

船舶

11

VOL.29

昭和五年三月二十日 才三種郵便物認可
昭和三十一年十一月七日 発行
昭和二十四年三月二十八日 逓検省特別承認郵便物第四〇六号



清壽漁業株式会社
鯖延縄漁船「第一清壽丸」
(1,058GT 1,200HP 13Kn)
昭和31年8月3日竣工
株式会社金指造船所建造

 株式会社 金指造船所

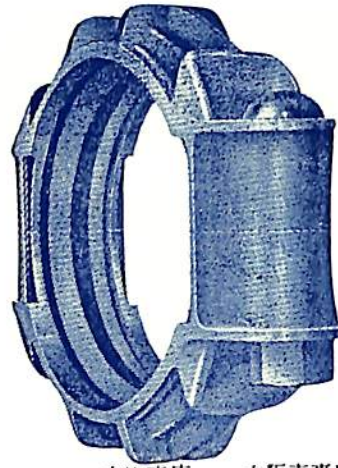
天 然 社



日本ヴィクトリック株式会社

VICTAULIC

LEAKTIGHT
PIPE



FLEXIBLE
JOINTS

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

大阪支店
門司支店
札幌支店
支店
出張所

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



船舶用 主機関
補機関

JISメーカー

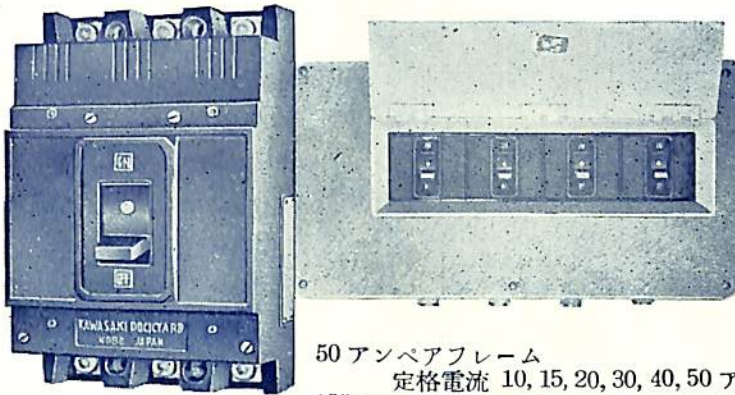


Hanshin Diesel

阪神内燃機工業株式会社

本社 神戸市長田区一番町3丁目1番地 電話 湊川(5)1531~6
東京支店 東京都千代田区九ビル 601 電話 和田倉(20)3640~1
下関出張所 下関市豊前田町第一ビル 電話 下関 768

川崎AM型 ノーヒューズブレーカー



小型軽量
取付簡単

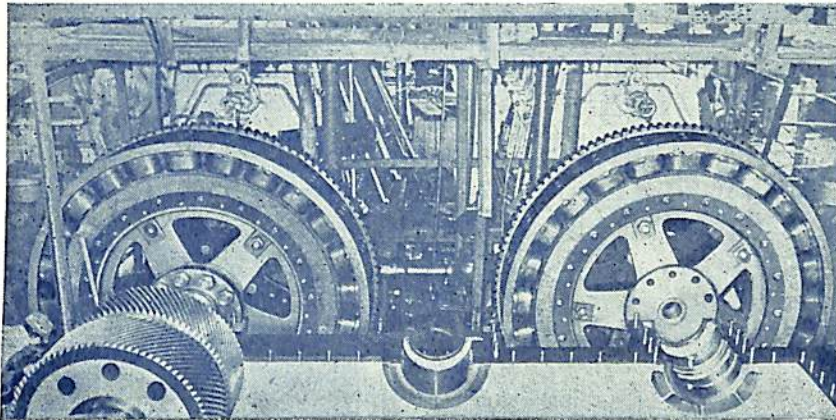
50 アンペアフレーム
定格電流 10, 15, 20, 30, 40, 50 アンペア
100 アンペアフレーム
定格電流 60, 75, 100 アンペア
225 アンペアフレーム
定格電流 125, 175, 200, 225 アンペア



川崎重工の船用電機品

船舶用ディーゼル機関の高速化と小型軽量化に

川崎式電磁滑り接手



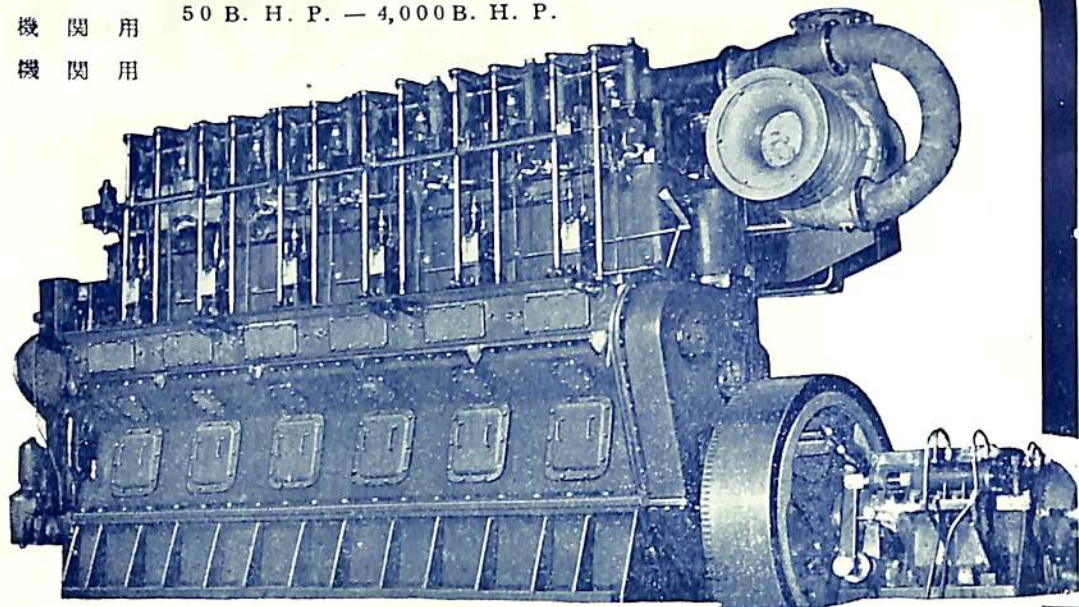
御一報次第（広告宣伝係宛）カタログ送呈

川崎重工業株式会社

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

AKASAKA DIESEL

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

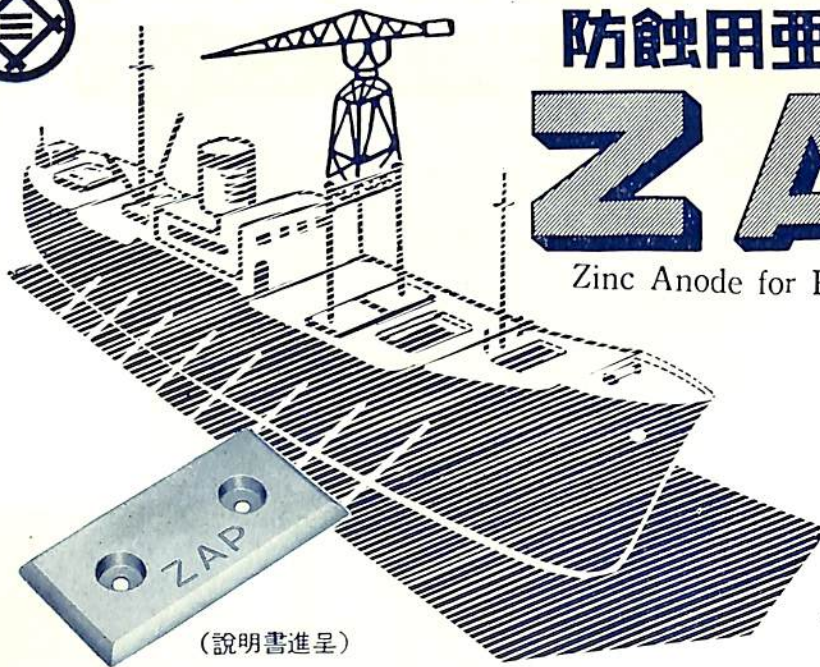


創 業
60 年



株式 赤 阪 鉄 工 所

本 社 東 京 都 中 央 区 銀 座 1 の 3 電 話 京 橋 (56) 4902, 4903
 出 張 所 大 阪 市 西 区 奥 美 町 30 電 話 新 町 (53) 3 6 0 2
 工 場 靜 岡 県 焼 津 市 中 392 の 1 電 話 焼 津 2121-2125



(説明書進呈)

防 蝕 用 亜 鉛 陽 極

ZAP

Zinc Anode for Protection

ZAP の適用範囲

各種船舶の船底, 推進器
 軸, 船内のバラストタンク,
 重油タンク, 軸流ポンプ,
 浮標, 繫留ブイ,
 浮ドック, 港湾施設 (鋼矢
 板岸壁・水門扉・閘門・棧橋)

三井金属鉱業株式会社

施 工 中 川 防 蝕 工 業 株 式 有 限 公 司

東 京 都 千 代 田 区 丸 の内 二 丁 二 電 話 和 田 倉 庫 2842・1438

東 京 都 中 央 区 日 本 橋 室 町 二 ノ 一 電 話 日 本 橋 (24) 4101~9

DE LAVAL

Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃料油清浄機

ディーゼル油用

バンカー油用

潤滑油清浄機

ディーゼル

タービン油用

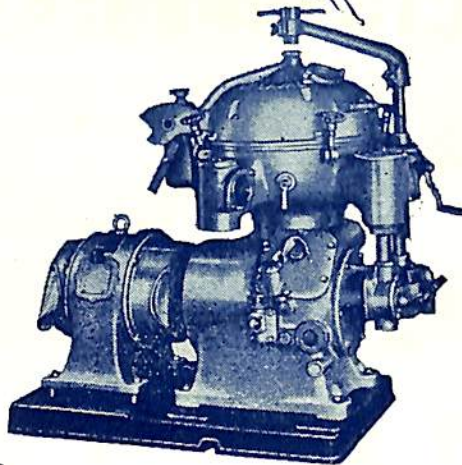
其他 各種遠心分離機

瑞典セパレーター会社日本總代理店
長瀬産業株式会社機械部

大阪市西区立賣堀南通1丁目1番地
電話 新町(53)40~1.950~6.3101~5
東京支店 東京都中央区日本橋小舟町2の3の12
電話茅場町 970
發備工場 京都機械株式会社分離機工場
京都市下京区會祥院船戸町50

東京支店

發備工場



電気防蝕法 CATHODIC PROTECTION



施工直后



3ヶ月后



9ヶ月后

油槽船油槽に設置した
マグネシウム陽極の
防蝕活動の足跡

保護 Mg 陽極の取付で水中部鐵面の腐蝕は
停止し従来の錆も脱落します

油槽船油槽 } に
船 殼 } 電気防蝕法
プロペラ }

NCE

日本防蝕工業株式会社

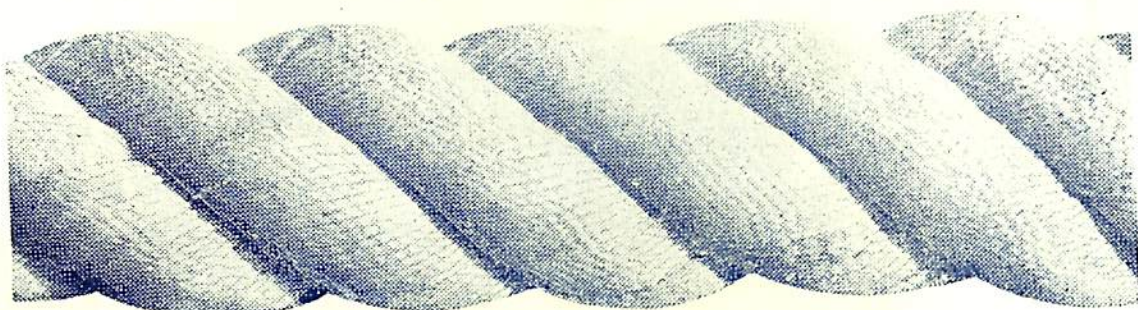
東京都千代田区丸の内三ノ二 (三菱東七号館)
電話 東京二八局 (28) 6807・6808
大阪事務所 大阪市東区今橋四ノ一 (三菱信託ビル内)
電話 (23) 4783

總代理店 三菱商事株式会社

調査
設計
施工
材料

‘テリレン’ 製のロープ

テムス河で曳船用に137日間使用したもの



普通のロープ

同様の目的で僅か6日間使用したもの



何故 ‘テリレン’ 製ロープはこの様に23倍以上も寿命が永いのでしょうか？ 答は頗る簡単で、‘テリレン’ が他の如何なる繊維にもない長点を併有しているからです。ロープとしての テリレン は伸長に対する抵抗性高く、塩水に絶えず浸っても柔軟性を失わず吸湿性が低く、濡れている時でも非常な高強度という特質を持っています。

‘テリレン’であなたの企業の経費を 切詰めることが出来るか

他に求めることの出来ない‘テリレン’のこれらの特長は既に多くの国々で各種の工業に応用されて成功を収め、経済的であると認められています。*多分あなたの企業も経費を切詰めることが出来るでしょう。乾湿何れの場合でも強度高く、伸長度小さく、耐酸性あり、熱に対する抵

抗力ある、腐朽しない、低吸湿性の摩擦にも強い、天候にも支配されない、電気絶縁体として理想的な繊維が御入用ではありませんか？

貴社御出入の資材供給会社又は下記へ「工業用‘テリレン’」の説明書を御請求下さい。

※ ‘テリレン’の用途の一部を挙げますと

電気絶縁材料、救命ボートのカバー、デッキの日除け、消火用ホース、ロープ、製紙用フェルト、濾過布、縫糸、魚網、洗濯袋、染色袋、コンベイヤー・ベルト、作業衣等であります。

‘TERYLENE’
Polyester Fibre

IMPERIAL CHEMICAL INDUSTRIES LIMITED

日本総代理店



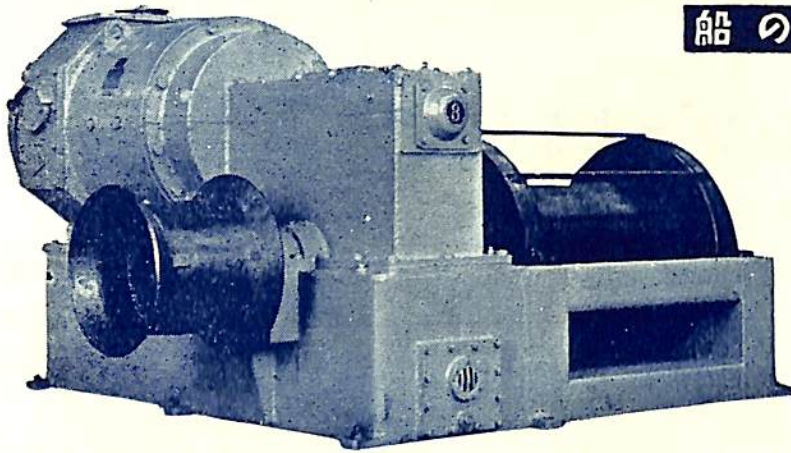
インペリアル・ケミカル・インダストリーズ (ジャパン) リミテッド

大 阪

大阪市東区道修町四丁目
(神戸銀行ビル) 電話 28 8651

東 京

東京都中央区京橋一丁目
(セントラルビル) 電話 28 6661



船の手



荷役日数短縮の新記録が
繰出しております

堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士 交流 揚貨機



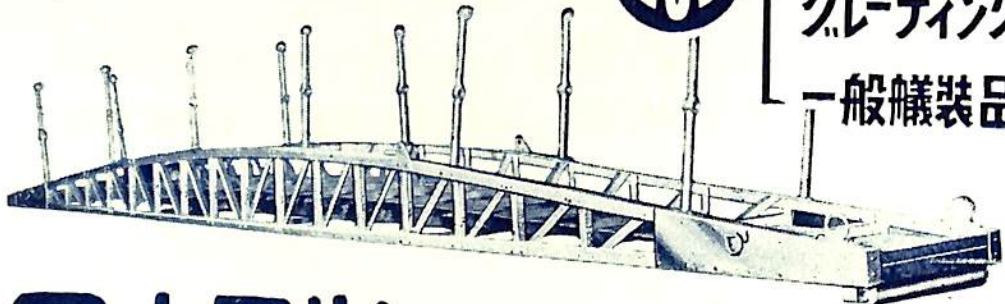
富士電機製造株式会社

特殊軽合金製

船舶部品



舷梯
岸壁梯子
クレーンク
一般機装品



日本アルミニウム工業株式会社

大阪市東淀川区宮原町四七二番地
東京支店 東京都中央区日本橋大伝馬町三ノ一

船舶

第 29 卷 第 11 号

昭和 31 年 11 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

〔スランミング 特集〕

船の縦強度に対する上下動の影響	渡 辺 恵 弘	941
スランミング (船首底波浪衝撃) について (1)	越 智 和 夫	946
水面衝撃について	安 藤 良 夫	950
浚波性と荒天航法について	谷 初 蔵	954
南支那海において遭遇した油槽船のスランミングについて	宝 田 直 之 助	958
Slamming による損傷の解析および対策	藤 田 勇 一	963
〔文献〕 スランミングに関する研究推移 (抄訳)		970

消防艇明光丸について	日立造船・船舶設計部	977
------------------	------------	-----

〔座 談 會〕 最近の艦艇について (続)	牧野 茂・堀 元美	983
	関野英夫・福井静夫	

〔文 献〕 商船用の原子動力 (下)		990
--------------------------	--	-----

〔水槽試験資料 70〕 南極調査船宗谷の模型試験	船舶編集室	999
--------------------------------	-------	-----

鋼船建造状況月報 (昭和31年9月現在)	船舶局造船課	1002
----------------------------	--------	------

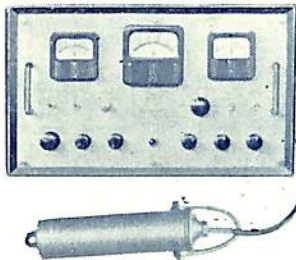
〔特許解説〕 浚渫船	大谷 幸太郎	1004
------------------	--------	------

〔写 眞〕 進 水 — ☆ もんてびでお丸 ☆ エンタープライズ ☆ ワールドインフルエンス ☆ アーギル
 ☆ ナバリノ ☆ 才 20 興南丸 ☆ エルス ボーグ ☆ 才 57 日宝丸 ☆ かり
 ☆ めるぼろん丸

護 工 — ☆ ELLIN ☆ DORIAN ☆ 才 17 興南丸 ☆ 改装なった宗谷

航途中に於ける海潮流の流速流向測定には

Dentam



電磁海流計 G.E.K.

(磁力計付き)

主要営業種目各種電気流速計

電気水溫計

電気水質計

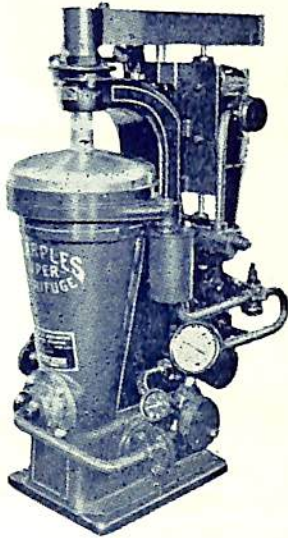


東邦電探株式会社

本 社 東京都中央区日本橋通 2-3 TEL (27) 3231-5
 工 場 東京都品川区東大崎 1-781 の 7 TEL (49) 4265

バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....

新型 シャープス油清浄機



処理能力 (L/H)

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

米国シャーププレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(皆川ビル内)

電話 京橋(56) 8681(代表), 8682-5

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

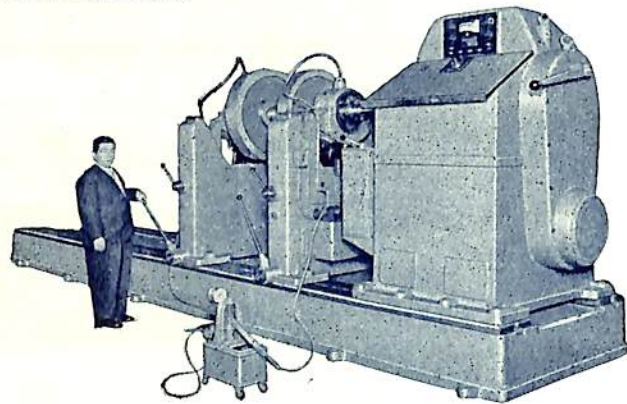
工場 東京都品川区北品川4の535 電話白金(44) 4131(代表) 4132, 1321



材料試験機
動釣合試験機
振動計
電子顕微鏡
ねじ転造盤

明石動釣合試験機

タービン・発電機・電動機等高速で回転する物体の動釣合を電氣的に巧妙な方法で取るもので、感度頗る良く極めて短時間に不釣合量(瓦)と角度が測定出来る。

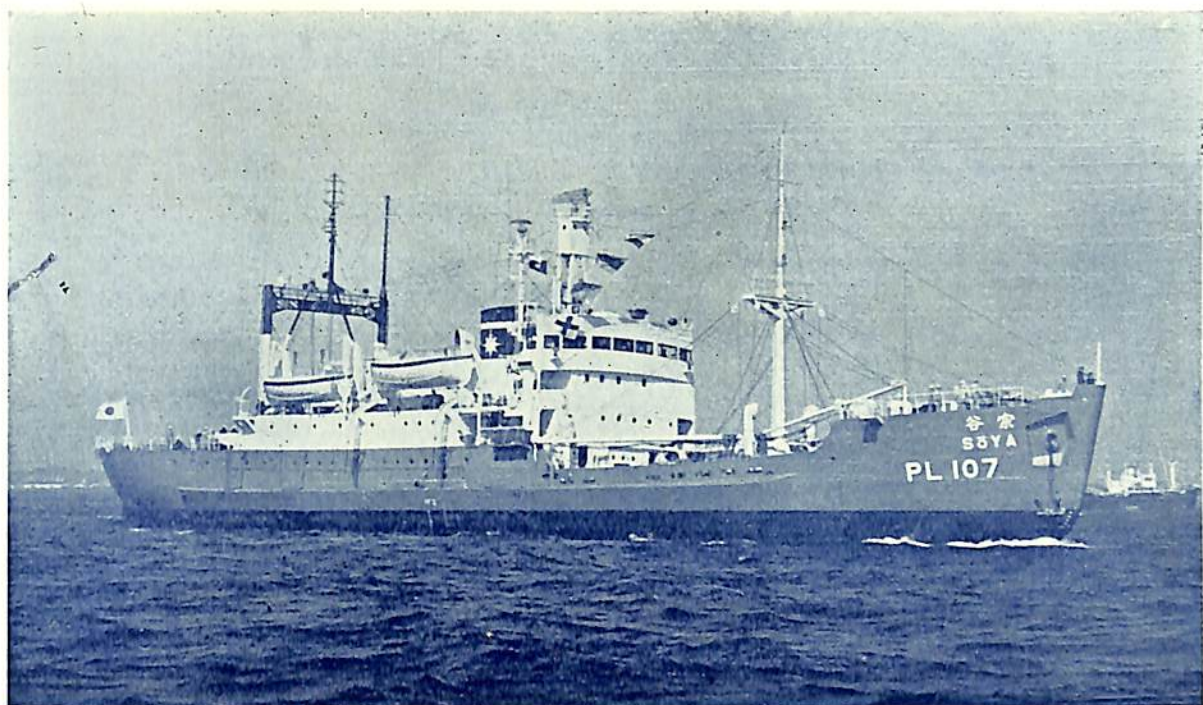


株式会社 明石製作所

事務所 東京都千代田区九ノ内三菱仲八号館
電話 千代田(27) 7871~3

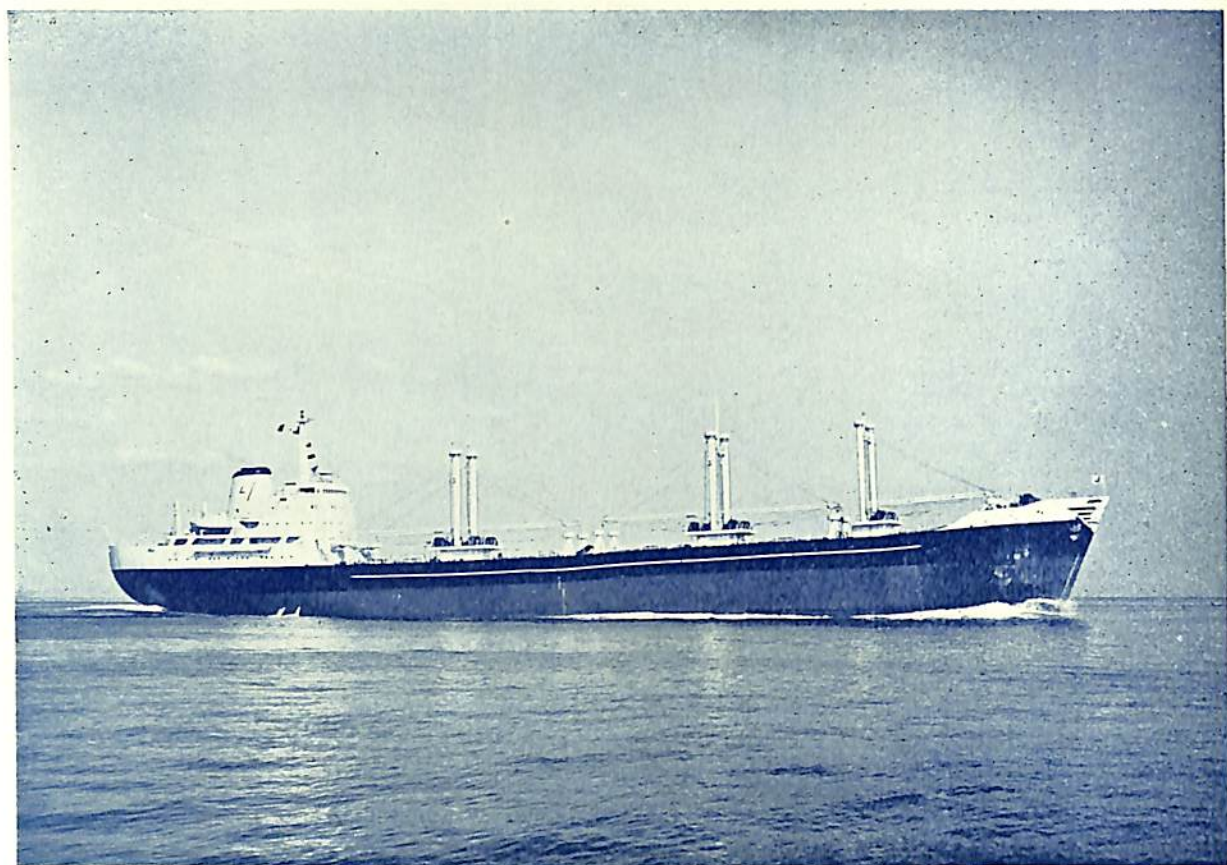
工場 東京都品川区東品川五丁目一
電話 大崎(49) 8146(代表) 8147-8148-8149

大阪出張所 大阪市北区船場町五〇堂ビル六〇一号
電話(36) 3815(直通)・1141(堂ビル代表)



改装全くなつた宗谷

南極調査船宗谷の改装の詳細なる記事は本誌 VOL. 29 No. 6, 7, 8, に掲載しており、
水槽試験は本号に掲載した。



ELLIN

船 主 SAGA SHIPPING CO., S. A. OF PANAMA

造 船 所 新三菱重工業・神戸造船所

全	長	154,84 m
長	(垂)	143,26 m
幅	(型)	20,27 m
深	(型)	12,50 m
吃	水	9,33 m
総	噸 数	10,100 噸
載	貨 重 量	15,500 噸
速	力	15 ノット
主	機	三菱神戸ウェスチングハウスマ リンスチームタービン×1
出	力	7,000 SHP
船	級	AB
起	工	31-4-1
進	水	31-7-11
竣	工	31-10-4

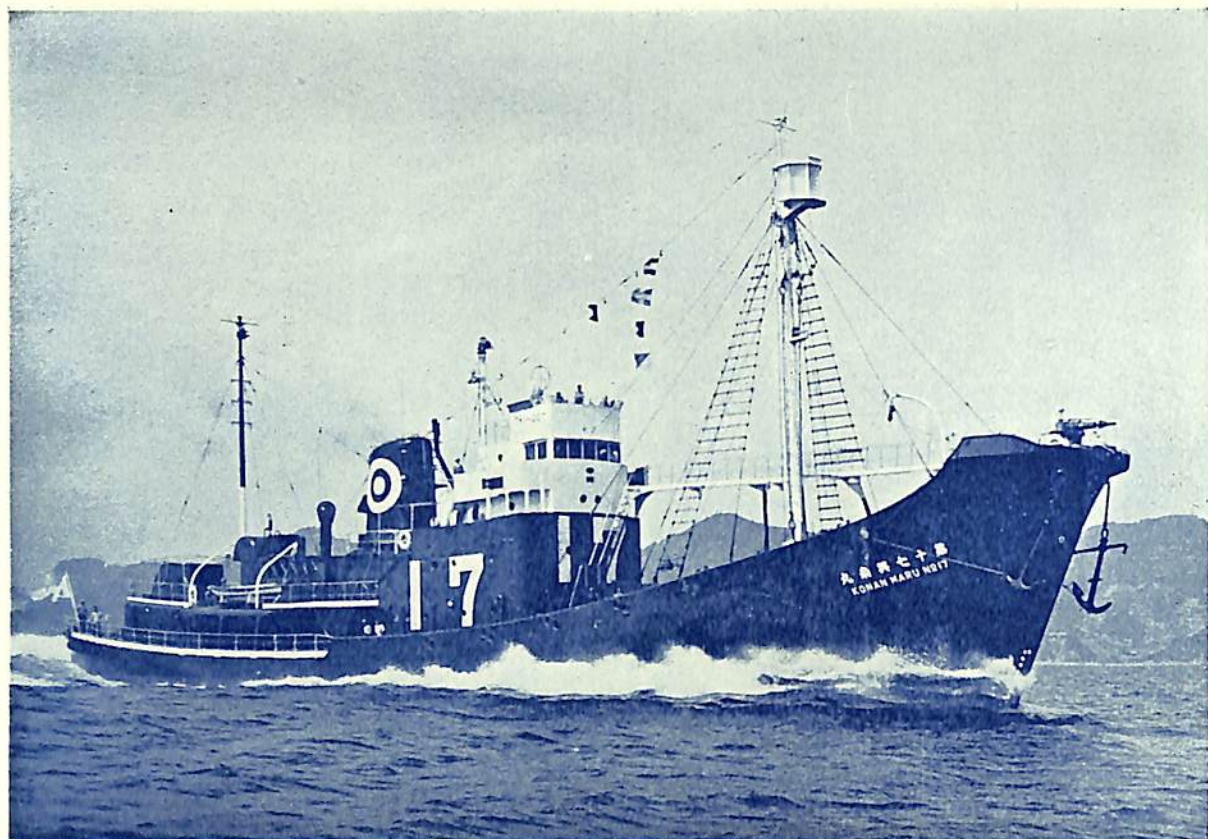


DORIAN


船 主 COMANIA NAVIERA RESOLVTE, S. A., PANAMA

造船所 株式会社 播磨造船所

全	長	157.46 m
長	(垂)	148.00 m
幅	(型)	20.40 m
深	(型)	12.90 m
吃	水	(最大) 30'-7 ⁵ / ₈ "
総	噸 数	10,486.75 噸
載	貨 重 量	14,896 噸
速	力 公試18.80ノット 航海 15.5ノット	
主	機 二段減速装置付蒸気タービン	
出	力 連続最大7,300 SHP×110RPM	
船	級	AB
起	工	30-12-28
進	水	31-3-8
竣	工	31-10-10



才 17 興南丸 (捕鯨船)


 船用計器の総合メーカー
 株式会社
東京計器製造所
 米国スベリー社・キディ社・ペンディクス社提携
 スベリー ジャイロコンパス
 マリンレーダー、ローラン
 キディ 火災探知並消火装置
 ペンディクスデプスレコーダー
 其の他各種
 本社 東京都大田区東蒲田 4-31
 TEL 蒲田 (73) 2211-9
 神戸営業所 神戸市生田区明石町19同和ビル
 TEL 元町 (5) 1891
 出張所 大阪・門司・長崎・函館

船主 日本水産株式会社
 造船所 日立造船・向島工場

長	(垂)	57.00 m
幅	(型)	9.70 m
深	(型)	5.10 m
吃水		(計画満載) 4.25 m
総噸数		約 740 噸
速力		約 17.5 ノット
主機		日立 B&W ディーゼル 機翼 1 基 (850-VF-90 型)
出力		3,280 BHP×200R/M
起工		31-3-17
進水		31-7-25
竣工		31-10-15

なお同型姉妹船才 16 興南丸は全く同じ要目にて 9 月 28 日に竣工している

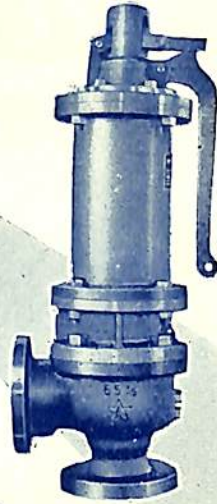
TRADE



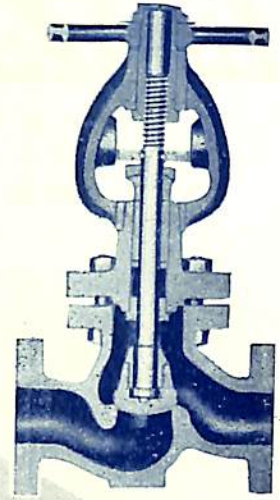
MARK

營業品目

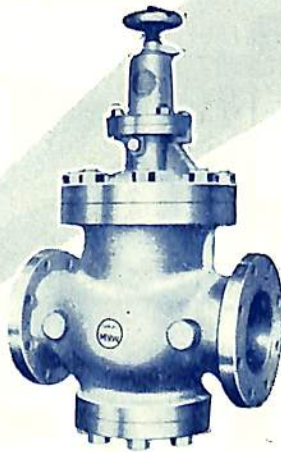
船舶用高温高压弁
 安全減温装置
 全压弁
 化学用弁
 弁置類



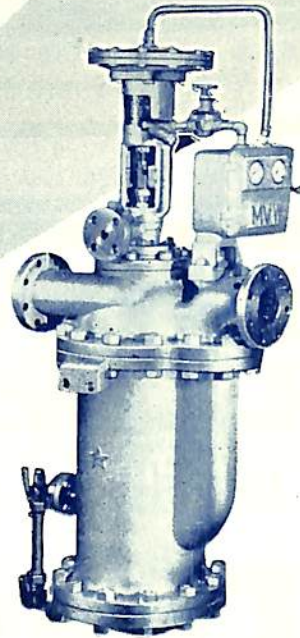
MH-3型高揚程安全弁



高温高压弁



MRB-3型減压弁



MAD-1型過熱蒸氣減温装置

株式會社 前中製作所

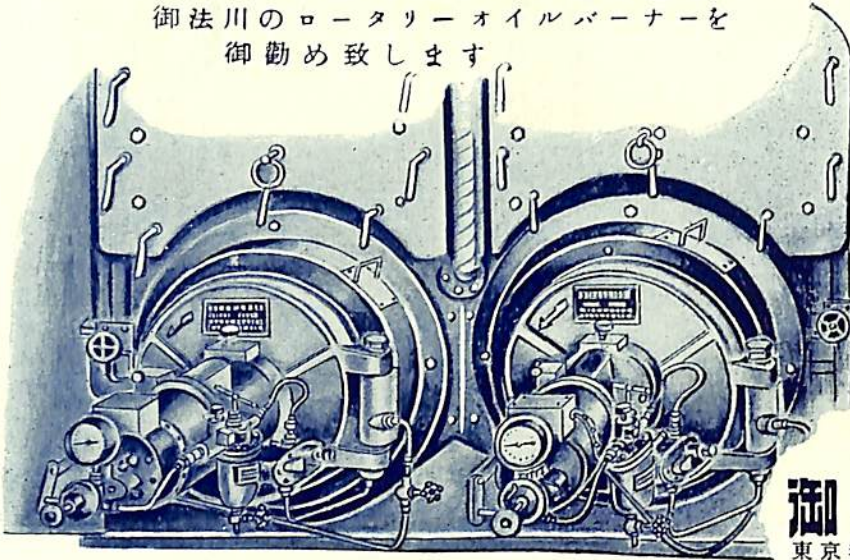
本社工場 東京都大田区蒲田東六郷二ノ一
 電話蒲田 (73) 2880・4163・5870

MINORIKAWA

船用重油燃焼機

ROTARY OIL BURNER

補助汽罐用燃焼機として最も適した
御法川のロータリーオイルバーナーを
御勧め致します



製作品目

全 自 働 式 油 焚 温 水 罐	ボ ー ル フ レ ー ム オ イ ル バ ー ナ ー	チ エ ッ ト フ レ ー ム オ イ ル バ ー ナ ー	ロ ー タ リ ー オ イ ル バ ー ナ ー	御 法 川 式 マ リ ン ス ト ー カ ー
---	--	---	--	--

株式会社

御法川工場

東京都文京区初音町4番地
電話(92)0241, 2206, 5121

總代理店 淺野物産株式会社

長年の研究により最高効率を示す

火山印

ロックウール

防音・防火・断熱

当社は昭和12年にロックウールを、同じく13年にガラス繊維の生産を開始し爾来夫々の多数の優秀製品を製造しておりますが特に建築音響処理用としては、下記製品をお薦めしています。

テックス	→	表面仕上吸音材
岩棉繊維	→	壁間其の他の充填遮音材、保温板、保冷板
岩棉板、保温帯	→	表面に布、有孔金属板
ラス張、フェルト	→	有孔ベニヤ金属等を併用する下地吸音材
ニッテックス	→	室内吸音材

日東紡績株式会社

本社 東京都中央区八重洲6丁目1番地
大阪支店 大阪市東区北浜2丁目90番地
名古屋出張所 名古屋市中区桜町2丁目5番地(相互ビル)



伸びゆく業績

定評ある!

藤倉の船用電線



藤倉電線

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

新製品

イビット

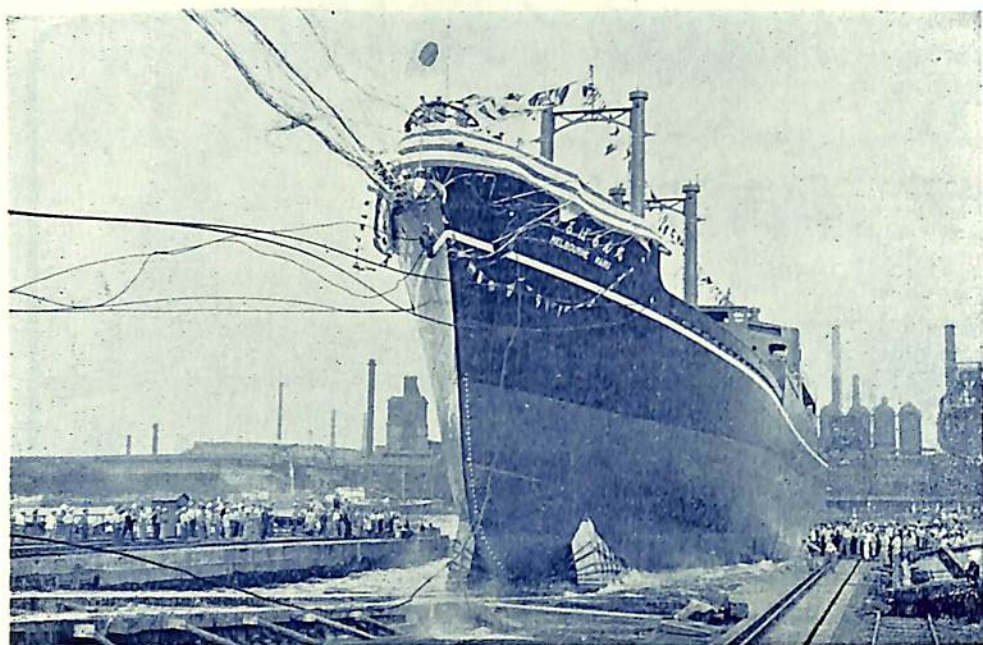
ボイラー熱交換器、化学装置等の酸洗に必須の
画期的理想腐蝕抑制剤

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



住友化学

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



め る ぼ る ん 丸

船 主 大阪商船株式会社

造船所 株式会社名村造船所

全 長	137.53 m	速 力	約 17ノット
長 (垂)	128.00 m	主 機	三菱ズルザーディーゼル機関1基
幅 (型)	17.60 m	出 力	5,250 制動馬力
深 (型)	10.20 m	船 級	NK, AB
吃 水	(計画満載) 約 8.15 m	進 水	31-9-22
総 噸 数	約 6,800 噸	竣 工	31-12-25 予定
載 貨 重 量	約 9,800 噸		

T.S.K

鶴見精機

航海計器海洋調査観測器

株式会社 鶴見精機 工 作 所

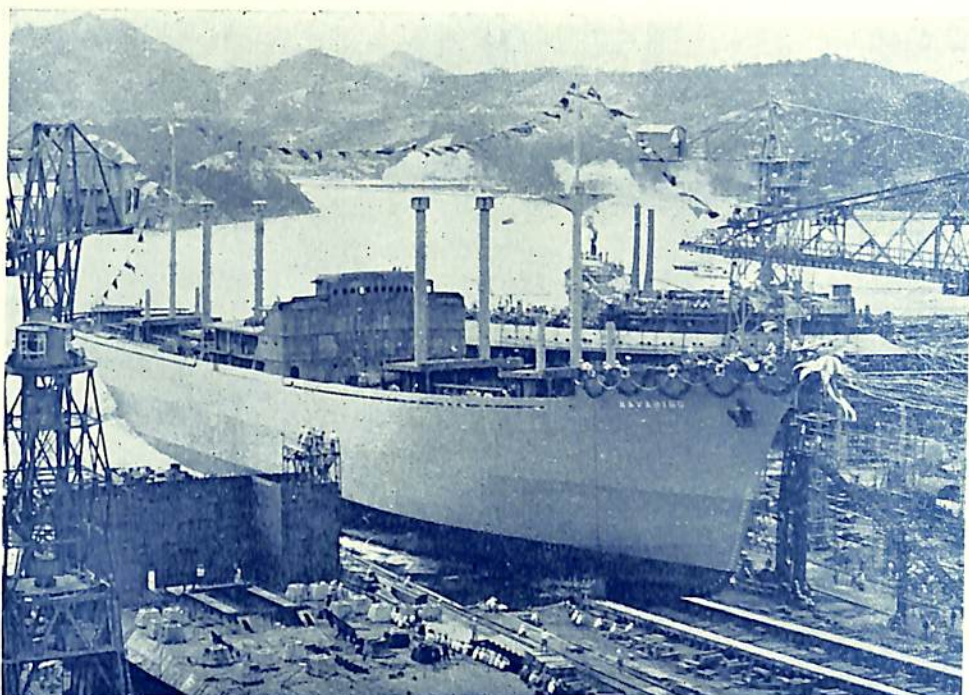
本 社 横 浜 市 鶴 見 区 鶴 見 町 1506 TEL (5) 2028, 6656

東 京 都 港 区 芝 新 橋 2ノ38 TEL (43) 6635

神 戸 市 生 田 区 海 岸 通 2ノ24 TEL (3) 2387, 2388



T. S - R B T 型
流 向 流 速 水 温 計



ナバリノ (貨物船) NAVARINO

船主 コンパニヤ・ナビエラ・ヒダルゴ社 (パナマ国)

造船所 日立造船・因島工場

全長	158.03 m	速力	17 ¹ / ₄ ノット
長(垂)	145.00 m	主機	全衝動式二段減速装置付蒸気タービン1基
幅(型)	19.40 m	出力	6,600 S.H.P. × 100 R.P.M.
深(型)	{ 12.45 m (遮浪甲板迄) 9.60 m (上甲板迄)	出船級	AB
吃水	{ 8.23 m (遮浪甲板船として) 9.28 m (平甲板船として)	起工	31-6-11
総噸数	{ 約 7,050 噸 (遮浪甲板船として) 約 9,850 噸 (平甲板船として)	進水	31-10-6
載貨重量	{ 11,600 噸 (遮浪甲板船として) 14,000 噸 (平甲板船として)	竣工	32-1 中旬予定

マリンペイント

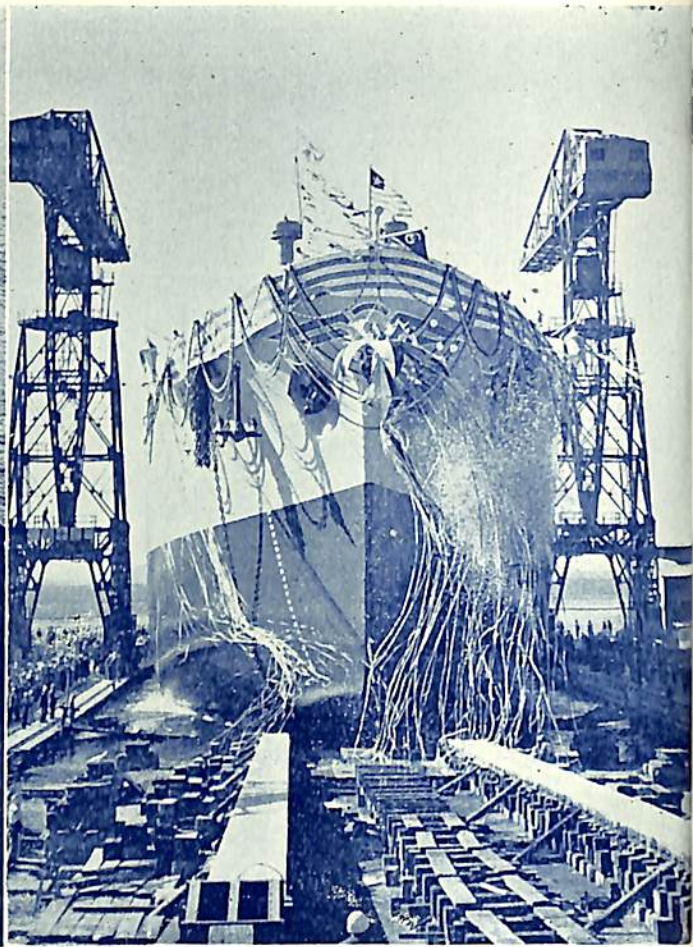
タイコ-TM

船舶用塗料

名実共に世界の水準を抜く

大日本塗料

本社 大阪市此花区西野下之町38
支店 東京都中央区八重洲3ノ5



エンタープライズ号 ENTERPRISE

船主 FLANIGAN LOVELAND
SHIPPING CO., S.A.
ALLIANCE SHIPPING CO., S.A.

