縦通隔壁付肘板の(第 3 水平防撓材の位置) 端部において隔壁板に約 800mm 龜裂.	肘板の端部に當金を設けた.

検査年月	トン数 (船種)	船令	損傷概要	備考
27-6	5,291 (油)	9年7月	(i) 第1貨油倉の中心線甲板下縦桁および甲板下横桁が4箇所屈曲。 (ii) 中心線甲板下縦桁端の防撓材に龜裂。 (i) 第1貨油倉上の上甲板が約2'陥没。	(i) 中心線縦桁と横桁との取合に肘板新設。 (ii) 肘板を新設
27-8	1T.L (油)	9年5月	(i) 第1貨油倉の前部のポンプ室隔壁板に、第3船側縦通桁の隔壁取付部において、L形(450mm)の龜裂。 (ii) 第3貨油倉の後部隔壁と縦通隔壁の溶接部に龜裂4箇所。 (iii) 各貨油倉内において、隔壁防撓材の溶接離脱部22箇所。	(i) 小當金を設けた。
27-9	2T.L 改(油)	2年3月	(i) 第2(右)第3(右)第5(右)第7(兩)各貨油倉の縦壁の中央部で船底横桁の肘板取合部(溶接)に龜裂。 (ii) 第1貨油倉(左)に鋸コーキング50本、シームコーキング70'-0"第2貨油倉(心)不良鋸5本、燃料油タンクに不良鋸56本、外板に不良鋸258本。	不良鋸は打替
27-11	T.L 改(油)	8年6月	船側縦通桁の肘板の附根、横隔壁の防撓横桁の肘板の附根、下部の水平防撓材の縦通隔壁附根等に計5箇所の龜裂。	

天然社・海事圖書

上田篤次郎著 A5上装(折込7枚)500圓(送40圓)

船用電気設備

造船協會電気溶接研究委員會編

A5判總アト 200頁 360圓(送40圓)

船の溶接設計要覽

小林恒治著 A5上装 260頁 420圓(送40圓)

實用航海術

小野寺道敏著 A5上装 340頁 500圓(送40圓)

氣象と海難

山縣昌夫著

船型學(推進篇) B5上装 350頁

850圓(送50圓)

船型學(抵抗篇) B5上装圖表別冊

700圓(送50圓)

上野喜一郎著 A5上装 280頁 380圓(送30圓)

船の歴史(第一卷)古代中世篇

米國造船造機學會編 米原令敏譯 各 B5上装

船用機關工學(第1分冊)650圓(送50圓)

船用機關工學(第2分冊)520圓(送50圓)

船舶局資材課監修 B5上装 400頁 650圓(送50圓)

船舶の資材

茂在寅男著 B5上装 210頁 280圓(送25圓)

解説「レーダー」

橋本・森共著 A5上装 200頁 300圓(送30圓)

船舶積荷

依田啓二著 A5上装 200頁 280圓(送25圓)

海上衝突豫防規則提要

小野暢三著 A5上装 170頁 250圓(送25圓)

船用聯動汽機

春日・杉浦・雨宮監修 A5判 500頁 800圓(送50圓)

水産辭典

矢崎信之著 B6上装 300頁 250圓(送25圓)

船用機關史話

渡邊加藤一著 A5上装 200頁 280圓(送25圓)

荒天航泊法

小谷・南・飯田共著 A5上装 340頁 450圓(送40圓)

機關士必携

依田啓二著 A5上装 400頁 450圓(送40圓)

船舶運用學

小谷信市著 A5上装 300頁 350圓(送40圓)

船用補機

小野暢三著 B5上装折込圖4葉 400圓(送40圓)

貨物船の設計

高木 淳著 A5上装 240頁 300圓(送40圓)

初等船舶算法

中谷勝紀著 A5上装 320頁 350圓(送40圓)

船用千一ゼル機關

中谷勝紀著 A5上装 200頁 250圓(送25圓)

船用燒玉機關

神戸高等商船學校航海學部編

A5上装 180頁 180圓(送25圓)

航海士必携



# 進水時の船體應力の測定

市川 慎平

運輸技術研究所船舶構造部長

## について

### 緒

進水の際に船體應力を測定することは以前から行われているが、機械的歪計や光學的歪計に代つて電気抵抗線歪計が新しく登場し、多數の點の應力が比較的容易に計測出来るようになってから、進水時の應力測定に新しい意味が生れて來たのである。

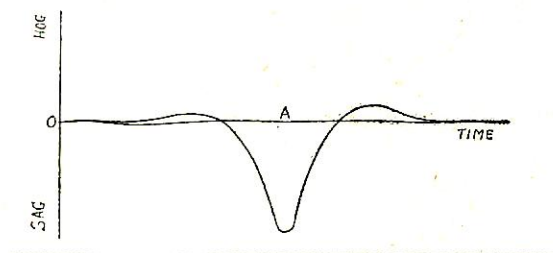
過去の進水計測は、進水のために必要な資料を得るのを目的とした場合が多く、例えば Lift by stern の位置を確認したり、特に L/D の大きい船の進水時の強度を計算と比較する等であつて、これらは勿論進水の安全と經費の節約に役立つていた。しかし最近では船體構造強度研究の手段として、進水時を利用して計測が行われるようになって來たのである。

航行中の實船強度の研究には、船體が波に乗つた状態を必要とする。しかし航行中の船について計測する機會は容易に得られないのであるが、Lift by stern のときには船體に曲げモーメントが與えられ、測定もし易くまた船體もほぼ完成してゐて實驗には甚だ都合な機會である。

進水時の曲げモーメントの大きさは明確には求められなないし、また船體に働く力の作用點が波の場合とは異なるが、局部的な應力分布を求めるには差支えない。普通構造の商船では Lift by stern の時に甲板上の平均應力が  $2\sim 3\text{kg/mm}^2$  であるが、構造部材の應力比を求めることが出来れば研究には充分である。船橋樓端部の不連続箇所、甲板開口、船底縦通桁、隔壁等に試みて良好な成績を擧げて來た。設計改善に利用するに手頃な方法であらう。

### 測定方法

進水中の船が受ける曲げモーメントは下圖の如き變化をし、A 點がほぼ Lift by stern の位置である。



\* 電気抵抗線歪計の取扱い方等は 27 年 9 月號以降運輸掲載されているから参照されたい。

歪計が記録した各測定點の時間—歪應力曲線の A 點における値を plot すれば應力分布が得られる。

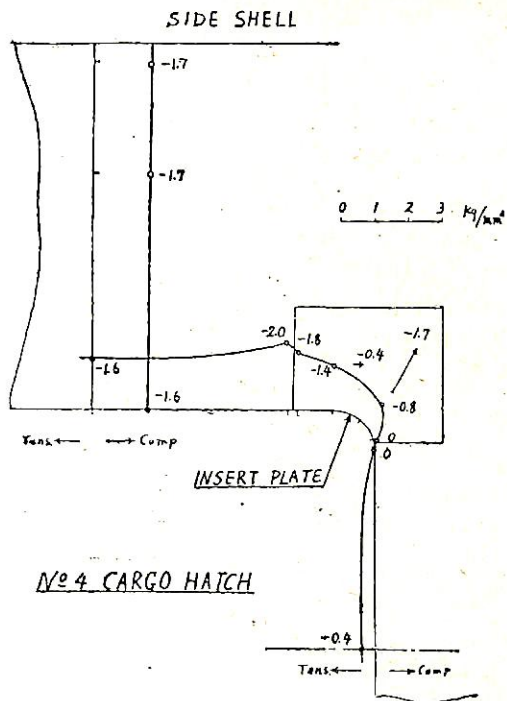
現在使用されている測定装置については本誌昭和 27 年 2 月號に「最近における抵抗線型電氣的歪計の進歩—動的應力測定装置」として詳細發表されているから要點のみを記すに止める。\*

12 個の歪ゲージを機械的なロータリースイッチが約 0.5 秒の周期で 1 組の増幅器および電磁オシロスコープの 1 極に切換接續する。感光記録紙上に記された 12 個の點の繰返しを時間に従つて plot すれば、各測定點の應力を曲線として描くことが出来る。進水の如き比較的緩慢な應力變化に對しては測定間隔 0.5 秒で充分であるから、切換數 12 個程度の場合には機械的なロータリー式でも差支えない。測定には 12 點のもの 4 臺を使用し、8 點の計測を行つてゐるが今後測定點を増したりあるいは測定間隔を短縮するためには電子管切換方式によらねばならない。間もなく現在のものに代つて現われるであらう。

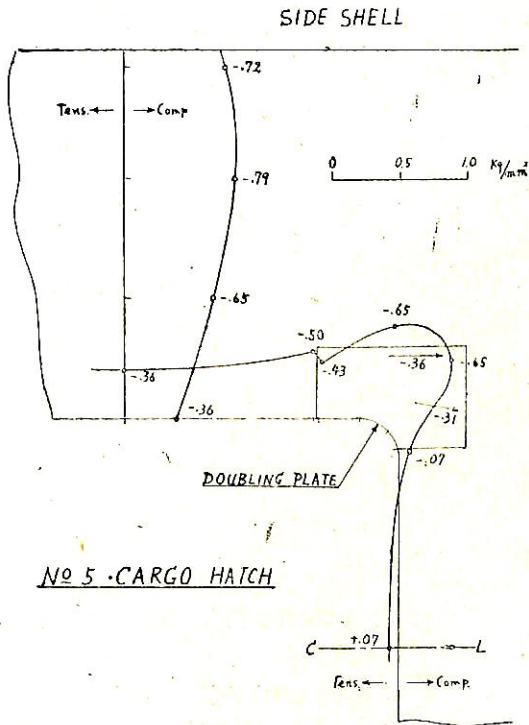
進水計測の準備は比較的簡單であつて、歪ゲージの貼付、リード線の配線、計測装置(増幅器・切換器・オシロ・電源装置)の配置等に 3~4 日を見込めばよい。參考までに從來の經驗から注意すべきことを記しておくことにする。

- 1) 歪ゲージの絶縁抵抗を充分にするために、人工乾燥を必要とする場合が多い。乾燥には赤外ランプの照射が有効である。Hold 内では船底に水が溜つてゐると乾燥が進まないから排水しておく必要がある。また乾燥後の防濕にワセリンあるいはペトラタム等のコーティングを怠つてはならぬ。
- 2) 増幅器・オシロ・切替器・電源は船橋樓の内の如き風雨を避けた場所に置く。
- 3) 電源用蓄電池の蓄電量に注意し、ロータリースイッチ、オシロカメラの回轉も充分點檢を要する。またリード線には名札を付け整然と配線する。
- 4) 初期撓みの影響を防ぐためには板の両面に歪ゲージを貼るのが原則であるが、Bottom Longl. Girder 類・型材等では片面で充分であつた。甲板・船底外板等は出来れば両面測定が望ましいが片面でも注意して行えば差支えない。Flat plate BH<sup>1)</sup> では両面測定を必要とし、波型隔壁も両面を測定





第1圖 HATCH CORNER の應力分布  
(a) INERT PLATE の場合

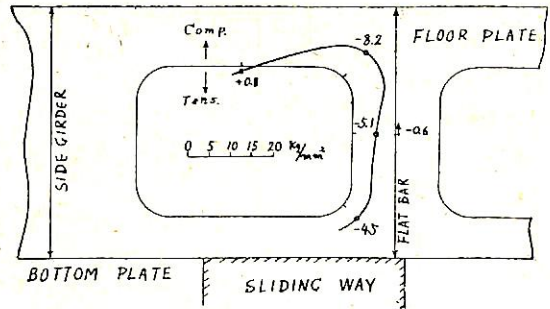


第1圖 HATCH CORNER の應力分布  
(b) DOUBLING PLATE の場合

すれば安全である。

### 測定例

最近行われた測定の中から数例を掲げ、進水計測の概要の理解に資したい。なお本誌28年1,2月號に3例 (Mid ship の上甲板, Door Way の周壁, 船橋渡前



第2圖 進水時における肋板の應力分布

端) が既に發表されている故併せ参考とされたい。

#### 1) Hatch corner (Fig (a), (b))

同一の船に Doubling plate を當てた Hatch と Insert plate を用いた Hatch があつたので、その應力分布を比較した。兩者の曲げモーメントに差があるので應力値は甚しく異なるが、應力分布の傾向は明瞭に知ることが出来る。

#### 2) Floor plate におよぼす進水臺の影響 (Fig 2)

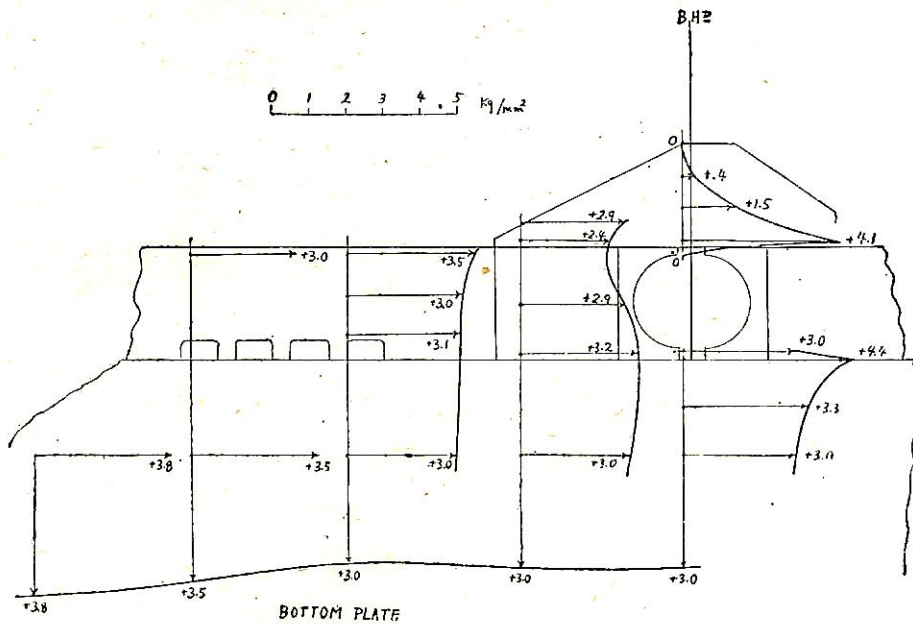
進水臺の反力が Way end で Floor plate を挫屈させる場合が考えられるので、進水のための資料として測定を行つたものである。もしこの附近の數個所の Floor plate に歪ゲージを取付けると固定臺の長さの適否が明かになる。

#### 3) Oil tanker の Bottom longl. (Fig 3 I) (II)

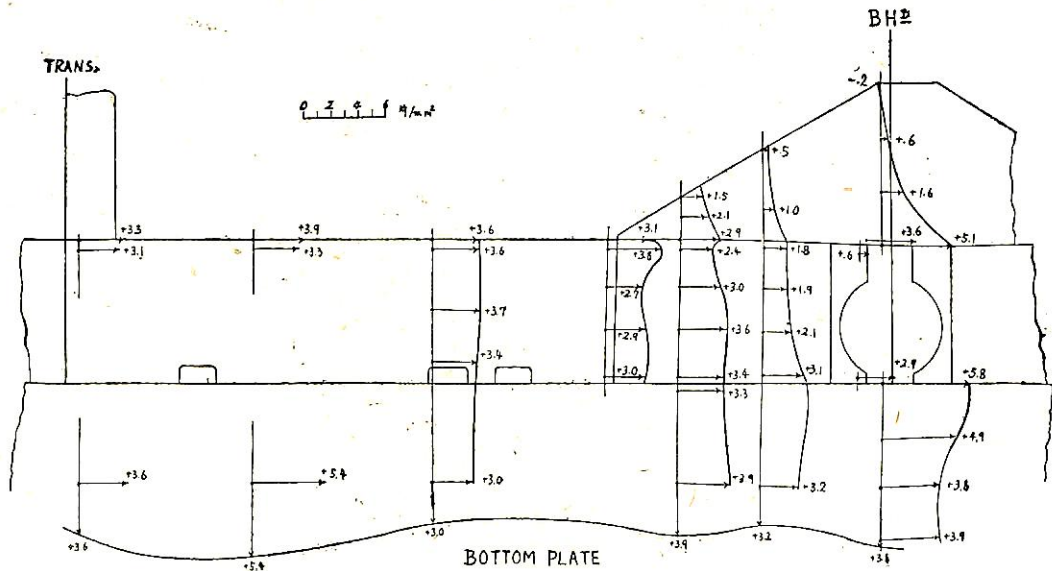
Bottom longl. が Transverse BH<sup>1)</sup> と交叉する部分の應力分布を測定したものである。Bottom plate 上の應力は一應比較の基準として考えることが出来る。Bottom longl. 上の應力も Bracket より少し離れると一樣な分布になつて Bottom plate に等しくなる。Bracket の頂部には殆んど應力がなく、底部の隔壁と交叉する個所に集中して来る。最大應力は船底外板の上で隔壁と出合う個所に生じている。

この2例は造船所も異り船の大きさにも相當な差があるが、應力分布の様相は甚だ類似していかかる構造様式に興味深い示唆を興えるものがある。





第3圖 BOTTOM LONG L の應力分布 (I)



第3圖 BOTTOM LONG L の應力分布 (II)

結

進水時を利用した船體構造強度の研究は比較的手軽に行うことが出来て、實例の示す通り良い結果が得られている。

計器も今後容易に使用出来ることと思われ、また新規入手も困難ではない。造船所においても各種の船につい

て系統的測定を行つて資料の集成を行うことが望ましい。

進水計測をここまで發達せしめたのは、造船協會船體構造研究委員會・造船研究協會第二部會・各造船所・東京大學・運研の一致協力の成果であることを附記して筆を止める。

国内需要の70%を占める!

1. 強靱小型で、しかも能率無比のキトー製品!
2. どの製品をとつても信頼できるキトー製品!

# キトー チェーンブロック

3. アメリカでも絶対信用を持つ  
キトー・チェーンブロック!



**KITO**

品質管理!  
全鋼製!

