

船舶

造船・海洋開発

超省エネルギー船“新豊丸”の基本計画と設計・建造／ダ
クトプロペラの実船効果／連載・船殻設計の理論と実際



大阪工場場で完成したセミサブ型オイルリグ “ペンロッド73”

 **日立造船**

"夢のプランニメーター"出現!

TAMAYA DIGITAL PLANIMETERS

PLANIX 7

新製品

あらゆる面積測定をクリアする抜群の高性能。

タマヤプランクス・セブンは、平面上のあらゆる形状のどんな縮尺の図形でも、トレーサーで輪郭をなぞるだけで面積を簡単に測定できます。測定値は内蔵のコンピュータにより処理され、 cm^2 、 m^2 、 km^2 、 (in^2ft^2) 、 acre 単位でデジタル表示されます。

PLANIX 7は、コンパクトな構造にもかかわらず専用LSIにより、多くの機能を備えた最新型的面積測定器です。

■特長

- 電源ユニットも電源コードも必要のないコンパクト設計。
- ワンタッチで0セット
- 単位や縮尺のわずらわしい計算が不要
- 豊富な選択単位 (cm^2 、 m^2 、 km^2 、 in^2 、 ft^2 、 acre)
- メモリー機構により縮尺と単位の保護
- 測定値がオーバーフローしても、上位単位へ自動シフト
- 測定精度を高める平均値測定が可能
- ホールド機能による大きな図形の測定に便利な累積測定
- AC・DCの2電源方式
- 消エネ設計のパワーセーブ機能



■仕様

- 表示：液晶、8桁数字、ゼロサプレス方式
シンボル：SCALE、HOLD、MEMO、Batt、
E、 cm^2 、 m^2 、 km^2 、 (in^2) 、 ft^2 、
 acre 、◆(インディケーター)
- 測定範囲：1回の測定範囲約300mm×300mm
精度：±0.2%以内 (±2/1000パルス以内)
電源：①密閉型ニッケルカドミウム蓄電池(付属のACアダプターにて充電)
②AC100V (付属のACアダプター使用)
- 使用時間：約30時間 (充電約15時間)
重量：本体650g
寸法：本体150×241×39mm (ケース183×260×64mm)
付属品：専用プラスチック収納ケース、ACアダプター

タマヤ プラニクス・セブン

¥85,000 (専用プラスチック収納ケース付)

世界を測る 計測器のタマヤ

 TAMAYA

株式会社 玉屋商店

営業所 〒104東京都中央区銀座3-5-8 ☎03-561-8711(代)

本社 〒104東京都中央区銀座4-4-4 ☎03-561-8711(代)

池上工場 〒146東京都大田区池上2-14-7 ☎03-752-3481(代)

●カタログ・資料請求は、当社までハガキか電話にてご連絡ください。



安全な航海のため、 操舵室の窓はクリアーに。

結露・氷結から視界をまもりまします。
変わりやすい海洋気象、飛び散るしぶき、
吹き付ける氷雪、操舵室の窓は、どうしても
曇りがちです。

でもヒートライトCの窓なら、いつも快適な視
界をお約束します。ヒートライトCは、ガラス
表面に薄い金属膜をコーティングして通電
発熱させ、曇りだけでなく、氷結を防ぎ、融
雪もする安全な窓ガラスです。もちろん金
属膜は透視の妨げにはなりませんし、被膜
の保護や感電防止も万全です。またガラス
は万一割れても破片の飛び散らない安全な
合わせガラスです。

ヒートライト® C

 **旭硝子**

〒100 東京都千代田区丸の内2-1-2 (千代田ビル)
☎(03)218-5397 (加工硝子部)

SEIKO MARINE QUARTZ CHRONOMETER

厳しさに耐える信頼の精度 セイコークォーツクロノメーター(セイコー船舶時計)

安全航海に信頼の標準時計をお選びください。
厳しい環境条件に耐えぬく特別設計。
その上、インテリア感覚あふれるデザインですから、
船舶用としてだけでなく、正しい時間が要求される
いろいろな所でお使いいただけます。

主な特長

- 平均日差±0.1秒以内(20℃)の高精度
- 天測がしやすい0.5秒刻みのステップ
- 厳しい環境条件に耐えるすぐれた防水機構
- 乾電池なしでも40時間は動く二次電池内蔵
- 単一乾電池3個で1年間以上作動

船内の
子時計を
駆動する
親時計として



セイコークォーツクロノメーターQC-6M2
300×400×186mm 20kg

- 子時計は豊富に揃ったデザインからお選びください。

- カタログご請求ください。

標準時計に小型・軽量、持ち運び自由な



セイコークォーツ
クロノメーター
QM-10
標準小売価格
150,000円
184×215×76mm
2.2kg

マホガニー木枠のインテリア感覚あふれる



セイコークォーツ
クロノメーター
QM-20
標準小売価格
188,000円
200×220×107mm
2.8kg

11

船舶

目次/Contents

新造船の紹介/New Ship Detailed

超省エネルギー船“新豊丸”の基本計画	新和海運船舶部	10
On the Basic Planning of Revolutionary Energy-Saving Ore/Bulk Carrier "SHINHO MARU"	Shinw Kaiun	
超省エネルギー船209,000DWTバルクキャリア“新豊丸”		
Design & Building of 209,000DWT Revolutionary Energy-Saving Ore/Bulk Carrier "SHINHO MARU"		
	三菱重工業長崎造船所造船設計部	18
	Mitsubishi Heavy Industries	

Newly-built Ship Profile

省エネ大型タンカー“NI TTEN MARU”	31
重量物運搬船“SEA BRIDGE”	34

技術開発レポート/新方式LNGタンク(IHI SPB方式)	36
-------------------------------	----

ダクトプロペラ(DUCT PROPELLER)の実船効果について	吉田 眞	38
----------------------------------	------	----

連載/船殻設計の理論と実際<7>防撓板の設計	越智義夫	44
連載/液化ガスタンカー<52>	恵美洋彦	54

連載/海洋構造物<8>海底作業機器II	芦野民雄	65
Ocean Technical News Flash		64
Ocean Technical News		70

連載/高速艇講座<13>高速艇の推進	丹羽誠一	71
--------------------	------	----

IMOレポートNo.11/第47回海上安全委員会について	7
------------------------------	---

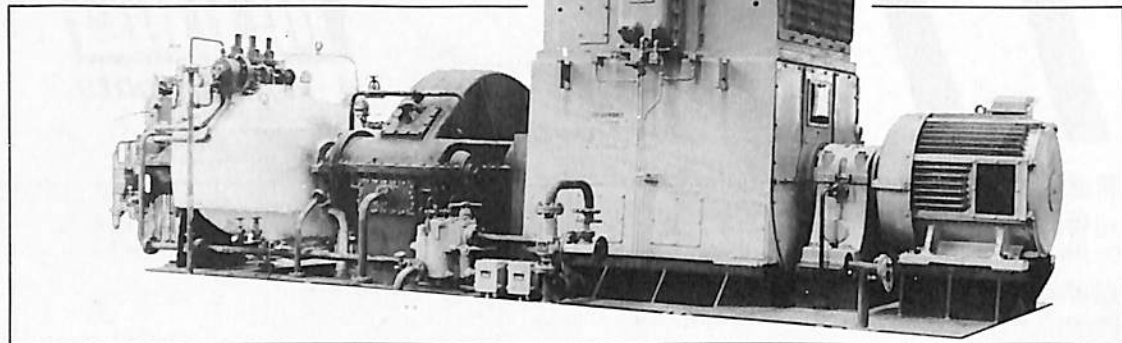
海外事情/巡航客船の話題2つ	17
/スウェーデン建造のCONBULKER	52
NKコーナー	53
ニュース・ダイジェスト	78
特許解説/Patent News	80

表紙/米国向け初の半潜水式海洋石油掘削装置

日立造船大阪工場堺で完工、米国西海岸へ曳航されるペンロッド・ドリリング社(米)向けセミサブ型オイルリグ。要目/プラットフォーム長さ82m、巾61m、深さ35m。最大稼働水深/457m、最大掘削深度/7,620m。



TAIYO
ELECTRIC MFG. CO., LTD.



—ながい経験と最新の技術を誇る—

大洋の船舶用電気機器

●発電機●電動機及び制御装置●配電盤●電源自動化装置●コンソール・パネル●ファン

大洋電機株式会社

本社／東京都千代田区神田錦町3の16 電話・03-293-3061(大代)
工場／岐阜・伊勢崎・群馬工場
営業所／下関・大阪・札幌営業所
LIAISON OFFICE／NEW YORK・JAKARTA・ABU DHABI

高速艇工学

丹羽誠一著／価4000円(送350円)
ISBN4-8072-5003-5 C3056 ¥4000E

体系的なモーターボート工学。
基本設計/船型/運動性能/構造強度/副部・機関部設計/他

新版 強化プラスチックボード

戸田孝昭著／価3800円(送300円)
ISBN4-8072-5004-3 C3056 ¥3800E

PRP関連技術の進歩発展に沿って、旧版内容を全面改訂。新たに5章と最新資料を追加。

現場のための

強化プラスチック船の工法と応用

田中勤著／価2300円(送300円)
ISBN4-8072-1011-4 C3056 ¥2300E

FRP船の正しい工法と応用作業の実際を巨細にわたり平易に解説。現場技術者必携書。

ボート太平記

小山捷著／価2000円(送300円)
ISBN4-8072-1013-0 C3056 ¥2000E

流体力学、構造力学をはじめ、むずかしい「舟艇の物理」を平易に解説。

日本図書館
協会認定図書
結びの図鑑〔PART: I〕
中沢弘・角山安筆著／高橋唯美画／価3500円(送300円)
ISBN4-8072-4006-4 C3056 ¥3500E

ベテラン帆船乗りが解説するロープワークの百科事典。イラスト画400余点。

日本図書館
協会認定図書
結びの図鑑〔PART: II〕
中沢弘・角山安筆著／価4000円(送350円)
ISBN4-8072-4007-2 C3056 ¥4000E

前著「PART: I」を上回る240余種の「結び」を精巧な写真によりその手順を解説。

日本図書館
協会認定図書
帆船史話
杉浦昭典著／価3500円(送350円)
ISBN4-8072-4003-X C3056 ¥3500E

帆船軍艦からクリッパーシップまで、帆船にまつわる凄絶・けん爛たる歴史とドラマを描く。精確な考証による帆船風俗史でもある。

帆船 その機装と航海

杉浦昭典著／価3300円(送350円)
ISBN4-8072-4002-0 C3056 ¥3300E

神戸商船大学教授の著者が20余年の研究と資料を集大成した大著。古今東西の帆船の事典。

発行／株式会社 舵社

新宿営業所：〒162 東京都新宿区赤城下町50

発売／株式会社 天然社

東京(03)267-1931代/ 振替・東京1-25521番

第47回海上安全委員会について

本年9月13日より同月17日までロンドンのIMO本部で開催されたIMO第47回海上安全委員会では主として、74年SOLAS条約の第二次改正案についての審議が行われた。

本改正案は、第三章(救命設備)及び第七章(危険物の運送)の全面改正、第一次改正で取残しとなった第II-2章(防火並びに火災探知及び消火)の一部並びに第三章の改正に伴う第II-1章(区画及び復原性並びに機関及び電気設備)及び第IV章(無線電信及び無線電話)の関連規則の改正が内容となっている。

本改正案は、当初、本年4月に行われた第46回海上安全委員会において審議の上、本年秋に採択される予定であったが、同会合において発展途上国が改正内容についての主体的な検討を行おうとする機運が高まったこと、緊急性の高い事項のみを改正対象とする総会決議A.500(XII)に従おうとする動きがあったこと等により実質的な審議は見送られ、今次会合において集中的に審議され、来年6月(当初5月に開催予定であったが、今次会合において諸般の事情から6月6日~17日に開催されることに決定した。)に開催される拡大海上安全委員会で採択されることとなっている。

なお、第II-1章及び第II-2章の全面改正並びに第V章の一部改正等を内容とする第一次改正については、昨年11月の拡大海上安全委員会において採択され、規定数以上の締約政府の反対通告がない限り、1984年9月1日に発効することとなっている。

以下では、74年SOLAS条約の第二次改正を中心に、審議の概要を解説することとする。

1. 発効日について

第II-2章の改正については、第一次改正の発効日と同一にすべきとの意見が出されたが、法的観点から不可能とする意見が大勢を占め、結論として、第二次改正の発効日は、一応1986年5月1日とすることで合意された。

2. 第二次改正案の内容について

(1) 第三章の改正案について

本章の改正案には、全閉型救命艇等斬新であり新船に適用となるものや、双方向無線電話設備、再帰性反射テープ等現存船にも適用となるものが含ま

れている。積付要件、性能要件等の水準の引上げ程度は、60年SOLAS条約以後最も大きなものであり、74SOLASと60SOLASはそれほど差がなかった。今次会合の主要案件となっていた。

以下では、今次会合において原案が変更となったものを中心にその審議の概要を報告することとする。

①現存船適用問題について

第三章改正案では、現存船に適用となる項目は、(イ)改正発効日即適用となるもの、(ロ)改正条約発効日以後、一定の猶予期間後に適用となるもの及び(ハ)拡大海上安全委員会で決定された日以後適用となるものとに分類されているが、今次会合における審議の結果、原案では(イ)の範疇に含まれていた双方向無線電話設備及び再帰性反射テープを(ロ)の範疇に移行することが合意され、現存船適用項目については、別表のように分類されることとなった。また、(ロ)の猶予期間について、改正原案では3年となっていたが審議の結果5年とすることで一応の合意をみた。

②双方向無線電話設備について

各船舶について少なくとも3個を設置することが明記された。さらに、現存船に備え付けるものについては、第IV章に定める性能要件中、周波数要件についてのみ満たせばよい旨規定された。

改正第三章(案)現存船適用項目

範疇	項	目
(イ)	○非常配置表及び非常措置 (Reg. 8) ○操作説明書 (Reg. 9) ○生存艇に対する指揮 (Reg. 10) ○退船訓練 (Reg. 18) ○作動準備、保守及び点検 (Reg. 19) ○訓練 (Reg. 25)	
(ロ)	○生存艇用EP:RB (Reg. 6.2.4) ○双方向無線電話設備 (Reg. 6.2.5) ○救命胴衣灯 (Reg. 21.3, 27.2) ○イマーショーン・スーツ及びサーマル・プロテクティブ・エイド (Reg. 21.4, 27.3) ○貨物船の救命筏積付要件 (Reg. 26.3) ○再帰性反射テープ (Reg. 30.2.6)	
(ハ)	○衛星用EP:RB	

③救命胴衣灯

改正案では、貨物船にのみ備付けが義務付けられていたが、今次会合において旅客船にも適用が拡大され、新船、現存船を問わず（ただし、現存船には5年間の猶予期間あり）、短国際航海に従事する船舶以外の旅客船にも備付けが義務付けられた。

④小児用救命胴衣の積み付けについて

少なくとも、総旅客定員の10%以上の小児用救命胴衣を積み付けることが明記された。

⑤旅客船のイマージョン・スーツ及びサーマル・プロテクティブ・エイドの積付けについて

旅客船のイマージョン・スーツ及びサーマル・プロテクティブ・エイドの積付けについては、今後の検討課題として残された。ただし、サーマル・プロテクティブ・エイドについては、開放型救命艇を有する旅客船（具体的には現存船）で温暖海域航行船以外のものについて、救命艇の乗員分を積み付けることが決定され、原案を修文することとなった。

⑥サーマル・プロテクティブ・エイドの性能要件について

原案では、耐火要件が課せられていたが、本物件は着用中に火災にさらされる可能性が少ないことから、本要件は削除された。

⑦レーダー反射器について

原案では、救命筏にのみ取り付けが要求されていたが、審議の結果、本要件は、救命艇にも適用されることとなった。

⑧救命艇及び救命筏の装備品について

短国際航海に従事する旅客船に対する免除規定（発煙浮信号、信号紅炎等の免除）は、削除された。

⑨救命筏のもやい綱について

原案においては、本船沈船時の筏の離脱のため、weak link を使用する方式を採用することとされていたが、筏投下時に風浪により、もやい綱がweak link 部分で切断し、筏が流失してしまう事例に鑑み水圧離脱装置を改良し、もやい綱を直接水圧離脱装置に接続する方法が提案された。委員会では、この提案を受けて(イ)原案通り及び(ロ)提案を反映したものの2つの規定案を作成し、来年の拡大海上安全委員会まで、その決定を延ばすこととした。

⑩その他

上記①～⑨のほか、字句の修正、用語の統一等が行われた。

(2) 第VII章改正案について

第VII章の改正は、IBCコード（危険ケミカルばら積船の構造及び設備に関する特別要件を定めた規則）及びIGCコード（液化ガスばら積船の構造及び設備に関する特別要件を定めた規則）の強制化並びに固体ばら積危険物の運送に対する規則の設置が主たる内容となっている。

今次会合では、第VII章改正案、IBCコード案及びIGCコード案について、以下のような審議が行われた。

①第VII章改正案について

①第VII章改正案について

原案では、A部及びD部に分けて規定が設けられていた危険物の個品運送及び固体ばら積危険物に対する規定をA部に一括して設けることとした。これにより改正案の構成は、次のようになった。

A部 — 危険物の個品運送及び固体ばら積危険物の運送

B部 — 危険ケミカルのばら積運送のための船舶の構造及び設備

C部 — 液化ガスばら積運送のための船舶の構造及び設備

②IBCコード及びIGCコードについて

採択のための決議草案が作成された。また両者の調和を図るため、編集上の修正がなされた。

③IBCコードの適用について

IBCコードは、改正第VII章のほか、MARPOL条約附属書IIにも引用され、同条約の下で内航船にも適用されることとなっている。

今次会合では、これに関連して各Ship Type に対する条約関連規定の適用表(案)が作成された。本表に関しては、重要な項目について検討の余地があること等が指摘され、次回BCH小委員会で検討されることとなった。

(3) 第II-1章改正案について

本章の改正は、第三章の改正に伴う関連規則の改正がその内容となっており、今次会合において改正案がほぼ固まった。

(4) 第II-2章改正案について

本章の改正は、第一次改正で取残しとなった部分についての改正であり、今次会合において、その必要性を含め検討が行われた。審議の結果、改正の必要性を認める意見が大勢を占め、草案部会において改正原案が作成された。改正案の内容は、FP小委員会で作成されたものとほぼ同一のものとなっている。

(5) 第IV章改正案について

本章の改正は、第三章の改正により新たに条約により備付けが義務付けられる救命設備のうち、無線電信に関するもの（双方向無線電話設備等）の性能

要件を設けることがその内容となっている。

今次会合では、第23回COM小委員会で作成された原案をもとに、以下のような審議がなされた。

①衛星用EPIRBのホーミング周波数について

衛星用EPIRB (Emergency Position-indicating Radio Beacon: 非常用位置指示無線標識)のホーミング(付近の船舶・航空機がEPIRBの位置を感知すること)のための周波数の選定について、2182 KHzを主張する国と121.5 MHzを主張する国とで意見が分かれ、従来から議論を重ねてきているが、今次会合においても結論は得られず、COM小委員会で検討の上、来春のWARC-Mobile(移動無線設備の世界的会議)での審議を踏まえて、来年6月の拡大海上安全委員会で審議されるまで、その決定を延期することとなった。

②生存艇用双方向無線電話設備について

原案では、水しぶきの中でも連続使用できる旨の要件が規定されていたが、通常の航海状態で使用可能であれば十分であるとの観点から、本要件は削除された。

3. その他

①1966年国際満載喫水線条約(LLC)の改正について

チリから提案のあったLLCの改正案(チリ近海の区域区分の緩和)が満場一致で採択され、来年秋に開催予定の第13回総会に決議草案として提出され

ることとなった。

本改正案は、総会で採択の後、締約政府の3分の2によって受諾された日の12カ月後に効力を生じることとなっている。

②船齢10年以上のタンカーの中間検査について

船齢10年以上のタンカーの中間検査における船底検査の実施方法について(74年SOLAS条約78年議定書第I章第10規則関連)の回章案が作成され、採択された。

以上で第47回海上安全委員会の概要報告を終えるが、74SOLAS条約の第二次改正については、来年6月の拡大海上安全委員会で採択されることとなっており、その動向に注目する必要がある。

・ミニ情報

先般、第17回MEPCレポートでご報告しましたギリシャのMARPOL条約批准の件について、9月23日の「世界海の日」に批准書をIMO事務局に寄託した旨の情報を入手しましたのでご報告します。これにより、同条約の締約国は14カ国、その船腹量は51万となり、あと1カ国の批准により、同条約の発効要件が満たされることとなります。

Ship Building News

■川崎重工業、超省エネ鉱石兼石炭船“邦英丸”を竣工

川崎重工業は9月7日、同社坂出工場において建造した日邦汽船向け37次計画造船“邦英丸”を完工、引渡した。本船は超大型鉱石兼石炭運搬船で、川崎重工業、日邦汽船、新日本製鉄3社の共同研究によるつぎのような種々の画期的な超省エネシステムが採用された。(詳細は次号掲載)

①世界で初めての低速ディーゼル機関1機1軸ギアダウンによるプロペラ45回転/分という超低回転推進システム、②世界最大の11メートル直径、3翼可変ピッチプロペラ、③船型形状の改良、④主機廃熱の有効利用と電力授受システム、⑤風圧抵抗の少ない船橋形状。

これにより、本船は35~36次計画造船の130,000

噸貨重量トン型鉱石兼石炭運搬船に比べて輸送貨物1トン当りの燃料消費量が約50%という超省エネ船となっている。

邦英丸の主要目

全長	315.00 m
長さ(垂線間)	305.00 m
幅(型)	50.00 m
深さ(型)	24.60 m
満載喫水(型)	18.30 m
総トン数	114,410 t
載貨重量	208,739 t
主機関	川崎MAN K8SZ70/150Ge型1基
	連続最大出力 15,500 PS×126rpm
	常用出力 13,200 PS×約119rpm
満載航海速力	12.4 kt

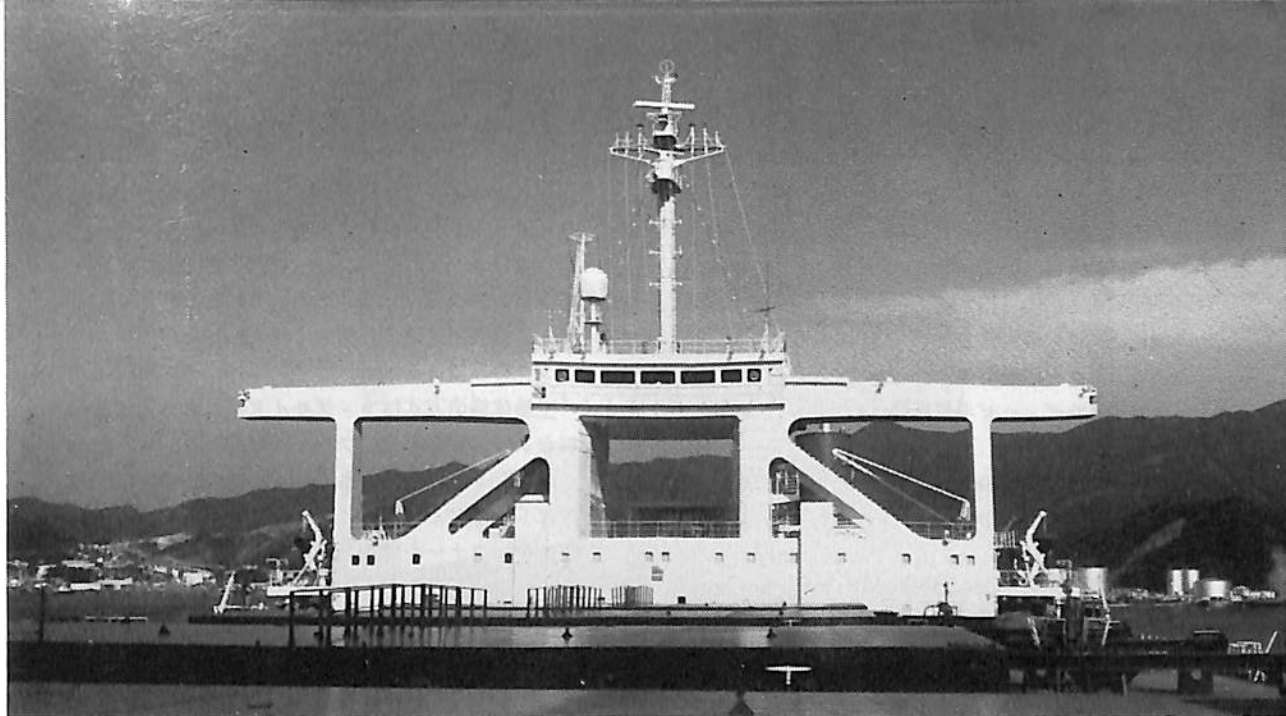
New Ship Detailed

On the Revolutionary Energy-Saving
Ore/Bulk Carrier "SHINHO MARU"



超省エネルギー船“新豊丸”
の基本計画と設計・建造について

新和海運／三菱重工業



超省エネルギー船“新豊丸”の基本計画

新和海運・船舶部

1. まえがき

“新豊丸”は超省エネルギー船として豪州～日本の鉄鉱石、石炭輸送に対する燃料消費量を35次、36次計画造船省エネルギー船の半分とすることを目標に、一昨年5月以来、新日本製鐵、三菱重工業、新和海運の三社で「省エネルギー・次期VLCB研究会」を設け、たび重なる研究会を経て昭和56年4月には基本案が完成した。この基本案をベースとして、昭和56年10月起工までの間に、更に詳細検討を加えて完成されたものが、後述する本船仕様である。本船の省エネルギーの基本構想は、先に述べたごとく輸送貨物トン当りの燃料消費量を最少限に抑えることにあり、これが上記研究会の主たる命題であった。

その主要点は(1)できるだけ大きな船での最適速力による航行。(2)船体の軽量化。(3)粘性、造波、空気等の抵抗の極少化。(4)プロペラ、リアクションフィン、操船装置、流線形状等による推進効率の向上。(5)主機関、排気ガスプラント、軸発電装置による総合的な機関効率の向上。(6)将来の燃料油の粗悪化に十分対応できる設備の具備等である。

以上の省エネ対策の結果、新豊丸は載貨重量約208,900トン、満載就航速力12.6ノットに対し、燃料消費量は47.3トン/日となる。豪州～日本間の輸送貨物トン当りの燃料消費量は約6キログラム/ロングトンとなり、31次船の約 $\frac{1}{3}$ 、35次船の約 $\frac{1}{2}$

となり、大巾な省エネを達成できた。

また省力化設備については、少数運航という必須条件を鑑み近代化委員会の総合実験船「B」設備基準を完全に満すと共に、主機関操縦装置を含め複雑な構造にもかかわらず、取扱い易い船となっている。

2. 主要目および一般配置

2-1 主要目

全長	315.00 m
垂線間長	302.50 m
幅(型)	50.00 m
深さ(型)	24.50 m
夏季満載吃水(型)	18.30 m
載貨重量	208,952 M.T.
総トン数	107,902.31 Tons
純トン数	73,444.55 Tons
容積(100%)	
貨物艙	217,618 m ³
燃料油タンク	5,395 m ³
潤滑油タンク	339 m ³
清水タンク	351 m ³
飲料水タンク	207 m ³
蒸留水タンク	38 m ³
バラストタンク	92,747.3 m ³
(FPT, APTおよびNo.8貨物艙兼バラストタ	

ンクを含む)

主機関：三菱 6UEC 60/150H 2基

最大出力 18,900 PS × 140/60 rpm

常用出力 16,060 PS × 133/57 rpm

試運転最大速力 16.34 kt

主ターボ発電機 680 kw 1基

補助ディーゼル発電機 680 kw 2基

軸発電機 280 kw 1基

乗組員 職員10人, 部員12人, 予備7人 合計29人

船級 日本海事協会(NS* "Bulk carrir, Strengthened for Heavy Cargoes, Nos. 2, 4, 6, 8 & 10 Holds may be empty")

MNS*, M0)

2-2 一般配置等

全通一層甲板, 船首楼なし, 船尾機関型で11貨物艙, 鉦石兼撤積運搬船であり, 中央部第8貨物艙はバラスト兼用艙(バラスト航海時常時使用), また第2および第10貨物艙は港内でのエアードラフト調整専用としてポートユースバラスト兼用艙としている。

船体形状は, 三菱型船首およびトランサム形船尾を有し, スタンフレームは, 舵柱なしの逆G型で, 複板流線形平衡舵とし, 三菱リアクションフィンを船尾部可変ピッチプロペラ前方に設けている。

操舵室を含む居住区は, 船体後部機関室上に配置し, 煙突のみ配置のエンジンケーシングとは完全に

独立している。貨物区画はトップサイドタンクならびにサイドホッパー付二重底を有する断面形状で, 艙口蓋はサイドローリング二枚割りである。

燃料油タンクは機関室区画内の前部両舷側部に配置し, 機関室区画より前方は貨物艙およびバラストタンクのみである。

主船体構造方式はトップサイドタンク部, 船底外板および二重底部は縦フレーム方式, カーゴホールは横フレーム方式である。貨物艙間の横置水密隔壁は, 上部および下部にスツールを有する鋼板に垂直スティフナーを溶接した片面平板構造となっている。

上部構造は前述の煙突用エンジンケーシング両舷と, 居住区画として上甲板上2層および二本のストラットにより支持された, 吹抜け構造方式の操舵区画を船首見透し角を充分確保できる高さを設けた。