造船所 新三菱重工業・神戸造船所

全長約 203.9m 長(垂) 192.52m 幅(型) 26.52m
深(型) 13.87m 吃水 10.424m
総噸数 約 20,500 噸 載貨重量 32,800 噸 速力 16 ノット
主機 三菱神戸ウエスチングハウス マリンステイムタービン1基 出力 15,000 SHP
船級 AB 進水 31-10-20

アーギル号 ARGYLL

船主 リベリア国 Villanueva
Compania Naviera S.A.

造船所 三菱造船・広島造船所

長(垂) 143.3m 幅(型) 20.3m 深(型) 12.5m
総噸数 10,200 噸 載貨重量 15,000 噸 速力 15 ノット
主機 三菱エッシャウィス型タービン 出力 7,150 馬力 進水 31-10-20

8

つの

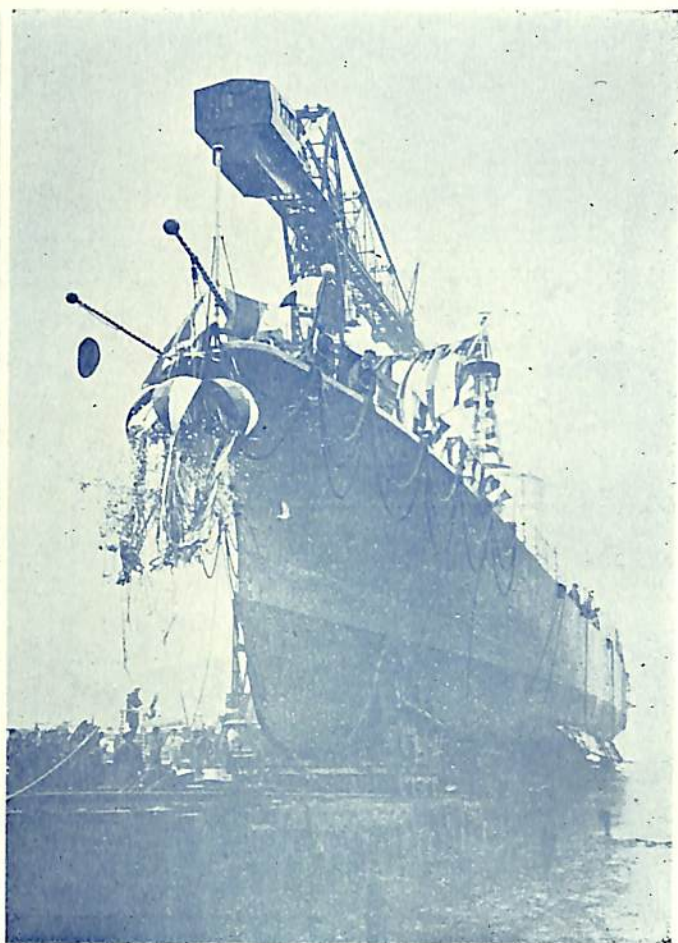
船舶塗料

- ・ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・LZ プライマー (鉄面用下塗塗料)
- ・CRマリンペイント (ノンチロキソ型 合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- ・槌印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・槌印無水銀鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ノンスリッブ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4



日本ペイント



も ん て び て お 丸

船 主 大 阪 商 船 株 式 会 社
造 船 所 新 三 菱 重 工 業 ・ 神 戸 造 船 所

全 長 約 151.10 m 長 (垂) 140.00 m 幅 (型) 19.20 m 深 (型) 12.30 m 吃 水 9.10 m
総 噸 数 約 8,970 噸 載 貨 重 量 約 11,680 噸 速 力 16.6 ノット 主 機 三 菱 神 戸 ズ ル ザ ー 2 サ イ ク ル 単 働 デ ィ ー ゼ ル 機 関 ス ー パ ー チ ャ ー ジ 付 1 基 出 力 9,300 B.H.P. 船 級 NS MNS 進 水 31-10-6

か り (甲 型 駆 潜 艇)

船 主 防 衛 庁
造 船 所 株 式 会 社 藤 永 田 造 船 所

長 (垂) 54.00 m 幅 (型) 6.50 m 深 (型) 4.00 m
吃 水 2.00 m 基 準 排 水 量 約 310 噸 速 力 約 21 ノット 主 機 川 崎 M A N 型 デ ィ ー ゼ ル 出 力 約 2,000 馬 力 2 基 進 水 31-9-26
主 要 武 器 = 40 桿 連 装 機 銃 1 基, 爆 雷 投 射 機 2 機, 爆 雷 投 下 軌 条 2 基, ヘ ッ チ ホ ッ ク 1 基,



造 船 界 で 好 評 !!

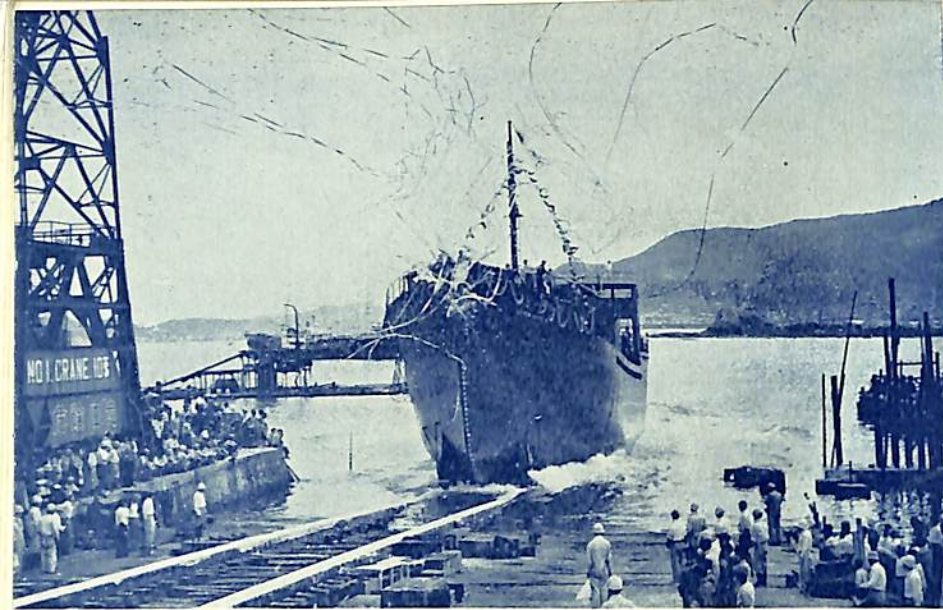


カッタレスベアリングは弊社と米
国グッドリッチ会社との技術提携
に依り製造され、ゴムの特徴であ
る優れた耐摩耗性と湿潤時におけ
る摩擦係数の小なる事(約 0.005)
を利用したもので特に泥水中に於
てもシャフトやベアリングを損傷
致しません。



横 浜 護 護 製 造 株 式 会 社

東 京 都 港 区 芝 田 村 町 5 丁 目 9
電 話 芝 (43) 6141-9, 8181-9

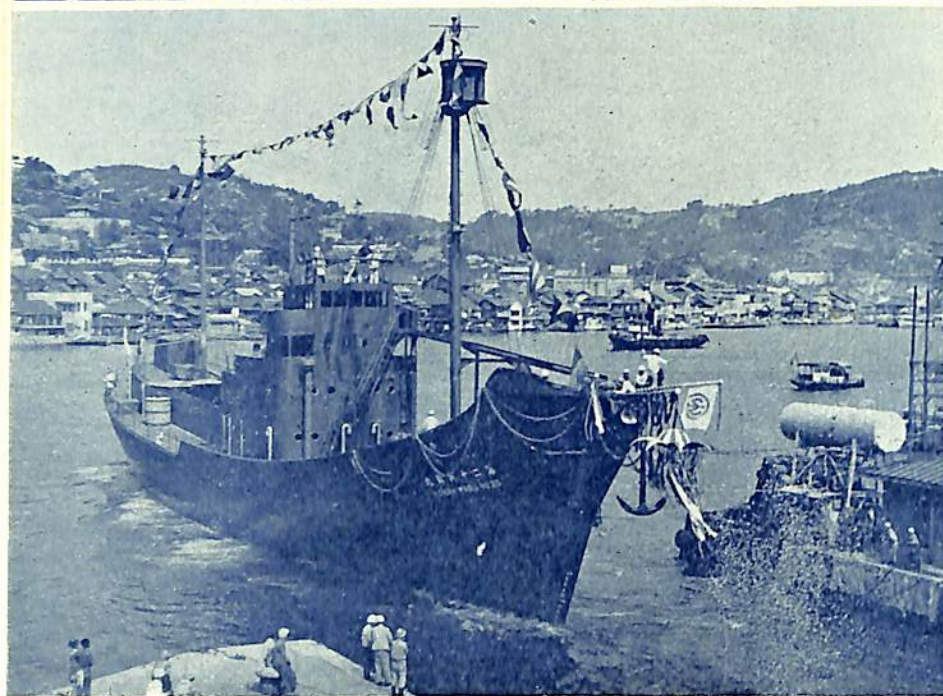


才 57 日 宝 丸 (油槽船)

船 主 島津海運株式会社

造 船 所 三菱造船・下関造船所

長(垂)51.00m 幅(型)9.80m 深(型)
4.50m 吃水4.05m 総噸数約630噸
載貨重量約900噸 速力9³/₄ノット
主機 デーゼル 出力800馬力 船級
NK 進水31-10-6



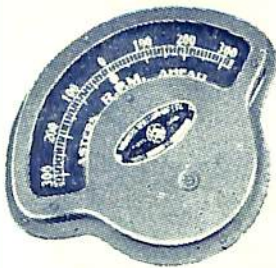
才 二 十 興 南 丸 (捕鯨船)

船 主 日本水産株式会社

造 船 所 日立造船・向島工場

長(垂)57.00m 幅(型)9.70m 深(型)
5.10m 吃水(計画滿載)4.25m 総噸
数約740噸 速力約17.5ノット 主
機 日立B&Wディーゼル機関1基(850
-VF-90型) 出力3,280 BHP×200
R/M 起工31-5-14 進水31-
10-6 竣工31-12中旬予定

船舶用の計器は
信頼性ある倉本計器で!!



主機、補機用
電気回転計

回 轉 計 類

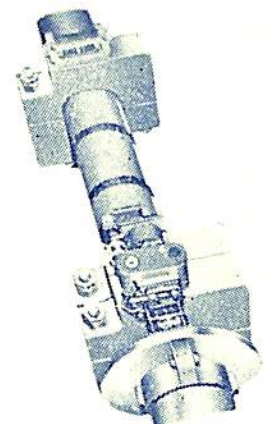
- ◇遠心力式回転計
- ◇電気式回転計
- ◇振動式回転計
- ◇マグネット回転計
- ◇時計式回転計
- ◇超高速電子式回転計
- ◇ストロボスコープ
- ◇特殊回転計

積 算 計 類

- ◇回転動
- ◇往復動
- ◇隔測電気式

トーション メーター類

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



研野式光学振計

創業30年



株式 倉本計器精工所

本社東京都大田区原町6 電話蒲田(73)2093・2623・1640
柏工場千葉県柏市柏 電話柏2番

ワールド インフルエンス号 (油槽船)
WORLD INFLUENCE

船主 リベリヤ国 King Wills
 Bay Shipping CO., Inc.
 造船所 三菱造船・長崎造船所

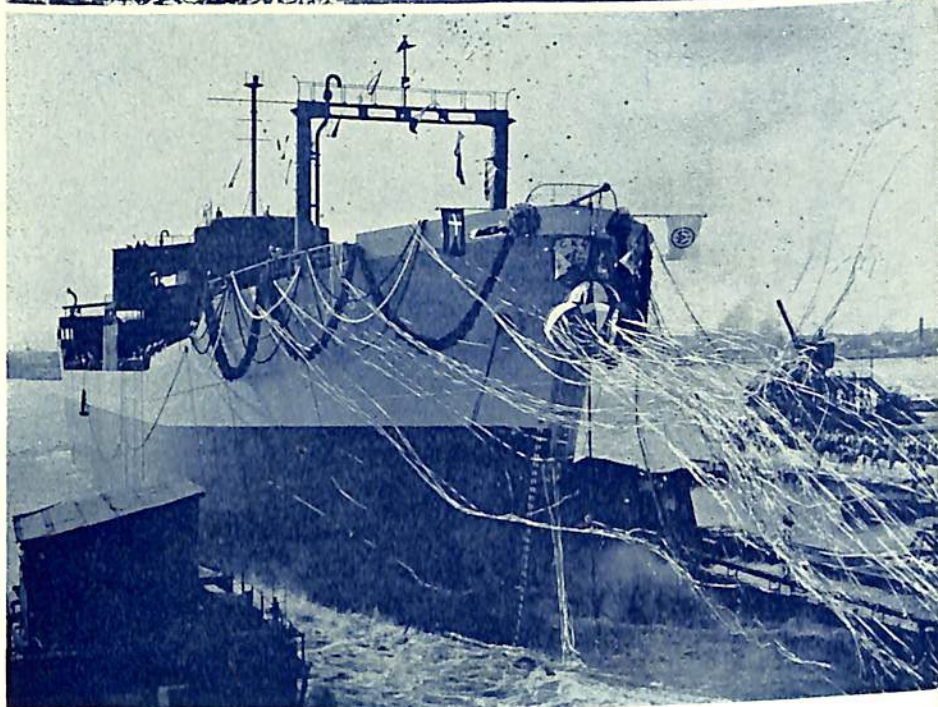
長(垂)206 m 幅(型)29.56 m 深(型)
 14.7 m 吃水10.82 m 総噸數26,000
 噸 載貨重量40,500 噸 速力17ノット
 主機 三菱エッシャウイス型タービン
 出力17,600馬力 進水31-10-20



エ ル ス ホ ー グ (油槽船)
ELSBORG

船主 ダンネブログ汽船会社
 (デンマーク国)
 造船所 日立造船・桜島工場

全長170.68 m 長(垂)163.00 m 幅
 (型)22.00 m 深(型)11.70 m 吃水
 9.00 m 総噸數約12,200噸 載貨重量
 約19,100噸 速力15ノット 主機
 日立E&Wディーゼル機関ターボチャ
 ージド附(674-VTBF-160型) 出力
 7,500 BHP×115 R.P.M. 船級LR
 起工31-3-20 進水31-10-6
 竣工31-12未予定



重油炭 添加剤

P.C.C.

Pat. NO. 178013
 Pat. NO. 192561
 Pat. NO. 193509

製 造 品 目

P.C.C. NO. 101 重軽油添加剤
 P.C.C. NO. 210 燃焼促進剤
 P.C.C. NO. 220 低質重油添加剤
 P.C.C. NO. 250 親水性重油添加剤
 P.C.C. NO. 270 //

P.C.C. NO.1000 エマルジョンブレーカー
 防錆剤「ラストリン」
 コーキング材「ファインコーク」
 (船舶用高級特殊パテ)

日本添加剤工業株式会社

本社 東京都板橋区志村前野町884番地 電話板橋(96)1738番
 支店 大阪市西区江戸堀北通1丁目10番地 日々会館ビル 電話土佐堀(44)5551~5番
 荷置場 横浜, 神戸, 広島, 下関, 若松

パロットエンジンオイル

第八回

特売



まいど御愛用
ありがとうございます

×切 12月末

東京・丸の内・東京ビル

昭和石油

ABC

営業品目

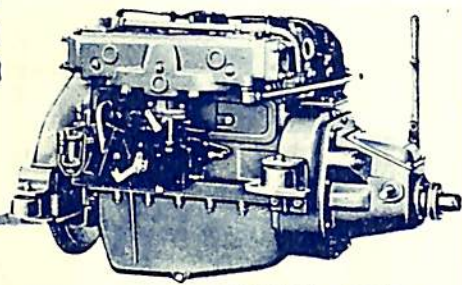
- ◇東京機械株式会社製品
中村式浦賀操舵テレモーター
浦賀電動油圧舵取装置(型各種)
全密閉型汽動揚貨機
揚錨機、揚貨機、繫船機、
各汽動及電動
- ◇岡野バルブ製造株式会社製品
船用—高温、高圧バルブ
- ◇北辰電機株式会社製品
C—プレート轉輪羅針儀
單、複式オートパイロット
コースレコーダー及ログ
- ◇株式会社小野鉄工所製品
サインカーブ歯車唧筒各種
汽動、電動船用唧筒各種
- ◇株式会社御法川工場製品
船用自動石炭燃燒機
船用重油噴燃裝置
- ◇東方電機株式会社製品
船用氣象模寫受信裝置
- ◇日本ヴィクトリック株式会社製品
ヴィクトリックジョイント各種
- ◇日本温濕科学研究所製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

洋野物産株式会社

機械部

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

GRAYMARINE



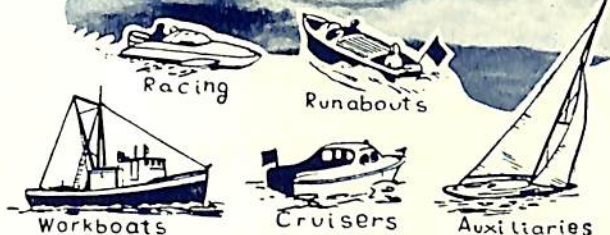
ガソリン・モデル
16-200馬力
30種類
ディーゼル・モデル
30-200馬力
5種類



グレーマリン 日本総代理店

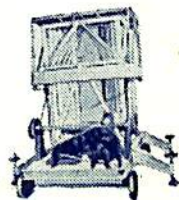
日米自動車株式会社

本店 東京都中央区京橋2丁目5ノ1番地
京橋(56) 3078, 3267
6035, 7093
支店 大阪市北区曾根崎新地2丁目24番地
福島(45) 1534, 2971



特許 スケールングタワー 伸縮作業台

三井造船その他採用

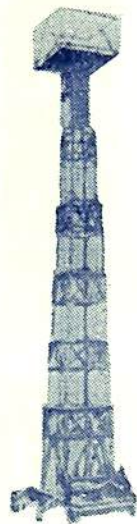


縮めたところ



申込次第・型録贈呈

特長……船舶の外板塗装作業の合理化
天井その他の器具取付・模様替工事高所作業
全般に操作簡便・伸縮自在・移動軽快で作業
員の安全感は完璧、上昇・下降共に任意の高
度に停止して作業することができます。
型式……標準型(2.3.4.5.6段型)
特型(2段特型)その他御注文にも応じます



伸ばしたところ

新光機械工業株式会社

東京都中央区京橋二丁目八番地 TEL (28) 5077・2470

日鋼の 船舶部品

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

クランクシャフト 重量60 ton
8気筒ディーゼル機関用

スタンフレーム重量15 ton800
7,000 ton級船舶用

 日本製鋼所

東京都中央区京橋1の5、大正海上ビル
支社 大阪市北区堂島中1の16
営業所 福岡市天神町・札幌市南一条

船の縦強度に對する上下動の影響

渡 邊 惠 弘

九州大學工学部長

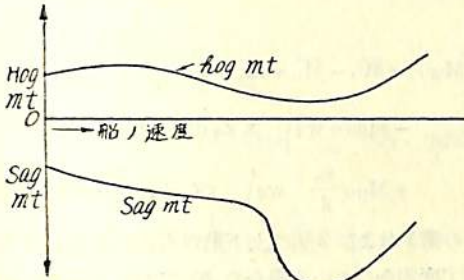
緒 言

昔は船體の強度を statically に取扱つてきたが研究が進むに従い、これを dynamically に扱つてうよになつてきた。特に最近は波の上の船の性能を、強度の問題をも含め理論的・實驗的に研究するよになつてきている。slamming や波浪衝擊による船體の局部強度の研究がその例であるが、その他に波浪上の船體の Racking による横強度（これには B^{nd} の影響が重要なようである）、船首部の Panting action に對する強度等の問題があるが更に船の波の上の運動を考慮した場合の縦強度がわれわれの普通取扱つている standard calculation をいかに變えるかという點についてもいろいろの實驗がある。

例えは

(a) 佐藤正彦氏の實驗（造船協會 論文集 90 號）

これは 驅逐艦型の模型を船の水線上の長さと同じ波長の向い、波に對し種々の速力を變えて走らせ、その時の hog. mt. と sag. mt. とをはかつたもので、その結果は第 1 圖のようである。



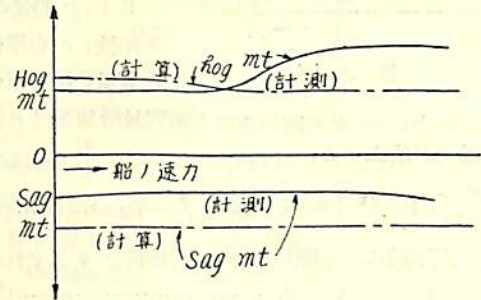
第 1 圖

この時の static の計算値は原論文には示していないが dynamical effect のない場合は負の速力の場合に當ることを考えれば dynamical effect により hog. mt. も sag. mt. もともに増し、速力が大になると實驗の範囲内でこの増加量は減つてきているよにみえる。

(b) 秋田、越智兩氏の實驗

この實驗結果は造船協會論文集 95 號以後數回に亘つて發表されているが、この問題に關する限りは、いずれの場合もほぼ同じ性質を示しているよ、その中の一つの例を第 2 圖に示す。

この模型は、船側が垂直の角型で、從つて船底は扁平な特殊な形をしている。實驗はやはり船の長さと同じ波長の、向い波の中での實驗である。この場合は static



第 2 圖

の強度計算値も入れてある。この結果をみると hog. mt. は、低速の場合は計算値より小さく高速になるとついに計算値より大となる。sag. mt. は低速の場合も高速の場合も計算値よりも計算値は小さい。

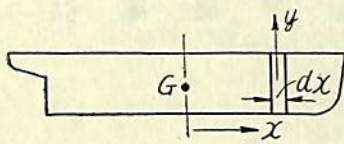
以上のように二つの實驗は、ある意味でむしろ反對の結果を示しているよである。そしてこのような奇妙な dynamical effect はどういふ理由から起るかということが問題になる。

このことについて、筆者はかつて研究を發表した。(船の上下動と縦強度、西部造船會々報 1 號 昭和 24 年) この中では dynamical effect は、上下動からくるものが主であるとして近似的な計算をし、その性質を求めたのである。

しかしこの論文には誤植や説明の不充分な點も多く、またその後 (b) のよな重要な研究の發表もあるので、それらを含め補正かつ補足的な説明をしたい、ただここで筆者の考の概要を述べれば、船の縦強度に對する dynamical effect では、上下動がかなり大きい役割を占めており、實驗結果の半分以上はこれで説明することが出来るが、縦揺の影響等も全然無視することは出来ないのではないかと思われる。ここでは上下動の影響について述べるがその他の影響を考慮して、ここで得られた結論を若干訂正する必要がある、そうすれば實驗結果をもつとよく説明出来るのではないかと思ふ次第である。

2. 縦強度に對する上下動の影響の近似計算

x を船の長さ方向、その原點を船の重心 G のある section に取る。船が平衡状態で浮んでいる時を基準にとり、波の中で一般運動している場合の x における切口の變位を y (上向きを正) とする。この y は船の剛體としての運動による變位 y_1 と、彈性的變形(剪断に



第3圖

よる撓みはこの際無視する。)による y_2 とより成る。

EI を船體の撓み剛性, μ を單位長の質量, b を單位長

に働く浮力, $\Delta\mu$ を周圍の水による質量増加とすれば次の運動式が成立する。

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^2} \right] + (\mu + \Delta\mu) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu g - b = 0 \quad \dots (1)$$

船の上下動による變位を y_h , 縦揺角を ϕ とすれば $y = y_h + x\phi + y_2 \dots \dots \dots (2)$

(1) を船の全長について積分する。しかるに時は第1項は兩端の剪斷力となつて明に zero である。第2項の中の $(\mu + \Delta\mu)y_2$ を全長に積分したものは重心の上下方向の變位をあらわすが、これは自由振動の場合に當る故 zero である。また第2項の中の $(\mu + \Delta\mu)x$ を積分したものは $x=0$ が重心の位置なので、これも zero である。従つてこの結果は船全體の質量を M , 見掛けの全附加質量を ΔM , $Mg = W$, w を水の單位容積の重さ, V を水線以下の全容積とすれば

$$(M + \Delta M) \frac{\partial^2 y_h}{\partial t^2} + W - wV = 0 \quad \dots \dots \dots (3)$$

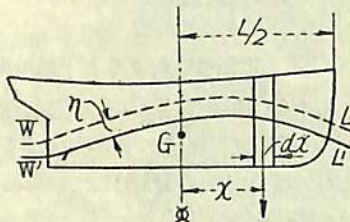
となりこれが船の上下動の運動式である。

同様に (1) に x を掛けて、全長に積分すれば縦揺の式が得られる。また (1) で第2項すなわち dynamical effect を無視したのが普通行われている縦強度の計算である。また (2) で剛體の運動を無視し、 $y = y_2$ とおいて (1) に入れたのが弾性振動の式でこの場合第3および4項は静荷重なる故、弾性振動には影響なく無視される。

(1) で $\Delta\mu$ の性質は明でない故今一應これを無視して考察を進めることにする。上下動だけを考えることにして縦揺を無視すれば $y_h = y_1$ であつてかつ y_1 に對し y_2 は非常に小さい故 $y = y_h$ とかかれ (1) を書き換えれば

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^2} \right) + \mu \left(\frac{\partial^2 y_h}{\partial t^2} + g \right) - b = 0 \quad \dots \dots \dots (4)$$

第4圖で WL を全浮力と船の重さとが等しい水線とし、船はこれより η だけ heave out し、水線は $W'L'$ になつたとする。今 G は



第4圖

にあるとし、 x だけ離れた dx の見掛けの重さは $\mu \left(g + \frac{\partial^2 y_h}{\partial t^2} \right)$ となる故 μ より前だけについて、この見掛けの重さによる μ のまわりの moment を求めると

$$\bar{M}_G = g \int_{L/2} x \mu dx + \frac{\partial^2 y_h}{\partial t^2} \int_{L/2} x \mu dx$$

第1項は dynamical effect のない時の moment でこれを M_{G0} とおけば

$$\bar{M}_G - M_{G0} \left[1 + \frac{\ddot{y}_h}{g} \right]$$

また x における WL および $W'L'$ 以下の横断面積を、それぞれ S_x , S_x' とし、 WL と $W'L'$ の間の横断面積を ΔS_x とおけば $b = wS_x = w(S_{x0} - \Delta S_x)$ 故に $L/2$ 間の浮力の μ のまわりの moment \bar{M}_B は

$$\bar{M}_B = w \int_{L/2} S_x x dx = w \int_{L/2} x S_{x0} dx - w \int_{L/2} x \Delta S_x dx$$

heaving effect のない場合の $L/2$ 間の浮力による moment を M_{B0} , また水面の x における幅を Z_x とし ΔS_x の範圍で船側は垂直とすれば

$$\Delta S_x = Z_x \eta$$

$$\therefore \bar{M}_B = M_{B0} - w\eta \int_{L/2} x Z_x dx$$

故に結局、船の中央における hog. mt. を $M_{G(h)}$ とおけば

$$M_{G(h)} = \bar{M}_G - \bar{M}_B = M_{G0} \left[1 + \frac{\ddot{y}_h}{g} \right]$$

$$- M_{B0} + w\eta \int_{L/2} x Z_x dx = M_{G0} - M_{G(h)}$$

$$+ M_{G0} \frac{\ddot{y}_h}{g} + w\eta \int_{L/2} x Z_x dx \quad \dots \dots \dots (5)$$

(5) の第1および2項は上下動の影響がなく、浮力と重さが丁度釣り合っている場合の μ における hog. mt. でこれを $M_{G(h)0}$ とおけば上下動の影響による hog. mt. の増加は

$$\Delta M_{G(h)} = M_{G0} \frac{\ddot{y}_h}{g} + w\eta \int_{L/2} x Z_x dx \quad \dots \dots \dots (6)$$

今 (4) を船の全長について積分すれば

$$W \frac{\ddot{y}_h}{g} + W - wV = 0 \quad \dots \dots \dots (7)$$

WL 以下の容積を V_0 , WL の水面積を A_w とおけば

$$V = V_0 - w\eta A_w, \quad W = wV_0$$

$$\text{従つて (7) より } \frac{\ddot{y}_h}{g} = - \frac{w\eta A_w}{W}$$

(6) に入れれば

$$\Delta M_{G(h)} = \frac{w\eta A_w}{2} \left[\frac{\int_{L/2} x Z_x dx}{A_w/2} - \frac{M_{G0}}{W/2} \right] \quad \dots (8)$$

(8) の $w\eta A_w/2$ は、 $\eta > 0$ すなわち heave out の時は

このために、船の前半分で増加した浮力で、これを ΔB とおく。また括弧の中の第1項は、水面積の前半分の面積の中心の \bar{x} からの距離、第2項は前半分の重量中心の \bar{x} からの距離で、それ等をおのおの x_w, x_g とおけば (8) は

$$\Delta M_{g(h)} = \Delta B(x_w - x_g) \dots\dots\dots (9)$$

となる。

前述の模型実験の場合は、定つた重量配置の模型についての実験結果なる故、hog. の場合も sag. の場合も x_g の値は一定で、従つて $(x_w - x_g)$ は一定である。従つて $\Delta M_{g(h)}$ が hog. の場合と sag. の場合で正か負かは ΔB の正負すなわち heave in か heave out かで定まる。また波の山と谷とでの ΔB の正負が、どの船の場合も一定とすれば $\Delta M_{g(h)}$ の正負は $(x_w - x_g)$ すなわち \bar{x} より前または後半分の重心の位置と水面積中心の位置との相対関係で定まる。しかし普通の船を hog. 状態と sag. 状態に區別する場合は、積荷の状態を變え、hog. の場合は x_g は大であり、sag. の場合は x_g は小さい。それで次にそのような場合について考察してみる。

(x_w の値) 船側を垂直とすれば水面積は load water line の形と同じとみられる。これを n 次の拋物線と考へ

$$Z_x = B \left(1 - \frac{x^n}{l^n} \right)$$

ただし B : 船の幅

$$l = L/2 \quad n = \frac{C_w}{1 - C_w} \quad (C_w: \text{水面係数})$$

しかる時は

$$\left. \begin{aligned} \int_0^l x Z_x dx &= B \frac{L^2}{8} \cdot \frac{C_w}{2 - C_w} \\ \frac{A_w}{2} &= \frac{C_w LB}{2} \end{aligned} \right\}$$

より

$$x_w = \frac{L}{4(2 - C_w)} \dots\dots\dots (10)$$

(x_g の値) 船が hog. および sag. 状態の dynamical effect を考へない場合の、 \bar{x} における hog. Bending mt. は次式で近似的に與えられる。

$$M_{g(h)} = M_0 - \frac{WL}{8} \cdot \frac{1}{2 - C_p} \pm \frac{WL H_w}{8 C_b d} C(C_w) \dots\dots\dots (11)$$

ただし

C_p : 筒形係数, C_b : 方形係数

d : 吃水, H_w : 波の高さ

$C(C_w)$ は次のような函数

C_w	0.7	0.75	0.80	0.82	0.84	0.86
C	0.106	0.118	0.130	0.135	0.141	0.149

+ : hog. 状態 }
- : sag. " }

(11) で船の重心に關係のあるのは第1項だけで

$M_{G0} = \frac{W}{2} x_g$, そして普通行われる強度計算では hog. 状態を計算する場合と sag. 状態とは重量の配置は異なり hog. 状態の x_g は sag. 状態の x_g よりも大であつて、それ等をおのおの $x_{g(h)}, x_{g(s)}$ とおく。また C_0 を Bending moment factor とし、hog. mt. に對するものを $+C_{0(h)}$, sag. mt. のものを $-C_{0(s)}$ におけば (11) は次のようにかかれる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{W}{2} x_{g(h)} &= \frac{WL}{C_{0(h)}} + \frac{WL}{8(2 - C_p)} \\ &\quad - \frac{WL H_w}{8 C_b d} C(C_w) \\ \frac{W}{2} x_{g(s)} &= -\frac{WL}{C_{0(s)}} + \frac{WL}{8(2 - C_p)} \\ &\quad + \frac{WL H_w}{8 C_b d} C(C_w) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

$$\therefore \left. \begin{aligned} x_{g(h)} &= \frac{L}{4} \left\{ \frac{1}{2 - C_p} + \frac{8}{C_{0(h)}} - \frac{C(C_w)}{C_b} \cdot \frac{H_w}{d} \right\} \\ x_{g(s)} &= \frac{L}{4} \left\{ \frac{1}{2 - C_p} - \frac{8}{C_{0(s)}} + \frac{C(C_w)}{C_b} \cdot \frac{H_w}{d} \right\} \end{aligned} \right\}$$

故に (9) に x_w, x_g の値を入れれば

$$\left. \begin{aligned} x_w - x_{g(h)} &= \frac{L}{4} \left\{ \frac{1}{2 - C_w} - \frac{1}{2 - C_p} \right. \\ &\quad \left. - \frac{8}{C_{0(h)}} + \frac{C(C_w)}{C_b} \cdot \frac{H_w}{d} \right\} \\ x_w - x_{g(s)} &= \frac{L}{4} \left\{ \frac{1}{2 - C_w} - \frac{1}{2 - C_p} \right. \\ &\quad \left. + \frac{8}{C_{0(s)}} - \frac{C(C_w)}{C_b} \cdot \frac{H_w}{d} \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

(13) に實際の數字を入れると主な項は第3項である。すなわち $C_w = 0.8, C_p = 0.75, C_b = 0.70,$

$C_{0(h)} = C_{0(s)} = 30, H_w/d = 1/2$ とすれば

(13) の括弧の中は

$$0.834 - 0.80 \mp (0.267 - 0.093) = 0.034 \mp (0.267 - 0.093) = -0.14 \text{ または } +0.208$$

それ故 hog. 状態の重量分布の場合, $x_w - x_{g(h)} < 0$ }
sag. " " " , $x_w - x_{g(s)} > 0$ }
..... (14)

従つて (9) と (14) から $\Delta M_{g(h)}$ が正か負かは

(hog 状態) すなわち波の山で $\Delta B > 0$, または heave out の時は $\Delta M_{G(3)} < 0$, すなわち hog. mt. は减小
 (sag 状態) すなわち波の谷で $\Delta B > 0$, または heave out の時は $\Delta M_{G(3)} > 0$, すなわち sag. mt. が减小

$$k \equiv \frac{\lambda_a}{\pi}, \quad \omega_0 / \lambda \equiv e, \quad \frac{ae}{1-e^2} \equiv \tan \beta$$

とおけば

$$\eta = \frac{-e^2 Y_0}{\sqrt{(1-e^2)^2 + a^2 e^2}} \cos(\omega_0 t - \beta)$$

波の谷では $t=0$, 波の山では $t=\pi/\omega_0$ を入れればよく, その時の η を η_t, η_c とおけば

$$\left. \begin{aligned} \eta_t &= -\frac{e^2 Y_0}{\sqrt{(1-e^2)^2 + a^2 e^2}} \cos \beta \\ &= \frac{-e^2(1-e^2)}{(1-e^2)^2 + a^2 e^2} Y_0 \\ \eta_c &= \frac{e^2 Y_0}{\sqrt{(1-e^2)^2 + a^2 e^2}} \cos \beta \\ &= \frac{e^2(1-e^2)}{(1-e^2)^2 + a^2 e^2} Y_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (20)$$

故に船および波が hog. 状態にある場合の hog. mt. および sag. 状態にある場合の sag. mt. が上下動の影響によつて増すか減るかは, 波の山および谷で heave out ($\eta > 0$) か heave in ($\eta < 0$) かでできる。

3. 波の山および谷では heave in か heave out か?

前述の二つの実験はともに規則正しい波の上で実験されている。それ故, ここでも規則波の上の運動として取扱うこととする。

空間に固定した座標軸に対する船の上下動の重心の高さを ζ_0 (上方に正を取る) また船が波の上で丁度重さと浮力とが釣合っている場合の重心の高さを Y , 実際はこの釣合の状態より η だけ上昇して浮んでいるとすると

$$\zeta_0 = Y + \eta \dots\dots\dots (16)$$

しかる時は $\dot{\eta}$ に比例する抵抗が働くとするれば, 船の上下動の運動式は

$$M \ddot{\zeta}_0 + k M \dot{\eta} + w \ddot{A}_w \eta = 0$$

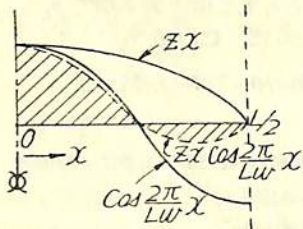
$$\therefore \ddot{\eta} + k \dot{\eta} + \frac{w A_w}{M} \eta = -\ddot{Y} \dots\dots\dots (17)$$

今船の重心が丁度波の谷を通る時を時間 t の原点に取れば, 船の上下動の理論から

$$Y = -\frac{LBH_w}{A_w} \delta \cos \frac{2\pi}{T_e} t \equiv -Y_0 \cos \omega_0 t \dots\dots (18)$$

ただし T_e : 出遭の週期, $\omega_0 = 2\pi/T_e$

$$\delta = \frac{2}{LB} \int_0^{L/2} Z_x \cos \frac{2\pi}{L_w} x \cdot dx \quad (\text{船の形が前後対称の場合})$$



第 5 圖

この δ は $L_w \equiv L$ の場合は, 第 5 圖の点線以下の面積で求められ常に正である。

(18) の Y を (17) に入れ, $w A_w / M \equiv \lambda^2$ とおけば

$$\ddot{\eta} + k \dot{\eta} + \lambda^2 \eta = -Y_0 \omega_0^2 \cos \omega_0 t \dots\dots\dots (19)$$

規則波の上の運動なる故 (19) の特解だけを取り, か

向い波に對しては v を船の速力とすれば

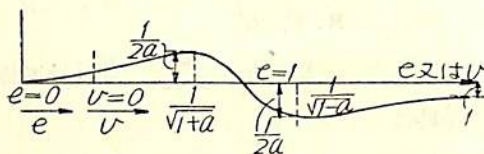
$$T_0 = \frac{L_w}{v + V_w} = \frac{L_w}{v + \sqrt{\frac{g L_w}{2\pi}}}$$

故に船の上下動の自由週期を T_d とおけば

$$e = \frac{T_d}{T_0} = \frac{T_d}{L_w} \left(v + \sqrt{\frac{g L_w}{2\pi}} \right) \dots\dots\dots (21)$$

すなわち船の速力 v がまずに従つて, e は増加する。

今 (20) の $\frac{e^2(1-e^2)}{(1-e^2)^2 + a^2 e^2} \equiv A$ とおき A を e の函数として曲線にかけば第 6 圖のようになり, $e=1$ で



第 6 圖

は zero となり, $e < 1$ では正, $e > 1$ では負となる。

このように $e=1$ の場合, 波の山でも谷でも $\eta=0$ となるのは上下動が共揺状態となり波に對し $\pi/2$ の位相のおくれとなり (20) の $\cos \beta = 0$ となるからである。もし船形が前後対称でない場合, またはその他の原因で位相差が β と異ると, $e=1$ 以外の値で zero となる。

この A の値を (20) に入れれば

$$\eta_t = \begin{cases} -\dots\dots\dots e < 1 \\ +\dots\dots\dots e > 1 \end{cases} \text{ sag. 状態}$$

$$\eta_c = \begin{cases} +\dots\dots\dots e < 1 \\ -\dots\dots\dots e > 1 \end{cases} \text{ hog. 状態}$$

heave in か heave out か, あるいは換言すれば $\eta > 0$ のいずれかは波の谷と山では反対となり, かつ $e > 1$ でまた逆となる。

$e=1$ はどの位の v の値になるかを (21) で計算してみる。

すなわち $L_w = L = 100$ 米, $T_d = 6$ 秒とすれば $v = 8.5 \text{ knot}$ となる。波浪中の速力低下を考へ入れればほぼ 12~13 節程度の速力の船に當る。

それ故 $e = 1$ を境として $e > 1$ を高速, $e < 1$ を低速と區別すれば,

「低速では sag. 状態で heave in, hog. 状態で heave out」
 「高速では sag. 状態で heave out, hog. 状態で heave in」

となる。

従つて (9) を参照してまず (a) (b) の実験のような場合を考えれば

(A) $(x_w - x_g) > 0$ の場合は

低速では $\left\{ \begin{array}{l} \text{sag. 状態で } \Delta B < 0, \Delta M_{\Sigma(1)} < 0, \therefore \text{ sag. mt. ます.} \\ \text{hog. 状態で } \Delta B > 0, \Delta M_{\Sigma(1)} > 0, \therefore \text{ hog. mt. ます.} \end{array} \right.$

高速ではこれと反對になる。

(B) $(x_w - x_g) < 0$ の場合は

低速では $\left\{ \begin{array}{l} \text{sag. 状態で } \Delta B < 0, \Delta M_{\Sigma(1)} > 0 \therefore \text{ sag. mt. へる.} \\ \text{hog. 状態で } \Delta B > 0, \Delta M_{\Sigma(1)} < 0 \therefore \text{ hog. mt. へる.} \end{array} \right.$

高速では反對となる。

この結果を (a) (b) の実験結果に比較すると, (a) は (A) の場合, (b) は (B) の場合に相當するものようである。(a) については (A) の場合に相當すると斷言しうるはつきりした資料はないが (b) の場合は計算の hog. mt. は sag. mt. よりやや大であり, なおこの外に後述する水による見掛けの質量増加の影響もこの傾向を助長するものではないかと思われる。

次に hog. 状態と sag. 状態に應じて積荷を變える場合を考えればこれは (15) と (22) から

低速では $\left\{ \begin{array}{l} \text{hog. 状態では hog. mt. は減少する.} \\ \text{sag. " sag. mt. は増加する.} \end{array} \right.$
 高速では $\left\{ \begin{array}{l} \text{hog. 状態では hog. mt. は増加する.} \\ \text{sag. 状態では sag. mt. は減少する.} \end{array} \right.$

4. 水による見掛けの質量増加の影響その他

(4) を出す場合に $\Delta \mu$ を無視した。しかしこのような運動の場合に, $\Delta \mu$ の影響がかなりあることは船體の振動の問題その他から明である。この $\Delta \mu$ は 6) の $M_{\Sigma(1)}$, 従つて (8) からわかるように x_g の値に影響する。(a) の実験は彎曲部龍骨のない瘦せた飄逐艦で行われたものであるのに對し (b) は船底扁平な筒型のものである。従つて後者は上下動に對する抵抗が前者に比べて大であるばかりでなく, 船の端における $\Delta \mu$ が大き