★ 全国著名販売店へ御照会乞ふ

製造元 株式会社 鬼頭製作所

神奈川県川崎市中野島一〇八四番地

電話登戸 66・121

発売元 鬼頭商事株式会社

東京都中央区日本橋吳服橋三丁目五番地

電話千代田 07 8860・8861



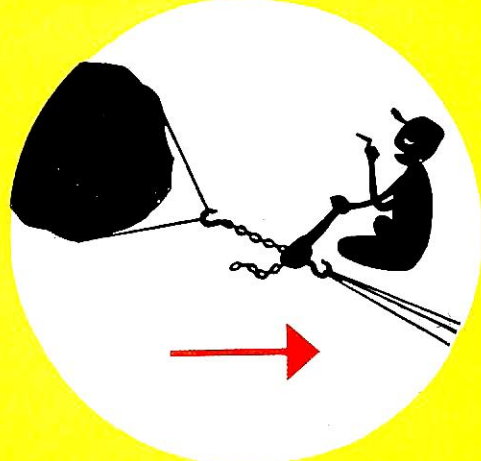
最大の需要が証明する

# キトー

## 万能牽引機

# レバー フック

1 1/2 吨 · 3 吨 · 5 吨



### 縦・横・斜。自由自在!

利用先  
 鋸 業  
 鉄道事業  
 電気事業  
 通信事業  
 農林事業  
 水産業  
 造船業  
 製鋼業  
 機械工業  
 化学工業  
 土木建築業  
 輸送業  
 倉庫業  
 其他一般

製造元  
株式会社 鬼頭製作所

神奈川県川崎市 中野島一〇八四番地

電話登戸 66・121

発売元  
鬼頭商事株式会社

東京都中央区日本橋 吳服橋三丁目五番地

電話千代田 (27) 8860・8861



# 軽合金の船體構造への應用について

渡邊正紀  
大阪大學教授

## 1. 緒言

軽合金を船體構造の一部に應用し船體重量の輕減を計らんとする試みは從來より行われていたのであるが、材質的に海水に對する腐蝕の點において問題があつた。この點近時大いに改良せられ良質の材料が製造せられるにいたり、軽合金の船體構造への應用ということに多大の關心が拂われるにいたつてゐることは衆知のことである。

軽合金の利點は從來の軟鋼材に較べて比強度（強度を比重で除した値）が著しく高いということである。しかしながら軽合金を船體構造の一部に應用する場合必然的に軟鋼材との機械的性質の差異ということが問題になると共に、材料價格が現状において軟鋼に較べて非常に高いということを考えれば、いかにして軽合金を有効適切に利用するかたんに技術的な面のみならず他方經濟的な考察が必要となつてくる。その他軽合金自體の加工上の問題等設計上工作上幾多考慮せらるべき問題が殘されてゐる。

本稿はこれらの問題全般にわたつて考慮すべき事柄について概説を試みることにする。

## 2. 船舶用アルミニウム合金とその諸性質

船舶用アルミニウム合金としては耐蝕性がまず要求せられる。耐蝕性合金としては Al-Mg 系, Al-Mg-Si 系, Al-Mn 系, Al-Mg-Mn 系, Al-Si 系合金があるが、現在機械的性質、加工性の問題より Al-Mg 系, Al-Mg-Si 系が主として用いられてゐる。アルミニウム合金は大別して展伸材と鑄物材に分けられ、また特性上からは非熱處理合金と熱處理合金に分けられる。前述の Al-Mg 系のもは非熱處理合金であり、Al-Mg-Si 系合金は熱處理合金である。Al-Mg 系合金はいわゆるヒドロナリウムであつて、展伸材としては JIS 船用 Al 合金第 1 種, 第 2 種, Alcoa 52S, 62S 等がこれに屬し鑄物用材としては JIS 船用 Al 合金鑄物第 1 種, Alcoa 214, 216 等がある。Mg の含有量が増すほど強度は高くなり機械的性質は増すが加工性は低下する。Al-Mg-Si 系合金は Mg と Si が Mg<sub>2</sub>Si の比で含有されており、展伸材としては Alcoa の 53S, 61S 等はこれに屬し鑄物用材としては JIS 船用 Al 合金鑄物第 2 種, Alcoa 220 等がこれに屬している。

次に參考のためアルミニウム合金と軟鋼の諸性質につ

いて比較表を示しておく。

材料の種類	アルミニウム合金	軟鋼
比重	① 2.68	7.85
弾性係数 (E)	① 7,200kg/mm <sup>2</sup>	21,000kg/mm <sup>2</sup>
" (G)	① 2,700kg/mm <sup>2</sup>	8,100kg/mm <sup>2</sup>
ポアソン比	① 0.33	0.30
引張強さ (T)	① 18~23kg/mm <sup>2</sup>	③ 41~50kg/mm <sup>2</sup>
降伏點	① 8.4kg/mm <sup>2</sup>	③ 23kg/mm <sup>2</sup> 以上
伸	① 20% 以上 (50mm)	③ $\frac{1060}{T}$ % 以上 (200m/m)
線膨脹係數 (1°F につき)	12.5 × 10 <sup>-6</sup>	6.7 × 10 <sup>-6</sup>
引張強さが $\frac{1}{2}$ となる時の溫度	400°F	900°F
比強度 (比引張強さ)	① 6.72kg/mm <sup>2</sup>	③ 5.22kg/mm <sup>2</sup>
比強度 (比耐力)	① 3.13kg/mm <sup>2</sup>	③ 2.93kg/mm <sup>2</sup>
熔解點	② 600~650°C	1500°C
熱傳導度 (0~100°C)	② 0.28cal/cm. sec. °C	0.12cal/cm. sec. °C
電気傳導度 (20°C)	② 14~17m ahm/mm <sup>2</sup>	15m/ahm mm <sup>2</sup>

- ①…船用 Al 合金板第 1 種の値
- ②…Al-Mg 系合金の値
- ③…NK 規格材の値

## 3. 引張または壓縮荷重をうけるアルミニウム合金の強度計算上の問題

軽合金部材の強度を鋼のそれと同等に保つためには Al 合金の使用應力と引張強さの比を鋼のそれらの比と等しくなるようにとればよい。従つて鋼の斷面積が A<sub>s</sub> ならば Al 合金の斷面積 (A<sub>a</sub>) は

$$A_a = (f_s / f_a) A_s \dots\dots\dots (1)$$

f<sub>s</sub>, f<sub>a</sub> : それぞれ Al 合金および鋼の引張強さになるようにとればよい。

引張荷重に對しては上式だけで問題はないが、壓縮荷重に對しては挫屈現象をも考慮する必要がある。今鋼柱と同等の柱におきかえるとして、それぞれの兩端の條件が同一ならば

$$I_a = E_s / E_a \times I_s \dots\dots\dots (2)$$

I<sub>a</sub>, I<sub>s</sub> = それぞれ Al 合金および鋼柱の斷面の斷面二次モーメント



$E_a, E_s$  = それぞれ Al 合金および鋼の弾性係数に定めればよく、板の場合には次式の板厚に定めればよい。

$$t_a = t_s \times \left( \frac{S_a}{S_s} \right)^{1/2} \sqrt{\frac{E_s}{E_a} \times \frac{f_a}{f_s}} \dots\dots\dots (3)$$

但し  $t_a, t_s$  = それぞれ Al 合金板および鋼板の厚さ  
 $f_a, f_s$  = " " の発生応力  
 $S_a, S_s$  = " " の横補強材の間隙

上記の (2) および (3) 式はいずれも弾性限内の挫屈を対象としているが、Muckle は更にもつと厚い板の場合を實驗して次の式を與えている。

$$P_a = \frac{39}{1 + \frac{1}{370} (s/t)^2} \dots\dots\dots (4)$$

$P_a$  : 挫屈応力 (ton/in<sup>2</sup>)  $s/t$  : スパン/板厚  
 上式は軟鋼に對する Montogomerie の式

$$P_s = \frac{18}{1 + \frac{1}{950} (s/t)^{1.75}} \dots\dots\dots (5)$$

と比較するため (3) 式の換算式により鋼の  $P_s$  に相當した  $s_a/t_a$  に對應するアルミニウム合金の  $s_a/t_a$  の値を求めそれによる (4) からの  $P_a$  を求めて、同じ  $s_a/t_a$  の値に對する實驗結果と比較してみると  $s/t$  の小なる場合には實驗値は鋼の式より換算した挫屈値より大きくなるが、 $s/t$  の大なる所では割合によく一致していることが確め得る。すなわち (3) 式により計算することは實驗結果に對して安全側にあることが知られ、Muckle 等もこの換算方法を推奨している。

#### 4. 輕合金を上部構造に使用した場合の強度計算

輕合金構造物の寸法決定に際しては次の諸條件が満足せられねばならない。

- 1) 輕合金に對する安全應力  $f_a$  を超えてはならない。
- 2) 輕合金に對する挫屈應力を超えてはならない。
- 3) 鋼部分の應力もまたその安全應力  $f_s$  を超えてはならない。
- 4) 鋼部分に對する挫屈應力を超えてはならない。

この際  $f_a$  のとり方であるが、鋼船の場合の安全應力  $f_s$  を基準にして、アルミニウム合金と軟鋼の引張強さの比で縮めて求めればよい。挫屈應力値の基準については前節の計算式によればよい。

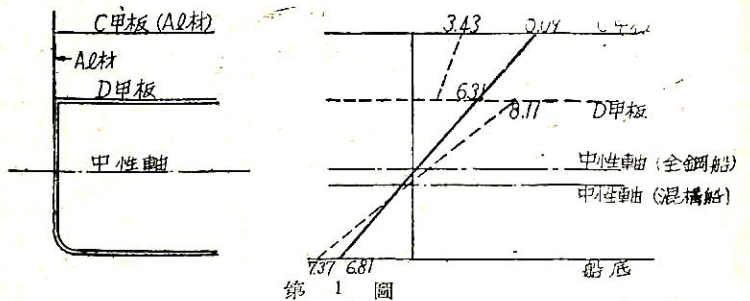
今縦通材の中性軸のまわりの断面二次モーメントを  $I$ 、中性軸から全通上層甲板までの距離を  $y$  で表した

とすれば同一曲げモーメントに對し條件 (1) を満足せしめるためには次の條件式が満足せられるべきである。

$$f_s \times \left( \frac{I_o}{y_o} \right) = f_a \times \left( \frac{I_1}{y_1} \right) \left( \frac{E_s}{E_a} \right) \dots\dots\dots (1)$$

但し添字 0, 1 はそれぞれ全鋼製船の場合および上部構造を輕合金にしたいわゆる混構船の場合を示す。

混構船を設計する場合として ① 輕合金船樓を鋼製船體に最初からの設計として附ける場合並びに ② 鋼製船樓を輕合金船樓に改装する場合とが考えられる。① の場合に對しても ② の場合に對しても (1) 式を満足せしめるように輕合金板の板厚を定めるべきは勿論であるが更に一方挫屈強度についても吟味しておくべきである。なおここで一言しておくべきことは ② の場合船體上部の鋼を輕合金に置き換えることによつて鋼船構造部の應力が元の全鋼製船の最大應力を超える恐れがあり上甲板が挫屈を起すような場合もあり得ることである。従つて設計としては元の上甲板の應力が變らないように輕合金船樓の斷面積を決定するかまたは元の上甲板の厚さを増加せしめるかしくはならない。



第1圖は後者の場合について全鋼製船と混構船の應力分布を比較計算したものの一例である。なおこの圖において船底においても應力が僅かながら増加していることは注意すべきであつて、上部構造を輕合金に改装するに際しては船底の應力についても一應の検討がなされるべきであらう。

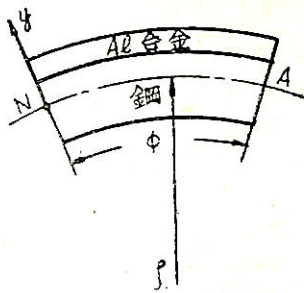
#### 5. 温度變化による混構船の應力

Al 合金と鋼の熱膨脹係數  $\alpha$  は著しく異なる故 (Al 合金  $1.27 \times 10^{-5}/^{\circ}F$ , 鋼  $0.67 \times 10^{-5}/^{\circ}F$ ) 兩者の混構船においては温度變化により相當程度の熱應力が發生することになる。

混構船の強度計算において Carlett は次の如き温度變化を標準とすることを提案している。

- 1) 船の最上部と最低部の温度差は  $60^{\circ}F$  とする。
- 2)  $60^{\circ}F$  の温度勾配は拋物線狀に分布する。
- 3) 船全體が一樣に  $20^{\circ}F$  の温度上昇をする。





第2圖 添字 a, s を附しそれぞれ Al 合金, 鋼における量を表わすものとする

熱應力の計算の方法は別に難しいことでなく簡単に圖の如き合成梁について普通の曲げ理論を適用した式を利用すればよい。今温度變化を  $T(y)$  で表すならば合成梁の任意の點の歪は

$$\frac{1}{L} [\rho\phi - (1 + \alpha T)L] + \frac{y}{\rho} \quad (1)$$

で表される故 Al 合金部分および鋼部分の應力は

$$\frac{E_a}{L} [\rho\phi - (1 + \alpha_a T)L] + \frac{E_a y}{\rho}$$

$$\frac{E_s}{L} [\rho\phi - (1 + \alpha_s T)L] + \frac{E_s y}{\rho}$$

となる。

上の各式を梁の断面全體について應力の總和は零、並びに應力モーメントの總和は零という二つの條件に代入すれば  $\rho\phi$  および  $\rho$  の値を決定することが出来る。これらの値を (1) 式に代入すれば各點のうける應力は次式で表される。

$$E \left( \alpha T - \alpha T + \frac{E_a T y dA}{\int E_y dA} y \right) \quad (2)$$

但し

$$\alpha T = \frac{\int E_a T dA}{\int E dA} = \frac{E_a \alpha_a \int T(y) dA_a + E_s \alpha_s \int T(y) dA_s}{E_a A_a + E_s A_s}$$

上式の第1項と第2項で表される應力を  $p_t$  とすればアルミ合金部分と鋼部分においてそれぞれ

$$E_a \alpha_a [\alpha T / \alpha_a - T(y)], E_s \alpha_s [\alpha T / \alpha_s - T(y)] \quad (3)$$

で與えられる。而して  $p_t$  は合成梁が曲らないで一樣に  $L(1 + \alpha T)$  まで伸びると考えられた状態における應力を示し、断面全體については

$$\int p_t dA = 0$$

となり平衡状態にある。しかしモーメントについては

$$\int p_t y dA = - \int E_a T y dA$$

となり外からモーメントが作用しなければ平衡しないことを表す。これに對して (2) 式の第3項 (これを  $p_b$  で表す) は断面全體についてモーメントが平衡するように  $\int E_a T y dA$  の曲げモーメントがかかるまで梁が曲ることにより生ずる應力であつて、平衡に要する曲げモーメント (Thermal bending moment) をいわゆる "relevant section modulus" で割つて得られるものである。すなわち

$$p_s = \frac{\text{thermal bending moment}}{\text{relevant section modulus}}$$

但し

$$\text{relevant section modulus} = \frac{\int E_y y^2 dA}{E_y}$$

$$= \begin{cases} \frac{1}{E_a y} \left[ E_a \int y^2 dA_a + E_s \int y^2 dA_s \right] & \dots\dots\dots (\text{Al 合金部分}) \\ \frac{1}{E_s y} \left[ E_a \int y^2 dA_a + E_s \int y^2 dA_s \right] & \dots\dots\dots (\text{鋼部分}) \end{cases}$$

### 6. 混構船の振動

一般に梁の撓み振動において自重の影響を無視すれば振動數  $f$  は次式で與えられる。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g/\delta}, \quad \delta: \text{撓み}, g: \text{重力の加速度} \quad (1)$$

W. C. Devereux 等は Al 合金梁の  $f$  は鋼梁のそれの約3倍になるといつているが、これを (1) 式で求めてみると Al 合金の弾性係數の値は鋼の約3倍であるので  $\delta$  の値は鋼の約3倍となる故

$$\frac{f_a}{f_s} = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0.58$$

なる比が求められることになる。これと同様の計算を合成梁の場合に適用してみると合成梁の振動數  $f$  は鋼梁の  $f_s$  に較べ

$$f = f_s \sqrt{\delta_s / \delta} \quad (2)$$

で求められる。

なお Muckle は輕合金の船體をもつた模型により曲げ試験を行つてゐるが、曲げ理論式で求めた値より實際の撓みは大きくなることを確めている。これは船體の歪が逃げを生ずるためと考えられる。従つて (1) より考えても、また Muckle の實驗より考えても混構船の固有振動數は鋼船の場合より減少する傾向にあるものと思われる。また同時に混構船の場合には Al 合金部の吸収エネルギーが大であるため減衰が大きく、鋼船の場合に起り得べき著しい同調は起り難いと思われる。



## 7. 混構船の設計と経済的考察

船體に輕合金材を使用する最大の目的は船體重量を輕減することである。而して輕合金材をいかにして有利に使用するかということが設計上大事である。そのためには第4節、第5節等で述べた事項を考慮すると共に（輕合金材の使用重量）/（輕合金材でおき換えられた鋼材重量）なる比を出来るだけ小となるように心掛けるべきである。

なお輕合金材を上部構造に使用する場合、高い場所における部材の重量が輕減されるので、船體重心の位置が低下する。この重心位置の低下がある程度の大きになると復原性能を變えることなく船幅を減ずることが出来る。これによつて更に船體重量を輕減することが出来る。このことは例えば同一載貨重量、同一速力が要求せられる場合燃料消費を大幅に減少し得て採算上甚だ有利と考えられる。輕合金材料を使用したことによる船體の輕減重量の利用法を大別してみると大體次の三つの場合が考えられよう。

### 1) 輕減重量を全部載貨重量の増加に充當する場合

この場合は船體の主要寸法には變化なく、低速貨物船のような場合に有利である。

### 2) 主機械の馬力を減じ燃料消費量を減少させる場合

輕減重量による排水量の變化、初期復原力の變化等を考慮し、船體の主要寸法や肥沓係数を變えることにより目的が達せられる。このような考えは主として高速船に有利と思われる。

### 3) 船の行動半径や速力を増加せしめる場合

このような方法は軍艦のような場合に有利であろう。

以上の中(3)のことはさておき(1)および(2)の場合について採算上の點を考察してみよう。

今次の如き記號をおくとすれば

$w_a$  = 使用輕合金の全重量 (t)

$w_s$  = 置き換えられた鋼材重量 (t)

$f_s$  = D.W. 1 ton 當りの年間運賃収入 (圓)

$p_a, p_s$  = それぞれ輕合金および鋼材の噸當りの價格 (圓)

$n$  = 年間經費 (銀行利子, 原價償却費, 保險料を含む) の%

$i$  = 利益率

載貨重量の増加 =  $w_s - w_a$

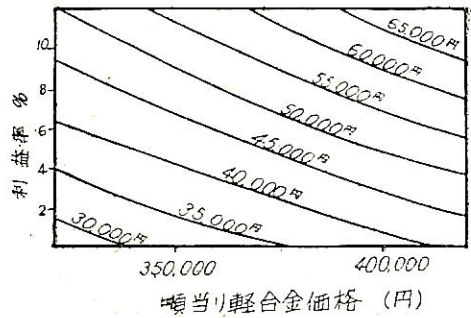
新造船價の増加 =  $w_a p_a - w_s p_s$

年間經費の増加 =  $n(w_a p_s - w_s p_s)$

年間運賃収入の増加 =  $f_s (w_s - w_a)$

年間支出の増加 =  $(n+i)(w_a p_a - w_s p_s)$

(利益率  $i$  が要求せられるものとして)



第3圖 D. W. 1 噸當り年間運賃収入利益率曲線の一計算圖表例

年間支出の増加と運賃収入の増加とが平衡を保つとすれば

$$f_s (w_s - w_a) = (n+i)(w_a p_a - w_s p_s)$$

依つて採算のとれる輕合金の經濟價格は

$$p_a = \frac{f_s (w_s - w_a)}{(n+i)w_a} + \frac{p_s w_s}{w_a}$$

ということになる。

第3圖は  $w_s = 470$  T,  $w_a = 218$ t, DW の増加 = 252T,  $n=15\%$  として輕合金の價格と利益率の關係を年間運賃収入 (噸當り) 30,000~65,000 圓の場合について求めたものである。