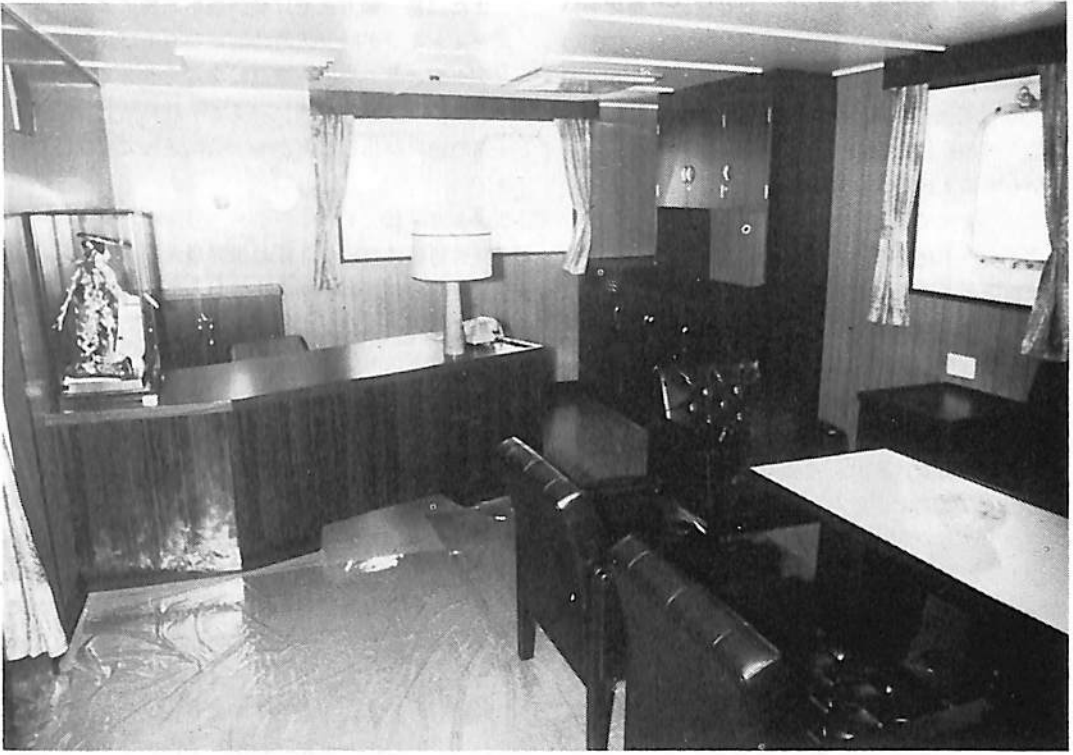
2-3 居住区画および仕様

居住区画は, 低速二基一軸主機関および機関室内の合理的機器配置より煙突を除き, エンジンケーシング不用の利点, 風圧抵抗減少を目的とした吹き抜け構造, 少数運航による船内生活を考慮し, 上甲板と端艇甲板を巾広に二層配置となっている。

吹き抜け構造上部の船橋甲板は操舵室と無線室を隣接配置, また上甲板下の機関室第2デッキ前方の一部に船務協力員専用宿泊設備を設け, 乗組員以外



ダイニング・サルーン



船長公室



ギャレー

の協力体制充実に備えている。居住区の二層において、上部の端艇甲板を運航乗組員個室区画、下部の上甲板は糧食貯蔵、供食サービス一体化を含む食堂、娯楽室、制御室、総合事務室、予備員室を配置し、公的区画の性格を強め、層による区画割りを採用している。最大搭載人員に該当する居室には予備員室も含め、すべてシャワー、トイレ付個室仕様でモノグレード化を進めている。

船橋甲板より機関室内第4デッキまでは、7停止階のエレベーターによって連絡され、居住および労働環境の改善に努めている。

3. 省エネルギー設備

3-1 最適船型、速力、主機関、出力の決定

豪州～日本間の鉄鉱石、石炭の輸送に当り、積揚地諸港の厳しい港湾制限内で、可能な限りの大型化を図り、燃料油価格、貨物輸送量、運航採算、速力等を電算機により算出し、これに豪州～日本間を航行するに要するパワーマージンを加味し、D/Wを208,952トン、船速を12.6ノット、主機関出力を18,900馬力、想定燃料消費量を47.3トン/日とした。

3-2 主機関

主機関は、将来の燃料油事情の悪化に伴う粗悪燃料油に対して安定した実績を有し、かつ少数定員化に対処するために、メンテナンスの容易な主機である低速ディーゼル機関をベースとし、燃料消費率の低い機関を選択した。三菱重工業ではSULZER、UECの二機種を有しているが本船には三菱6UEC 60/150 H型機関(10800 PS×128 R/M)を採用した。

推進効率を向上させるためには、火直径、低回転プロペラとすることが重要なポイントの一つである。

しかるに、これまでは中速機関でのギヤードアウンは容易に採用されてきたが、低速機関においては減速機の構造、価格、可撓性接手の強度がネックとなり、各船社、造船所共殆んど採用はしていなかったものであるが、本船は前記機関を二基一軸方式とし、改良型可撓性手、船尾管軸受への強制静圧注油方式の採用等により、これを可能とした。

主機関は6UEC 60/150 H型主機関二基、オリジナル21,600 PS×128 R/Mを12.5%ディレートし、回転数を140 R/Mまで上げ、燃料消費率を132 gr/PS.Hまで下げ、18,900 PS×140 R/Mとし、減速機により回転数を、更に60/R/Mまで落している。

また二基一軸方式では燃料価格高騰によるスロースティミング時、入港時間調整および片舷機メンテナンス等の際に一機運転を行えるメリットがある。この一機運転でも、バラスト航海時で11~12ノットの速力が出ることが海上公試運転でも確認された。

3-3 推進器

推進器には直径9.3mの世界最大級の三菱/カメラワ可変ピッチプロペラを装備し、推進効率向上と共に操縦性能をも向上させた。

3-4 排ガスエコノマイザー、発電機プラント

三菱二段蒸気圧力式排ガスエコノマイザーと三菱混圧式680kwターボ発電機および280kw軸発電装置をサイリスター(インバーター、コンバーター)方式にて組合せた三菱D-MAP IIシステムを装備し、主機関の排気ガスエネルギーを最大限に利用し、船内電力を賄い、それ以上の余剰電力は軸発電機を逆にモーターとして使用して、推進力を得ることができる装置とした。

海上公試時には、このモータリングにより約300 PS相当の出力が主機関の70%ロード付近にて還元されていることが確認された。またディーゼル発電機は“C”重油直燃機関を採用している。

3-5 省電力設備

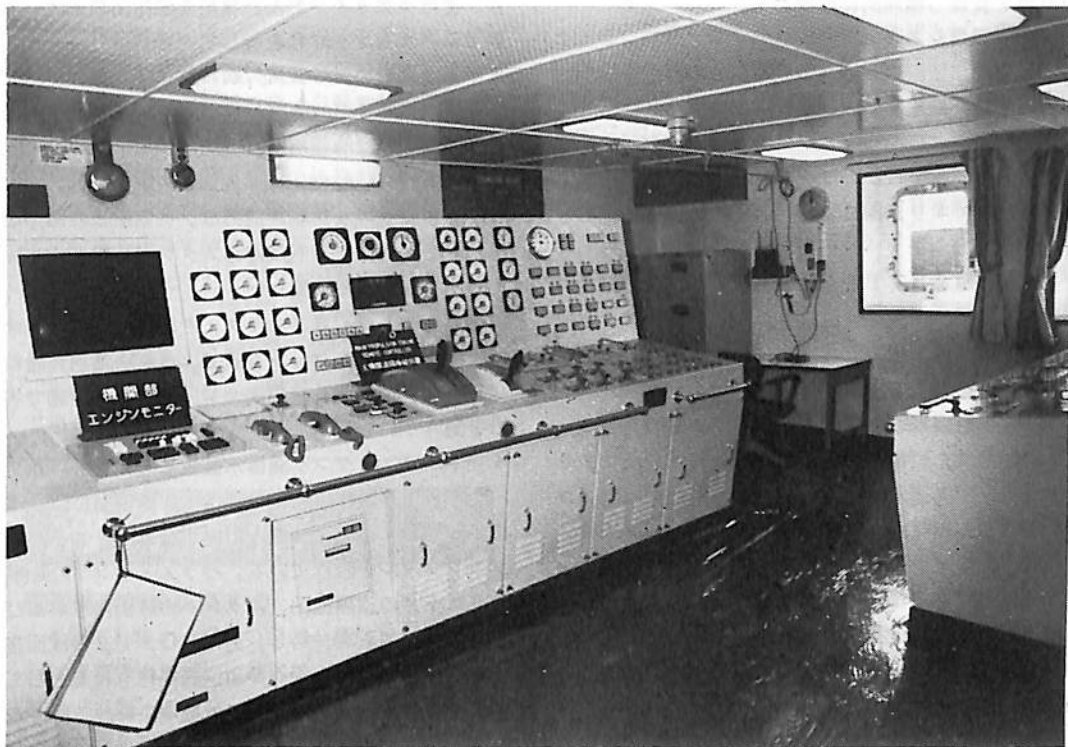
主機関の低出力時にあっても、排エコ~ターボシステムを成立させるためには、航海中の必要電力を最少限に抑えることが重要である。本船では船速を利用する船外スクープ方式を発電機タービンコンデンサー冷却に採用し、機関室内通風は、直接船外吸気方式とし、冷却海水ポンプは夏場2台、冬場1台で賄う台数制御方式、更に機関室M0消灯方式等により、船内需要電力を抑えた。

3-6 燃料油の粗悪化対策

将来予想される粗悪油に対しては、清浄機、加熱器等の容量を大巾に増加させ、燃料均一化装置(ホモジナイザー)を設備し、4200秒程度のF.Oまで焚けるような仕様とした。さらに、このホモジナイザーとボイラー燃焼装置にロータリーカップガバナーを組合せて、船内の全ての廃油を無駄なく有効に利用し得る構造とした。

3-7 船体の軽量化および船体抵抗の軽減

船体構造部材の約35%は高張力鋼を使用し、船体の軽量化を図り、また没水部には自己研磨性長期防汚塗料S.P.C.20およびS.P.C.9、HLCを採用し船体抵抗を軽減させた。さらに推進器前方には、4翼型三菱リアクションフィンを装備し、三菱独自の



コントロール・ルーム

流線型状と合わせ、推進性能の向上を図った。

3-8 荒天時の風圧抵抗

船体甲板上、居住区をコンパクトな二層にまとめ船橋との間を吹き抜け構造とし、風圧抵抗の減少を図ると共に、機関室自然通風取入口を設け、通風量の増加を図った。

3-9 最適航法、最適自動操舵システム

航行中の無駄な操舵による抵抗を最少に抑えるために三菱TONAC I装置を、また航路選定海象状況判断能力などが可能な総合航法システムTONAC IIを装備し省エネ効果を図った。

4. 遠隔および自動化に伴う省力対策

4-1 推進装置の遠隔と監視

主機関および可変ピッチプロペラの推進装置の遠隔操縦装置には、三菱MEDEA電子リモコンを採用。

左右舷主機関の自動負荷分担、自動翼角コントロール、片舷主機関による一基一軸運転操縦および操縦装置の自己診断等の機能をもたせ、船橋および制御室から推進装置の制御が簡単に操作できるようにした。

更に船橋には従来の操縦スタンドのほかに、50m船巾に鑑み、両ウィングよりプロペラの翼角制御が行えるよう補助スタンドを設け、接岸時の省力化を図った。

船橋操縦スタンドの後方、チャートテーブル上に、CRT式モニター(MUSE-LA)を設置し、機関々係の詳細データおよび機関の運転状態を常時監視可能とした。

4-2 航海計器

操舵室には旋回角速度計およびパワーユニットの作動状態をLED表示したオートパイロット、操舵室前面にはデジタル表示式レピータコンパスを設置した。

衛星航法装置、コースレコーダー(デュアルタイプ)、ロランC、レーダー2台、記録計およびデジタル表示器を装備した音響測深機(船首部および船尾部に各々送受信器を設けている)、ドップラースピード・ログ、IMCO基準に適合した衝突予防装置、船首揺運動を抑え、小舵角で保針性が優れ、操舵による舵抵抗を少なくしたTONAC I、航海情報を処理し海象を考慮した最適航路の選定、航法計算が可能な総合航法システムTONAC II等の最新の航海

計器を装備し機能的に配置した。

4-3 通信システム

船内通信装置として共電式電話(4系統)、50回線自動電話、操船兼船内指令装置を装備しているほか、操船作業および甲板上並びに機関室内との船上通信用として400 MHz トランシーバーの子機と親機で構成されており、操船兼船内指令装置にも接続できる。

無線装置として1.2 kwのSSB主送信機および130 W補助送信、全波受信機3台、国際VHF 2台、国内船舶電話用VHF 1台、ファクシミリ2台および海事衛星通信装置を装備している。

4-4 甲板機械の配置および遠隔制御その他

係船機は、船首、船尾部にそれぞれ4ウインチ6ドラム、中央部4ウインチ8ドラムの合計はウインチ20ドラムとなっている。オートテンション機構は、船横方向の6ウインチに対して装備され、4ウインチで使用可能となり、中フランジ付ドラムとの併用で使用される。中央部の4ウインチ8ドラムは両舷対称位置に設けられ、反対舷への索操作は行わない仕様である。

係船索はすべて70φの合成繊維索を使用し、ドラムは正転、逆転、速度制御を、キャブタイヤコードによる持運び電気式遠隔操作盤で操作可能としてい

る。またタグラインおよび係船索操作用のエア駆動キャプスタンを6台配置している。

4-5 自動締め付け装置付艙口蓋

2パネルサイドローリング方式で、蓋押上げおよび自動締め付けは油圧駆動、開閉はワイヤリングによるエアモーター駆動で、バラスト兼用艙蓋を含めすべてパネル間ウエッジレスである。一個所より二つの艙口蓋を遠隔操作可能な操作スタンドを設けている。

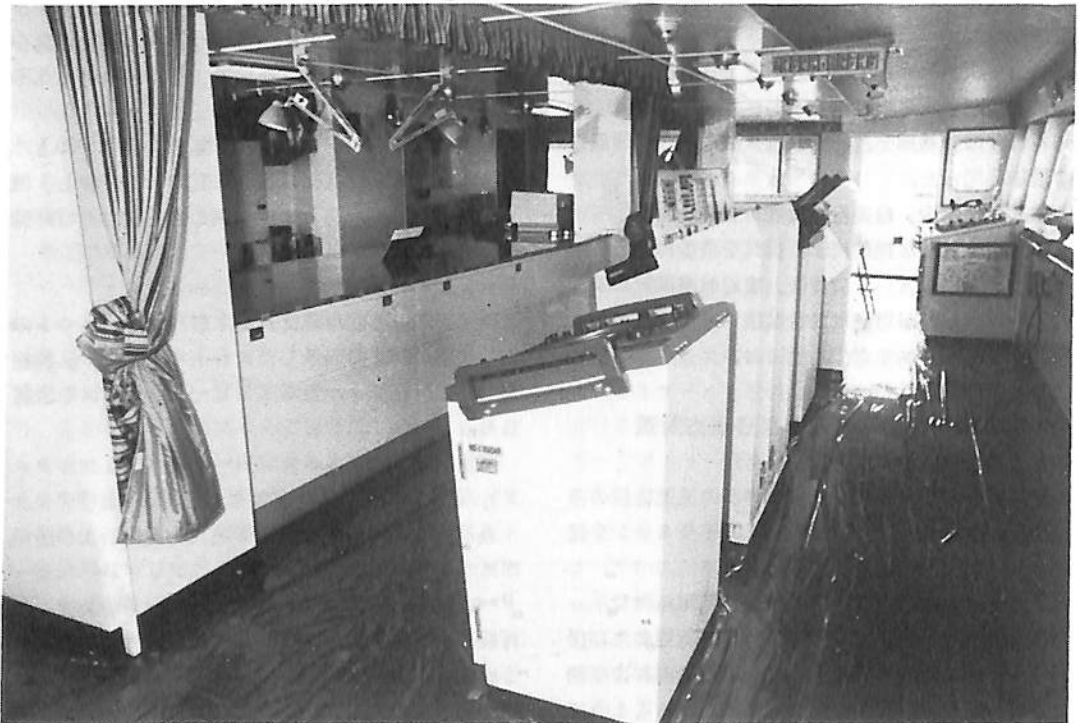
4-6 水先人乗船装置

パイロットジャコブスラダーと補助舷梯の組合せによるコンビネーション方式で、ラダー格納装置に関しては、両方とも固定式エアモーター駆動で省力を図っている。

4-7 バラストタンク漲排水装置その他

上甲板上の総合事務室に隣接する制御室には、機関室監視および制御装置と対座させたバラストバルブコンソールを設けている。バラストポンプの発停、バラスト弁の遠隔開閉、各タンクの液面指示および高低位警報装置を一括し、更にFOタンクの液面指示、高位警報装置、操作弁の遠隔操作を可能としている。コンソール横には、船首尾中央両舷、計4点計測の吃水計を設け、バラスト、補油作業の省力化仕様となっている。

4-8 信号式傾斜計の設置



操舵室

レーダーマスト中間の上甲板から視認可能位置に信号式傾斜計を設け、荷役業者に本船の傾き状態を知らせ荷役作業の適正化を図っている。

4-9 上甲板および艙口蓋上自動洗浄装置

上甲板上各艙口間に千鳥配置で12台の起倒式（使用時以外は艙口蓋の上面以下に格納可能）自動洗浄装置を設け、反対舷は、手動増し打ちに対処すべく固定配管を行っている。本装置はマニュアル操作によるスポット洗浄も当然可能である。

5. むすび

本船は、8月25日に三菱重工業長崎造船所、香焼工場を離岸した後、処女航海、豪州ポートウォルコ

ット港～大分、君津港間を無事終え、数々の省エネルギー設備も期待通りの成果が確認され、今後は超省エネルギーのみならず、船員制度近代化委員会より指定を受けた総合実験船“B”として、大なる活躍が期待されている。

おわりに本船の初期計画から竣工までの間絶大なご指導、ご協力をいただいた新日本製鐵吉田鈺石部長（当時燃料金属部副部長）ほか「省エネルギー次期VLC研究会」のメンバーである新日本製鐵燃料金属部、三菱重工業本社船舶技術部、ならびに三菱重工業長崎造船所船舶設計部、香焼工作部の方々には心から謝意を表し上げます。

海外事情

■ 巡航客船の話題 2 つ

本欄でも時々、客船の話題を提供してきたが、今回は新造のカリブ海巡航客船の話題を紹介しよう。航空“貨物”の伸びと、船舶“旅客”の伸びの動向は、今後の造船/海運双方にとって見逃すことのできないポイントと考えられるからである。（編集部）

【その1】（図参照）。

ノルウェーのthe Royal Caribbean Cruise Line社の新造船“Song of America”号はWartsilaのヘルシンキ造船所で最後の仕上げを急いでいる。

全長214.5m、幅28.4m、吃水6.8m、37,000総トン、1,414人の旅客定員と500人の乗組定員を持つこの豪華クルーザーは、本年5月から試運転を開始し、11月には竣工、引渡しの予定で、12月5日、マイマミ発で処女航海に出ることになっている。

主機は、中速4基2軸の8ZL40、22,400BHPで、可変ピッチプロペラ付で20.6knの巡航速力をマーク

する。2基の主機では17knである。

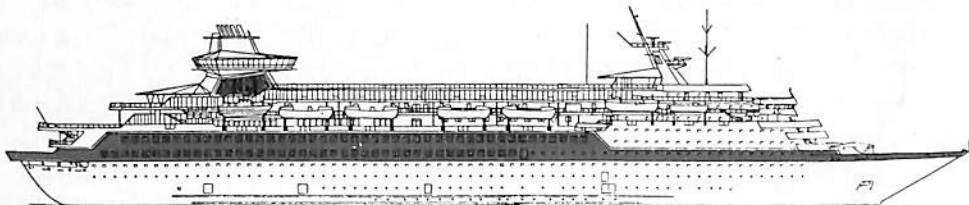
【その2】

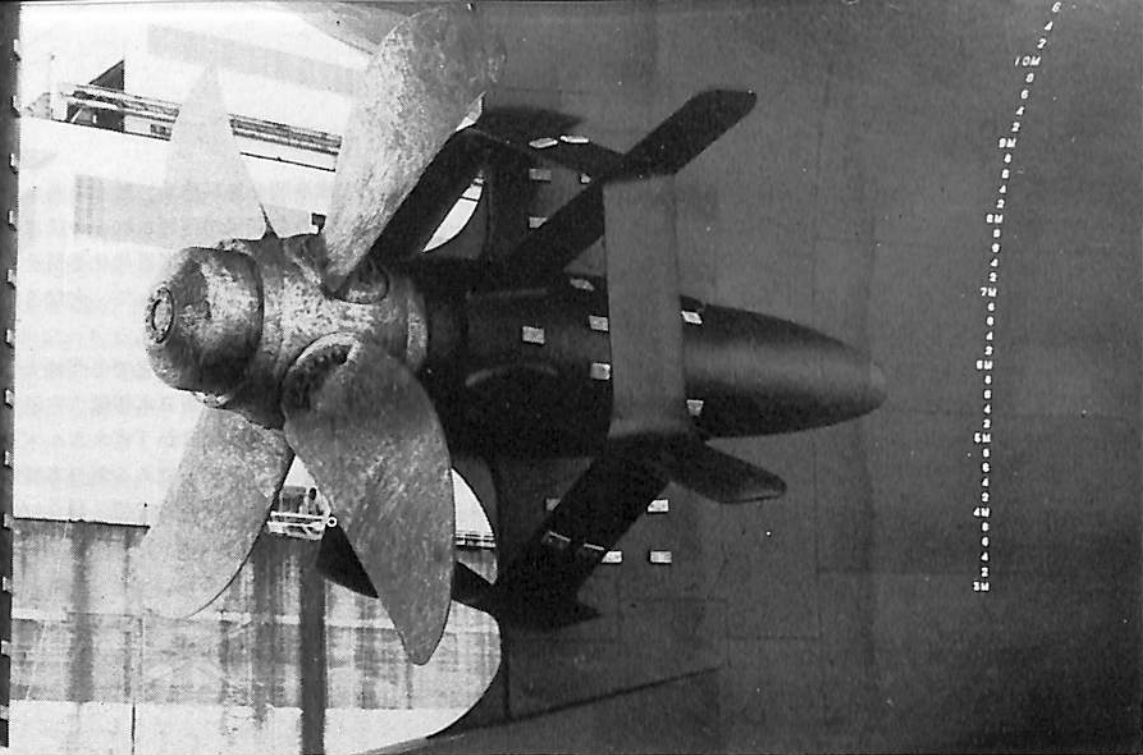
コペンハーゲンのDFDS社はバハマ籍の子会社Scandinavian World Cruise社に2隻の改造客船を運航させている。

2隻のデイクルーザーは、“Scandinavian Sea”（1970年建造）と“Scandinavian Sun”（1968年建造）である。本船はDFDSの新しい戦略により運賃は食事別のエコノミカルなものとなっているほか、各船ごとに若干の陸上のサポートチームと共に独立の衛星プロフィットセンター（SPC）という概念でとらえられる独立採算システムとなっていて、通常の経営システムに比べておどろくほどの経費節約を実現した。

本年10月、DFDSは新しい19,000G/Tの巡航客船“Scandinavia”をDubingeon-Normandieから受取るが、この1,400人の旅客と400台の自動車運ぶカーフェリーは、竣工後、ニューヨークとバハマ間の航路に投入されるはずである。

（Shipbuilding & Marine Engineering 7/8月号）





超省エネルギー船 209,000DWT バクルキャリア “新豊丸”

三菱重工業・長崎造船所造船設計部

1. まえがき

“新豊丸”は、新和海運株式会社向けの鉄鋼原料輸送船として、当三菱重工業長崎造船所香焼工場にて建造された超省エネルギー大型撒積貨物船である。

本船は、第37次計画造船建造船として、昭和56年10月26日开工、昭和57年4月16日進水し、海上試運転により初期の性能確認ののち、昭和57年8月25日無事、船主に引渡された。竣工後、新日本製鐵㈱の積荷保証により、主としてオーストラリア鉄鉱石や石炭の日本向け輸送に従事している。

新日鐵、新和海運および三菱重工の3社は昭和55年5月以降「省エネルギー次期VLBC研究会」を設けて、超大型鉄原船を対象に共同研究を重ねてきたが、本船の基本計画には、この研究会の成果が積極的に取り入れられており、信頼性向上、燃料油粗悪油対策等についての最近の要請を十分に配慮した超省エネルギーシステムが採用された。

また本船は、船員制度近代化委員会の“B”に指定され、少定員/省力化について特に配慮した設計となっている。

2. 基本計画概要

本船計画の最大のポイントは、省エネルギーを徹

底的に進めることにより輸送コストの低減を計ったことであり本船の省エネルギーに関する主要な特徴は次のとおりである。

(1) 主要目の最適化

電算機を利用した詳細な運航採算検討の結果、積地、揚地の港湾条件からの主寸法制限下での最適船型、最適航海速力、最適肥瘠度を選定した。

(2) 主機馬力の選定

省エネルギー船として低馬力化を指向する場合、当然パワーマージン減少に起因する異常荒天時における操船性能悪化、避航性能およびシーマージンの増加について慎重に配慮する必要があり、本船主機馬力は上記の運航採算上の最適航海速力に加え、これらの要素を勘案し決定した。

したがって本船の船型、推進プラント等については、主機定格常用出力よりも低い、もっとも頻度の高いと予想される就航速力およびそれに対応する馬力において、もっとも効率の高くなるように計画された。

(3) 船型の最適化

船型諸要目決定後、三菱重工業長崎研究所船型試験場において、船型試験が繰り返し行なわれた。満載状態のみならず、バラスト状態でも良好な推進性

能となるよう、『三菱バウ』の名称で知られる船首形状を含め、9.3mという大直径可変ピッチプロペラ（CONTROLLABLE PITCH PROPELLER-C.P.P.）を装備する船尾形状に至るまで船型に工夫を凝らしている。

(4)低燃費、低速ディーゼル機関2基1軸方式の採用

本船では、低燃費型2サイクル低速ディーゼル機関、三菱6UEC60/150H型（当社横浜造船所製作）を採用し、ディレーティングにより、さらに低燃費化した2基を可撓式接手およびクラッチを介して減速機につなぎ、プロペラ回転数を常用出力にて57rpmまで減速した。

この結果、C.P.P.の採用と相まってクラッチを嵌脱することにより、両舷機（2基）運転と片舷機（1基）運転が自由に切り替え可能となり、たとえばバラスト航海において片舷機運転を行なえる等、必要な航海速度に応じ広い範囲で主機関の最適負荷運転が可能となり、実際航海における大幅な燃費節減が期待できると同時に、低負荷時の粗悪燃料使用可能範囲の増加、補助プロワ使用時間減少等、推進用補機類の効率的使用が可能となった。また、2サイクル低速ディーゼル機関採用による粗悪燃料使用に対する耐性向上のほか、2基1軸プラント採用に

より航海中、停止片舷機の保守・点検および万一片舷機故障の場合の減速運転維持可能、低速ディーゼル機関よりのトルク変動に対する可撓式接手およびクラッチの負担減少等の信頼性向上も期待される。

(5)大直径三菱KaMeWa可変ピッチプロペラ

（C.P.P.）の採用

プロペラ回転数、直径についてはC.P.P.自体、船尾軸受等の信頼性のみならず、バラスト状態における船尾吃水、排水量の関係を慎重に検討した結果、常用出力時57rpmに対して9.3m直径のプロペラを採用した。

C.P.P.採用により、船体・機関の経年変化後の最適ピッチ維持可能、前後進操縦性向上等のメリットに加え、広い範囲での主機最適負荷運転を可能としている。

その他、下記の様な省エネルギー対策を施工している。詳細は後述する。

(6)電子式主機関、C.P.P.制御装置（MEDE A）の採用

(7)高性能排ガス発電プラントとサイリスタ制御方式小型軸発電機の採用

(8)徹底的な消費電力低減対策

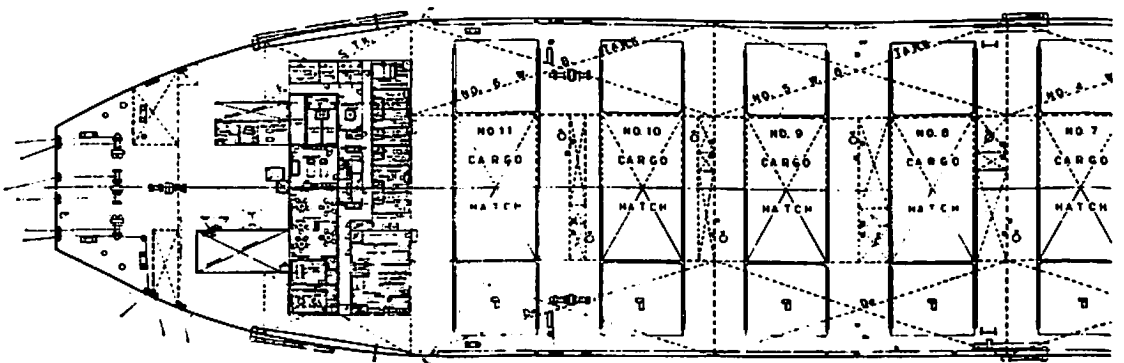
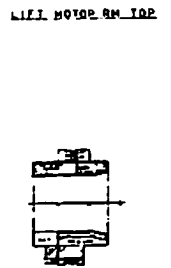
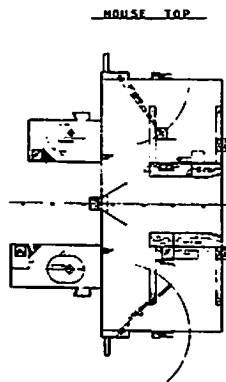
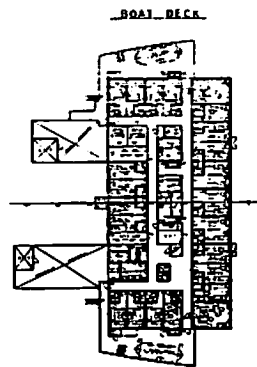
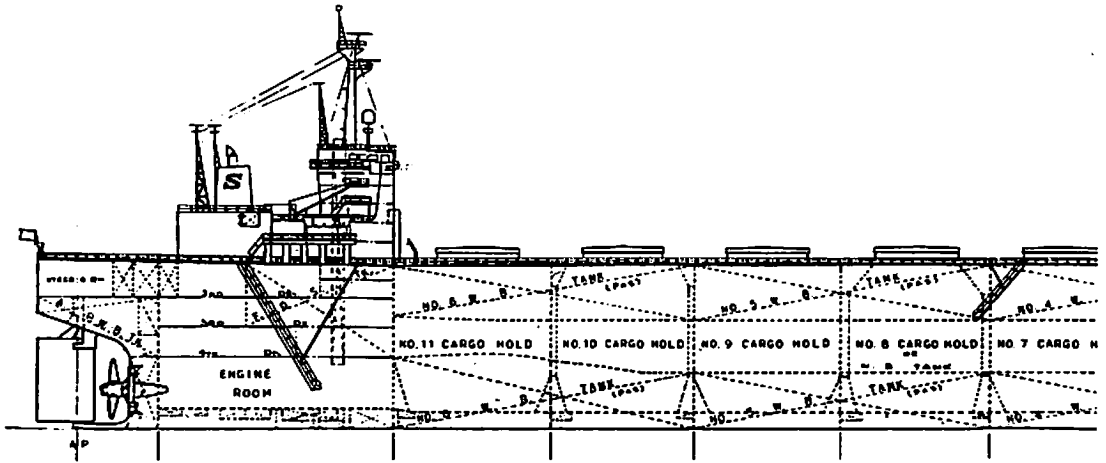
(9)粗悪低質油対策