い。従つて x_g に増す傾向にあることも明でこれも (a) の実験に比べて $(x_w - x_g)$ を負にし易い原因となり, これが高速で sag. mt. が變らぬ理由ではないかと思われる。従つて新しい進歩した計測技術をもつての実験の船型についての實驗が望まれる。ただこのような波との相對運動の際の附加質量をいかに取るかは非常に難しい問題となるもので定量的な判斷を今直ちに下すことは困難であるが, 大體において以上のようなことはいい得ると思われる。

この外に實船では船の端で船側が垂直でないために波の山にある場合と谷にある場合では x_w の値が若干異なる等の影響もある程度考慮する必要がある。また前に述べた船形が前後對稱でないための影響も入ってくるはずである。また實驗は上下動の外に連成の性質および波の強制により縦揺を伴つているのでその影響もある程度響くものと思われる。

更には船は向い波の場合は船底が水面から出たりまた船首が波の中に入つ込んだりして, これ等は運動を非線型のものとするのであるがここで述べた考察はそのような影響は無視し線型化して取扱つているのでそのような影響もある程度入つて来るはずである。従つて上述の取扱いは現象の本質だけを定性的に検討したものである。

5. 不規則波の上の dynamical effect

前述のようにこの現象を線型化すれば dynamical effect による Bending mt. の變化 $\Delta M_{\Sigma(1)}$ は規則波の上では (8) または (9) と (20) から次のようにかかれる。

$$\Delta M_{\Sigma(1)} = \pm \frac{wLB(x_w - x_g)e^2(1 - e^2)}{(1 - e^2)^2 + a^2} \delta r_w \quad \dots (23)$$

ただし $r_w = H_w/2$
 + は波の山, - は波の谷

$$\text{従つて } \pm \frac{wLB(x_w - x_g)e^2(1 - e^2)}{(1 - e^2)^2 + a^2} \delta$$

が Response amplitude Operator に相當するもので M. St. Denis と W. J. Pierson の理論を使えば不規則海面の r_m の power spectrum から $M_{\Sigma(1)}$ の power spectrum を導くことが出来るわけであるがこの operator は $e = \omega_e / \lambda$ あるいは ω_e の函數である外に δ の中に ω が複雑な形で入るので計算はかなり面倒なものと思われる。

6. 結 言

波の上の船の運動は非常に複雑であり, そのため船の繰強度におよぼす影響は更に面倒なものとなる。筆者はその影響の第一義的なものは船の上下動から来るものと考え理論的な解析を行つて實驗との定性的な比較を試みた。

定量的な比較をするのにはなお不明な點があるが大體においてその傾向は確め得られるように思う。

スランミング (船首底波浪衝撃) について (1)

越智和夫
運輸技術研究所船舶構造部

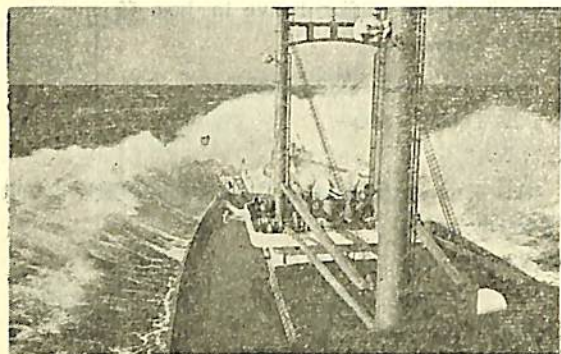
§ 1. スランミング (Slamming) の定義

Slamming とは荒天時の海洋を航行する船舶がしばしば経験する特殊な現象である。風力の強い荒天時の大洋の海面には相当波長が長く、波高も相当高い波のうねりを生ずるので、このような波浪中をかなりの速度を維持しながら船舶が航行する際には、船の Pitching 運動も Heaving 運動も烈しくなるため、ある瞬間に船首部船底が波浪の表面から離れて、次の瞬間に烈しく波浪面を叩きつける現象が起る。これを逆に船の側からみれば波浪によつて衝撃的に烈しく叩かれるために、船首部船底に甚大な衝撃水圧力をうけて船首底部に損傷を蒙るばかりでなく、加えられた衝撃力は高次の振動型をとつて船體身震い (Shudder) を引き起すものである。この現象をスランミング (Slamming) というのである。

Slamming 現象はかなり古くから知られており、殊に内燃機関が船用機関として採用され始めた頃には、この現象による船體損傷事故が極めて多く発生し、世界的な問題として各國で検討されたが、根本的な原因を探索するより早く各國船級協會で船級規則を改正し船首部補強の対策を講じたため、損傷事故は程度は軽減されたけれども、現在においてもなおわが國で年間十隻にも及ぶ大型船の Slamming による損傷事故の例をみる事ができる。

Slamming 現象は上に述べた通り、特殊な過渡現象が一定時間をおいて連続的に繰返されるものであつて、その都度船底にうける水圧力、船の運動加速度、船體應力に衝撃的な變化が與えられるものである。かような水圧力、加速度、應力などの急激な變化をもつて Slamming と定義する場合もあるが、これは嚴密な意味では正しくない。例えば、Dr. Szebehely¹⁾ は加速度の急激な減少を Sudden deceleration と名付け、これをもつて Slamming と定義しているが、船が Slamming を起す場合には加速度のみに急激な變化が認められるばかりでなく、船體應力にも、水圧力にも急激な變化が認められるのであるから、Sudden deceleration を Slamming とは定義出来ないと考えられる。

Pounding と呼ばれる現象も大體 Slamming と同意義に解釋して差支えないと思われる。古い文献では Slamming の代りに殆んど Pounding という語が用いられ



海洋におけるスランミング
(日興丸實船試験報告より轉載)

ている。ただ、最近米國の試験水情委員會の定義によれば、Slamming と Pounding をはつきり區別しており Pounding は船首底部を波浪によつて叩かれることで、これは必ずしも衝撃的な烈しいものでないものをいい、これに對して Slamming とは船體全般に亘つて急激な應力變化を與えるに足る烈しい波浪衝撃のことであると定義している。しかし、Slamming と Pounding を同意義に用いても誤りではないと思われる。Panting と呼ばれる現象があるが、これは Slamming とは異なる現象である。Panting とは主に横波によつて船首側面が叩かれる現象で、このため船首部側面の外板が息つきをなし、甚だしくは損傷事故を引き起すものであるが、船體全般には Shudder を與えないものである。Whipping と呼ばれる現象もこれに似たもので、Slamming とは異なるものである。

§ 2. Slamming の實例

實船について Slamming による船舶の損傷事故を調査したものは二三見受けられるが、吾國の内燃機船調査委員會が北太平洋航路の船舶について調査し、昭和11年に提出された報告書²⁾以上に完全かつ貴重な報告はないであろう。この調査委員會はわが國で昭和の初期に始めて内燃機関を北太平洋航路の船舶に採用することになつて Slamming による船體損傷事故が續發したため設けられたもので、船體、機關の兩部門について詳細な調査がなされたものである。いま船體關係について結論せられた事實のなかから主なものを再録させて置くこと

にする。

- (1) 印度洋、南太平洋航路などは比較的穏やかなるも、北太平洋航路は潮流、風浪など最悪の関係にある冬季においては至難の航路であり、Slammingによる船舶の損傷事故は大部分、11月より4月に至る冬季北太平洋航路において、風力5~10の荒天で認められる。
- (2) 損傷船舶数は32隻、損傷延回数82回におよび、そのうち内燃機関の船舶は24隻、タービン汽機8隻、レシプロ機関の船舶には損傷事故は発生しなかつた。ただし北米航路においては船舶の速度および経済的見地より特に内燃機関を採用することが多く、従つて内燃機関の船舶に多数の損傷船を生じたのは自然の結果と思われる。
- (3) 損傷船舶の長さは120~140 m、試運転速度は11~19 kである。
- (4) 損傷船舶の船首部における扁平度を調べると、扁平度曲線の大なるもの、すなわち船首部船型のFlatなものに損傷の起る機会が多い。また船首部船底損傷部の前後の位置は扁平度の大小によつて異なり、Flatな船舶では全體的に船首に近寄り、Fineな船舶では全體的に船首より遠ざかる傾向がある。よつて波浪の衝撃作用に備うるための肋骨心距の短縮、二重底内補強等を施すべき範囲は扁平度の大小に応じて決定する必要がある。
- (5) 損傷事故発生は稀には満載吃水状態に近い場合もあるが、一般には浅い吃水の場合すなわち凡そ $\frac{1}{2}$ 以下の載貨状態である。よつて軽貨状態で荒天に遭遇したときは、船舶操縦者は船首部船底損傷防止に特別の注意を拂う必要がある。
- (6) 船首部船底の損傷事故は、最も軽いもので外板、二重底内部構造における鉸釘のゆるみから、甚だしいものは外板の凹入に止まらず更に桁板、肋板の彎曲、龜裂、挫屈、内底板の隆起にまで至る。また損傷部は船底勾配線に沿つた船底扁平部分に認められる。
- (7) 損傷船全般について求めた船底損傷位置は、船首部から0.04 L~0.21 Lの範囲である。

以上に求められた結論は損傷事故の程度は別として、現在でも適用せられると考えられるのであるが、最近日本海事協會の山口氏が、1953年度におけるSlammingによる損傷船舶について調査したところによると²⁾ 損傷船舶数10隻のうち、内燃機関3隻、タービン汽機7隻にして、船の長さは大半が128 mとなつている。

Germann LloydのLehmann氏は冬季北大西洋における船舶のSlammingを調査して次のような結論を得ている⁴⁾。

- (1) 船底に損傷を受ける船舶は一般に幅広く、Flatな船型であり、かつ吃水が浅い状態である。
- (2) 船の長さはSlammingによる損傷事故に對し極めて大切な因子と考えられる。すなわち、船首部船底に外板の凹み50 m/mに達する損傷を受けた船の機関を取換えて、前よりも1.25倍の速度を出したところ極めて甚大な損傷を受けた。そこで船の長さを延長して前と同速度で荒天中を航海したが何等の損傷も受けなかつた。
- (3) 波浪と同調して強いPitching運動をなす傾向のある船では特にSlammingによる損傷事故が多くみられる。
- (4) 大西洋航路に就航している船舶についてSlammingによる損傷事故を引き起すと考えられる速度の危険領域は $F \cdot V^k / \sqrt{L^m} = 0.85 \sim 1.30$ である。
- (5) Slammingには船型と速度が重大な影響をもつと考えられ、殊にPitching運動と同調する以上の高速においては船の速度による影響よりも船型の影響の方が大きい。
- (6) 船首部船底の損傷位置はFlatな船型の船ほど船首に近くかつ損傷領域も廣範囲であるが、Fineな船ほど船首より遠ざかりかつ損傷領域も小さくなる。

同じ頃Hansen氏も多くのSlammingによる損傷船舶を調査して次の結論を得た⁵⁾。

- (1) Slammingには船首部船型の影響が大切で、多くの船がSlammingによる事故を生じたのは船首部船底をあまりFullにしたため船底が船首端近くまでFlatになつたためである。
- (2) 速度の増大が要求される結果、大洋の波浪中を高速で航行する影響もSlammingの事故を起す原因である。
- (3) Slammingによる損傷例はすべて軽吃水の場合であり、特に後部機関(Aft-engine)のようにTrimしているものに著しい。
- (4) Slammingは船のPitching周期と波の周期との関係によるもので、海洋によつてほぼ決まつた長さの船が多く損傷している事実からみてこの両者が同調するときに危険であると推論される。
- (5) Slammingによる船底の損傷位置は船型および航行状態によつて變るけれども、大體長さ250~300 ft、速度9~12 kの船舶では船首よりL/10附近、長さ400 ft、速度18 kではおよそ2L/10近くである。

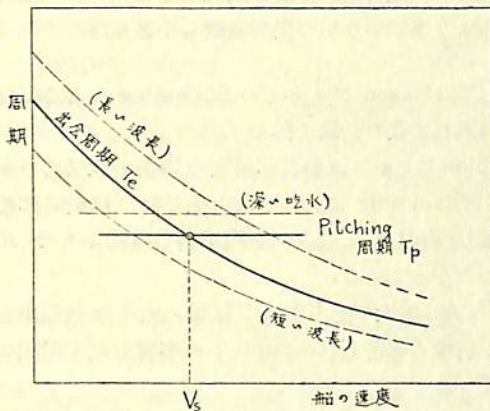
Slammingによる損傷船舶に關する以上の實例をみてSlammingの輪廓が大體判明される。そしてSlamming

現象には (i) 船の長さおよび船型、(ii) 荒天時の海洋におけるある程度の波の長さおよび高さ (iii) ある程度の船の速度 (iv) 軽い吃水状態 (v) 波浪中の船の運動状態、などが関係し、それらが複雑にからみ合つて Slamming を起すものであることが想像されるのである。

§ 3. Slamming 発生の原理

Slamming は如何なる原理によつて起るものであろうか。

船の速度、軽い吃水、波浪の性質、船型、船の運動などが Slamming に関係のあることは前項で述べた通りであるが、しかしこれ等はいずれも Slamming を表す大切な因子ではあつても発生の原理とはならない。Slamming 発生の原理は船と波との出會周期と船の Pitching 運動周期との関係によつて説明される。すなわち、波と船との出會周期を船の速度に對して求むれば圖に示す T_e 曲線の如く、船の速度が増すにつれて次第に



出會周期と Pitching 周期

値が減少する。他方、その船固有の Pitching 運動周期 T_p の値を求めると、これは船の速度が増しても餘り變らない。試験水槽で静水中をいろいろの速度で模型船を航走させ、航走中に Pitching moment を與えてその速度における Pitching 運動周期の値を求めると、高速においては T_p の値が急激に大きくなる傾向をもつが、 $F = V^k / \sqrt{L} = 1.8$ 以下では船が静止時のときの値と變らないものである。そこで簡単に考えるために圖に示すように $T_p = \text{一定}$ としておく。そうして船の速度をいろいろ變えて水槽実験を行うと、 T_e 曲線が T_p 曲線と交わる丁度その附近の速度 V_s で Slamming が最

も厳しくなることが分かる。すなわち、 V_s 附近の速度を中心とするある速度範囲で Slamming 現象を起し、低速でも高速でも Slamming は認められない。もつと厳密にいえば、 T_e 曲線が T_p と交わる速度 V_s よりも少しく高速において Slamming が最も厳しくなる。これは波浪中を航走する船が Surging 運動をもつため、詳細については順を追つて説明するが、もし Surging 運動を抑制させた状態 すなわち一定速度で波浪中を曳航すれば丁度 V_s の速度で Slamming が最も厳しくなるものである。いずれにせよ本質的には、速度 V_s 附近で最も Slamming が烈しくなると考えて差支えない。従つて、もし波長の長い波に遭遇する場合には T_e 曲線が圖の曲線よりも上方に引かれるので、交點は圖の右方にずれるから V_s は高速の方に移動し、波長の短い波に遭遇する場合には T_e 曲線が下方に引かれるので、交點は圖の左方にずれるから V_s は低速の方に移動する譯である。Slamming は船が波長の大きな波に遇えば高速で起り、波長の短い波に遇えば低速で起るらしいという事實はこれによつて説明される。

また船の吃水が深くなると T_p の値は少し増大するので、同一波長について交點を求むれば低速の方に移動するので、深い吃水では比較的低速が厳しく、浅い吃水ではやや高速で Slamming が厳しくなる譯である。これらはすべて次に述べる試験水槽における実験によつて確かめられるが、要するに Slamming 発生の原理は、船の速度が増加して波と船との出會周期が船の Pitching 運動周期の値に近付き同調運動を引き起すことによるものである。従つて船の速度が、低速かまたは高速で出會周期の値が Pitching 運動周期の値より離れておれば Slamming は全く起きないものである。

以上で Slamming 発生の原理が分かつたから、次に Slamming を起す船の速度を求めてみよう。以下に述べる數値は模型の船を用いて、試験水槽の波浪中を自航せしめて Slamming の実験を行つて求めたもので、模型船は主要寸法が同じで船首部船型が異なる 2 隻の金屬製長さ 6 米のものである。船首部船型は比較的 Flat な U 型船と、Fine な V 型船である。なお参考のために船底平らな箱型模型船を Surging 運動を許さずに一定速度で波浪中を曳航して、Slamming 実験をした結果も記載してある。

まず、 $\frac{1}{2}$ 載貨状態程度の軽吃水 ($d/L = 0.0333$) で種々の波長で Slamming の最も厳しくなる速度を求めたものが第 1 表である。

第1表 同調速度と Slamming の中心 (波長の影響)

船 型 實 験 状 態	U 型 船				V 型 航				箱 型 船			
	自 航				自 航				定 速 曳 航			
波 長/船 の 長 さ	0.75	1.00	1.17	1.33	0.75	1.00	1.17	1.33	0.75	0.92	1.00	1.25
同 調 速 度 $F = V/\sqrt{L}$	0.66	1.23	1.48	1.65	0.88	1.50	1.81	2.04	0.59	0.94	1.13	1.72
Slamming の 中 心 速 度	0.77	1.45	1.60	1.69	0.97	1.70	2.03	2.19	0.66	1.00	1.12	1.63

第2表 同調速度と Slamming の中心 (吃水の影響)

船 型 實 験 状 態	U 型 船				V 型 船				箱 型 船			
	自 航				自 航				定 速 曳 航			
吃 水/船 の 長 さ	0.0333	0.0417	0.0500	0.0591	0.0333	0.0417	0.0500	0.0591	0.0250	0.0333	0.0417	0.0500
同 調 速 度 $F = V/\sqrt{L}$	1.23	1.07	0.92	0.82	1.54	1.23	1.15	1.07	1.45	1.13	0.93	0.85
Slamming の 中 心 速 度 F	1.45	1.38	1.25	なし	1.70	1.54	1.42	なし	1.43	1.12	0.95	0.85

表のなかの同調速度とは、前に述べた出會周期と Pitching 運動周期とが一致して、船が波と同調するときの船の速度であり、Slamming の中心速度とは、船が Slamming を起して船體衝撃應力が最大となつたときの船の速度、すなわち最も Slamming の厳しい速度で実験によつて求めたものである。一般船型の場合は、両者が近似しているけれども、實際の Slamming の最悪となる速度が同調速度よりも少しく高速にずれていることが分かる。これに反して Surging 運動を許さない箱型船では両者の値が極めて近くなつてゐるのが明かである。もし一般船型の船でも、Surging 運動を許さない場合は両者の値が殆んど一致するものである。例えば、U 型船で定速曳航実験を行うと、波長/船の長さ が 1 の場合に 同調速度 $F=1.47$ であるに對し、Slamming 中心速度 $F=1.45$ となり両者はよく一致する。この場合の同調速度の値が表のなかの値と異なるのは、Pitching 運動周期が異なるためである。

表でみる通り、Slamming 發生の原理をよく証明しているが、Slamming 中心速度が同調速度よりも少しく高速にずれる理由は、Slamming の發生には波と船の Pitching 運動との位相差が極めて大切な因子で、この位相差が最悪となる船の速度が同調速度よりも少し高速にずれるためである。詳しいことは運動位相差のときに述べることにする。

なお第1表より、船が波長の長い波に遭うほど高速が Slamming に對して悪いことが明かである。

次に吃水が變つた場合でも Slamming 發生の原理が成立するか否かについて述べる。これを求めるため波長を船の長さにひとしくして、吃水状態を種々かえた場

合に、同調速度と Slamming 中心速度を求めると第2表のようになる。

吃水の變つた場合でも、波長の場合と同じく Slamming の中心速度は同調速度よりも少しく高速にずれているが、Slamming の原理が成立することが分かる。殊に箱型船の定速曳航状態では両者の値が極めてよく一致している。なお、吃水/船の長さ が 0.0591 は満載状態であつて、如何なる速度でも Slamming は發生しない。第2表より、吃水が深くなるほど Slamming が低速で起ることが明かである。

以上二つの表によつて、波長、吃水のすべての場合に既に述べた Slamming 發生の原理が成立することが明かである。

参 照 文 献

- 1) Szebehely, V.G.: On Slamming. 7 th International Conference on Ship Hydrodynamics (1954).
- 2) 内燃機船調査委員會, 造船協會雜誌第 166-2 號 (昭和 11 年)
- 3) 山口勇男, 船首船底損傷について. 日本海事協會技術報告 No. 27 (昭和 29 年)
- 4) Lehmann, G.: Bodenschäden im Vorschiff und die muen Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften. Schiffban (1936).
- 5) Hansen, K. E.: Pounding of Ships and Strengthening of Bottom Forward. Ship Build. and Ship. Record (1935).

1. ま え が き

物體が相當の速度で水面に當る際には衝撃力を受ける。身近な例では入浴中平手で水面を強く叩けばかなりの衝撃力を感じる。またプールにおいて水泳を行うときにも、この現象を直接に體驗する。競泳のスタート台から飛込んで、比較的の水平に近く水面に落下した場合には、胸やももなどを打つて痛みを感じる。高飛込ではうまく入水しても頭を叩かれたように感ずるし、水平に落ちれば腹部を強打して死に至ることさえもある。

このように物體の受ける衝撃力は物體が水面にぶつかる速度、物體の底面の形状、水面の状況などによつて左右される。

船舶では波浪中を航行する際のスラミングによつて船首部に衝撃力を受け、局部的なバンチングによつても衝撃力を受ける。特殊な例ではあるが、横滑り進水の際にも、救命装置その他を船上より投下する際にも水面衝撃を受ける。

高速艇が滑走するときの動的壓力は衝撃とは異つた性質のものであるが、ポーボイジングのような運動をする際には艇の前端および後端が相當の角速度で水面を叩く結果、相當の衝撃力を受けるし、波浪中では普通の船型と同様にスラミングを受ける。高速艇の船底は比較的平らであるので、受ける衝撃力は大きく、船底が破損することもある。

水上機および飛行艇の着水時にはフロートまたは艇體が水中に突込む際に衝撃的な静的および動的な水壓を受ける。波浪ことによりある海面上の離水滑走では船のスラミングと同様に前後端を波に叩かれることがあり、着水と同様な衝撃を受ける。ポーボイジングを起した場合は高速艇と同様であるが、一般に飛行艇の艇體は細長いので、設計が悪いとまれには折れることがある。

明年から明後年にかけての國際地球観測年にわが國で打揚げられる観測ロケットは東京大學生産技術研究所を中心として計畫が進められている。諸観測記録のうち上空よりみた地球の寫眞、宇宙線や太陽スペクトラムの乾板などは再び回収する必要がある。これは海面に落下させるが、浮力を興える装置のほか水面衝撃によつて破壊しないような適當なブレーキ装置がつけられる筈である。

兵器關係でも水面衝撃に関心が持たれている。水上艦艇あるいは雷撃機から水面に落下する魚雷は衝撃力を受ける。第2次大戦のハワイマレー海戦以後わが海軍の魚

雷は大いに名聲を博したが、かなりの高度から投下しても、水面衝撃によつて魚雷に悪影響がおよばないように、特殊な装置が施された由である。大戦末期 B 29 からパラシュートで水面衝撃を緩和して投下した機雷が、瀬戸内海はじめ各地の港灣、航路を封鎖したことはまだ記憶に新なところである。

2. V 底面の水面衝撃

船舶の船首船底、あるいは飛行艇、水上機のフロートの底面は V 型をしているため、V 底面の物體の水面衝撃は理論的にも、實驗的にも比較的澤山取扱われている。

底面の V 角度が鋭いほど衝撃が弱いであろうことは常識的に考えられるところであるが、von Karman¹⁾ は直線的な V 底面の衝撃力をこの角度の函數としてあらわし、次の理論式をえた。

$$P_{\max} = \frac{r}{2g} w_0^2 \cdot \pi \cdot \cot \beta$$

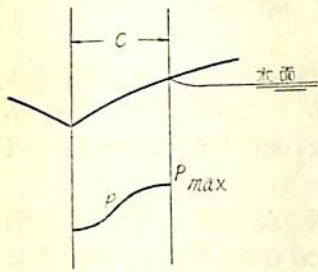
ただし、 P_{\max} = 底面の受ける最大壓力、 r = 水の密度、 g = 重力の加速度、 w_0 = 着水時の落下速度、 β = 底面と水面のなす角度である。

同じ V 角度を有していても、直線的な V 底面を有するものと、兩舷ナックル線附近でフレアのついているものとは、その受ける水壓、最大壓力の起る場所、時機などは當然異なることが考えられる。H. Wagner^{2) 3)} はこの點に着目して底面の形状と接水速度の函數として、接水後刻々の没入量と水壓分布を理論的に導いた。落下する物體の全運動量はその半分が飛沫となり、残りの半分が衝撃になるものと考え、最大壓力は常に接水部の縁に起り、その大きさは次の式であらわされる。

$$P_{\max} = \frac{r}{2g} \cdot \frac{w^2}{\left(1 + \frac{r}{2g} \cdot \frac{\pi c^2}{2m}\right)^2} \cdot \frac{1}{u^2}$$

ここで記號は Karman の式と同じもののほか、 c = パラメータ = 衝撃面積の幅の半分 (第1圖参照)、 m = 落下重量を船の水線の長さで除した量、 u = 衝撃面積の擴がる速度である。また最大壓力のみでなく、 c より内側、すなわち $x < c$ に對して壓力分布も計算でき、第1圖に示したような分布が求められる。これらの式では没入量がわかれば c が定まるから、任意の没入量に對し最大壓力と壓力分布が計算できる。

このほか Pabst^{4) 5)}、青木氏^{6) 7) 8)} などの研究がある。



第 1 圖

3. 平板の水面衝撃

V 底面の角度が比較的鋭い場合は、理論式はかなり良く実験値と一致することは前に述べたが、(もつともあまり鋭くなりすぎると一致しなくなる)、これが鈍くなつて平板に近づくとき理論式は実験値と一致しなくなり、平板の場合は理論式は落下速度に無関係に無限大となる。

平板の水面衝撃を測定したものには渡邊氏⁹⁾、著者等¹⁰⁾、藤田氏¹¹⁾などの研究があるが、いずれも有限な値となつている。これを説明するために、いろいろな緩衝機構が考えられている。

著者等¹⁰⁾は実験値(ピエゾで測定)が接水速度 w_0 の 1 乗と 2 乗の間にあることから、 w_0 に比例する弾性的衝撃力と、 w_0^2 に比例する流體的衝撃力に分けられると考えた。第 2 圖に示すように、落下物體の全質量 M の下に、バネ定数 k なるスプリングを介して質量のない平板があり、これが水平に水面に落下すると同時に、平板の下に質量 m なる見掛けの質量がつくと考え、運動方程式を解くと、弾性的衝撃力が求められる。

一方流體的衝撃力は、普通の流體の抵抗と同じように動的壓力に比例すると考え、実験値より係数を求めて次の式を得た。

$$P = 0.7 \sqrt{\frac{2kg}{M+m} Mm} w_0 + 18 \frac{r}{g} F w_0^2$$

ここで記號は前出のものほか、 P = 全衝撃力、 k = バネ定数、 M = 落下物體の重量、 m = 見掛けの質量で、 L_{amb} の計算によれば $0.262r/g \cdot D^3$ 、 D = 平圓板の直径、 F = 圓板の面積 $= \frac{\pi}{4} D^2$ である。

田中氏¹²⁾は平板と水面との間に介在する空氣の壓力によつて水面が凹むと考え、圓板はその周邊より順次リ

ング状に接水するとして計算し、藤田氏¹¹⁾は平板が水面で捕える空氣層の急速な壓縮による壓力上昇と考えて緩衝機構を説明している。藤田氏の實驗は抵抗綫至ゲージをつけた 5 個の水壓計で壓力分布を求めているが、その分布は一様で、時間の遅れは殆んどない。

平板の衝撃壓力と着水時の落下速度 w_0 の關係は實驗者により異つた關係式が出されている。衝撃壓力は渡邊氏⁹⁾によれば $w_0^{2.1}$ に、著者等によれば $w_0^{1.46}$ に、藤田氏によれば $w_0^{1.53}$ に比例する。これは一見矛盾するようであるが、各實驗の速度範囲は異つており、高速となるにつれて壓力は速度の高次に比例するため、實驗はいずれも正しいことが説明されている。

4. 水面衝撃を受けたときの船舶の強度

大型船のスラミングの問題は最近多くの研究者によつて取上げられ、次第に明らかになつてつある。一般の船舶よりも、高速艇の場合は比較的大きな水面衝撃を受けると考えられるので、筆者が長さ 5 m の全輕合金試作艇を設計した際の強度計算例を紹介する¹³⁾。

船首船底に水面衝撃を受けた場合の縦強度を考えよう。第 3 圖で $P = -\bar{n}W$ なる力が FP より $L/6$ のところに働くとする。実際にはある面積に分布した荷重であるが、全體として同じ力を集中させずに分布させれば、強度上安全側になるので、初期設計では集中荷重で計算した。

W は満載排水量、 \bar{n} は荷重倍數で、2.0 にとつたが、これは飛行艇の着水の場合に対する飛行機機體強度規程¹⁴⁾に準じてとつた。重心を通る軸の周りの質量の慣性モーメントを I 、重心 G から荷重點 P までの距離を e とし、浮力を無視する。実際には浮力は静的のものと動的のものが存在するが、これを考慮すれば荷重が減るので無視しても安全側に出る。重心の上向の総加速度は

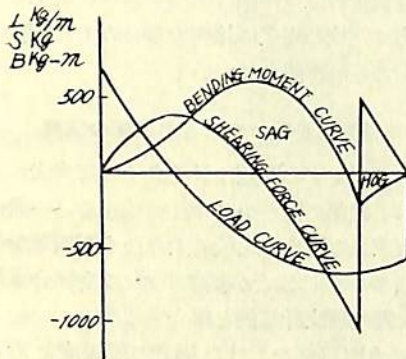
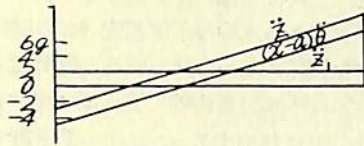
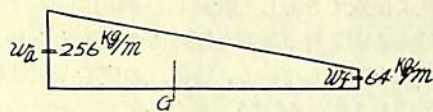
$$\ddot{z}_1 = \frac{P}{W/g}$$

となる。ここで g は重力の加速度、重心の周りの角加速度は

$$\ddot{\theta} = \frac{eP}{I}$$

である。AP から重心までの距離を a であらわすとき、AP から x なる點の綜合総加速度は次のようになる。

$$z = \ddot{z}_1 + (x-a)\ddot{\theta}$$



第 4 圖

艇の重量曲線を $w(x)$ とすれば、荷重曲線 $L(x)$ は $-w(x)z/g$ なる分布荷重と、 $x=5L/6$ に働く集中荷重 P である。剪断力曲線 $F(x)$ 、曲げモーメント曲線 $M(x)$ は $L(x)$ を順次積分することによつて求めることができる。

試作艇の場合、満載排水量 W を 800 kg、重心位置を船體中央より後方 0.5 m とし、重量は直線的に分布すると假定すれば、重量曲線、加速度曲線、荷重曲線、剪断力曲線、曲げモーメント曲線は第 4 圖に示すように求められる。

剪断力、曲げモーメントの最大値はそれぞれ

$$F_{\max} = 1064 \text{ kg}$$

$$M_{\max} = 623 \text{ kg-m (sag)}$$

となる。

今両端を支持した長さ L なる梁を考える。中央に集中荷重 W のある場合の曲げモーメントは $1/4 WL$ であり、 $W=wL$ なる等分布荷重がある場合の曲げモーメントは $1/8 WL$ であり、最大剪断力はいずれも $1/2 W$ である。ヨットでは慣用上この中間の $1/6 WL$ をとつているが、これで試作艇の数値を入れると、

$$F_{\max} = \frac{1}{2} W = 400 \text{ kg}$$

$$M_{\max} = \frac{1}{6} WL = 667 \text{ kg-m}$$

となり、水面衝撃による曲げモーメント、特に剪断力はかなり大きいことがわかる。したがつて部材の厚さの厚い木製艇では問題とならない剪断力による挫屈も、外板の薄い金属艇では問題となる。

普通船型のスラミング時の水面衝撃については他で論ぜられると思うのでここでは省略するが、その際の衝撃力が強度におよぼす影響については同様に考えることができる。

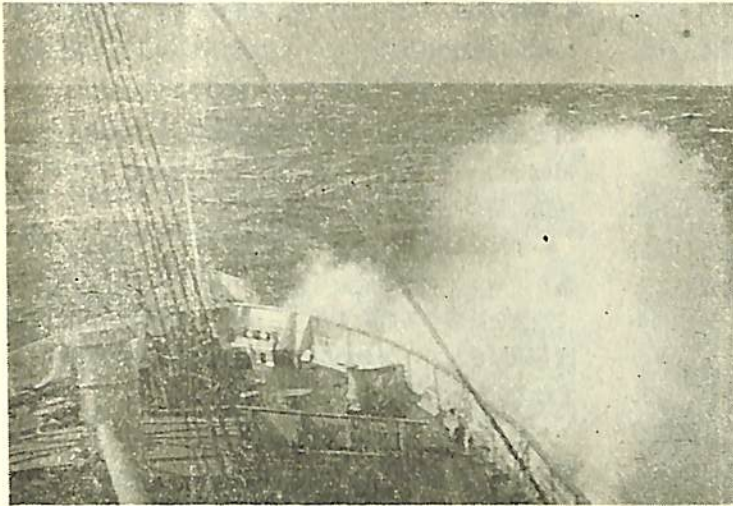
5. あとがき

波浪中を航行する船舶が、スラミングによつて受ける水面衝撃は、規則的な波浪の中を走らせるとか、その他のいろいろの假定の上に立たないと理論的に取扱うことはできない。實際の船が遭遇する波浪、うねりはきわめて不規則で、實際の船舶が受ける水面衝撃を求めることは非常に困難である。

昭和 10 年特型駆逐艦の折損のほか幾多の事故を起した第 4 艦隊事件をはじめとし、荒天時に航行する船舶の損傷した例は非常に多い。特に日本近海は荒れることが多く、この問題を解決するために、舊海軍においても幾多の努力が續けられたが、當時は適當な計測器もなく、詳細な實船計測は不可能であつた。

戦後抵抗線歪計をはじめとして電氣的計測器の發達した結果、實船の受ける衝撃の水壓、動的應力なども比較的容易に計測できるようになつた。

昭和 23 年度日本造船研究協會により、運輸省航海訓練所練習船北斗丸 (1631 G T) について 應力、水壓、水位、動揺などの各種計測装置および記録装置の性能試験を兼ねて、九州近海で實地に強度試験を行つた。^{15) 16)} この経験にもとづいて、昭和 29 年度は計測器の改良、整備を行い、昭和 30 年度日本造船研究協會第 24 研究部會 (部會長東大吉識教授) の仕事として運輸省航海訓練所練習船銀河丸 (170 G T) によつて、1956 年 1 月から 2 月にかけて、三陸東方千島南方の洋上において、波浪中の航走時強度試験を行つた¹⁷⁾。著者はいずれも計測員として参加したが、この實驗では船體に孔をあけて抵抗線歪計使用の水壓計を取つて、實船のスラミングの際に船體の受ける水面衝撃壓力を直接に計測し、それと同時に應力、加速度、水位、動揺などを計測した。第 5 圖はシコタン島南方洋上で右舷船首を叩かれた銀河丸である。現在計測した大量のデータを解析中で、1957 年春には一應銀河丸による計測結果がまとまる豫定であるから、



第5圖 スラミング実験中の銀河丸, 1956年1月29日
シコタン島南方にて

波浪中に貨船の受ける水面衝撃とそれによる船體應力, その他の問題が相當程度明らかになると思われる。

水面衝撃の問題は平水面に物體が落下する場合が理論的にも實驗的にも取扱われてきており, 物體の形狀と落下速度がわかれば, かなりの静度で推定できるようになっている。船舶ではスラミング時に一番問題になるので, 波浪中の水面衝撃が重要であるが, この點について多くの研究問題が残されており, その解決が望まれる。

参 考 文 献

- 1) von Karman. NACA-TN (1929)
- 2) Wagner, Z. F. M. Bd. 22 (1931)
- 3) Wagner, Z. F. M. Bd. 23 (1932)
- 4) Pabst, Z. F. M. Bd. 21 (1930).
- 5) Pabst, Z. F. M. Bd. 22 (1931).
- 6) 青木保, 東大工學部紀要 11-10 (1922)
- 7) 青木保, 東大工學部紀要 16-4 (1925)
- 8) 青木保, 東大工學部紀要 17-4 (1927)
- 9) S. Watanabe, Sc. Pap. I. P. C. R. vol. 23 (1933).
- 10) 安藤良夫, 藤田讓, 山口 勇男, 造船協會論文集 90 (1956)

- 11) 藤田 讓, 造船協會論文集 94 (1954)
- 12) 田中紀男, 關西造船協會誌 72 (1952)
- 13) 安藤良夫, 東大生研報告 3-3 (1953)
- 14) 航空評議會, (1938)
- 15) 安藤良夫, 高橋幸伯, 生産研究 6-6 (1954)
- 16) 日本造船研究協會第10 研究部會報告 (1955)
- 17) 安藤良夫, 高橋幸伯, 生産研究 8 7 (1956)

天 然 社 ・ 近 刊

元商船大學教授 石田千代治, 商船大學教授 眞壁忠吉 共著

蒸 氣 ボ イ ラ

A 5 判 函入上製 330 頁 定價 680 圓 (〒 50)

本書は蒸氣動力界に志す人たちに, 基礎と應用の面を結び合わず上に好箇の手引となるべく, 特に機械科にまなぶ學生の教科書または参考書を目標に編さんされたものである。

目 次

- 第1章 燃 料
- 第3章 水, 蒸氣およびガス
- 第3章 ボイラ用金属材料
- 第4章 耐火材料及保温原料
- 第5章 粘性流體の運動
- 第6章 傳 熱
- 第7章 材料力學
- 第8章 自動制御裝置
- 第9章 ボイラの種類

- 第10章 ボイラの構造
- 第11章 燃燒裝置および燃燒法
- 第12章 通風裝置
- 第13章 ボイラ水の循環
- 第14章 蒸氣ボイラ内での傳熱
- 第15章 煙管ボイラの強度
- 第16章 水管ボイラの強度
- 第17章 ボイラの取扱法

凌波性と荒天航法について

谷 初 藏

商 船 大 學

1. 凌 波 性

20年程前 E.V. Telfer の公表した論文に“Seakindliness and Ship Design” というのがある。船舶の設計に際して安全と堅ろうをねらうのはいうまでもないことであるが、これからの設計にはさらにもう一つ Seakindliness という条件をつけ加えなければならぬ、というのがその主旨になつている。この頃からであろうか、荒れた海面を航海する時の総合的性能を向上させる問題が注目されはじめ、第2次大戦が終つた頃にはいわゆる Sea-going Qualities (または Sea-keeping Qualities ともいう) 研究がにわかに脚光を浴びた。1951年の第6回国際船型研究所長會議においては、議題6として“船の航海性能”に關する技術分科委員會を設け、この問題を薪たに採り上げている。少しく極端ないい方をするなら、船舶設計の見地からは航海性能こそ最も重要な問題であつて、平水中の性能はほとんど考慮する必要がないといつても過言ではない、という位の空氣さえ感じられる。この分科會の委員長は Prof. Vedeler が務めたが(一昨年オスロで開かれた國際會議でも同様である)、航海性能に關する彼の解説によれば、平水中における理想的な等速運動からはずれる度合をもつてこの性能を定義している。したがつて剛體としての船體が持つている6個の自由度のそれぞれに基く運動の性能、すなわち速度損失、縦揺、上下動、横揺と復原性、ヨーイングと操縦性、および横漂流の問題について研究方針が討議された。その結果現在最も考慮を拂わなければならぬ重要な問題として導かれた結論は、次の4項目であつた。

1. 波浪中の速度損失
2. 縦揺
3. スラミング
4. 縦揺と上下動の連成

ところで本文の冒頭に迎えた Telfer の論文が、今日のこの盛んな研究の契機となつたかどうかはつまびらかにしないが、Telfer の文章を讀んでみると彼がその中に説いている Seakindliness は、結局國際會議において採り上げられた航海性能とほぼ同義な言葉と考えられる。

Sea-going Qualities は航海性能と譯されているが、凌波性という言葉は Seakindliness に適當する語であろうか。J.L. Kent も1950年に發表した“The Design

of Seakindly Ship” という論文の中で、やはり Seakindly という語を使つている。これはほぼ Telfer の所論に沿つた内容のものである。

いずれにしても、波の中におけるすべての動揺が樂であり、スラミングの危険も海水が甲板上に打ちこんで構造物を破壊する危険もなく、旅客や乗組員の安全快適度も確保されて、なおかつできるだけ速度損失の少なくすむような船の設計がその究極の目的である。

ただ Telfer の論文には荒天中の操船技術の問題が一項目として採りあげられていて(これはいわゆる heave-to の問題であるが)、それが航海者にとってはなほだ興味がある。元來設計の見地から凌波性を論ずる場合には、荒天中の操船技術という問題はこれを考えないのが普通であつて、實際またそのような human factor を設計に導入するということはできないことであろう。しかしそれにもかかわらず荒天中に凌波性能を完全に發揮するためには、操船技術の果す役割は決して小さくないのである。荒天がひどくなればなる程それは重要になつてくる。その意味で波浪中の危険な動揺をできるだけ緩和する航法の問題は、凌波性というものと深いつながりを持つものといえる。しかしこの問題の定量的な答は、荒れた海面における船の動揺の性質が的確に解明されなければ得られない。したがつて従來は多分に經驗的な法則が提案されていた。もちろん荒天中の航法は、Seamanship のなかの重要な一項目であるから、これら經驗的法則も帆船時代からの長年の貴重な体験を積み重ねて得られた結論であつて、實際問題にのぞんでその効果を發揮してきたものにはちがいないが、これをもつと理論的に裏づけ定量的な検討を試みることはあまりなかつた。

周知のとおり最近海洋學者による海洋波の統計學的研究成果を契機として、複雑な波の中の船の運動が逐次解明される運びとなり、それに伴つてたまたま動揺緩和の航法に言及した議論も現われてきた。たとえば昨秋アメリカの造船造船學會に發表された Edward V. Lewis の論文がある。筆者はこの機會に航海者の立場からこの問題に關する新しい知見を紹介整理してみようと思う。

2. 規則正しい波の中の動揺緩和の航法

現實にわれわれが經驗する海洋波はきわめて複雑な様相を呈しているから、その中における動揺も、またこれを緩和するための航法も自然單純なものでないことが

豫想される。しかし後にも述べるとおり、規則正しい単一な波（たとえば正弦波）の中の動揺の性質と航法とは、まず調べなければならぬ基本的問題である。

スラミングのおもな直接原因として考えられている縦揺について主として考えれば、その動揺振幅は、波長 L_w が船の長さ L の約 $1/4$ 以下の短い波の中では小さいが、 $1L$ 以上の波長の波に対しては大きくなり、ほぼ波高に比例すること、またいずれの波長に対しても、船の自由動揺週期 T_P が船と波との出會週期 T_E に近いある點で最大となることがわかっている。したがって動揺振幅が最大となるような状態を避けることが、いいかえれば T_P と T_E が近づくの避けることが航法の直接の目的になる。

最大振幅は、船が前進速度をもつためや上下動との連成のために、 T_E/T_P （この比を Δ で表わし Tuning factor という）の値が1に等しい時でなしに $\Delta=0.9$ 附近のところに現われる傾向がある。故に Δ がこの値の左右ある範囲におちることを避ければよい。

それには周知のとおり次の方法が古くから提案されている。

1. 針路を変えてみる方法
2. 速力を変えてみる方法
3. この兩者を併用してみる方法

これらの方法のねらいは出會週期 T_E の調節にある。これに對して自由動揺週期を調節しても良いわけである。それはたとえば船内水槽の調整とか積荷の移積とかによつて重量分布を変えれば、少なくとも理論的には可能である。しかし實際問題として航海中の船においてはかなり困難が伴う。もしそれができるとすれば大分効果的な場合があることを、前に掲げた論文の中で Kent が横動揺緩和の方法に關連して説明している。しかし今述べた理由から、この問題は一應別個に論ずべきものと思う。

ところで上に掲げた航法のうち、變速航法と變針航法のいずれを選んだらよいかという問題が起る。實際問題としては、その航海の目的とか海域の水路事情のごとき運航上の諸條件によつて判断する場合が多く、この點からは特に一方がより有利であるとは定め難い。しかし試みに規則波中であつて、單位速力變更による出會週期 T_E の變化率 $\partial T_E/\partial V_s$ と、單位變針（船首方向に對する相對波向 α の變化で表わす）による T_E の變化 $\partial T_E/\partial \alpha$ とを比較してみると、眞向またはそれに近い向い波の場合には變速航法の方がやや有利となる。