次に(2)の場合について述べる。

$F$  = 年間全消費燃料

$C_f$  = 噸當りの燃料價格

$S$  = 燃料消費減少の%

輕合金使用による年間經費の増加 =  $n(w_a p_a - w_s p_s)$  および燃料消費の年間價格の減少 =  $C_f \times F \times S$  が相等しい時に平衡がとれる。これより  $p_a$  を求めてみると

$$p_a = \frac{1}{w_a} \left[ \frac{C_f \times F \times S}{n} + w_s p_s \right]$$

但しこれには馬力減少による主機價格の減少や主要寸法變化による船價減少や輕合金使用の維持費の變化については考えていない。

この設計方法は船價およびそれに附隨する年間經費の増加分を燃料消費の減少により補う方法であるから、最も大きな影響をもつ因子は馬力である。要求速力に対する必要馬力は排水量の係數である。従つて本設計法は輕合金材の使用による重量輕減が排水量に對して大きな比率を示すような船、換言すれば構造重量が排水量の大きな部分を占めるような高速客船、高速貨物客船等に有利である。殊に高馬力船においては馬力が僅か減じても年間の消費燃料費は相當減少することになる。



## 8. 艦装関係一般

以上アルミニウム軽合金を船體に應用する場合問題となるであろうと思われる諸點について概略的な説明を行つて來たのであるが、最後に艦装関係への應用について簡単に言及しておく。艦装関係で最も大きなものといえ

ばアルミニウム合金製の救命艇を擧げることが出来る。Al 合金の重量の鋼に對する比は約 $\frac{1}{2}$ で、強度の點からいへば $\frac{1}{3}$ ～ $\frac{1}{4}$ である。これより Al 合金製のものの重量は鋼製のものの約50～60%とすることが出来、滿載状態で約10%軽くなるようである。Al 合金の重量當りの材料高の問題も使用量が少くなり工作費、鍍金の手數、塗裝費、維持費等の減少を考えてくると、救命艇の製造價格差はずつと減少すると考えられる。更に現在の使用制限(20T)に對しても Al 合金材を使用すれば更に大型のものも設計出来ることになる。

なお Al 合金材を一般艦装品に使用すれば、その非磁性は Magnetic compass の信頼度を高め、木材の代りに使用することにより船の耐久性を増すことになる。現在通風装置、手摺、舷梯、梯子、扇、舷窓、居住装置、航海計器、等種々の方面に使用せられる氣運にある。

## 9. 結 言

外國の文獻によるとアルミニウム輕金屬を船體に應用したものについての研究が非常に多數發表せられており、わが國においてもその必要性を痛感し、船舶用輕金屬委員會が結成せられ、各方面にわたつて研究が進められている。しかし現状は未だ試験期の域を脱せず、使用範圍も非常に少い。しかしながらアルミニウム輕金屬の種々の利點を考えると今後ますます廣範圍にわたり使用せられる時の來ることが期待せられる。

附記 本文は偶々筆者が委員長を仰せつかつている造船協會構造委員會第2分科會文獻小委員會の報告書に大部分據つている。同委員會の委員各位にこの機會に深甚なる謝意を表す。

### 「船舶」の購讀

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

1年 1,300圓(送料共)

半年 700圓( )

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

(512頁よりつづく)

ある。アメリカより、イギリスの方が、將來、注目すべきじゃないかという氣がしますが、吉謙先生の話ですと、日本の研究も大分向うで注目されているとい

## 研究の普遍化

〔秋田〕—最近、船體構造委員會などが生れて造船所と研究所の共同研究が多いので造船所の方が研究をみじかに感じておられるようですが、われわれとしては非常にいい傾向だと思ふ。

〔吉本〕—研究結果を如何に實船に應用するかということが問題になる。佐藤さんがいわれたように N.K. が如何に解釋していくかを苦心されているけれど、そういう點で最近、構造研究委員會が出来て、研究者の方と、造船所のものと、非常にみじかになつて、とりあげる問題も、すぐ實船に應用出来るような問題をとりあげて行く研究の行き方になつて來たということはい

いことと思ひます。  
〔秋田〕—おいそがしい所を、お集り戴いて、設計と研究という、非常に大事な問題をいろいろな角度からデスクッションして戴き、名論も出ました。ありがとうございました。

## 天然社・近刊

船舶局検査制度課長 上野喜一郎著

## 船舶安全法規

A5判 附録共に550頁 定價700圓(送40圓)

1. 船舶とその安全
2. 船舶の安全施設
3. 航行區域
4. 最大搭載人員
5. 制限汽壓
6. 検査の種類および之を行う場合
7. 検査の手續
8. 検査の執行
9. 検査の方法
10. 検査に關する特別取扱
11. 検査の準備
12. 検査に關する證書
13. 漁船の検査
14. 船舶の回航、短期繼續航海および繋船
15. 船舶の再検査
16. 船用品の検査
17. 船舶乗組員の不服申立
18. 船級船の検査
19. 國際條約との關係
20. 外國船舶に對する船舶安全法の適用
21. 航海上の危險防止等
22. 船舶安全法關係法規の履行
23. 船舶の構造
24. 船舶の設備
25. 滿載吃水線
26. 船舶の水密區劃
27. 船舶の防火構造
28. 危險物の船舶による運送および貯藏

附録 1 管海官廳の所在地および管轄區域 2 日本海事協會の所在地 3 船舶検査執行地 4 検査關係證書等の書式 5 國際條約關係證書等の書式



# 艙口隅二重張り構造について

吉本 誠 佑

石川島重工業株式会社  
造船設計部船體設計課長

## I 二重張りの種類

船體構造に用いられる二重張りをその構造目的から区分すると次のようなものが考えられる。

- i) 應力集中に對する補強二重張
  - a) 艙口の如き開口部四隅の二重張
  - b) 構造の不連続部に對する二重張
- ii) 開口その他による斷面積不足を補うための二重張
  - a) 外板あるいは甲板等の小開口部に對する二重張
- iii) 主構造部材として 應力を分擔せしめる 主構造としての二重張
  - a) MAST, DERICK POST 等の二重張
- iv) 剛性を部分的に與えるための二重張
  - a) 部分的に剛性を與え、振動、壓力等を均等に分布させる二重張。例えば揚艇装置の下部甲板の二重張、あるいは梁柱下の二重張り構造等
  - b) 斷面の急激な變化に對する小部分の補強、あるいは壓力、引張等の小部分に對して集中するのを防ぐためのいわゆる "パッチ" としての二重張、例えば船首 BULWARK BKT. の甲板付端部の "パッチ" 等

二重張りの種類も以上大別していろいろ考えられるがそれぞれその大きさ、範圍、板厚、形状および固着法等その目的と場所により異なつたものが考えられる。

固着法にも銲着、熔接および銲と熔接の併用と三種類があり、最近は熔接構造法の發達と共に二重張り自體の熔接固着はもちろ、二重張りの代りに厚板を挿入する方法が盛んに用いられている。

二重張り構造とするか厚板構造とするかはその場合により構造法の難易および重量等を比較して判斷される。

i) a) の場合は二重張り構造が従来より多く採用されて來たが最近では厚板構造も盛んに採用されている。

i) b) の場合は一般には厚板を採用し二重張り構造は餘り用いられない。

ii) の場合には二重張りが多く採用されているが外板等の場合は厚板とする方が工作的にも勝つてゐるようである。只この場合設計初期に開口部の位置が正確に決定し難い場合が多いので二重張りの方が機動性が多いだけにやりやすい。同型船の場合は位置の決定も割合早期に可能なので厚板構造にすることが出来る。

iii) の場合で MAST のように細長い構造物では各部の強度を合理的に計畫するには二重張りの方が勝るが取扱う部材の数は増すことになる。併し一方板厚は薄くて済むので加工はし易いことになる。

他方厚板の場合は板厚が厚くなるため加工は多少困難になるが扱う部材の数が減るので工數的には利點が多いであろう。

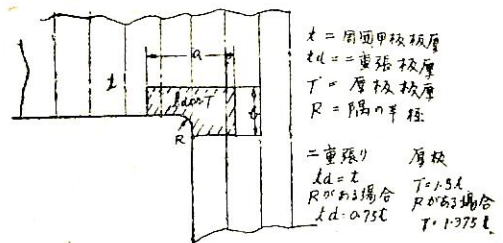
iv) の場合は一般にはごく小部分の場合なのでいわゆる "パッチ" を周圍全溶接で取付ける。

## II 艙口隅補強構造

### i) 船級協會の要求

各船級協會 (例えば NK, ABS, ロイド等) はその規程において艙口およびこれに等しい開口部の四隅に對して適當な補強を施すことを明記している。いうまでもなくかかる開口部には應力の集中を生じ、船樓端部の不連続部と共に船體の WEAK POINT をなしているの各協會が特にこれらの構造に對し特別の補強を要求するのは當然である。しかしいずれの規程も如何なる寸度の補強をなすべきかは明記されていない。N.K. の場合を例にとると、規程文面の上では開口部四隅に丸味を付けると共に二重張り、あるいは厚板により補強することを要求しているのみでその具體的寸度は明記されていない。具體的なものとしては従來慣習あるいは内規として第1圖に示すようなものが要求されている。

隅の丸味は普通 250mm~300mm 程度である。第1圖に示すように隅に丸味を付けた場合は二重張りの場合も厚板の場合も幾分薄くして良いことになつてゐるが、板厚を厚くすれば隅に丸味を付けなくても良いと考えるべきではない。戦争前の銲船の場合は隅に丸味を付けなかつたがそれでは充分差支えなかつたが最近の熔接船の場合は必ず隅は丸くすべきである。隅の丸味の半徑が何かの都合で普通以上に小さくなつた場合に厚い方の



第 1 圖



板厚を選べば良い。

次にかかる補強を必要とする範囲は最上層連続甲板の全長に渉っている。但し甲板口側縁内の開口に對しては要求されない。その他の甲板では、第二甲板では中央部  $\frac{1}{2}L$  間、第三甲板では中央部  $\frac{1}{2}L$  間に要求され、板厚は最上層甲板と同様であるがその大きさは多少良いことになつてゐる。船首尾において特に船幅が狭くなつており、甲板の斷面積が急變するような處では第二甲板以下でも要求される。また船橋甲板および  $0.15L$  以上の長さの甲板室頂部甲板の開口に對しては同様に補強を要求しているが同甲板の兩端で、甲板の四隅から  $45^\circ$  の線の範囲内に入る開口隅に對しては要求されていない。

外國船級協會、たとえば AB あるいはロイド等においても大體 N.K. の場合と同様であるが、それぞれの協會により板厚および範圍等が多少異なるようである。

ii) 船口隅の鉄および溶接構造 (二重張りと厚板)

最近の船舶は溶接使用度が非常に大となり、従つて船口周縁の構造も甲板構造と共に溶接となつてゐるので、船口隅部の應力の集中はかつての鉄接船の場合に比べて非常に重要な問題となつて來た。この部の補強構造を如何にするかは應力集中の問題のみならず材料の低温脆性等の問題、破壊エネルギーの問題等種々考慮すると非常に難かしい問題となるが一應二重張りと厚板とによつて應力集中に對する補強とする場合を考えて見よう。

最近の各協會の規程は溶接構造としての規程に改變せられつつあるが未だ全面的に溶接構造になつてはいない。やはり鉄接船の規程が根本となつてゐる。

例えば AB の規程によれば規程文面のみでは、開口隅に丸味を付けることと二重張りあるいは厚板で補強する

こととは同等の効果と認められてゐるようであるが、溶接構造の場合は實際には隅に丸味を付けることは如何なる場合でも實施しなければならない。この點前述の如く N.K. では明文化されている。更に AB の同文において LONG OVERLAP によることも同等の補強と認められてゐるがこれは明かに鉄接船の場合を示している。

いずれにしても溶接船において船口隅に丸味を付けることは應力集中に對し最も適切な対策であるが鉄と溶接の混合船の場合は鉄の使用度によつてある程度緩和されても良いであらう。

なお鉄構造の場合は二重張り構造が最も適しており、LONG OVERLAP 構造もまた可能であるが厚板構造と共にあまり用ゐられない構造である。溶接船の場合は二重張りも厚板も共に性能的にも工作的にも適した構造であるが、そのいずれを選ぶべきかはその都度兩者の利害得失を考慮して決定されるべきである。兩者の性能の優劣は今後の研究の結果にまたねば判然としないが厚板構造の方が溶接構造としては一番スッキリしている。第 2 圖は實船の進水時の應力分布を測定した結果の一例を示す。

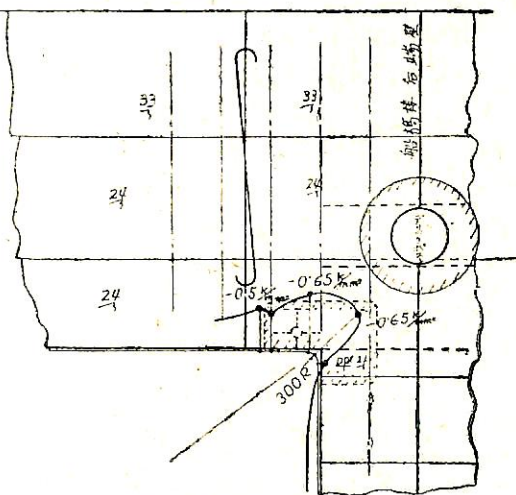
次に兩者の利害得失を例挙すれば

厚板の利點

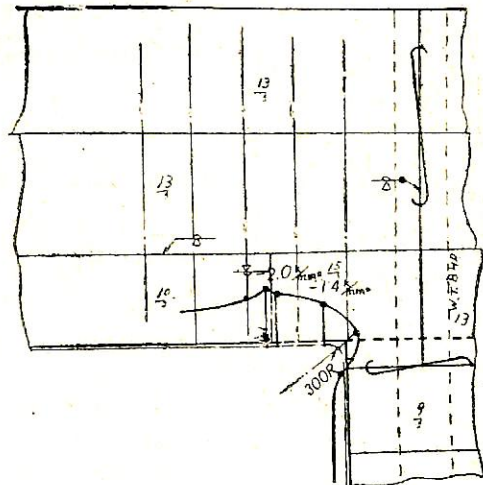
1. 重量が軽くてすむ。
2. 取扱い部材が半減する
3. 構造がスッキリしている。

缺點

1. 工作上から必要以上大きな範圍になり易く重量の軽くなる利點が失われ易い。
2. 1 吋以上の厚さの場合で KILD 鋼を

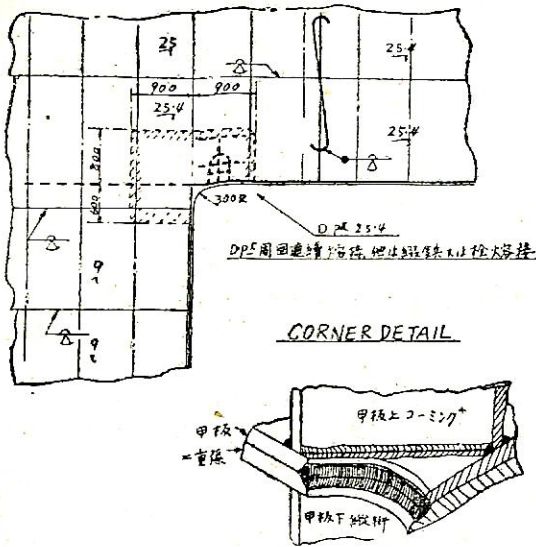


第 2 圖 上甲板 船口隅 (二重張り補強) 周縁應力分布



船橋樓内上甲板 船口隅 (厚板補強) 周縁應力分布

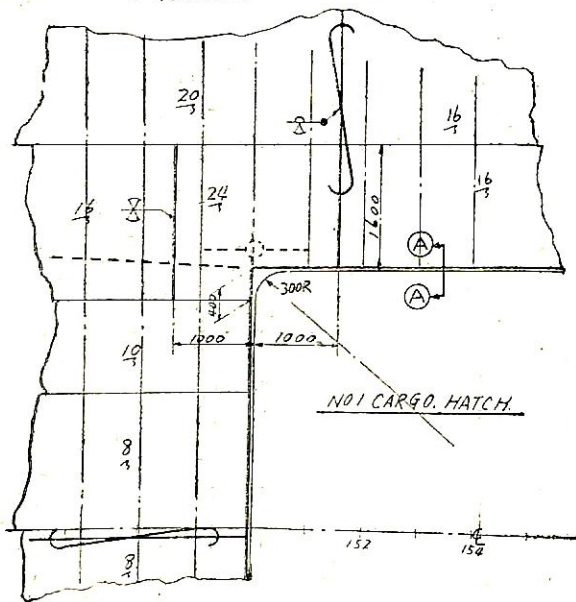




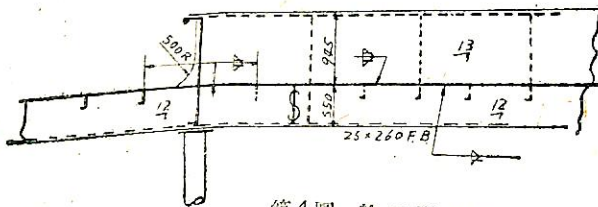
第3圖 艙口隅二重張

必要とする場合が多い。

3. 利點を生かすためにはハメ込み溶接



第4圖 艙口隅厚板



が必要となる。

二重張りの利點 KILD 鋼を避け易い

2. 必要な大きさにできる。

缺點 1. 取扱部材が多くなる。

2. 外見がスッキリしない。

### III 最近の構造例

艙口隅の最近の例を二三例擧すれば次のようなものがある。各構造共 A.B. および N.K. の DOUBLE CLASS 船の例を示している。

第3圖の構造は BLOCK 建造に最も適した構造法で圖は二重張り構造の場合を示す。HATCH COAMING と UNDER DECK GIRDER とは DECK の處で別々に分かれているので溶接は凡て下向き溶接が可能であり SOUND WELD が得られ、溶接の缺陷が残り難い。