(10)三菱リアクション・フィンの採用

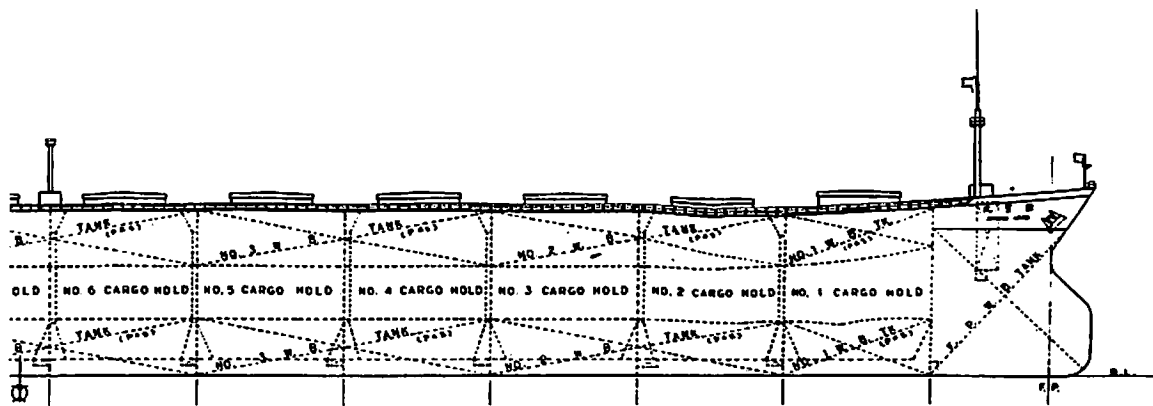


船尾型状を見る

General Arrangement of



Ore Bulk Carrier "SHINHO MARU"

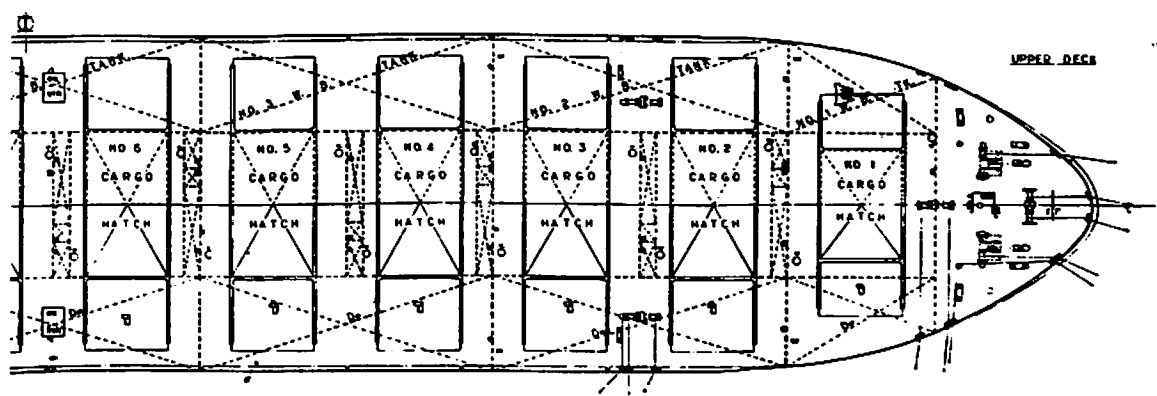
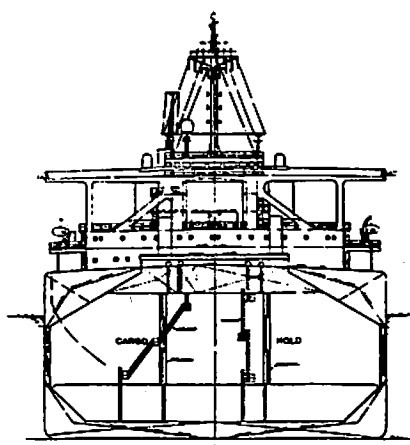
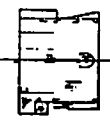
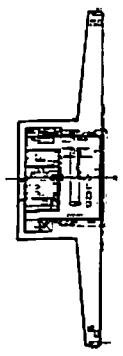


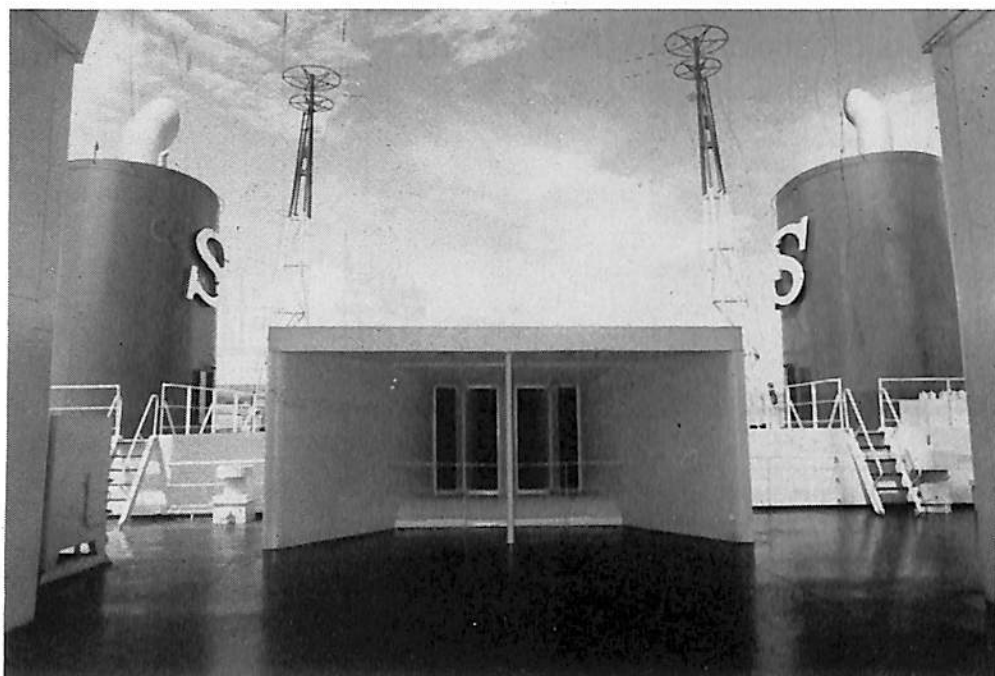
VIEW OF BRL FRONT

RAIL RM. FLAT

NAV. BRL DECK

COMP. BRL DECK





機関室自然通風用インレット

- (1)風圧抵抗の少ない居住区形状
- (2)自己研磨性長期防汚塗料の採用
- (3)三菱省燃費型航海システムの装備

本船の主なる省エネルギー対策は上記の通りであるが、これら諸対策採用の結果、満載時航速力にて燃料消費量は、約47トン/日となり、豪州～日本間の航路における輸送貨物トン当りの燃料消費は、大型化効果も併せて、35～36次計画造船の130型鉦炭船に比較してほぼ半減することとなった。

3. 船体部

3.1 船体部主要目

船名	新豊丸
船主	新和海運株式会社
国籍	日本
船級	NK NS* "Bulk Carrier Strengthened for The Carriage of Heavy Cargoes, No. 2, 4, 6, 8. and 10 Hold May be Empty" & MNS*, M0
全長	315.00 m
垂線間長	302.50 m
型幅	50.00 m
型深	24.60 m
満載吃水(型)	18.30 m

載貨重量	208,952 t
総トン数	107,902.31 T
速力(試運転時最大)	16.34 Kn
(航海速力, 満載・常用出力・15% S.Mにて)	13.00 Kn
(就航速力)	12.60 Kn
主機関	三菱6 UEC 60/150 H型 ディーゼル機関 2基
連続最大出力	18,900 PS×140/60 rpm
常用出力(合計85%最大)	16,060 PS×133/57 rpm

航続距離	28,700 S.M.
貨物艙容積(グレーン)	217,618.0 m ³
バラスタック容積	74,754.2 m ³
燃料油タンク容積	5,024.3 m ³
ディーゼル油タンク容積	371.5 m ³
清水タンク容積	596.2 m ³
定員	29名

3.2 一般配置

本船は、一般配置図に示す通り貨物倉として11ホールドを有し、第8貨物倉はバラスタック兼用ホールドとなっている。両舷各6個のトップサイドタンクを、機関室内各舷1個の燃料タンクを有している。船首部は三菱バウ付球状船首とし、船首楼無し
の平甲板型で船尾部はトランサム型としている。

3.3 船殻構造

本船の構造方式は、貨物倉下部二重底、ホッパータンク部、トップサイドタンク部は縦フレーム方式で、機関室ならびに船尾タンク部は横フレーム方式としている。船体中央部の上甲板部、船底部（二重底頂板を含む）の縦強力構成部材およびフロアプレート端部補強部等、広範囲に高張力鋼を採用し、重量減を計った。特に上甲板には、36KHTを採用している。振動防止にも充分配慮し、船尾、機関室および上部構造配置を行なった結果、海上試運転の計測では良好な結果が確認された。貨物倉内構造は特に鉸し荷役作業を容易にするため、奇数ホルドの貨物倉の横隔壁面は平滑構造としている。

3.4 三菱リアクションフィン

「新鋭丸」等に実船装備され、推進性能向上の効果が確認された三菱リアクションフィンが本船にも採用されている。

この形状決定に当っては、低回転大直径プロペラ（C.P.P.）と船尾形状との組合において最適のものが多くの模型試験の結果により決定された。

3.5 甲板機械

甲板機械の要目は、つぎのとおりである。

ウインドラス兼ムアリングウインチ2台（船首部）	
チェーンホイール力量	41 t × 9 m / min
係船機としての力量	20 t × 15 m / min
ムアリングウインチ	10台（船首部）2台、 中央部4台、船尾部4台）
ホーサードラム力量	20 t × 15 m / min
電動油圧ポンプ	6台（船首尾部各3台）
電動機（船首部）	120 KW × 1200 rpm（2台） 85 KW × 1200 rpm（1台）
（船尾部）	85 KW × 1200 rpm（3台）
キャブスタン（固定エアモータ駆動）	6台 250 kg × 26 m / min

操舵機

型式	2ラム4シリンダー型
最大トルク	320 t-m
最大使用圧力	210 kg/cm ²

甲板機械には、電気式速度遠隔操作装置を設け、小型軽量の可搬式コントローラにより、デッキ上の最適な位置から、ウインチの正逆転の切換、速度制御の操作を可能としている。また中央部のムアリングウインチは、各舷専用に各々装備されており、係船作業の合理化を計っている。

3.6 ハッチカバー

風雨密鋼製ハッチカバー（No 8は水密タイプ）は、

三菱サイドローリング方式を採用しており、各ハッチは固定式エアモータ駆動ウインチおよびワイヤにより閉閉する。またハッチカバーは、電動油圧ポンプ固定式油圧ジャッキと油圧一斉締付装置を備えている。ハッチの寸法は下記の通り。

No 1 カーゴハッチ	12.0 m × 16.2 m
No 2～11カーゴハッチ	12.0 m × 21.6 m

3.7 バラスト注排水装置

機関室内に電動立形ろず巻ポンプ3,000 m³/h × 30 mTH（海水）2台を設け、バラスト主管は、ダブルメイン方式とし、二重底バラストタンク内を導設している。トップサイドタンクは、トランクおよび直通管を設けて、二重底バラストタンクと同一区画とした。船外への排出には、グラビティ排水管を多く設けており、バラストポンプ容量の抑制による省エネならびにバラスト排水時間の短縮が可能となった。

各バラストタンクは、機関制御室より油圧操作によりバルブコントロール可能で、バラストバルブコンソールにより各タンクの注排水量が、一目でわかるようになっており省力化に寄与している。

3.8 塗装

本船は、満載喫水線下に自己研磨性長期防汚塗料を採用し、船底汚損による必要馬力増大の改善並びにドックインターバルの延長が計られた。

3.9 居住設備

本船の居住設備は、一般配置および写真にてわかる通り下2層に公室、居室関連施設を配置し、操舵室はゲートブリッジ構造とし、風圧抵抗の少ない居住区形状とした。またこれに関連し煙突形状の選定については、風洞実験によりゲートブリッジ形状と合わせて決定された。

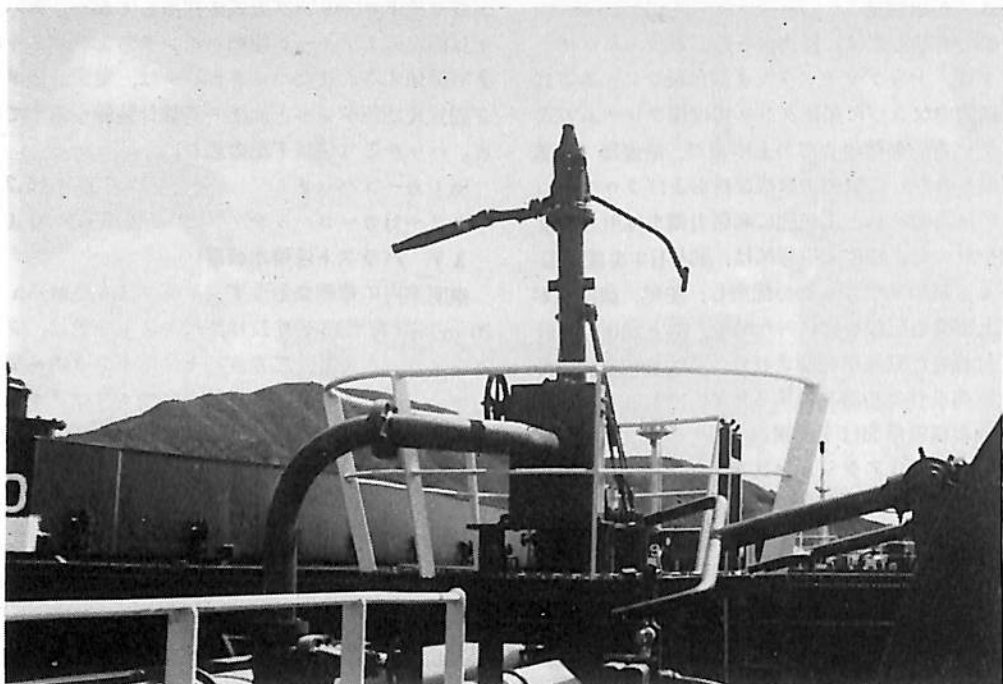
居住設備の特徴としては、快適な船内生活が出来るよう、喫煙室、理はつ室、レクリエーションルーム（和室、体育室）等が配置されている。また食堂は、職員、部員の共用としてあり、円形の食卓テーブル（ヒーター付）、裝飾画、ビデオテープレコーダー、カラーテレビ等が配置されている。

居室は、予備室を除き全て個室となっている。船長クラスはバス付としている。

居住区と機関室の交通用として右舷にエレベータが設けられており、操舵室デッキと機関室第4デッキ間に7個所に乗り場が設けられている。

3.10 甲板洗浄装置

荷役後の上甲板洗浄を迅速かつ少人数で行なえるよう、起倒式自動甲板洗浄機を各カーゴハッチ間の



甲板洗浄装置

片舷に一台ずつ千鳥に配置した。また補助装置として各カーゴハッチ間に両舷各1個所水栓を設け、甲板洗浄用ビニールホースにて残滓を洗い流せるよう装備した。甲板洗浄機の要目は下記の通り。

台数	12台
流量	100 m ³ /h
射程	30 m

5. 機関部

5.1 機関部主要目

主機関	三菱 6UEC60/150H型 ディーゼル機関 2基
連続最大出力 (合計)	18,900 PS × 140 / 60 rpm
常用出力 (合計85%最大)	16,060 PS × 133 / 57 rpm
燃料消費量	132 gr/ps/hr (ディレーティング仕様)
減速機	宇部 2HSD-265 ㊟ (クラッチ付) 1基
可携式接手	ブルカン EZR-4202V 2個
プロペラ	三菱 KaMeWa 4翼可変ピッチ プロペラ 1基

直径	9,300 mm
材質	ニッケルアルミ・青銅
翼角範囲	前進 24.4度 後進 21.1度
補助ボイラー	
最大蒸発量	7,300 kg/h
蒸気状態 (飽和温度)	10kg/cm ² g
排ガスエコノマイザー	
蒸発量 (主機常用出力時)	4,750 kg/h
蒸気状態	7 kg/cm ² g, 250 Cおよび 3 kg/cm ² g, 飽和温度
発電装置	
ターボ発電機	
混圧式蒸気タービン駆動全閉ブラッシュレス型発電機	1基
	850 KVA (680KW) AC 450 V 60 H Z
ディーゼル発電機	
ディーゼル機関駆動防滴保護ブラッシュレス形発電機	2基
	750 KVA (600 KW) AC 450 V 60 H Z
軸発電機 (サイリスタ制御)	
主機駆動全閉ブラッシュレス形発電機 1基	
システム出力	350 KVA (280KW) AC

450V 60 H Z

5.2 主軸・軸・プロペラ

本船の低速ディーゼル主機関2基1軸方式ならびに大直径可変ピッチプロペラ採用に当っては、下記の対策が実施され、海上運転時に効果の確認が行なわれ、良好な結果が得られた。

(1)弾性継手は、当社でも使用実績の多い、VUL-KAN(西ドイツ)を採用し、2基運転時1シリンダーカットされた状態でも許容振動トルクに耐えるようなモデルを選定した。

(2)減速機は、特に歯面強度ピッチ対策で歯当りおよび歯面の仕上精度向上につとめた。

(3)クラッチは機側手で切替える方式を採用した。

(4)2基1軸機関のオペレーションは後に詳細に述べる電子式リモコン装置(MEDEA)のAuto Load Balance(ALB)およびAuto Load Control(ALC)を装備し主機関の負荷制御を行なっている。

(5)大直径可変ピッチプロペラ採用に当っては、採用実績も多い三菱-KaMeWa XFI型を採用した。

(6)低回転、大重量のプロペラ(直径9.3m)が採用され、従来船に比して船尾管軸受の油膜性能保持に配慮が必要であるが、スローアライメントを実施すると共に静圧軸受を採用し改善を計った。

5.3 高性能排ガス発電プラントとサイリスタ制御方式小型軸発電機の採用

三菱二段蒸気気圧方式排ガスエコノマイザーに発電機用タービンとして、新たに開発した混圧タービンを組み合わせた高性能排ガス発電プラントと主機関減速機に連結した小型軸発電機の採用により、通常航海状態における必要電力のすべてを賄うことができる。混圧式発電機タービンは、排ガスエコノマイザーの発生蒸気量に見合う出力に制御され、この発生電力が船内の所要負荷電力より下廻る場合、軸発電機はGeneratorとして作動し、上廻る場合は、その分だけ主軸を加勢するMotorとして作動する。このため航海中ディーゼル発電機の運転は不要となり、またターボ発電プラント用としての補助ボイラの追焚も殆んど不要となった。

5.4 粗悪低質油対策

粗悪低質油対策として、燃料油前処理システムのあり方について検討した結果、燃料油均質化装置と油清浄機等を組合せた処理システムの採用や廃油直焚補助ボイラーを採用した。

5.5 制御・計装システム

機関部は、NK-M0を適用、操舵室からのC.

P.P.—主機関遠隔操縦をはじめ、機関制御室におけるC.P.P.—主機関および関連補機の遠隔制御ならびに集中制御が容易に行なえる仕様となっている。

5.5.1 電子式C.P.P.—主機関遠隔操縦装置 MEDEAについて詳述すると次の特徴がある。

(1)本装置は操舵室(W/H)および機関制御室(C/R)よりマイクロコンピューター制御系を介して、2基1軸主機関およびC.P.P.の発停速度制御、翼角変節制御を行なうものである。

(2)マイクロコンピューターは3セットあり、その内2セットは主機制御用、1セットはC.P.P.制御用として主に負荷制御(ALC)、2基運転の場合の負荷分担装置(ALB)ならびに翼角変節タイムスケジュールに関する制御機能を内蔵している。

(3)W/Hよりは、1本のエンジンテレグラフ兼用の操縦レバーでC.P.P.の翼角変節および回転数切替(2速制御)を行う。C/Rの操縦レバーは2本あり、各々C.P.P.翼角変節と主機関回転数制御を行なう。いずれも2基同時操縦が原則であるが、本船では任意の1基操縦も可能である。

(4)C.P.P.操縦での主機関の速度は、港内速度(105rpm)と常用航海速度(133rpm)の2速制御方式を採用しており、C.P.P.操縦レバーでC.P.P.翼角ピッチを変えることにより、前後進のいずれの場合でもそれに対応した主機出力に自動的に制御される。

C.P.P.翼角ピッチ制御はコンピュータに組み込まれた翼角変節タイムスケジュールにより行なわれる。

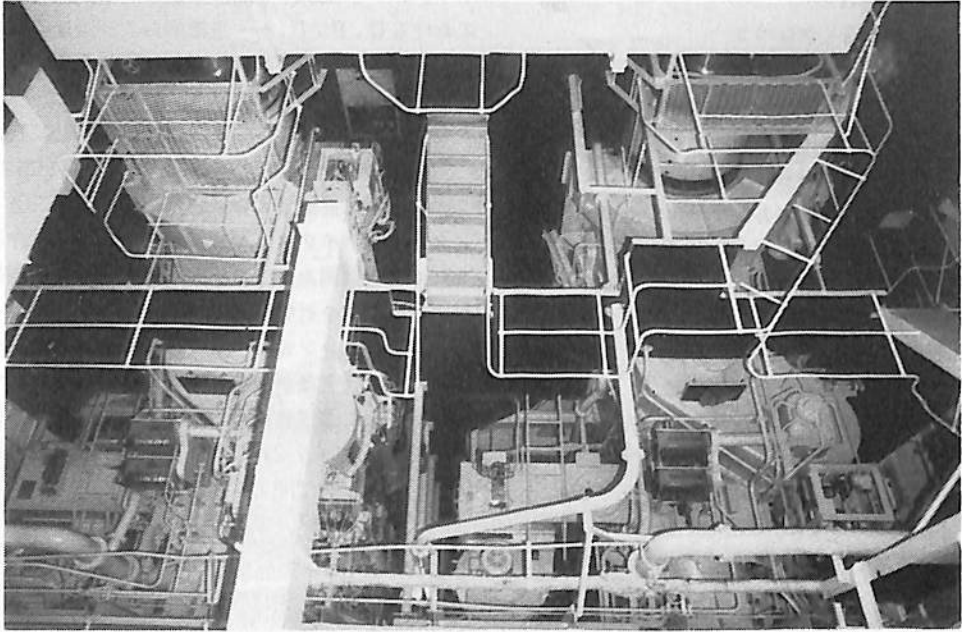
(5)主機関の発停、港内速度以下と常用航海速度以上の主機関の速度制御は、W/Hでは行えず、C/Rにて手動制御により行なわれる。

(6)W/H操縦の場合、切替スイッチにより両舷のウイングスタンドより各々港内速度でのC.P.P.操縦が可能である。

(7)荒天時制御、主機の緊急停止、電源消失、主機作動油/空気圧の低下ならびに主機制御用コンピューター故障など異常事態発生の場合に備えて、十分なバックアップ機能やトリップ機能を有しており、如何なる場合でも安全な操縦が確保されている。

5.5.2 機関室集中監視装置

C/Rには、マイコンを駆使したデータロガーとその周辺機として、CRT、タイプライター、アラームプリンター等が装備され、機関室内の圧力、温度、回転数、精算値など各種データの記録作成、



機関室配置を見る。2基1軸6UEC 60/150 H型

計測データのCRT表示、機関室で発生するすべての異常のCRT表示及びアラームプリンタによる記録ができるようになっている。とくに、CRTでは計測データのトレンド表示および主機関の排ガス温度棒グラフ表示が採用されている。

W/H内チャートテーブル上にC/Rと同機能を有するCRTを設け、機関室の集中監視が行えるようになっている。

5.6 機関室配置

本船の機関室配置を添付図に示す。

本船は、主機関2基1軸船であるため、機関室、二重底上主機関後方の狭隘な場所に、大型減速機、大型可携式接手、C.P.P. 用油圧ポンプユニットならびにC.P.P. 作動油分配ボックスなどがあるため、二重底の機器類の配置には苦心が払われている。

配置的には、右舷側にターボ発電プラント、主配電盤を含む給配電設備、左舷側に燃料油処理装置および補助ボイラーをそれぞれ集中的に配置し、保守管理の一元化を図った。

上甲板上の機関室ケーシングは、各舷に分離して設けられ、右舷には大型排ガスエコノマイザーを含む主機関の排気管、左舷には補助ボイラー煙路が配置され、各々別個の煙突が設けられている。

機関室自然通風の給気口は居住区ハウストップデ

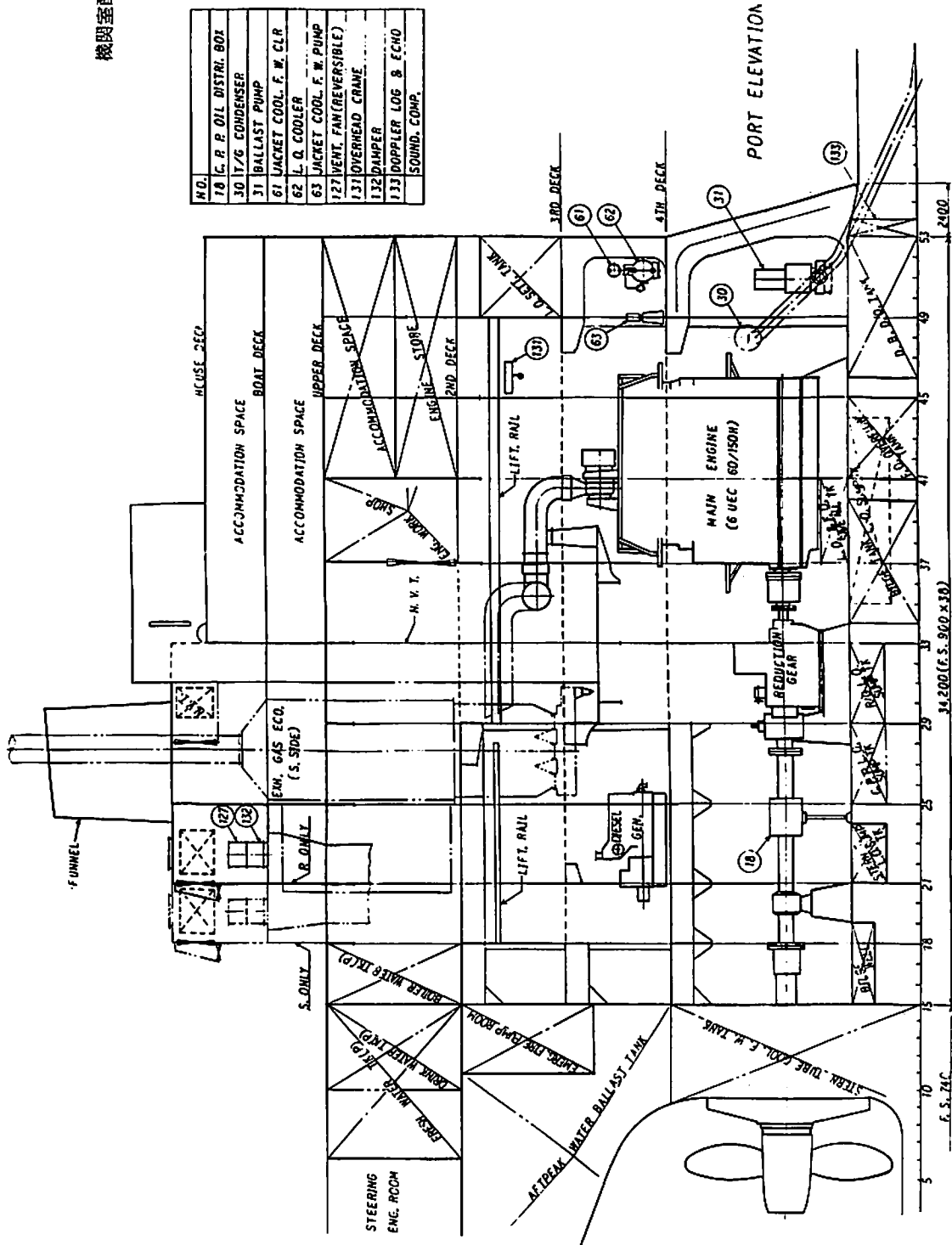
ッキの後方に設けられ、主機用過給機の近くまで給気ダクトで導かれている。給気口には操舵室から遠隔操作されるダンパーを設け、荒天時の海水、雨水の打込みを防止している。また、機関室内自然通風の流れを良くするため、機関室前後のパイプ、電線の各デッキ貫通孔を大きく切りあける等の配慮が払われている。