もつとも縦揺は、船首約30度の向い波では樂になるということもあるから、變針航法の効果も變速航法に劣

らないといえるが、波長が大きくなると横揺振幅の増す限界（波向の限界）が正横よりかなり船首側へ片寄ることがあるので、變針）によつて縦揺はある程度緩和されたとしても、横揺がかえつてひどくなる可能性がある。

これらの事情を考慮すると、向い波のスラミングを緩和する航法としては、變速航法が最も無難であり効果的であるということができよう。

さてここで速力變更というのは、もちろん減速の意味である。したがつて出會週期 T_E を T_P より長くすることを意味している。これとは逆に増速して T_E を短くする回避航法も理論的には可能である。ただこの航法をして効果あらしめるに必要な速力は非常な高速となるのであつて、現今一般商船にとつてはなお將來の研究にまたねばならない。

3. 不規則な波の中における航法

現實に荒れた海面は周知のごとくいわゆる Confused seas をなすものであるから 一口に出會週期といつても簡單ではない。不規則な波の中の動揺の性質については、別に詳しく論じられるはずであるから、ここではわれわれの問題に必要な範囲でごく簡単にその結論だけを述べるにとどめる。

すでに述べたとおり海洋波の性質が明らかにされたのを機として、不規則な波の中における動揺の性質を説明することに一應成功がみられた。荒れた海面の不規則波は、波長、波高、週期等の異なる多數の規則正しい成分波（正弦波）を一次的に superpose して表わされた。そして動揺は、これら成分波のそれぞれに對應する動揺を同じく superpose すれば得られることが示された。むろんこれはひとつの假設にはちがいないが、しかし動揺が特にげい場合を除くと實際の動揺記録と非常によく一致するのである。Lewis は水槽で起した規則波中における模型實驗成績を基にして計算した結果を、同じく水槽で起した不規則波中における實驗成績と比較しているが、波が特に高い場合以外は兩者の一致は非常に良い。そこでこの假定にしたがうと、不規則波中における動揺の問題が規則波中における動揺の性質を基礎にして解明されるのである。

ここに Lewis が行つた人工不規則波は、方向の全く同じ波が合成されたものであつて、結果としてできた不規則波はすべて波頂線が無限に長い波、すなわち2次元の波である。現實の波とはこの點がちがつているのであるが、まず順序として本節ではこの2次元の不規則波を考えるものとする。

さて複雑な海洋波の中における縦揺はほぼ次のように

考えてよい。すなわち一見複雑に見える海洋波には、週期の非常に短いものから非常に長いものに至る広範囲の成分波が存在しており、その中で起る動揺のうちで振幅の大きい動揺は、これら成分波のうちほぼ $1L$ 以上の波長の成分波によつて起るものである。これらおなじ成分波のうち、波高最大のものによつて振幅の大きい強制動揺が、また船と同調に近い成分波によつて振幅の著しく大きい動揺が、それぞれ豫想される。

Lewis は、このおなじ成分波の波長の範囲は $1L$ ないし $2.5L$ であるといつている。したがつてかかる波長の含まれている波のどれかと同調に近づくと、断続的にはげしい動揺が起ると考えられるのである。變速航法によつて回避すべき動揺は、つまりこのような動揺である。いい換えればほぼ $1L$ ないしの $2.5L$ 範囲の波長をもつ成分波との出會週期が、自由動揺週期に近づくことを避ければよいわけである。この場合にも變針航法と變速航法のいずれが有利かという問題が残るが、2次元的な成分波であるかぎり規則波中におけると同じ考え方が當てはまる。くり返していえばこの場合にも變速航法がより効果的である。しかも不規則波中においては、變針したためにある成分波との同調が幾分避けられても、これより少しく短い波長の成分波と同調する可能性が多分にある。

ここで注意しなければならないことは、上に述べた成分波というものは現實にはわれわれがこれを見ることのできないことである。それは複雑な波をある法則にしたがつて解析した結果、みかけ上そういうものがあると考えたにすぎない。穏やかな海面にただ一つウネリがあるような場合、すなわち単一な規則波の中を航行すると考えられるような場合には、船上からはつきりそれを見ることができ、適当な方法で波長も週期も計測できるけれども、Confused seas の中では、縦揺に重要な影響をもつ前述の成分波を一つ一つ見分けることはできないのである。したがつて減速航行を試みるとしても、どれだけ減速したらよいかが問題になる。これは實は規則波中の減速航法についてもいえることであつた。ここでは Lewis がそれについて興味ある標準を示しているのので、それを紹介してみよう。

まず動揺緩和の航法は波との同調を避けるのが主眼であるが、回避すべき危険な成分波はその波長が $1L \sim 2.5L$ の波である。よつて危険な成分波のうち波長の最も短いものを一つの目安に選ぶことができる。いい換えれば $L_w/L = 1$ を動揺の安全限界に定めることができる。

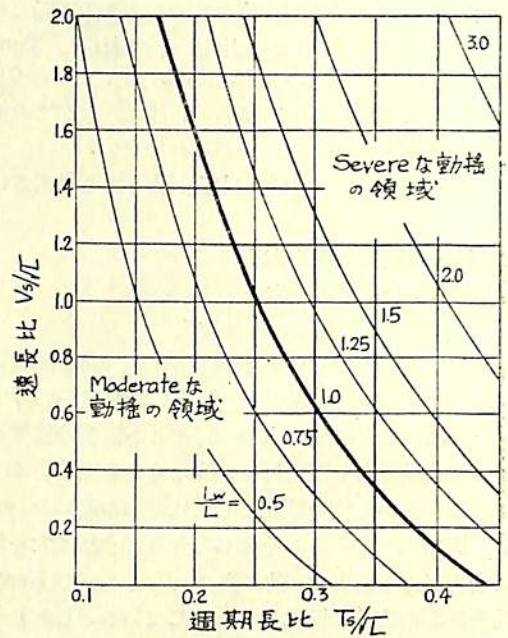
船が真向いの波を受けて動揺している時の出會週期は

$$T_E = \frac{L_w}{V_s + \sqrt{\frac{g}{2\pi} L_w}} \quad (V_s = \text{船の速力})$$

であるから、この式に L_w/L を導き入れ、また T_E のかわりに T_P/Δ を置いて整理すれば

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = \frac{0.59 \Delta (L_w/L)}{T_P/\sqrt{L}} - 1.34 \sqrt{L_w/L}$$

となる。ただし秒 呎、節単位で表わしてある。この式は船の速力、自由動揺週期および波長の間の関係を与えるものであるが、ここで $\Delta = 1$ と置いてみると、これはある波長の波と同調を起すときの速力および週期の関係を示す。圖は Lewis の論文から再録したものであるが、 $L_w/L = 1$ の太い曲線が上述した限界線で、それより



同調動揺の安全限界図 [理論]
(Edward V. Lewis による)

右の領域では severe な動揺が豫想され、左の領域では動揺が樂であることを表わしている。たとえば長さ 150 米、自由動揺週期 7 秒の船の場合には、 $T_P/\sqrt{L} = 0.32$ となるから $V_s/\sqrt{L} = 0.5$ 、すなわち $V_s \approx 11$ 節のとき $L_w = 1L$ の成分波と同調する。故にそれを避けるためには、速力を少なくとも 11 節以下に落す必要がある。また 11 節以下の速力においては $1L \sim 2.5L$ の波長の危険な成分波のどれとも同調することはない。もちろん $1L$ 以下の波のどれかと同調の可能性はある。しかしすでに述べたとおりこの領域の波は、たとえ同調を起したとしても振幅が危険となるようなものではない。このよう

な圖から、不規則波中における減速量を大體推定することができるのである。

ここで前にも觸れた増速航法の問題を考えておこう。海洋波のスペクトルの詳細については別に解説が行われると思うのでここには觸れないが、そのスペクトルをみると、Peak の現われる位置は著しく低周波數側に片寄つており、しかもスペクトル曲線の傾斜は低周波數側で著しく急である。このことは波長の非常に長い成分波は波高が非常に低いことを示すものである。それでもし速力を十分に増して、波高の高い危険な波との出會週期が、 T_p よりも短くなるような高速に達したとすれば、その領域で同調動揺が起つても、それは波長の長い波高の低い成分波に對するものであるから危険ではない。この高速を Lewis は Supercritical speed と呼んでいる。しかしたとへば Lewis の計算によれば、風力8の風が十分長く吹き續いたときの波を真向に受けて、 $T_p = 10$ 秒の船が航走する場合の Supercritical speed は52節という超高速となつてしまい、現今の航洋船としては急には實現できそうもない。

4. Confused Seas における問題

實際の海洋波は2次元波ではなく、波長や波高のみならず波向も少しずつずれているのが普通である。したがつて波頂線も無限に長いことはなく切れている。かかる錯雜した波の中における動揺の性質や航法については、なお多くのことを今後の研究にまたねばならない。しかし上述してきたところからみて、幸いにも2次元的不規則波の假定に基く結論が、現實に適用して極めて有力であることを知るのである。

参考文献

- 1) Seakindliness and Ship Design, by Captain K. Macdonald and E. V. Telfer, N. E. C. I., 1937~ 38.
- 2) The Design of Seakindly Ship, by J. L. Kent, Engineering, July 21 & 26, 1950.
- 3) Ship Speeds in Irregular Seas, by Edward V. Lewis, Advance copy of S.N.A.M.E., 1955.

好評發賣中

造船用語辞典

山口 増人 著

Y 450
T 50

艤装

立川 春重 著

¥ 850
T 60

理論船舶工学

大串 雅信 著

△重版出来▽

¥ 780
T 60

造船協会鋼船工作法研究委員会編
造船艤装(第一卷)

— 鋁金・銅工作法 —

わが国の造船技術の上で、研究の余地を残す艤装工作法の中、鋁金・銅工に關する基準を斯界の權威者よりなる鋼船工作法研究委員会により發表されたものである。むずかしい理論をさけて現場技術者が實際に直面して參考の手引となるように具体的説明に主眼を置いている。

A 5・170 頁
価 300円 T 32円

▼図書目録無料呈▲

海文堂

神戸市生田区元町通
(振替 神戸六八八)

南支那海において遭遇した油槽船のスランピングについて

寶田直之助
浦賀造船株式会社

緒言

スランピングの歴史は古く、1920年代より始まつており、既往の研究は主として統計的な研究の範囲を出なかつたが、近年実験方法の發達と相俟つて、波浪中の船の運動および動的な船體強度の研究が盛んに行われ、内外ともにスランピングの研究に力が注がれている。實際航行中に遭遇したスランピングの報告は案外に少く、諸研究結果と對照したくても出来ないで、ここに就航中に遭遇したスランピングの報告と、ごく初歩的な考察を述べてみる。参考になれば幸いである。

1. 油槽船で経験したスランピング

昭和28年9月14日横濱港出港石油積取りのためラスダヌラ 向航行中、下記の状態でスランピングを経験し

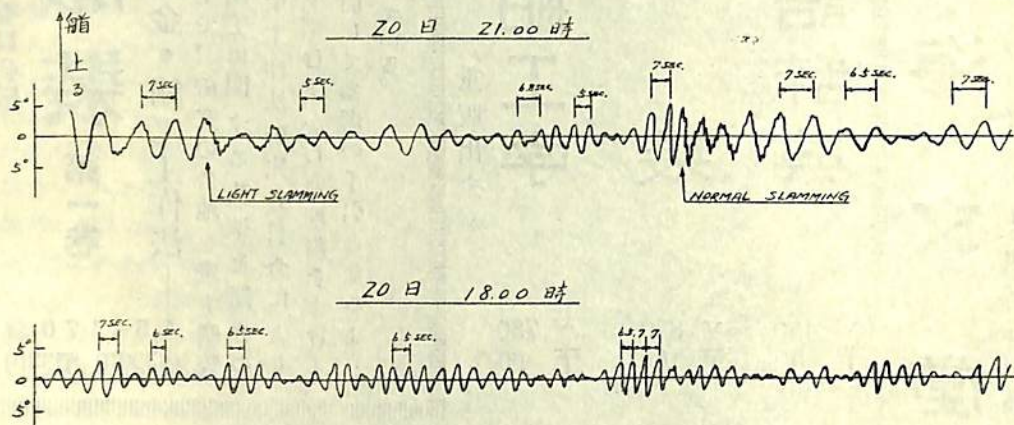
た。當時筆者は就航船調査の目的で、動搖計(U字管式)、振動計等二三の簡単な計測器を携帯して乗船していた。

船名: A. DILLON
L×B×D; 168.0M×22.0M×12.3M
日時: 昭和28年9月20日18時—24時
海域: 南支那海南端 110°E, 8°N 附近
(サイゴン沖東南150哩附近)
吃水: dr: 4.25M d.: 8.10M dm: 6.18M
排水量: 約18,300T

本船針路は224°であり、當時の海上模様は下表の通りである。下表に示されたように、21時に至つて船のと縦揺増大ともに、スランピング發生、附隨現象としての船體振動を惹起している。

操舵室において縦揺を記録した結果を第1圖に示す。

時刻	風向	向力	波浪階級	うねり方向階級	船の状態
12.00時	W.S.W.	4	4	W. 3	船の運動やや大、縦揺1.5°、横揺2.5° 94.5 r.p.m. 14.8 節
14.00時	W.S.W.	6	6	W. 4	船の運動やや大、横揺2.5°、縦揺やや増大 94.5 r.p.m. 14.8 節
18.00時	W.S.W.	5	5	W. 4	横揺變らず、縦揺最大4°、時々船首に衝撃を感ず 93.5 r.p.m. 14.8~14.5 節
21.00時	W.S.W.	5	5	W.(W.S.W.) 4	横揺3°、縦揺最大5.5°~6°、明かにスランピングを感じ、激しい船體振動を生ず
24.00時	W.S.W.	5	5	W.(W.S.W.) 4	r.p.m. 88 に低下す。13.9 節、スランピングの程度および頻度低下す。



第1圖 縦揺記録

縦揺週期の變化とスランミング發生の關係がほぼ察知出来る。

24時、スランミングを避ける手段として速力低下による出會週期の變化を提案し、本船側の了解を得て主軸回轉數を 88 r.p.m. 速力 13.9 節に低下、横揺は増大したように感じたが記録上は大した變化なし。縦揺は減小最大角度 $3.5 \sim 4.0^\circ$ 、スランミングの程度、頻度ともに低下す。速力増大による變化を確認するために回轉數上昇を依頼したが、折角避け得たスランミングを更に苛酷な状態に戻すのは危険であるとの理由で、本船側より断られ確認出来なかつた。なお速力低下による回避方法は普通に取りられていることであり、他に變針による見掛け波長の變化、出會週期の變更による方法があるが、就航中特に夜間であるため断念せざるを得なかつた。

2. 當時の状態に対する簡単な考察

i) 波長、波高

波長、波高に對しては測定方法がなかつたので目測によつたが、波長 150~160 M、波高 5 M 程度と判断したが、これを風力階級の標準よりみると、波高 3~4 M、うねり階級 4 より波長 100~200 M、波高 2~4 M を得る。すなわちうねり階級 4 に波浪 5 が累加されたものと見做し得る。(ただし波長、波高に對する観測は信頼出来る測定方法によらねば、主観に左右されることが多く、當てにならぬことが多い。) 波長は次に述べる縦揺週期等よりも約 150 M と判断出来る。波高は標準波高波長比に達するほど高いものとも思えなかつた。

ii) 縦揺週期および出會週期

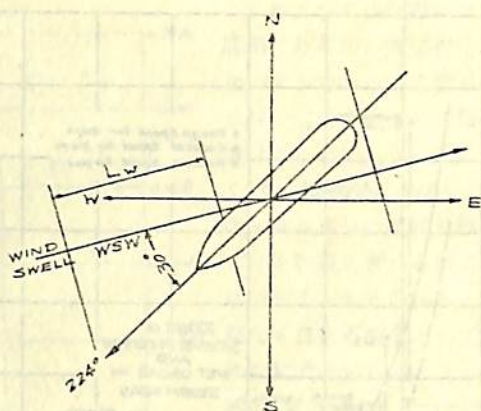
本船の縦揺固有週期は簡単に $\sqrt{L/2} = 6.5$ (秒) と推定出来る。更に船型係數を考察した近似式¹⁾によると 7.2 秒となる。次に第 1 圖に示した縦揺記録より考察すれば、縦揺の増大している部分は約 7 秒、減少している部分は 7 秒以下であり週期 7 秒で同調しているものと考えて差支えない。この値はスランミングを起した時の出會週期とも大體一致している。

以上のことより波長を求める。波と船の角度は第 2 圖のように約 30° である。船速 14.5 節として波長を圖表²⁾より求めると約 150 M となる。

従つて船の針路に對する見掛け波長は 173 M となりほぼ船の長さと同じの見掛け長さすなわち $L_w/L_s \approx 1$ と見做される。

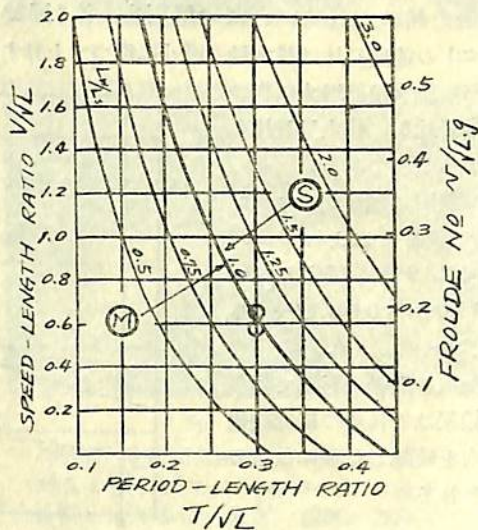
iii) 縦揺週期、速力とスランミング

以上のように波の状態が變化しいな時、縦揺週期、速力がスランミングの發生に對する重要な因子であること

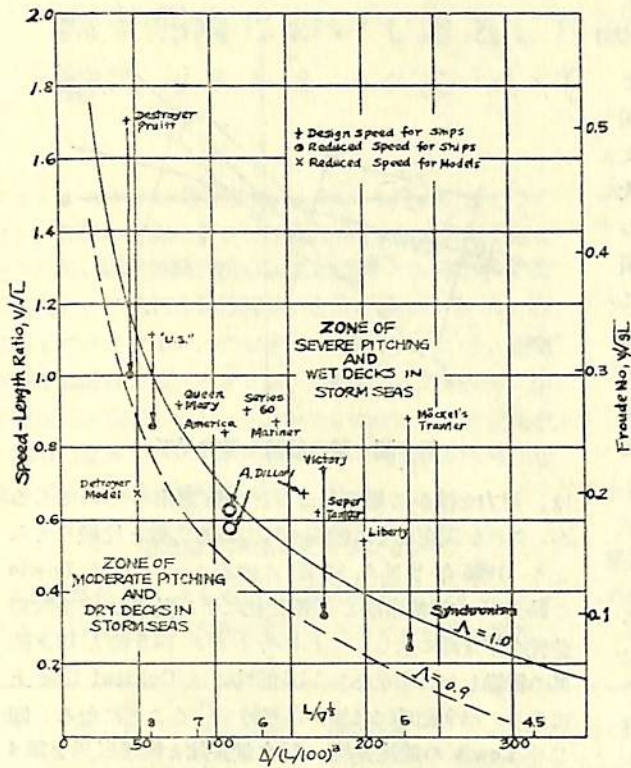


第 2 圖 船の針路と波の方向

は、速力を僅かに變化したことで確認出来たのであるが、これを現在までに發表されている文献と比較してみよう。1995 年 S.N.A. M. E. に發表された E.V. Lewis の論文³⁾ 中縦揺週期と速度長比による動揺の安全限界曲線を第 3 圖に示し、これにそれぞれ 14.5 節と 13.9 節時の置點した。すなわち 14.5 節時には Critical line 上にあり、13.9 節時には僅かに避けていることになる。同じく Lewis の速度長比、排水量長比と縦揺限界を第 4 圖に示した。第 4 圖は多數置點されたもののうち、一般によく知られている船の點だけ残し、他は割愛した。同圖によつても 14.5 節時には Critical line に近く、13.9 節時にはそれより若干安全側にあることがわかる。なお第 3 圖の符號 (S) は縦揺に對して Severe Zone を示し (M) は Moderate Zone を示す。第 4 圖の Δ は出會週期の函數で



第 3 圖 週期長比による縦揺安全限界



第4圖 排水量長比と縦揺安全限界 (A. DILLON +は満載 M. C. R. 16 kts のものを示す。

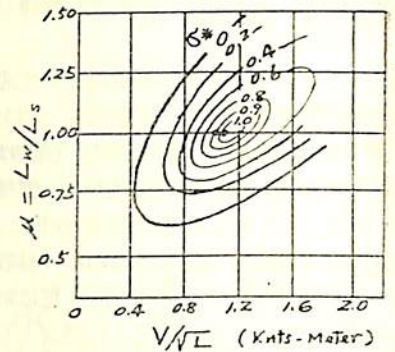
$$T_E = \frac{L_w}{v_s + \sqrt{\frac{g}{2\pi} L_w}}, \quad \Lambda = \frac{T_s}{T_E}$$

(T_E : 出會週期
 v_s : 船速 (毎秒), L_w : 波長, T_s : 縦揺固有週期)

なお同一船についていえば 第3圖, 第4圖ともに Critical の速度長比は排水量の減小に従つて上昇する。すなわち排水量の増大に従つて週期長比も, 排水量長比も増大するからである。

更に秋田, 越智氏のスランミング範圍⁴⁾によれば 14.5節から 13.9節に變化すれば σ_* が 1.0 から 0.9 に移行することがわかる。(第5圖)

すなわち本船で試みて得られた結果はこれ等の研究結果の傾向を確認した形になると考えられる。

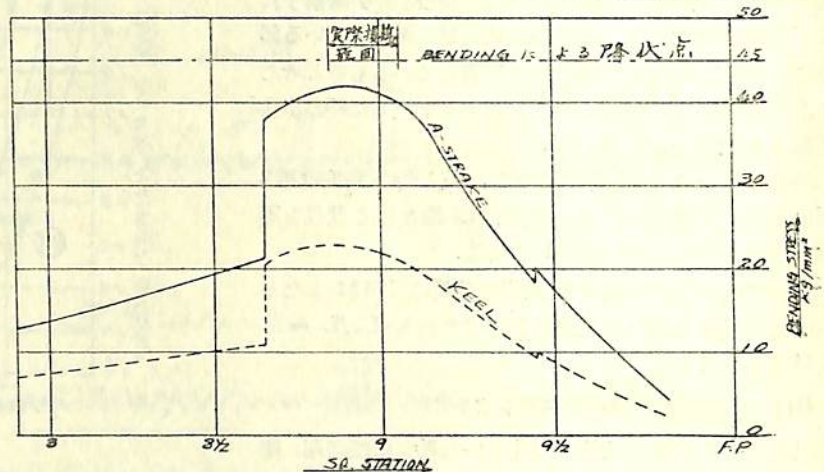


第5圖 スランミング範圍 (秋田・越智氏)

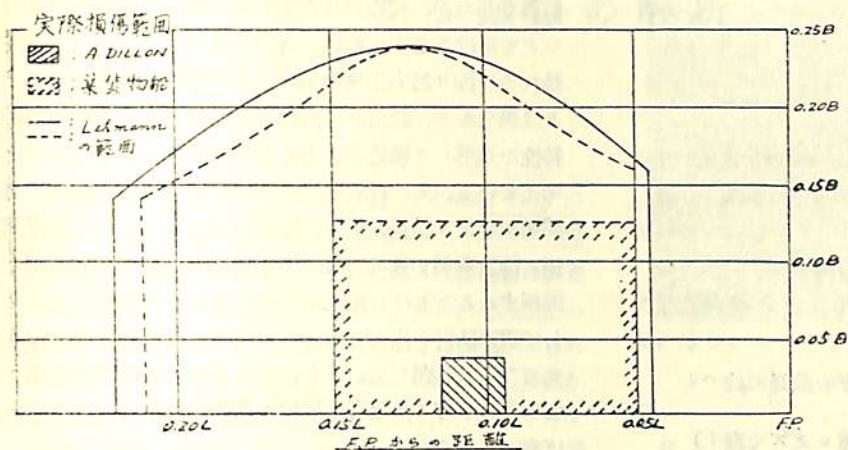
3. 實際損傷範圍について

スランミングを受けた時, 船底外板に受ける異常水壓と發生應力に關しては, 渡邊⁵⁾吉識⁶⁾, 秋田⁷⁾各博士等の研究實驗がある。本船の満載状態 14 節でスランミングを起した時に發生する船底外板の應力分布を第6圖に示す。本圖は渡邊博士の方法で計算したものである。この圖では最大應力値を示す位置と實際損傷位置とはよく一致しており, 他の多くの貨物船について計算した結果もよく一致する。損傷位置の前端, 後端並びに幅方向の範圍については Lehmann⁸⁾の統計的研究があるが, 第7圖に Lehmann の與える範圍と實際のものとを比較してみた。圖中破線で示したものはある D. W. 10,000 T 級貨物船のものである。Lehmann のものは一般に安全側にあり, 特に幅方向に對してはその傾向が強いように思われる。その理由は研究の對象になつた當時の船と現在の船との船型上の傾向の差異によるものかと考えている。

なお A. DILLON において實際損傷範圍が極めて局



第6圖 スランミング時船底外板應力圖



第7圖 實際損傷範囲と Lehmann の範囲の比較

部分的であるのは、本船の満載、軽荷を通じての航海速度長比が Critical line に近く、僅かの速力低下によつて回避出来ることと、本船程度以上の船長の船では $L_w/L_s = 1$ に近い波に遭遇する頻度が $L_s = 130$ M 程度の船に比較して少いことにもよるものと考えられる。またスランミングによる損傷は両舷同様に起ると考えられがちであるが、本例のように波に斜行して発生した場合には片舷だけの可能性もある。事実本船の損傷は右舷側、キールと A ストレークのシームに限られていた。

4. 他の船種のスランミングと附随現象

以上は主として油槽船で遭遇したスランミングについてであるが、損傷例からみても最も多いのは 120~130 M 程度の船である。また一層小型の 50 M 程度の船でも簡単に起る。この場合は颶風通過の後など沿岸でもうねりが残り $L_w/L_s = 1$ の波が発生し易いことによる。写真 1~3 は 350 T 級巡視船において発生したものであり、写真からもわかるように波浪は目立つほどのものではない。写真 4 は観音崎沖で発生したごく小型の運搬船のものである。

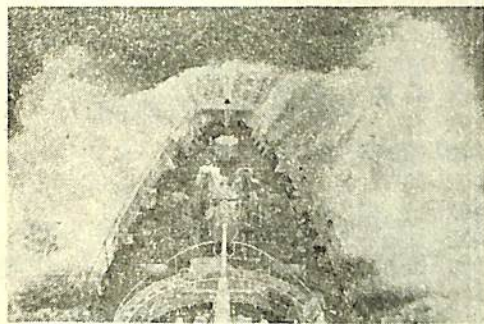


写真 1

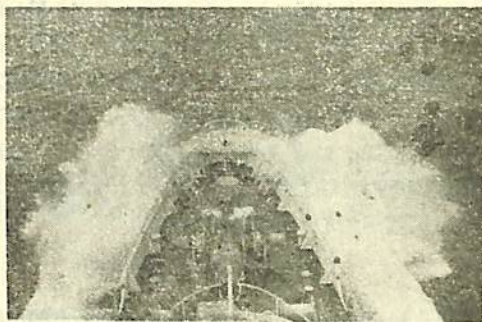


写真 2

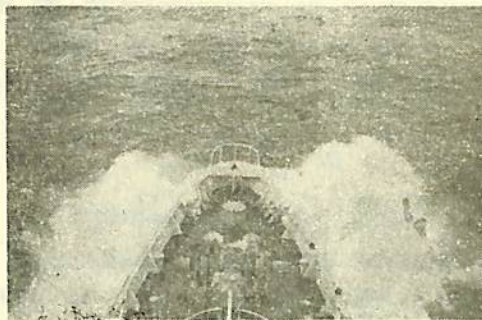
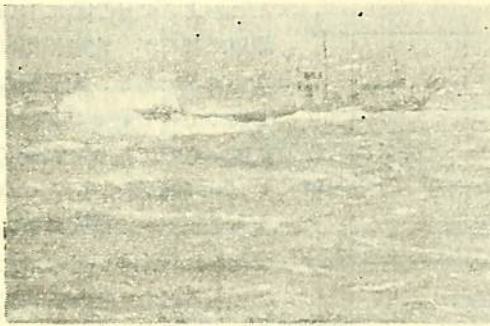


写真 3

小型船で起る Slamming の例。波浪はそれほどなくても Swell の長さが船長とほぼ等しいとき、縦揺が同調して起る Slamming の例。

このように小型船においては簡単に起るが、實際損傷は餘りないようである。大型船の場合と異つてスランミング発生音も軽快なものであり、質量が小さく、かつ運動量が小さいため、発生エネルギーは船底外板に対してはそれ程大きいものでないためであると考えられる。操船者側でも日常茶飯事として見受けられる。しかし第 4 圖の Möckel's Trawler のように排水量長比が非常に大きなものは Critical 速度長比が非常に低くなり、回避するまで低下すると操船不能に陥ることも考えられるので注意する必要がある。

スランミングを起すと次に船体振動が續く、いわゆる Shudder の現象で、船長の長い大型船程減衰が遅い。小型船では Shudder の現象が餘り感ぜられぬ程早く減



寫眞 4

船長が短い場合、ごく沿岸の波長の波でも Slamming を起す例。
(観音崎沖 陸地より望遠レンズで寫す)

衰する。これは振動數と相對的な剛性によつて生ずる差異であると考えられる。Shudder の現象の振幅は案外に大きく、船尾部等では前後、左右、上下方向に揺り動かされる。前記油槽船においても振動計を据え測定しようとしたが、スケールアウトとともに振動計のバネ折損し資料を得ることが出来なかつた。觀念的な表現であるが、その大きさは試運轉時に感じられる後進試験の比ではない。また甲板室上部においてはラッキングと思われる前後動が発生し、特に船橋等縦方向に短く、高さの高い部分において顯著である。スランミング時の甲板應力に關しては Ocean Vulcan の實驗結果等によれば縦方向應力は $\pm 0.5 T/[\square]$ 累加される程度であるといわれるが、縦強度そのものより、むしろこのように揺られる局部強度に問題があるかも知れない。

結 言

以上ごく初歩的なスランミングの報告と觀念的な記述

に終始したが、現在の所新船計畫に當つては、スランミングを避けるように船型を考慮するが、スランミングを恐れるの餘り馬力損失を招いてまで船型を變化させることは愚であり、船型的に處理出來ぬ部分はその船の航路特性を理解して構造的に考慮するのが最も得策であると考へている。また最近世界的な傾向として、波浪中の諸問題を取扱う結果、從來無關係のようにみられた推進關係と構造關係が極めて近い關係になり、その研究結果を渴望するとともに、現業に従事している造船所の一員として實際狀況を出来るだけ明かにし、建造船の向上に役立てたいと念願しているものであるが、實際操船に當つておられる方々の豊富な經驗と見解を御教示いただければ幸いである。

文 献

- 1) 縦揺固有週期の近似式、田宮 眞 昭和 29-11、船の科學
- 2) 出會週期から波長を求める圖表 田宮 眞 同上
- 3) Ship speeds in irregular seas: Edward V. Lewis 1955 S.N.A.M.E.
- 4) Strength of ships moving in waves: Y. Akita, K. Ochi, 1955 S.N.A.M.E.
- 5) 船首底衝撃の機構について、渡邊惠弘、造船協會論文集 93 號その他
- 6) 船首船底波浪衝撃に關する模型實驗、吉議雅夫、造船協會論文集 95 號
- 7) 模型船による波浪中航走時の船體強度に關する研究 秋田、越智、造船協會論文集 95 號その他
- 8) Schiffbau (1936): Lehmann.

〔海技入門選書〕

商船大學教授 横 田 利 雄 著

航 海 法 規

A 5 上 裝 160 頁 ¥280 圓 (〒35)

目 次

- 第 1 章 總 說
- 第 2 章 燈火および形象物
- 第 3 章 音 響 信 號
- 第 4 章 航 法
- 第 5 章 特 別 規 則
- 第 6 章 海員の注意義務
- 第 7 章 遭 難 信 號
- 第 8 章 操 舵 號 令
- 附 錄 海上衝突豫防法、港則法抜萃、特定水域航行令

商船大學助教授 鞠 谷 宏 士 著

船舶の構造及び設備屬具

A 5 判 上 裝 160 頁 (折込 2 葉) 300 圓 (〒35)

目 次

- 第 1 章 船の各部名稱および主要寸法等
- 第 2 章 船體の構造
- 第 3 章 救命設備
- 第 4 章 消防設備
- 第 5 章 防排水設備
- 第 6 章 繫船設備
- 第 7 章 舵および操舵裝置
- 第 8 章 その他の設備
- 第 9 章 索具および帆布具

Slamming による損傷の解析 および対策

藤 田 勇 一
石川島重工業・造船設計部

1. 緒 言

昭和10年前後に Ocean Going の Diesel Ship が相次いで船首船底に損傷を起して問題となつた。その際わが國でも内燃機船調査委員会が組織され損傷船の調査が行われた。その結果立派な成果があげられ船級協会の規程も改良されて、それ以後はこのような損傷がみられなくなつたが、第2次大戦後 Ocean Going の溶接船が多く建造されるようになってから、主として北太平洋を航行する船 (Diesel, Turbine と) において同様な損傷が再び現われてきた。

昭和10年頃の損傷は固着鉄の弛緩、外板 Seam および Butt の Pitting, Bottom Plating の凹入, Floor Plate の Buckling, Centre Girder の變形, Tank Top Plate の突上げ等相當ひどい程度のものであつたが、最近の損傷は船首船底外板の凹入, Seam 鉄の弛緩の程度であつて現在の Rule が許容する最低限度の構造強度では、特に北太平洋航路の船に對しなお若干不足のように思われる。

勿論船長としてもバラスト航海時の船首吃水は出来るだけ深くとり、また No. 1 および2の二重底タンクは満載にしておく等の考慮を拂つている。また荒天時に速力を相當あげて航走する場合は損傷を受け易いことは勿論である。

このような損傷がかなり多く現れてきているということはやはり、そのような恐れのある船に對して構造的にも考慮を拂う必要があると考える。この Slamming についての理論および實驗は内外の研究者によつて發表されており、ここでは實船に對して解析を試み、その衝撃値および対策について考察してみる。

2. Slamming の大きさ

解析に當り Slamming の際の衝撃の大きさは渡邊教授の論文¹⁾により

$$\text{衝撃力 } P = \rho \dot{Z}^2 b l_e \tan \beta$$

\dot{Z} ……船底および水面の相對的 Speed
 $2 b l_e$ ……衝撃面積

$\tan \beta$ を \square で圍つた理由は $\beta \leq 85^\circ$ までは $\tan \beta$ の値であり、 $\beta > 85^\circ$ では $\tan 85^\circ$ の値を採ることを示す

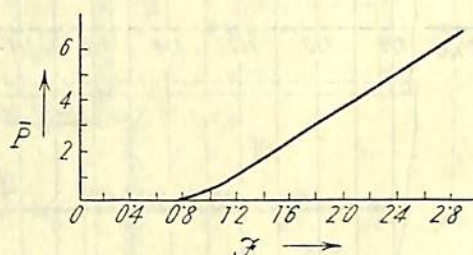
(1) 渡邊恵弘氏：“船首船底衝撃の機構について”
造船協會論文集 No. 93 (昭和28年)

ためである。 $\tan \beta$ の値は何度の β で最大を抑えるかは難しい問題であるが、渡邊教授は 85° 以上は一定としている。

ここで P を衝撃面積で割つた水壓 p と、吃水による静水壓 p_0 との比をとれば、静水壓の何倍の力が加わるか分る。

$$n = \frac{P}{p_0} = \bar{P} \tan \beta$$

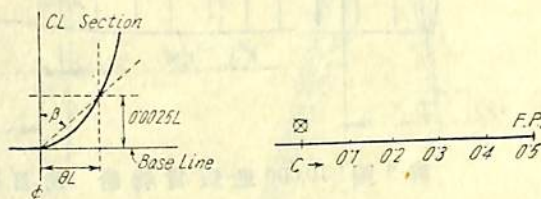
P と $F = \frac{V_k}{\sqrt{L}}$ との関係は第1圖の如く示されている。



第1圖 P と $F = \frac{V_k}{\sqrt{L}}$ との関係
($c=0.4$ の場合)

船體中央からの位置を第2圖のように c の値で示すと各位置の n の値は次式で示される。

$$n = \frac{\bar{P}_{c=0.4}}{0.16} \times c^2 \tan \beta$$

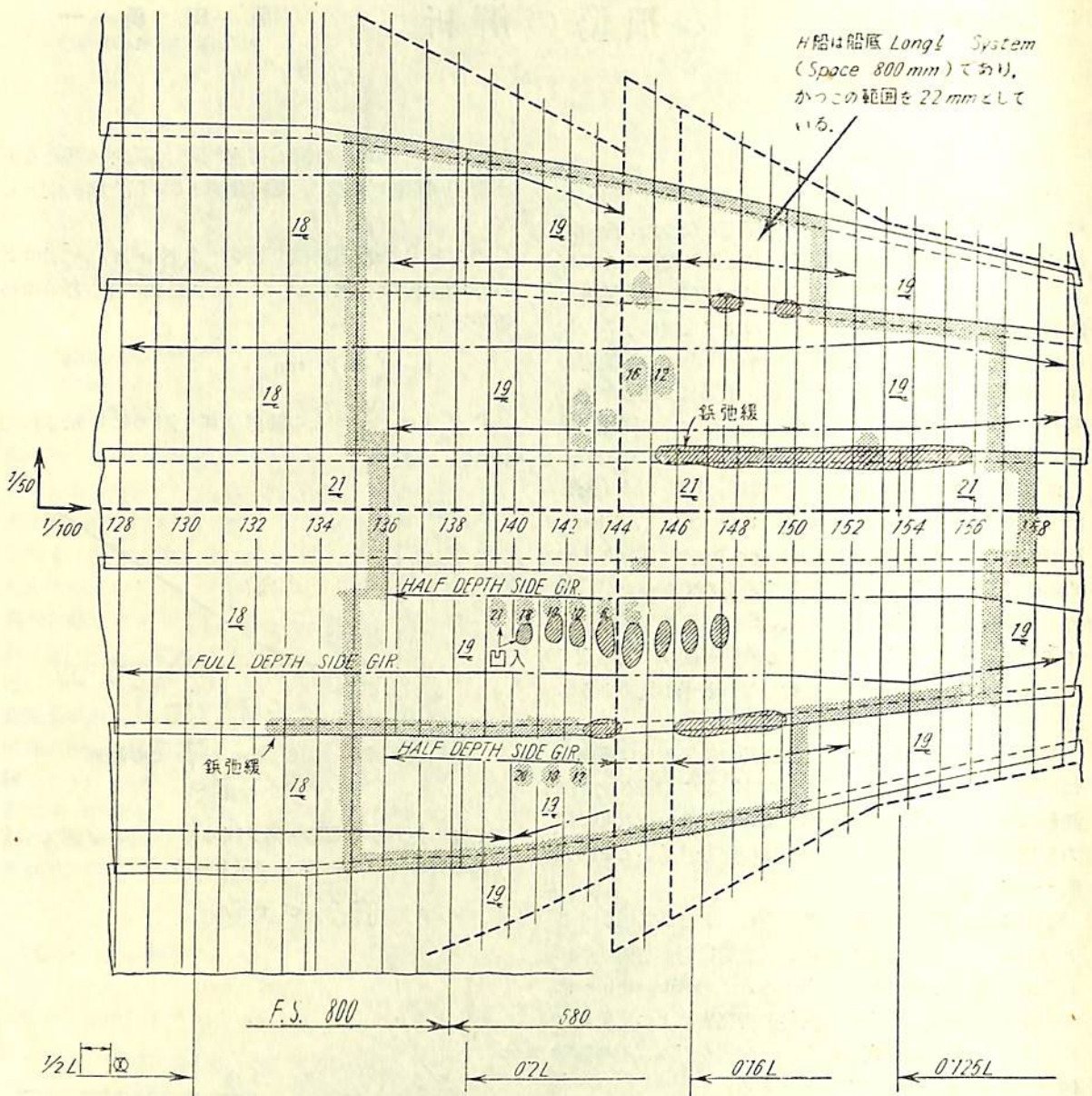


第 2 圖

3. Slamming により生じた損傷の解析

國內の入級船で Slamming により損傷を起した船は相當あるが、一例として 10,000 噸級貨物船の場合を第3圖に示す。

なお損傷船および非損傷船について水壓がどの位になつているか、また肋板と縦桁にて區切られた船底外板の Buckling Stress がどの位になつているかを検討してみる。



第3圖 10,000 噸級貨物船 船首船底損傷例 (註 網目はF丸, 斜線はD丸)

(1) 衝撃値の計算

10 隻餘の船を例にとつて

$$n = \frac{\bar{P}_{c=0.4}}{0.16} \times C^2 \tan \beta$$

の式を用いて計算を行う。

第 1 表

		$L_{pp} \times B \times D \times d$ m	V_k KT	V_s KT	$F = \frac{V_k}{\sqrt{L}}$	$\bar{P}_{c=0.4}$
A	丸	104 × 15.6 × 8.1 × 6.8	14.88	12.00	1.46	1.8
B	丸	112 × 16 × 8.9 × 7.2	14.73	12.00	1.39	1.6
C	丸	120 × 16.8 × 9.3 × 7.6	15.00	13.00	1.37	1.5

D丸	丸	134.8 × 18.3 × 10.15 × 8.05	17.91	15.00	1.54	2.0
E丸	丸	"	17.42	14.00	1.50	1.9
F丸	丸	"	18.06		1.55	2.0
G丸	丸	"	18.00	15.25	1.55	2.0
H丸	丸	"	16.75	14.00	1.44	1.8
I丸	丸	128.36 × 17.8 × 10.4 × 8.23	16.98		1.50	1.9
J丸	丸		17.54		1.55	2.0
K丸	丸	128.36 × 17.8 × 10.4 × 8.23	16.00	14.00	1.41	1.7
L丸	丸	130 × 18.3 × 9.882 × 8.232	14.00	13.25	1.23	1.1

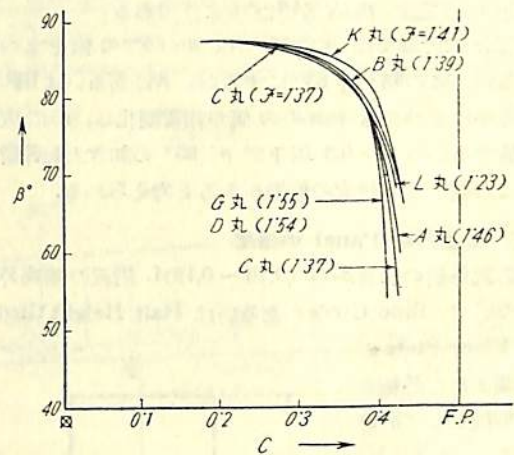
第 2 表

		C	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.425
A丸	β°		87.6	86.9	85.7	82.6	75.3	
	n		5.1	8.5	11.6	10.5	6.8	
B丸	β°		87.7	87.2	86.3	84.1	77.2	
	n		4.6	7.1	10.3	11.9	7.0	
C丸	β°		87.5	87.1	86.1	83.3	73.9	52.5
	n		4.3	6.7	9.6	9.7	5.2	2.2
D丸	β°		87.4	86.9	85.7	83.3	71.7	37.7
E丸	D	n	5.7	8.9	12.9	12.6	6.1	1.7
	F	n						
F丸	E	n	5.4	8.5	12.2	11.9	5.8	1.7
		n						
G丸	β°		87.4	85.8	85.7	83.1	70.6	34.3
H丸	G	n	5.7	8.9	12.9	12.5	5.7	1.5
	H	n	5.1	8.5	11.6	11.2	5.1	1.4