第4圖は第3圖と同様な構造であるが厚板の補強構造の場合を示している。

第5圖は二重張りと厚板の場合とを示しているが HATCH COAMING と UNDER DECK GIRDER とは

一體となつており、COAMING と DECK とは山形固着となつている。また圖中 ㊸ に示す如く

UNDER DECK GIRDER と DECK とは溶接固着となつている。圖中

㊸ 山形は 鋸 と 溶接 と の連続の意味から特に

2 FRAME 間連続に取付けることを要求される。

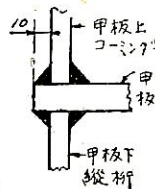
この構造では圖の㊸部詳細に示すように、艙口隅部の甲板の丸味のために

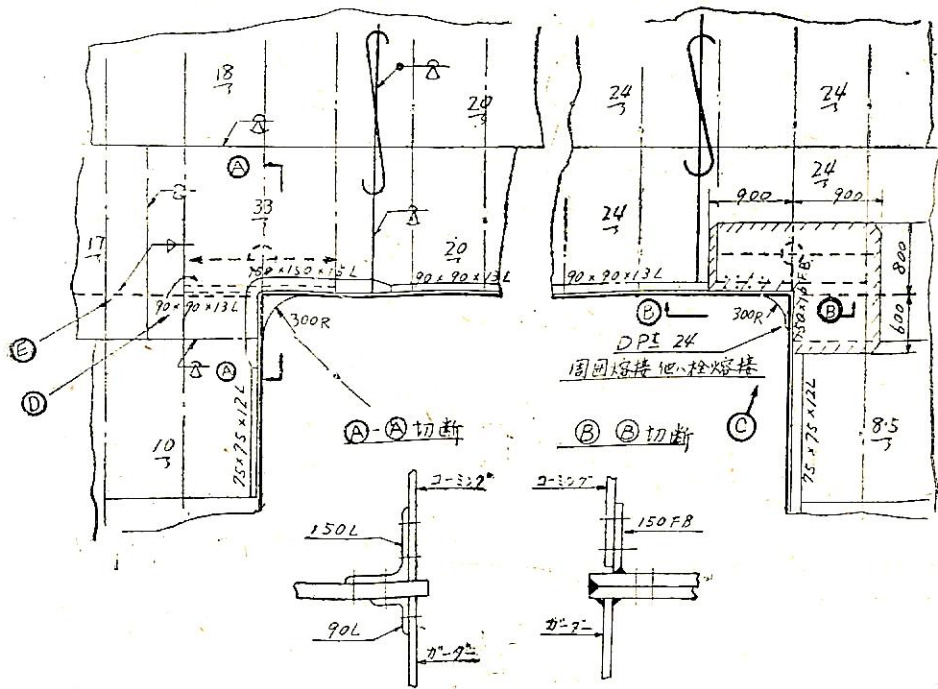
HATCH COAMING に切欠き部が生じあまり好ましい構造とならない。

HATCH COAMING と DECK とを溶接固着とした場合は圖の右下の詳細圖に示すように、この

場合も COAMING に切欠きが生じ、この切欠き部の工作は非常に困難となる。A.B. ではこの

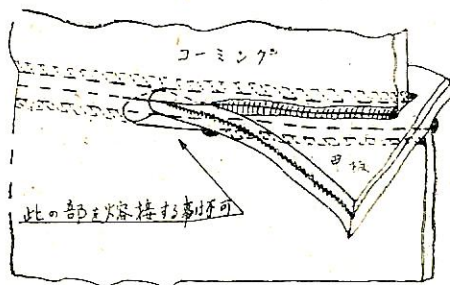
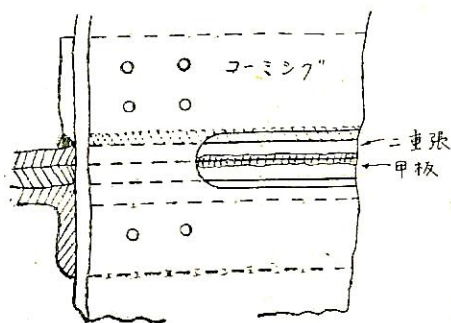
㊸-㊸ 切断





◎ CORNER 詳細

甲板と「コージング」を溶接とした場合



第5圖 船口隅二重張および厚板

部に溶接の缺陷が残ることを恐れるためか圖に示す部分（切欠きの止りの凹所）の溶接を禁止している。

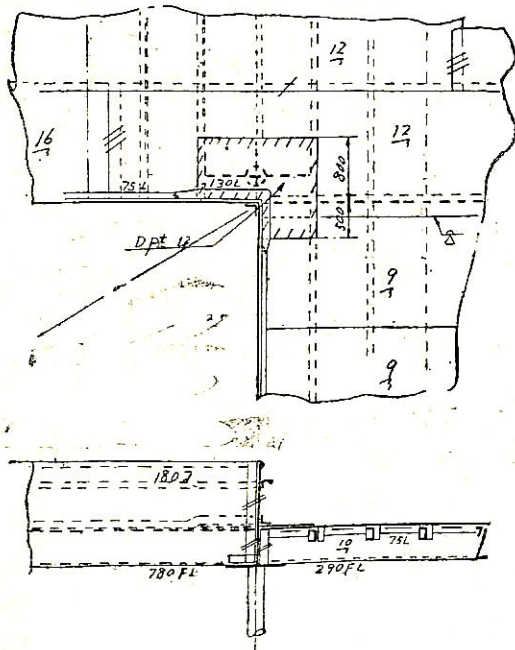
第6圖は最近に殆んど見られないが鋼構造船の場合の一例を示している。

#### IV 最近の研究

溶接船の場合に船口隅部の應力集中およびこれに対する補強の問題が重要な問題であることは既に述べたが、この部の損傷もまた最近多數生じている。米國英國などの諸外國でも最近種々この問題に關して研究が行われているがわが國においても造船協會が主體となり各種委員

會を設立しこの種の問題を含めた船體構造および溶接の研究が強力に進められている。造船協會船體構造研究委員會および造船研究協會第二研究部會等においても昭和26年より船口隅補強構造の問題を採りあげ研究を進めている。既に進水時の實船測定等も數回實施されまた實船船口に横した大型試験片により二重張りの大きさについての試験研究が實施された。更に本年に入り HA-TCHCOAMING, BEAM 等を付けて實船の構造と同様な構造とし更に大型の模型試験が實施せられている。第2圖は同委員會の研究の一環として行われた進水時應





第6圖 鉄構造船艙口隅二重張

力計測の一例である。

二重張りおよび厚板の大きさを如何にすべきか、その形状、板厚、範囲、等如何なるものが効果的か、未だいずれも結論は出ていないが、従來の二重張りの大きさ範囲は充分安全側にあるように思われる。いずれかといえばその大きさを小さくしてもその形状は卵型とし、艙口側縁の中央部にできるだけ延ばした方が有効なように思われる。一方二重張りの止りのみに新しく大きな應力が生ずる場合もあつていずれにすべきかの判断は今後の研究の成果に期待すべきであらう。

最近米國において行われた模型試験でその内の一つに艙口隅部の構造に弾性的な構造法を適用したものがあり破壊エネルギーにおいて非常に良い結果を表していたが實船に用いるには餘りに複雑な構造であり工務的に實船には適しない構造のように思われた。

研究すべき問題は山積している。わが國の溶接船も漸くその實船実績が表われて來る時代となり、今までの構造法をふりかえつて検討すべき段階となつた。今後共益々研究はその重要さを増すと共に多忙となることである。

×            ×            ×  
×            ×            ×

## 音響測深機

裝備並修理

商船最近實態調査表進呈

BRITISH PAINT LTD.,

### APEXIOR

ボイラー内面、タービンエンヂン塗料  
スケールの固着を防止し熱  
傳導を高め防蝕す

INDU-MARINE LTD.,

## GUSTO PETRO-NOL

北米各地補油可  
重油完全燃焼劑

大同海運、飯野海運、川崎汽船  
三井船舶、日本郵船、日産汽船  
日東商船、東洋汽船、山下汽船  
各地發電所其他工場納入



株式  
會社

## 山水商店

本店 東京都中央区日本橋通二ノ六ノ八  
電話 (24) 0636 3882 4969  
電略 ニホンバシヤマミズ

—出張所—

横濱市中區山下町二〇四東海運内  
電話 (2) 3832~3  
電略 ヨコハマアヅマヤマミズ

神戸市生田區相生町三ノ七九大洋商會内  
電話 (4) 2328  
電略 コウベサカエマチヤマミズ



# 船體局部強度についての諸問題

角 田 令 二

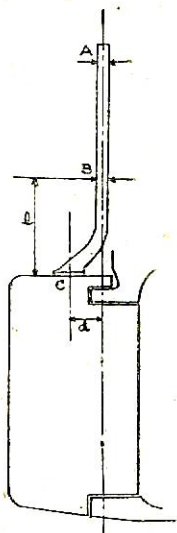
三菱日本重工業株式  
造船所設計課長

今回本誌が構造特輯號を發刊するに當り船の局部強度の諸問題について何か書くよとの編輯部よりの御話を受けたのであるがこの問題は非常に大きくなを取り上げてよいか甚だまよつてしまつた。しかし船の局部強度のことを考えて見るとスチフナーの問題、パネルの問題、長柱の問題等それ自身はすでに殆んど研究しつくされ廣く發表されているがこれらの部材が船體にとりつくバウンダリーコンディションの假定に對する研究というかいかえればその部材からの力の船體への傳達の研究については遺憾ながらなお未だに適確な解決が與えられていない。というのも無理のないことでこれは全く計算によつて解決出來ぬ問題である上にまたその實驗的研究もその膨大な試験設備のため困難であるからである。

所が最近電氣抵抗線型歪計の發達によりこれらはそれぞれ實船で貨物で試験をなし得られる状態となり今後この分野での研究は異常な發展を遂げることが明である。茲においてわれわれはこの問題をわからぬものとあきらめて來た昔の頭をきりかえてかたづけしから解決して行くことが可能となりまたしなければならぬこととなつた。ここに設計上これまでしばしば問題となつた事項を取り上げて今後この分野の研究の一助としたいと思ふ次第である。

まず順を追つて舵および船尾首材から考えて見ることにしよう。

下圖の如きAおよびB點で支えられた舵頭材のカップリングの中心をCとし、CとBとの距離をl、Cと舵軸中心との距離をd、舵壓力の舵軸のまわりのモーメントをTとすれば舵頭材はC點にかかる  $\frac{T}{d}$  なる力により曲げモーメントを受けこの値はlが比較的大きい場合は馬鹿に出來ぬ大きなものとなる。これが計算の際C點はAおよびB點に對しデフレクトするがこの點における舵頭材のスロープはDとして計算することを標準としている。しかし實際はこのスロープは0ではあり得ず、また拘束のない場合のスロープとも考えられぬ中間にある。この固定度の決定は舵軸各部の應力の實測により簡単に解決されるだろう。



船尾骨材シューピースの舵壓力による片持梁としての應力は常に計算によつてチェックされるが、この時何時も問題となるのはレバーの取り方である。これも實際ピントル部に荷重をかけ歪計により各部の應力を測定すればこのシューピースの見かけのレバーが判明する。また船の試運轉中に更に一點でもこの應力をはかり得れば舵よりピントルにかかる力が判明し舵直壓力のチェックとなる。

甲板荷重によるビームニー又はその附近の甲板、外板にかかる應力、ブラケットのポーターモーメントの中心は船體構造中不明のもの一つである。これは勿論計算で求められるものでないし實驗室の實驗で求めることも困難である。従つて今迄ブラケットの寸法は全くルールにたよつて來たのであるが最近溶接構造のブラケットが用いられるにおよび、その形状は當然縮少されることが考えられるにいたつた。そして如何程迄縮少されるかは船體に用いられるブラケットの重量が馬鹿に出來ぬものであり、また小さくなれば残材利用のチャンスが急激に増大することも考えられてその検討が非常に要望されている。本縮少論議の資料は電氣抵抗線型歪計による實船應力測定によらねばならずまた思い切つた縮少はこれによつて始めて可能となる。

また終戦後フレームまたはスチフナーを甲板の部分でつなぐ方法として單に上下のフレームまたはスチフナーを上下より甲板に直付するだけですませている。また上下のフレームまたはスチフナーの深さが異なる場合はこの部甲板厚を厚くする方法がとられている。わが國でこれらの構造を用ひ出したのは單に構造が簡單で歐米の溶接船の實績で大丈夫であるということ以外にはない。茲に銲構造時代の構造と比較していろいろと不安が考えられる。實船で甲板荷重を加えまたは荒天ローリング中のラッキングモーションに對し實際の應力を測定し早くこの不安をクリアーにしたいものである。

外板の問題ではスラミングの問題がある。

これはそもそも外力がわからない。今船長L米の船が荒天中速力V節でθ度のピッチングを週期T秒でやつている時を考えるとピッチングの中心をOに考え船首より1/5 L部の船底外板に與える壓力は

$$P = C \left\{ \left( \frac{2\pi \cdot \frac{3}{10} \cdot L \cdot \theta \times \frac{\pi}{180}}{T} \right)^2 + (V \times 0.515)^2 \right\}$$



$$\times \sin\left(\arctan \frac{2\pi \frac{3}{10} L\theta \cdot \frac{\pi}{180} \frac{1}{T}}{V \times 0.515}\right)$$

この時外板パネルに起る應力は例えばグラスホーフの式を適用して

$$\sigma = C \frac{a^4 b^4}{(a^4 + b^4)^2} \left\{ \left( \frac{L \cdot \theta}{15.6T} \right)^2 + V^2 \right\}$$

$$\times \sin\left(\arctan \frac{L \cdot \theta}{15.6T \cdot V}\right) \quad \begin{array}{l} \text{ここに } t: \text{外板厚さ} \\ \text{a, b: パネルの兩邊} \\ \text{の長さ} \end{array}$$

ここにCは船底の水の流れおよびグラスホーフ式バウンダリーコンディションの相違等にもとづく係数で大體にかよつた船ならば一定と見られる。これを實船測定によつて求むれば外板のこの部に起る應力の豫想は相當はつきりして來ることになる。またこの外板パネルにかかつた力が如何にして船體へつたわつて行くか外板を通してどのくらい、肋板へはどのくらい響くかを肋板にかかる實際の應力を測定することによつてしらべれば今後パネルを小さくして補強するのと板厚を増して補強するのとどちらが有効かの問題の解決の一助となるであろうと思われる。

次に横隔壁について考える。水壓によるスタフナーの強度殊に兩端の固着度に起因する強度は計算だけではどうしても解決出來ない。しかしこれについては最近英國で實船相似のコンディションによる實驗であらゆるスタフナーの強度を調べておりこの實驗結果はロイド協會を通し有効に利用され出した。

スタフナーについてのピラーの問題はこれが軸荷重を受けた場合である。すなわちデッキガーダーを通して甲板荷重が一本のスタフナーに軸荷重として加つた場合そのスタフナーにかかる力は減ずることなく船底まで達するだろうがまたその途中で隔壁板に擴散されてしまうだろうかまた擴散されてしまうとすればどの邊で擴散されるのだろうかという問題である。これはデッキガーダーを支持するスタフナーの補強をどこまですればよいかという問題に關聯する。この問題はわが國において造船協會構造委員會の研究課題として取り上げられ、三菱日本重工横濱造船所において昭和26年日本郵船赤城丸建造中そのトウィンデッキスタフナーについて、昭和27年東京船舶京都丸建造中、ヘビーデリック試験の際マスト下の横隔壁スタフナーについて實船の應力測定が行われ共に荷重された力は荷重點の直下の甲板までの間に完全に横隔壁に擴散されてしまうことが認められた。

次に甲板のデッキガーダー、ディーブームおよびピラーの問題に移ろう。近來デッキガーダーの兩端のブラケットがホールドスペースの邪魔になると同時にこれを

支える横隔壁のスタフナーの剛比がガーダーの剛比に比してきわめて小さいのでブラケットが有効に働かぬことが想像されたために水平ガセットを以て兩端を固着することが盛に行われている。このため時としてガーダーの厚いフェイスバーが横隔壁の比較的薄い板に直接溶接にて固着されることとなりこの場合假令横隔壁の兩側にガーダーがあつてもその固着度に對し、またこの部の應力に對して甚だ疑問とされる點が多い。また今までガーダーの寸法はその兩端の固着度について比較的無頓着であつた。殊にブリッジデッキのガーダーがそのエンドバルクヘッドのスタフナーで支えられている點はややもすると、そのバルクヘッドスタフナーの剛比の不足からそのスタフナーは相當の曲げモーメントを受けために非常に危険な状態にあることがある。これは計算で出してもいゆるバウンダリーコンディションの相違のためかその最大應力を正確に出すことはむずかしい。

ガーダーのもう一つの問題としてその中立軸の位置の問題がある。これが問題となるのはデッキプレートにガーダー上部部材としての有効幅である。ABもロイドもいろいろと規定を設けており一應設計上は問題ないのであるが下部甲板で大きなフェイスバーを持つガーダーの上部デッキプレートが薄い時ガーダーフェイスバーの應力に對し上部デッキプレートの應力がどのくらいのものとなるかは一應検討して置く必要があるのではないだろうか。

次にディーブームの問題にうつる。シングルピラー船のピラーの位置に設けられるディーブームの問題はガーダーの剛比とディーブームの剛比が同じオーダーのものが多くクロスビーム型をなすのが普通であるためルールで出した寸法に對する實際の應力測定は何時かチェックのためやつて見る必要があるだろう。そしてこれによつて何處か應力の思つた以上上つている所が出て來るかも知れない。また簡単なクロスビームの計算値との相違を檢べて見るのが望ましい。殊にガーダーがディーブームの交點で水平に折れているような場合についてAB等の異論に對して検討することも興味ある問題である。ディーブームにかかつた力をウェップフレームでなくて單に斷面積を増した形のストロングフレームで受ける構造が最近行われている。この構造は勿論ホールド間の邪魔物をなくする意味で甚だ便利である。しかしこの時甲板間肋骨の剛比はウェップフレームの場合とストロングフレームの場合とで格段の差がある。従つてこの甲板間肋骨にかかる曲げ應力についてどちらが大きいかという問題を常に考えねばならない。すなわちウェップフレームの場合はディーブームの船側端



は殆んど固定の状態となりこの固定端に起る大きな曲げモーメントは直ぐウェーブフレームにかかつて行くがウェーブフレームの  $I/y$  が大きいから曲げ應力は小さいことではない。これに反してストロングフレームの場合はディープビームの船側端は支持の状態に近くなり甲板間肋骨にかかる曲げモーメントは比較的小さい。しかしこの甲板間肋骨の  $I/y$  も小さいから曲げ應力はやはり相當の値を示すこととなる。この點を考えず例えばブラケットを付けてこのストロングフレームの見かけのスパンを減ずるようなことをするとかえつて大きな曲げ應力を起し損傷の原因となる。こういう點でわれわれの通常行つていゝストロングフレームの應力を實測しバウンダリーコンディションの影響を計算値に對して求めて見ることが必要となる。またこの甲板間肋骨にかかつて曲げモーメントは連続梁の原理で當然その下のフレームにも傳わつて行く。この曲げモーメントの傳わる状況も横隔壁ステフナーにかかる軸荷重の分散に關する實驗と同様どこで外板に擴散されてしまふかをバウンダリーコンディションの影響を考へて當然調査研究されるべきである。

次にピラーについて、ピラー自身の強度および兩端の固着度は大體似かよつたものであり、これを考へてルールも寸法を決定しているのでまず問題はないのであるが、この力が船體に分散して行く状態はともすると忘れ勝ちになる。例えば丸ピラーが船底のガーダーと肋骨の交點に置かれたとすると今タンクトップの板による力の分散を考へぬとするとガーダーおよび肋骨がピラーを支えるのは四點となりその點における應力は非常に大きなものになることが豫想される。これが實際損傷を受けぬのはタンクトップの厚板または二重板のためである。茲にピラー下の二重板の厚さが相當重要性を帯びて来る。二重板の板厚のシーリスに對してのガーダーフローアの應力の差の測定は實驗室でも比較的簡單に出来るであらう。

ここでタンカーの二三の問題について觸れよう。コルゲートバルクヘッドの強度研究はいろいろやられたがやはり實際の船でどういふ應力が出たかを調べるのが一番先調査すべきことで一番必要なことだと思ふ。この點で昨年8月日本鋼管鶴見造船所で行われたコルゲートバルクヘッドのウェーブステフナーおよびコルゲートプレートの水壓試験時の實船應力測定はその結果が計算によりわれわれが考へていたことを裏書するものであつたことと共に非常に貴重な興味ある實驗であつた。