6. 電気部

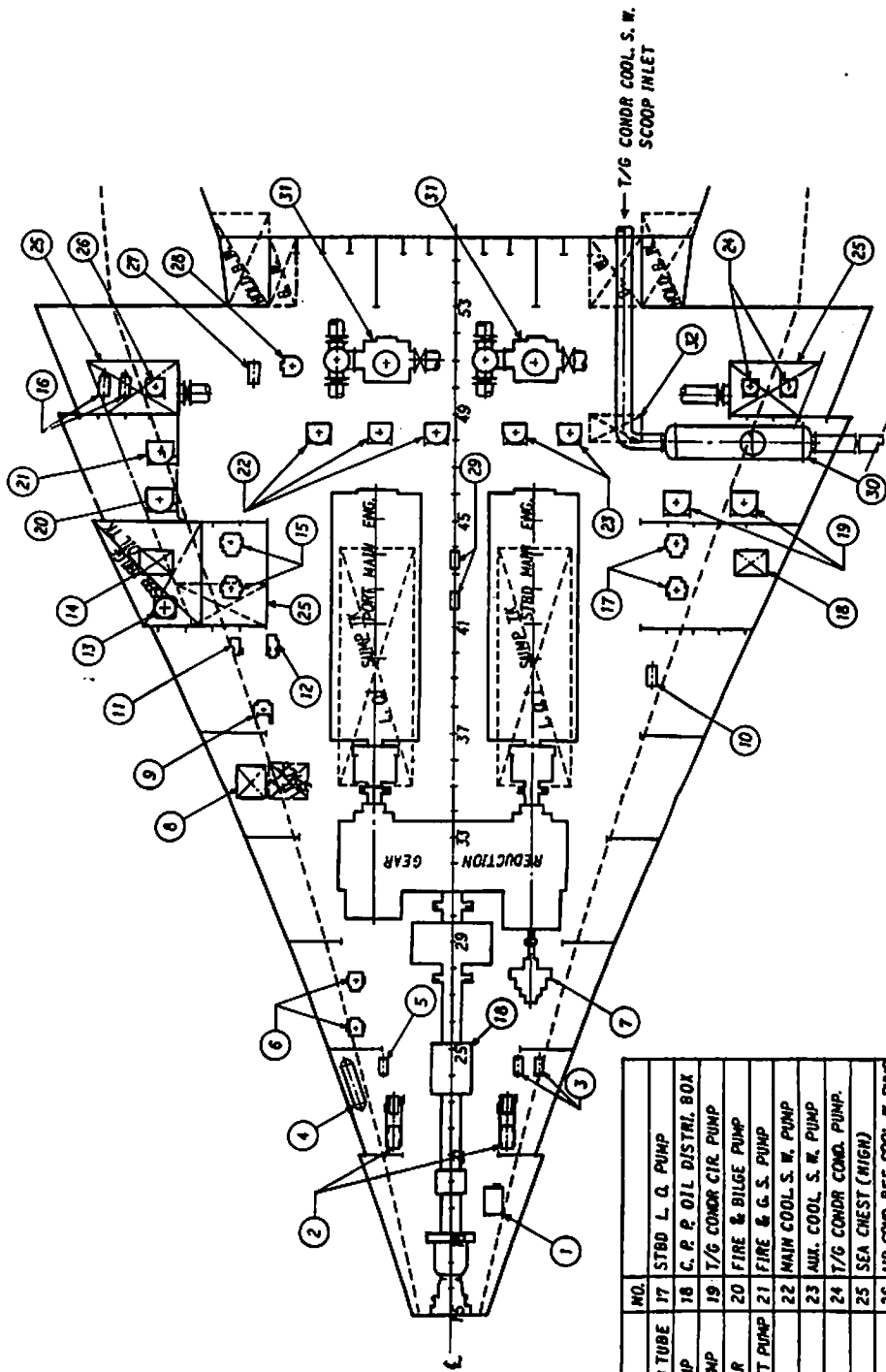
6.1 電源装置

- | | |
|--------------------------|-----------|
| (1)主タービン発電機 | 1台 |
| 680 KW × AC 450 V × 3 φ | 全閉形ブラシレス式 |
| (2)補助ディーゼル発電機 | 2台 |
| 600 KW × AC 450 V × 3 φ | 防滴形ブラシレス式 |
| (3)主軸駆動発電機 | 1台 |
| 280 KW × AC 450 V × 3 φ | 全閉形ブラシレス式 |
| (4)非常用蓄電池 | 2組 |
| DC 24 V 400 AH | (鉛蓄電池) |
| (5)無線用蓄電池 | 1組 |
| DC 24 V 300 AH | (鉛蓄電池) |
| (6)変圧器 | |
| 一般電灯、船尾部甲板照明灯、船尾部荷役灯、通信用 | |
| 40 KVA 450/105 V 単相4台 | 1体形 |
| 船首部およびスエズ探照灯用 | |

機関室配置図



LOWER FLOOR PLAN



1	L.O. P. UNIT FOR STERN TUBE	17	STBD L. Q. PUMP
2	C.P.P. CONT. OIL PUMP	18	C. R. P. OIL DISTR. BOX
3	STERN TUBE L. Q. PUMP	19	T/G CONDOR CIR. PUMP
4	C.P.P. CONT. OIL CLR	20	FIRE & BILGE PUMP
5	C.P.P. CONT. OIL SHIFT PUMP	21	FIRE & G. S. PUMP
6	R/G L. O. PUMP	22	MAIN COOL. S. W. PUMP
7	SHAFT GENERATOR	23	AUX. COOL. S. W. PUMP
8	MEDEA PUMP UNIT	24	T/G CONDOR COND. PUMP.
9	E/R BILGE PUMP	25	SEA CHEST (HIGH)
10	L. Q. TRANS. PUMP	26	AIR COND. REF. COOL. R. PUMP
11	SER. OIL TRANS. PUMP	27	D. Q. TRANS. PUMP
12	BILGE SEP. SERV. PUMP	28	F. Q. TRANS. PUMP
13	BILGE SEPARATOR	29	L. Q. TRANS. PUMP FOR PURGE
14	L. Q. AUTO FILTER	30	T/G CONDENSER
15	PORT L. Q. PUMP	31	BALLAST PUMP
16	PROK. REF. COOL. W. PUMP	32	SEA CHEST (LOW)

20 KVA 450/105 V 3相1台 1体形
各変圧器は、防滴用床置形乾式自冷式でB種絶縁形である。

通常航海中は、主タービン発電機1台と条件により主軸発電機で電力を賄い、荷役中は補助ディーゼル発電機により賄えることになっており、各コンディションにおいて補助ディーゼル発電機1台は予備としている。

6.2 省電力対策

省エネルギー対策の一環として徹底した消費電力の低減対策が施されている。

機関室では、排ガスによるターボ発電機用復水器にスクープ冷却方式を採用、また冷却海水ポンプは運転台数制御方式により、電力削減を行なっている。

また、機関室内機動通風ファンの数を減少させ、自然通風システムを採用している。

船体部においては、バラスト海水排出に重力排出を多用できるように工夫を施している。

6.3 照明装置

一般に居住区各室には蛍光灯を採用し、諸倉庫、ロッカー、甲板等には自然灯を使用している。また、甲板照明用投光器および機関室全般照明用として、水銀灯を併用している。省エネルギー対策として、機関室の照明は、“M0”中総灯数の約1/2を消灯できるようにしている。

6.4 船内通信装置

(1)共電式電話装置を無線用1系統、船長居室-操舵室直通1系統、操船および機関部連絡用1系統、エレベータ連絡用1系統、合計4系統装備している。

(2)船内連絡用として、30回線全リレー式自動交換式電話装置一式を装備。

(3)船内放送および操船指令装置として、アンプ(50W)×3を装備している。

6.5 電気航海装置

本船には下記の様な電気航海装置を装備している。

(1)磁気羅針儀	1式
(2)ジャイロコンパス	1式
(3)ジャイロパイロット	1式
(4)三菱省燃費型航海システム	1式
(5)ドップラログ	1式
(6)音響測深機	1式
(7)風向風速計	1式
(8)旋回窓	2個
(9)エヤホン制御装置	1式
(10)無線方位測定機	1台
(11)レーダー(ARPA付)	2台
(12)ロランC	1台
(13)衛星航法装置(NNS)	1式
(14)積付計算機(三菱重工製MLC/600)	1台
(15)電気時計	1式

6.6 三菱省燃費型航海システム

本システムは、2台のマイクロ・コンピュータを中核に、合理的な操船を行なうことによって省燃費に貢献することを目的とした総合航海システムで、同時に航海の安全性と船長の負担の軽減をも可能としている。

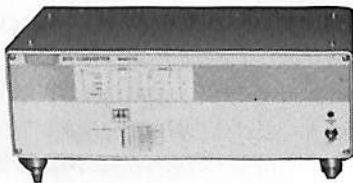
このシステムは航路計画、操船、操舵という航海のレベルに合わせて3つのシステムに分散化されており、それらを個別に、あるいは任意に組合せることによって自由なシステムの計画を行なうことができる。

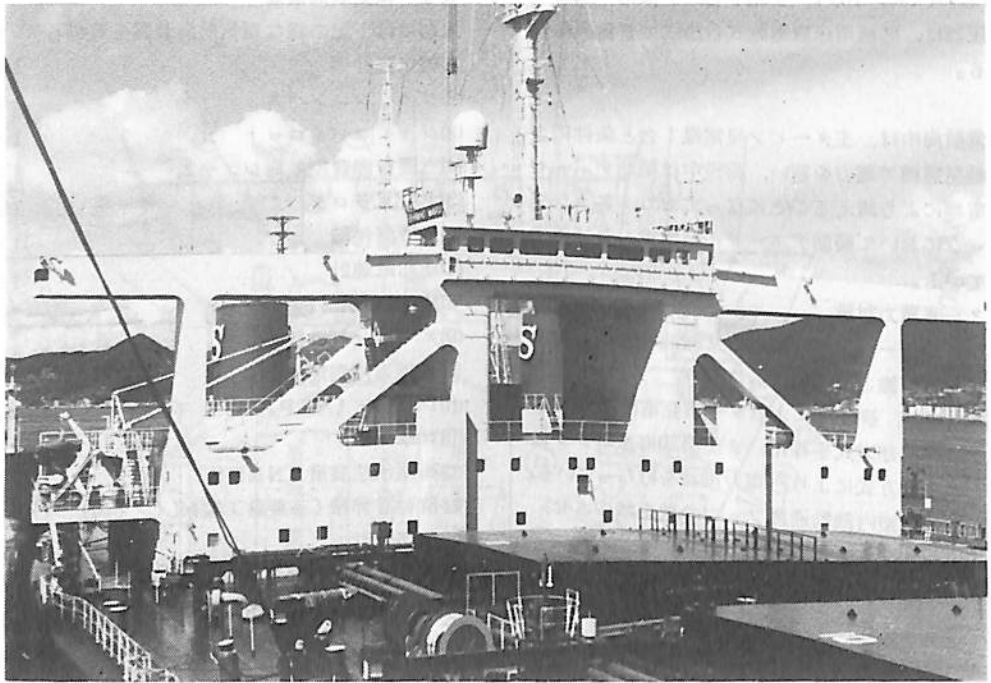
(1)最適航海計画システム

最適航海計画システムは、航路の計画と航路保持機能を中核とするシステムで、マイクロ・コンピュータによって安全かつ経済的な航路の設定と設定航路に沿った経済的な自動操船を支援する。

航路の計画においては、手動による任意の航路の

TONAC PILOT





ゲートブリッジ居住区

設定や通常の漸長緯度航法、大圏／集成大圏航法のほかに、設定された危険領域を回避して最適な航路を引いたり（最適迂回航法）、これらを自由に組み合わせて一本の航路を引く（多段航法）等の新しい航法を可能としている。さらに、パイロットチャートの海象データを内蔵しており、これに基づいて計画中の航路の分析を行なうことができる。

(2)省燃費型自動操舵システム(TONAC PILOT I)

本システムは、基本的に従来のオートパイロットと同じであるが、マイクロ・コンピュータの導入により、船舶の推進抵抗と航海時間を減少させる省燃費操舵を可能としている。しかも、船速や海象の変化に応じて操舵の方法を自動的に適正化する適応操舵機構を備えているため、いかなる状況下においても常に経済的な操舵が可能である。

本システムにおける針路の設定は、最適航海システムの航路保持機能で計算されたデータと手動により、入力されたデータのいずれを用いても行なうことができる。

(3)省燃費型舵取機

省燃費型舵取機の特徴は、従来のものに比べて応答速度が速い点にある。即ち、省燃費型自動操舵システムから与えられた指令信号に舵取機がすばやく追従し、舵板を指令舵角まで傾ける。このように応

答性を高めるために、従来、オートパイロット側と舵取機側に分れていたタンデム・ループをシングルループに変更し、実舵角信号を直接、電氣的にオートパイロットにフィードバックする方法を採用している。また、油圧ポンプの制御には電気油圧サーボバルブを使用しており、微小指令舵角に対しても不感帯がなく、リニア制御が可能となる。

省燃費型舵取機を用いると、海象条件などで船が設定針路からはずれても、すばやく復帰させることができ、小舵角の当て舵で良好な保針性が得られる。小舵角の当て舵による航行は、主機の負荷減少につながり燃料の節約となる。

7. 結 び

画期的な省エネルギー船として、関係業界のみならず、各国の注目を集めている「新豊丸」の概要の報告を終えるにあたり、「省エネルギー次期V L B C研究会」時代より本船建造時を通じての新日鐵鋼殿および新和海運(株)の絶大なご指導に対し深甚な謝意を表します。あわせて関係官庁およびメーカー各位の絶大なご指導とご協力を賜りましたことに深く感謝すると共に、本船の航海の安全と乗組員ご一同のご多幸をお祈りします。

Newly-built Ship Profile

省エネ大型タンカー “NI TTEN MARU”

本船は山下新日本汽船・日正汽船向け大型タンカーで、日立造船有明工場で竣工、8月31日引渡された。“日天丸”は日立造船が開発した経済標準船型の一つで、船尾にHZノズルを装備して推進効率の向上をはかっている。

また省燃費対策としてディレーティングを行った低回転ロングストローク静圧過給ディーゼルエンジンとターボ発電機の採用および船体抵抗の減少と長期防汚のため、自己研磨型防汚塗料を採用している。

さらに船舶の安全性と経済性の向上および航海士の労力低減を目的とした同社が開発した大洋自動航法システム“トランソライン”を装備している。

主要目	
全長	300.00 m
垂線間長	288.00 m
幅(型)	52.00 m
深さ(型)	24.20 m
満載吃水	16.50 m
総トン数	109,296.96 t
純トン数	68,371.17 t
載貨重量	180.377 t
貨物油槽容積	(100%) 213,021.70 m ³

主機関	日立B&W 7 L 90 G F C A 型 1 基
連続最大出力/ディレーティング	26,100 PS×95 rpm
常用出力/ "	22,200 PS×90 rpm

速力	
試運転最大	16.646 Kt
満載航海	14.6 Kt
航続距離	21,200 浬

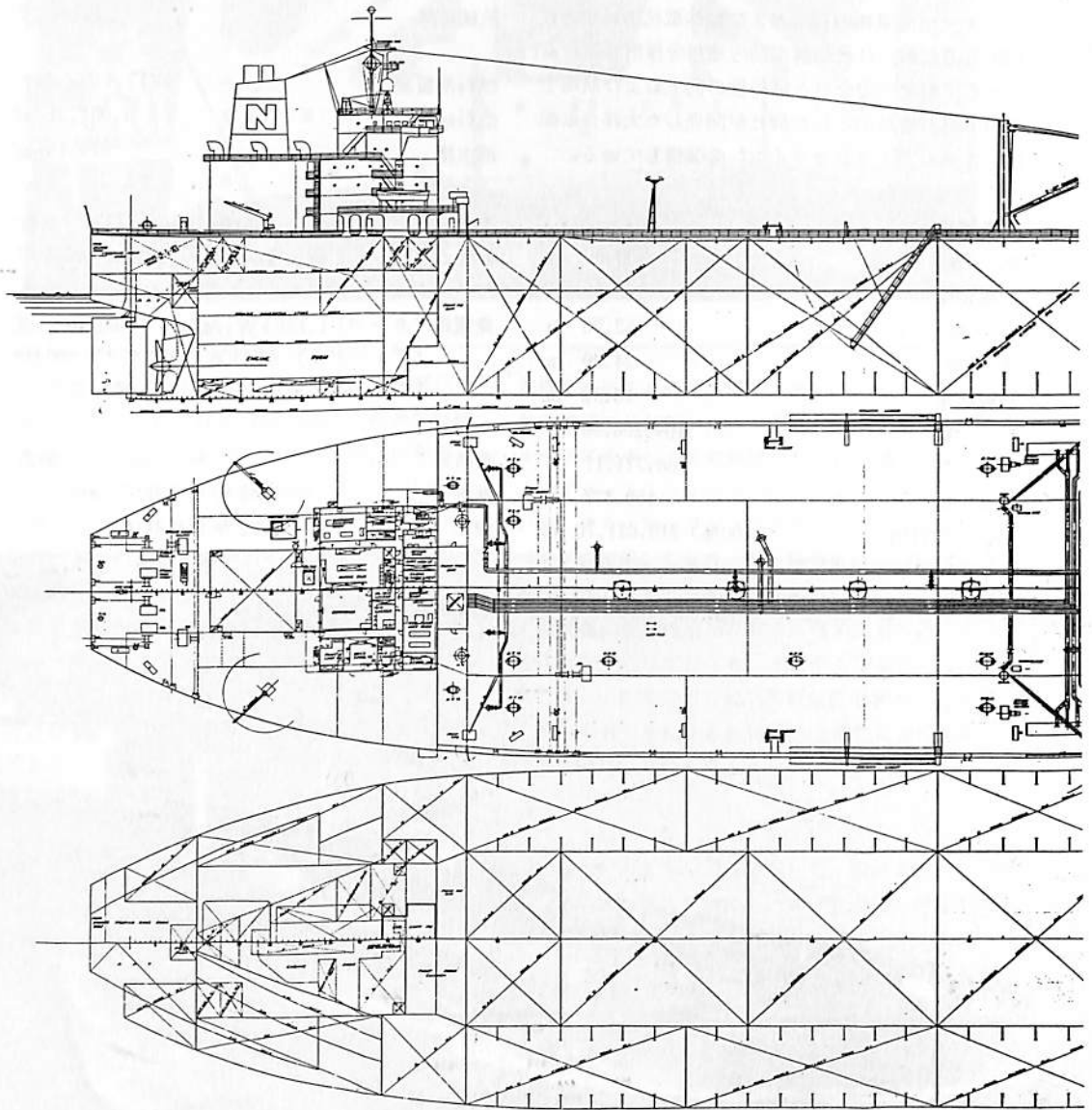
燃料消費量	約 71.4 t/day
燃料油槽	5,031.21 m ³
清水槽	979.48 m ³

主荷油ポンプ	3,500 m ³ /h × 145 m × 3 台
補助ボイラ	2 胴水管, 日立-HZAM-90 A 型 90,000 kg/h × 15.5 kg/cm ² g × 1 基
発電機(ターボ)	1,180 kW, AC 450 V × 60 Hz × 1 基
(ディーゼル)	680 kW, AC 450 V × 60 Hz × 1 基

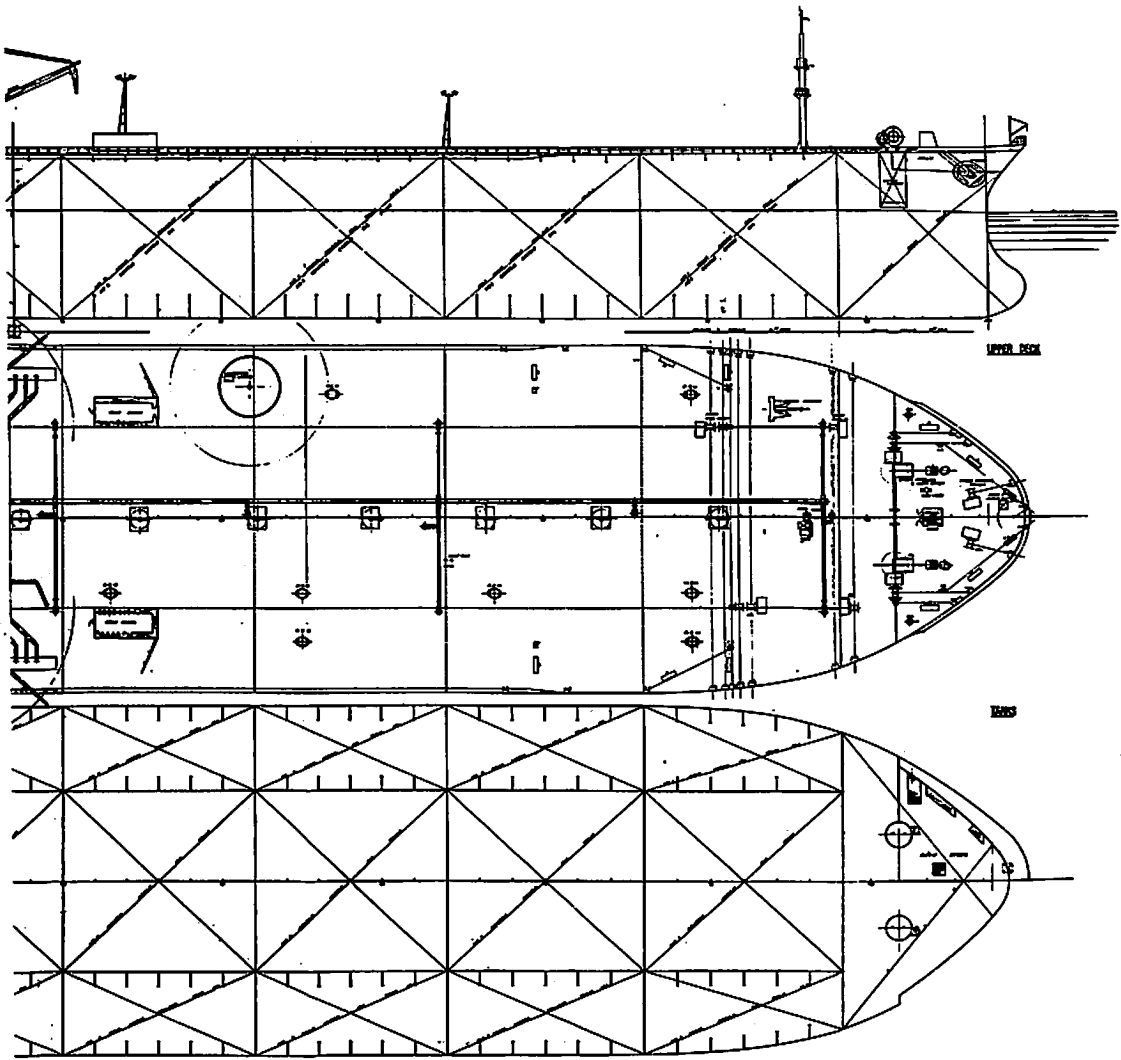
乗組員	36名
進水	1982年5月31日
竣工	1982年8月31日



General Arrangement of



Energy Saving Ship "NITTEN MARU"



重量物運搬船 “SEA BRIDGE”

近年のプラントの規模の大型化と建設地域の多様化に伴い、貨物の大型ユニット化またはモジュール化が行なわれ、これらの超大型重量貨物の荷動きが活発化してきている。一方、プラントの建設現場に隣接した仮設岸壁や栈橋への直運送を可能にする浅喫水船の要請が多くなっている。

本船は、このような大型重量貨物の輸送のために開発された広い貨物スペースを持ったユニークな超広幅、超浅喫水船、いわゆるUSDV (Ultra Shallow Draft Vessel) で川崎重工神戸工場で建造され、9月7日、Estrellado Maritimo Compania (パナマ) に引渡された。

このUSDV船型の特色である超広幅、超浅喫水、2機2軸、双胴型船尾船型を採用した大型タンカー、バルクキャリア等が最近各社で試設計されているが、本船はそれ等に先かけ最初に実船として就航するものである。本船の操船性能および推進性能は海上試運転にて予想どおりの優れた結果を得、今後の活躍が期待される。なお詳細は近号に掲載するが概略をここに紹介する。

本船の特長

1. 超広幅、超浅喫水船

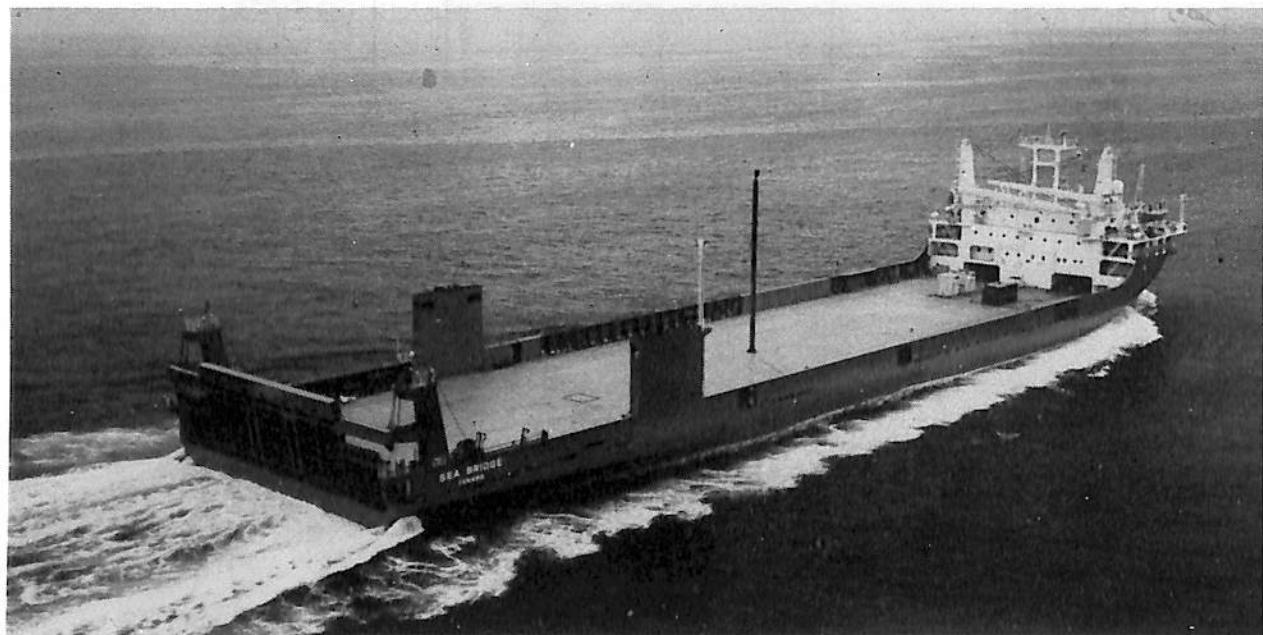
超大型重量貨物を分割せず、一体積載が可能のように障害物の無い広い貨物スペースを確保するため

主要目

全長	長：150.00 m
長さ(垂線間)	143.00 m
幅(型)	32.20 m
深さ(型)	8.00 m
満載喫水(型)	5.00 m
船級	NK
総トン数	5,726 t
載貨重量	11,164 t
最大貨物	長さ約120 m × 幅約30 m × 高さ約30 m
主機関	S.E.M.T./PIELSTICK 6PC2-5L型ディーゼル機関 2基連続最大出力 2 × 3,900 馬力 × 520 回転/分
試運転最大速度	16.077 kn
定員	25名(乗組定員23名、その他2名)
起工	昭和57年1月29日
進水	昭和57年5月13日
竣工	昭和57年9月7日

に船幅を広げた。

一方、水深の浅い港湾や水路にも就航可能なように、大型船であるのにもかかわらず喫水を極端に浅



く設計し、本船の満載最大吃水5 mにおける B/d が約6.5と通常の船の約2.5倍程度、さらに水深の浅い現地港内水路などにおいては B/d が通常の船の約4倍もの値の約10.7の驚異的な超浅吃水である3 m吃水での航走、操船、着岸、荷役が可能である世界初の超広幅、超浅吃水船(USDV)である。

2. 推進性能・耐波浪性能および操船性能

(a) 2機2軸、双胴型船尾船型

浅吃水船の場合、プロペラ径は吃水の制限を受け大きくできないため、1軸船では効率が悪化する。従って、本船ではプロペラを2つもつ2軸船とし、1軸当りの馬力を約半分に下げることにより、プロペラ荷重度を下げ、プロペラ効率の向上を計るとともに、一般的に言われている2軸にすることによる船体抵抗の増加という問題に対しては、同社が新しく開発した双胴型船尾船型(Twin-Skeg 船型)を採用することにより船体抵抗を減少させ、1軸船よりはるかに高い推進効率の得られる船尾形状としている。このため本船を1軸船として設計した場合と比べると、実に12%以上の省燃費が達成され、輸送コストの低減が計られている。

(b) 耐波浪形船型の採用

耐波浪性能を良くするため船首形状を改良し、また大型の船首楼を設けて乗波性を向上させるとともに、上甲板両舷側の全長にわたって2.5メートルの高いブルワークを設けて波浪の打ち込みを防ぎ、貨物の安全な輸送を計っている。

(c) 操船性能

一般に広幅浅吃水船は操船性能の低下が懸念されるが、本船は2軸のプロペラを可変ピッチプロペラとし、その間に左右の水流を分離するためセンタースケグを設け、さらに船首にバウスラスタを装備して、船橋両舷に設けたコントロールスタンドにより、これらをワンマンコントロールできるように自動化し、その場旋回、横移動などタグボート並みに大幅に操船性能を向上させている。

(d) 海上試運転成績

これら推進性能、耐波浪性能は海上試運転時に速力、旋回、停船性能等の試験の他、その場旋回、横移動、斜行など2機2軸、可変ピッチプロペラ、バウスラスタを駆使する操船試験や、テレビカメラによる船尾部の波や流れの観測等を5メートルの吃水のみならず、3メートルの吃水においても実施することにより予想どおりの成績が得られ、タグボート並みの操船性能、一般商船以上の推進・耐波浪性能という優れた性能を実証することができた。

3. 大きな貨物スペースと超大型RORO設備

1個5,000 t、寸法は長さ約120 m、幅約30 m、高さ約30 mまでの超大型重量貨物を一体で船尾よりRORO方式で荷役し、積載可能なように超大型可動ランプウエーを船尾に設け、ランプウエーポスト、マスト、煙突、係船機等はすべて舷側に寄せ、また居住区を船首楼と一体化させて船首部に設けた障害物のない広い貨物スペースを有している。