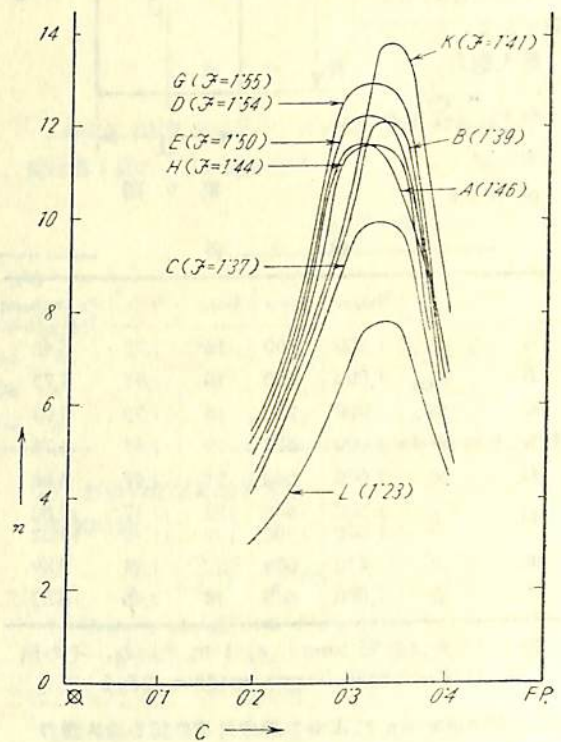
		C	0.215	0.3	0.34	0.412	0.44
I丸	β°		87.5	86.6	85.6	75.8	47.5
	n		6.3	12.2	15.6	8.0	2.4
J丸	I	n	6.6	12.8	16.4	8.4	2.6
	J	n					
K丸	K	n	5.6	10.9	13.9	7.1	2.2

		C	0.2	0.3	0.3	0.4	0.427
L丸	β°		87.4	85.9	83.7	76.2	52.9
	n		3.1	7.1	7.7	4.5	1.7

以上の結果を $C \sim \beta^\circ$, $C \sim n$ の関係で表わすと第4圖および第5圖となる。



第 4 圖



第 5 圖

この両圖をみてわかることは K 船は船型が他船に比し著しく Full であることが n の値を大きくしている。同船に次いで F の小さい B 船が F の大きい G 船、D 船、E 船の n の値に迫っているのもやはり船型の要素が大きく影響しているからである。L 船は船型も餘り Full でない上に F が非常に小さいので n は各船中もつとも小さな値を示している。

また n の Peak は F の大なる程船首から後方に移っている傾向がうかがえる。概して船首から (0.16~0.19)L 附近に n_{max} が生ずるようである。

なお本計算では β>85° では β=85° の値をとっているが、この限界を 85° にするか、86° あるいは 84° にするかによつても tan β の値が相當變化し、n に直接影響するから C=0.3 以下で β>85° の如き上記各船ではこの點になお研究の餘地があると考えられる。

(2) 船底外板 Panel の強度

前記各船の船首から (0.16~0.19)L 附近の船底外板について、Side Girder あるいは Half Height Girder と Floor Plate と

で圍まれた外板を矩形板として計算する。

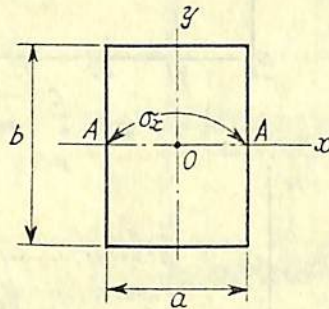
この場合四周固定である。

最大應力

$$\sigma_x = \frac{\alpha_2 p a^2}{4 t^2}$$

水壓

$$p = d f \rho g$$



第 6 圖

第 3 表

		b _m /m	a _m /m	t ₀ /m	b a	σ _x kg/mm ²
A	丸	1,200	700	16	1.72	6.42
B	丸	1,000	660	16	1.52	5.73
C	丸	900	730	18	1.23	5.03
D丸, E丸, F丸		1,000	680	19	1.47	4.73
G	丸	1,000	680	21	1.47	3.88
H	丸	{ 800 680	{ 680 400	{ 22 22	{ 1.17 1.70	{ 2.80 1.32
K	丸	850	685	20	1.24	3.89
L	丸	1,000	685	18	1.46	6.83

註: H 丸は船底 long^l system であり、その他はすべて船底 Trans. system である。

(3) Slamming によつて船底外板に起る最大應力

(2) で算出した σ_x の値に第 5 圖から求めた n_{max} を

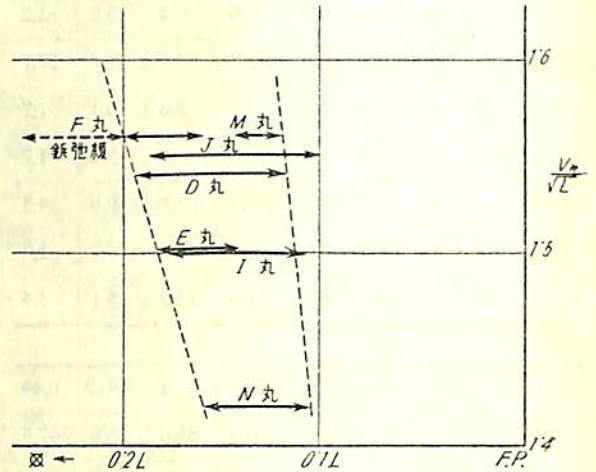
乗ずると船底外板に生ずる最大應力が出る。

第 4 表

		σ _x (kg/mm ²)	n _{max}	n _{max} σ _x (kg/mm ²)
A	丸	6.42	11.7	75
B	丸	5.73	12.1	69
C	丸	5.03	10.0	50
D丸, F丸		4.73	12.9	61
E	丸	4.73	12.3	58
G	丸	3.88	12.9	50
H	丸	{ 2.80 1.32	11.7	{ 32.8 15.5
K	丸	3.89	13.9	54
L	丸	6.83	7.9	54

實際に Slamming により損傷を受けた船につき $F = \frac{V_k}{\sqrt{L}}$ と損傷範圍との關係を第 7 圖に示す。

第 4 圖、第 5 圖および第 7 圖から損傷を起した範圍の船底外板の應力を算出してみると第 5 表のごとくである。



第 7 圖

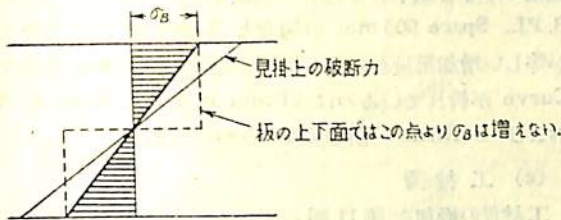
第 5 表

		損傷範圍の C の値	C に対する n の値 (Fig. 4 より)	n σ _x kg/mm ²	n _{max} σ _x kg/mm ²
D	丸	0.31 ~ 0.38	12.9 ~ 9.3	61 ~ 44	61
E	丸	0.315 ~ 0.365	12.2 ~ 10.1	58 ~ 48	58
F	丸	0.3 ~ 0.370	12.9 ~ 10.5	61 ~ 50	61
J	丸	0.315 ~ 0.395	14.7 ~ 10.2	57 ~ 39.5	64
I	丸	0.33 ~ 0.39	15.6 ~ 10.1	60.5 ~ 39	60.5

損傷の限界値は船首側の値が小さく出ているが、これは β の値を 0.0025 L の高さの所でとつてあるため β

が小さく出ているからである(第2圖参照)、實際の損傷は船體中心線寄りに出ており、この部分に對する β の値はもつと大きく採らなければならないであろう。

前述のごとく曲げ應力値はかなり大きな値を示しているが、實際には船底外板は塑性曲げの状態となつていたので、上記の應力は見掛けの應力と考えなければならない。



第 8 圖

4. Slamming による損傷対策

Slamming に對し船體形狀を有利となるよう考慮することはある程度は可能であるが、實際問題としては船體を固めることに主眼がおかれる。その方法としては現在までに生じた損傷のすべてが船底外板の凹入、外板の銚 Seam の弛緩程度で内部の肋板等には異常がないので、船底外板の Pannel を小さくするか、または板厚を増す方法を採用がよい。

四周固定の板の曲げ強度

第6圖において A 點で Skin Stress が最大になる。Aspect Ratio の相違により板の中央の撓、A 點のモーメントおよび應力は次のようになる。

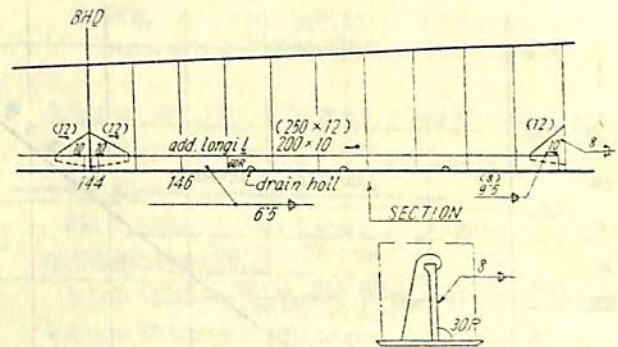
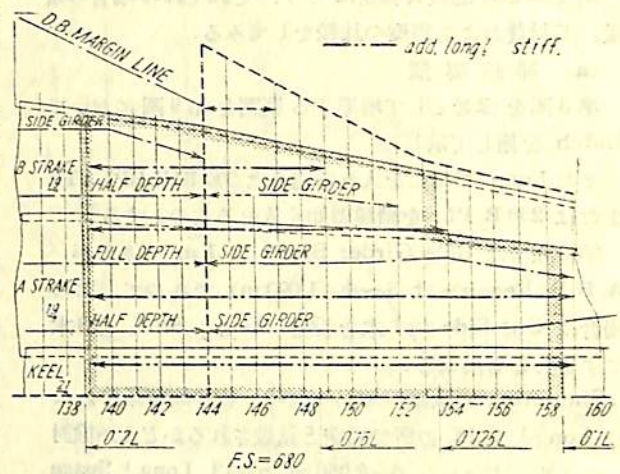
第 6 表

b/a	撓 (δ_a)	$M_x (A)$	Ratio	$\sigma_x (A)$
1	$0.0138 pa^4/Et^3$	$-0.0513 pa^2$	0.678	$-0.308 p(a/t)^2$
1.5	0.0240 "	$-0.0757 "$	0.910	$-0.454 "$
2	0.0277 "	$-0.0829 "$	0.995	$-0.498 "$
∞	0.0284 "	$-0.0833 "$	1.000	$-0.500 "$

實船においては Floor と Side Girder で圍まれた船底外板の Panel は b/a が 1.5 程度なる故應力および撓に關しては Side Girder がないと考へた場合すなわち b/a が無限大の場合に比べ大差ないものとなつてゐる。

したがつて板の應力は Aspect Ratio を 1.5 よりも小さくすることがよい。また一方板厚を増せば 2 乗で利いてくる。

(1) Long \perp Stiff. を入れる方法



第 9 圖

Long \perp Stiff. を入れて Aspect Ratio を減らすと強度は第7表のように増加する。

第 7 表

b/a	強度の比
∞	1
2	0.3% 増
1.5	10% "
1	62% "

(2) 外板の板厚を増す方法 強度の比

$$\frac{s'}{s} = \left(\frac{t'}{t}\right)^2 \frac{\Delta s}{s} \approx 2 \frac{\Delta t}{t}$$

$t=19 \text{ mm}$, $t'=22 \text{ mm}$ とすれば

$s'=1.3s$ となる。

(3) 上記 (1), (2) の比較

(1) および (2) を併せ検討し重量および費用の面からも有利な方法を選ばよ。

例を10,000 吨級貨物船にとり、それぞれの場合の重量、工材費および強度の比較をしてみる。

(a) 補強要領

第3圖を参考として増厚する範圍を第9圖において Hatch を施して示した。

また Long ⊥ Stiff. を入れる場合は 200 BULBPLATE または 250 B. PL. を鎖線の如く入れるものとする。

第9圖では Side Girder Space は 1 m であるが、A. B. S. Require は 3~6' (1.090 m) であつて、この場合は Out Side の 1 本を除き Long ⊥ Stiff. を 3 本にすることも出来る。

Slamming の水壓が加わつた時、板の固着條件をこの Long ⊥ Stiff. の所で固定と見做されるかどうか検討してみる。すなわち $d=8.050$ m, $n=13$, Long ⊥ Space

$=545$ mm とすると 200 B. PL. の 應力および撓みは $\sigma_{max}=11.1$ kg/mm² $\delta_{max}=0.056$ mm となりともに小さく、また水壓の加わり方もこの Long ⊥ Stiff. の左右で同様に加わつているため固定と考えられることが分る。

以下 250 B. PL. の場合も参考のために出して置く。

(b) 増加重量

Keel PL. 21 mm, A および B Strake 19 mm の規定の厚さを基準とし、増加重量を第10圖に示す。200 B. PL. Space 500 mm の場合と 3 mm 増厚の場合とが等しい増加重量を示す。増厚の場合の 21 mm の所で Curve が折れているのは 21 mm 以上では Keel も A および B Strake も同厚にするからである。

(c) 工材費

工材費の増加を第11圖に示す、これでわかるように 3.5 mm 増厚までは外板の厚さを増した方が費用が少く、200 B. PL. Space 500 mm の時に約 4 mm 増厚したときと同じ位の費用になる。

(d) 補強効果

$$\text{最大應力} = n \alpha_2 p a^2 / 4 t^2$$

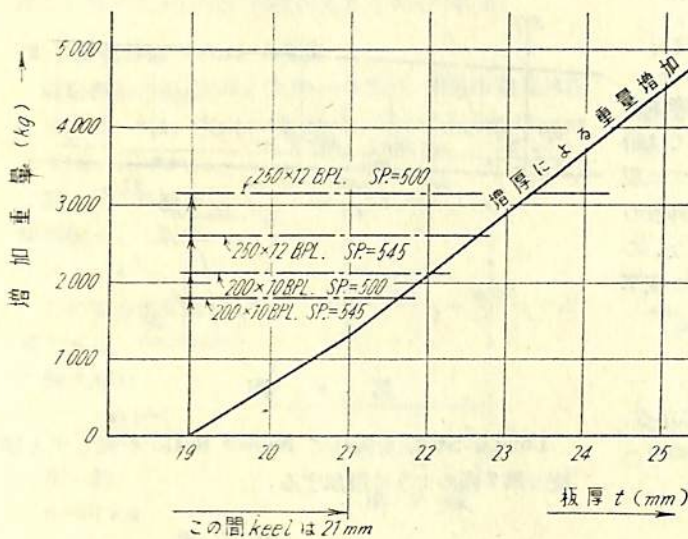
D 船の場合の $n=12.9$ $d=8.050$ m を例にとり、Lang ⊥ Stiff. を入れた場合について Frame Space を種々にした時の最大應力を第12圖に示す。これによると Long ⊥ Stiff. を Space 545 mm に入れたときと 6 mm 増厚の時とが同じ位の効果を有している。

(4) 総合的考察

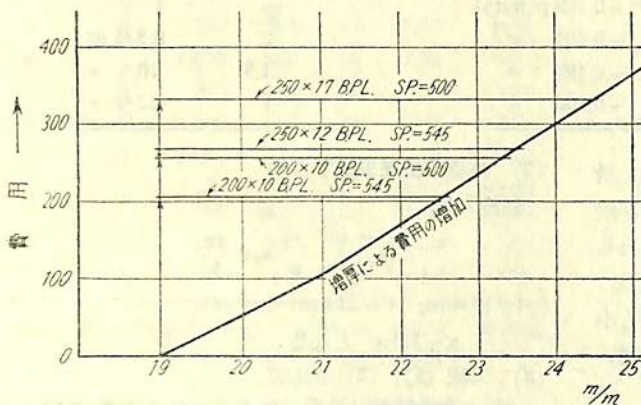
船底に損傷を起している船の船首から (0.1~0.2) L 附近の Frame Space は普通 680 mm 位であつて Frame Space を 610 mm 位にして補強する方法もあるが Floor, Frame および Beam が増加して得策でない。Frame Space 680 mm の場合補強方法の差と費用と補強効果の比較を第13圖に示す。

これによると Long ⊥ Stiff. を入れた場合の効果は非常に大きい、費用も相當多い。

先に調査した損傷例を参考とし 比較計算による見掛けの最大應力を 45 kg/mm² 以下に抑えるものとするれば、費用の増加は 3 mm 増厚, 200 B. PL. Space 545 mm, 4 mm 増厚, 200 B. PL. Space 500 mm の順序で高くなる。



第 10 圖



第 11 圖

スランミングに關する研究の推移 (抄譯)

Progress in Theoretical and Experimental Studies of Ship Slamming

by V. G. Szebehely

Prepared Paper for the Conference on Ships and Waves (1954)

緒 論

スランミングは船の運動の研究中でも特殊の問題である。波の荒い海面で、船の速力がある速さになると、船は、船首部船底を何か固体で打たれるような、激しい衝撃を受ける。この衝撃を受けた瞬間に、身震い (Shudder) 振動が船體に傳わり、船首部船底に損傷を受ける。第1圖は長さ 5 ft の Liberty 船の模型の、スランミング時の、船首の上下方向加速度を加速度計により測定した結果で、衝撃を受けた瞬間に加速度が急激に變化し、それに續いて二節上下振動が生じているのがはつきりあらわれている。もしこのようなスランミングが、續けて起ると、船首部船底の損傷は甚しくなり、船體修理を必要とするに至る。

上に述べたような事實から、スランミングに關する研究が必要になつてくる。より速い、より優秀な船を建造するには、設計者は海上にて船體にかかる荷重の性質をよく知らねばならない。船底に加わる荷重が判れば、少くとも原理的には損傷を受けないように設計出来るはずである。砕氷船の建造も、その船底にかかる荷重が判れば容易になるばかりでなく、船の上下方向の加速度と動

註:- 文中の番號は参考文献番號である。

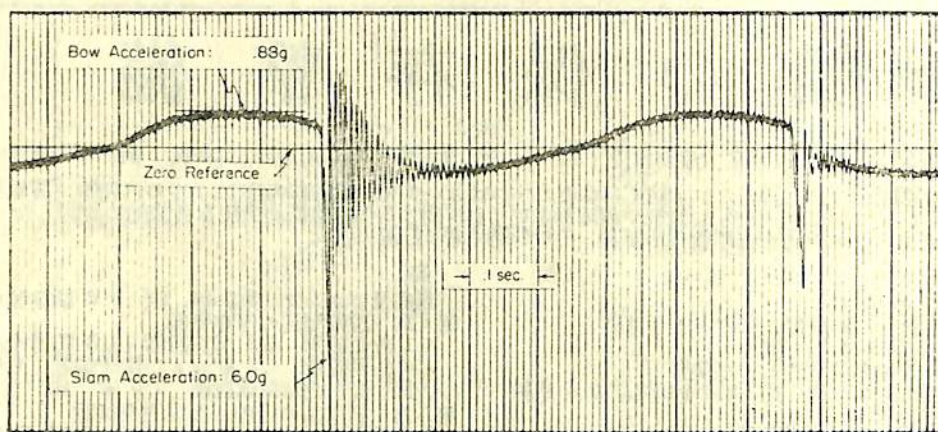
運が大きいことは、乗員にかなり影響をおよぼすので、船の操縦性を悪くするものであることは注意せねばならない (1)。

船の運動や、船にかかる荷重におよぼす船型の影響、特に船首部船底の形状の影響についての研究が基礎的に大切なことで、この研究の目的は波の荒い海面での船の運動の加速度を小さくすることであり、また構造力學的、流體力學的に適切な船舶を設計することである。

スランミング時に船底に作用する衝撃荷重は船の運動、すなわち船の波に對する相對位置と相對運動を知らなければ計算出来ない。それ故、船の運動の研究には、波に關する知識が必要である。

それにはまず第一に海洋の波を知ること、大洋の波に關することが判れば、それにより船の運動が判り、船の波に對する相對運動が判ると、船底にかかる荷重が計算出来、したがつて船底外板の設計が出来る。

Pierson と St. Denis (2) によつてなされた研究は流體力學と海洋學を、最もうまく結びつけたものであるが、まだ船の運動と波の運動の位相關係については明らかになされていない。しかしこれは將來必ず解決される。まず第一段階は、波は規則波であつて、船を彈性體でなく剛體であると假定して、船の運動を研究することであ



第 1 圖

る。しかしこのような非常に単純な場合についても、船の運動の研究には多くの誤りがあると思われる。

スランミングに関する文献の概観

今まで発表された文献をかえりみて、その中に論じられている実際のスランミングの問題について注意してみよう。

初期のスランミングの文献には、問題を単に構造上の見地から考えているだけである。従つて荷重や、スランミング発生の条件については殆んど述べられないで、船底の損傷、特にその位置について力が注がれている。1934の J. F. King の論文 (3) は種々の船速と船型の船を比較し、その結論としてスランミングの見地よりみれば、造船技術は1894年以來満足に進歩していないと述べている。すなわち収入源である貨物艙の容積は増大して来たが、light draftが減じ、船の幅と主機の單位重量當りの馬力が増したために、凌波性と乗心地は進歩するよりむしろ退歩したことを指摘している。そしてまた、數隻の船の、FP から 0.1 L 後方で横断面の形状を比較し、full な船首、特に U shape の横断面で吃水が浅い程、甚しい損傷を受けることを述べている。また1935年の K. E. Hansen の論文 (4) はスランミングによる損傷の船の長さ方向の位置と船速との関係をあたえている。

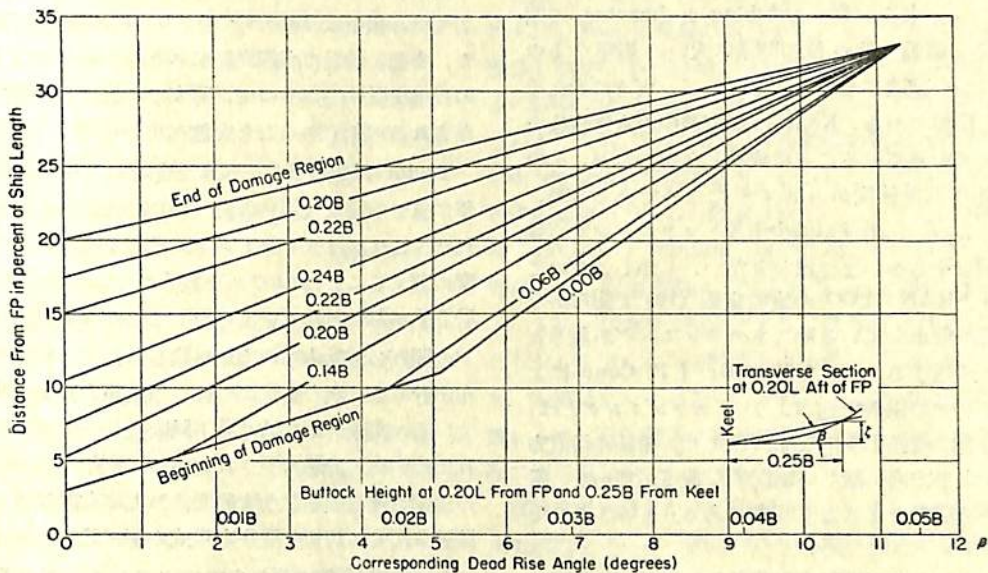
Hansen の論文に述べられている楔形模型の落下実験と、楔角度の衝撃力におよぼす影響の研究は注目し値する。この実験結果は、今日の實驗技術からみると、納得

の行かないところがあるが、彼がスランミングの衝撃の流體力學的性質を研究したことから、彼がスランミングという現象を完全に理解していたことが判る。

1936年の G. Lehmann の論文 (5) は船底の損傷の位置について述べているが、これは最も重要なものの一つである。第2圖はこの論文の中の圖表であるが、船底損傷の位置が F. P. から 0.2 L 後方、Keel から 0.25B の點のバトックラインの高さの函數として示されている。この圖表は、German Lloyd の統計資料により作られたものである。この圖表をみると、著るしく単純で、殊に船の速度と天候の状態が船底損傷を左右するパラメーターとなつていないのである。

1946年の J. L. Taylor の論文 (6) は價值があるが、不幸にも造船界に充分知られていない。この論文には、主としてスランミングの弾性學的性質およびスランミングの船體構造におよぼす影響について論じられている。この論文によれば、スランミングの影響は船首部船底の慣性にさほど左右されない、また局部的な影響をみれば、もし船底が剛くかつ扁平であるとして、衝撃壓力を水の壓縮性を考慮して決めるならば、水壓力が過大になるであろうと指摘している。彼は附加質量の考えを導入することを示唆し、現在用いられている衝撃荷重の計算法を最初に述べた人である。彼の論文の考え方とそれに附隨する弾性問題の解き方は非常に役立つ。

船體構造の面からでなく流體力學の見地からスランミングを取扱つた論文、すなわち、荷重の計算法とスラン



第 2 圖

ミングを起す条件を求めようとした最初の論文は1949年の J. L. Kent の論文 (7) である。この論文は、今日では否定される傾向にあるけれども、スランミングと船體運動について注意を喚起した点で重要である。「多くの貨船と模型によるスランミングの研究が必要であり、必要であるかぎり私はそれを行うであろう。」と Kent はいつている。彼は流体力學的に解くことが困難と思われるスランミング現象を、船體の周囲の流線の急激な變化ということで説明している。「船がある速さで走ることにより生ずる船體周囲の水壓の急激な變化」が、彼の理論の基礎になっているので、Kent の理論は、船が前進速度をもたなければ、成り立たない。Kent は衝撃壓力を 3.2 psi と結論しているが、これでは彼の理論によつて船底損傷を説明することは出来ない。また Kent は heaving がスランミングに關係して、pitching は無關係であると確信しており、この考え方に基いて貨船実験も行つている。しかし、彼の data を注意してみると、大きな pitching が heaving と同じ程度にスランミングに對して意味をもつてゐることが判る。この Kent の論文が發表されてから後の実験や理論によつて、pitching と heaving が互いに關係し合つて、ともにスランミングに重要な意味をもつことが判つた。大なる heaving は吃水が減少したのと同程度の影響がある。すなわち、heaving が大きい時には、少しの pitching でも船首船底の露出が起る。pitching と heaving を連成するものと考えず、兩者を區別して考えると、pitching の方が heaving よりスランミング加速度を増大させる、ということが出来る (8)。pitching と heaving の連成運動は船の運動と波の位相關係に大いに影響するので、この二つを關連させて考えることが、別々に考えることよりも重要である。Kent は規則波中の水槽実験でスランミングを起させることに成功しなかつたが、その原因は模型の前進速度が小さすぎたためである (9)。彼の理論によると、船速が減少するとスランミングの程度が常に減少するか、または起きない。しかし、このことは SAN FRANCISCO の貨船実験 (10) で明らかのように、船が停止している時でもスランミングが起るといふ事實と矛盾する。ここで特に Dr. J. F. Conn によるスランミングの定義を述べよう。「スランミングとは、波の荒い場合に流体力學的な原因により、船體に鉛直方向かまたは水平方向に激しい瞬間的な荷重が加わり、常に著しい船體振動をとまなう現象である」というものである。

今日のスランミングの研究の背景をなす G. P. Weinblum の論は重要であらう。彼はスランミングと水上機

の着水現象との類似点を指摘し、船と波の鉛直方向の相對速度が重要であることを強調している。現在のわれわれのスランミングの知識からみて、1949年に彼が唱へたことは、すべて正しいことであるということが出来る。

W. F. Taylor と F. L. West による Newport News Shipbldg. & Drydock Co. の報告 (11) (1952年) に、スランミング時の荷重の計算が試みられている。この計算には、船底の弾性と水の壓縮性が假定されている。計算式は鋼と水、木と水の衝突による衝撃壓力を與えている。この式は非常に大きい衝撃壓力を與え、Von Kármán (12) と J. L. Taylor (6) によつてすでに得られたる、有名な "acoustic pressure" 方程式で與えられる値程に小さくならないようである。

この Newport Shipbldg. & Drydock Co. の実験の、衝撃壓力の時間的變化に對する記録は大きな價值がある。スランミングの模型実験で、表面張力は重要な役割をもつ。船首船底露出はスランミング發生の必要條件であると考えられていて、模型実験の結果は表面張力の影響のために完全に船首船底が露出すると考えられるときの値より小さいと述べている。この実験には、自航と曳航が併用されたが、スランミングを起させるためには3倍の縮尺馬力が必要であつた。またこの報告の中で、スランミングによる損傷について論じられているが、その結論として、損傷はただ1回のスランミングによつて生ずるものでなく、スランミングが繰返されることにより生ずるものであることが述べられている。またこの報告では、損傷は Liberty 船より Victory 型に多いこと、また、最近の高速商船がスランミングによりかなりの損傷を受けているので、將來の研究は高速船についてなされるべきであることを述べている。

Taylor 試験水槽でなされた実験および理論が、195²年に三つの論文 (13) (14) (15) にまとめられて發表された。これにはスランミングに重要な役割を果す水の衝撃に關すること、および落下実験について述べられ、その計算式が載せられている。そしてこの論文はスランミングの問題が流体力學の方から論じられて、船底の壓力分布が計算され水の衝撃についての微分方程式が與えられている。文献 (15) には落下試験について述べられ、それについての計算もなされている。文献 (14) には、この理論を拋物線状をなす船底、および有限長さのものに擴張されて、適切な微分方程式の解が論じられている。この三つの論文はそれまでのスランミングの研究の中で、水の衝撃を流体力學的に考えた最初のものである。

う。しかし、実際の海洋において起るスランミングの問題は論じられていない。

1954年に M. A. Todd の論文 (16) が発表されたがそれには上述の三つの論文 (13) (14) (15) に述べられた研究結果を用いて、縦揺によるスランミングについて論じられている。すなわち、静水面で模型を船體中央より約 $L/4$ 後方の一點を巨轉軸として pitching 出来るようにし、船首を持ち上げて急に放ち、船首の加速度減衰を測定し、その實驗結果と理論計算とがよく一致したことが述べられている。しかし、まだこの論文も実際の海洋で起るスランミングについては論じていない。この論文の意義は附加質量を計算してスランミングによる外力を出していること、スランミングの特別な場合について船底の壓力分布を計算していることにある。前に述べた落下實驗とこの Todd の論文に述べられている pitching の實驗によつて、計算の基本原理由修正され研究は第二段階に入った。すなわち、それは実際の海洋におけるスランミング時の船首の加速度と船底壓力の分布の計算に、理論を適用することである。1954年の Taylor 試験水槽の論文は、船の運動の研究と水の衝撃の計算、この二つの基本的な問題を関連させて論じている。

文献 (8) に船の運動と水の衝撃の問題を結びつけて解く方法が述べられているが、この方法は大ききばな假定があつて完全とはいへないが、現在のところ実際の海洋で起るスランミングの計算に役立つただ一つの方法である。

1951年に Vedeler (17) は、船の pitching を表わす二階の微分方程式がスランミングの瞬間に damping が突然増すために一階の微分方程式に變るとする理論を発表した。Vedeler はまた1951年から1953年の間に、damping の増加の影響を考える代りに、慣性能率を時間で微分した値が急に増加するという事に主眼を置くことを唱えた (18)。この新しい理論は文献 (19) に述べられているものと根本的には同じであるが幾分前の理論を擴張したものである。

Vedeler の考えと Taylor 試験水槽で研究されたものとはよく一致しているが、Telfer, Meyer と Szebehely およびその共同研究者の間には、スランミングの定義とスランミングの強さについて、明らかな相異がある。文献 (19) によると、スランミングの強さは無次元數、すなわち單位加速度 g の倍數で表わされる加速度の變化で示される。したがつて、スランミングは加速度の急激な變化として定義され、その加速度は船首に設けられた加速度計で測定される。一方 Telfer と Meyer に

よれば、スランミングはその時に生ずる波の飛沫に關係づけて定義されているのである (20)。この兩者の相違は現在まだ解決されていないが、加速度を記録してスランミングの強さを決める方が、波の飛沫を觀察するよりも、よりよい方法であらうとしかいへない。

現在におけるスランミングの研究狀況

現在のスランミングの研究は次の二つに向けられている。

- (1) スランミング發生の條件を解析すること。
- (2) スランミング時に働く力、加速度、および船底の衝擊壓力に關する研究。

この二つの問題は、現在理論的方法や實驗的方法によつて研究されている。

文献 (19) にはこの二つの問題について一般的なことが述べられている。文献 (8) は (1) について詳しく論じ、文献 (16) は (2) についての計算を述べている。文献 (9) は最近行われた實驗結果を報告している。

スランミング發生の條件に關する研究は船の運動の研究にまつところが多い。文献 (8) にはスランミング發生の條件として船首部船底の露出、船首の運動と波の位相關係、船首と波の鉛直方向の相對速度の三つが解析されている。

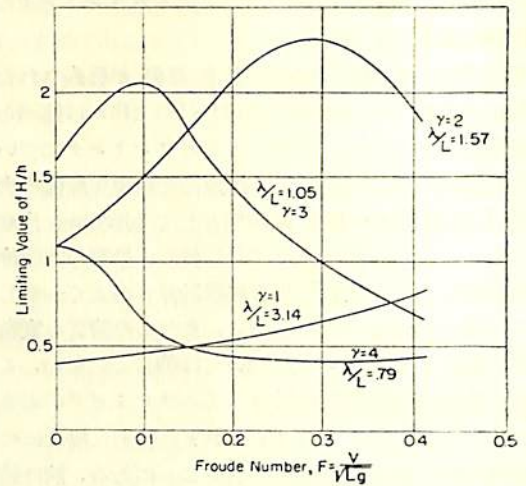
これらの研究には、流體力學的な衝撃の考えが入つていないことを注意しなければならない。また、上述の研究の最終の目的は海洋で起ると思われるスランミングの頻度を知ることである。

文献 (8) では、船が規則波に向つて進むと假定し、F. P. と keel の交點の運動を考える。すなわち船の運動はその點の pitching, heaving として表わされている。pitching と heaving の連成はないものと假定されている。文献 (21) には、普通船型の船の pitching と heaving を表わす式があり、しかもこの二つの運動を表わす式は同一であると假定されている。また、pitching と heaving の damping, 自由周期ともに同じであると假定され、自由周期は $T_n = 2\sqrt{L/g}$ で表わされている。これらの簡単な假定をすると第3圖 ((19) より採つたもの) に示すような興味ある結果が得られる。すなわち、本圖はフルード數 V/\sqrt{Lg} と波長/船の長さを函數として、船首船底の露出を判定するその船の吃水/波高の限界値を示すものである。

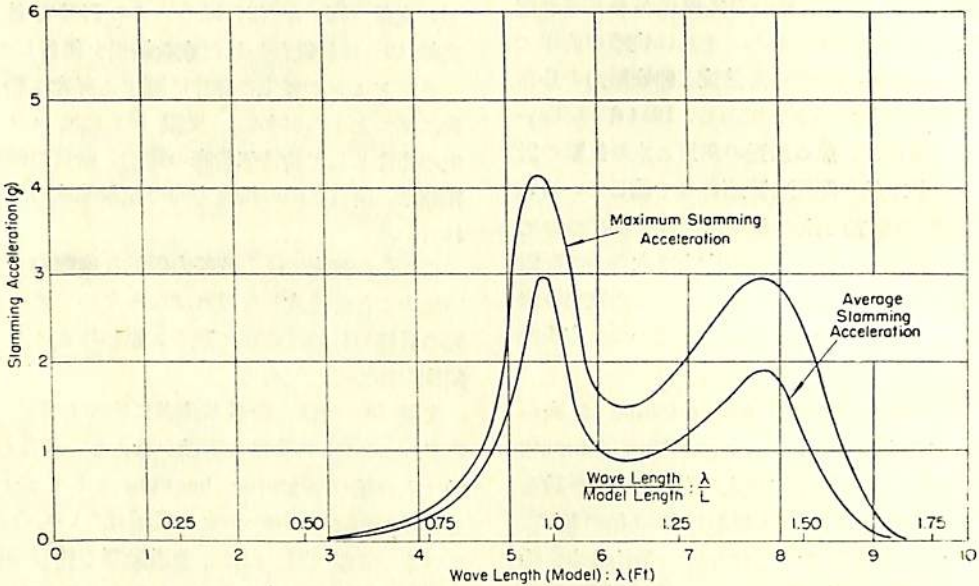
實驗は規則波または不規則波中をいろいろの速度、吃水で模型を走らせ、船首部の加速度を測定する實驗である。規則波中の實驗はある吃水で模型を走らせ、その時の船速、波長 (λ)、波高 (h) の三つの因子が測定され

る。この実験から第4圖のような圖表を得ている(9)。この圖表は模型の曳航力を一定にして、各波長における船首の最大および平均加速度を表わしている。

次に、スランミング時に船底に働く衝撃壓力を知ると實際の船の設計に非常に役立つ。衝撃壓力の研究は、スランミング發生條件の研究に比較すると、ずっと複雑でかつ困難である。このことは衝撃壓力の理論的研究、實驗的研究、實船實驗のどれにもいえることである。理論的研究には二つの困難がある。第一は、壓力はスランミングの瞬間の船の波に對する、相對速度、相對加速度、相對位置に非常に鋭敏に左右されるので、正確な船の運動が必要なことであり、第二は、これまでに述べたようなこととは異なる流體力學的な衝撃問題が極めて重要になつてくることである。現在ではこの衝撃の理論の應用は、船のスランミングの場合よりも水上機的设计におい



第 3 圖



第 4 圖

てはるかに進歩している。

Taylor 試験水槽が最近發表した研究報告(22)はかなり完全な研究で、これは(1)實船實驗、(2)流體力學的衝撃、甲板への水の打込み(3)凌波性(4)模型實驗(5)船の運動(6)大洋波(7)水上飛行機、滑走艇(8)スランミング(9)船體構造、の九つに分けて述べている。

水の衝撃の理論と船の運動の研究が進歩したので、スランミング時の船底壓力の分布を計算し、その理論計算の結果と模型および實船實驗結果の比較が試みられた(8)。設計に役立つために、各瞬間における船底各部の

壓力が計算されるべきである。船底のある部分では、ある瞬間に壓力が 1300 psi もの高い値になることがあるが(19)、勿論それはきわめてまれである。船底壓力の分布の時間的變化を完全に知ることは重要であるが、現在までのところその計算はなされていない。

模型實驗もまた極めて困難である。小さなダイヤフラム式の壓力計を船首部に多数設け、急激に變化する壓力を記録しなければならない。更に表面張力の問題も困難の一つである。模型の船底や船側への水の粘着は衝撃壓力に影響する。そのおよぼす影響と、それを除去する方法はまだ研究されていない。文献(9)に述べられてい

る実験では、Liberty 船の模型の船首部船底の三ヶ所の壓力の記録が約2000回得られ、現在解析を待っている。定性的な模型実験は、1948年 Kent が前述の論文(7)に報告している。Kent は規則波中でスランピングを起させることが出来なかつた。最近、Taylor 試験水槽で、二成分を組合せた波浪中の実験が行われた。実験結果は解析が終り次第發表されるだろう。この実験の不利な點は定性的な結果しか得られないことである。

ここで、最も新しいそして重要な秋田・越智の論文(23)(1954年)について述べねばならない。この研究では、20 ft の模型($C_b = 0.53$)の船底5ヶ所で衝撃壓力を記録するのに成功している。壓力計がすべて keel 上に設けられているのは残念なことである。というのは keel 上に最大の壓力が生ずることを示唆した理論も実験もないのである。しかしながら、この日本の論文がスランピング壓力を実験的に求めた現存する唯一の資料であることは強調されねばならない。

いろいろな目的でいろいろな實船実験が行われたが、スランピングの記録は、最初 SS Westboro の実験で得られた。それは外板の歪の記録にあらわれている。(これは1919年發表(24))この実験はかなり初步的な測定装置で技術上の意味より、歴史的に價値がある。Kent は1927年に OROYA と OROPESA の實船実験でスランピングが観測されたことを報告している。この実験では実際にはスランピングについて測定されなかつたが、(1)スランピングは“balked”pitching に關係はなかつたこと。(2)一般に pitching とスランピングの間に見出される關係は全然なかつたこと。このような興味ある結論を出している。

1935年に発表された、SAN FRANCISCO の實船実験に關する Horn の論文(31)は、少しではあるが、スランピング加速度とスランピングに續く振動を記録している。測定装置はスランピングの研究のためには設計されていないので、この論文は船の運動の研究という見地からは最も有益ではあるが、スランピングに關する知識は殆んど得られない。1936年37年38年の Schnadel の論文(25)(26)(27)は、すべて SAN FRANCISCO の實船実験に關するもので、同様のことがこれらの論文についてもいえるのである。

かなり重要な實船実験の報告が1951年に Jasper によつてなされている(28)。高速のモーターボートのスランピング加速度と壓力が測定されているが、不幸にも、その詳細なデータは確實性の理由から発表されていない。しかし、測定装置について述べてあることは有益である。米國の Coast Guard Cutter で行つた実験

に關する Jasper の1953年の論文はもつと有益なものである。これは構造設計に有用な知識を得るといふ見地からみて、最近の實船実験技術の發達に重要な意味をもつものの一つであらう。

Ocean Vulcan 実験(29)はそれまでに行われたどの実験より廣範圍なものであるが、この実験に用いられている実験装置はスランピングの研究のために設計されたものではない。このことは17ヶ月にわたる実験の間に數千回のスランピングが起つたといわれているので残念なことである。この実験で得られた少數のスランピングの記録が1919年の實船実験で得られた資料と似ていることは注意すべきである。また、スランピングの起つた時でも船首部船底露出が起つていないことがいくつか發見出来るがこれは有益なことである。このことは最近發達した理論(19)に完全に適合する。またこの記録から、スランピングが“balked”pitching を生じなかつたということも明らかである。Ocean Vulcan 実験の場合、F. P. より0.15 L の位置に設けられた壓力計が繰返して非常に過大な歪を受けある場合は破壊してしまつた。

最近日本で行われた日聖丸の實船実験が1954年發表された(30)。重要な船體の歪と運動がこの実験で記録されたが、不幸にもスランピング時の加速度と衝撃壓力はいずれも測定されなかつた。スランピングに興味をもつ人はスランピング時に生じた壯觀な波のしぶきの寫真で満足せねばならない。

参 考 文 献

- 1) Gawn, R. W. L., "Remarks on Szebehely's Paper on Slamming", Seventh International Conference on Ship Hydrodynamics, 1954.
- 2) St. Denis, M., and Pierson, W. J., Jr., "On the Motions of Ships in Confused Seas", Trans. SNAME, 19:3.
- 3) King, J. F., "Heavy-Weather Damage", Transactions, North-East Coast Institute of Engineers and Shipbuilders, Vol. LI, page 151, 1934-35.
- 4) Hansen, K. E., "Pounding of Ship and Strengthening of Bottoms Forward", Shipbuilding and Shipping Record, Vol. 45, p. 656, 1935.
- 5) Lehmann, G., "Bodenschaden im Vorschiff und die neuen Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften". Schiffbau, Vol. 37, p. 129, 1936.
- 6) Taylor, J. L., "Dynamic Longitudinal St-

- length of Ships", *Trans. Inst. Naval Arch.*, Vol. 88, p. 323, 1946.
- 7) Kent, J. L., "The causes and Prevention of Slamming on Ships in a Seaway", *Trans. North-East Coast Inst.*, Vol. 65, p. 451, 1949.
 - 8) Szebehely, V. G., and Todd, M. A., "Ship Slamming in Head Seas", David Taylor Model Basin Report 913, 1954.
 - 9) Szebehely, V. G., and S. M. Y. Lum, "Model Experiments of Slamming of a Liberty Ship in Head Seas", David Taylor Model Basin Report 914, 1954.
 - 10) Weinblum, G. P., "Remarks on Kent's paper on Slamming", *Trans. North-East Coast Inst.*, Vol. 65, p. 451, 1949.
 - 11) Taylor, W. F., and West, G. L., "A Brief Investigation of Impact Forces on Ships", Newport News Shipbuilding and Drydock Co., Report 48, 1952.
 - 12) Von Kármán, T., "The Impact of Seaplane Floats During Landing", NACA TN 321, 1929.
 - 13) Szebehely, V. G., "Hydrodynamics of Slamming of Ships", David Taylor Model Basin Report 823, 1952.
 - 14) Szebehely, V. G., "Hydrodynamic Approach to the Slamming of Ships", *Proc. 2nd Midwestern Conference on Fluid Mechanics*, page 89, 1952.
 - 15) Szebehely, V. G., and Brooks, S. M., "Preliminary Experimental Investigation of Slamming", David Taylor Model Basin Report 712, 1952.
 - 16) Todd, M. A., "Slamming Due to Pure Pitching Motion", David Taylor Model Basin Report 833, 1954.
 - 17) Vedeler, G., "Seagoing Qualities of Ships", Sixth International Conference of Ship Tank Superintendents, 1951.
 - 18) Vedeler, G., "Remarks on Szebehely's Paper on Slamming", Seventh International Conference on Ship Hydrodynamics, 1954.
 - 19) Szebehely, V. G., Todd, M. A., and Lum, S. M. Y., "On Slamming", Seventh International Conference on Ship Hydrodynamics, 1954. Also *European Shipbuilding*, Vol. 3, No. 4, page 80, 1954.
 - 20) Telfer, E. V., "Remarks on Szebehely's Paper on Slamming", Seventh International Conference on Ship Hydrodynamics, 1954.
 - 21) Weinblum, G. P., and St. Denis, M., "On the Motions of Ships at Sea", *Trans. SNAME*, 1950.
 - 22) Szebehely, V. G., "Bibliography of Slamming", David Taylor Model Basin, 1954.
 - 23) Akita, Y. and Ochi, K., "Investigations on the Strength of Ships Going in Waves by Model Experiments", Transportation Technical Research Institute, Tokyo, Japan, Rept. No. 13, 1954.
 - 24) *Engineering News Record*, "New Data on Ship Stresses", Vol. 83, No. 12, page 550, 1919.
 - 25) Schnadel, G., "Die Beanspruchung des Schiffes im Seegang, Dehnungs- und Durchbiegungsmessungen an Bord des M. S. San Francisco der Hamburg-Amerika Linie", *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Vol. 37, pp 129-152, 1936.
 - 26) Schnadel, G., "Ship Stresses in Rough Water in the Light of Investigations made upon the Motorship San Francisco", *N. E. Coast Inst. of Eng.*, *Trans.* Vol. 54, pp 120-136, 1937-38.
 - 27) Schnadel, G., "Ocean Waves, Freeboard, and Strength of Ships", *Trans. Inst. Nav. Arch.*, Vol. 80, p. 387, 1938.
 - 28) Jasper, N. H., "Measurement of Hydrodynamic Loads on a High-Speed Motor Boat Caused by Wave Impact During Rough-Water Trials", *Proc. Society Experimental Stress Analysis*, Vol. 8, p. 83, 1951.
 - 29) Admiralty Ship Welding Committee "S. S. Ocean Vulcan Sea Trials", Report No. RT, 8, 9, 10 and 11, 1952-53.
 - 30) Experiment Tank Committee of Japan, "An Investigation into the Sea-going Qualities of the Single-Screw Cargo Ship "Nissei Maru" by Actual and Model Experiments", Transportation Technical Research Institute, Tokyo, Japan, 1954.
 - 31) Horn, F., "Hochseemessfahrt. Schwingungs- und Beschleunigungsmessungen" *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Vol. 37, pp 153-213, 1936, Translated as *Experimental Model Basin*, Tr. 26, 1936.