タンカーで解決すべき大きな問題に輕目孔の問題がある。タンカーの深いガーダー、トランスおよびウェーブステフナーには、ルールでは12吋以上の輕目孔は禁ぜ

られている。しかし假令そのまわりにフラットバーを補強しても大きな輕目孔を使用出来たらタンカーの船殼重量は相當節約出来る。またタンク内の交通のためトランスにその水平ゲルダートとの交點部に人孔兼用の大きな輕目孔が時として非常に船主の要望を受ける場合がある。またカーゴパイプ貫通のためあまり好ましくない所に孔をあけることが望まれる場合が屢々ある。この點でこれら部材の輕目孔による影響およびその補強法の研究が望まれている。

タンカーのもう一つの問題に横隔壁ステフナー軸に固着されたデッキロンジビームに動くステフナーとビームの剛比の差にもとづく曲げ應力の問題、およびコンバインシステムの横肋骨の兩端に固着するロンジビームおよびロンジフレームに傳わる力の問題である。これらは完全に今後實船の應力測定によつて解決する以外致し方ない問題である。また最近のイッシューウッド設計のタンカーの横隔壁水平ステフナーフリーエンド部の隔壁板の應力等も氣にかかる問題として一度測定して見たい。

終りにマストデリックポストについて一言する。これが計算に際し常に問題となる項目にこれらの甲板付の固定度の問題がある。これは第二甲板まで貫通した場合、上甲板とマストハウスで支えられている場合、または上部構造で支えられている場合等一つ一つについて調査され、設計の際考へる固定度を確かなものにすることがこれらマストデリックポスト設計上如何に重大な要素となるかは言を俟たぬところであらう。

以上ここに述べた以外にもわれわれは數限りなく計算にのみたよれない、そして新しい電氣抵抗線素計の助により始めて解決の方策を見出し得るいろいろな問題を取り上げることが出来る。殊にその外力を船體縱強度より二次的に生ずるものまで考へればハウスエンドの甲板梁に生ずる應力、二重板の問題、ハウスとブルワークの接合部の應力傳達の状況等重要問題が取り上げられるが、これらは縱強度の關聯問題としてここには取上げないこととする。

更にも一つ茲に繰返し荷重の實測のことに言及したい。船體の破損は御承知の如く荷重的には少い値でありながら繰返し應力のために生ずるものが少くない。従つてかかることが豫想される箇所例へば船尾プロペラー附近のフレーム等で實船運轉中この振動數と應力を測定しその實際の安全率を求めて見ることが意義あることであらう。

氣のつくままにいろいろの問題をとり上げて見たがこれらの事項が今後どのくらいの速さで解決されて行くか

(483頁へつづく)



船名		香椎丸 KASHII		型式		三胴水管式		揚錨機		積載種類・數量・力量		第4船口		汽動式																												
所有者	日鐵汽船	數	2	受熱面積 (m <sup>2</sup> )	349.25	揚錨機	型式	直別・量	橫二汽筒式	第5船口	2×5	第6船口	2×5	載炭口	2×5																											
造船所	石川島重工	蒸汽壓力 (kg/cm <sup>2</sup> G)	30.0	蒸汽溫度 (°C)	400	板機	製造所	日鋼本牧機	2 8×20	二重底及水量槽 (m <sup>3</sup> )	船首水槽	清水兼脚荷	141.00	船尾	196.62																											
總噸數	7,110.49	給水溫度 (°C)	140	蒸發連續最大量 (kg/h)	11,500	操舵機	型式	ジャンナー	14 5×20	二重底	燃料兼脚荷	1,317.14	深水槽	647.83	飲料水	12.74																										
純噸數	4,094.52	製造所	石川島重工	常用	10,000	機	主ポン	15Hp	電動フレオン式	7050	養殖水	370.90	士官	17	豫備	55																										
用途	貨物船	型式	二減壓連裝置付 高低壓2シリンダ 衝動式抽気タービ ン	數	1	燃料消費量 (kt)(航行速 力1班夜當)	37.5	載貨重量 (kt)	10,578.9	貨物重量 (kt)	7,954.57	計	4	1等	4	2等	4																									
船の資格	第一級船	シリンダ數×直徑×行程 (mm)	5000×110	運轉最大馬力×回轉數	4500×106	載貨容積	ベール	14,529.79	1.37	1.50	第1船口	7.48×6.50	第2船口	12.00×7.20	第3船口	9.60×7.20	第4船口	8.00×7.20	第5船口	11.20×7.20	第6船口	8.25×6.50	載炭口	マンネスコ ン 2×5	第1船口	2×5	第2船口	2×10	第3船口	4×5	第4船口	2×5	第5船口	2×10	第6船口	2×5	載炭口	汽動式	2×5	2×5	2×8	4×5
航行區域	遠洋	常用馬力×回轉數	4500×106	製造所	石川島重工	下垂型 複洗表面式	第1船口	7.48×6.50	第2船口	12.00×7.20	第3船口	9.60×7.20	第4船口	8.00×7.20	第5船口	11.20×7.20	第6船口	8.25×6.50	載炭口	マンネスコ ン 2×5	第1船口	2×5	第2船口	2×10	第3船口	4×5	第4船口	2×5	第5船口	2×10	第6船口	2×5	載炭口	汽動式	2×5	2×5	2×8	4×5				
船級	ABNK	減速裝置	二段齒車式	型式	エーロフ ایل型 四翼組立式	數	1	材質	マンガン青 銅	直徑(m)	5.300	ピッチ (m)	4.240	數・容量	2×275KVA	交直流別 ・電壓(V)	交流 225	回轉數	1800	製造所	東芝	原型式	非復水式一段 減速タービン	動馬力	機製造所	石川島重工																
速力 (kn)	航海最高	14.25	17.43	航續距離(海里)	16,400	全長(m)	145.24	垂線間長(m)	134.80	登録長(m)	137.13	型幅(m)	18.30	型深(m)	10.15	吃水(m)	滿載 8.090 空輪 2.667	夏期乾舷 (mm)	2.112	滿載排水量 (kt)	14,800.0	船型	長船橋樓 三島型	機關室の位置	中央	二重底の有無・位置	有(全通)	特殊構造		甲板層數	2(全通)	方形肥培係數	0.724									
積載種類・數量・力量	第4船口	2×5	第5船口	2×5	第6船口	2×5	載炭口	汽動式	2×5	2×5	2×8	4×5	GM (m)	滿載出港	0.95	入港	0.87	起工年月日	昭和 27-7-14	進水年月日	27-11-2	竣工年月日	28-1-30	備考																		

註 本要目は来る6月刊行「船舶の寫眞と要目」第2集掲載の一例を示す



# ゼノア大學回流水槽

1952年2月発行“La Marina Italiana”誌所載の Prof. Dr. Ing. Alfio di Bella 著“La vasca a circuito chiuso dell'Università di Genova.”

## 1) 説 明

ゼノア大學造船學科の實驗室に回流、自由流水槽が推進器および船體の模型試験用として建設された。

この水槽の建設は1950年3月に開始され、船體の模型試験部門だけが今月竣工したのである。空洞現象を伴う場合および伴わない場合の單獨推進器および船後推進器試験用の水槽施設は、その建設に必要な資金が得られれば、數年後に完成する見込みである。

この新水槽の形状および寸法を Fig. 1 に示してある。水槽は鐵筋コンクリート製で、しかも特に高速の試験を行う必要がある場合を考慮して、この種試験によつて起る應力に十分耐えられるように鐵材を大量に使用してある。

丈夫な鐵件を使用して、水槽の前面部 AB に長さ 7.80 m、幅 0.50 m、厚さ 8 mm の硝子板を取付け、これを通して直線部にある試験中の模型およびこの部における水流を観測することができる。水槽の他の側の直線部には直径が 60 mm で、長さが 8 m の軸系が設置され、その内端には水槽中を水を循環させるための推進器が取付けられ、また外端には滑車が取付けられ、これは傳達調帶によつて運轉用電動器に連結されている。

推進器は 4 翼で、直径が 0.95 m、平均螺距が 0.24 m である。電動器は Pellizzari 型のもので、速度の調整を行

うことができる。推進器は左廻り（左から右を見て）で、水流の方向は Fig. 1 中に示す通りであり、このよりにして軸系は振りおよび引張り應力を受けることになる。

軸系は 3 箇の軸受、すなわち推進器に近い内端におけるもの、中央附近におけるもの、外端に近い場所におけるもので支えられ、推力受もこの外端部に取付けられている。これら 3 箇の軸受はゴム製座金上に据付けられていて、これにより軸の振動を水槽壁に傳えないようにしている。推進器軸と電動器とは極めて良好に連動している。水がごくわずかではあるが脈動しており、これは必要ならば推進器の翼數を増すことによつてなくすことができる。

水槽は、硝子観測板附近の箇所を除いては、鐵筋コンクリート板で蓋をされている。もつとも空洞現象を伴う推進器の試験を行うためにはこの箇所も蓋をしなければならず、また蓋はすべて氣密に取付けられる必要がある。

閉水路中を循環する水が水面において水平を保てなくなることは明かである。實際、推進器によつて加速された水は遠心力のために傾斜しながら彎曲部 C に入り、つぎに著しく波立ちながら、しかもさらに悪いことには流速を變えながら直線部 (AB) に入る。ここで水はその運動を安定しようとするが、直線部の長さが短いためこれが實現せずに、第 2 彎曲部 D に入る。ここでは第 1 彎曲部におけると同様で、これから推進器に戻り、またつぎの循環が始まる。この説明によつて水が不規則運動をすることが十分わかると思うが、さらに水槽の兩側壁および底部に作用する摩擦抵抗の影響によつてこれらに近いところでは流速が低下することも考えなければならない。

このような計畫の成功に對し最初われわれは疑いをもつていたし、また實際に運轉中の水槽をまだ見たことのない人々が疑いをも

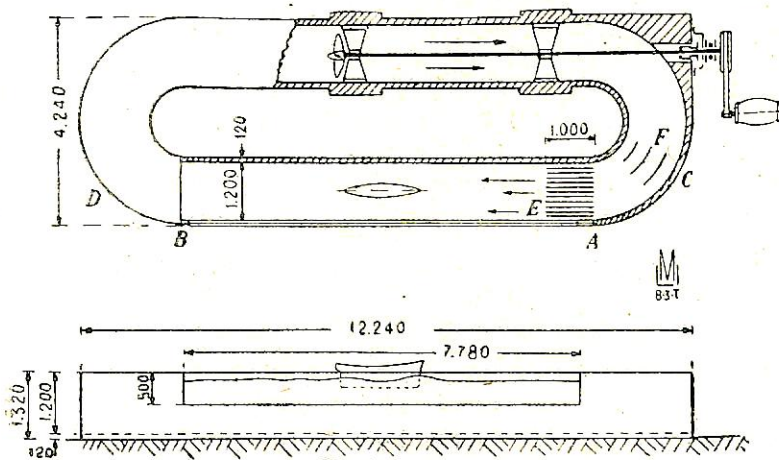


Fig. 1



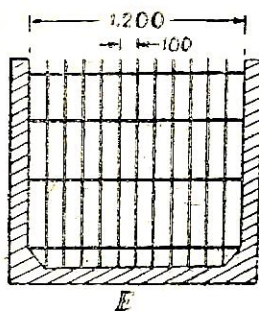


Fig. 2

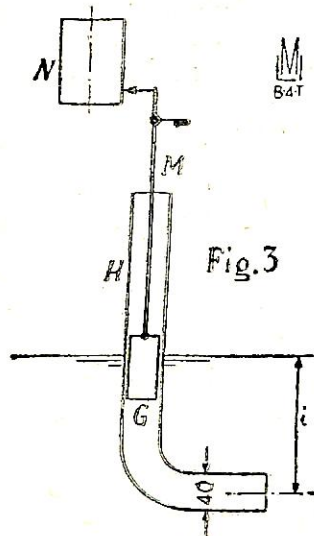


Fig. 3

鉄板からなり、鉄板は  $1200 \times 1000 \times 1$  mm で、これが 100mm の間隔で配置されている。この間隔は 4 段に設けられた厚さ 6mm の木片によつて保たれている。整流器 E の上流に別の整流器 F が取付けられている。これは厚さ 4mm の鉄板 3 枚からなつている。Fig. 1 中には示されていないが、整流器 E のすぐ下流に制動器 1 箇が設けられていて、これが表面の波立ちを静めるのに有効に作動している。これらの措置によつて、すでに述べたように、直線部 AB の中央部における水の運動は十分均一になつており、特に速度が 0.6m/s 以下の場合には水面がほとんど平静である。速度がこれより増すと、静かな湖面に微風がある場合に似て漣が現われる。1~1.2m/s の速度においては漣とともに横方向に波立ち、この現象は速度がさらに増すと一層強くなる。

われわれの経験によれば、普通の場合 1.2m/s 以上の速度を必要とすることはまずないので、このような速度において水の運動を安定するに苦勞する必要はない。實際、造船學科の普通水槽において行つた 57 箇の模型に

つことは當然といえる。このような不規則性をもつて運動する水中では、船體ばかりでなく、推進器をも試験することが不可能である。すなわち、推進器を試験するためには、その深度が十分であつても、推進器に流入する水の速度が均一であることを必要とし、そうでないと推進器の前進速度さえ決めかねる。

重要な速度に関連して、直線部 AB の入口に整流器 E を設けることによつて、この直線部の中央部において水面の波立ちも流れの不均一もなくしてしまつたと断言することができる。この整流器 (Fig. 2) は 11 枚の亜鉛鍍

についての試験、これには約 25kn の速度に對し計量された大西洋航路定期船の船體を含んでいるのであるが、これらの試験においてごくわずかなものだけが 1.2m/s の速度を超えたにすぎなかつた。

しかしながら彎曲部 C および D において水を整流する鉄板の長さを延ばせば著しい波立ちを起さずに極めて高い水速が得られると確信している。もつともこのような設備がないのでまだこれを實證するにはいたつていない。

## 2) 計 器

造船學科が手持ちの器具類で計器を製作することに成功した。この計器は試験中の模型の運動に對する抵抗測定用動力計 1 箇と水速測定用ビトー管 1 箇である。

この動力計はパンフレット「ゼノア大學試験水槽 (La Vasca dell'Università di Genova)」(著者は Briano) に記述されている普通水槽用のものとすべての點において同じである。ただしこの動力計は水槽の試験部 AB に沿つて移動することができる點においては違つている。この動力計によつて得られた測定圖は十分に信頼することができる。

ビトー管 (Fig. 3) は L 型に曲つている直徑 40mm の硝子管 H であつて、垂直桿 M を支えている浮き G がこの管の中にある。この桿にペン先が取付けられ、小型の可變速電動器によつて垂直軸のまわりに回轉する圓筒 N の上にこのペン先が記録する。この組合せを縦にも、横にも、また垂直にも移動させることができ、このようにして直線試験部 AB に沿つてのあらゆる點において水速を圖示的に、また必要な時間経過後に測定することができる。この管は造船學科の普通試験水槽において檢定され、また今後必要に應じていつでも檢定することができる。

われわれはこの計器を永久に使用するとは考えておらず、これを改造し、また必要ならば長期にわたり徹底的な試験を行つて、水速測定用の他の水力的および電氣的計器と比較し、これを變えることにもなる。いつも断面 A から 4.70m 下流の水路断面 R (Fig. 4) における水速がどのように分布しているかをこの計器によつて測定した。管 (Fig. 3) の深度  $i$  は一定で、0.182m であつた。Fig. 5 に測定結果が轉載されており、この圖において縦座標には水

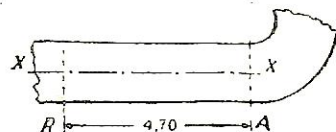


Fig 4



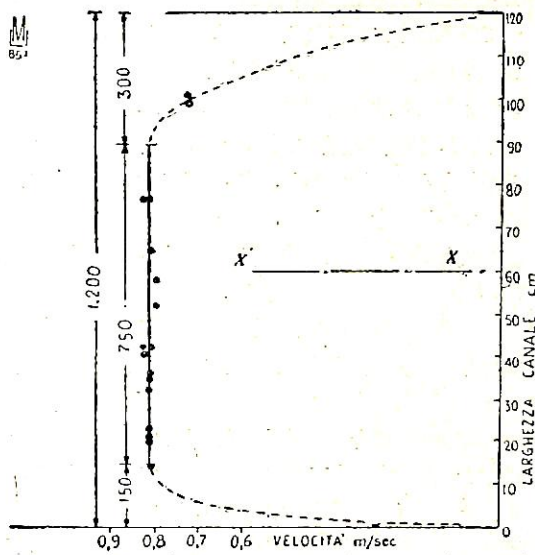


Fig. 5

路の幅を、また横座標には水速をとつている。この圖によると、この速度は外壁から約 0.15m 離れたところで 0.81m/s であり、この値は内壁から約 0.30m の距離までほとんど變化していない。すなわち速度が 0.81m/s の場合に有効な試験幅が約 0.75m である。速度圖は水路の軸 XX に對して對稱ではなく、外壁の方にずれている。これは外壁に極めて接近している水が内壁に極めて接近している水よりも速く流れている事實を物語つている。この圖を對稱にする必要があるならば、整流器 E における板の配置を變えて、その間隔を外壁では狭く、内壁では廣くすればよい、これは水速が整流器における鐵板の間隔に反比例して減ずるからである。整流器に 60 枚の鐵板を使用し、各板の間隔を 2cm としたとき全力において 0.6m/s の最大水速を得られたが、現整流器では最大水速が全力において 1.4 m/s である。

### 3) 檢 討

水路の中央帯においてさえも波の立たない均一の水速が得られないとの第 1 の疑問（これが恐く現在までこの型式の相當寸法の試験水槽の建設を阻んでいた原因である）が Fig. 5 における水速圖によつて解消されるのではないかと想像される。これに對して明確な結論を求めた

めに、試験部の水流について徹底的な實驗を行つて決定される。

つぎに新水槽において行われた試験の信頼性に關する疑問について考えてみよう。回流水槽において得られた結果が普通水槽において得られたものに一致するかどうかの質問に對しては、まだこれに關する比較研究を行つていないので、明確な資料に基づいて解答することができない。しかしながら運動に對する船體抵抗についてのこれまでの知識に基づいて意見を述べれば、これら 2 組の結果が一致しないと云える。なお新水槽における試験によつて求めた模型の運動に對する抵抗は、兩側壁および底部による影響を考慮せず、しかも水が最初から波立たず、流れが直線的であり、均一な運動をしながら模型に達するものと假定すれば、普通水槽において得られるものより大きいはずである。これは利點であつて、缺點ではない。

摩擦抵抗を考慮してみよう。經驗によると、長さ  $l$  の平板 (Fig. 6) が静かな水槽水中をその長さの方向に曳かれると、板のまわりの水流は 2 種の異なる様相を呈するものである。すなわち、板の前邊から長さ  $l^*$  までは、水流が直線的であり、均一運動をして層流をなし、層流摩擦抵抗を與えるが、残りの長さ  $l-l^*$  では水流が無秩序運動をして、亂流摩擦抵抗を與える。すべての他の條件が同一であるならば、層流摩擦抵抗は亂流摩擦抵抗より小さい。平板の全抵抗は  $l^*$  に沿うての層流摩擦抵抗と  $l-l^*$  に沿うての亂流摩擦抵抗との和であるから、 $l$  が一定の場合に  $l^*$  の部分が長いほど板の全抵抗