さらに船の横方向からもRORO荷役できるように、両舷のブルワークをとりはずし可能とするとともにサイドランプウエー等の設備も設けて、縦横無尽のRORO荷役ができるように設計されている。また荷役中の荷役状況を監視しつつ巨大貨物の移動に伴う船体姿勢遠隔制御を行なうために貨物スペースの良く見通せる居住区付近にバラスト制御室を設けている。

4. 荷役システムの電算化

最大5,000 tもある大型重量貨物の荷役および輸送については細心の注意が必要であるが、この荷役および輸送を安全に行なえるようにコンピューターを使用してシミュレーションできる最新の一貫プログラムを運航者である日之出汽船と川崎重工とで協同開発した。

これは一般商船にも採用されている航走時の船の姿勢、縦強度や静的復原力などの計算の他に

- 大型重量貨物RORO荷役シミュレーションおよびバラスト制御の計算
 - 世界の海洋の各シーズン毎の波高および波周期のデータの中から必要な海域のデータを利用し、任意の航路における船体運動の予測計算
 - 貨物に加わる加速度の予測計算
 - 船体の局部強度の計算
 - 種々の動的復原力の計算
- が行うことができる。

なお日之出汽船では、このプログラムを使用することにより貨物の重量や形状および航路などに応じて上記の高度な技術的検討を迅速に行なうことができ、荷主の引合に対応できる体制が完備されることになる。

以上の実績により、同社は超浅吃水船に対するあらゆるノウハウを得、超大型重量貨物運搬用RORO船のみならず、これから出現が予想される超浅吃水油タンカー、バルクキャリア等に対する貴重なデータ集積することができるという。

新方式LNGタンク (IHI SPB方式)

編集部

本年10月、西ドイツにおいて Gastech 82 (LNG / LPG 関係の国際会議/展示会) が開催された。この会議において、日本の造船所 (石川島播磨重工: IHI) が新方式 LNG タンクの開発成果を発表^{注)} し、関係者の注目を浴びた。

現在、世界では、70隻を超える LNG 船が就航している。また、来年には、我国造船/海運界の建造/運航による LNG 船が就航する見通しである。残念ながらこれらのタンク方式は、全て、外国で開発されたものである。故に、この方式の今後の発展が期待される。

今回、開発に成功したとして公表された IHI-SPB方式は、アルミ合金製方形方式タンクである。特筆すべき点は、独立型タンクタイプBの設計基準に適合させ、安全性をより高めると同時に、二次防壁の設置範囲を軽減していることである。

専門家に聞いたところによると、独立型方形方式タンクタイプBの設計手法は、日本が世界最初に確立した最新の技術とのことである。同社は、すでに低温式 LPG 船 (玄海丸・本誌№595号で紹介) にこの設計手法を適用している。

この方式のもう1つの特長は、防熱性能が優れている点である。省エネルギーの観点から最近では、貨物蒸発率をできるだけ小さくする傾向にある。同じ材料/同厚の防熱材を施した場合、角形状のタンクは、他に比べて、防熱性能がよくなる。本方式は、この特長を生かすことができる。

論文によると、そのほか、次のような特長が掲げられている；

- 1) 任意の液レベルが選択できること；構造上、スロッシングによる液レベルの制限を無くすことができる。
- 2) 保守が容易 (交通容易)；特別の足場を組立てたりせず、タンク内外を容易に点検できる。
- 3) 操縦性が優れている；甲板上に突出がないため、

見通しがよい。

4) 船体構造がより強固；上甲板に大きな開口がないので連続性のよい船体構造となる。

さらに、専門家の意見では、やや専門的ではあるが次の点に注目すべきであるとしている；

「この方式は、既存の良好な就航実績のある構造方式に、最新の強度解析技術を応用した点に最大の特長があると思う。方形方式、即ち補強平板構造の角型タンクは、世界最初の LNG 船 "Methane Princess/Progress" に採用された構造方式である。この両船は、現在もなお、何ら問題なく就航している。さらに、低温式 LPG 船の大半は、この構造方式であり、全て、良好な就航実績を有している。

LNG 船では、タイプAとして設計すると、完全二次防壁が要求され、コストアップとなる。この点がこの方式のその後の発展をさまたげた最大の問題であった。この発展により最大の問題点が解決されたものと思われる。

結論的には、最新の強度解析技術を適用したことで、既存の方形方式タンクの信頼性/安全性がより向上したタンクといえる。」

論文で発表された IHI SPB 方式 LNG 船設計の主要目および一般配置図を次頁に示す。

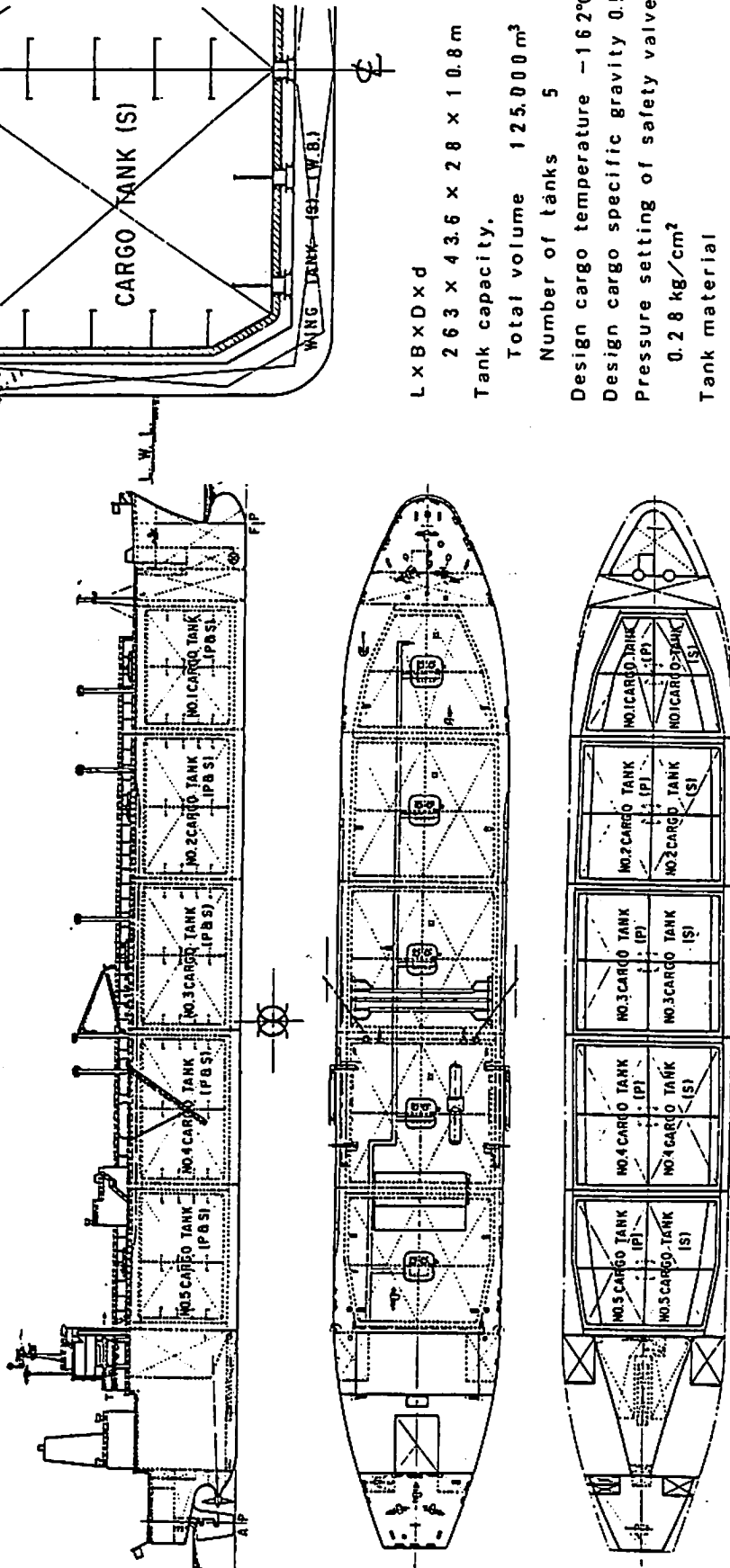
なお、この方式は、世界の主要船級協会 (AB, LR および NK) の基本承認は、すでに取得済みとのことである。

これまでの LNG 船の歴史を振り返ると、新しいタンク方式が建造に至るまでには、永年の月日を要している。しかし、前述のようにこの方式は、むしろ、実績のある構造方式が最新の技術により改良されたものと考えられる。とはいえ、この方式が建造に至るまでには、やはり時間が必要であろう。

この方式が広く関係者の理解を得て、日本独自の技術による LNG 船として建造に至ることを期待する次第である。

注: T. Fujitani et al, Gas carriers with self-supporting prismatic type cargo tanks.

General Arrangement of 125,000 m³ LNG Carrier (SPB System)



L X B X D x d

2 6 3 X 4 3. 5 X 2 8 X 1 0. 8 m

Tank capacity,

Total volume 125,000 m³

Number of tanks 5

Design cargo temperature -162°C

Design cargo specific gravity 0.5

Pressure setting of safety valve

0. 2 8 kg/cm²

Tank material

Al - Alloy 5083 - 0

Type of tank IMCO type B

ダクトプロペラ(DUCT PROPELLER)の 実船効果について

吉 田 真

日本郵船工務部調査役

はじめに

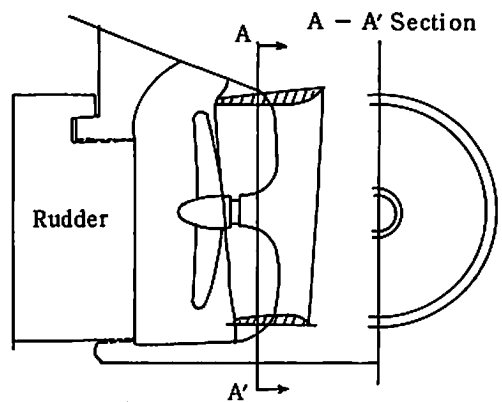
昭和48年末のOPECによる原油大幅値上げに端を発した石油危機(Oil Shock)以後の燃料油価格の高騰に伴い船舶の省エネルギー、とりわけ燃費節減はわが社にとって極めて重要な課題となってきた。

わが社は燃費節減の一環として慎重に事前調査の上、大型の就航中タンカー及び鉾撤船の2隻に該当する各船の定期的入渠時を利用してダクトプロペラを装備、以後約1年間その効果の追跡調査を実施して来たが、ほぼ満足する結果が得られたので、下記にその概略を述べる。

1. ダクトプロペラの原理及び特徴

詳細説明は参考文献¹⁾に述べられているが、要約すると図のごとくプロペラのやや前方に非対称型ダクトを取付けることにより船体抵抗の減少、ダクト推力発生及びそれに伴うプロペラ効率の向上が得られ、総合的に推進性能が向上するものである。

またダクトを取り付けることにより、プロペラの回転数も2~3%上昇し、既存プロペラのトルクリ



ダクトプロペラの概略図

ッチの解消も可能となる。

このダクトプロペラはVLC C等の肥大船に特に有効であり、現装のプロペラを変える必要がないため、就航船にも比較的容易に適用出来ることも大き

表 1. T丸/C丸 主要目表

項 目	T丸 (油槽船)	C丸 (鉾撤船)
建造/DP設置年月日	48.3.30 / 55.10.9	50.8.9 / 56.2.27
LOA	321.82 m	259.82 m
Lpp	304.00 m	249.00 m
Bmld	52.40 m	39.60 m
Dmld	25.70 m	22.40 m
d mld	19.887 m	15.63 m
D/W	236.615 t	111.230 t
G/T	117,542.32 t	63,287.33 t
主機関		
型式/台数	MAN 16V52/55 A × 2基	B & W 7 K 90 GF × 1基
最大出力×回転数	33,760 PS × 450 rpm(90)	23,900 PS × 114 rpm
常用出力×回転数	28,696 PS × 426 rpm(85)	20,200 PS × 108 rpm

注) DP:ダクトプロペラ。T丸は主機換装(T→D)時DP装着

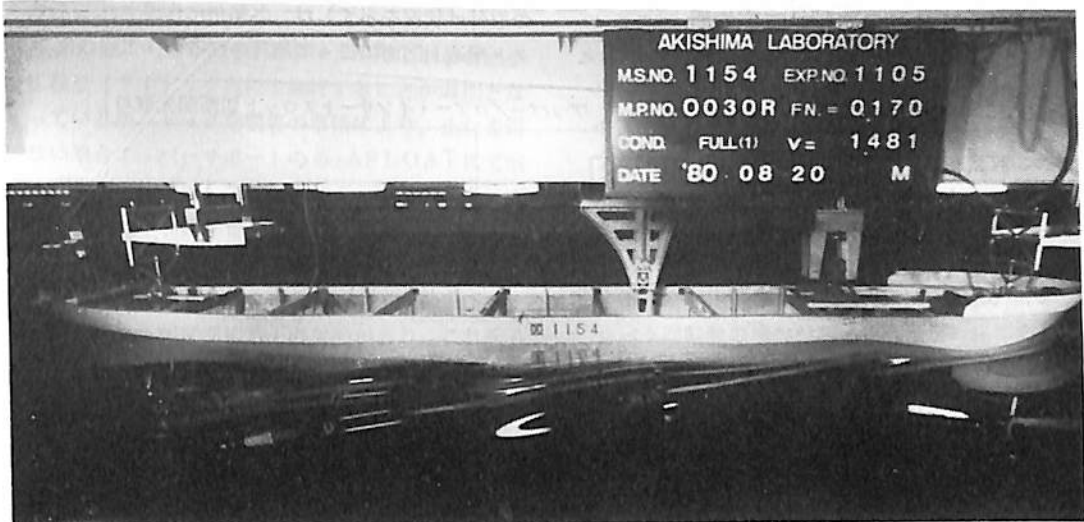


写真1. T丸模型試験

な特徴である。

2. ダクトプロペラ設置船の模型試験結果

237,000 t 型油槽船T丸と 111,230 t 型鉾撒船C丸に、ダクトプロペラを装備した時の推進性能を明らかにするため、模型船による抵抗、自航試験を実施した。両船の主要目を表1にまたT丸の模型船走

航状態を写真1.2に示した。

模型試験の結果より実船におけるダクトプロペラ馬力節減効果は表2に示すように満載・軽荷状態でT丸は約6%、7%、C丸は約4.5%、7%と推定された。これに基づき経済性を検討した結果ダクトプロペラの採用を決定した。

表2. 模型試験結果

1) 馬力節減量 (85% LOAD 近傍)			2) 速力増加 (85% LOAD 近傍)		
試験状態	船名		試験状態	船名	
	T丸(油槽船)	C丸(鉾撒船)		T丸(油槽船)	C丸(鉾撒船)
満載状態	6%	4.5%	満載状態	0.3ノット	0.2ノット
軽荷状態	7%	7%	軽荷状態	0.3ノット	0.3ノット

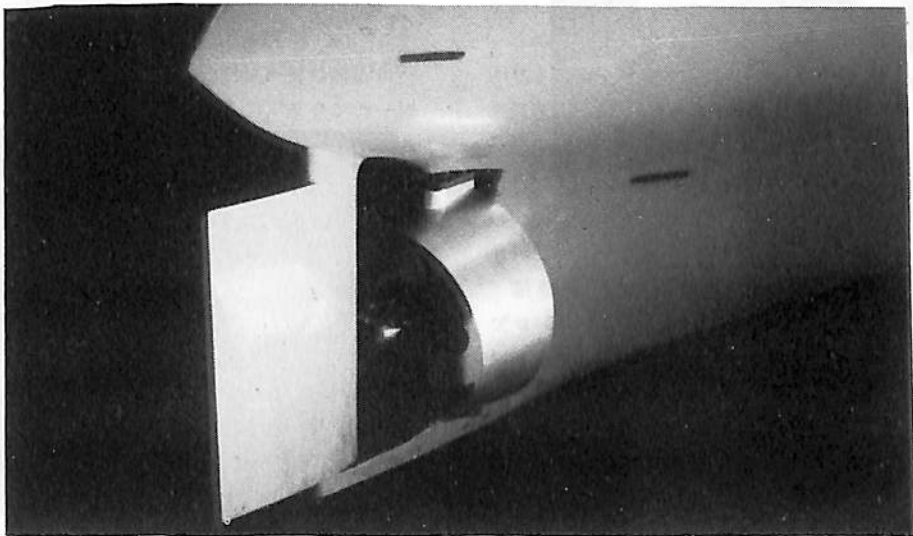
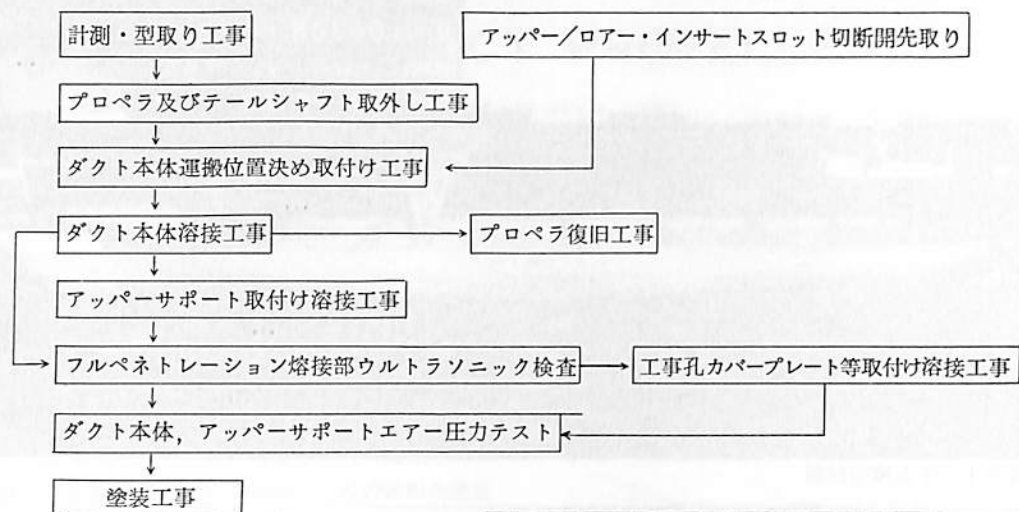


写真2. T丸模型

3. ダクトプロペラ取付け工事概要

ダクトプロペラ取付け工事（写真3.4.5 にC丸

の取付け状況を示す）は、各船毎に作成される「ダクト構造」図面に従って施行されるが、工程の概要



C丸のダクトプロペラ取付け状況

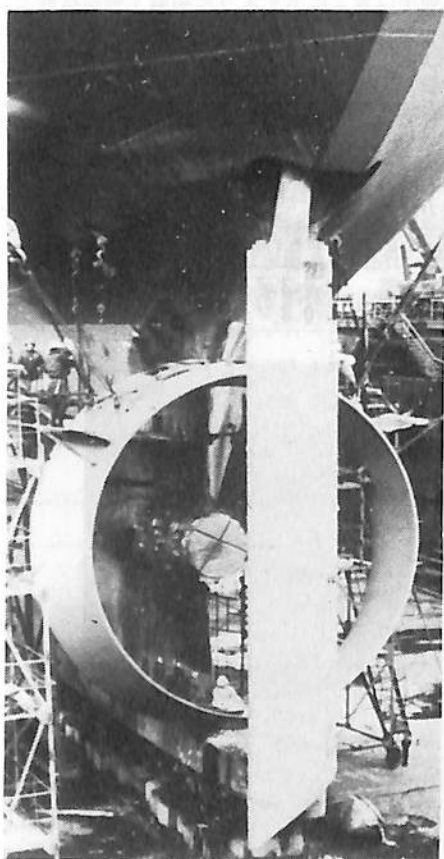


写真3.

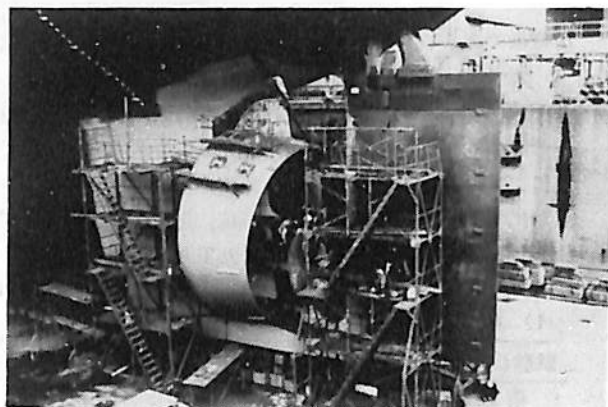


写真4.

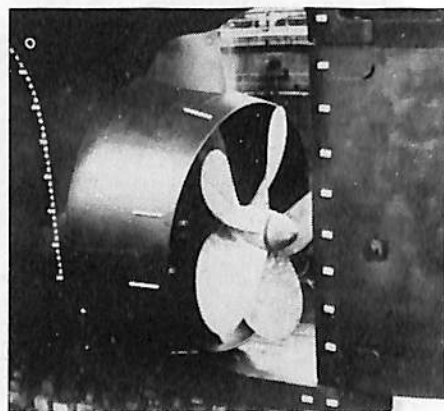


写真5.

は前頁表の通りである。

ダクトプロペラ取付け工事は、附帯工事も含め全工程をドライドック内にて施行することが原則となっているが、ドック期間等の事情により、止むを得ない場合アッパーサポートのみ、AFLOATにて溶接工事を施行しても差し支えなく、T丸の場合、ダクトプロペラの製作者と取付け工事造船所が異っていたため、事前に関係者の綿密な打ち合せをし、工事を施行した。しかしウルトラソニック検査でアッパーサポート溶接部に若干の欠陥があり、これをAFLOATにて再溶接したが、現時点までの約2年間溶接による不具合は発生していない。

工期は約2週間と言われており、C丸の場合も各現場溶接/同部超音波探傷試験/カラーチェック施行/エアークラスタテスト施行/NK受検も含め14日間で工事一式を完了した。

4. ダクトプロペラ装備後の馬力節減効果

ダクトプロペラ装備による馬力節減効果を検証するためには、装備前後において同一表面状態にて速力試験を実施することが望ましいが、費用面等からあまり現実的ではない。従って両船においてはダクトプロペラ装備後のみ速力試験を実施し、ダクトプロペラ装備前の速力性能は、新造時の速力試験結果から経年変化の統計資料を用い、ダクトプロペラ装備時点におけるダクトプロペラ無しの性能を推定し、これらを比較評価する方法を採用した。

更にダクトプロペラ装備前後の就航データの比較評価も行い、総合的にダクトプロペラの実船性能の評価を行った。

1) 海上試運転の速力試験による評価

経年変化については数多く就航データの解析が行われており、表原氏²⁾は230,000 D/Wタンカーについて10年間換算約1.44ノット、また羽田氏³⁾はタンカーの調査により、0.90～0.12ノット/年の速力低下としている。ここでは経年変化による年間速力低下量を0.09～0.12ノットとしてある程度の幅を設定し評価することとした。

① T丸(237,000t型油槽船)

T丸は主機換装工事と同時にダクトプロペラを装着した。工事完了後の海上試運転は満載状態でを行い、その速力試験の結果ダクトプロペラの効果は、模型試験結果からの推定値である約0.25～0.30ノットの船速増加、約2.7RPMのプロペラ回転数の増加(同一馬力において)をほぼ達成した。

1) 速力試験結果

新造時と比較して同一馬力にて0.3～0.35ノットの速力減少が認められたが、本船は就航後約7.5年経過しており、経年変化(0.675～0.90ノットの速力減少と推定)を考慮すると、本船のダクトプロペラ装備後の速力はダクトプロペラ無しの推定速力より0.30～0.55ノット増加していると考えられる。

II) プロペラ回転数の変化

新造時と比較して同一馬力にて1.5RPMのプロペラ回転数の増加が認められたが、経年変化によって船速が0.675～0.90ノット減少しているとすると、プロペラ回転数に対するダクトプロペラ効果はプロペラ自体の経年変化をも考慮すれば推定値には近い値が得られたものと考えられる。

② C丸(111,230 D/W 鉱撤船)

本船はダクトプロペラ装備後の海上試運転の結果、ダクトプロペラを装備することにより、模型試験による推定値を若干上回る0.40～0.55ノットの船速増加、または約8～11%の馬力節減及び約2RPMのプロペラ回転数の上昇を達成した。

I) 速力試験結果

本船の速力性能を新造時とダクトプロペラ装備後を無風・無潮流の標準状態で比較すると、5.5年の運航後にもかかわらず、ダクトプロペラ装備後の方が約0.05ノット新造時を上回る成績を示した。定量的評価にあたっては本船の新造時試運転ではかなり横揺れがあったことや両者でトリムが異なったことから、平穏な海象のもとで行なわれた同型船の試運転結果を参照し、ダクトプロペラ無し新造時の性能を推定した。

この結果、ダクトプロペラ装備後は新造時より約0.1ノットの速力低下が認められたが、5.5年の経年変化を考慮するとダクトプロペラにより0.30～0.45ノット速力が増加していると考えられる。これは馬力節減量でみると16.5ノットにて約8～11%に相当する。

II) プロペラ回転数の変化

新造時と比較して同一馬力にて約1.5RPMのプロペラ回転数の増加となったが、船速に対する経年変化を考慮すると同一馬力にて約2.0RPMの回転数の増加となっている。またプロペラ自身の汚れ等を考慮すれば、ダクトプロペラによる回転数の上昇量は上記数値より若干上回ると考えられ、模型試験での推定値をやや上回る回転数の増加があったと考えられる。

2) 航海データによるダクトプロペラの効果判定

表 3. C丸 アブ・ログデータ解析表 (1)

次 航	軽荷状態 (65,000 K/T)						満載状態 (130,000 K/T)					
	アブ・ログ実績データ 期間(FROM~TO) 航海回数 (ログ) 航海平均船速(ノット)	風力4以下 データ 船速 (ノット) 燃費量 (M.T./Day) 排水量 (K/T)	燃費量一定 修正船速 (ノット) 燃費量 (M.T./Day) 排水量 (K/T)	航海時間 (航海回数) (修正船速)	アブ・ログ実績データ 期間(FROM~TO) 航海回数 (ログ) 航海平均船速(ノット)	風力4以下 データ 船速 (ノット) 燃費量 (M.T./Day) 排水量 (K/T)	燃費量一定 修正船速 (ノット) 燃費量 (M.T./Day) 排水量 (K/T)	航海時間 (航海回数) (修正船速)	燃費量一定 修正船速 (ノット) 燃費量 (M.T./Day) 排水量 (K/T)	燃費量一定 修正船速 (ノット) 燃費量 (M.T./Day) 排水量 (K/T)	航海時間 (航海回数) (修正船速)	
35	54.8.10~54.8.20 3593 14.8	16.00 65.55 51,163	15.09 55.0 51,163	14.31 55.0 65,000	251.08	54.8.20~54.9.11 4850 13.9	13.67 51.80 130,665	13.95 55.0 130,665	13.97 55.0 130,000	347.17		
36	54.9.11~54.9.21 3639 16.2	16.31 65.10 67,856	15.42 55.0 67,856	15.57 55.0 65,000	233.72	54.9.21~54.10.15 4266 14.1	14.62 64.77 130,028	13.84 55.0 130,028	13.84 55.0 130,000	306.03		
52	56.2.27~56.3.9 3638 15.2	15.34 49.37 63,705	15.90 55.0 63,705	15.83 55.0 65,000	229.82	56.3.9~56.3.26 3761 13.8	14.19 52.42 130,848	14.42 55.0 130,848	14.44 55.0 130,000	260.46		
	56.3.26~56.4.7 4344 15.3	15.62 52.61 67,941	15.85 55.0 67,941	16.01 55.0 65,000	271.33	56.4.7~56.5.1 5563 14.0	14.13 52.59 127,481	14.34 55.0 127,481	14.28 55.0 130,000	389.57		

+表 3. C丸 アブ・ログデータ解析表 (2)

積荷状態 条件	輕荷状態 (65,000K/T)				満載状態 (130,000 K/T)			
	航海実績 (理)	航海時間 (HOUR)	平均船速 (ノット)	55M.T./Dayで7982 理を航海した時の FO消費量(M.T)	航海実績 (理)	航海時間 (HOUR)	平均船速 (ノット)	55M.T./Dayで9324 理を航海した時の FO消費量(M.T)
ダクトプロペラ無し	7232	484.80	14.92	1226 (6.4%)	9116	653.20	13.96	1531 (2.7%) 1490
ダクトプロペラ有り	7982	501.15	15.93	1148 (7.2%)	9324	650.03	14.34	1476 (3.6%)
ダクトプロペラ有り+ 経年劣化加味(0.14ノット)	-	-	16.07	1138	-	-	14.48	-

()内は燃費節減率

(C丸について)

ダクトプロペラの効果を実際の航海データに基づいて評価するため、装備前後の燃料消費量の比較を行った。一定の距離を一定の馬力、即ち一定の燃料消費量 ($M \cdot T / \text{Day}$) で航行する際には、ダクトプロペラ装備前後の速力差により航海時間が異なり、従って使用した総燃料消費量(T)に相異が生ずる。その割合を(1)式により求めF.Sを燃料節減率とした。

$$F.S = \frac{T(\text{ダクトプロペラ装備前})}{T(\text{ダクトプロペラ装備後})} \dots(1)$$

ただしダクトプロペラ装備後の速力算出に当っては、装備前よりの経過時間に相当する経年変化(4-1)を参照)を考慮した。

① 効果判定の具体的手順

1) アログデータからの選別基準

昭和54年8月の定期検査入渠後の2航海と、ダクトプロペラを装備した昭和56年2月の第1種中間検査入渠後の2航海を比較した。海象・気象の影響の誤差を極力除くため、大洋航海中の風力4以下の航海日の船速(ログ)燃料消費量等のデータを抽出し各航海、満載・軽過状態別に集計する。

ii) i)で求めた各航海、満載軽荷状態別のデータを燃料消費量 ($M \cdot T / \text{Day}$) を一定とした時の平均船速を次式により換算する。

$$V_2 = \sqrt[3]{\frac{Q_2}{Q_1}} \times V_1 \dots\dots\dots(2)$$

V_1 : i)で求めた各航海の満載・軽荷状態別船速(ノット)