消防艇“明光丸”について

日立造船株式会社
船舶設計部

1. 緒言

本艇は大阪市消防局發注になる消防艇にして、その目的は大坂港および大坂灣沿海における船舶の火災および海岸線附近の諸施設の火災に對する消防活動をなし、併せて港内および沿海における難波船の排水救助曳航等の作業に従事するために建造せられたものである。本艇は單螺旋にして、消防作業、救難作業等に使用する特殊船なるにより堅牢なる構造とし、浚波耐航性に富み、かつ放水反動力並びに放水塔に對する強風、波浪等による艇の傾斜に對して、充分なる復原力を有するとともに、動搖に對しても緩慢ならしめる適當なる構造としている。

2. 建造所および年月日

建造所	日立造船向島工場
起工	昭和30年11月11日
進水	“ 31年4月25日
竣工	“ 31年6月30日

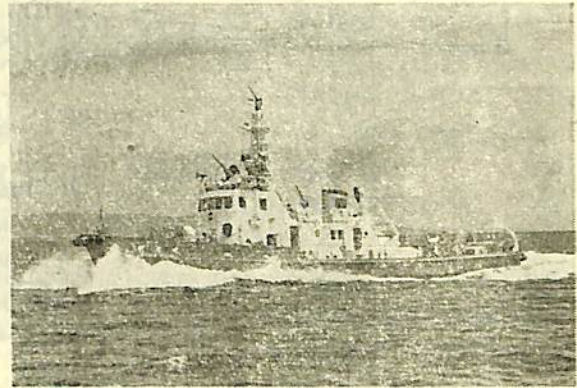
3. 船體部主要々目

長(全長)	29.198 米
“ (垂線間)	25.00 “
幅(型)	5.80 “
深(“)	2.80 “
計畫滿載吃水	1.90 “
同上排水量(裸殼)	141 噸
“ 方形肥厝係數	0.48
舷弧 (F.P にて)	0.70 米
(A.P にて)	0.35 “
梁矢幅=5.8に對して	0.05 “
總噸數	97.30 噸
純噸數	31.24 “
資格	第三級船
航行區域	沿海(主として大坂港および大坂灣内)
航海速力	12 節
試運轉最大	13.053 節
航續距離	約500 哩
清水槽	4.05 噸
第一燃料油槽(主機用 A 重油)	3.22 “
第二 “ (主ポンプ用輕油)	4.66 “
船首水槽(海水)	0.60 “
乗員 船舶職員	12 名

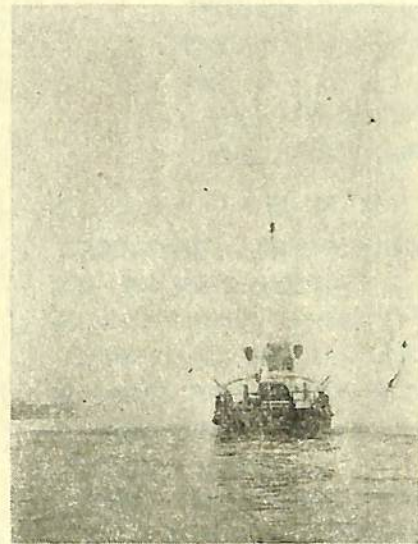
消防夫 13 名

合計 25 名

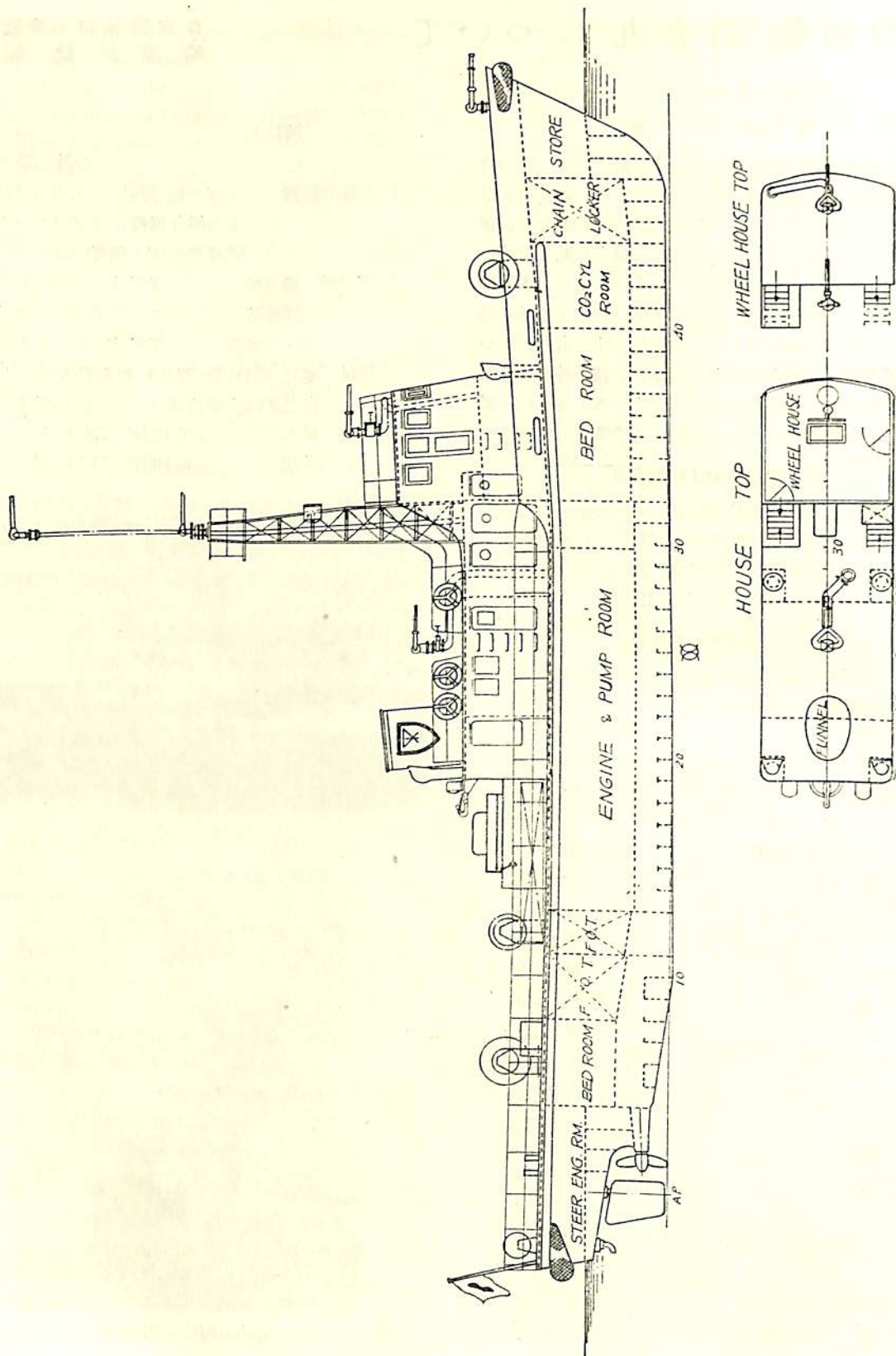
可流旋回装置	ノズル徑 2½"	主ポンプ吐出管より導き操作、ラフソンスライド式操舵装置と聯動
甲板機械	揚油機	手動式 1
	操舵機	ラフソンスライド式 1
	“ 装置	手動式 1
主機械	池貝 6MS D 27.5A 堅單動4サイクル	自己逆轉式過給機付ディーゼル機關 1基
出力	最大	750 BHP 750 R/M,
	常用	640 BHP × 712 R/M

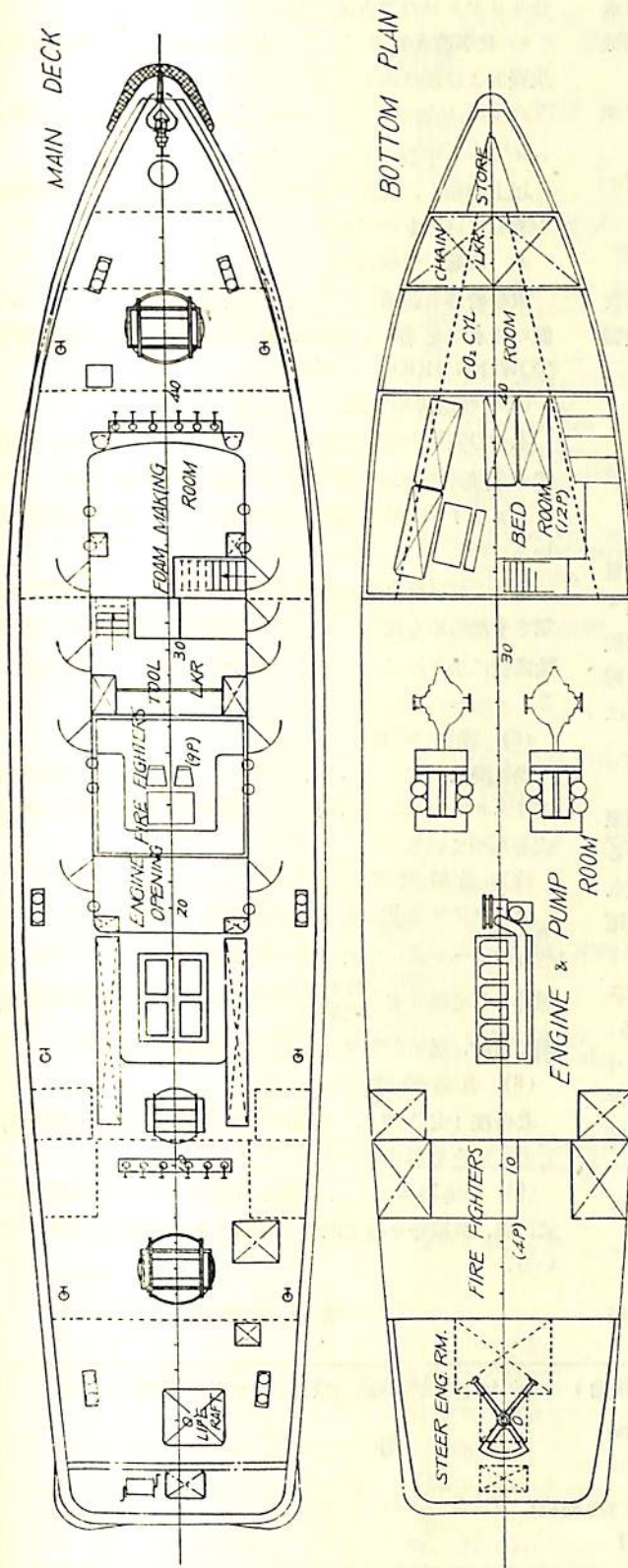


航走中の明光丸



消防演習中の明光丸





“明光丸”一般配置圖

- 推進器 エアロfoil型3翼1體式マ
ンガン黄銅，直徑 1200MM×
ピッチ 785.6 MM
- 主發電機 11BHP×1000R/M 豎單動4サ
イクルディーゼル原動機付 D.C
115V×5KW. 1基
- 補助發電機 6BHP×700R/M 豎單動4サ
イクルディーゼル原動機付
D.C 115V×3 KW. 1基
- 消防設備 (1) 放水塔 1基
(2) “銃” 3基
(3) 取換式放水銃 6基
(4) 吐水口 20個
(5) 化學消火裝置 CO₂瓶 10個
泡沫發生裝置 1式
(6) ホースリール 2½'布ホース
2,000 呎卷×2個
2'高壓ホー×1,000呎卷×1個
(7) 投光設備 1KW×2, 200W
×3, 250W (移動用)×2
- 救難設備 (1) 救難用吸水口 4個
(2) TOWING HOOK 1個
- 消防，救難用ポンプ
(1) 主ポンプ GM ディーゼル原動機直
結驅動横一段兩口吸込渦卷式
3000 G.P.M.×1,500 PSIG 2基
(3,500××1,200×)
(2) 主ポンプ用原動機 GM Series-71
TWIN-Six 70 Injector 付豎單
動2 サイクルデ ーゼル機關
2臺
出力 最大 430SHP×2,100R.P.M.
常用 370SHP×1,800R.P.M.

4. 一般配置

別圖に示す通り，傾斜型船首，船尾は驅逐艦型，舵は流線型平衡複板舵とし，1本の煙突，および1本の放水塔を備えている。

上甲板下は前より船首水艙，倉庫，乗員寢室，機關室，居室（兼倉庫），操機室に分れ，船底は乗員寢室下を二重底としている外は單底構造としている。

上甲板は前部より化學消火裝置室，放水塔部，器具庫，居室，および機關室開口とし化學消火裝置室上部に操舵室を設置している。

上甲板上、および上甲板上部には、圖示の如く放水銃、吐水口、等消防設備を完備し、また船尾下部に噴流旋回装置を設けている。

乗員寢室下の二重底は清水艙とし、機關室後部に第一、二燃料油艙を左右兩舷に設けている。

なお船舶安全法により要求される諸装置は完備されている。

5. 船體構造

本艇は鋼船構造規定に準據し、能うる限り電気溶接を用い、極力重量軽減に務めるとともに、船尾および機關室は振動に對して特に考慮されている。

6. 船體機裝

(1) 木甲板は設けず、曝露甲板直下の居住天井にはグラスウールおよび桧板により防熱を行つている。

(2) 居住装置

機關室前部にはパイプ製2段ベット4組をもうけ、電熱暖房器、扇風機等設ける外に、賄用器具として石油コンロ、電熱器、手動清水ポンプ等をも備えている。甲板室内器具庫の後部は居室とし、室内には卓上扇風器、電熱暖房器、等を設け、機關室後部居室（兼倉庫）には疊敷を一部設けて休息出来るようにしている。

(3) 消防設備

a) 主消防ポンプ2臺(3,500 G.P.M.×2臺)が機關室内に設けられ、毎分合計7,000 gallonsの水を放出することが出来、主管10"より枝管をとり、放水塔×1、放水銃×3、および20個の放水口に導かれている。また船尾噴流装置にも導かれている。

主消防ポンプは、シリーズ運轉可能なるように配管され、従つて遠距離まで水が到達しうようになっている。

b) 放水塔は伸縮式で作動は油壓ピストンにより行い、最大伸長高さは水面上45呎、最大放水量は毎分1,000ガロンである。塔先端1½"の放水銃は旋回360度、俯仰300度の回轉範圍を有している。

c) 放水銃 2'筒先放水銃3基を配置圖に示す通り設備しており、各々は毎分1500ガロンの放水量を有している。

d) 放水口 2½"放水口20個裝備、各放水口は毎

分50ガロンの放水量を有している。

e) 化學消火装置としてCO₂消火装置、携帶用泡沫發生機および粉沫罐を設備している。

f) その他設備として布ホースリール2、高壓ホースリール1を上甲板にもうけている。

以上の如く、消火、消防設備として強力なる近代設備を有しているものである。

4) 救難、曳航設備

救難船排水設備として、上甲板室壁に各舷4½"×2'個の吸水口を有し、また曳航のため機關室後部固壁にTOWING HOOK 1つを有している。

(5) 噴流旋回装置

本船の性質上急速旋回を行う必要があるために、舵後部の船底中央部に口径2½"の噴流放出口を設け、ラフソンスライド式操舵装置と聯動式として、操作を行つている。

またこれは放水時の船體移動をふせぎ、また速力を増加させるためにも役立つ。後述の試運轉および諸試験成績に示されている如く、充分その目的にかなつている。

(6) 操舵装置

操舵機はラフソンスライド式とし、操舵室内の操舵輪よりスピンドルにて連結した前記噴流旋回装置と聯動式となつている。

(7) 通信装置

テレグラフ装置として、主機用1、ポンプ用2（いずれもチェーン式）が機關室～操舵室に設けてある他、傳聲管として操舵室（操舵室頂部、機關室）ポンプ室 放水塔操縱臺に設け、通信を完璧ならしめている。

(8) 救命装置

救命筏（定員12名）2臺、および救命胴衣25個を有して、安全を期している。

(9) 航海器具として磁氣羅針儀1、また無線装置1式、錨、錨鎖等その他本船に必要なものは全て完備している。

7. 機關部要目

	型式および臺數	池貝 6MSD 27.5 堅單動4サイクル自己逆轉式過給機付ディーゼル機關	1基
主	出力	B.H.P.	750
		R.P.M.	750
機	シリンダ數×徑×行程 主要寸法 (M)	6 CY L × 275 MMφ × 320 MML	
		3,585 L × 1.1 B × 2.2 H	

械 附 属 品	冷却水ポンプ, ビルチポンプ, 潤滑油ポンプ, 潤滑油冷却器, 手動ポンプ, 豫備冷却水ポンプ, 豫備潤滑油ポンプ (潤滑油汲上ポンプ兼用) 主推力軸および推力軸受, 手動回転装置, 過給機					
軸系	軸 推 力 150MMφ×1 (主機に含む)	軸 推 力 主機に含む (1)	軸 推 力 105 φ × 1800MML×2	軸 推 力 1	軸 推 力 120 φ × 1990 φ × 1	軸 推 力 1
	中 間 推 進	中 間 推 進				

推進器	型式および寸法 (M.M)	エロフォイル3翼1體式	1組	材料マンガン黄銅
	面積 (M²)	徑 1,200φ	ピッチ 785.6	ピッチ比 0.654
		全圓 1.131	展開 0.705	展開面積比 0.623

項目	名 稱	型 式	容 量	R/M	HP	寸 法	備 考
主 機	主ポンプ (消防救難用)	GMデーゼル原動機直結駆動横1段	3000GPM×150PSIG (680M³/H) (10.6kg/cm²)	1,800		吸入側口径 10"φ	回転方向 右舷ポンプは船尾よりみて時計方向
		両口吸込渦巻式	OR 3500 GPM×120 PSIG (795M³/H) (8.4kg/cm²)			吐出側口径 8"φ	左舷 " " 反 "
主 機	ポンプ	(註,直列運転時=)	3,000 GPM×300 PSIG (680M³/H) (21.1kg/cm²)	1,800			右舷ポンプは救難ポンプに兼用
		G.M SERIES-71 TWIN-SIX 70 INJEG.	最大 430 SHP	2,100	2×6CYL×4¾φ×5"L	モデル No. 12105 (右舷機用) 12106 (左舷機用)	
お よ び	主発電機	TOR付堅単動2サイクルデーゼル機関	常用 370 /	1,800		(丙種機関)	壓縮空気起動式 掛外シクラッチ付
		防滴型	DC 115 V 5K W	1,000			
そ の 他	補助発電機	堅単動4サイクルデーゼル	11 BHP	1,000			
		防滴型	DC 115 V 3K W	700			
主 機	主空気壓縮機	堅単動4サイクルデーゼル	6 BHP	700			
		堅単筒2段壓縮水冷式	壓縮空気にて 0.55M³/H×30kg/cm²	1,000	5	1CYL×1¾" (3½"~1¾") ×3"	掛外シクラッチ付
		(主発電機用原動機駆動)					
主 機	補助空気壓縮機	堅単動2段壓縮水冷式	壓縮空気にて 0.35M³/H×30kg/cm²	700	約 3.5	1CYL×1¾" (3½"~1¾") ×3"	掛外シクラッチ付
		(補助発電機用原動機駆動)					
主 機	主 空 氣 槽	鋼板溶接製	250Lit×30kg/cm²				

8. 試運転および諸試験

(1) 試運転は昭和31年6月25日弓削沖で施行された。成績は下記の通り。
 天候および海面の状態 晴 静穏
 吃水 排水量 トリム 1.794米 128 艘 0.77米

(2) 噴射水單獨旋回力試験

期日	昭和31年6月23日	
場所	広島縣加島内側 (船の状態 d=127.8 艘 d=1.77米)	
	左舷回頭	右舷回頭
船體速力	0	0
噴射する角度	90°	90°
回頭	各回頭所要時	"
	0	0
30°	8.7秒	11.2秒
90°	24.3 "	28.3 "

主機負荷	½	常用	4/4	最大	4/4 (JET 兼用の場合)
主機出力 (BHP)	300.5	657.5	702.	763.5	685
主機回転數 (R.P.M)	578.8	714.3	725.7	744.8	724.5
速力 (節)	11.519	12.8:9	12.919	13.53	13.224

150°	39.2秒	44.8秒
210°	53.4〃	1分 0.4〃
270°	1分 8.6〃	1分 16.0〃
330°	1分 25.3〃	1分 33.6〃
360°	1分 33.5〃	1分 43.0〃
ポンプ状態	左右舷回頭とも	
	左舷機	右舷機
ポンプ回転数	1,840R/M	1,700R/M
〃 吐出壓力	150/bs/□'	299/bs/□''
〃 吸入管真空	254MM/Hg	—

(3) 傾斜試験および復原性能
 施行期日 昭和31年6月21日
 成績は下記の通り

	軽荷	常備	消費
排水量(吨)	116.48	134.07	122.14
平均吃水(米)	1.70	1.84	1.75
KM (〃)	3.31	3.28	3.32
KG (〃)	2.25	2.22	2.28
GM (〃)	1.05	1.06	1.04
復原性範囲(度)	66.8	64.9	64.2

(4) 本船の復原性能は初期計画において消費状態において放水せる場合も考慮しており、放水時の傾斜計測の結果は下記の通りである。

施工期日	昭和31年6月13日	
場所	広島縣 加島内側 (船の状態 $J=127.8$ 吨 $d=1.77$ 米)	
使用放水銃	放水塔 1½, 操舵室上 2'', 居室上 2'', 上甲板船首 2½'', 上甲板 1''×6, 上甲板 上 7/8''×6	
放水方向	左舷側, 船體に直角方向 上下方向は放水塔のみ水平, 他は 45° の方向	
ポンプ状況	2臺並列	
ポンプ回転数	左 1740RPM	右 1710RPM
〃 吐出壓力	93/bs/□''	100/bs/□''
〃 吸入管真空	450MM/Hg	400MM/Hg
船體傾斜	放水開始前 左舷	1°~20'
	放水時 右舷	1°~0'
	放水による船體傾斜	2°~23'
		(以上)

天然社・海技入門選書

商船大學助教授 鞠谷 宏士 A5 130頁 ¥220	既刊	の保存整備
商船大學助教授 鞠谷 宏士 A5 160頁 ¥300	既刊	船舶の構造及び設備屬具
商船大學助教授 上坂 太郎 A5 160頁 ¥280	既刊	沿岸航法
商船大學教授 横田 利雄 A5 140頁 ¥230	既刊	船海法規
商船大學教授 田中 岩吉 A5 未定	近刊	海上運送と貨物の船積 (前篇) 海上運送概説
商船大學教授 田中 岩吉 A5 未定	近刊	海上運送と貨物の船積 (後篇) 貨物の船積
商船大學助教授 中島 保司 A5 未定	以下續刊	運航實務
商船大學教授 淺井 榮資 A5 未定		海洋氣象
商船大學教授 横田 利雄 A5 未定		海事法規
商船大學助教授 庄司 和民 A5 未定		航海計器
商船大學教授 米田 謙次郎 A5 未定		操船と應急

商船大學助教授 豊田 清治 A5 未定		推測天文航法
商船大學教授 鮫島 直人 A5 未定		電波航法
商船大學助教授 野原 威男 A5 未定		船の強度と安定性
前東京高等商船教授 小方 愛湖 A5 未定		内燃機關
海技試験官 西田 寛 A5 未定		指壓圖・推進器
商船大學助教授 野原 威男 A5 未定		船用電氣工學 (上卷)
商船大學助教授 伊丹 潔 A5 未定		船用電氣工學 (下卷)
商船大學助教授 伊丹 潔 A5 未定		燃料・潤滑油
商船大學助教授 宮嶋 時三 A5 未定		船用機關材料・應用物理大意
商船大學教授 賀田 秀夫 A5 未定		蒸氣機關
商船大學助教授 小山 正一 A5 未定		船用汽罐
商船大學助教授 清宮 貞 A5 未定		船用補機
(筆者交渉中)		船用汽罐
(筆者交渉中)		船用補機

最近の艦艇について

〔第4回 座談会(續)〕

對空における航空母艦の價值

牧野 大部思いつめた意見があるようだが、それでは關野さん、對空護衛に航空母艦を使うということがアメリカあたりで大分あるようですが、その必要性というか價值というか、そういうことについて……

關野 日本が必要とする護衛海域の大部分は、大体日本列島あるいは南西諸島、臺灣、フィリピンとか、大陸に對して一應楯の内側になつておる。對空警戒を要するところは陸上の防空兵力の掩護が期待できるところじやないか、あるいは列島線に沿つて行動するような航路を選べば、南西諸島あるいは南方諸島からマリアナ、そういう島々をも利用できるということから、必ずしも對空警戒を空母に依存しなければならぬというふうには思っていないのですが、それであれば、都合のいい場面は相當あると思います。特に作戦輸送をやるような場合、たとえば北海道方面に急速に軍隊あるいは軍需品の補給をしなければならぬというような時に、あの方面の基地がすでに使えないというような場合は、空母に依存することが必要になつて来るかもしれませんが、大體普通の日本の補給路としての、輸送路としての護衛海面というものは、まあなくても我慢できるんじゃないか。

牧野 ハワイ邊りを考えた場合は、やはり必要になつて来ますか。

關野 それも状況によりますけれども、當然北寄りのコースの方が近いわけですが、そういう顧慮から相當南に下つて行つた方がいいんじゃないかという氣がするんです。ただし間接護衛的な空母は、もちろん必要だと思ひますけれども。

牧野 ネプチューンはぼつぼつ日本に到着しておるが、あれは非常に航續距離の長いやつなですね。あれを母艦に積むことは……

關野 中型以下の空母ではできないわけですね。大型の空母で射出機があれば……

牧野 積もうと思へば非常に大型になる。

關野 エセックス・クラスで發艦をやつたことがあると思いますが、搭載機數に非常に制限されます。双發の

牧野 茂(司會) 船舶設計協會常務理事
元海軍技術大佐
堀 元美 浦賀船渠・艦隊部長
元海軍技術中佐
關野 英夫 史料調査會參事
元海軍中佐
福井 静夫 史料調査會參事
元海軍技術少佐

艦上攻撃機のサベージ、AJI というのがあります。純然たる攻撃機で、對潜哨戒能力はないです、また S2F という専門の對潜哨戒攻撃機があります。航續距離が母艦の関係でネプチューンに比べれば小さいわけです。

牧野 母艦としてやれば、そんなものを使うわけですね。

關野 そうですね。しかし S2F になりますと、結局エセックス・クラスということになると思ひます。双發です。そういう関係から一つは從來の護衛空母が格下げになつて、エセックス・クラスの一部が對潜支援空母というようなことになつて来たんだと思ひます。

牧野 アメリカの對潜護衛空母の現状を、堀君。

堀 結局エセックス・クラスの近代化をしていないもの、マストとか煙突の所を直していないやつですね。それを CVS (註、對潜支援空母) として使つておる。それだけのことでですね。

牧野 それは對潜空母になるということによつて、プロバーの航空母艦としての設備が何かあるんですか、ないんですか。

堀 際立つたものはないようですね。要するにエセックス・クラスで新式のジェット機を使うものは、相當改造して、燃料タンクも變りましたし、カタパルトも變りましたし、最近ではアングル・デッキをつける、着艦装置も變えるというようなことをやつたわけですが、CVS は對潜の飛行機ではプロベラ飛行機が主ですから、それを使つている限りは、そう改造をしなくても行けるわけです。

牧野 すると對潜空母だから、特別の兵裝があるというものじゃないですね。

堀 ないと思ひます。對潜のためにスピードの低い飛行機を使えば、高級なものは要らないのです。

牧野 高級のアタック空母は、いつでも對潜空母になるんだから。

堀 そうですね。

關野 そういうことだと思いますね。

牧野 すると駆逐艦級の船の對潜護衛艦という意味と

は、ちよつと違いますね。

堀 違うと思います。

牧野 空母はだいぶ分類的に……。

堀 しかし作業上の違いが出て来るわけですね。つまり毎日やる日施哨戒というようなものがあつて……。

牧野 それは戦術上の使い方だ。

堀 それによつて人の配置も乗つておる人間の気分も違います。たとえば攻撃用の空母であれば、せいぜい1日に2回くらい、敵の兵力に對して攻撃を実施する。その時には全部出て行つてしまふし、その場合、總飛行機用意というようなことをやらなければならないわけですが、對潜の場合には、3機とか5機、あるいはもう少し多いかもしれませんが、一定の数の飛行機が常に飛んでおつて、それ以外の飛行機はいつでも整備しておるというように、たとえば自家用車のガレージとタクシーのガレージのような違いがあるんじゃないか。従つて母艦の設備にも差異がある。

牧野 だけれども、エセックスの、對潜護衛艦に格下げか格上げか知らぬが、對潜緩ばかり持つているわけじゃないだろう。

堀 ではないですね。

牧野 やはりフリート・キャリアーとしてのある程度の性能も備えておきましょう。

堀 でも、ジェットが自由に使えないというのでは今日艦隊戦闘に役に立たぬというのが本當じゃないでしょうか。

牧野 フリート・キャリアーに使えれば、もちろん格下げしなくてもいいんですけども。

堀 本質的に違つたものじゃないです。

牧野 だから護衛空母というのも、空母としては比較的性能の低いものが、第二次大戦中から使われておつたわけで、空母としては本質的に違いはないですね。むしろアタック空母というのは非常に高級な空母になつて来たということですね。そこで空母はこの座談会で初めて取り上げるんですが、一つアタック空母の話……。

アタック航空母艦とは

堀 アメリカ海軍ではいわゆる正規の大型航空母艦を今6階級に分けるといふ考え方をしておるわけです。

第1流のやつは、Forrestal クラスで、ほとんど年々1隻ずつ造つておるわけですね。次の第2級に位するのは、Midway クラスの3隻。これは最近全部造改をしております。これは1936年までに海軍が使うような飛行機はどれでも使える。次の第3階級は Hancock ク

ラスでエセックスの改造したもの、これが6隻ございます。これは1960年までは海軍で使うどの飛行機でも使える。しかしそれからあとは1965年まで對潜用とか、輕戰術機だけに使えるであろう。次は第4階級は Oriskany クラス、これもエセックスの改造ですが9隻、これは1960年までは對潜用に使える。今のところ少し制限があるけれども、どの飛行機でも使える。第5階級は Essex クラスの改造していないもの、9隻。これは對潜用またはヘリコプター。そういうものにしか使えない。そういう5つに分ける。これはみな在來のアタック・キャリアーです。その他に今まで補助的に使つておつたもの。これも幾つかに分けられます。

牧野 輕空母、護衛空母だね、從來の。

堀 それからヘリコプター用空母というようなものが近頃あります。みな古い小さいものです。こういう格を付けてしまつたのです。

別表 2. アメリカ海軍の航空母艦の種類

	名 稱	略 號
攻撃空母	Attack Aircraft Carrier	CVA
對潜支援空母	ASW Support Aircraft Carrier	CVS
輕空母	Small Aircraft Carrier	CVL
護衛空母	Escort Aircraft Carrier	CVE
護衛ヘリコプター空母	Escort Helicopter Aircraft Carrier	CVHE
上陸作戦ヘリコプター空母	Assault Helicopter Aircraft Carrier	LPH
輸送空母	Utility Aircraft Carrier	CVU

牧野 さつき君がいつた1から4までですね、1から3までの方がいいかな、つまりアタック空母の特徴は？

堀 飛行機のことを判らないから完全な説明になりませんが、結局この型は、大きさこそ違いますが結局カタバルトとアングルドデッキの問題です。勿論エレベータの能力や飛行甲板の強度もありますし、また燃料系統なんか、ジェットに使う燃料はプロペラ機の燃料と違うんです。タンクも區別しているようです。

牧野 カタバルトは？

堀 スチーム・カタバルトです。

スチーム・カタバルトとアングルド・デッキ

牧野 日本の航空母艦のカタバルトは、ほとんど實現しなかつたといつてもいいですね。そのスチーム・カタ

バルトの説明をしてくれませんか、従来は油圧ですね、それをスチームにせざるを得なかつた理由とかメカニズムについて。

堀 目的としては、重量の重い飛行機に大きなエネルギーを與えなければならないという要求から起つてきたもので、船のメインボイラーの蒸氣を使つて、スチームシリンダーを走るピストンで飛行機を加速する。ただそのピストンが非常に長い距離を走りますから、そのピストンがシリンダーの横に細いスロットがあいておいて、そこから腕を出して飛行機を引張るといふところに着想があるわけです。

牧野 例のチャックだな。スチーム・カタバルトは安全性が増したというようなことをいつておるですね。

堀 油圧を使うものでは、ときどき事故がありましたし……。

牧野 発射事故、ベントンだつたかな。

堀 それから油圧の油が燃えるというようなこともありますが、スチームではそういうことはないです。しかし格納庫内に大きなスチーム・レシーバーというタンクがありまして、高圧の蒸氣がその中に溜るわけですから、弾片でも當つたときに、やはり相當な危険はあると考えられますが、平常の状態では事故が少いかと思います。

牧野 アングルド・デッキの船は横須賀に來たことがありますか。

堀 近頃はたくさん來ております。アングルド・デッキというのは、船の首尾線方向を大體10度くらい傾いた方向に飛行機が着艦してくる。それで着艦し損つた場合は、そのまま斜めにスラットと發進してやり直すことができます。在來のように船の中心線の方向に降りて参りますと、着艦し損つたとき、デッキの上に止つておる飛行機にぶつかるとか、あるいはそれを制止する装置にぶつかつて自分が壊れるか、どちらにしても多少の損害を豫期しなければならなかつた。このアングルド・デッキになつてから、そういう心配がありませんから、飛行機のスピードが速いということが恐しくなくなつたわけです。

牧野 これは航空母艦のデザインからいうと、そう變つた變革を來すものじゃないね。艦橋や煙路を右舷におくために左舷側に入れたバラストの重量で賄える點ももうまい。使用上は非常に工合のいいものではあるけれども。

福井 ただ外舷には非常にオーバーハングを必要とするから、中型以下の空母ではやりにくいと思います。イギリスの中型空母は、アメリカと違つて、オーバーハ

グがほとんどない。ただセンターラインのマークを少し變更しておるという程度の方です。

牧野 デッキそのものは張出ししてなくても、着艦方向はアングルド・デッキの方向に着艦するという……。

福井 そういうわけです。

關野 二いろあるんじゃないですか。着艦したやつがすぐこつちに溜つて、あとはここはクリアーになつて、いつも發着できるというやつと、もう一つは、着艦中でも發着できるような、両方ありますか。

堀 そういえると思います。

關野 小さい船のアングルド・デッキというものはそれができない。着艦中の事故を避けるということでしょうね。昔はわれわれはエレベーターで下に納めるまでは着艦しなかつたものです。昭和10年か11年ごろからでしょう、アメリカ流に前に溜めて、クラッシュ・バリアードを立ててとどんでんやるようになった……。

福井 アメリカはサラトガ、レキシントンの時からそうだつたでしょう。

舷外エレベーター

牧野 アングルド・デッキと關係があるようだし、日本じや全然着想がなく、アメリカでやつている舷外エレベーター、これの機構、價値はどうですか。

堀 非常に大きな特典としては、在來の中心線にあるエレベーターですと、エレベーターを使つておる間はそれこそ危険な陥穴がまん中にあいているわけで、エレベーターが下つている時はとても着艦したところではなかつたのですが、サイド・エレベーターですと、着艦した飛行機は、すぐ中心線から横に出て行つてしまいますから、飛行甲板が直ちにクリアーになつて、あとの作業上何も心配がない。

關野 被害とか何とかでエレベーターがしばしば止つて動かなくなる。それで發着艦能力を喪失してしまうということが戰訓でしょうね。そういうことが、アメリカでもしばしばあつたんじゃないでしょうか。

福井 アメリカは開戦後の戰訓じゃないです。エセックスの時にやつておりますから。たぶんサラトガ、レキシントン以後の飛行甲板の使用実績からこれをやつたんだらうと思います。とにかく非常な卓見ですね。もう一つ、飛行甲板を防御しなければならないということになると、どうしてもサイドエレベーターにしないと防御が十分にとれないということ、あるいは構造上フォレストルのように、サイド・エレベーターを巧みに使えば、飛行甲板をストレンクス・デッキに使うことが容易にでき

るわけです。

關野 大鳳なんか、エレベーターの上にアーマーみたいなものあつたでしょう。

牧野 大鳳のエレベーターは、いわゆるアーマーを使わなくて、DSの2枚張りをやっているんです。信濃ではアーマーを使つた。エレベーターにアーマーを使うと重たいんです。カウンター・ウェイトを付けて、つるべ式にやつておりますから。パワーは大體飛行機の目方だけあればいいんです。

關野 排水量としてはふえるわけですね。

福井 サイド・エレベーターは、飛行機なり、いろいろな物の搭載とか船の作業に使い途が多い。これも、副産物かもしれませんが、重要なことと思います。

堀 そういえば、横須賀に横づけしたら、エレベーターを下げて、陸岸から橋を架けると、エレベーターが玄關になる。そうすると、物を搭載したりするのに便利です。航空母艦は嵩ばつた物を積むことが多いですから、非常に便利だと思います。

牧野 イギリスもこれを使い出しているね。

福井 最近出来た Ark Royal に初めて使いました。これからの大型の空母では、これが常識だと思います。フランスの今建造にかかつた空母も使うようです。

航空母艦の防火と防爆の問題

牧野 航空母艦としての特殊機装では、われわれ非常に苦しんだ問題があつたと二つある。格納庫の火災対策と軽質油タンクおよび軽質油管装置なんだ。最近のアメリカあるいはイギリスの航空母艦ではどういふふうになっていますか。

堀 格納庫の消火装置というのは、あまり昔と變らないです。

牧野 やはりスプリンクラーですか。

堀 スプリンクラーと泡沫消火です。それと鎧扉をとこところに付ける。大體それくらいだと思います。

牧野 泡沫は日本のように雨のように降らせるやつを使つておらんようだね。それとも、1本の筒先から振りまわすか。

堀 振りまわす方が主なように思います。

關野 それと日本と違ふのは、燃料、弾薬、給油等はみなデッキでやるわけですか。

牧野 燃料は格納庫の中に来ておるのです、アメリカのは。

堀 飛行甲板の裏にポンプがあちこちにあります。

牧野 アメリカのは揚爆弾筒も格納庫にも口が開いているんです。だから積もうと思えば積めるでしょう。ところが日本では、ミッドウェーの戦訓以後は、格納庫でやつてはいけないということになつて、信濃などは最もミッドウェーの戦訓を採り入れた船だと私は思いますが、あれは格納庫では一切ガソリンの補給はやれないようになっております。それから揚爆弾筒、揚魚雷筒も、あそこには口をあけていない。あそこを防御で圍つて、上まで行かなければならぬようにやつているんですけれども、その點からいくと、アメリカのはそこまで徹底していないので、使用上どうしてるかと思うんです。アメリカも相當空母をやられて戦訓をもつていると思うけれども、それではアタック空母、たとえばフォレストアルミみたいなものの、一體フォレストアルでなければならぬという問題は？。

超大型空母は必要か

堀 これはアメリカの超大機動部隊といひますが、敵の海軍力を相手にするのでなしに、戦略爆撃をやる戦略航空機動部隊、いわば原爆爆撃機の移動する海上航空基地というアイデアから出てきたもので、そういうアイデアをとれば、どうしてもああいうものが要る。しかし敵の海軍兵力を相手にするというところからいへば、必ずしもああいうものがなくてもいいんじゃないか。イギリスは明らかに自分の方は海上交通路を守るための航空母艦であるから、アメリカのような大きなものは要らないといつて、もつと小さい航空母艦で我慢しておる。

關野 現在一等大きい艦攻 A3D がスカイウォリヤー、全備重量大體 31 トンあります。1000 ないし 1500 マイルくらいの行動半径があるわけで、もちろん原爆、水爆が積めるというので、空母同士の戦争なら、これまで必要ないだらうと思います。やはり戦略攻撃ということを見ると、31 トンという、おそらく昔の B17 より大きいんじゃないですか。

牧野 海岸から少くとも 1000 マイルのところで行動するわけですね。陸上からもそういうところに攻撃に行かれるわけですね。

關野 しかし機動部隊の直衛の飛行機の數と、陸上の、二カ所の飛行基地から飛ばせられるくらいの戦闘機の數ということになれば機動部隊の方に分がある場合が多い。

牧野 まかり間違つて、下手な作戦をやつて、空母群へ、飛行機が襲撃して来たような場合、艦船の對空護衛

ということで、第二次戦争中は戦闘機そのもので護衛するか、あるいは高角砲で護衛するしかなかったわけだが、その面で最近いろいろ変化があるように聞いておるんですが、いわゆる GM、艦船の対空防衛としての GM、について…。

艦船装備の対空 GM

福井 そのためにアメリカでは、巡洋艦を改造して Guided Missile Cruiser にしたり、新たにフリゲートや駆逐艦に対空 GM を装備することを重く考えているわけですが、最近完成しました GM 巡洋艦 Boston と Canberra の例で見ますと、艦は 13000 トンの重巡でありまして、砲塔が 3 基あつたのですが、艦尾の方の砲塔をおろして、ここに GM の連装発射機を装備しております。これに誘導弾として Terrier というのを 72 個搭載する。発射機は 2 基あつて、おのおのが 1 分間に 2 回の割合で GM を打てる。

牧野 關野さん、艦船から GM を打ち出して、それを飛行機に当たるといふ電波の誘導、これはどういうふうに行われるのでしょうか。2 基一緒に打ちだして一緒に誘導して……。

關野 大體、想像ですけども、テリヤーの断片的な資料とか、それから同じく陸軍の Nike の資料から想像いたしますと、誘導方式としては、ビームライダーだということが分つております。要するに誘導弾を電波のビームに乗せてやつて敵に当たる。それがナイキのように未来位置の方向に向つて誘導してやるのか、あるいはいつでも目標の方に向つて、いつでも變針しながら、最後に目標に当たるというようなものなのか、そこまではつきりは分つておりません。いずれにしても大體連装装備になつておりますが、2 發はペアーに、一つのサルボといひますか、齊射みたいに一つのグループとして誘導する。射程が大體 15 マイルから 20 マイルくらいですよ。スピードは 2 マッハというように資料に出てお

別表 3 米海軍の GM の現状

31.8. 調

GM 種別	兵器名稱	要 目 装 備 状 況						備 考	
		方式	寸 度	重 量	射 程 高 度	速 度	艦 (種 名) 機 (種 名)		記 事
對 空 G M (SAM)	Terrier	固體ロ ケット beam 誘 等	14.75'×4'	3,000 lbs	15 mile 50,000 ft	2.0 mach	GM 巡 (CAG) Boston Canberra	各連装發射機 2 基 テリヤー 72 發	海兵隊の移動用 としても使用する という。
							GM Frigate 3 隻 (56 年豫算)		
	Talos	Ram-jet missile			50 mile ?	3.0 mach ?	GM 巡 (CLG) Galveston 新 GM 原子推進巡		その優秀性に鑑 み空軍も採用す るという 生産中
	Tartar	Terrier に類似	Terrier より小型	輕 量			57 年豫算の GM Frigate (DLG) (4 隻) GM 驅 (DDG) (8 隻)	連 装 × 2 連 装 × 1	生産中
空 對 空 (AAM)	Sparrow	固體ロ ケット	8.2'×4.2'	280 lbs	約 6 mile	3.0 mach	F 8 U F 3 U 等 F 7 U	4 發 搭 載	實用中
空 空 對 艦 潛 (ASM) (AUM)	Petrel	有 翼 ロケット 魚雷 ?		1,100 lbs		空 中 0.7 mach	P 2 V 對潛哨戒機	2 本 搭 載 對潛對水上兼用	實用中
	Dove							對 水 上 用	生産中・熱源ホ ーミングを有す るという
艦 對 地 (艦 SSM)	Regulus	無人爆	32'×28'	14,300 lbs	200~ 500 mile	600 m/h	GM 潛 (SSG, Tunny Barbero Los Angeles (CA) 空母の一部		實用中
	Jupiter	I R B M			1,500 mile	5 mach	潛, 空 母 戰艦 (BBG)		開發中

福井 そうです。しかし70発は無理だと思います。駆逐艦は連装発射機ですが、艦尾の5インチ砲をシーマンの場合に比べて1基おろしまして、その位置にGMの発射機1基つけるといわれております。

牧野 大きいやつは魚雷だつて発射管を10本持つて、魚雷10本持っている。すると、GMの数は相当持てるね。すると駆逐艦級というのは数が非常に多いんだから、つまり一つの機動部隊に属する駆逐艦がふえると、機動部隊に対する航空攻撃は非常にむずかしくなると考えていいでしょうね。

關野 高角砲なんかとは比べものにならない有力なものでしょうね。

機動部隊の對空

關野 そういう問題を考へて、機動部隊の對空警戒配備はどんなものだろうかということ推定したことがあるのですが（前頁の別圖参照）、GMを使う場合に巡洋艦の方は射程の大きいタロスを使つて外側に使う。それからDLGとかDDGとかの對空GM駆逐艦（對潜直衛）と一緒にまぜて内側の防禦に使う。巡洋艦のGMの範囲外をDDRのエア・コントロール・レーダーで戦闘機を誘導する範囲、つまり内側の空戦地帯とする。大體DDRの位置が中心から70マイルから100マイルくらいになる。DDRの見張用レーダーの警戒範囲は100マイルから150マイル位、その外側に例のWV2という對空哨戒機があります、陸上を基地にする大きいやつ、そのレーダーが大體200マイル。そうして状況によれば、これも戦闘機の指揮ができるようになっておりこれが外側の空戦地帯になります。つまり空戦地帯が二重、GM地帯が二重ということになりますと、ちよつと、索敵機も觸接機も寄せつけない。位置が分らない目標に對してはいかなる兵器であつても攻撃が

できないということになるんじゃないかと思ひます。

牧野 結局、遠方からGMでもやらざるを得ない……

關野 そのGMにしてもいわゆるICBMやIRBMは地球上の固定位置に向つて射つのですから位置がわからなければ射てないということになります。何らかの方法で索敵、觸接をやらなければならない。それができないとなれば、大體半徑100マイルくらいの圏内にはおるだろうというようなことが一應わかつても、空母がどこにおるか到底見當がつかない。それじや水雷を使つてもなかなか大變だ。

福井 しかも機動部隊の船の間隔がかなり開いているから、うまく行つても水雷1發で1隻をやつつけるだけ。放射能も最近では相當對策が採られてきたから、反つて陸上よりはうんと安全です。しかもこの機動部隊がかりに20ノットで行動すれば、一晝夜では500哩も移動しますし、近く原子力空母などが完成すると（1959～61年）30～35ノットで連続行動ができます。

堀 狙うことができないわけですね。

牧野 艦船側がたいへん有利になつて來たようだが、果してそういう工合に……。

堀 アメリカの考へ方ですよ。

關野 それに先ほど申し上げた對空原爆GMを使うと、ちよつと飛行機は近寄れないという氣がするんです。

牧野 今日は艦艇の研究で、艦艇が強くなつてしまつたということはお目出たいと思ひます。關野さんにはお忙しいところを來ていただいていつものメンバーとは違つた方面の、いろいろ有益なお話をいただきまして、たいへん兵術的の視野が開けました。時間がありませんので、残念ですが、今日はここまでにいたしたいと思ひます。（終）

〔海技入門選書〕

商船大學助教授 上坂太郎著

沿岸航法

A5判上製 150頁（オフセット2葉）280圓（〒35）

乙種免狀の國家試験を受ける人達がじゆうぶん理解できることを考へて執筆したもので、特に推測航法の解説を重要視し、針路・速力・自差航法についてかなり詳しい説明がなされており、また船位の推定、船位の測定、流潮航法についても基本的な解説をしたうえ、測深航法と電波航法をも加えてある。解説はあくまで平易であるが、内容は精選して、相當の水準を維持し、從來のこの種の著書とは趣きを異にして、讀者の便宜をじゆうぶんにはかつてある。

目次

- 第1章 位置・方位・距離とその用語
- 第2章 海圖
- 第3章 水路書誌
- 第4章 航路標識
- 第5章 潮および海流
- 第6章 船位の推測法
- 第7章 船位の推定
- 第8章 船位測定法
- 第9章 羅針自差測定法
- 第10章 沿岸航法

商船用の原子動力(下)

Nuclear Power for Merchant Vessels

By C. H. Johnson and P. V. Johnson

Presented at meeting of Gulf Section, SNAME, December 2, 1955.