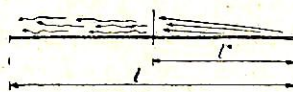


Fig. 6



Fig. 7

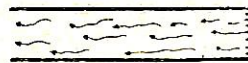


Fig. 8



Fig. 9

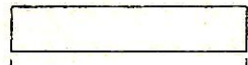


Fig. 10

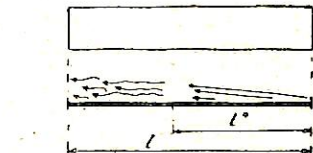


Fig. 11



は低いわけである。 $l^*$  の長さを減ずるには、人工的に亂流を起す必要があり、これには平板の前端部を、例えば砂を塗つて粗くするとか、あるいは模型に向つて流れて来る水を、平板の前端部に針金を垂直に配置するなどして亂せばよい。

管 (Fig. 7) に亂流水を入れるには、管の入口を粗くするか、針金、鉛筆の先などで管の入口において水を亂してやればよい (Fig. 8)。系統的基礎に基づいて Schoenherr が行つた實驗によると、Reynolds 數 500,000 において静水中を曳かれた平板 (Fig. 9) の抵抗係數は 0.0032 であつたが、砂を塗つた短い板をこの平板に先行させると (Fig. 10)、同一 Reynolds 數における抵抗係數が 0.0050 にまで増加した。すなわち短い板が水を亂したために、摩擦抵抗が 56% だけ増加したのである。これは短い板が流速を増加したためと考えるべきではなく、實際にはこの反對のことが想像される。要するに摩擦抵抗の増加はこれに著しい影響を及ぼす分子現象の問題に起因するのである。

Fig. 6 に戻つて、水を静止させておいて平板を動かさずに、板の方を静止させておいて水を動かせば、この水 (Fig. 11) は、推進器によつてかきまわされてから水槽内を循環させられるのであるから、十分に亂されて板に達することになり、従つて  $l^*$  の長さは非常に短くなつて、恐くほとんど完全になつてしまふ。 $l^*$  の値を水が静止して板が動く場合のものに等しくするには、水が亂されずに平板に達することが必要であり、これは新試験水槽では可能とは考えられない (Dubuat の逆説を打破るために Joukowski が發見したような方法を見出すのに成功しないかぎり)。結論として、水が静止して板が動く場合の摩擦抵抗は板を静止させて水を動かす新試験水槽において得るものより小さい。

以上のことは Reynolds 數が中くらいの場合に當てはまる。Reynolds 數が高く (長い板が低速度、あるいは短い板でも非常に高い速度) になると、 $l^*$  は  $l$  に對して無視することができるほど小さくなり、平板の全摩擦抵抗は亂流に對するものとみなすことができ、この場合には水を静止させて板を動かしても、またその反對でも、抵抗に差が現われないであらう。

模型船の摩擦抵抗についてもこれと同様な現象が起る。水が静止して模型が動く場合には、船首端から始まる  $l^*$  のある値が存在し、模型が静止して水が動く場合には、 $l^*$  の値が 0 であるか、あるいはほとんど 0 である。

このようなわけで、船の長さが  $L$  の場合に、船首から始まつて流れが層流である  $L^*$  の部分が存在し、残りの

$L - L^*$  の部分では流れが亂れている (だれでもよく知つていふように、相似法則は  $L^*$  および  $l^*$  によつて決まる摩擦抵抗には當てはまらないから、實船における  $L^*$  と  $L$  との比は模型における  $l^*$  と  $l$  との比と同じではない)。實船の場合には  $L^*$  が  $L$  に較べて無視することができるほど短いから、實船に對しては流れがすべて亂れていると考えてよい。

實船と模型との摩擦抵抗の正確な比較をしたいならば、 $l^*$  を短くするか、できるならばこれを全然なくしてしまふ必要がある。これは模型が静止して水を動かす場合 (回流試験水槽) にはなんら人工的手段を構うることなしに實現することができ、また水が静止して模型を動かす場合 (普通試験水槽) には模型の船首部を粗くするか、水を人工的に亂すことによつて實現することができる。 $l^*$  を最小にする必要性については最近の國際船型研究所長會議において長い討議が行われた。しかしながらこの目的を達成するために採用すべき具體的措置については意見の一致をみるにいたらなかつた。

これは回流試験水槽では問題にならない、これがいわば新水槽の特長なのである。

つぎに造波抵抗を取扱うことにする。造波抵抗が摩擦抵抗には無關係であり、また水が分子的亂れをもつてはいるが、表面の波立ちなしに模型に達すると考えれば、この抵抗は兩水槽において同一である。造波抵抗が摩擦抵抗によつて變化するものとすれば、これは兩水槽において同一でなくなる。

船體を包む境界層とこの層の外側の完全な Euler 流との間に明確な境界線が存在しないという事實に基づいても、摩擦抵抗と造波抵抗とがたがいに影響を及ぼしあうことを否定したくない。しかしながら實際的取扱に對してはこの相互影響を無視することができると考えている。この證明には Telfer が得た結論を引用すれば十分であり、また一方われわれは Lammeren が Simon Bolivar 號について行つた水槽試験の結果を解析して立證した。實際には抵抗を分離しようが、しまいが同じ結果が得られる。

このようにして、なぜ新水槽において求めた全抵抗が普通水槽において得たものより大きいかを説明することができたと思う。

つぎに水槽の側壁および底部の影響を考えてみよう。側壁の影響に關する詳細な研究結果を知らないで、側壁の影響に對して意見を述べることはできない。水槽の底部の影響に關しては、われわれが提案しているように、新水槽で試験される模型が他の型式の水槽において試験されるものと同じ寸法であるならば、まずこれが存



在しないといえる。Otto Schlichting は底部の影響に對する變數としてつぎのものを與えている。すなわち

$$\frac{\sqrt{A''}}{f} \quad \text{および} \quad \frac{V^2}{gf}$$

但し  $A'$  = 模型の主断面の面積

$f$  = 底部の深さ

$V$  = 模型の前進速度

$g$  = 重力加速度

$A'' = 0.030\text{m}^2$  (これは幅が 0.31m, 吃水が 0.10m で, 主断面係数が 0.97 に相當する) の模型を  $f = 1\text{m}$  の新水槽で 1.2m/s の速度で試験するものとすれば

$$\frac{\sqrt{A''}}{f} = 0.173 \quad \text{および} \quad \frac{V^2}{gf} = 0.147$$

となり, これらの値は無視することのできるものである。

#### 4) 結 論

本文の目的は造船學研究に興味をもつ人々にゼンア大學造船學科の實驗室において過去 2 箇年にわたつて行われたことを知らせるにある。

新試験水槽の建設にあつて公設機關からも, 私的團體からもなら經濟的援助を受けることがなかつた。財源關係が許したときに學長からわずかの追加資金の交付を受けただけであつた。われわれの意圖を知つたほとんどすべての人はこの計畫の成功に對し疑いをもつたので

精神的援助さえも受けられなかつた。

それにもかかわらず水槽の建設は開始され, その主要部は完成した。この水槽はわれわれの知つているかぎりではヨーロッパにおいてこの型式のもの最大であり, 造船學科の學生に造船力學を教授するにあたり非常に役立つことは明かである。

模型を水中に静止させているから, その状態を研究するのに至極便利であり, なお運動に對する抵抗, 波の形状, 船體上の各點に作用する壓力, 水流の運動などを求めることができる。すでに指摘したように新試験水槽では模型の船首部において層流をなくすことができ, 完全に新しい立場で模型を試験することになる。

新試験水槽において得た結果が普通水槽において得たものより實際に近いかどうかは, 現現在まだ利用すべき資料がないので, なんとも斷言することができない。しかしながら少なくとも新試験水槽における試験の結果によつて 2 箇もしくはそれ以上の模型のうちから運動に對する抵抗が小さいものを選ぶことはできる。さらに新試験水槽を使用して運動に對する抵抗を減少させるためには船體の形状をどう修正すればよいかを知ることができるであらう。

今後新水槽において行われる實驗の結果は順次本誌に發表されるはずである。

### 天然社・新刊

小林 恒治著

## 實用航海術

A 5 上製 260 頁 定價 420 圓 (送 40 圓)

#### 内 容

- 第 1 章 緒 言
- 第 2 章 地文航法に關する用語解説
- 第 3 章 地文航法に用うる船用測器および附屬品
- 第 4 章 水路圖誌
- 第 5 章 航路標識
- 第 6 章 コンパス偏差, 針路改正と自差測定
- 第 7 章 沿岸航法
- 第 8 章 無線方位による船位決定法
- 第 9 章 天文航法
- 第 10 章 海上氣象學
- 第 11 章 海 洋 學
- 第 12 章 見 張 術
- 附 録 日本船舶規格による 船用磁氣コンパス通則ならびに検査抜萃

### 天然社・新刊

函館地方海難審判廳審判官 小野寺道敏著

## 氣象と海難

A 5 上製 340 頁 定價 500 圓 (送 40 圓)

#### 内 容

- 第 1 章 大氣の性質とその安定度 (17 項目)
- 第 2 章 氣壓と風 (22 項目)
- 第 3 章 氣 圖 (10 項目)
- 第 4 章 不連続線 (8 項目)
- 第 5 章 突 風 (3 項目)
- 第 6 章 突風によつて發生した海難 (4 項目)
- 第 7 章 霧 (14 項目)
- 第 8 章 霧によつて發生した海難 (5 項目)
- 第 9 章 雪 (2 項目)
- 第 10 章 雪によつて發生した海難 (4 項目)
- 第 11 章 台 風 (19 項目)
- 第 12 章 台風によつて發生した海難 (6 項目)
- 第 13 章 旋 風 (18 項目)
- 第 14 章 旋風によつて發生した海難 (3 項目)
- 第 15 章 天氣圖とその補助圖の作り方 (6 項目)
- 第 16 章 天氣豫報 (10 項目)



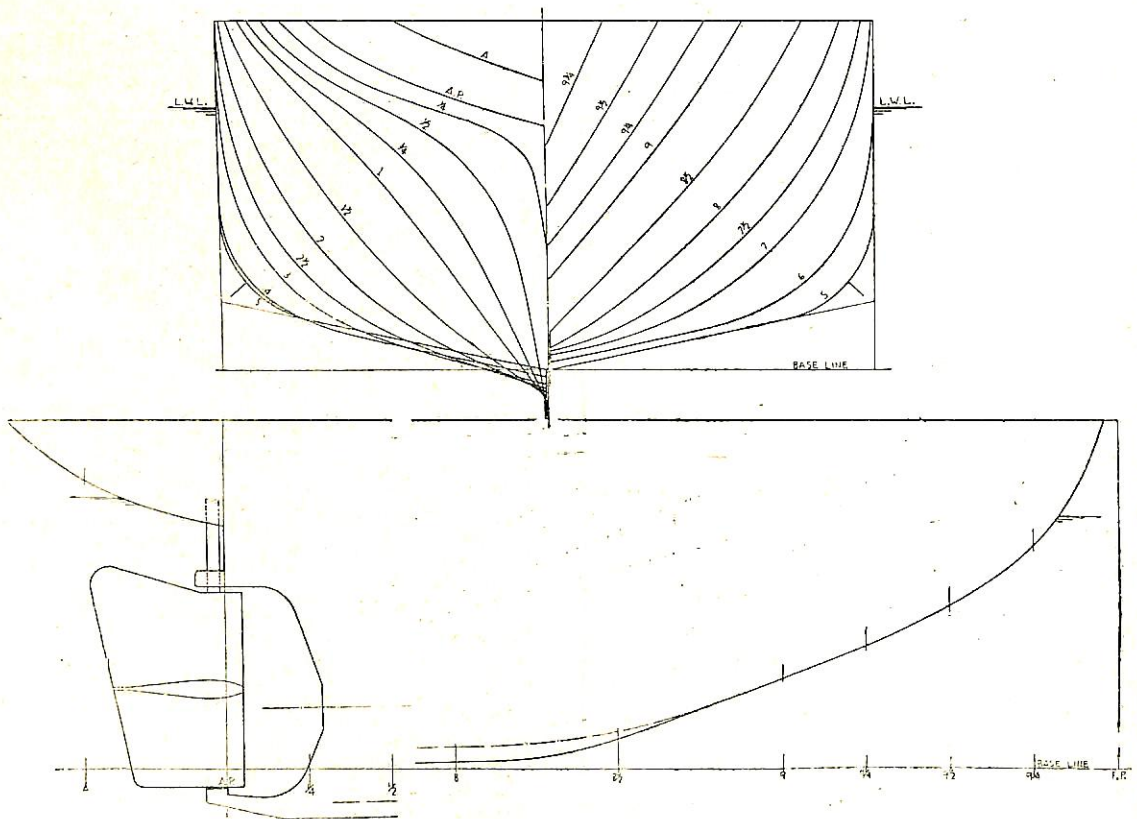
# 水槽試験資料 27 (M.S.49×M.P.41, M.S.50×M.P.42)

## 漁業指導船の水槽試験

小型單螺旋船の資料の一例として漁業指導船2隻の水槽試験を掲げる。兩船は主要寸法に大差なく、第1表の要目表に示す通り垂線間長さは僅か異なるが満載吃水線長さでは同一で、中央横断面係數と浮力中心位置が相異なるのみである。但し浮力中心位置は、第1圖および第2圖の正面線圖および船首尾形状圖にみる如く F.P. の位置および船尾の長さが異なるから、これを満載吃水線長さに對する値に換算すれば M.S. 49 で約 +1.4%、M.S. 50 で約 -0.5% となり、龍骨傾斜の差を考えれば更にその差は小となるはずである。試験に使用した模型推進器の要目は、同じく實船の場合に換算して第1表中に示したが、これも大差ない。

試験は M.S. 49 については満載および輕貨の2状態、M.S. 50 については満載、半載、輕貨の3状態について

行われた。その結果は第3圖および第4圖に示す。これによれば満載状態のアドミラルティ係數は兩船大差ない。試験時のトリム差が浮力中心位置を更に接近させる傾向にあつた點からみて、この結果は妥當なものと考えられる。これに反し輕貨状態においては M.S. 50 がかなり良好な成績を示している。これは M.S. 49 の船首の切上りが大きいためこの状態で吃水線長さが減少することと、M.S. 50 の方がトリム大であること等に起因するものとみられる。マイヤー型の如く船首の切り上りの大きい場合輕貨状態で性能が悪くなることは常にみられるところであり、また小型船では概してトリムを可及的大ならしめる方が成績良好となることは前回の資料でも見られるところである。

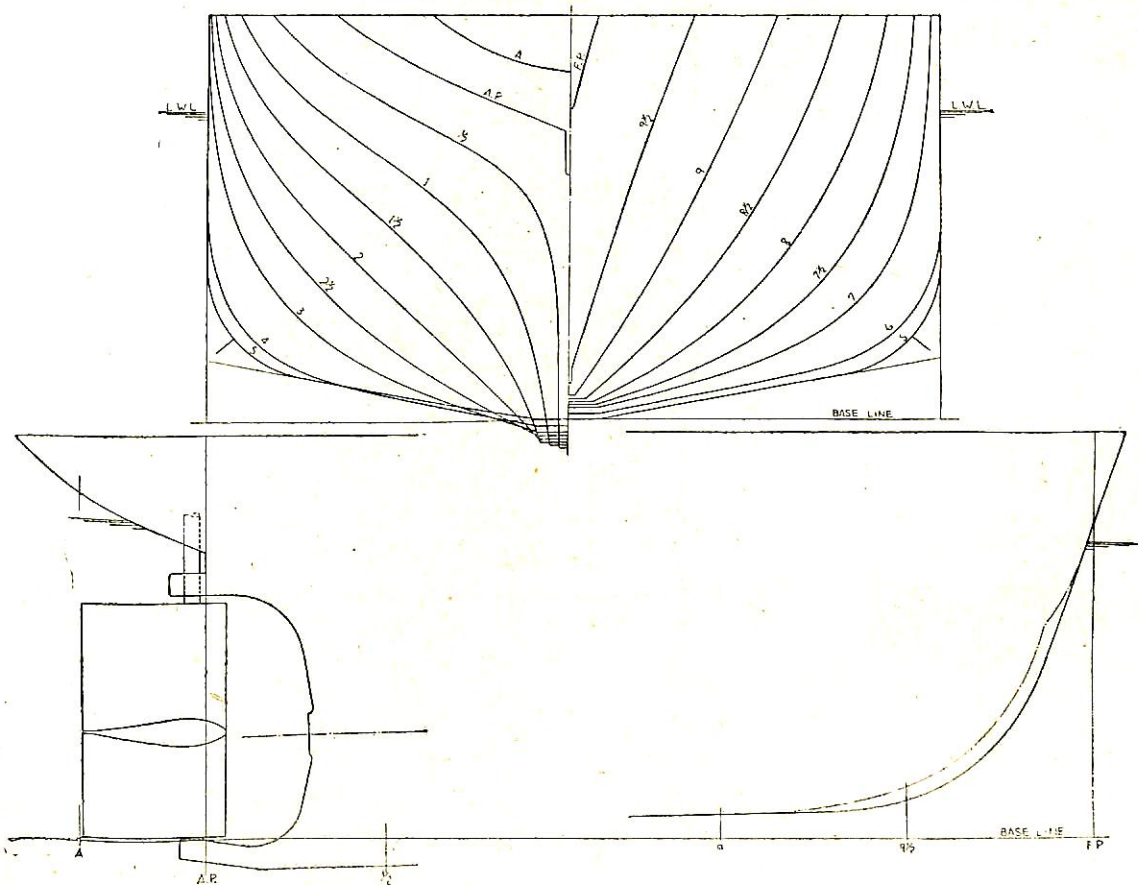


第1圖 M.S. 49 正面線圖および船首尾形状圖

第 1 表

M. S. No.	49	50	
長 (L)	35.500 米	35.000 米	
幅 (B)	7.025 米	7.023 米	
キールの傾斜	0.800 米	0.600 米	
満 載 状 態	吃水 (キールを含まず) (d)*	2.873 米	3.000 米
	吃水線の長 (L <sub>WL</sub> )*	35.81 米	35.81 米
	排水量 (d)	410 噸	435 噸
	C <sub>b</sub> *	.558	.576
	C <sub>p</sub> *	.655	.645
	C <sub>M</sub> *	.852	.892
	lcb *	+ 3.85%	.70%
平均外板の厚	12.4 耗	11.7 耗	
$\lambda_s$	.1463 (Lによる)	.1462 (L <sub>WL</sub> による)	
$\lambda_s'$	.2083 (//)	.2074 (//)	
備 考	*.....等吃水の場合の値		