V_2 : 燃料消費量 ($M \cdot T / \text{Day}$) を一定とした時の船速(ノット)

Q_1 : i)で求めた各航海の満載・軽荷状態別燃料消費量 ($M \cdot T / \text{Day}$)

Q_2 : 各航海を一定条件下で比較するため仮りに定めた燃料消費量 ($M \cdot T / \text{Day}$)

iii) 各航海の排水量が異なり、一定条件下で比較するために基準排水量を仮りに定め、次式によりii)で求めた船速(V_2)を次式により修正する。

$$V_2 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{\frac{2}{3}} \times V_1 \dots\dots\dots(3)$$

FOC(燃料消費量) = $k D^{\frac{2}{3}} V^3$ より変形した。

V_1 : ii)で求めた燃料消費量一定とした時の船速(ノット)

V_2 : 一定条件下で比較するため排水量一定とした時の船速(ノット)

D_1 : 各航海満載・軽荷状態別の排水量

D_2 : 各航海を一定条件下で比較するため仮りに定めた基準排水量(トン)

iv) アブ・ログより各航海、往復別の風力(B.F)4以下における実績航海速を求め、iii)で計算した船速(ダクトプロペラ装着後は経年変化による修正をした船速)により航進時間を求め各航海を合計して、平均船速を計算する。

v) 一定条件下(一定燃料消費量、一定排水量)の船速が求まったので、ダクトプロペラ無装備時の航海理数(一定距離)を航走したと仮定して、その総燃料消費量を求め(1)式からその効果(燃料節減率%)を求める。

② アブ・ログデータ解析結果例

本解析例では、航海中の船体汚損の影響を極力避けるためC丸の定期検査(昭和54年8月)とダクトプロペラを装備した中間検査(昭和56年2月)後のそれぞれ2航海のアブ・ログデータを用いた。

前記手順に従って解析した結果を表3、表4に示した。この結果、ダクトプロペラ装備前の航海と装備後の航海の間に発生する経年劣化0.14ノット(0.09ノット/年)と見做し、ダクトプロペラの燃料節減量を求めると軽荷状態で約7%、満載状態で約3.5%となり、(1)、(2)、(3)式共厳密な理論式ではないが、ほぼ模型試験の結果が、航海データにより実証されたと考えられる。

おわりに

以上、わが社が船舶の省エネルギー対策の一環として、T丸及びC丸に装備したダクトプロペラの実船効果について報告した。その結果、ダクトプロペラは模型試験により推定された通りの省エネルギー効果を挙げていることが示された。

尚、今回の解析はダクトプロペラ装備後と新造時の速力試験を用いる方法及びアブ・ログデータを利用した方法にて行ったため、多少の誤差は避けられないものの、船舶運航者の評価としては実用的且つ実際の評価方法であると言えよう。

参考文献

- 1) H. Narita, H. Yagi, H.D. Johnson and L.R. Breves "Development and Full-Scale Experiences of a Novel Integrated Duct Propeller" SNAME Annal Meeting in November 1982
- 2) 表原功, 横山二郎, 平山義則「船舶の経年変化に関する統計的考察」日本造船学会誌第586号(昭和53年4月)
- 3) 羽田知所「船舶の経年速度変化」日本造船学会誌第606号(昭和54年12月)

船殻設計の理論と実際

一つの世代から

< 7 >

越 智 義 夫

石川島播磨重工業技術研究所耐殻開発部長

間野博士がブラジル、リオデジャネイロ大学に招待されたため、今回は代筆がつづけることになりました。間野博士の文章のように軽妙なタッチとはなかなかゆきませんが、よろしくおつき合いお願いします。

7. 防撓板の設計

船底構造、船側構造、上甲板、隔壁等の船殻構造はすべて防撓板構造になっている。通常防撓板は荷重を直接受ける板、それを支える小骨（梁）、小骨を支える大骨（桁）より構成されている。

3.1 梁断面の最適設計及び 4.2 桁の合理的設計においては、最適の条件として最小重量を念頭において考察を行った。これは単独な部材については、必要な強度をもっておれば重量の軽い方が性能のよい構造部材であるという理解によるものである。

防撓板では、多くの梁と桁が縦横に配置されており、ある広さの防撓板を設計する場合、梁や桁の間隔、即ち梁や桁の数が重要なパラメーターとなる。これは単に防撓板の重量に影響するだけでなく、防撓板を製作する工数を大きく左右する。重量と工数は建造コストに直接つながっている。

建造コストが少いということは、造船における省エネルギーを意味し、また、船主経済上も強く要望されていることである。

以上の背景から、防撓板の設計においては、建えコストを常に念頭に置くことが大切であると思われる。

防撓板の合理的設計法とは、必要なる性能強度を満足させる最小コストの防撓板を設計することである。建造法（工作法）は年々変化するため、工作のためのコストを含めて一般的な結論を出すのはなかなかむずかしいようである。過去の経験からであるが、最小重量となる設計は大略最小コストを与えているようなので、ここでは一応最小コスト即ち最

小重量と考えると議論を進めて行く。

本章では先ず、大骨が縦横に配置されている格子桁構造（相待ち構造）につきその合理性をのべ、次いで最も一般的構造である一方向に配置された梁を、それに直交する桁で支えている場合の、最適桁間隔について検討する。最後に梁間隔についての最適値を求める。

格子桁構造、桁間隔等の大骨配置に関しては、強度的立場と最小重量との関点につき議論するが、梁間隔については、船尾、機関室附近のタンク壁防振問題にも適用出来るように、振動の面も合せ考えることにする。

船殻構造防撓板が、水圧などの横荷重により、その寸法が決定される場合には、本章の議論はそのまま適用出来るが、船体中央部上甲板などでは、Hull Girder としての必要断面積を附加する場合がある。この場合には防撓板を単独に考えた、最小重量設計では不合理となり、さらに大きな桁間隔、梁間隔を用いる方が、船全体としての最小コストを与えることになる。

7.1 格子桁構造

Fig 7.1 に示すとき、長辺を a 、短辺を b とする矩形格子桁構造に、等分布荷重 p が作用してい

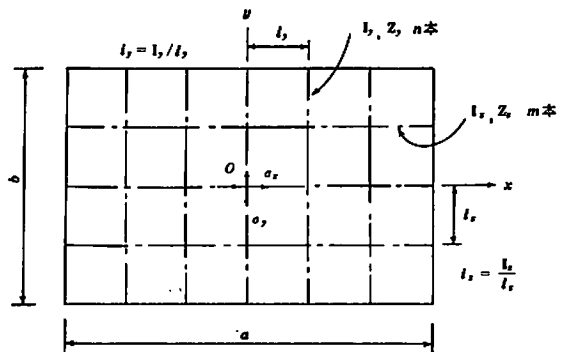


Fig.7.1 格子桁構造

る場合を考える。構造設計者ならば、桁は短辺方向に配置した方が有利であり、長辺方向に配置された桁の有効性は小さいことはすぐ気がつくことであるが、それが定量的にどの程度のものであるか、ここで検討してみよう。

周辺固定としても、支持としても結果は変わらないので、ここでは4辺支持を考える。便覧^[10]によると防撓板の中央 Fig. 7.1 の0点において最大応力 σ_y が発生し、その大きさは次式に与えられる。

$$\sigma_y = \frac{\pi^2 \delta E e_y}{b^2} \quad (7.1)$$

$$\delta = \frac{a b p}{\frac{\pi^6 E}{16} \left\{ \frac{I_x (m+1)}{a^3} + \frac{I_y (n+1)}{b^3} \right\}}$$

δ : 0点における撓み

I_x, I_y : 有効巾を考慮した断面2次モーメント

m, n : 防撓桁の数

e_x, e_y : 桁断面中心より面材までの距離

桁材の間隔 $\ell_x = b/(m+1)$, $\ell_y = a/(n+1)$

単位巾当りの剛性率 $i_x = I_x/\ell_x$, $i_y = I_y/\ell_y$

長短辺方向の剛比(相持ち率) $\alpha = i_x/i_y$
とおけば次式を得る。

$$\sigma_y = \frac{16 b^2 p e_y}{\pi^4 I_y \left(1 + \alpha \frac{b^4}{a^4} \right)} \quad (7.2)$$

発生応力の最大値(許容応力)が与えられれば必要断面係数 Z_y は次式により求められる。

$$Z_y = \frac{I_y}{e_y} = \frac{16 b^2 p e_y}{\pi^4 \sigma_y \left(1 + \alpha \frac{b^4}{a^4} \right)} \quad (7.3)$$

格子桁材の単位面積当りの重量を W_1 , 長短辺方向の桁材の単位長さ当りの重量を W_x, W_y とすると

$$W_1 = \frac{W_x}{\ell_x} + \frac{W_y}{\ell_y} \quad (7.4)$$

通常相持ち格子桁構造の場合には、 x, y 方向の桁の寸法は同一にすることが多いので、ここでも簡単のため同一にすると

$$I_x = I_y \quad Z_x = Z_y \quad W_x = W_y \quad (7.5)$$

$$\alpha = \frac{i_x}{i_y} = \frac{I_x \ell_y}{\ell_x I_y} = \frac{\ell_y}{\ell_x} \quad (7.6)$$

第3章 梁の設計(7月号) 3.1 梁断面の最適設計にて梁の断面係数と梁の単位長さ当りの重量の関係について述べた。これは桁についても用いることが出来る。桁材のウェブに一般的に用いられる厚さを入れ、さらに整理すると鋼材の場合次の関係が得られる。

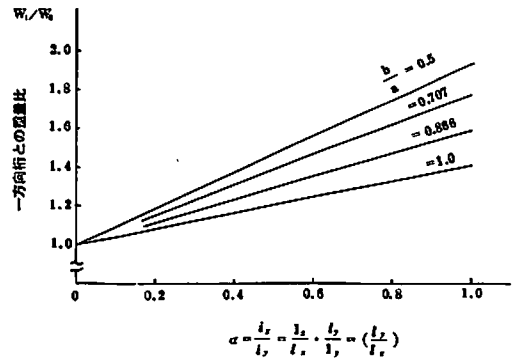


Fig.7.2 相持ち構造による重量増加

$$W_y = 1.5 \sqrt{Z_y} \quad (7.7)$$

W_y : 桁の単位長さ当りの重量 ks/m

Z_y : 桁の断面係数 cm^3

(7.4) 式に (7.7) (7.3) 式を入れ (7.5) (7.6) 式の関係を用いると桁材の単位面積当りの重量は次式となる。

$$W_1 = \frac{1.5}{\ell_y} \sqrt{\frac{16 b^2 p e_y}{\pi^4 \sigma_y}} \cdot \frac{1 + \alpha}{\sqrt{1 + \alpha \frac{b^4}{a^4}}} \quad (7.8)$$

格子桁構造としないで、短辺方向にのみ桁を配置した場合の桁材の単位面積当りの重量を W_0 とすると、 W_0 は (7.8) 式において $\alpha = 0$ とすれば求まる。格子桁構造と短辺方向にのみ桁を配置した場合の重量比は

$$\frac{W_1}{W_0} = \frac{1 + \alpha}{\sqrt{1 + \alpha \frac{b^4}{a^4}}} \quad (7.9)$$

α を横軸に、 b/a をパラメーターにして (7.9) 式を図に表わしたものが Fig. 7.2 である。

b/a が小さく、長細い長方形になればなるほど、相持ち率 α を大きくするのは不利となることがわかり、これは常識とも一致する。また W_1/W_0 は常に 1.0 より大きく、桁の高さの制限等特別の理由がない場合には、短辺1方向のみに桁を配置する方が合理的であることを示している。

Fig.7.1の0点における応力 σ_y (相持ちの短いスパンの桁の応力) は (7.1) 式で与えられるが、 σ_x (相持ちの長いスパンの桁の応力) は次式で与えられる。

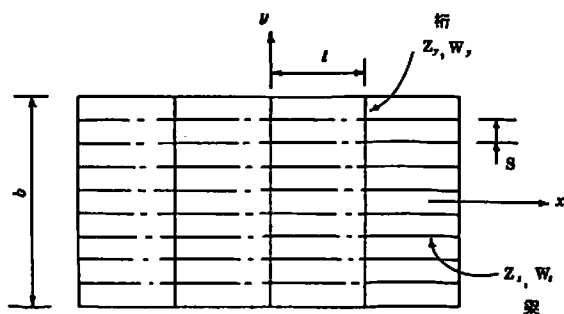


Fig.7.3 1方向桁構造

$$\sigma_x = \frac{\pi^2 \delta E \ell x}{a^2}$$

$$\sigma_x / \sigma_y = \frac{b^2 \ell x}{a^2 \ell y}$$

となる。

b/a が小さくなると σ_x / σ_y は急速に小さくなることを示している。即ち、相持ちの長いスパンの方の桁は力を出さなくなってしまう。相持ちというのは、お互いに力を出し合ってやろうということであるが、それぞれの特性に合った配置にしておかないと、気がついた時は一方が力を抜いていたということになりかねない。

$b/a = 1$ 、即ち正方形の防撓板の場合も、相持ちよりも一方向に桁を配置した方が有効であるという結論になっている。これは断面係数 Z_y の桁2本(相持ち)の重量と、断面係数 $2Z_y$ (一方向の桁配置)の桁の重量の比 $2 \times 1.5 \sqrt{Z_y} / 1.5 \sqrt{2Z_y} = 1.41$ を考えれば納得しやすい。また Fig.7.2 の $b/a = 1.0$ 、 $\alpha = 1.0$ の場合の $W_1 / W_0 = 1.41$ は、これに対応している。

格子桁構造の最小重量については八木・安川^[11]の研究がある。また非線形計画法を用いた北村^[12]の研究もある。本項の結果よりさらに詳しいことを知りたい方は、参照されることをおすすめする。

7.2 最適桁間隔

Fig. 7.3 に示すごとく、長辺方向に梁が配置され、それを支える桁がそれに直交する様に配置されている。最も一般的な防撓板と考える。

桁端部を固定とすると桁に発生する最大応力 σ_y は

$$\sigma_y = \frac{M}{Z_y} = \frac{p \ell b^2}{Z_y \cdot 12} \quad (7.10)$$

梁に発生する最大応力 σ_s は

$$\sigma_s = \frac{M}{Z_s} = \frac{ps \ell^2}{Z_s \cdot 12} \quad (7.11)$$

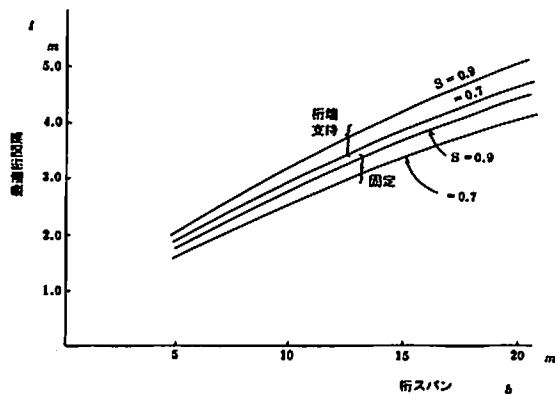


Fig.7.4 最適桁間隔

Z_y, Z_s : 有効巾を考慮した断面係数

p : 等分布荷重

σ_y, σ_s の最大値(許容応力)が与えられれば、必要な断面係数は

$$Z_y = \frac{p \ell b^2}{\sigma_y \cdot 12}, \quad Z_s = \frac{ps \ell^2}{\sigma_s \cdot 12} \quad (7.12)(7.13)$$

桁および梁に(7.7)式の関係を用い、梁および桁の単位面積当たりの重量 W_2 を求めれば

$$W_2 = \frac{W_s}{s} + \frac{W_y}{\ell} = \frac{1.5}{s} \sqrt{\frac{ps \ell^2}{\sigma_s \cdot 12}} + \frac{1.5}{\ell} \sqrt{\frac{p \ell b^2}{\sigma_y \cdot 12}} \quad (7.14)$$

W_y, W_s : 桁および梁の単位長さ当り重量

桁および梁の許容応力を同一とすると、桁間隔 ℓ の最適値は、(7.14)にて $dW_2/d\ell = 0$ より

$$\ell = 2^{-\frac{1}{3}} \cdot s^{\frac{1}{3}} \cdot b^{\frac{2}{3}} = 0.63 s^{\frac{1}{3}} b^{\frac{2}{3}} \quad (7.15)$$

桁端部を支持とすると、 $\sigma_y = p \ell b^2 / Z_y \cdot 8$ より同様にして

$$\ell = \frac{3^{\frac{1}{3}}}{2} s^{\frac{1}{3}} \cdot b^{\frac{2}{3}} = 0.72 s^{\frac{1}{3}} b^{\frac{2}{3}} \quad (7.16)$$

(7.15)式(7.16)式により計算される最適桁間隔を図示したものが Fig.7.4 である。桁スパン b が大きくなると桁間隔も大きくするのが合理的であること示している。

実際の設計に Fig. 7.4 を直接利用しても良いが、桁間隔 ℓ の変化が重量の変化にどの程度の影響を及ぼすか、(7.14)式を用い調査しておくことが望ましい。

7.3 最適梁間隔

船尾部、機関室付近の防撓板は、プロペラ起振力、機関室内に発生する起振力との共振をさけることが必要となる。従ってここでは強度および振動両面か

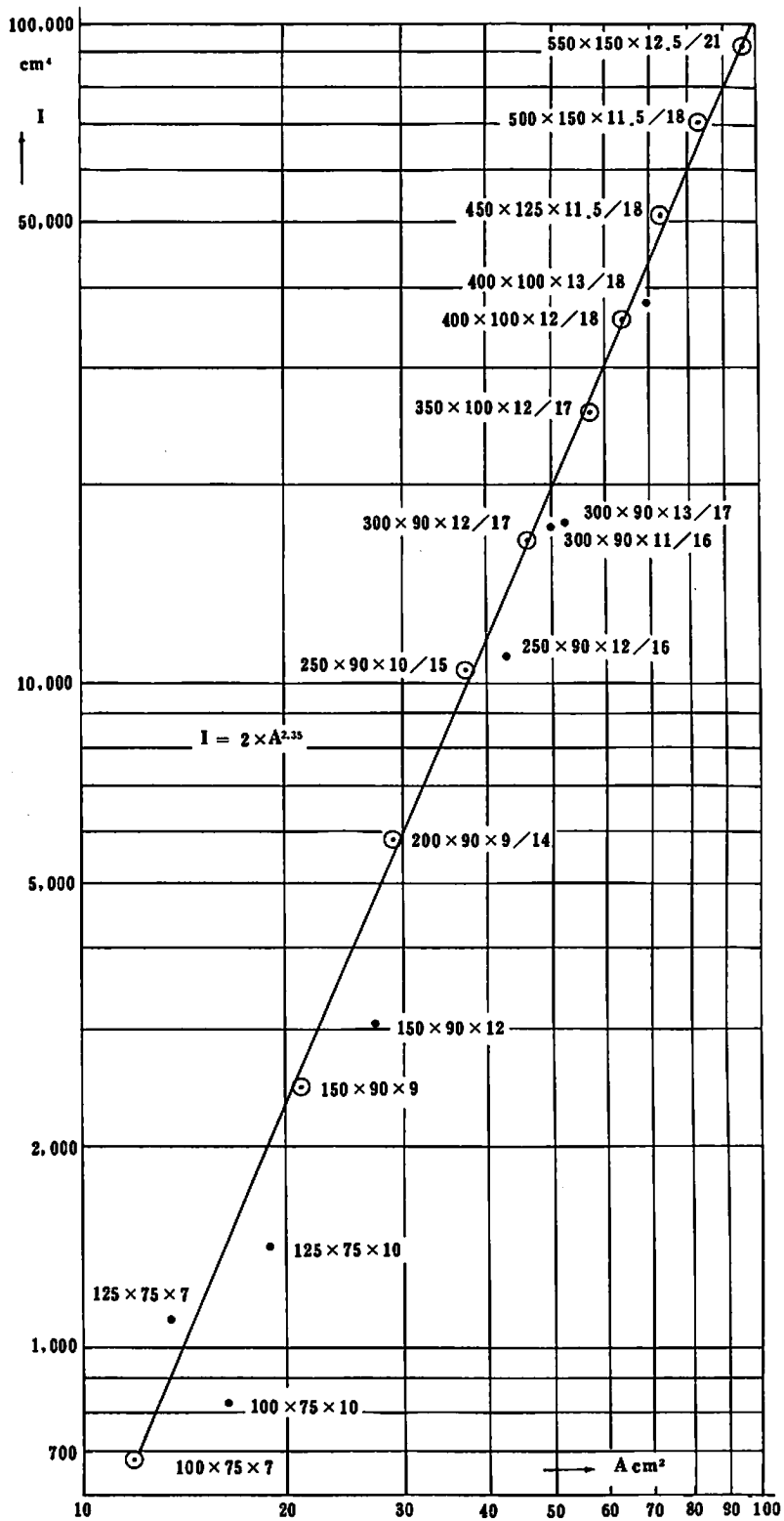


Fig.7.5 梁断面積と断面2次モーメント

らの検討をして行くことにする。

7.3.1 水圧等横荷重に対する設計条件

再び Fig.7.3 において、日本海事協会の水密隔壁に対する、板厚さ t 、および梁の断面係数 Z_s に対する寸法要求式を用いると次式で与えられる。

$$t = 3.6 s \sqrt{h} + 3.5 \quad (\text{mm}) \quad (7.17)$$

$$Z = 7 \times s h \ell^2 \quad (\text{cm}^3) \quad (7.18)$$

s, ℓ : 梁のスペースおよびスパン (m)

h : 板および梁に作用する水頭圧 (m)

7.3.2 振動面から見た設計条件

(1)板厚さ

防撓板において振動が問題になるのは、接水状態である。Fig.7.3 にて梁にかこまれた $\ell \times s$ 板厚 t の4辺支持矩形板を考える。この矩形板が接水状態にあるときの固有振動数 N_p (鋼の場合) は次式で表わされる。

$$N_p = \alpha \cdot 1.46 \times 10^2 \frac{t}{s^2} \left\{ 1 + \left(\frac{s}{\ell} \right)^2 \right\} \quad (\text{cpm})$$

$t : (\text{mm}), \quad \ell, s : (\text{m})$

α は接水による振動数低下率を表わす係数で通常の船殻構造では 0.3 ~ 0.5 となる。ここでは安全側を考えて $\alpha = 0.3$ とする。また s/ℓ は通常 $1/4$ 程度であるので $(s/\ell)^2$ は 1 に比べて小さいとして省略すると

$$N_p = 0.3 \times 1.46 \times 10^2 \times \frac{t}{s^2} \quad (\text{cpm})$$

一方、防撓板に作用する起振外力の振動数は 1,000 cpm 以下と考えて良いので、共振を回避するために $N_p \geq 1000$ を用いれば次式を得る。

$$t = \frac{1000}{43.8} s^2 = 22.8 s^2 \quad (7.19)$$

(2)梁の寸法

Fig.7.3 にて、大骨にかこまれた $\ell \times b$ の4辺支持防撓板を考える。梁が数本以上あるとき、この防撓板の固有振動数は、梁1本を切り出した時の梁の振動数にはほぼ等しい。その時の梁の振動数 N_s (鋼の場合) は次式にて与えられる。

$$N_s = \frac{4830}{\ell^2} \sqrt{\frac{I_s}{A}} \quad (\text{cpm})$$

$$A = A_s + A_p + A_w$$

A_s : 梁の断面積 (cm²)

A_p : 板の断面積で $10 t \cdot s$ ($s: \text{m}, t: \text{mm}$)

A_w : 付加水重量による等価断面積で $400 \ell \cdot s$ 程度の値となる。($\ell, s: \text{m}$)

I_s : 有効巾を含む断面2次モーメント (cm⁴)

通常の船殻構造では A_s, A_p は A_w に比べて十分小さいので無視すれば

$$N_s = \frac{4830}{\ell^2} \sqrt{\frac{I}{4000 \ell s}}$$

板厚さの場合と同様 $N_s \geq 1000$ とすれば次式を得る。

$$I_s = 17.1 s \ell^5 \quad (s, \ell: \text{m}, I_s: \text{cm}^4) \quad (7.20)$$

7.3.3 最小板厚さ

7.3.1, 7.3.2 において強度、振動面から見た設計条件を検討したが、工作面から見た最小板厚さについても、ある程度の考慮を払う必要がある。また各船級協会もそれぞれ最小板厚さの規定を設けている。

ここでは、溶接歪等の工作面を考えて、最小板厚

$$t_{\min} > 8 \quad (\text{mm}) \quad (7.21)$$

7.3.4 最適梁間隔

板と梁による単位面積当りの重量 W_s (kg/m²) は

$$W_s = W_p + W_s = r t + \frac{W_s}{S}$$

または (7.22)

$$W_s = W_p + W_s = r t + \frac{r A_s}{10 s}$$

W_p : 板の単位面積当りの重量

r : 板の単位体積当りの重量で

S : 梁間隔 (m) 7.85 (kg/m²-mm)

W_s : 防撓板の単位長さ当り重量 (kg/m)

A_s : 防撓材の断面積 (cm²)

断面積 A_s と断面2次モーメントの関係を整理したものを Fig.7.5 に示す。次式により関係づけられる。

Table 7.1 最適梁間隔 (t_{\min} を考えないとき)

防撓材 スパン ℓ	Case 1	Case 2	Case 3		Case 4	
			$h = 9 \text{ m}$	$h = 16 \text{ m}$	$h = 9 \text{ m}$	$h = 16 \text{ m}$
2 m	0.288 m	0.190	0.244	0.273	0.164	0.137
3	0.354	0.265	0.287	0.321	0.284	0.237
4	0.429	0.336	0.322	0.361	0.419	0.350
5	0.497	0.405	0.352	0.394	0.566	0.473

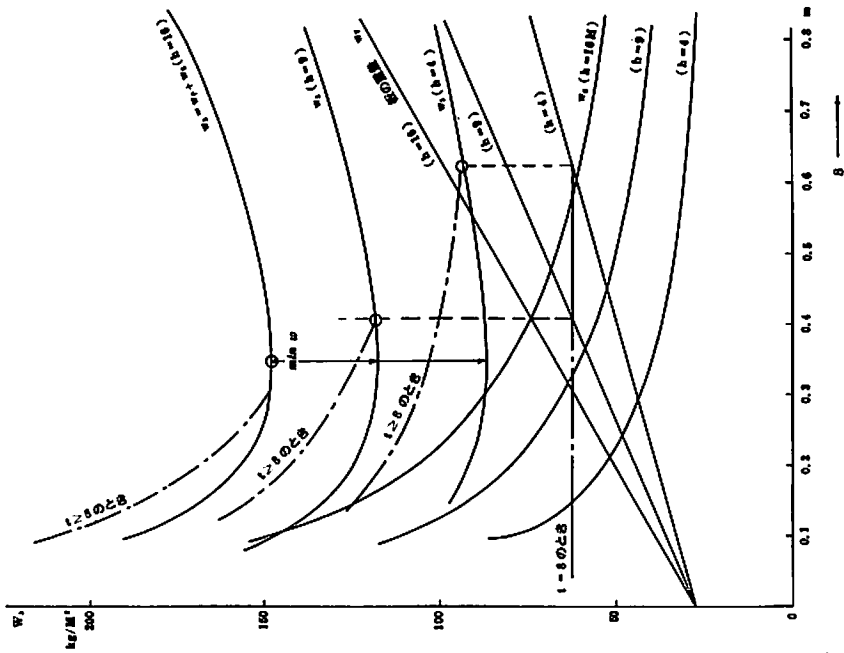


Fig. 7.6 単位面積当りの重量
Case 1 板も梁も強度によって決まるとき

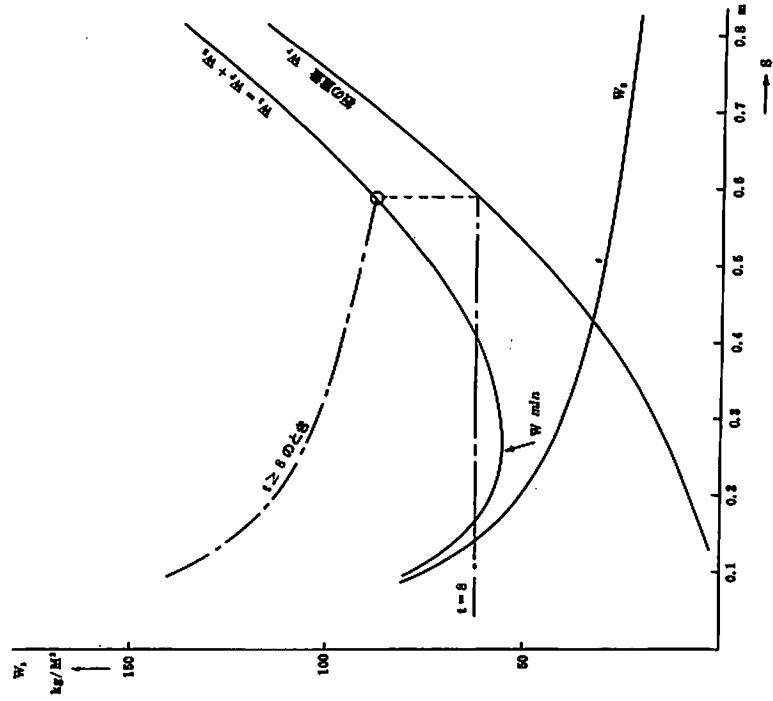


Fig. 7.7 単位面積当りの重量
Case 2 板も梁も振動によって決まるとき

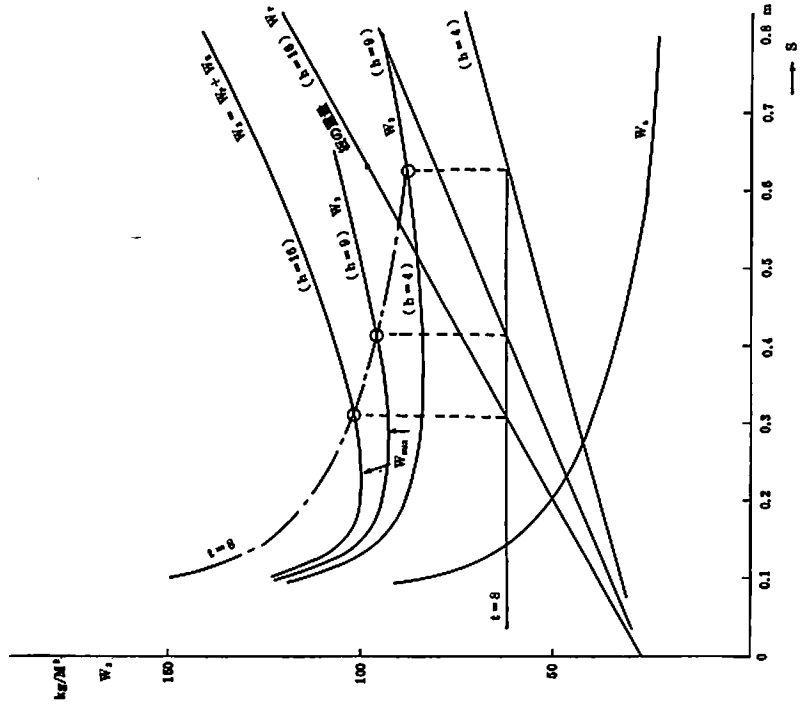


Fig. 7.9 単位面積当りの重量
Case 4 板が強度、梁が振動によるとき

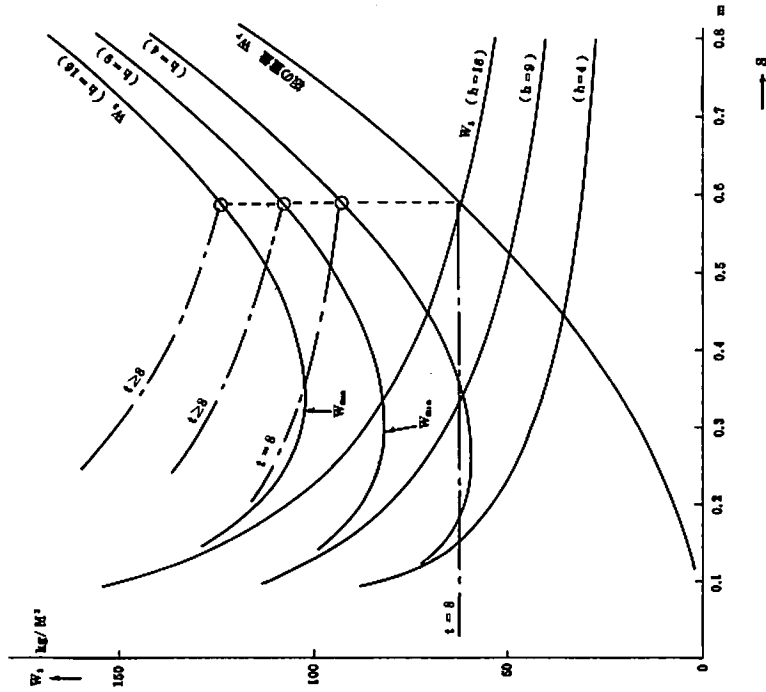


Fig. 7.8 単位面積当りの重量
Case 3 板が振動、梁が強度によるとき

$$A_s = \frac{1}{2} s^{2.35} \quad (7.23)$$

- (1) Case 1 板も梁も強度によって決るとき
(7.22)式に(7.17)(7.7)(7.18)を用いれば

$$W_3 = 7.85 (3.6 s \sqrt{h+3.5}) + \frac{1.5}{s} \sqrt{7sh\ell^2} \quad (7.24)$$