(by General Electric Company Printing)

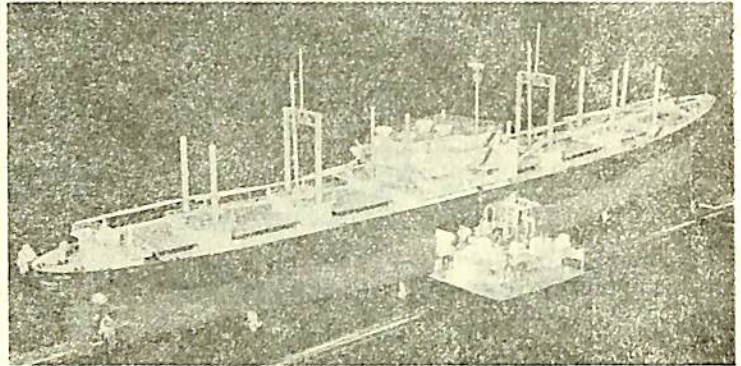
(暹研原子力船研究室譯)

加圧水型原子爐プラント

加圧水型原子爐を使用するパワープラントの基本的な構成を第1圖に示す。これは二つの系統に分れ、一次冷却系統が爐心から熱を取り去り、二次冷却系統に伝える。一次系統は放射性物質およびそれらを取扱う装置を含む。この系統は次のような部分からなる。

- 原子爐
- 高壓の配管, 弁, 附屬装置
- 冷却體 charging 系統
- 蒸氣發生器
- 冷却體 discharging 系統
- 一次冷却體ポンプおよびモーター
(またはタービン)
- 加圧タンク
- 冷却體處理系統
- 非常用冷却體系統
- 區劃冷却系統

上記の装置は二次遮蔽(生物學的遮蔽)中に含まれる。これらを配置するには種々の方法があるが、普通は1箇または數箇の原子爐を中心に置き、その周圍にポンプ類, 加圧タンク, 蒸氣發生器を對稱に配置する。装置をたがいに密接させるほど遮蔽は小さくてすむが、保守



原子力貨物船

點檢のために近寄るのが困難になる。この爐は詳しくは非均質、加圧水冷却および減速、熱中性子、轉換型原子爐で、概要は Duquense Power and Light Company²⁾ のために建設されるものと同じである。燃料は1.5~2.0%の非常に低濃縮度のものにならう。燃料入換は全出力で10,000時間毎あるいは2年毎位に行われる、

プラント効率を増加させるには蒸氣發生器に入る冷却體の温度を高める必要がある、しかしこれには制限があり、その最も重要なものは腐蝕であろう。冷却體系統は燃料に固形物が沈澱するのを防ぐため極度に純粋に保たねばならない。固形物は2ppm(譯註: ppmは重量で百萬分の一)が最高限度と考えられる。高純度の水でも腐蝕性があり、温度が400°Fを超えると急激にその作用が増す。従つて一次冷却體系統全部が腐蝕作用を受け、その結果出來た物質が水を汚染することになる。水の一部分をバイパスさせ處理系統中を通すことにより、連續的清淨作用が行われる。清淨系統の大きさと壽命は取扱う水の量によつて決定する。

冷却體温度を制限する他の要因は一次系の壓力である。この型の原子爐では冷却體が爐心部で沸騰するのを防ぐことが望ましく、これは冷却系統の壓力を上昇させることによつてなされる。第2表は壓力と飽和温度の關係

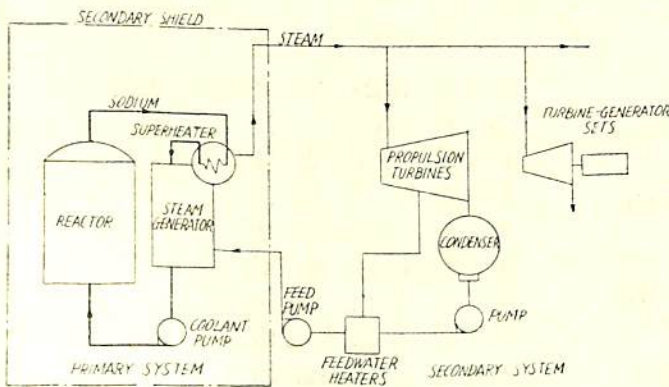


Fig. 1.

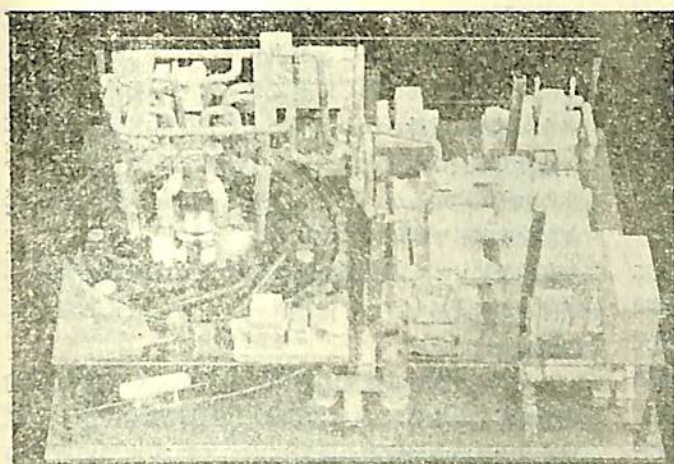


Fig. 2. 原子炉室および機関室の配置

を示す。

第 2 表

一次系統壓力 psia	飽和温度 F°
500	467
1000	544
1500	596
2000	656

一次系統の壓力、従つて爐出口の冷却體最高温度は、原子爐壓力容器の構造によつて制限される。Duguesne Power and Light Company のために建設中の加壓水型原子爐は、作動壓力 2500 psi に耐えるため 8½ in の壁厚を必要とする。この寸法はこの程度の大さの容器を作る板で材質の保證できる最大の厚みである。水自体は 5 分ないし 10 分で有害な放射能を失うが、腐蝕により出來た不純物はその放射能をさらに長い時間保つ。さらに燃料要素が破損して強度の放射性を持った燃料物質が冷却系統に持ち込まれる可能性も考えられる。この理由から冷却系統全體を二次遮蔽中に閉じこめねばならぬ。その内部の装置に近寄るのは爐に危険がなく、放射能が安全な限度まで減衰した時のみ可能である。二次遮蔽は密閉容器として設計され、一次系の何處かが損傷した場合漏れた物質が、外部に流れ出ないようになっている。

系統中の壓力を上昇させ調節するには加壓タンクを置いて、電熱により蒸氣を發生し、蒸氣壓により壓力を維持する。このタンクは一次系統のサージタンクとしても利用できる。

蒸氣發生器は一次系と二次系の連絡をする。二次遮蔽中に装置し、蒸氣配管は遮蔽體を貫通して外部に出る。蒸氣發生器の設計は熱傳達の計算に関する限り從來知られた技術であるが、漏洩の防止、腐蝕を減少させる必

要、保守の問題、二次遮蔽中に設置する點等詳細設計は特に考慮せねばならない。

蒸氣發生器を出る蒸氣は中性子の照射を受けないから放射性ではない。蒸氣が蒸氣分離部を出た状態ではほとんど過熱されていない。これをそのままタービンに使用するか、あるいはその前に油炊過熱器を通すかする。定格時の蒸氣状態は發生器出口で 450 psia ないし 600 psia 飽和である。

加壓水型原子爐の制御は制御棒を動かして行われる。棒は中性子を吸収しやすい材料で作られ、棒の位置により核分裂を起す中性子の數を變えて、發生熱量を一定の割合に保つ。

實際の制御系は複雑であるが、原理は熱出力が平均中性子束に比例するという事實にもとづいている。中性子束と負荷側から要求される出力とを電氣的に測定して比較し、両者が一致するように爐の熱出力を制御する。

水で冷却體と減速材とを兼用する原子爐は“負の温度係數”という特性を有し、これが制御の問題を容易にする。温度が上昇すると密度が減少し減速材としての作用が減る。その結果反應度も減少し、熱出力も自動的に小さくなる。この効果は爐の動作を安定にする方向に作用し、制御棒をそれ程頻繁に動かさなくてもよいことになる。

一次系統の流量を一定とすると熱出力は近似的に次のようになる。

$$P = K(T_{av} - T_c)$$

ここで K は常數、 T_{av} は冷却體平均温度、 T_c は蒸氣温度である。制御は T_{av} および T_c の一方または兩方を變えて行われる。例えば T_{av} を一定にして T_c を變えると爐の作動は非常に安定になる、負荷が増した場合冷却體入口温度は下り従つて爐全體の温度が下るから、負の温度係數の影響により反應度が增加する。その結果爐の熱出力は負荷の増加に應じて増加する。この場合制御棒は燃料の燃焼率や毒性効果だけを保償すればよいからその動きは僅かですむ。しかし蒸氣温度、壓力を廣範圍に變えることになるので、定速タービン發電機や給水ポンプの制御に問題が生ずる。

T_c を一定で T_{av} を變化させることもある。負荷の増加に應ずるためには T_{av} を上昇させねばならぬが、爐の自己制御性により冷却體温度が上れば中性子束は減少しようとするから、熱出力を一定に保つには制御棒をかなり廣範圍に動かしてこの効果を保償せねばならない。兩方式を組合せて、定常運轉に對しては定壓(定温)蒸氣プラ

ントとして作動し、一方過渡状態では爐の平均温度一定であるように作動させることも可能である。

二次系統は普通の蒸気プラントに含まれるすべての装置を有するが、勿論ボイラーとその補機は含まない。この系統の出力や設計方針は使用可能な蒸気状態が悪いこと（飽和）や一次冷却システムに冷却ポンプや制御装置のような特殊な補機があることにより影響される。

湿り蒸気や過熱度の低い蒸気がタービンの内部構造に害があることが知られている。この問題はタービン取扱の経験に関するシンポジウム⁴⁾に提出された数編の論文で議論されている。主な点は水分によるタービン部品の侵蝕で、これは運動部にも静止部にも発生する。金属摩耗の程度は部品と水との相対速度、水の量、比重、材料の性状、部品の形状によつて變化する。

侵蝕と関係して問題になるのが腐蝕である。蒸気中の不純物が腐蝕の直接原因になる以外に飽和限界を通過する際に問題がある。飽和限のすぐ下で復水が出来ると pH が低くなり、さらに進むともの値にもどることが知られている。すなわち蒸気が飽和限を通過する時不純物の分離が起り、分離物質の酸性のものが復水中に含まれる。さらにタービン中を進行すると再び結合して pH は正常値になる。腐蝕の著しさは pH 値、流量、タービンの材料および設計に係る。

侵蝕の被害は壓力が高い程著しくなる。タービン入口の高壓蒸気が飽和状態であることはタービン内部構造の全部が侵蝕にさらされることを意味し、その防止手段が必要である。

衝動タービンには水の侵蝕に対する有効な防装置を取付けることが出来る。翼車を通過する間の壓力降下は僅かだから、回転部と静止部の間に半径方向に十分な空間を置いて、水を集め取り去ることができる。

反動タービンでは一段落の壓力降下の約半分が動翼中での起るから、効率を高く保つには隙間を小さくせねばな

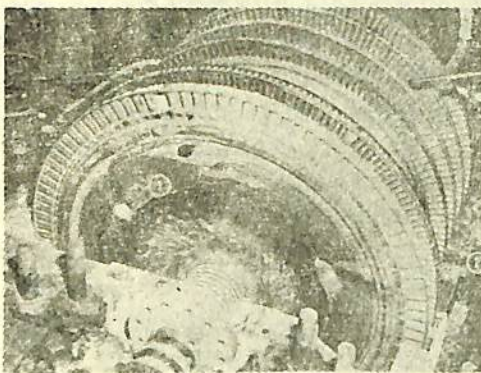


Fig. 3. 湿り蒸気中で運転したタービンローター

らず、翼車とケーシングが接近するから、ドレインを取除くための餘裕をとることが出来ない。

侵蝕や腐蝕の害を防ぐ目的でタービンから水滴を除去するため特に設計された装置により、飽和蒸気で運転した場合でも長い寿命を保つことが出来る。この装置はいくらか高價になるが、もしそれがないと第3圖に示したような被害が一年以内に生ずる。

有効なドレイン除去器を高低壓タービンの間の配管に取付ける研究がなされ、低壓タービンにほとんど乾いた蒸気が供給できる。

タービンの入口蒸氣壓力および温度が低いため蒸氣消費量が高くなるが、これは復水器の選擇に影響する。蒸氣流量が大きいので實際の設計に當つては復水器の最適の大きさを決定するための研究がなされねばならない。大きさや重量を考慮に入れると現在普通の商船に使用されるものより高い壓力のものにならう。例えば 20,000 shp のプラントで循環水入口温度 75°F で 1.5 in hg abs の壓力を維持する單流型復水器は約 32 ton 以上の重さになり 30,000 gpm 以上の循環水を必要とし、約 11,000 ft² 以上の傳熱面積を有するが、價格も 4.0 in hg abs の同じ型式の復水器の 2½ 倍になる。勿論復水器の價格を節約すればプラント効率が減少し燃料消費が増加するから最初に爐に入れる燃料の價格が僅かながら増すことも考慮せねばならない。

一次冷却ポンプは大量の水を取扱うのでこれを駆動するための動力はかなり大きい。實際の馬力は流量、摩擦損失、ポンプおよびモーターの効率によつて決定する。第4圖には加壓水型原子爐プラントの出力と、必要な

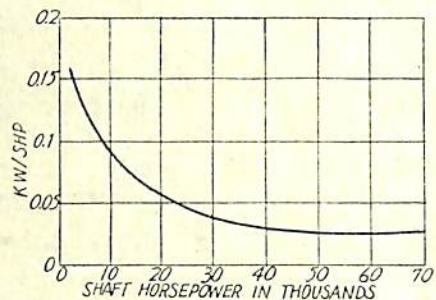


Fig. 4.

ポンプ動力との關係を示す。一次冷却ポンプは非常に重要な補機なので、2 箇所を各洗路に並列に置き、一つを予備しておくことが望ましい。現在までのところポンプは全部モーター駆動である。放射性の水を取扱うので漏洩は許されない。第5圖は典型的な密封型モーターとポンプで 1200 KW のものである。

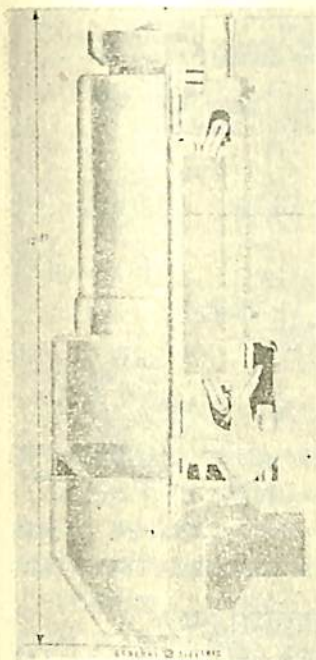


Fig. 5. 密封型電動ポンプ

モーターは一定電圧、可変速型にも可変電圧、可変周波数型にも設計できる。

これは補機電力のかなりの割合を占めるのでポンプ専用のタービン発電機を使用するか、大型の発電機の出力を他の電動補機と共通に使用するかは、プラント全体を総合的に解析して決定せねばならない。ポンプモーターの始動や加速にも問題がある。何となればこれらの操作に大きな電圧降下をとめない、船内の他の補機に望ましくない影

響を與えるからである。

密封タービンポンプを使用することも可能であるように思われる。これはポンプをタービン駆動にして、大型のモーター、電圧調節器、ポンプ専用のタービン発電機を不必要にする。この方針も無視出来ないが始動時に蒸気が必要でありこの點は後に述べる。

大雑把な見積りによればこの系に使用される電力は冷却ポンプモーターを除くと同程度の重油焚プラントのボイラ用補機の所要電力にほぼ等しい。その中には直流モーターも含まれているが、これは電動発電機によつて直流を供給されている。

プラントの始動には別の動力源が必要であるが、これには普通の非常用ディーゼル発電機がそのまま使える。この際の負荷の大部分は一次冷却ポンプであるが、このほか制御装置や加圧装置の電源がある。爐が運転中に動力源が故障すると危険だから非常用発電機のほかに電池も使用する。

原子力プラントが完全停止状態から始動するに要する時間は普通の重油焚の蒸気プラントと同程度である。プラントの負荷は制御棒の挿入により定格の1/10位まで下げられるがこれ以下にしたい時は一部の蒸気を減圧して復水器へバイパスする。

爐が停止してもなお熱は発生するだろうから冷却は続けなければならない。實際にこの爐は16時間以上にお

たつて定格の3%あるいはそれ以上の熱を出し続ける。

高負荷の状態から爐を停止すると放射性の核分裂生成物 $X_{0.25}$ が増加し始めるが、これは中性子を強く吸収するので原子爐の反応度が下がる。その理由は定常運転の状態では X_0 の生成が放射線變および中性子吸収による消滅とバランスしている。所が爐が停止すると中性子吸収による消滅がなくなるからである。この問題は燃料費が多少増すことを覚悟して X_0 の毒作用に打勝つ位に爐心の中の燃料を多くしておけば解決される。商船用に使用する程度の出力のものではこの方法は可能性が充分ある。

この型の爐では燃料交換が必要になるまでの期間を少くも1年以上に設計されよう。この期間は次の事項の何れかから定まる。

- a) 核分裂性物質の燃焼による消耗
- b) 有害生成物の蓄積
- c) 腐蝕による故障

加圧水型では燃料交換の際圧力容器を開閉せねばならない。これに要する期間は経験を積むに従つて短縮されるだろうが、2-4週間を要すると考えられる。燃料の交換は爐の頂上から行われることになるだろうが、その際二次遮蔽の内側へ人が入らなければならない。普通の船でボイラの up take によつて占められている空間がその作業に利用できる。實際に燃料交換が行われている間は乗組員は一時下船している必要があるだろう。

船用原子力プラントでは安全性と信頼性が何よりも重要である。上記のように一次系は二次遮蔽で包まれるが、この遮蔽はそのすぐ外側で働いたり居住したりしても安全であるように設計されねばならない。このほかプラントには機械的な故障が起り得るが、その際の影響を最少限度に止めるような装置を考へておく必要がある。現在までの検討によれば設計不良、運転員の過失、全體的な故障の発生などがない限り重要な核的事故は起りそうもない。實際にはこれらの原因が2つ以上重つて起らない限り事故がないようになければならぬ。

冷却ポンプの個々の故障は大して問題ではない。冷却体の量が急に減ると温度が上がるが、その際は制御棒が下つて反応度を下げる。またもし豫備の冷却ポンプがあればこれが働いて正規の状態に戻る。全部の冷却ポンプが止つた場合にはまず制御棒で爐が停止し、非常用冷却装置で冷却を行う。

燃料棒が損傷して放射性物質が冷却器に混つた場合には、監視装置が働いて直ちに発見され損傷所を隔離するか、爐を止めるかする。

一次管系の一部が破裂した場合には放射性の蒸気が原子爐室に充滿する。これを凝縮させて壓力を下げるには

散水装置があればよい。制御装置の電源が故障した場合には制御棒はバネで停止位置まで挿入されるし、万一これが働かなくても負の温度係数のため出力が危険な程増加することはない。

最近の single-screw のタービン船ではボイラを2臺装備しており信頼性が高い。原子力船も同程度の信頼性を持つためには二つの動力源が必要になる。これには爐を2臺にするか、または別に重油焚の過熱器を装備し、非常の際はこれをボイラとして使えるように設計しておけばよい。爐を2臺装備すると同じ出力に対して重量も容積も増す。

爐を1臺と過熱器を装備する方法は、普通の爐2臺のプラントや、上記のような2臺のプラントよりも優れた点が多い。すなわち蒸気を過熱することにより爐の出力はこれがない場合の約1.5倍ですみ、タービンの腐蝕が防止され、プラント効率も上る。

また爐が止つても過熱器で低減の蒸気を発生し低速で航海を続けることができる。一方このため過熱器や燃料

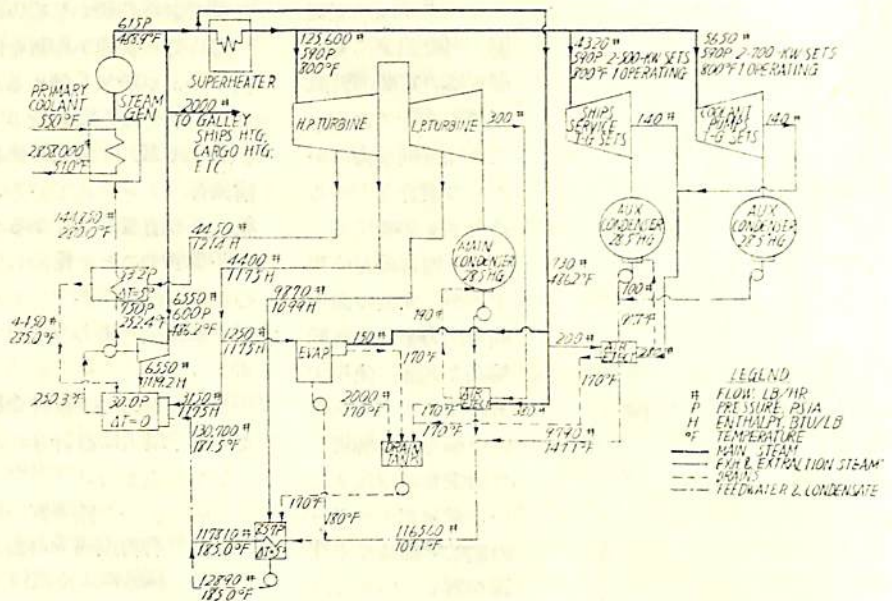


Fig. 7. 18,600 shp の蒸気系統の熱平衡圖，過給器付の場合

分だけ重量が増すが、爐の重量が減るから全艦としては軽くなる。また燃料油タンクは使用後に水を入れて遮蔽の役をさせるような配置もできる。

第6圖は加壓水型原子力プラントの熱流線圖である。これによつて、主な流量と主要装置の大體の大きさが分る。第7圖はこれに重油焚の過熱器を付け蒸気を800°Fまで過熱した例である。このプラントの主な利點は、1) 燃料費の低下（この場合普通の重油プラント以下になることが期待できる）、2) 過熱蒸気の使用、3) 実行の可能性が證明済み、などである。

加壓水型の主な缺點は高壓一次系のため重量が増し、その遮蔽も問題になることである。

加壓水型の主な缺點は高壓一次系のため重量が増し、その遮蔽も問題になることである。

液體金屬冷却原子爐プラント

第8圖は液體金屬冷却爐の基本的な線圖を示したもので一次系と二次系とに分れている點は加壓水型と同様である。

一次系は放射性物質が通る部分で次のものが含まれる。原子爐、管、弁類、蒸気發生器、一次冷却ポンプ、貯藏タ

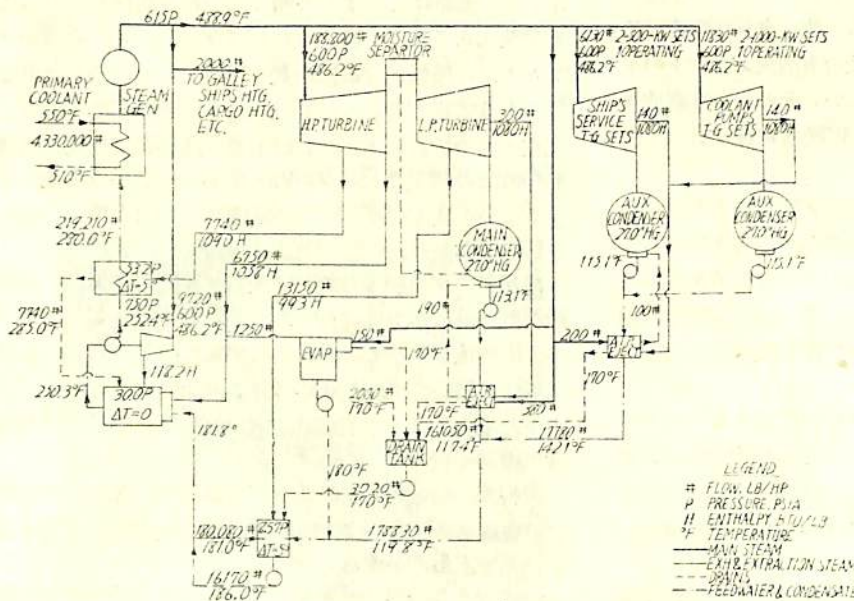


Fig. 6. 18,600 shp の蒸気系統の熱平衡圖，過給器なしの場合

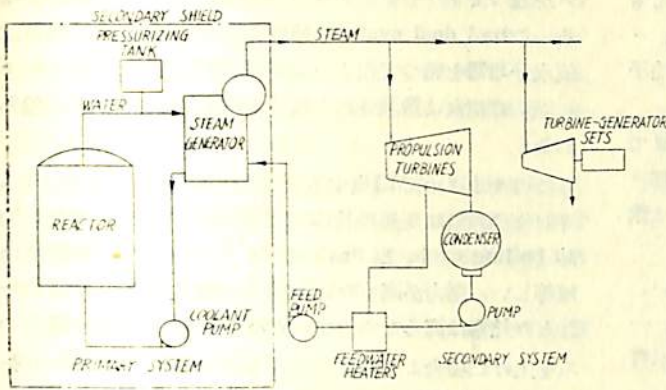


Fig. 8 液體ナトリウム冷却プラント

シールド、加熱装置、冷却系区画、

これらはすべて二次遮蔽の内に収められる。この炉は非均質、黒鉛減速、ナトリウム冷却、熱中性子、轉換爐であつて燃料の濃縮度は1.5~2%である。

一次冷却體として液體ナトリウムを使用すると熱効率がよくなり、また低壓で済む。すなわちナトリウムの沸騰點は1640°F (大氣壓) であるから冷却體の蒸發を防ぐため高壓にする必要がない。従つて冷却體の出口温度を決定する因子は燃料被覆材の性質だけである。これは現在1000°F が最高と考えられている。

ナトリウムは熱傳達率が高い ($h_{Na} = 15,200 \text{ BTU/ft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}$, $h_{H_2O} = 6030 \text{ BTU/ft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}$) が比熱は小さい。従つて爐内で大きな温度上昇が起り熱應力が問題になる。

ナトリウムは良い減速材ではないので熱中性子爐では別に減速材が必要になる。“Sea Wolf” 號の爐は液體ナトリウム冷却だが、これは中速中性子を使用している。このような爐では燃料の濃縮度は高くなければならぬ。しかし減速材が少く燃料要素も小さいので大きさはかなり小さくなる。熱中性子爐で液體金屬冷却を行う場合には黒鉛を減速材とするのが普通である。

ナトリウムは一次系から絶対に漏洩してはならない。その理由はまずナトリウムが爐心を通る時強い放射性を帯び、しかもその半減期が長いことおよびナトリウムは水と激しく反應するからである。ナトリウムの熱傳達については文献(1)に詳しく述べてある。

熱交換器が故障した際、ナトリウムと水とが反應を起すのを防ぐため、中間冷却體として NaK を用いる。NaK の熱傳達率は悪くはないが熱交換器にそれぞれ温度差があるから發生蒸氣の温度は二流系より低くなるのは止むを得ない。NaK と Na とが接觸しても多少放射性を帯びるだけで反應はしない。また NaK と水とが接

觸すると多少は反應を起すが Na と水の場合程激しくはないし、放射性を帯びることもない。NaK は一次冷却體としても良いように見えるが中性子の吸收斷面積が大きいので不適當である。

ナトリウムは 210°F で凝固するから始動の際は全一次系を加熱せねばならない。管や附屬装置はニクロム線に上つて 250~300°F に加熱される。その時の所要電力は毎平方呎當り約 1 Watt である。爐が停止した場合には液體金屬は貯藏タンクへ溜る。

液體金屬冷却を行うためには冷却ポンプに特別のものが必要である。これは文献(6)(7)に詳述してあるから、ここでは概要のみを述べる。この冷却ポンプには次の3種の型がある。

(a) 電磁式、(b) ガス封遠心式、(c) 密封モーター式。

(a) は磁場内で電流の通る導體は左手の法則により力を受けることを利用したもので、この場合液體金屬が導體である。このポンプは可動部がなく信頼性は高いが効率は悪く 35~40% である。ガス封遠心式の効率は最も良いが軸受の潤滑ができないから特別の設計をする必要がある。

次に現在では未だ研究の段階だが興味ある方法として、熱交換器を特別に設計して冷却ポンプが不必要な方法がある。この熱交換器は爐の傍に置かれ、そのポンプ作用は電磁力による。すなわち熱交換器内に筒型の馬蹄形磁石を設け、その極に電流を流す。その電流は熱電對の原理によつて熱交換器の低温管と高温管との温度差によつて起される。このポンプ作用は大きな自己制御性を持つが更に電氣的制御も別に行う。この方法によると液體金屬の循環には特別の管や弁類が不要で故障の起る部分が少ない。もしこの方法が成功すれば一次系の重量容積を著しく減らすことができる。

二次遮蔽は加壓水型の時と同様であるがナトリウムの放射能は強いから多少重くなる。二次系は普通の蒸氣プラントと同じであるが蒸氣状態は 650 psi, 850°F~850 psi, 900°F 位まで上げられる。なお一次冷却ポンプ用のターボ發電機が入用である。

爐の制御は制御棒で行うが、この型の爐は負の温度係數が小さくて輕水冷却のものより安定性は悪い。

ナトリウムが液状ならば始動に要する時間は普通の重油焚蒸氣プラントと同程度である。船が長期停泊するのでなければ爐は停止せぬ方がよい。プラントを停止し一次冷却體を貯藏タンクへ溜めた場合は、始動前にタンクの加熱をせねばならない。實際には一つの系に多くの小

タンクがついているから、ナトリウムが固まっても溶かすのに長時間は要しない。

爐の停止後 X₀ の形成されることは非均質型熱中性子爐と同じである。

燃料の交換作業は二次遮蔽内の放射能が安全限度まで下りさえすれば比較的速に行われる。爐の壓力容器は開閉が迅速にできるように設計される。ナトリウムは豫めタンクへ戻しておく。

液體金屬冷却爐の利點は (a) 一次系の壓力が低い、(b) 蒸氣状態をかなり、高くできることなどであり、一方缺點は (a) 液體金屬の危険性 (b) 一次系の遮蔽が重くなることなどである。

沸騰水型原子爐プラント

第9圖は dual cycle の沸騰水型原子爐を示したもの

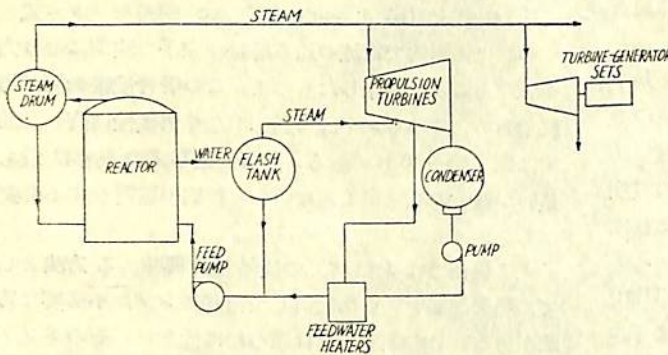


Fig. 9 沸騰水型 dual cycle 原子爐

で、これが他の原子爐プラントと異なる點は一次冷却體が直接タービンへ入っている點である。

このプラントに含まれるのは次の諸装置である。

原子爐、管・弁・附屬装置 (蒸氣および水)、フラッシュタンク、氣水分離器、冷却體ポンプ用ターボ發電機、冷却體ポンプおよびモーター、主復水器およびエゼクター装置、復水ポンプ、主給水ポンプ、給水處理装置、始動用および循環用ポンプ、非常冷却用熱交換器、給水加熱器、始動用および停止用熱交換器。

この型の爐で目下 Commonwealth Edison Co. (8) で製作中のものがある。それは 18 萬 KW のターボ發電機を廻すもので、1960 年までに運轉に入る豫定である。

水は冷却體と減速材の兩方の役をし、蒸氣は爐心の上部で發生するように設計されている。この蒸氣は蒸氣ドラムへ入つて水分を分離した後タービンへ導かれる。爐心と容器との間の部分は水の循環通路に利用される。またこの部分から水は抽出され、その中幾らかはオリフィ

スを通つてフラッシュタンクへ放出され低壓蒸氣となる。これが dual cycle の特色であつてこの低壓蒸氣は氣水分離器を通つて主タービンの中間段落へ入る。フラッシュせぬ水は豫熱された復水と混合され再び爐へ送られる。

このサイクルで發生する蒸氣は 600 psi でフラッシュタンクの蒸氣は正規の状態では 350 psi である。またこの時 boiling cycle と flash cycle の發生する熱量はほぼ等しい、壓力が高くなると前者の發生熱量と後者のそれとの比率は高くなるので、プラント効率は單に壓力のみを上げた場合より良くなる。もつと高壓のプラントを設計できるが價格や重量が増すので大して利得はない。例えば壓力を 1000 psi にしても熱量は 5% しか増さないのに容器や管は重くなる。その上タービンの段落は蒸氣の濕り度の高い所で増すので腐蝕が問題になる。

別に重油焚の過熱器で蒸氣を過熱することはこの場合適當であるまい。何故なら過熱蒸氣を用いればタービンの設計も従来通りですみ壽命も長いけれど過熱器を遮蔽内におかねばならないからである。

水は爐内で放射性を帯び、もし不純物が含まれていると、これが強いガンマ線の源となる。しかし高度の氣水分離を行うためタービンへゆく不純物の量は少い。それでもなお全體を遮蔽し遠隔操作を行う必要がある。これは船用タービンとしては新しい操作方法であるが不可能ではない。

タービンの保守はある程度はタービン停止直後でも出来よう。また検査や保守のためタービンや復水器を短時間に洗滌することも行われるだろう。しかし最も甚しく汚染されるのは燃料要素が破損した場合で、このような時には人間が機械室へ入つて仕事を始める前に長時間洗滌する必要がある。このような事故を防ぐため、水から常に試料を取りその放射能を調べ、もしそれが増加するようなら直ちに爐を停止する。このほか管系が破損した時には室全體が汚染されるから、人が入る前に洗滌と換氣が必要である。

爐に用いる水の純度は加壓水型の時と同程度に必要で、そのため給水處理装置が要る。蒸氣には放射性があるので蒸氣を使用する系はすべて遮蔽せねばならない。問題は遮蔽の量を最小にすることで、そのためには補機はすべて電化し、雑用蒸氣は別の補助ボイラで發生させるのがよい。しかし主發電機と冷却ポンプ用ターボ發電機はともに主蒸氣管から蒸氣を供給される。

このプラントは正規の運轉状態ではタービンの壓力が

パワーにより爐の壓力は一定に保たれており、フラッシュタンクからの蒸氣流量を加減することによりタービン全體の蒸氣流量は常に負荷需要に等しくなっている。ただこの系では發電機も含まれており、その負荷が變るから系全體の制御はやや複雑になる。

このプラントを起動するに要する時間は從來の重油だきのプラントの起動時間にはほぼ等しい。負荷變動に對する應答は非常によく、プラントは爐内で制御棒を動かさなくても廣範圍の負荷で自己安全性がある。

この型の爐での停止後のクセノンの蓄積は他の非均質型の熱中性子爐と同程度である。

このプラントでの燃料交換は比較的簡単な操作ですむ。まず爐を停止し冷却する。爐の容器にはその上で人が普通に働いていても差支えないよう遮蔽として水が入っている。燃料棒は容器の上端から取出し、同様な方法で新しい棒を入れる。使用した燃料棒は輸送用の容器に入れ処理または處分のため船から運び出す。爐の設計壓力は 600 psi ですむから加壓容器の頭部は簡単に取外せるように設計できる。

このプラントの長所は

- 1) 比較的設計が簡単であり爐の壓力が低く熱交換器がいらないから施設の價格が安くてすむ。
- 2) 加壓水型のプラントより効率が良い。
- 3) 高い固有の安全性がある。
- 4) ポンプ動力が少なくてすむ。

このプラントの第1の缺點は二次遮蔽の中に入れねばならない多くの機器があることである。遮蔽の重量は重油タンクを遮蔽物質として、または一部分の遮蔽として利用できればへらすことができる。後者の方法は機器をいくつかの群にわけて、それぞれを別々に遮蔽する方法である。こうすると明かに取扱うのに近づけないという缺點をもつ。

新しく報告された¹⁰⁾沸騰水型原子爐の他の型は非常に興味があり、特に船用のプラントに可能性を示した。それは密閉サイクルの沸騰水型原子爐プラントと呼ばれるもので加壓水型のプラントに似ており、蒸氣發生器によつて二つの獨立した系統を結びつけている。爐は水冷却水減速の非均質型熱中性子爐で、爐心の上部で沸騰の起る轉換型として設計された。爐の容器中の蒸氣は約 1200 psi でその飽和蒸氣温度は約 567°F である。蒸氣は胴管式の熱交換器に入りそこで 600 psi の過熱しない二次系統の蒸氣を發生させる。

この型をデュアル・サイクルの沸騰水型と比べて優れている所は

- a) 二次遮蔽の重量を少なくし得る。
- b) タービンその他の二次系統の機器に普通の通りに近よれる。
- c) 二次蒸氣を別の重油燃焼の過熱器で過熱できる。加壓水型プラントと比較して優れている主な點は
 - a) 必要は循環を對流で行うので一次冷却回路にはポンプや弁が不要である。このことは大きな一次冷却體ポンプやそれに附屬するタービン發電機一式が必要でなくなる。
 - b) 與えられた二次蒸氣温度に對して一次系統の温度は低くてすむ。
 - c) 發生蒸氣は價格にして 50% 安い見込である。
 - d) 負荷範圍にわたつて二次蒸氣壓は一定である。二次系統はタービン發電機一式に送る冷却體ポンプがないのを除けば加壓水型のプラントのものと同じである。

この論文で今まで述べてきた基本的なサイクルの外にも確かに長所のある幾つかのサイクルがある。商船に應用するという特殊な設計の開発は始つたばかりで型の選定、または要求に最適な型を始める前に廣く研究を行うことが必要である。

行われた研究を基礎にして原子力プラントが重油燃焼のプラントと同じような容積でもつて商船にのせ得るといふことはいえる。もちろん原子力プラントの全重量は從來のプラントの機器の重さより重い。しかしもし燃料と機器とを考へるならば從來のプラントより軽くなる。大きな油槽船または貨物船ではこの差は 1000~2000 トンの單位になり、もし遮蔽の方法が改善されればその差はもつと大きくなる。原子爐をおく部分に重量が集中することは考へねばならず、十分な剛性と安全性に對し船體設計に特別な注意が必要である。

さてわれわれは船用の原子動力プラントの數種の型について一般的な長所短所を討論してきた。價格はただ非常に一般的にそして相對的にみてきた。

しかし筆者が考へるに原子爐工學の發展の現段階で價格の比較をすることは誤りである。われわれが今まで討論してきた最初の數種の型の原子爐は、從來の重油燃焼の蒸氣プラントを持つ近代的な新しい油槽船の機器と比較するならば價格ははるかにまたは少しく高い。しかもこれらの爐は建設するまで何年かの研究實驗進歩の價格まで含まれている。またジルコニウムやアルミニウムのような稀金屬に對しての全く新しい工學が發達し、核燃料の生産や放射性物質を取扱う新しい方法が發達してきた。最初の爐を作るためのこれらの事柄は非常に高價な

ものである。幸運にも原子炉工学の発展は重要な國の關心事であり、このための費用は政府により補助されている。工業がこの分野で經驗を得るための時間と、施設および運轉の價格を低くする設計の調査、および數種の爐の製作が許されるならば價格はかなり下げることができらう。

原子力プラントの年間の燃料價格は重油燃焼プラントのそれよりもかなり低くなり、c 重油の値段が上つて核燃料の値段が下つていくことによつてこの差は益々大きくなると豫想される、原子炉の價格が重油燃焼ボイラおよびその補機の値段と同じか、またはより安くなるようなことはなさそうであるが、燃料價格やその他の有利な點が結局原子力プラントに味方するものと思われる。

それがいつ起きるかはいえないがしかし原子力プラントが商船の競争し得る動力源として現われてくることは豫想できる。

参 考 文 献

- 1) Liquid Metal Heat Transfer System for Nuclear Power Plant.
T. Trocki and D. B. Nelson.
Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 6, June 1953, Pg. 472
- 2) Nuclear Power Plant for Ship Propulsion
F. E. Crever and T. Trocki
Electrical Engineering, Vol. 73, No. 4, April 1954, Pg. 331.
- 3) Description of the Pressurized Water Reactor (PWR) Power Plant at Shipping port. Pa
J. H. Simpson et al.
Geneva Conference Paper A/conf. 8/p/815-USA.
- 4) Symposium on Turbine Operating Experience. Part I—A. D. Haff, Part III—F. H. Pennel Transactions-Society of Naval Architects & Marine Engineers, Vol. 62, 1954, Pgs. 284-287 and 299-306.
- 5) Safeguard Considerations for Nuclear Power Plants. H. Hurwitz, Jr.
Nucleonics, Vol. 12, No. 3, March 1954, Pg. 57.
- 6) Development of Special Pumps for Liquid Metals E. F. Brill
Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 5, May 1953, Pg. 359.
- 7) Electromagnetic Pumps for High Temperature Liquid Metal. J. L. Cage, Jr.
Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 6, June 1953, Pg. 467.
- 8) Dual-Cycle Boiling Reactor for Electric-Power. B. R. Prentice and S. Untermyer (General Electric Company) Paper presented at ASME meeting, June 1955, at Boston, mass., Power Division.
- 9) Closed-Cycle Boiling-Water Reactor.
G. I. Staber, F. H. Holzer and J. Macphee.
Power, Vol. 99, No. 9, September 1955, Pg. 75.