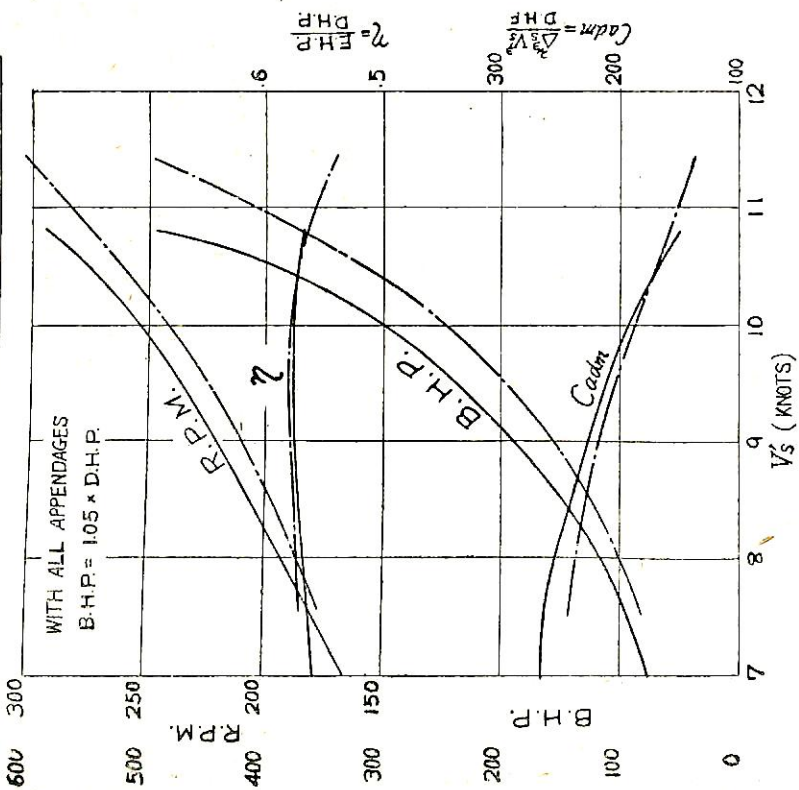
M. P. No.	41	42
直 徑	1.775 米	1.880 米
ボ ス 比	.175	.207
ピ ッ チ	遞増 1.376 米	一定 1.260 米
ピ ッ チ 比	// .775	// .670
展開面積比	.419	.393
翼 厚 比	.640	.643
傾 斜 角	12°-0'	8°-31'
翼 數	4	4
回 轉 方 向	右	右
翼 斷 面 形 狀	エーロフォイル型	エーロフォイル型



第 2 圖 M.S. 50 正面線圖および船首尾形状圖

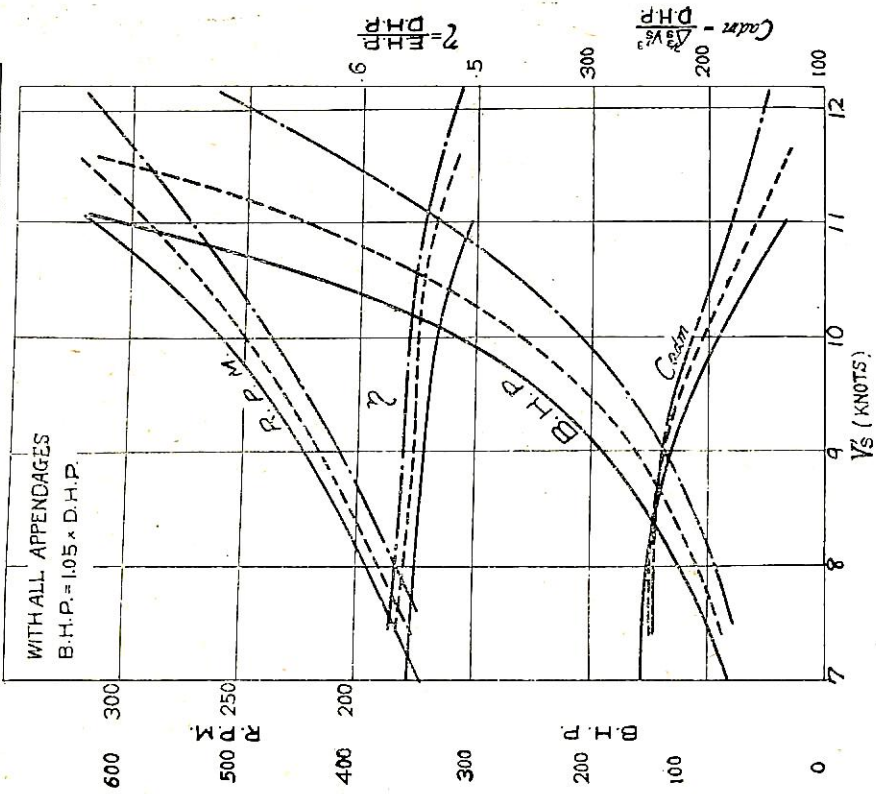


CONDITION	DRAUGHT ABOVE BASE LINE (M)		DISPLACEMENT (M <sup>3</sup> )	MARK
	A.P.	M.S. F.P.		
LIGHT LOAD	2537	1.937	283	
FULL LOAD	2961	2.870	400	



第3圖 M.S.49 x M.P.41 BHP 等曲線圖

CONDITION	DRAUGHT ABOVE BASE LINE (M)		DISPLACEMENT (M <sup>3</sup> )	MARK
	A.P.	M.S. F.P.		
LIGHT LOAD	2772	2127	1482	267
1/2 LOAD	2962	2574	2184	346
FULL LOAD	3128	2993	2958	424



第4圖 M.S.50 x M.P.42, BHP 等曲線圖

# 特許解説

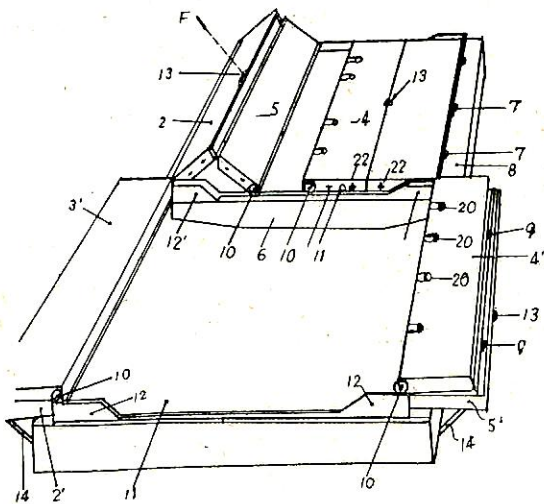
大谷幸太郎  
特許 願

艀口蓋 (昭和 28 年特許出願公告第 174 號 發明者・マルセル、ピッチルイ、シヤパンヌ、出願人・ヘンリー、クンメルマン——フランス)

従來の艀口蓋においては艀口の幅に等しい長さの互に蝶番付された蓋板を使用しているが、この蓋板の幅は艀口の長さの 3~4 分の 1 のものであつて、これを艀口端に垂直に立てて折疊んだ場合には相當の高さに突出し、甲板上からの視野を遮り、また巻揚機の操作を邪魔したものである。

本發明はこのような缺陷を除去しようとしたもので、艀口の縦方向にその長手寸法を有するように置かれた二組またはそれ以上の蓋板を備え、この蓋板を艀口の横方向に艀口閉鎖位置から開放位置まで移動させることが出来るようにし、かつ蓋板はこの開放位置では艀口の側材に沿つて水平に折重なることが出来るようにした艀口蓋に関するものである。

圖面について説明すると、艀口 1 はその縦方向の中間に横斷支持梁 6 を有し、この梁 6 の兩側に四枚からなる二組の蓋板 2, 3, 4, 5 および 2', 3', 4', 5' を備えている。そしてこれら四枚からなる蓋板はそれぞれ二枚ずつ蝶番付され、外側の蓋板 2, 2', 5, 5' は艀口側材 8 に蝶番付されている。蓋板を操作するには外側の蓋板、例えば 2 および 5 を矢の方向に鈎付索で引き、蓋板の端部に設けられた轉子 10 によつて滑走路 11 上を移動させるのである。蓋板 2 および 5 がほぼ垂直位置に達すると轉子 10 は

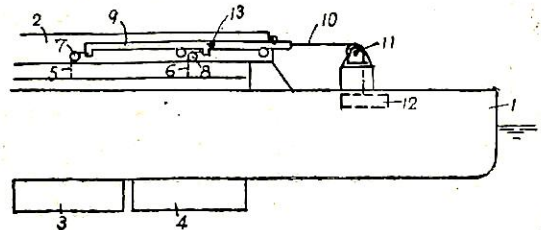


第 1 圖

滑走路 12' 上に乗るが、この滑走路 12' に適當な形を與えておけば板 2 および 5 はそれぞれ艀口の左舷または右舷に移り同時に板 3 および 4 は板 2 および 5 上にそれぞれ水平に重なる。そこで板 2 および 5 を支腕 14 によつて支持させればよい。この水平位置におかれた蓋板は艀口の幅の約 4 分の 1 の幅を占有するに過ぎないから格別の場合を塞ぐことなく、また蓋板はその外面のみが露出するから雨水の集るような凹所は存在しない。

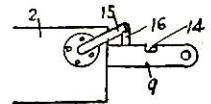
艀内土砂の位置エネルギーを利用して閉扉する土運船 (昭和 28 年特許出願公告第 527 號、出願人・發明者 河野正吉)

本發明は土運船に積まれた土砂の位置エネルギーを利用して、土砂が水中に落下する場合重錘を高所に揚げさせ、土砂落下後、開いた扉をこの重錘の作用によつて自動的に閉じることが出来るようにしたものである。



第 1 圖

圖面について説明すると、土運船 1 は排土用扉 3, 4 を備え索 5, 6 がそれぞれの扉に連結され、それらの末端はそれぞれ滑車 7, 8 を經て水平杆 9 に取付けられ



第 2 圖

ている。この水平杆 9 は船體の桁材 2 に適宜支持されて左右に移動出来るようにしてあり、その先端に索 10 が結着され、この索 10 は船體に取付けられた滑車 11 を經てその末端に重錘 12 を吊下している。そして土砂積載時には水平杆 9 は楔によつて桁材 2 に固着されて土砂の重量は索 10 には傳わらないようにしてある。

いまこの土運船を土砂捨場に曳航し楔止め装置を外せば土砂の重さは重錘の重さに比して非常に大きいから重錘は吊上げられ扉が開き土砂が排出される。そして排出の初期に扉が十分開いたらこの状態を暫らく維持し土砂を全部排出してしまふように、水平杆 9 が左へ動いた時その上面切欠き 14 に桁材 2 に取付けられた C 字形金具の爪 16 が自動的に嵌るよになつてゐる。土砂が全部排出した後は、この爪 16 を切欠き 14 より外せば重錘 12 によつて扉 2, 3 は自動的に閉じるのである。



**伸縮自在舷梯** (昭和28年特許出願公告第528號, 發明者・吉田幸男, 出願人・三菱造船株式會社)

本發明は上部舷梯上に下部舷梯を滑動自在に重疊した伸縮自在舷梯において、上部舷梯に多數の踏板を回動自在に並設し、下部舷梯が下方に滑動するに従つて倒伏状態にある踏板を順々に起立状態に回動することが出来、また下部舷梯が反対方向に滑動する際には起立状態にある踏板を順々に倒伏状態に戻すことが出来るようにしたものである。

以下圖面について説明すると、①は上部舷梯でこれに下部舷梯②が滑動自在に挿入されている。上部舷梯①は取付金具3によつて船舶甲板上に連結され索18によつて舷側に吊下げられ、また下部舷梯②は一端を船舶上の適宜の捲回装置に連結された索19によつて吊下げられている。上部舷梯①内には第3圖に示すように多數の踏板8が蝶番金具7によつて回動自在に取付けられ、これら踏板8は下部舷梯②が重疊している際はその下方に倒伏した状態で收納されている。そして踏板4の表面には爪片8が設けられており、この爪片8は下部舷梯②の上端に設けられた鉤14に係合することが出来るようになっている。

いま索18, 19を弛めれば上部舷梯①は取付金具3を中心として漸次吊下げられ、同時に下部舷梯②は適宜設けられた轉子を介して上部舷梯①中を輕快に滑動し伸長を初めるが、この時下部舷梯②上端の鉤14は踏板4の爪片8に係合して踏板4を回轉し上部舷梯①の兩側内面に設けられた受金具9, 9にその兩端を支承させるに

到るが、この間に鉤14は爪片8との係合が解ける。このようにして多數の踏板6, 6は次々に起立状態に回動されるのである。

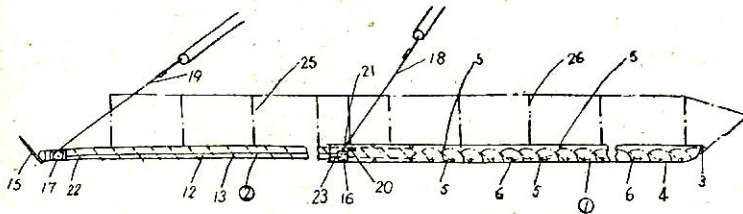
次に下部舷梯②を重疊收納する際は索19を捲取ることによつて前述の動作が逆に行われて元の状態に復歸することが出来る。

近來船舶が大型化するにつれて積荷による吃水線の變化が増大し、従來の一定寸度の舷梯では積荷の變動により舷梯角度が著しく不適當になり、また折疊格納する時は船内へ突出して船内通路を狭くする缺點があつたのであるが、本發明はこのような缺點を除去し吃水線の如何にかかわらず適當な踏板角度で使用出来、また格納場所も少なくて済むものである。

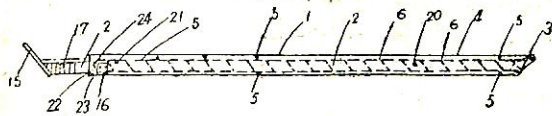
**電動水密扉開閉制御裝置** (昭和28年實用新案出願公告第1,161號, 考案者・和田義勝, 出願人・三菱電機株式會社)

本考案は危急の場合船内に浸水するのを防ぐ扉の開閉制御裝置の改良に關するものである。

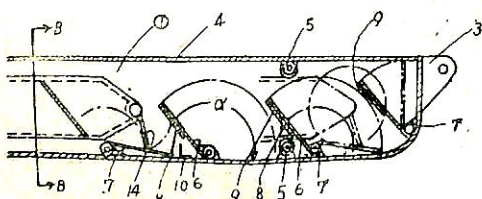
圖において1は普通の切換スイッチで、扉は接點2と3を接続することによつて開放され、また接點2と4を接続することによつて閉鎖されるものである。すなわち扉開放時には開放用操作線輪6が作動し扉開放用電動機を運轉作動させて扉を開かせる。そして扉全開後はこの線輪6に直列に挿入された常閉接點5が開いて回路を開く。次に事故等によつて船體の一部に浸水した場合に、他の部分に浸水するのを防ぐために接點2を4に接続すれば扉閉方向回路が閉される。然る時は扉閉合同用操作線輪9が作動し扉閉鎖用電動機を運轉作動させて扉を閉鎖する。扉が全閉するとこの線輪9に直列に挿入された常閉接點9が開いて線輪9の回路を開く。一方、この線輪9と並列に附勢線輪12が設けられてあつて、この線輪12には前記常閉接點8が開いた後も依然として電流が流れこの線輪12は扇磁作動して開方向回路中に直列に挿入された補助接點7を開く。従つて接點2が4に接続されている限り扉は閉鎖され、扉閉方向回路は必ず開かれていて、たとえスイッチ1内に浸水して接點2, 3が短絡されても開方向回路には電流は流れず扉を開くような誤動作を生ずることがないものである。



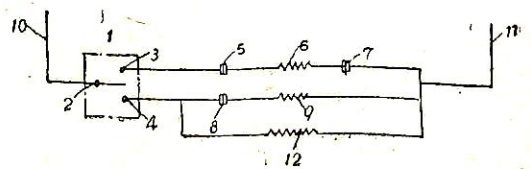
第 1 圖



第 2 圖



第 3 圖



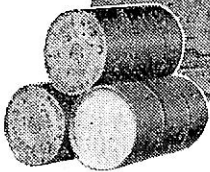
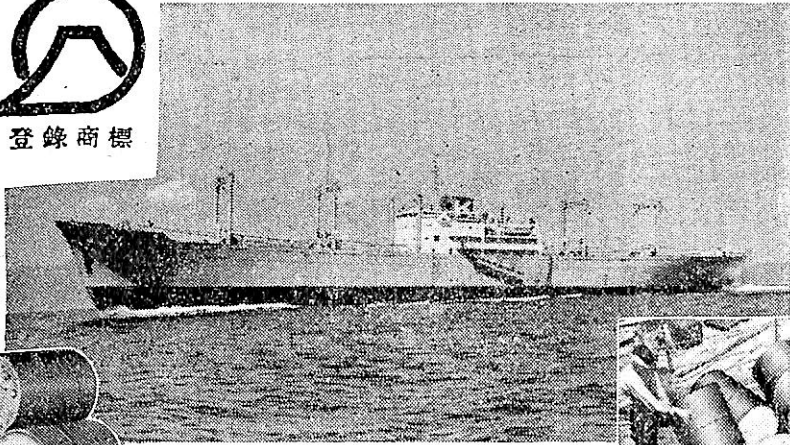
第 1 圖

# SHOWA OIL



登録商標

社 標



川崎汽船会社所有国川丸の雄姿と同船主機用として昭石特ディーゼル油積込の図



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

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

(詳細は各營業所に御問合せ下さい)

## 英系シエル石油會社提携

資本金拾七億円




# 昭和石油株式會社

取締役社長 小山 九一 取締役副社長 早山 洪二郎

本 社  
東京營業所  
大阪營業所  
小樽營業所  
福岡營業所  
名古屋營業所  
營業 所 場  
工

東京都中央区日本橋馬喰町一丁目一番地ノ二  
電話 茅場町 (66) 1240~9  
東京都中央区日本橋小伝馬町二丁目二番地ノ五  
滋賀ビル内 電話 茅場町 (66) 1210~9  
大阪市西区京町堀上通一丁目三番地 京町堀ビル四階)  
大樽市港町三番地 電話 小樽 5615, 1967  
福岡市極樂寺町一丁目一番地 電話 西 1602  
名古屋市南区南伏見町二丁目二番地 電話 本局 2005~6  
広島・新潟・秋田・仙台・坂出  
川崎・新潟・平沢・海南・関屋・彦島・鶴見・芳賀・井伊谷・品川研究所



SPERRY    Kidde



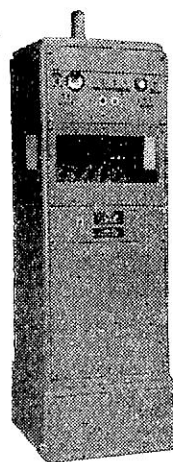
航海計器は

東京計器



スペリー ローラン

スペリー マリン レーダー  
 スペリー マリン ローラン  
 スペリー チャイロ コンパス  
 スペリー チャイロ パイロット  
 スペリー マグネチック コンパスパイロット  
 スペリー マイナー E1 チャイロコンパス  
 キディ火災探知並ニ消火装置  
 ベンディクス デプス レコーダー



キディ火災探知装置

磁気羅針儀 各種  
 電気式通信器  
 電気式回轉計  
 舵角指示器

トーションメーター

T. K. S. 動圧式測程儀

タンクゲージ、ドラフトゲージ

電動及手動測深儀

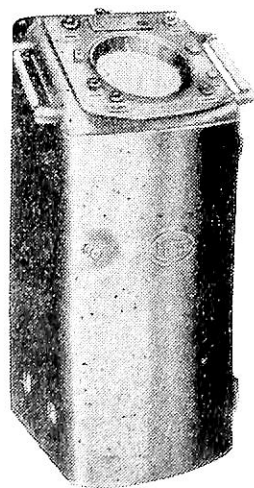
航海時計 (中三針型八日捲)

防風窓及旋回窓

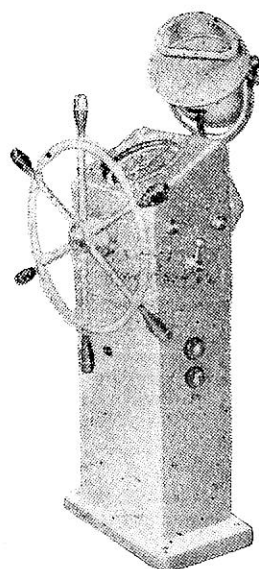
船用各種計壓器

探照燈及信號燈

ランタン (電気浮燈)



スペリー レーダー



スペリー チャイロ パイロット

株式會社  
 東京計器製造所

本社 東京都大田區東蒲田 4-31

TEL 蒲田 (03) 2211-9

東京營業所 東京都中央區京橋 1-2

セントラルビル 7階  
 TEL 京橋 (56) 957-1414・2257-6012

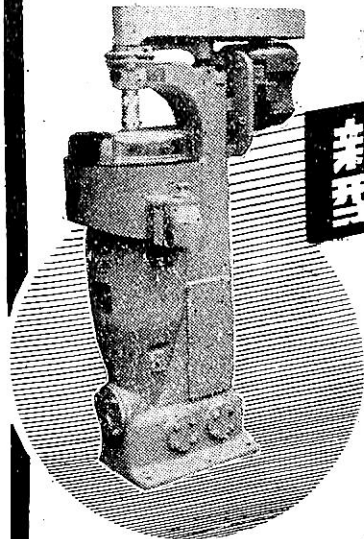
神戸營業所 神戸市生田區明石町19同和ビル 3階

サービス  
 ステーション  
 出張所

函館・東京・横浜・神戸・大阪・  
 門司・長崎

バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....