最適梁間隔 s は $dW_3/ds = 0$ より

$$s = 0.17 \ell^{0.8} \quad (7.25)$$

スパン ℓ の変化に伴う最適スペースの値を Table 7.1 に示す。Table 7.1 の結果は長沢、本間^[13]による塑性変形を考えた最小重量解析による研究結果と大略一致するが、我々が日常用いているスペース 0.6 ~ 0.9 m に比べてかなり小さい。これは工作上的の制約即ち最小板厚の条件が入っていないためである。

梁間隔 s の変化による重量変化を(7.24)式を用いて図にしたものが Fig. 7.6 である。Fig. 7.6 には最小板厚の条件(7.21)式を用いた時の重量変化も示されており、最適梁間隔は Table 7.1 に示されるものよりも大きくなっていることがわかる。またスペース s の変化による重量変化は緩まんで、工作上的の便を考えてスペースを拡げ得ることを示している。

- (2) Case 2 板も梁も振動によって決るとき
(7.22)式に(7.19)(7.23)(7.20)式を用いれば

$$W_3 = 7.85 \times 22.8 s^2 + \frac{0.785}{s} \left\{ \frac{17.1}{2} s \ell^5 \right\}^{2.35} \quad (7.26)$$

$dW_3/ds = 0$ より

$$s = 0.107 \ell^{0.826} \quad (7.27)$$

スパン ℓ の変化に伴う最適スペースを Table 7.1 Case 2 に示す。 $\ell = 3.0$ m とし、スペースの変化に伴う重量変化を Fig. 7.7 に示す。Table 7.1 による最適スペースは小さいが、最小板厚を考えると通常用いられているスペースに近くなることわかる。また振動の場合、スペースの変化による重量変化は Case 1 に比べて、かなりはげしい。

- (3) Case 3 板が振動、梁が強度によるとき
(7.22)式に(7.19)(7.7)(7.18)式を用いれば

$$W_3 = 7.85 \times 22.8 s^2 + \frac{1.5}{s} \sqrt{7sh\ell^2} \quad (7.28)$$

$dW_3/ds = 0$ より

$$s = \left\{ 4.9 \times 10^{-3} \sqrt{h} \right\} \frac{2}{5} \cdot \ell^{2/5} \quad (7.29)$$

スパン ℓ 、水頭 h の変化に伴う最適スペースを Table 7.1 Case 3 に示す。またスペースの変化に

伴う重量変化を Fig. 7.8 に示す。

- (4) Case 4 板が強度、梁が振動によるとき
(7.22)式に(7.17)(7.23)(7.20)を用いれば

$$W_3 = 7.85 (3.6 s \sqrt{h+3.5}) + \frac{0.785}{s} \times \left\{ \frac{17.1}{2} s \ell^5 \right\}^{2.35} \quad (7.30)$$

$dW_3/ds = 0$ より

$$s = \left\{ 3.95 \times 10^{-2} \sqrt{\frac{1}{h}} \right\}^{5/7} \cdot \ell^{5/7} \quad (7.31)$$

最適スペースを Table 7.1 Case 4 に示す。またスペースの変化に伴う重量変化を Fig. 7.9 に示す。

Table 7.1, Fig. 7.6 ~ 7.9 によれば、最適梁間隔は我々が通常用いているスペース 0.6 ~ 0.9 m より相当小さい所にあるが、最小板厚 t_{\min} を考慮すると近づいて来ることがわかる。またスペースの重量に対する影響は、それほど顕著ともいえないので、工作上的の都合を考え、最適スペースよりある程度大きなスペースを用いるのも良いかと思われる。

本章で取扱った最適問題は、10年位前筆者が船殻設計に従事していた時に考えたものであるが、当時同じ職場におられた重政利明技師から多くのヒントをもらった。ここに改めて感謝の意を表したい。

参考文献

- [10] 関西造船協会編、造船設計便覧、海文堂
[11] 八木順吉、安川度 最小重量を有する平面防撓構造の寸法比について 関西造船協会誌第 104 号、昭 36-12
[12] 北村勝英、船体構造の最適設計に関する研究 (第 2 報)、日本造船学会論文集第 130 号、昭 46-12
[13] 長沢準、本間康之 横荷重を受ける防撓板の最小重量について 日本造船学会論文集第 127 号、昭 45-6

編集部より

今回は石川島播磨重工業技術研究所耐震開発部長・越智義夫氏にご執筆いただきました。筆者が述べられているよう、本章で取扱われた最適問題は 10 年前に考えられたものでしょうが、「理論と実際」から生まれ、息づく筆者のノウハウともいえます。

本論は先きの 7 月号の間野正己・吉田嶋夫両氏の協同執筆に続き、項目により、数人の専門の方々にご執筆いただくようにしています。

海外事情

■ スウェーデン建造の CONBULKER

今年6月号の本欄で、特殊な NAVIRE 社の超巾広スチール・ハッチカバーを紹介したが、Shipbuilding & Marine Engineering International の7/8月号に、本船“ Ibn Al Kadi ”号そのものの紹介記事が掲載されていたので、その設計思想を眺めてみよう。注・CONBULKERとは Container / Bulk Carriers の意。(編集部)

“ Ibn Al Kadi ”号はスウェーデンの Oresundsvarvet 社が、オランダの名門 Phs. Van Ommeren 社の注文で建造した 41,800 載貨重量トン型の多目的撒積船である。

ロッテルダムに本拠を置くこの名門オーナー/オペレーターは、ここ数年、在来型のバルクキャリアを巾広ハッチと強力な荷役装置を持った多目的船に代替してきたが、その代替の最初のプログラムは、3隻の 44,600 載貨重量トンの“ Meerdrecht ”、“ Mijdrecht ”および“ Moordrecht ”で、1978～9年にかけて Gotaverken Arendal から2隻、Oresundsvarvet より1隻の引渡しを受けた。

引き続き3隻の 41,800 載貨重量トン型が Oresundsvarvet に発注されたが、第一船が昨1981年3月竣工の“ Waaldrecht ”で竣工後、直ちに UASC (United Arab Shipping Co.) のコンテナ航路に投入され、船名を“ Ibn Al Kadi ”と改名されたことは6月号でも述べた。2隻目が6月竣工の“ Weeldrecht ”、3隻目が12月竣工した“ Woondrecht ”であ

る。

“ Ibn Al Kadi ”は、アイスクラスIを持ち、コンテナ、鉱石、乾撒貨物、フォレストプロダクツ、パイプおよび重量物の搭載が可能な5船で、そのタンクトップ強度は、No 1, 3, 5が 17.5 t/m^2 、No 2, 4が 19.4 t/m^2 である。

本船の最大の特色は、コンテナや木材等の積荷に便利のように巾広のハッチを持っていることである。

コンテナは、ホールドの中に10列6段、ハッチカバー上に同じく10列4段搭載される。

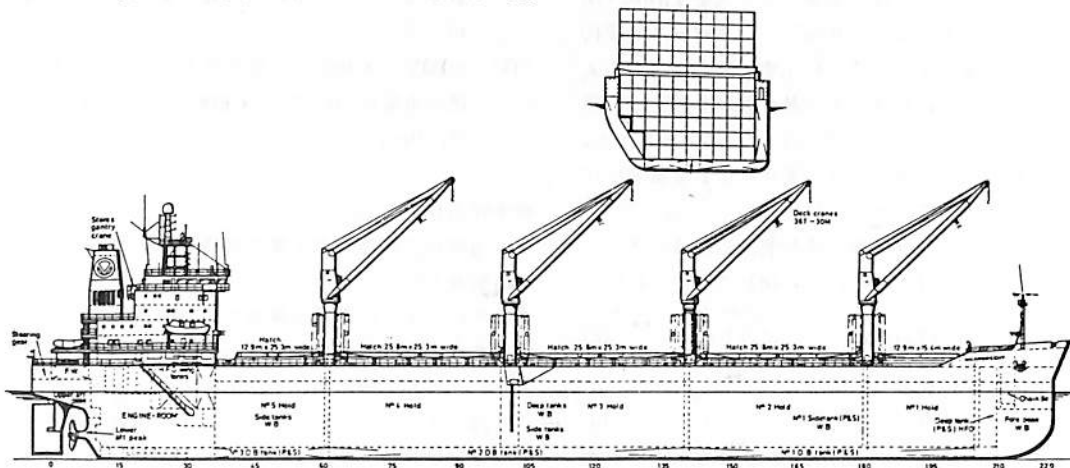
ハッチ開口は、No 1が長さ×巾それぞれ $12.6 \text{ m} \times 15.4 \text{ m}$ 、No 2, 3, 4が $25.8 \text{ m} \times 25.3 \text{ m}$ 、No 5が $12.9 \text{ m} \times 25.3 \text{ m}$ という広大なもので、メーカーの Navire 社にとっても勿論、油圧駆動フォールディング式としては世界最大である。

カバー強度は、均一荷重で 2.6 t/m^2 、コンテナフィッティングで $45/68 \text{ t}$ (20/40 呎) であり、鋼材 860 t、付属品 136 t 合計約 1,000 t (面積 $2,560 \text{ m}^2$) であって、この他にコーミングとランプは 323 t である。

格納長さはわずかに 2.2 m、高さはコーミング上 8.2 m であるが、トリム 1.5 度、ヒール 5 度、風速 31 kt、気温 -25° でも作動可能とされている。

荷役装置は、 $36 \text{ t} \times 30 \text{ m}$ 荷役半径の Hägglund 製 G 型クレーンが、角型ポストの上に4基装備されている。

主機は4気筒の Götaverken-B & W 4 L 90 GFCA の $13,850 \text{ BHP} \times 96 \text{ rpm}$ で航海速度は 16 kt である。(Shipbuilding & Marine Engineering International July / August 1982)



NKコーナー

■ バルクケミカルコード、ガスキャリアコード 各国の適用状況

ドの新船および既存船に対する、各国政府の適用あるいは取り扱いに関する最近の状況は、IMO回章(MSC/Circ. 331: 1982年4月28日付)によれば次表のとおりである。

バルクケミカルコードおよびガスキャリアーコード

	実施国	実施期日	任意基準として採用している国 ⁹⁾	外国籍船に適合証書の保有を要求している国	
バルクケミカルコード	アメリカ ¹⁾ ³⁾	1977.12.27	アルゼンチン デンマーク、西ドイツ フランス ³⁾ イギリス ³⁾ (第1回～第8回改正およびガイドラインを含む) モロッコ リベリア ⁴⁾ シンガポール スペイン ³⁾	アメリカ ²⁾	
	ベルギー ³⁾	1975.6.24		ベルギー	
	(第1回～第7回改正を含む)			フィンランド	1982.4.15
	ブラジル	1974.8.22		香港	1980.1.1
	フィンランド	1982.4.15		(準加盟国)	
	カナダ	1979.1.18		イタリア	(国内法制化準備中)
	(第1回～第7回改正を含む)			カナダ ⁷⁾	
	メキシコ ³⁾	1980.11.10		ノルウェー	1980.5.25
	日本 ³⁾ ⁶⁾	1975.12.24		オランダ	
	ノルウェー ³⁾ ⁸⁾	1973.4.1		(第1回～第9回改正を含む)	
	(第1回～第9回改正を含む)			ポーランド	
	オランダ	1972.4.12		ソビエト ⁵⁾	
	(第1回～第7回改正を含む)			(第1回～第9回改正を含む)	
	ポーランド	1974.2.10		スウェーデン	
	ソビエト ⁵⁾	1978.7.1		(第1回改正)	
(第1回～第9回改正を含む)		(第2回～第7回改正)			
スウェーデン	1972.7.1				
(第1回改正)	1973.5.31				
(第2回～第7回改正)	1978.10.1				
ガスキャリアーコード (新船)	アメリカ ³⁾	1979.5.31	デンマーク 西ドイツ フランス ³⁾ イギリス ³⁾ (第1回～第2回改正を含む) リベリア ⁴⁾ シンガポール ソビエト (第1回～第3回改正を含む)	アメリカ ²⁾	
	ベルギー	1981.7.17		ベルギー	1981.7.17
	(第1回～第3回改正を含む)			フィンランド	1982.4.15
	フィンランド	1982.4.15		ノルウェー	1980.5.25
	メキシコ ³⁾	1980.11.10		オーストラリア ¹²⁾	
	日本 ³⁾ ⁶⁾	1978.1.17		オランダ ¹⁰⁾ ¹¹⁾	
	ノルウェー	1980.5.25		スウェーデン	
	(第1回～第3回改正を含む)				
	オランダ	1980.7.28			
	(第1回～第2回改正を含む)				
スウェーデン	1979.7.1				
(第1回改正を含む)					
1 ガスキャリアーコード (既存船)	フィンランド	1982.4.15	西ドイツ、フランス ³⁾ イギリス ³⁾ オランダ (国内法制化準備中)	フィンランド	1982.4.15
	ノルウェー ³⁾	1980.5.25		ノルウェー ³⁾	1980.5.25
	(第1回～第3回改正を含む)			オーストラリア ¹²⁾	
	スウェーデン	1979.7.1		オランダ ¹⁰⁾ ¹¹⁾	
(第1回改正を含む)		リベリア ⁴⁾			
		シンガポール			

備考：注記の数字の意味は、それぞれ次のとおりである。

- 1) 既存船は、コード第1.7.3項の定めるところにより、1978年4月12日までにコードの基準に適合しなければならない。
- 2) 外国籍船は、適合証書を保有するか、もしくはアメリカ規制に合致することが要求される。
- 3) 適合証書は、主管庁政府自身によってのみ発給される。
- 4) 検査および適合証書の発給は、ABS, BV, DnV, GL, LRおよびNKの各船級協会が行う。
- 5) 第1回～第5回改正を含むが、第5章および第7章は除外する。
- 6) ある特定の貨物を除き、コードを適用。除外貨物については任意基準で証明書を発給する。
- 7) 外国籍船が有効な適合証書を保有している場合、カナダ規則適合と見なす。
- 8) 第9回改正の実施期日は1981年7月からである。
- 9) これらの国々では、コードは強制ではないが、船主の要請により検査し、適合していれば適合証書が発給される。
- 10) 高度の危険性を有するガス貨物を積載している場合、あるいは、貨物タンクまたは貨物スペースが、あるサイズを超えている場合、事前に通報し入港許可を求めることが要求される。
- 11) 場合により、暫定的に免除され得る。
- 12) ガスキャリアーは、オーストラリア入港時毎に検査される。

連載

液化ガスタンカー

< 52 >

恵美洋彦

日本海事協会

5.5.4 圧力計測装置

圧力計測装置（圧力計）は、各種設備、装置、機器等の圧力を直接に監視計測する装置である。さらに、圧力警報や制御の信号を発する圧力検出器（圧力スイッチ）も本項の対象とする。

なお、自力式の圧力制御装置（圧力逃し弁、圧力調整弁等）は、本項の対象ではない。

(1)貨物タンクの圧力計測

タンク気相部には、圧力計を設ける。この圧力は、貨物制御場所にも表示する。高圧警報は、船橋に設け、必要に応じ貨物制御場所にも設ける。ここで、貨物制御場所とは、貨物コントロール室、貨物ポンプ/圧縮機室（再液化装置室）、機側集中制御パネル、船橋等である。

負圧防止装置（5.4.7 参照）として必要な場合、低圧による警報および自動停止用のそれぞれ独立した圧力スイッチを設ける。低圧で自動停止する機器は、圧縮機およびポンプである。低温式および低温圧力式液化ガスタンカーは、過冷却防止の目的でも低圧警報および圧縮機自動停止を必要とする。

圧力指示計には、タンクの最高および最低許容圧力を表示する。過圧安全弁の設定圧力を変更すると最高許容量もその都度変わる。

メンブレン方式タンク、セミメンブレン方式タンク、大型球形タンク等では、タンク内外の差圧をある一定値以上とする設計例が多い。このような場合は、差圧を検出する。

(2)タンク周囲スペースの圧力計測

タンク周囲のスペースには、ホールドスペース、インタバリアスペース、防熱スペース、二次防壁/ホールドスペース囲壁間等がある。これらが密閉区域である場合、圧力計を設けて貨物コントロール室、船橋等に表示する。その詳細は、貨物貯蔵方式、タ

ンク構造方式、設計等に応じた適切なものとする。次に、数例を挙げておく。

(a)低温圧力式液化ガスタンカー等

このタイプの船舶は、イナーティングまたは乾燥空気封入のホールドスペースを有する。タンクも比較的小型であり、外圧に対しても、あまり敏感ではない。したがって、ホールドスペースには、圧力計を設け、その指示を船橋にも導くのが通常である。このホールドスペースには、圧力真空逃し弁を設けて過圧/負圧を防ぐが、圧力の上下は少ない。したがって、圧力警報や自動制御用の圧力スイッチは、設けない。

独立型タンクタイプCを備える小型の低温式液化ガスタンカーも、ほぼ同じである。

(b)独立型方形方式タンク設置の低温式LPG船

この場合、ホールドスペース（インタバリアスペース）の圧力計測の要領は、前(a)の例とほぼ同様である。ただし、ホールドスペースも大きく、大気圧変動等によって低圧になる可能性も比較的多いと予想されるため、船橋等に低圧警報を導くのがよい。

なお、一体型タンクのホールドスペースもこれと同じ要領である。

(c)メンブレン方式タンクLNG船

この方式のタンクは、負圧（内外の差圧）に対して敏感である。そして、タンク周囲のスペース等に常時N₂ガスを供給する設計が一般的である。したがって、タンク周囲スペースには、圧力計を設ける。そして貨物コントロール室、船橋等に指示および高圧警報を導く。さらに、N₂ガスの供給を自動調整するための圧力スイッチを設ける。或いは、前(1)でも述べたようにタンク内外の差圧検出によって圧力制御を行なう。

(d)その他

表 5 - 50 主要な圧力計の種類

タイプ	測定原理 / 特徴	測定範囲*	精度 (標準)	備 考	
マノメータ (液柱式)	圧力 p に相当する液柱高さ ($h = p / \gamma$) を読取る。 γ : マノメータ液密度。	1.5 kg/cm ² 程度まで	± 1 mm 液頭	U字管, 単管, 2液管, 傾斜管式等あり。	
ブルドン管 圧力計	偏平一定横断面のコイル状弾性金属管の閉鎖側先端が圧力に比例して動くのを読取る。	500 kg/cm ² 程度まで	最大目盛りの ± 0.5 ~ 1%	最も広範囲に使用。遠隔指示, 圧力スイッチ等も可。	
ダイヤフラム 圧力計	圧力によるダイヤフラムの変位/力を読取る。この読取り方法の主な例は右に掲げるとおり。	機械的 空気式 抵抗線式(ひずみ) 静電容量式 振動ワイヤ式	5 kg/cm ² 程度まで	最大目盛りの ± 0.5 ~ 1%	圧力計, 圧力スイッチの他, 自力式圧力調整装置にも使用される。主として, 遠隔指示, 警報, 制御の信号発信用として使われる。
ベローズ 圧力計	ベローズ/ばねの組合わせによる圧力検出素子の圧力による変位を読取る。読取り方法はダイヤフラム式と同じ。	2 kg/cm ² 程度まで	最大目盛りの ± 0.5 ~ 1%	同上	

*圧力は、ゲージ圧を示す。

セミメンブレン方式液化ガスタンカー (LPG船, エチレン船) も, 前(c)と同じ考え方の圧力制御となるため, 計測もほぼ同じ要領である。

大型球形タンク方式 LNG船の例は, 次の(3)を参照のこと。

通常の圧力式液化ガスタンカーのホールスペースは, 大気開放となっているため, 圧力計を必要としない。

エチレンオキシドおよびプロピレンオキシドを積載する場合, 圧力式タンクでもホールスペースのイナートガス封入が要求される。この場合, 圧力計の設置が必要となる。設置要領は, 前(a)の例によればよい。

(3)大型球形タンク LNG船の例

125,000 m³型アルミ合金製球形タンク LNG船の貨物格納設備の圧力計測装置の例¹¹⁾を次に掲げておく。

- 貨物タンク; 貨物コントロール室で連続監視するための圧力計測装置を設ける。計測範囲は, 0.7 ないし 1.4 kg/cm²A である。さらに, 次の警報および自動停止の圧力を設定する。

高圧警報 : 1.21 kg/cm²A

低圧警報 : 1.05 kg/cm²A

超低圧警報 : 1.03 kg/cm²A

圧縮機/ポンプ自動停止 : 1.03 kg/cm²A

- ホールスペース; 貨物コントロール室で連続監視するための圧力計測装置を設ける。この計測範囲は, ±0.35 kg/cm²G である。さらに, 低圧警報 (-0.01 kg/cm²G) も設ける。

- いずれの圧力計も各タンクおよびホールスペース直上で圧力が読みとれること。

- 警報は, いずれも可視可聴警報で, 貨物コントロール室および船橋に導く。

(4)荷役用貨物管装置の圧力計測

各貨物ポンプの吐出管, および貨液管および貨物ガス管のマニホールドには, 少なくとも, 1 個以上の圧力計を設ける。いずれも貨物制御場所で読みとれるようにする。貨物ポンプ吐出管の圧力計に高圧警報を設けることもある。電動サブマージドポンプの防爆のため, 吐出圧力の低下 (2.0 kg/cm²G 程度) によるポンプの自動停止装置を設けることもある。

(7.4 参照)

貨物ポンプの潤滑用貨液管系統には, 低圧 (流量低下) による警報またはポンプ自動停止装置を設けるのが好ましいことは, 5.2.4(4)でも述べたとおり。この潤滑管系統の圧力指示計も機側でよいから設けるべきである。

貨液/ガス管マニホールドの止め弁とショアコネクショーフランジ間には, ローカル指示の圧力計を設ける。これは, 貨物ホースまたは荷役用アームの接続/取外し作業に必要である。

(5)圧力計測装置の種類および構造

液化ガスタンカーの貨物用に使用される主な圧力計には, 表 5 - 50 に示すようなものがある。

圧力計, 即ち圧力検出器の構造上の注意事項は, 先に 5.5.2 に示したとおりである。

圧力計の精度は, 規則¹⁾では, 特に定まっていない。日本の場合, 貨物取扱に関し, 税関による圧力精度の許容値が定められている。それは, フルスケールに対して ± 1% 以内として定まっている。

JIS では, ブルドン管式圧力計に対して最大目盛りの ± 0.5, 1.0, 1.5 および 3.0% の 4 種類の精

度によるグレードを定めている。液化ガスタンカーの貨物用としては、±0.5%のグレードのものが一般的に用いられている。特に高精度を必要とする場合、±0.1ないし0.3%程度のものもある。

ブルドン管式圧力計は、最大目盛りで長時間使用すると、フリースを起す。そして、指示がプラス側に移動するおそれがある。圧力計を選定/使用するにあたっては、次を標準とする。

・連続最大圧力の場合；

最高使用目盛の $\frac{2}{3}$ 以下：JIS⁵¹⁾

” 75%以下：ICS²²⁾

・変動圧力の場合

最高使用目盛の $\frac{1}{2}$ 以下：JIS⁵¹⁾

” 60%以下：ICS²²⁾

ここで変動圧力とは、圧力の変動量が毎秒1%以上または毎分5%以上の場合をいう。

その他の圧力計についての精度の標準および使用選定上の基準は、特に、定まったものはない。使用選定の場合、前述のブルドン管の例にならうか、メーカーからの情報により判断する。また、一般的な情報は、表5-49に示したとおりであるが、さらに、高精度のものもある。

いずれにしても圧力計は、測定の目的および圧力範囲、対象物質の特性、環境および機能（伝送、警報、制御等）を考慮して適切なものを選定する。いたずらに高精度の圧力計を選定しても、目的からいって全く意味のない場合もある。むしろ、精度を多少犠牲にしても故障のできるだけ少ない方がよい場合もある。

タンク圧力計測用管の構造については、5.1.7および5.2.2（表5-9、14、15および16）を参照のこと。

5.5.5 温度計測装置

液化ガスタンカーの貨物タンクおよび貨物管装置には、貨物温度を測定するため、温度検出端を設ける。低温貨物を積載する液化ガスタンカーでは、必要に応じ、タンク、隣接船体構造等の監視用の温度検出端を設ける。

貨物温度は、貨物の取扱いおよび安全のみならず、貨物取引上も重要な計測項目である。また、貨液の漏えい検知の目的でもって温度検出装置を設ける例もある。

(1) 温度計測装置の配置

(a) 貨物タンク

全ての液化ガスタンカーにおいて、各貨物タンクは、少なくとも2個の温度検出端を設ける。この目

的は、貨物およびタンク内温度の監視/計測である。故に、低温大型タンクでは、4ないし6個程度の温度検出端を設ける。2個の検出端を設ける場合、タンクの頂部と底部に配置する。3個以上の場合、頂部/底部のほか、中間の適当な位置に設ける。

この温度計測結果は、貨物制御場所に表示する。指示計には、タンクの最低設計温度も合わせて表示しておく。

-55℃より低温で、貨物格納設備の設計上必要な場合、タンク囲壁にも適当に温度検出端を設ける。その指示は、貨物制御場所とする。これは、タンクの冷却やウォームアップの際、過大な熱応力を生じさせるような温度分布の発生を避ける目的である。したがって、独立タンクでは、熱応力が高くなる箇所、タンク内平均温度からの偏差が最も大きい箇所等を選んで配置する。セミメンブレン方式タンクの場合も同じである。メンブレン方式タンクでは、冷却/ウォームアップ用としてタンク囲壁に温度検出端を設けなくともよい。

先に図5-86に示した球形タンクLNG船の例では、タンク上下および中間に計5個、タンク囲壁とスカート取合部に1個の温度検出端を設けている。このような温度検出端の配置が適切か否かは、同じ設計の最初の船舶の1つのタンク冷却試験で確認する。即ち、このような場合、恒久的または臨時的により多くの温度検出端を設ける必要がある。

(b) 支持構造、防熱材、船体構造等

-55℃より低温の貨物を積載し、かつ、二次防壁を有する船舶の場合、タンクの支持構造、隣接船体構造、防熱材等には、適当に温度検出端を設ける。そして、この計測結果を定期的な間隔（例えば、1分に1回）で読取る指示装置を備える。さらに、船体構造がその最低許容温度に近づいた場合に作動する可視可聴警報装置を必要に応じて設ける。温度の指示は、貨物コントロール室等でもよい。ただし、警報は、船橋にも通じるようにする。

支持構造、防熱材、隣接構造等のどこに検出端を設置するかは、個々の設計で定める。即ち、設計上、通常状態および想定タンク破壊状態で、最も低温になると予測される個所に設ける。

なお、規則¹⁾では、これらの個所に前述のように-55℃より低温の場合のみ設置することを義務づけている。しかし、低温式LPG船等でも隣接船体構造（内殻）に適宜温度検出端を配置することが好ましい。実際に設置する例も多い。