天然社編 船舶の寫眞と要目 第4集 1956年版)

B 5 判上製 200頁 寫眞アート紙 定價 650 円 (〒50) 11 月末發行豫定

昭和 30 年發行「船舶の寫眞と要目」第 3 集 (1955 年版) に掲載以後の 1 ケ年における國內船、輸出船の全部、鋼船 500 噸以上の新造船船を掲載する。約 120 隻の全貌が寫眞および百餘項目はわたる詳細なる要目より明かにされる。この 1 ケ年の日本造船界の盛況はこの集により餘すところなく明かにされ、ひいては海運界の活況をも窮い知ることができ、船舶關係各方面より待望されている。しかも各集ごとに日本圖書館協會の選定圖書に指定され、一般にも多くの關心を高めている。

なお特殊船において本集においては若干小型船 (500 噸未満) を参考のため掲載した。

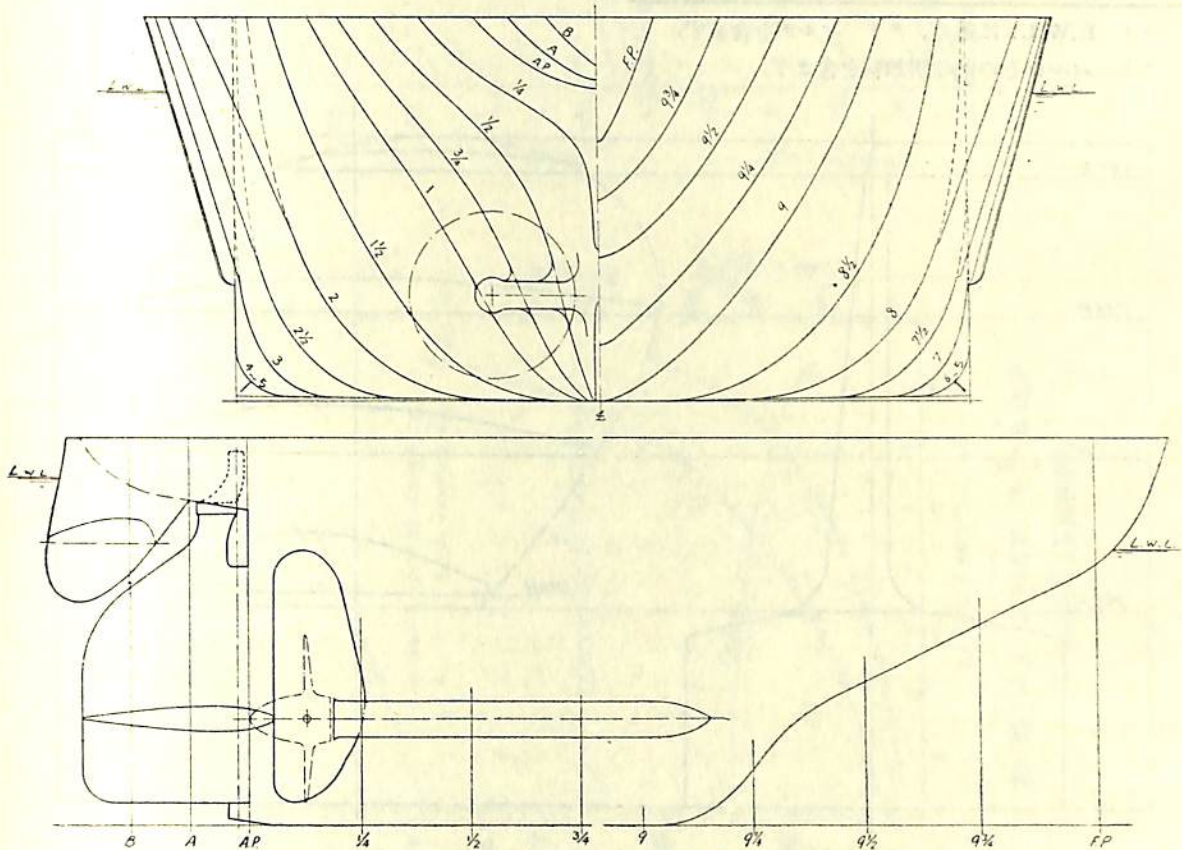
— 南極調査船宗谷の模型試験 —

宗谷の改造に関しては最近の本誌に数回にわたって連載されているが、これらにくわしく述べられている如く、本船は砕氷船としての特有の船首尾形状のほか、中央平行部に取りつけられたバルヂ、單螺旋から双螺旋に改装するためのスペクタクル・フレーム、砕氷時の衝撃を考慮して特に翼厚を大とした推進器等多くの特徴のある形状を有している。今回は本船に對して運輸技術研究所第一試験水槽で實施された水槽試験結果の概要を紹介する。

船體および推進器の主要目を第1表に示したが、これに對應する M. S. 120 は縮率 1/15.506 のろう模型船として製作された。その正面線圖および船首尾形状等を第1圖に、推進器の形状を第2圖に示す。圖にみる如く切り上つた船首と帆の後方にたれ下つた船尾は砕氷船の特

徴であり、船體中央部には船長の約70%の長さに楔形バルヂが取り付けられ、推進器を支持するスペクタクル・フレームも水平一本舵の特異な形となつている。また推進器の翼断面も前述の如く著しく肉厚で、翼端における厚は實船の場合で40耗である。

試験は満載、 $\frac{1}{2}$ 消費、 $\frac{3}{4}$ 消費の三状態について實施されたが、各状態間の排水量等が比較的少いので、ここでは満載と $\frac{1}{2}$ 消費状態についての結果を第3圖に示す。このほか砕氷時の推進器推力を推定する参考とするため、満載状態に對しては、曳船の場合の曳引試験と同様に、數種の曳引荷重を模型船の進行方向と逆方向に加えた状態での自航試験が行われたので、その結果を第4圖に示す。本圖の横軸にとつた曳引荷重は、曳船の場合ではこれが有効な曳引力を表わすものであるが、本船の場合で



第1圖 M.S. 120 正面線圖および船首尾形状圖

は碎氷時の推進器の有効推力を表わすと考えてよいであ
らう。

なお本船に搭載の主機は定格 2,400B.H.P×210R.P.M
のディーゼル機関2基であるが、推進器のピッチが碎氷

時の推力を大とする目的で若干小に速定してあるため、
第3圖にみる如く單獨航走時では定格出力に対する推進
器回転数が約16回轉大となつている。

第1表 要

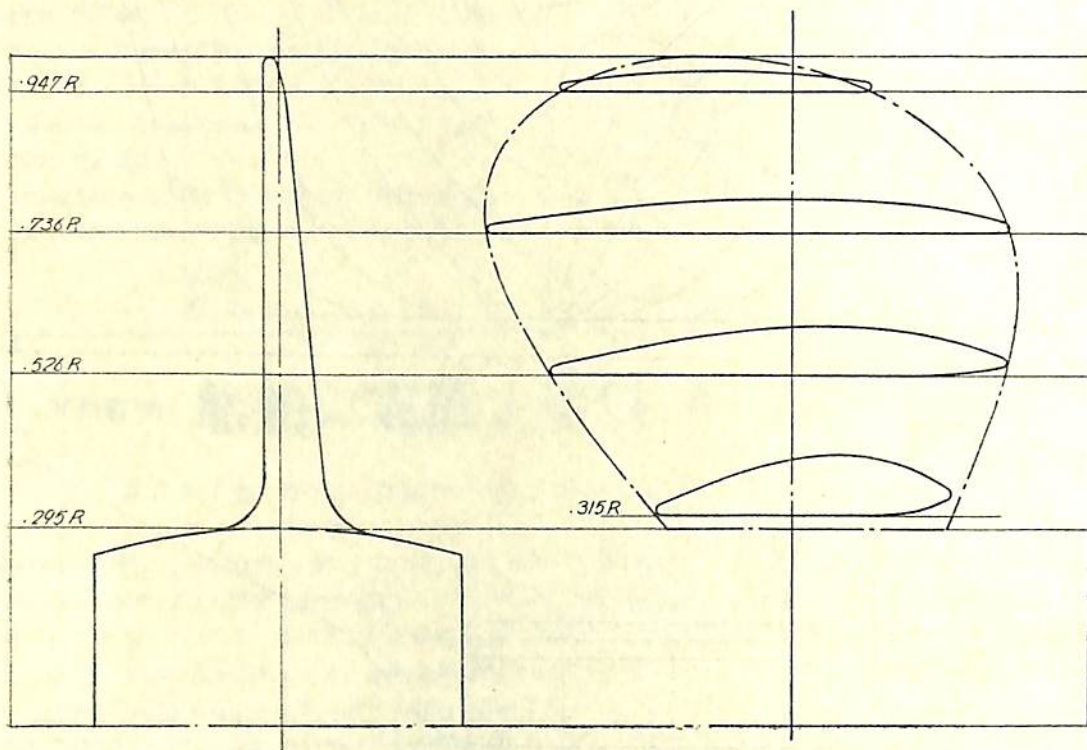
M. S. No.	120	
長 (L.B.P.)	77.53 米	
幅 (B) 外板を含む * 2	12.83 米	
満 載 状 態	吃水 (d)	平均 5.478 米 (トリム船尾 1.2 米)
	吃水線の長さ (L.w.L.)	80.08 米
	排水量 (Δ) * 3	4152 噸
	Cb * 3	.743
	Cp * 3	.752
	C _∞ * 3	.988
Icb (L.B.P. の % に て、∞印上より)	+	1.17 %
平均外板の厚さ		10 耗
λ _s * 3	.1430	
λ' _s * 3	.1560	

* 1 L.W.L. に基く, * 2 バルヂを含まず,

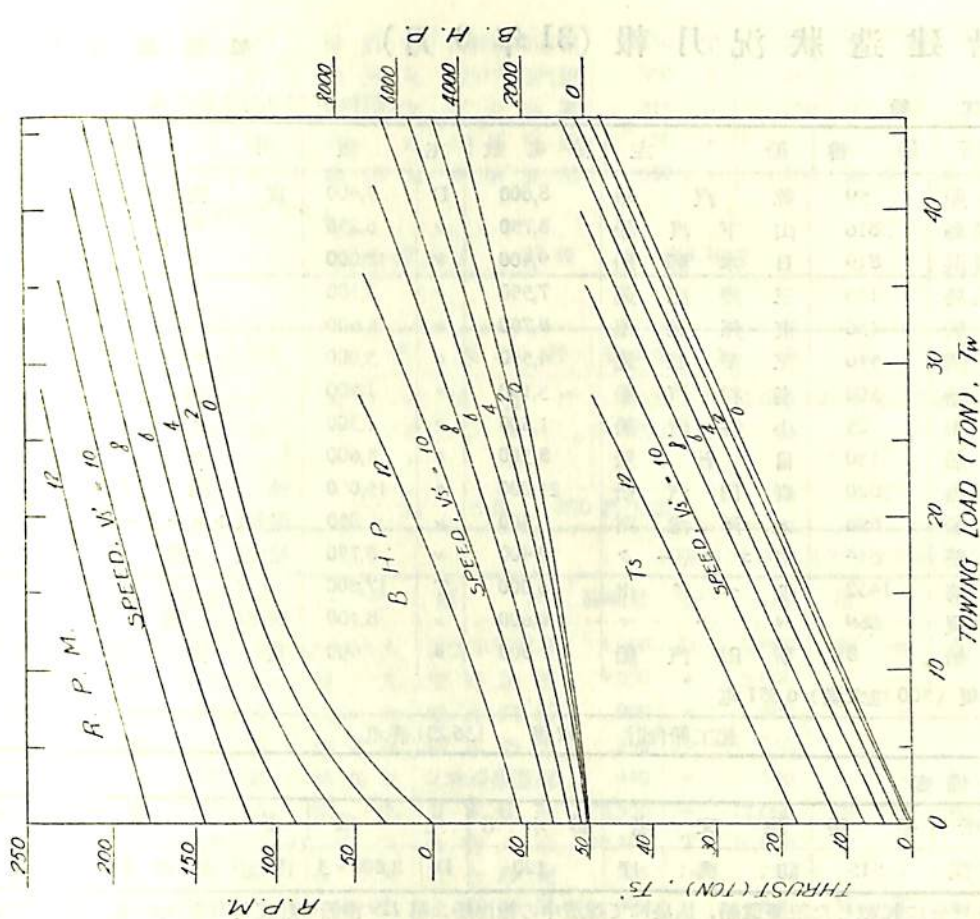
* 3 バルヂその他の附加物を含まず.

目 表

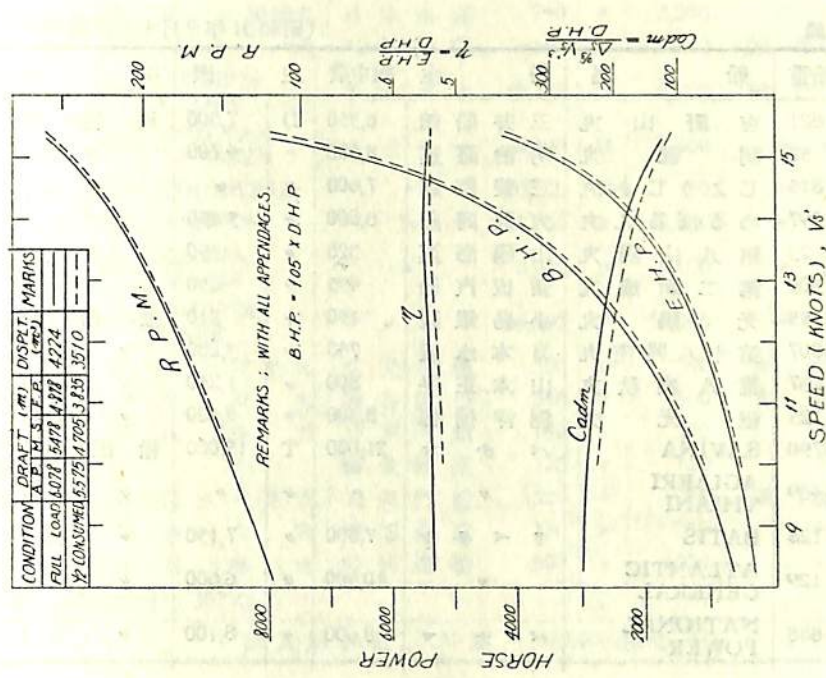
M.P No.	100 R. L.
直 徑	2,950 米
ボ ス 比	.295
ピ ッ チ (一定)	2,180 米
ピ ッ チ 比 (//)	.740
展 開 面 積 比	.544
翼 厚 比	.0617
傾 斜 角	0°
翼 數	4
回 轉 方 向	右, 左
翼 斷 面 形 狀	エーロフォイル



第2圖 M. P. 100 R.
L.



第4圖 M.S. 120 × M.P. 100 L. R. B.H.P. 等曲線圖
(曳引狀態)



第3圖 M.P. 120 × M.P. 100 L. R. B.H.P. 等曲線圖 (單獨航走時)

CONDITION	DRAFT (M)	DISPL. MARKS
Full Load	5.072	5478
1/2 Consumption	4.575	4724
		3835
		3510

鋼船建造状況月報(31年9月)

船舶局造船

(イ) 起工船

(昭和31年9月末迄に報告のあつたもの)

造船所	船番	船主	総吨数	主機	用途	起工年月日
藤永田造船	59	乾汽船	8,600	D 5,400	貨物船	31.9.15
日立造船, 桜島	3816	山下汽船	8,750	" 6,250	"	31.9.3
三菱日本, 横浜	819	日本郵船	9,400	" 12,000	"	31.9.26
三菱造船, 広島	153	三菱海運	7,550	" 5,100	"	31.9.17
名古屋造船	136	東邦海運	8,750	" 5,600	"	31.9.30
三菱造船, 下関	516	三菱海運	4,550	" 3,000	"	31.9.15
名村造船	300	名村汽船	3,100	" 1,500	"	31.9.28
浪速船渠	25	小谷汽船	1,600	" 1,300	"	31.9.28
大阪造船	130	自社船	8,300	" 5,600	"	31.9.6
日立造船, 因島	3820	森田汽船	21,000	" 15,000	油槽船	31.9.11
林兼造船	896	大洋漁業	500	" 850	漁船(トローラー)	31.9.8
三井造船	614	デンマー	12,400	" 8,750	輸出(油)	31.9.26
三菱造船長崎	1462	リベリヤ	26,000	T 17,600	"()	31.9.24
浦賀船渠, 浦賀	689	バナマ	8,600	" 8,100	輸出(貨)	31.9.20
三津浜造船	8	新田汽船	800	" 900	貨物船	31.7.27

外27隻(500吨未満) 6,351吨

起工船合計 42隻 136,251総吨

起工—警備艦

造船所	船番	注文者	排水吨	主機	型式	起工年月日
三菱造船, 下関	515	防衛庁	120	D 2,000×3	丙型駆潜艇	31.8.23

(備考) 31-6月分に起載した三菱造船, 広島にて建造中の輸出船, 第129番船の起工月日を次の通り訂正する。
(正31.7.14. 誤31.6.24)

(ロ) 進水船

(昭和31年9月末迄に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総吨数	主機	用途	進水年月日
三井造船	621	吉野山丸	三井船舶	6,350	D 7,500	貨物船	31.9.22
藤永田造船	57	明龍丸	明治海運	8,600	" 4,700	"	31.9.8
三菱日本, 横浜	815	じょうじあ丸	三菱海運	7,600	" "	"	31.9.20
名村造船	297	めるぼるん丸	大阪商船	6,800	" 5,250	"	31.9.22
浪速船渠	23	第八山陽丸	山陽海運	320	" 350	"	31.9.23
宇品造船	305	第二新成丸	新成汽船	495	" 650	"	31.9.8
浅野造船	55	光陽丸	小島銀蔵	150	" 210	油槽船	31.9.14
日立造船, 向島	3807	第十八興南丸	日本水産	740	" 3,280	"(捕鯨)	31.9.20
金指造船	237	第八盛秋丸	山本正平	800	" 1,250	"(鯖)	31.9.17
大阪造船	125	極光丸	極洋捕鯨	8,300	" 5,500	"(冷運)	31.9.6
日立造船, 因島	3790	SAVINA	バナマ	21,000	T 15,000	輸出(油)	31.9.8
三菱造船, 長崎	1469	AGIAERI THIANI	"	"	"	"()	31.9.20
" 広島	128	BATIS	リベリヤ	7,800	" 7,150	"(貨)	31.9.5
名古屋造船	129	ATLANTIC GENERAL	"	10,500	" 6,600	"()	31.9.30
浦賀船渠, 浦賀	688	NATIONAL POWER	バナマ	8,600	" 8,100	"()	31.9.17

幸陽船渠	30	第二神島丸	共和産業海運	440	T	500	貨物船	31. 8. 10
宇品造船	一	第二快進丸	瀬戸内海汽船	350	〃	240	〃	31. 8. 22
徳島造船	7	朝日丸	富士海運	215	〃	250	油槽船	31. 8. 28
向島船渠	35	桜島丸	日正汽船	150	〃	〃	〃	31. 8. 10
三保造船	211	第十薩州丸	伊藤漁業	600	〃	1,200	漁船(鮪)	31. 8. 25

外 7 隻 (100 吨未満) 576 吨

進水船合計 27 隻 111,186 総吨

進水—警備艦

造船所	船番	艦名	注文者	排水吨	主機	型式	排水年月日
浦賀船渠, 浦賀	672	かもめ	防衛庁	330	D	2,000×2	甲型駆潜艇
飯野重工, 舞鶴	31	きじ	〃	300	〃	〃	31. 9. 11
藤永田造船	52	かり	〃	〃	〃	〃	31. 9. 26

計 3 隻 930 排水噸

(ハ) 竣工船

(昭和 31 年 9 月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総噸数	主機	用途	竣工年月日
三菱造船, 下関	508	なしびつと丸	富士木材貿易	4,000	D	2,400	貨物船
鋼管鶴見	723	基島丸	飯野海運	9,250	〃	5,000	〃
尾道造船	36	若杉山丸	鶴丸汽船	999	〃	900	〃
第一船舶工業	3	第二和進丸	橋本時雄	230	〃	250	〃
幸陽船渠	30	第二神島丸	共和産業海運	440	〃	500	〃
三菱造船, 長崎	1470	隆栄丸	日東商船	20,300	〃	12,000	油槽船
新三菱神戸	873	つばめ丸	丸善石油	20,300	T	15,000	〃
徳島造船	7	朝日丸	富士海運	215	D	250	〃
新潟鉄工	252	おたる丸	北海商船	300	〃	600	貨客船
林兼造船	880	第十八文丸	大洋漁業	650	〃	3,000	漁船(捕鯨)
日立造船, 向島	3796	第十六興南丸	日本水産	740	〃	3,280	〃(〃)
塩山船渠	224	玉丸	三井造船	160	〃	500×2	雑船(曳)
石川島重工	744	ANDROS GLORY	アメリカ	10,150	T	8,200	輸出(貨)
三井造船	604	CHILEAN NITRATE	リベリヤ	8,200	D	3,600	〃(〃)
三菱造船, 広島	125	CORNWALL	〃	10,200	T	7,150	〃(〃)
新三菱, 神戸	870	ETHNOS	パナマ	10,100	〃	7,000	〃(〃)
浦賀船渠, 浦賀	692	SANTA MARIA	〃	8,600	〃	8,100	〃(〃)
三菱日本, 横浜	804	ANDROS CAPE	アメリカ	26,000	〃	19,000	〃(油)
幸陽船渠	31	第十互光丸	互光海運	320	D	350	貨物船
徳島造船	6	星徳丸	綿谷敏行	340	〃	400	油槽船
向島船渠	35	桜島丸	日正汽船	150	〃	250	〃
横浜造船	一	一	鶴見輸送	120	〃	120	〃
幸陽船渠	21	第五大商丸	大商汽船	320	〃	350	貨物船
〃	20	金生丸	興国海運	320	〃	350	〃
山西造船	6	石巻丸	山西造船	300	〃	250	〃

他 6 隻 (100 吨未満) 302 吨

竣工船合計 31 隻 133,006 総吨

特許解説

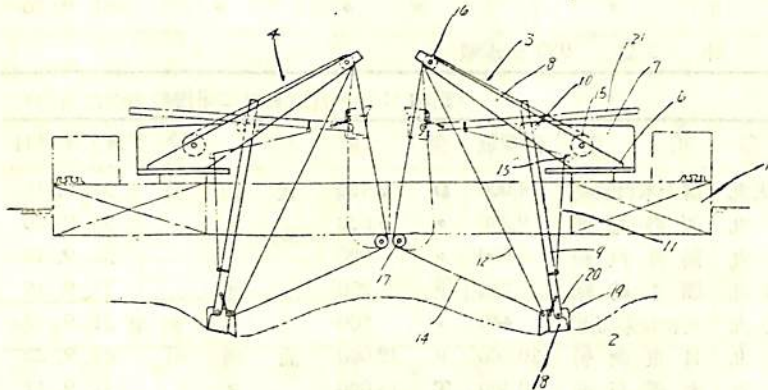
特許通 大谷幸太郎

浚渫船（昭和31年特許出願公告第7,768号，発明者・幸谷幸次郎 出願人・橋崎造船株式会社）

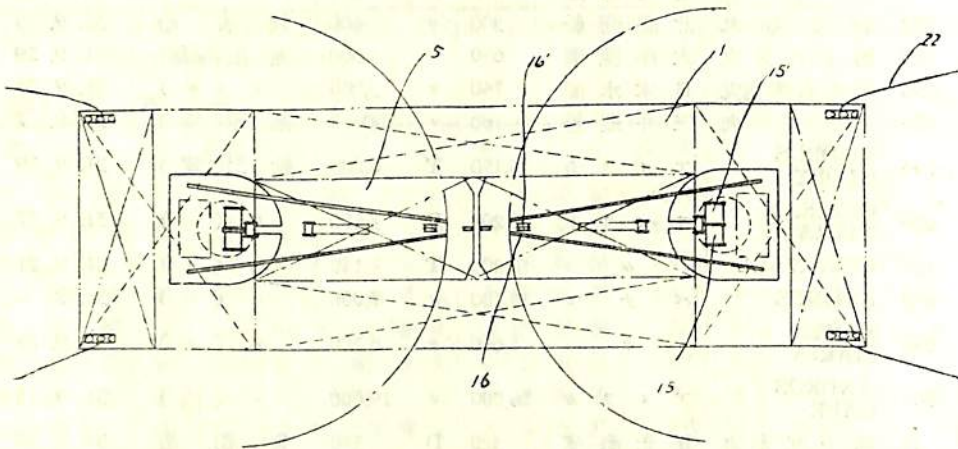
従来浚渫船によるデッパー式浚渫作業は3本のスパッドを水底に突き刺し1本のデッパーハンドルを使用して行われたものであるが、デッパーハンドルの突き刺し作業は一区域の浚渫作業を行われた後、船が移動するたびにやらねばならないので多大の時間と努力とを消費する

ばかりでなく水底をスパッドが突き刺され易いような状態にしなければならなかつた。本発明は以上のような缺點のない浚渫船を提供し浚渫作業を能率的に行わせようとするもので以下圖面について説明する。

1は船體、2は水底、3、4は浚渫装置、5は船底に設けた開口である。浚渫装置3、4は同様の構造のもので作業時における船體におよぼす反力が互に逆の方向をとりかつ船體に回轉力をおよぼさないよう配置されている。6はターンテーブル、7は原動機室、8はジブ、9はデッパーハンドル、10はデッパーハンドルの案内ローラー、11はデッパーハンドルの引付け索、12は捲上索、14はドラッグ索、15、15'はドラム、16、16'、17はそれぞれ案内ローラー、18はデッパー、19はその蓋、22はもやい索である。



第 1 圖



第 2 圖

浚渫作業を行うにはまずドラム 15、15'、15' を自由にしてデッパーハンドル 9 を水中に投入しデッパー 18 を水底に到達させる。次に引付け索 11 を適量巻取つてデッパー 19 を所望の位置に持来しドラッグ索 14 を巻取ることによりデッパー 19 を海底に沿い動かせばよい。1 對のデッパー 18 は船體の長手方向に配置した 1 對の案内ローラー 17 を介してドラッグ索 14 により操作されるため實質的に船體に回轉を與えることなく浚渫作業が行われる。ドラッグ索 14 を牽引してデッパー 18 内に土砂が充満したとき捲上索 12 が巻取られてデッパーハンドル 9 は鎖線位置に持来される。浚渫された土砂の土運船への積込みは普通の場合と同様にターンテーブル 6 を回轉してデッパーの蓋 19 を開くことによつて行われる。

船 舶 第 29 卷 第 11 號 昭和 31 年 11 月 12 日 發行 定 價 150 圓 (送 8 圓)

發行所 天 然 社
 東京都文京區向岡彌生町 3
 電 話 小石川 (92) 2284
 振 替 東京 79562
 發行人 田 岡 健 一
 印刷人 研 修 舎

購 讀 料

1 冊 150 圓 (送 8 圓)
 半年 (前金豫約) 800 圓
 1 年 () 1,500 圓
 半年および 1 年の直接前金豫約購讀の方にかぎり増頁による特價の場合には差額を頂戴いたしません

天然社・海事工学図書

- 鞠谷宏士著 A5 上製 160頁 300円 (送30円)
船舶の構造及び設備属具
- 上坂太郎著 A5 上製 160頁 280円 (送30円)
沿岸航法
- 横田利雄著 A5 上製 140頁 230円 (送30円)
航海法規
- 鞠谷宏士著 A5 上製 130頁 220円 (送30円)
船舶の保存整備
- 波多野浩著 A5 上製 350頁 700円 (送50円)
航海計器第1巻
- 依田啓二著 A5 上製 230頁 380円 (送50円)
新海上衝突予防法概要
- 浅井・上坂共著 A5 上製 290頁 480円 (送50円)
地文航法
- 天然社編 B5 上製 8冊 2段組 200頁 500円 (送50円)
船舶用品便覧
- 造船協会鋼船工作研究委員会編
 A5 判アート 220頁 (折込11枚) 450円 (送50円)
船舶の熔接工作法
- 福永彦又著 A5 上製 240頁 400円 (送50円)
海図の見方
- 浅井・豊田共著 A5 上製 280頁 450円 (送50円)
天文航法
- 鮫島直人著 A5 箱入 250頁 450円 (送50円)
船位誤差論
- 宇田道隆著 A5 上製 30頁 500円 (送50円)
海洋気象学
- 和達・畠山・福井監修 A5 450頁 1200円 (送50円)
気象辞典
- 中谷勝紀著 A5 箱入 230頁 500円 (送50円)
船舶用チーゼル機関の解説
- 上野喜一郎著 A5 箱入 630頁 850円 (送50円)
船舶安全法規
- 天然社編 B5 上製 220頁 450円 (送50円)
船舶の寫眞と要目 才2集 (1953年版)
- 天然社編 B5 上製 230頁 650円 (送50円)
船舶の寫眞と要目 才3集 (1955年版)
- 上田篤次郎著 A5 上製 (折込7枚) 500円 (送50円)
船舶用電気設備
- 造船協会電気熔接研究委員会編
 A5 判総アート 200頁 360円 (送40円)
船舶の熔接設計要覽
- 小林恒治著 A5 上製 260頁 420円 (送50円)
實用航海術
- 小野寺道敏著 A5 上製 340頁 500円 (送50円)
氣象と海難
- 山縣昌夫著 B5 上製 350頁 850円 (送50円)
船型学 (推進篇)
- 山縣昌夫著 B5 上製 図表別冊 700頁 (送50円)
船型学 (抵抗篇)
- 上野喜一郎著 A5 上製 280頁 380円 (送50円)
船舶の歴史 才1巻 古代中世篇
- 上野喜一郎著 A5 上製 300頁 420円 (送50円)
船舶の歴史 才2巻 近代篇
- 米國造船機学会編 米原令敏訳 各 B5 上製
船舶機関工学 (第1分冊) 650円 (送50円)
 " (第2分冊) 520円 (送50円)
 " (第3分冊) 700円 (送50円)
 " (第4分冊) 800円 (送50円)
 " (第5分冊) 900円 (送50円)
- 船舶局資材課監修 B5 上製 400頁 650円 (送50円)
船舶の資材
- 茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円 (送40円)
解説「レター」
- 橋本・森共著 A5 上製 200頁 300円 (送40円)
船舶積荷
- 小野暢三著 A5 上製 170頁 250円 (送40円)
船舶用聯動汽機
- 矢崎信之著 B6 上製 300頁 250円 (送40円)
船舶機関史話
- 渡辺加藤一著 A5 上製 200頁 280円 (送40円)
荒天航泊法
- 小谷・南・飯田共著 A5 上製 340頁 450円 (送50円)
機関士必携
- 依田啓二著 A5 上製 400頁 450円 (送50円)
船舶運用学
- 小谷信市著 A5 上製 300頁 350円 (送50円)
船舶用補機
- 高木淳著 A5 上製 240頁 300円 (送50円)
初等船舶算法
- 中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円 (送50円)
船舶用チーゼル機関
- 中谷勝紀著 A5 上製 200頁 250円 (送40円)
船舶用燒玉機関

JRC 船舶用無線装置

伝統の技術により
更期的新型機完成!

営業品目

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



日本無線株式會社

本社 東京・三鷹・上連雀 930

営業所 東京・渋谷・千駄ヶ谷4-693
大阪支社 大阪・北・堂島中1-22

三機の鋼管と船舶用機材

厨房設備

(ギャレ・グリル・ベーカリー・バー・喫茶)
冷蔵設備・食品加工設備一式

洗濯設備

(客船・貨物船・捕鯨船等何れにも適する様)
設計製作施工いたします

鋼製家具・寝台

規格

JIS ASTM BS
LRS ABS API NK

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



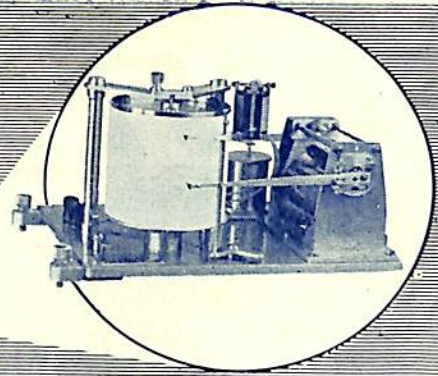
三機工業

社長
山田熊男

本店 東京都千代田区有楽町(三信ビル) 電話(59)代表5251~(10) 代表5261~(10) 代表5351~(10)
支店 名古屋・大阪・福岡・札幌 工場 川崎・鶴見・中津

船用精密傾斜計

磁力制振器付
一元式 ローリング成分
二元式 ローリング、ピッチング二成分



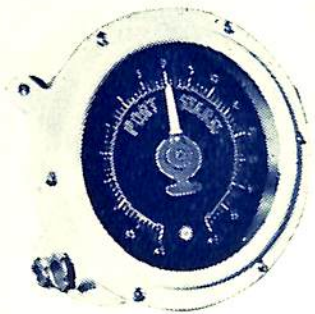
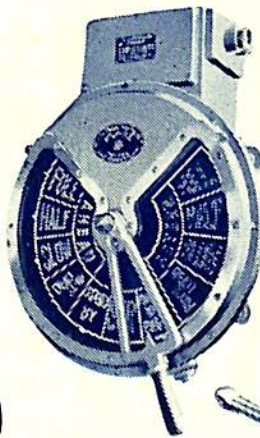
RM-1型 水銀U字管式
RM-3型 振子式、空気制振器付

船用動搖記録計

型録贈呈

服部時計店
機械部

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



NZK 直交流式電気テレグラフ
式テレグラフ
角指示器
電気式主機回転計及び積算計
操舵スタンド
號鐘、木工金物
船用ディーゼルエンジン用吸、排気弁

日本造船機械株式会社

東京都港区芝田村町5-2
電話 芝(43) 7326-9

ALFLEX

英国ロイド船級協會承認

実用新案登録第425009号
通産大臣賞受賞

低温熱絶縁体

＝用途＝

船舶の冷凍艙・冷蔵コンテナ及容器・冷蔵倉庫の天井及扉・
鉄道冷蔵貨車・冷蔵自動車・鉄道客車・電車バス等の断熱
防音用

＝八大特長＝

軽量・無臭・非吸水・非吸湿・不燃性・使用の簡便・
熱伝導係数不変・寿命半永久

保安廳・国鉄・各造船会社・各冷凍会社御用命

製造販賣元

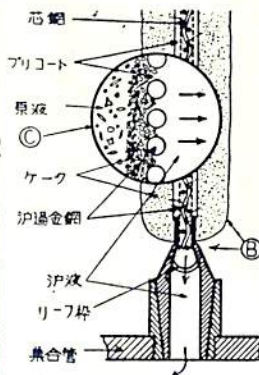
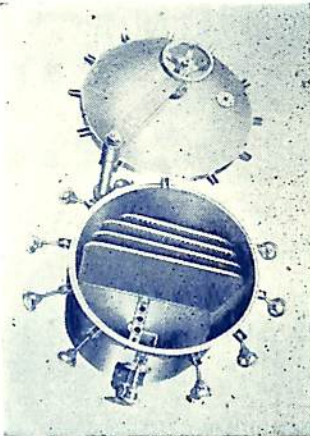
太洋産業株式会社

本社 大阪市北区梅ヶ枝町18番地
電話大阪(34)0064, 6364
東京出張所 東京都千代田区神田錦町1丁目4
電話東京(29)9308
工場 大阪市都島区内代町1丁目13
電話城東(33)1569



特許ウルトラ・フィルター

標準型分解図



硅藻土汚膜により…
潤滑油・燃料油循環濾過に
100%効果!!

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

(カタログ進呈)

飲料水の無菌濾過

ミウラ化学装置株式会社

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

弊社あるいは…代理店を通じて御照会下さい

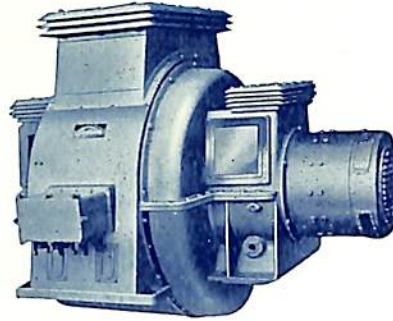
代理店 三菱商事・オ一物産・日協産業・宍戸商会

最高水準を行く



船舶関係主要製品

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



550 KVA 交流主発電機



25HP 電動機

東芝の船舶用電気機器

Toshiba

東京芝浦電気株式会社

東京・大阪・福岡・名古屋・広島・富山・仙台・札幌・高松・小倉・金沢

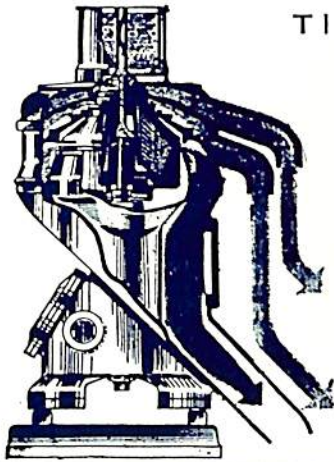


TITAN DENMARK

昨年5月より本年4月迄

1年間12140台輸入!!

The Perfect Marine Separator:
Titan Self-Cleaning Superjecto
Titan Centrifugal Purifier & Clarifier



Cosmic Shipping Co., S.A.

MASTER MICHAEL

D/W 38,000トン

川崎重工業株式会社建造

昭和31年1月竣工

油種	ディーゼル油	パンカー
型式	潤滑油	C 重油
連続式 NS 66	3,000 1/H	1,400 1/H
全 NS 70	7,000 "	3,000 "
普及型 CM 1305	1,000 "	—
全 CM 1400	1,400 "	—
全 CM 1500	2,200 "	—
全 CM 1700	3,500 "	1,700 "
全 CM 1830	5,000 "	2,500 "

日本総代理店

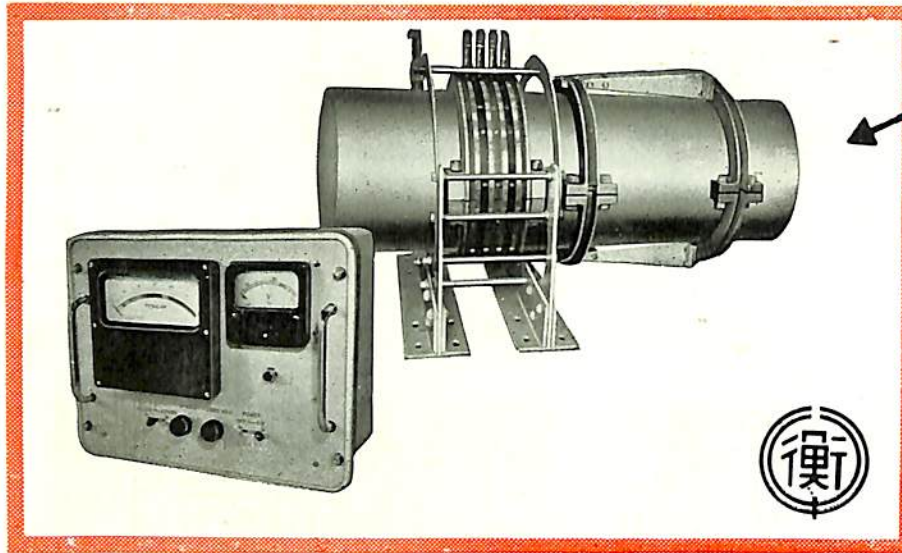
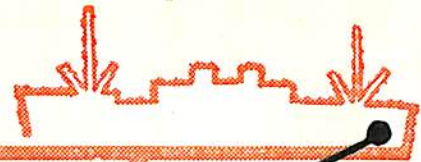


株式会社

ガデリウス商会

東京都港区芝公園七号地 電話芝(43)8251(代)
神戸市中央区京町六七号エビル 電話(3)6241(代)

電気式船用トルクメータ



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

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



東京都品川区北品川4の516 • TEL 白金 (44) 1141-5
 大阪市南区八幡町6 • TEL 南 (75) 6140
 福岡県宗像郡津屋崎町 • TEL 津屋崎 104

株式会社東京衡機製造所

船舶 牙二十九卷 牙十一号
 昭和五年三月二十日 牙三種郵便物認可
 昭和三十一年十一月十七日 発行 (毎月一回)

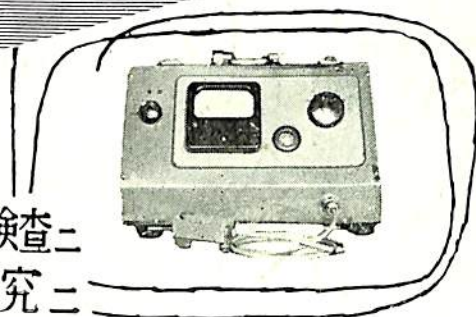
編集発行 東京都文京区向ヶ岡潤生町三
 印刷所 新田岡健通一
 研 市 東 堀 通 舍

本号定価一五〇円
 地方定価一五五円

発行所 天

東京文京区向ヶ岡潤生町三
 振替・東京七九五六二番
 電話小石川路二二八四番
 社

表面アラサ計



加工中ノ仕上面検査ニ
 摩擦摩耗ノ研究ニ



本器は通産省工業技術院の應用研究試験補助金により、工業技術院機械試験所と協同研究によつて完成したものであります。

- 1 数秒にて測定可能(直読)
- 2 測定範囲0.1乃至30ミクロン(RMS値)
- 3 記録計により記録可能
- 4 針圧1グラム以下
- 5 使用電源100ボルト50又は60サイクル60ワット

コツス測定器株式会社

東京都千代田区有楽町1の2(日比谷朝日生命館) 電話東京(59)9598・9761~2

BMI 5541