# 新型シャープレス油清浄機



処理能力 (L/H)

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

米國シャープレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

## 巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(皆川ビル内)

電話京橋(56)8681(代表), 8682~5

神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル内) 電話葺合(2)0288

工場 東京都品川区北品川4の535 電話大崎(49)4679・1372

### 三機の船舶用機材

厨房設備 伝統も誇る!

(ギャレ・グリル・ベーカリー・バー)  
喫茶・食品加工設備一式

洗濯設備

冷蔵設備

客船・貨物船・捕鯨船等何れにも  
適する様設計製作施工いたします



電縫鋼管

瓦斯管  
空気豫熱管  
ボイラーチューブ  
ラヂエーターチューブ  
其他艦船用鋼管

# 三機工業

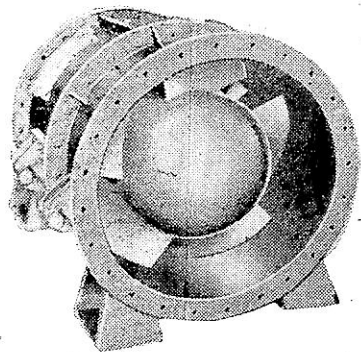
支店 大阪・名古屋・福岡  
出張所 広島・札幌  
工場 川崎・鶴見・中津

本社 東京都千代田区有楽町(三信ビル) 電話銀座(57)4811~(10)5141~(10)





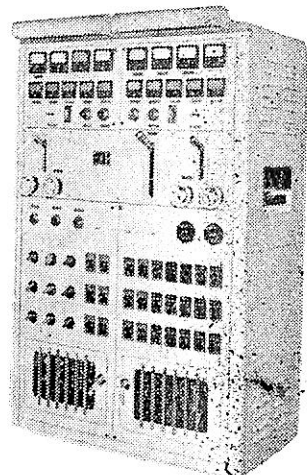
# 船用電氣機器



(10HP軸流型電動通風機)

電動發電機  
起重機用電動機  
配電盤・管制器  
MA式自動電圧調整器

直流(交流)電動機  
直流(交流)發電機  
電動通風機  
セルシンモーター  
KDK扇風機



(15KVA配電盤)

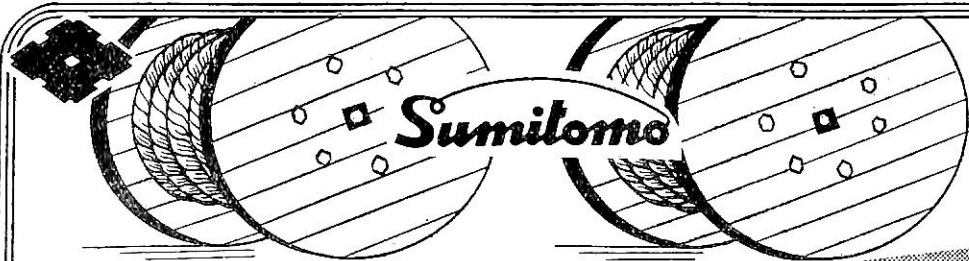
旧小穴製作所  
旧川北電氣製作所

## 日本電氣精器株式会社

(Nippon Electric Industry Co., Ltd.)

東京製造所  
営業部  
大阪製造所

東京都墨田区寺島町 3-39 電話城東 (78) 2156-9・2150・0038  
大阪府城東区今福北 1-18 電話城東 (33) 4231-4



# 住友の船舶用電線

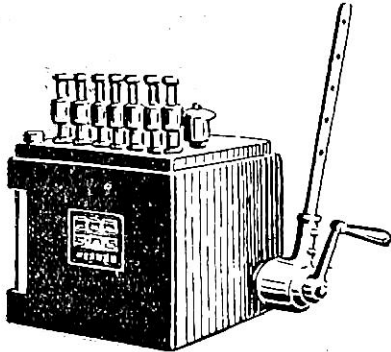
## 住友電氣工業株式会社

大阪・名古屋  
東京・福岡

確實で使つて便利な

# 島津注油器

1立より10立迄各種



乞、御照會

機関運轉中でも回數が増減出來又ポンプエレメントの取替えが出來ます。外部から簡単に微細な油量の調節が出来る油量調節装置をつけました。

島津製作所



本社 京都市中京區河原町二條南  
支店 東京 大阪 福岡 名古屋 札幌

能美式(船舶安全法規定)

## SMOKE DETECTOR

CO<sub>2</sub>瓦斯消火装置

空気管式自動火災警報装置  
其他警報 消火機器一般  
言及言十。

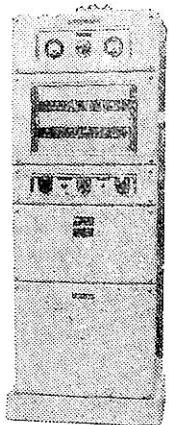
製作。  
工事。  
保全。



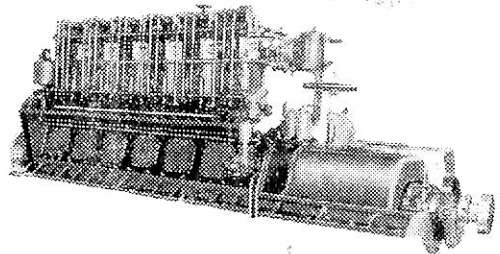
能美防災工業株式会社

東京 都千代田區九段四ノ一三  
電話 九段 03) 8307-9  
京都市 下京區烏丸通七筋下ル  
電話 下 (5) 6426

代理店 浅野物産株式会社



## カネガフチ デイズル



船用主機

120 HP~ 640 HP

船用補機

25 HP~ 640 HP

鐘淵デイズル工業株式会社

東京都墨田區隅田町2丁目  
電話 城東 (78) 3757~9



# BOILER COMPOUND



三ツ目印

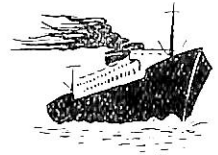
## 清 罐 劑 罐 水 試 驗 器

燃料節約・汽罐保護  
汽罐全能力發揮

本社 内外化學製品株式會社

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

# 船舶用



各種警報裝置  
溫度及壓力自動調整裝置  
重油噴燃器自動点火裝置  
主罐自動給水裝置

株式會社

## MTS 東邦製作所

營業所 東京都千代田區神田小川町3の2  
電話 神田 (25) 1679・2032・4835

本社及工場

東京都三鷹市井口 10  
電 武蔵野 2166・4553  
代表取締役 石河英吉

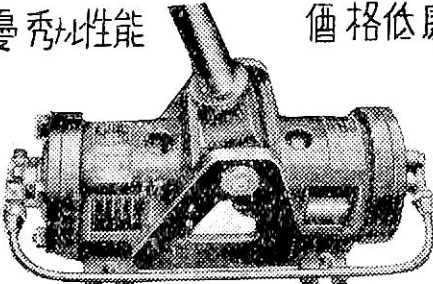
## 陸船用手動空氣壓縮機

壓力・35 kg/cm<sup>2</sup> 專賣特許366723  
容量・464cm<sup>3</sup>行程 出願番号 10167  
用途・汽罐檢査始動用其他 7633

## 燒玉機関始動用補機

壓力・12 kg/cm<sup>2</sup>  
容量・930cm<sup>3</sup>行程  
用途・小型渡船用ニ最適

優秀性能 價格低廉



## 壽産業機械株式會社

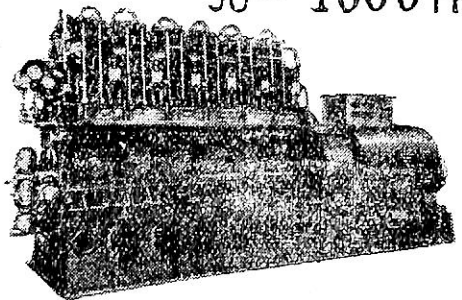
本社・工場 埼玉縣川口市本町 2-57  
第二工場 埼玉縣川口市並木町 1-2611  
電話 川口 3400 番

# ハンシン H/S

## ディーゼル

船舶用  
発電用  
動力用

50~1000 HP.



## 阪神内燃機工業株式會社

本社 神戸市長田區一番町三丁目一  
東京支店 東京都千代田區丸ノ内丸ビル601号  
下關出張所 下關市豊前田町第一ビル

# JRC

七つの海の花形

## 船舶無線装置



船舶無線界の王座揺がず

第5次船	43 隻 (総隻数)	22 隻 (JRC無線機装備隻数)
第6次船	35 隻 (総隻数)	20 隻 (JRC無線機装備隻数)
第7次船	48 隻 (総隻数)	19 隻 (JRC無線機装備隻数)
第8次船	36 隻 (総隻数)	22 隻 (JRC無線機装備隻数)

### 営業品目

船舶用無線機 魚群探知機  
 陸上用無線機 船内拡声装置  
 航空機用無線機 測定器各種  
 方向探知機 真空管各種  
 マリン・レーダー 超短波無線機  
 ロラン受信機 超音波探傷器

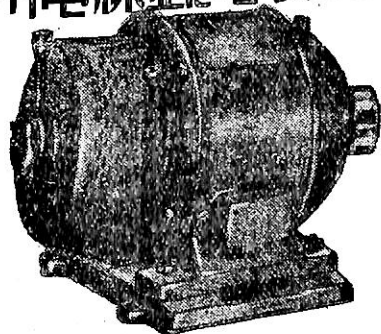
## JRC 日本無線

本社・工場 東京・三鷹・上連雀 930  
 営業所 東京・渋谷・千駄ヶ谷 4-693  
 大阪・北・堂島中 1-22

## 直流発電機 電動機

船舶用電線並に電装品

指令時計各種  
 明立式時間スイッチ



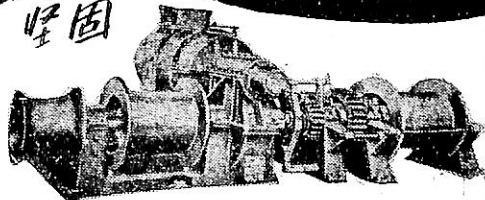
## 明立電機株式会社

営業所 東京都品川区品川五、二八  
 電話大崎 (49) 三六八五番



品質  
 堅固

## 三菱 船舶用電気機



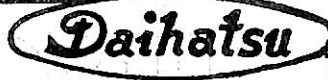
電動揚貨機 各種發電機  
 電動操舵機 各種電動機  
 電動送風機 船舶用無線機  
 船舶用冷凍機 直流電氣扇  
 船舶用厨房器 電動揚艇機  
 変圧器 配電盤

東京ビル・大阪堂島北町  
 名古屋廣小路道・福岡三笠ビル  
 札幌南一條・仙台東一番丁  
 富山安住町・廣島袋可

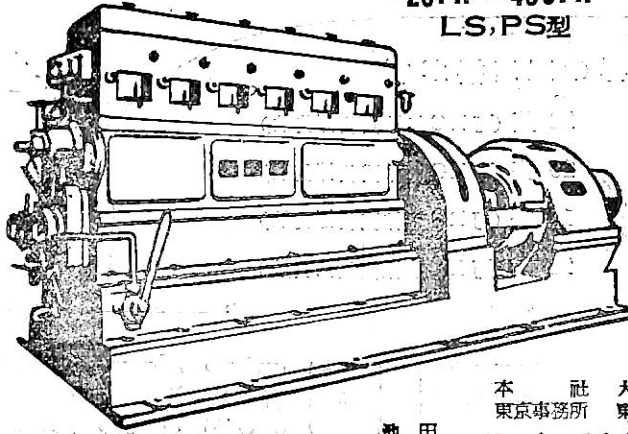
## 三菱電機株式会社



# ダイハツディーゼル



**船用補機**



25HP~430HP  
LS, PS型

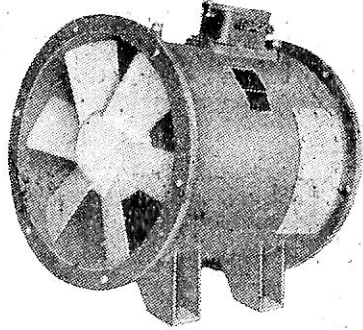
**漁船用**  
1MK-11型 8-10HP  
2MK-11型 17-20HP



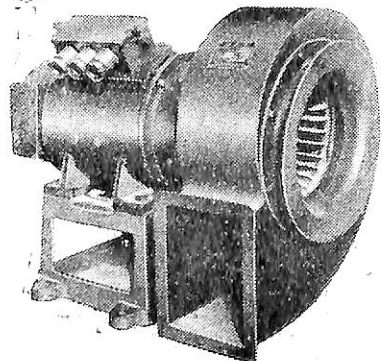
本社 大阪市大淀區大仁東二丁目  
東京事務所 東京都中央區日本橋本町二丁目  
池田 大阪 名古屋  
札幌 **ダイハツ工業株式会社**  
旧社名 硬動機製造株式会社



**直流発電機**  
**直流電動機**



軸流型電動送風機



多翼型電動送風機

揚貨機・揚錨機用電動機  
多翼型・軸流型電動送風機  
自動・手動管制器・配電盤

**旭電機製造株式会社**

東京工場 東京都荒川区三河島町 1~2965  
電話 下谷(83) 1723. 4849. 5065  
富士工場 静岡県富士郡富士町中島町352 電話(富士)612

# 芝

# 東芝の船舶用電気機器

◇主要製品◇

電動揚貨機

電動繫船機

電動揚錨機

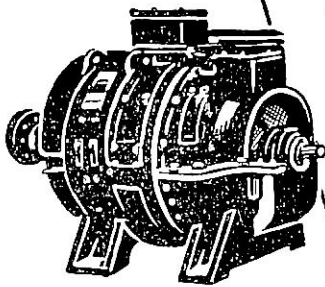
電動操舵機

補機用電動機

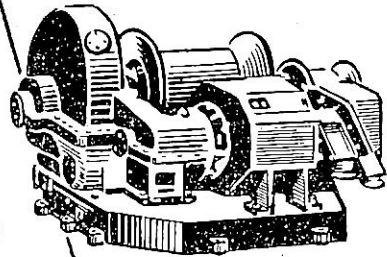
推進用電動機

配電盤

制御装置



200 KW 直流発電機



5 吨電動揚貨機

Toshiba

東京都中央区日本橋本町1の16

東京芝浦電気株式会社

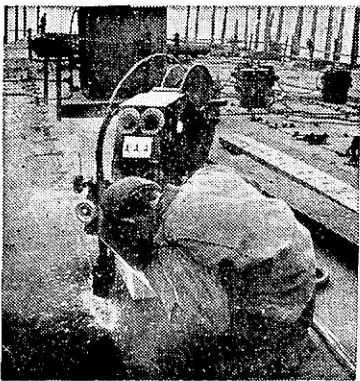
# FUSARC AUTOMATIC WELDER

英國フューズアーク會社製

自動電弧熔接機

## “MARINE” TYPE WELDER

近代的造船所ノ必需品



日本總代理店

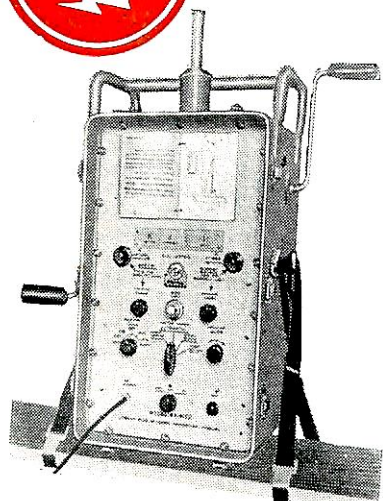
## 株式會社 アンドリュー・ウエア商會 機械部

東京都千代田區丸ノ内仲八號館 (27) 0871-6, 8391-2

大阪市東區平野町5丁目13. マーカントイル銀行ビル (23) 5491, 7030



昭和二十八年三月二十日第三種郵便物認可  
昭和二十八年四月十二日發行(毎月一回)



MODEL ET-8053



救命艇用  
携 帶 型  
送 受 信 器

RCA日本代理店

大倉商事株式会社

本店・東京都中央区銀座2/2 電話・56・2130-2149

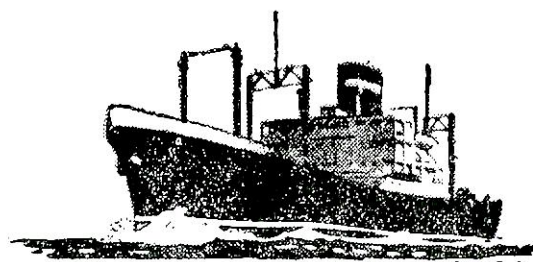
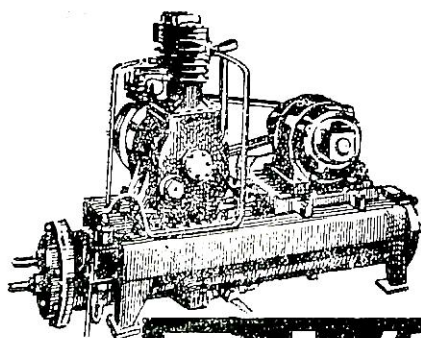
編集発行 東京都文京区向ヶ丘萌生町三  
兼印刷人 岡 岡 俊 造  
東京神代田区神田金沢町八  
昌平印刷株式会社

本号特価 一三〇円  
地方特価 一三五円  
発行所 天

東京都文京区向ヶ丘萌生町三  
振替・東京七九五六二番  
電話小石川局二二八四番

HITACHI

最高の技術を誇る!



日立船舶用冷凍機

フロン冷凍機

メチール冷凍機

電気冷蔵庫

東京 大阪 名古屋 福岡 仙台 札幌

日立製作所