LNG船のインタバリアスペース、低温式LPG

船のホールドスペースのビルジウエル等に、漏えい貨液検知の目的で温度検出端を設ける例もある。実際に、ガス検知より先に温度検出装置で貨液漏えいを検知した例もある。

(c) 貨物管装置

荷役用貨液／ガス管のマニホールド部には、温度計を設けるのが通常である。これは、ローカル読取りのものとし、遠隔指示とはしないのが一般的である。しかし、貨物コントロール室等に遠隔指示する例もある。

この温度計は、受入れ貨液／ガス温度を監視するのを目的とする。

なお、貨物温度圧力制御の一環として貨物管装置に設ける温度計測装置については、5.3および5.6に示すとおりである。また、各種機器類にも取扱い等の必要に応じて温度検出端を設ける。

(d) その他

低温式液化ガスタンカー等では、必要に応じ、固定検出端配置以外の個所の温度を計測する。例えば、内殻のコールドスポット発生個所である。このような場合に使用する可搬式温度計を適当数備えておくといふ。

(2) 性能および精度要件

5.5.2に掲げた要件のほか、次の事項について注意を払う。

(a) 計測／検知範囲

検出器は、測定しようとする温度範囲または点において有効に計測できるものとする。例えば、タンク内設置の温度検出端は、100℃程度から最低設計温より5ないし10℃程度低い温度範囲を計測し得るものとする。

(b) 精度

貨物温度計の精度は、安全、貨物の温度圧力制御、貨物積付け率および貨物取引に関連する。

安全および貨物の温度圧力制御、即ち一般的な貨物取扱いに関しては、比較的粗い精度でもよい。例えば、構造物の温度分布監視のための温度計は、±1ないし2℃程度の誤差範囲でも十分有用である。また、貨物冷却装置やボイルオフガス燃焼装置にしても、この程度の誤差は、全く問題ない。

しかし、貨物積付け率および貨物取引上の許容精度は、かなり厳しい。例えば、LNG船で±1℃の温度計の計測精度があるとすると、貨物積付け率および貨物取引量には、±0.4%程度の誤差を生ずる。これは、12万 m^3 型で約500 m^3 の誤差となり、少ない値とはいえない。

したがって、温度計の精度は、貨物積付け率および取引上から定められる。一般的には、±0.5℃以内である。このような精度は、貨物積載／引渡し時の温度附近で要求される。

タンク内でも中間段階の温度計測は、タンクの冷却／ウォームアップ、熱応力に対する監視、貨物温度圧力制御等の目的で行なう。このような場合、精度としては±2℃まで十分に許容される。例えば、LNG専用船では、-150ないし-165℃の計測精度を±0.5℃、その他を±2℃として計画しても実用上、全く問題ない。

なお、日本の税関では、貨物取引に使用する温度計測精度を±2℃以内と定めている。

JIS規格では、熱電対および抵抗体について構成材料およびグレードに応じた精度基準を定めている。これらについては、各論のところ、それぞれ説明する。

(c) 固体の温度計測

タンク、防熱材、支持構造、船体構造等、固体の温度を測定する場合、内部に検出端を埋めこむのが最も正確である。しかし、この方法は、構造的に不可能であるかまたは好ましくないことが多い。このような場合、表面に温度検出端をとりつけ、固体表面温度を計ることになる。

表面温度を測定する場合、温度計測装置（検出端、信号変換／伝送部、表示部等）自身以外の誤差が大きいことも少なくない。これは、固体表面とそれに接する気体／液体間の温度差が大きくなるため、検出端が気体／液体の影響を受け易いからである。即ち、検出端の選定および取付構造が不具合であれば、固体物質の表面温度を測定していないことも多い。したがって、温度検出端は、固体表面に適切に接触させ、かつ、周囲とは熱的に十分絶縁させる。さらに、検出端は、局部的に温度分布を乱さないように、熱容量の小さいものを選ぶ。

なお、前述のように、万一の場合、ガラス棒温度計で固体表面温度を測定することもある。この方法は、液溜りの温度が測定固体表面温度と一致しないための誤差が生じ易い。この場合、次に掲げる注意を払う。

- 被測定面に塗料が施されている場合、除去する。
- 温度計の膨脹用液の溜り部は、パテ等によく接着させ、かつ、周囲から熱的にできるだけ絶縁する。
- 上記の配慮を払っても、ある程度の計測誤差は免れない。したがって、計測結果については、

表 5 - 51 主要な温度計の種類

種 類	使用温度(標準)	精度(標準)	備 考
ガラス棒状温度計(水銀,有機液体封入)	-100~+350℃	± 0.2℃	遠隔指示困難。可搬式が主。
ブルドン管式 温 度 計 (封入式温度計)	水銀,有機液体膨脹式	-40~+400℃	遠隔指示,自動制御,警報,記録用に使用可。
	蒸気圧式	+40~+180℃	
	気体圧方式	-270~+760℃	
バイメタル式温度計(固体膨脹式)	-20~+300℃	± 1.0℃	自動制御,警報の温度スイッチ用多い。
熱 電 式 温 度 計 (熱 電 対)	白金ロジウム-白金	+200~+1400℃	遠隔指示,自動制御,記録,警報用に最適。 LNG/LPG船は,銅-コンスタンタンが一般的。 銅,銅合金使用不可能な場合あり。
	クロメル-アルメル	0~+1000℃	
	鉄-コンスタンタン	0~+600℃	
	銅-コンスタンタン	-180~+300℃	
抵 抗 体 式 温 度 計	白 金	-200~+600℃	遠隔指示,自動制御,記録,警報用に最適。 精度がよく,白金抵抗体のものはLNG船の貨物取 引用温度計に多く採用される。
	ニッケル	-50~+120℃	
	銅	0~+120℃	
	サーミスタ(半導体)	-50~+200℃	

相対的に評価すべきである。

- 可能な場合,固定式の表面温度検出部の測定値と比較して,誤差の程度を確認する。

(3)温度計の種類と選定

温度計の選定にあたっては,次に掲げる点について配慮を払う。

- 測定対象および環境
- 測定範囲/測定点
- 目的および重要性,および機器の信頼性
- 結果の処理方法;指示,記録,警報,および制御,および応答速度(測定間隔を含む)
- 測定精度

主な温度計の種類を表5-51に示す。この表に示すもののほか,放射式温度計,輝度/色温温度計等の高温測定用のものがある。表に示すものうち,

液化ガスタンカーの貨物部の温度測定用に使用されるのは,主として,熱電温度計および抵抗式温度計である。そのほか,可搬式としてガラス棒温度計,制御/警報スイッチ用としてバイメタル式温度計も用いられる。現場指示用として,ブルドン管式温度計も用いられる。これらについての詳細は,次の(4)ないし(8)を参照のこと。

(4)ガラス棒温度計

原理,その他については,特に説明するまでもない。

封入される液体としては,水銀,エタノール,キシレン,ブチルベンゼン等がある。注意しなければならないのは,封入液体は,測定流体と適合するものを選ぶことである。例えば,水銀温度計は,アンモニヤ,ブタジエン,塩化ビニール等の温度測定に

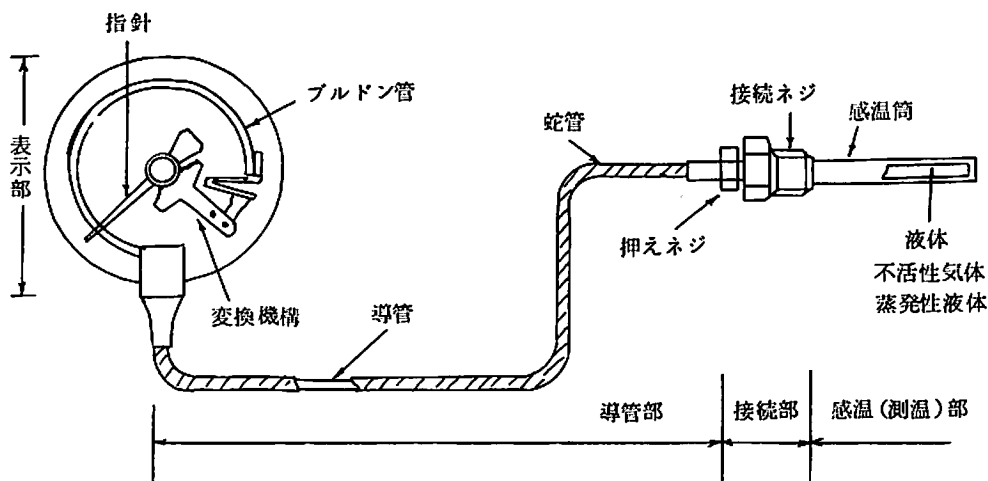
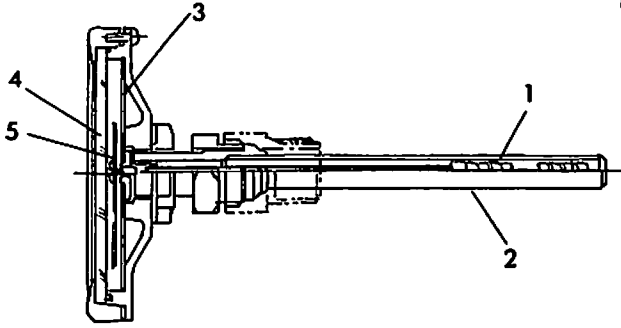


図 5 - 101 ブルドン管式温度計

図 5 - 102 バイメタル式温度計の 1 例



- 1. バイメタル
- 2. 測温部
- 3. 目盛板
- 4. ガラス
- 5. 指針

使用してはならない。

この温度計は、取扱いが最も簡便であり、かつ、検出部の温度を測温物質の温度と一致できれば、計器自体の精度は優れている。ただし、遠隔指示が困難なこと、検出部の温度を測温物体の温度と一致させるのがむずかしいこと等の短所もある。

液化ガスタンカーの貨物部には、補助または臨時の目的で使用される。主たる温度計として使用することはない。

(5)ブルドン管式温度計

膨脹式、または圧力式温度計ともいわれるこの方式の原理を図 5 - 101 に示す。図から分かるように、測温部（感温部）の温度変化は、その中の封入液体の膨脹／収縮または蒸気変化、或いは気体の圧力変化をもたらす。この変化によるブルドン管先端の移動を読みとることによって、温度を計測する。

この温度計は、次の 4 種類に分けられる。

水銀充填式；温度変化に追従して膨脹／収縮する液体として水銀を使用する。この膨脹／収縮しようとするための圧力変化が導管を通じてブルドン管に伝達する。この方式では、導管および指示部の周囲温度変化による指示誤差が生ずる。この誤差は、指示部にバイメタルを取付けて導管および指示部の周囲温度誤差を補正する。または、指示と全く同じ要素を対称に備えて補正する。前者をバイメタル補正、後者をリード補正という。測定温度範囲は、 -50 ないし $+650$ ℃程度である。

液体充填式；水銀充填式と全く同じであるが、充填液体に、ガラス棒状温度計と同じような有機液体を用いる。周囲温度補正方法も水銀充填式と同様である。測定温度範囲は、 -80 ないし $+350$ ℃程度である。

気体圧力式；この方式では、内部に不活性ガス（主として窒素）を封入する。そして、その気体の温度変化に伴う圧力変化によってブルドン管先端を移

動させる。測定温度範囲は、 -200 ないし $+500$ ℃程度である。周囲温度の補正をする場合、バイメタル補正とする。

蒸気圧式；この方式では、蒸発性液体を封入して温度変化に伴う飽和蒸気圧の変化によってブルドン管先端を移動させる。気液境界面は、温度変化によって移動するが、感温部にあるようにする。そして、蒸気圧は、境界面の温度で定まるようにする。温度測定範囲は、 -60 ないし $+300$ ℃程度である。

ブルドン管式温度計は、機構も比較的簡単である。故に、現場指示用の温度計として広く用いられる。また、 10m ないし 50m 程度の遠隔指示も導管長さを長くするだけで可能である。さらに、図 5 - 101 の変換機構部において圧力信号に変換することによって、遠隔指示／制御も可能となる。

(6)バイメタル式温度計

前(5)に掲げた温度計は、流体の温度変化による膨脹／収縮を利用したものである。バイメタル式温度計は、固体の温度変化による膨脹収縮を応用する。

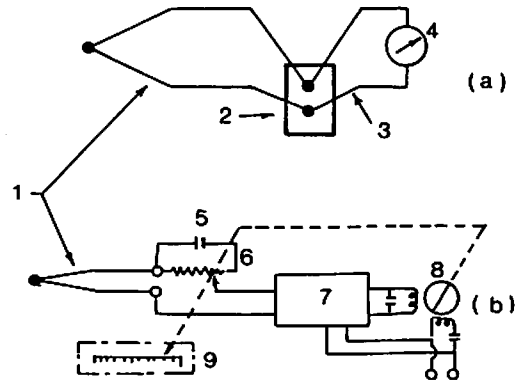


図 5 - 103 熱電式温度計の構成原理の例

- 1. 熱電対, 2. 基準接点, 3. 導線
- 4. 指示計, 5. 標準電池, 6. すべり抵抗
- 7. 増幅器, 8. 平衡電動機, 9. 目盛板

表 5 - 52 熱電対の種類

記号	構成材料		素線径 (mm)	常用 限度 (℃)	精 度				
	+ 脚	- 脚			測定温度(℃)		階級(級)	許 容 値	
					以上	未満			
K	ニッケルおよびク ロムを主とした合 金(クロメル)	ニッケルを主とし た合金	0.65	650	0	1000	0.4	±1.5℃または測定温度の±0.4%	
		~	~	0	1200	0.75	±2.5℃ " ±0.75%		
		(アルメル)	3.2	1000	-200	0	1.5	±2.5℃ " ±1.5%	
E	ニッケルおよびク ロムを主とした合 金(クロメル)	銅およびニッケル	0.65	450	0	800	0.4	±1.5℃ " ±0.4%	
		~	~	0	800	0.75	±2.5℃ " ±0.75%		
		(コンスタンタン)	3.2	700	-200	0	1.5	±2.5℃ " ±1.5%	
T	銅	銅およびニッケル	0.32	200	0	350	0.4	±0.5℃ " ±0.4%	
		~	~	0	350	0.75	±1℃ " ±0.75%		
		(コンスタンタン)	1.6	300	-200	0	1.5	±1℃ " ±1.5%	

表 5 - 53 補償導線の規格 (JIS)

対応する 熱電対	補償導線 の種類	使用 区分	許容精度 区 分	構 成 材 料		表面の 色 別	許 容 精 度
				+ 脚	- 脚		
K	KX-G	一般	普通 精密	クロメル	アルメル	青	-20~+150℃の範囲で±2.5℃
	KX-GS						±1.5℃
	WX-G		普通 普通	鉄 銅	コンスタンタン コンスタンタン		±3℃
	VX-G						-20~+100℃の範囲で±2.5℃
E	EX-G	一般	普通	クロメル	コンスタンタン	紫	-20~+150℃の範囲で±2.5℃
T	TX-G	一般	普通 精密	銅	コンスタンタン	茶	-20~+150℃の範囲で±2℃
	TX-GS						±1℃

故に、同じ膨脹式温度計として分類されることもある。温度測定範囲は、-70ないし+600℃程度である。

原理は、膨脹係数の異なる2種以上の金属を張り合わせた板の温度変化による曲がりである。この移動量によって温度変化を読みとる。応答速度が遅く、また、距離を離して指示することができないという短所を有する。しかし、構造的に単純であり、かつ、経済的なため、現場指示用として多く利用されている。なお、自動制御や警報用の温度スイッチとしてもよく使われる。

図 5 - 102 にこの方式の温度計の1例を示す。

(7)熱電温度計(熱電対)

2種の金属線の両端を接続し、接続点に温度差を与えると、閉回路に電流が流れる。この熱起電力、即ち、電位差は、接触する金属と温度差によって定まる。故に、この電位差を計測することによって温度を求め得る。この原理を応用したのが、熱電温度計であり、2種の金属線の一端を接続したものを熱電対という。

図 5 - 103 に熱電温度計の構成原理の1例を示す。

図の(a)は、最も簡易な測定回路の例である。これは、熱起電力を増幅せず、計器で直接読取る方式

である。基準接点は、測温接点との温度差を与える基準となるものである。魔法びんにいれた水で0℃の温度を保つと0℃との差が、そのまま指示される。これは、氷点式基準接点といわれる。

図の(b)は、増幅器を設け、熱起電力を増幅して計測する方式の1つである。この方式は、自動平衡式ともいふべきもので、最近、多く採用されている。この場合、電源を外部から供給するので、基準接点を電気回路で補正できる。

前述のような原理によって、測温部として用いる熱電対には、種々のものがある。表 5-52 に JIS C1602-1981 で与えられる熱電対のうち、液化ガスタンカー貨物部の使用温度範囲のものを掲げる。

表 1 - 1 から分るように、銅および/またはコンスタンタンを使用している熱電対は、アンモニア、塩化ビニール等と非適合であるので注意を要する。ただし、保護管内や隣接船体構造等の貨物に直接接触することのない個所の温度検出端としては使用できる。

熱電対を直接に計測流体にさらさないように外径 3.2 ないし 4.8 mm 程度の保護管(シース; Sheath) にいれて使用する例が多い。低い温度では、金属性(304, 316, 347 等ステンレス鋼)の保護管が使用

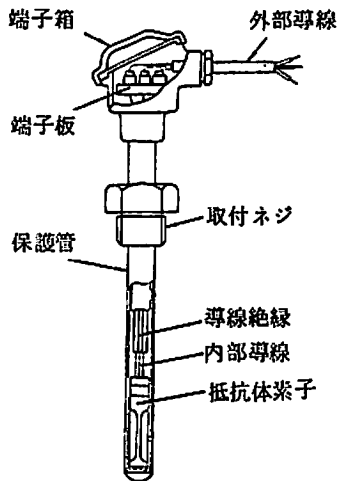


図5-104 測温抵抗体の構造例

される。保護管内には、酸化マグネシウム等の無機絶縁物が充填される。

固体表面温度検出用の熱電対は、0.5 mm程度の銅板にハンダ付けして表面に取付けられる。そして、導線がある長さだけ、固体表面に沿って設置して、導線からの伝熱による誤差を防ぐ。

遠隔測定の場合、熱電対と基準接点または温度補償装置間を補償導線で結ぶ。この補償導線は、熱電対とはほぼ同一の熱電的特性を有するものとする。そして、熱電対端子部分の温度変化による誤差を補償する目的で使用する。

補償導線は、表5-52の熱電対に対応してJIS C1610-1981で定められている。表5-53にその概要を示す。また、芯線を導線する環境条件から保護する被覆も重要な要素であるが、これは、JISでは定められていない。

増幅器、計測器およびその他の計装品は、個々の設計によって、それぞれ異なる。LNG船、LPG船等では、デジタル表示のAD変換回路のものが多く採用されている。

熱電温度計は、液化ガスタンカーの貨物部の固定式温度計（警報、制御用スイッチ含む）として最も多く採用されている。熱電対には、銅-コンスタンタンが主として用いられる。ただし、計測精度は、次の(8)に述べる抵抗式温度計に比べて劣る。

また、最近では、測定範囲-50ないし+200℃程度の可搬式熱電温度計も製作されている。これは、前(1)(d)で述べたコールドスポット部の温度測定にも使用できるので便利である。

(8)抵抗式温度計

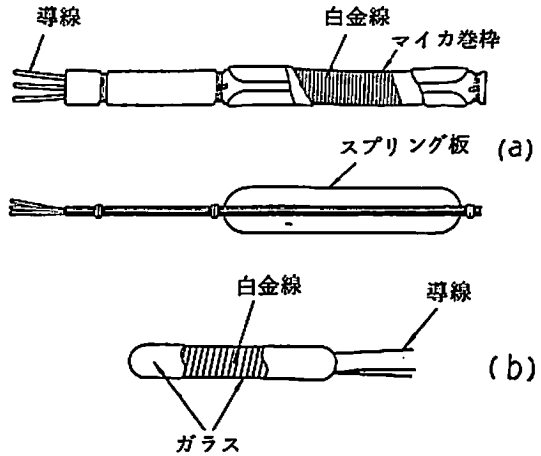


図5-105 測温抵抗体素子

金属線の電気抵抗は、温度の変化に応じて増減する。この原理を応用したものが、抵抗式温度計である。その検出端となる測温抵抗体には、白金、銅、ニッケル、サーミスタ等が用いられる。最も一般的なものは、白金抵抗体である。

白金抵抗体は、国際実用温度目盛で-259.34℃ないし+630.74℃の範囲の標準温度計とされている。即ち、最高使用温度は、約600℃程度であるが、これより低温の範囲では、最も精度のよい温度計であるといえる。これは、液化ガスタンカーの貨物部の温度計として、精度的に最適の温度計であることを意味する。

JIS C1604-1981による白金抵抗体のクラスおよび精度基準は、次のとおり；

- 0.15級 : $\pm (0.15 + 0.0015 |t|)^\circ\text{C}$
 - 0.2級 : $\pm (0.15 + 0.002 |t|)^\circ\text{C}$
 - 0.5級 : $\pm (0.3 + 0.005 |t|)^\circ\text{C}$
- tは、温度℃

この0.2級および0.5級の精度は、IEC規格の0.2級および0.5級とそれぞれ同じである。IEC規格には、0.15級はない。

なお、この精度より、さらに、精密な精度を有する白金抵抗体も特別仕様（ ± 0.1 ないし 0.2°C ）によって製作可能である。LNG船では、その沸点附近の温度（-155℃ないし-165℃程度）で $\pm 0.2^\circ\text{C}$ の精度のものを使用している例もある³⁵⁾。

白金抵抗体の公称抵抗値は、25、50および100Ωの3種がある。ここで、公称抵抗値とは、0℃における素子の抵抗値をいう。LNG船の貨物タンク用には、主として、50または100Ωのものが用いられている。

抵抗式温度計は、抵抗体素子、保護管、端子箱、外部導線、信号変換発受信器、指示計等で構成される。抵抗体の構造例を図5-104に示す⁴⁹⁾。

白金抵抗体は、高価である。抵抗体素子には、細い線(0.03ないし0.05mmφ程度)が用いられる。そして、その構造によって、ポピン巻式、らせん巻式、コーティング式、表面温度測定式等の素子がある。

図5-105に代表的な白金抵抗体素子を示す。

(a)は、ポピン巻式またはマイカスプリング形素子といわれる例である。これは、マイカ板の巻枠に白金線を巻付け、両側を同質のマイカ板で絶縁し、その上に、保護管に合うようスプリング板が設けられている。

(b)は、らせん巻またはガラス封入形素子といわれる。これは、特殊巻ガラス枠に白金線を巻付け、抵抗調整されている。そして、その上に、同質のガラス管を密着させるようにかぶせる。

このような抵抗体素子を保護管(シース)内におさめ、内部導線に結合した構造とするのが一般的である。

保護管は、熱電対と同様SUS316等のステンレス鋼製とする。充填絶縁材も同じく、酸化マグネシウム等とする。導線には、銀、ニッケル、銅、コンスタンタン等が用いられる。

導線の数は、2ないし4本であるが、一般的には、3導線式が多く用いられている。これは、抵抗体素子の一端に2本、他端に1本の導線を結合するものである。この方式では、導線抵抗がブリッジの対辺に入る。そして、3本の導線抵抗に差がなければ、導線抵抗による誤差をほぼ消去できる。

最近では、より精度の優れた4導線方式もLNGの貨物取引用温度計に採用されている。この方式では、導線抵抗を完全に無視できる。測定回路は、より複雑になる。(つづく)

液化ガスタンカー正誤表

< 46 >

35ページ 左欄 上から10行目

低い場合 → 高い場合

36ページ 図5-59

— ; 実測 ——— ; 計算

--- ; 計算 - - - - ; 実測

38ページ 表5-34 下から6行目

特避 → 待避

38ページ 表5-34 最下欄

246 m bar → 240 m bar

39ページ 左欄 下から6行目

有用なのである。 → 有用である。

45ページ 右欄 下から13行目

暴落 → 暴露

< 47 >

50ページ 右欄 上から6行目/7行目

2段圧圧縮 → 2段圧縮

50ページ 図5-69の注意

x (乾き度) : → x (乾き度) ; 気体比

51ページ 右欄 上から8行目と9行目の間

次をつけ加える ;

"図5-69のp-i線図④附近は、 x (乾き度)の数値が入っていない。④の一寸上の斜め実線が $x=0.15$ の線である。故に、④の点では、 $x=$

0.16となる。

52ページ 右欄 上から13/14行目

…小さくない、… → 小さい…

57ページ 表5-38 ばね欄

ばね鋼と材、弁ばね → ばね鋼、弁ばね

ね用炭素鋼ピアノ線、 → 用炭素鋼、ピアノ

ステンレス鋼等 線、ステンレス鋼等

< 39 >

42ページ 左段 上から3行目

…図5-31… → …図5-32…

< 40 >

43ページ エチレンオキシドの爆発限界・上限欄

8.0~10 → 80~100

< 48 >

45ページ 右段 下から3行目

/14.7 psig → /14.7 psia

45ページ 表5-41中 上から7行目

セミブレン → セミメンブレン

■新装“船舶”用(1年分)ファイル■

定価 800円(〒400円、ただし都内発送分のみ)

ご注文は最寄の書店へお申込まれるのが、ご便利です。

株式会社 天然社

三菱長崎、豪州向け“石炭焚き船”を完成

三菱重工業は、9月17日、エネルギー多様化時代の船舶として脚光を浴びている石炭焚き船を完成、オーストラリアン・ナショナル・ラインへ引渡した。

同社長崎造船所で完成した石炭焚き船“RIVER BOYNE”は、80,469トンのバラ積み貨物船で2隻受注の第1番船である。

船主の見積りでは1隻あたり年間1,500万豪ドル／約39億円以上の燃費節約ができるという。

建造にあたっては、同社の長年にわたる造船技術に加え、近代的な石炭火力発電プラントの製造によって蓄積した技術を探り入れるなど、総合技術力が発揮された。

本船に採用した主な技術は次のとおりである。

1. スプレッド ストーカ方式によるボイラー燃焼方式

石炭は、回転羽根（スプレッド）により、ボイラー内のストーカ（移動火格子）上に散布される。火格子は、石炭散布側に向かってゆっくり移動し、燃焼効率を上げるために大きな石炭は時間をかけて燃焼、小さな石炭はすぐ灰となって落とされる仕組みとなっている。

2. 船用初のニューマチック運炭方式

陸上から船内のバンカーへの石炭搭載、バンカーから焚き口までの石炭移送は、保守、防じん対策の面からニューマチック方式（空気輸送システム）を採用している。

3. 石炭灰の処理

黒煙の原因となるフライアッシュは集じん装置で集められ、ニューマチック方式で、またストーカから落とされるボトムアッシュも、同様な方式で、それぞれいったん船内に貯蔵した後、処理される。

4. 自動化

本船は、石炭焚き船として初のロイド船級協会のUMS（Unattended Machinery Space）NOTA

を取得した。ボイラー燃焼制御はもちろん給炭、灰処理を含め、すべてを自動化あるいは遠隔制御を行い、夜間の無人化運転を実現した。

5. 排煙対策

排煙による大気汚染防止は、石炭焚き船の重要な課題である。排煙中に含まれる未燃分を再度ボイラーに還流し、ボイラー効率をあげる一方、排煙中のダスト濃度は、集じん装置を通して規制値以内におさめている。

なお第2船は、明年3月に引き渡す予定で、2隻とも世界最大のボーキサイト鉱床のあるオーストラリア・クィーンズランド州北部海岸ウェイパから、2,000 km南方の同国グラッドストンのアルミナ精錬所まで、ボーキサイトを運搬することになっている。主要目

長	さ（垂線間）	248.00	m
幅	（型）	35.35	m
深	さ（型）	18.30	m
満載吃水	（型）	12.825	m
載貨重量	トン数	80,469	トン
総	トン数	51,994.30	トン
主	機	三菱 MS-21-II型	
		19,000馬力	1基
ボ	イ	三菱 CE V2M-9S型	
		（石炭焚き）	2基
速	力	約15.8	ノット

なお石炭焚き船の建造は同社神戸造船所で昭和25年建造の“神戸丸”（7,313 t）以来、32年ぶりである。



Ocean Technical News Flash

■リグ主脚にポリウレタンフォームを注入する新工法

ノールウェイの或るグループの会社が、フローティング・プラットフォームおよびリグの主脚に強度と浮力を付与する工法を開発した。

“Oil & Gas Journal”誌の最近号に紹介されたこの工法は、大西洋のニューファンドランド沖における掘削リグ“Ocean Ranger”およびノールウェイ領北海におけるアコモデーション・プラットフォーム“Alexander L. Kielland”の沈没のような惨事を回避するのに役立つように設計されている。

衝突あるいは崩壊が最もシビアな個所であるリグ主脚のなかへ、ポンプ注入されたポリウレタンフォームから強度および浮力が得られるのである。

このシステムはAS Teknisk Isolering社、Dow Chemical Europe社およびArnesen-Christensen社により共同開発されたもので、Dow's Voranol ポリオール樹脂およびVorante イソシアネート樹脂を基材としたフォームを使用している。

この工法の利用はノールウェイのStavanger Drilling AS & Co. 社に所有されているペンタゴン設計のアコモデーション・リグ“Henrik Ibsen号”において、成功を収めた。

同社はこのフォーム・システムを他のリグにも使用する計画であるという。

フォームは、本船が仏・ダンケルク造船所で改造工事を実施している間に、リグのポンツーンおよび主脚のなかへ注入された。このリグは目下ノールウェイ領北海のエコフィスク油田において稼動中であり、そこでは約400人が就業している。

改造工事が行われた“Henrik Ibsen”号は“Kieland”号が主脚の1本を折損して沈没事故後、“Ibsen”号の海水弁が偶然に開放されたままになっていて、海水が主脚の1本のなかへ浸入した。そしてリグは主脚の1本を海底地面に載せた状態で傾いてしまったのである。

改造中、主脚内の空洞がポリウレタンフォームで満たされ内部でこのフォームが膨脹して、乾燥した比較的硬い、ショック・アブソービング・マスへと硬化するのである。これが海水の浸入を防止し、万一の破孔に際して浮力を与える、とDow社は報告している。

フォームの重量がリグの復原性を向上させるのであるが、この付加重量はリグの重心のちょうど真下にある。Norwegian Maritime Directorate による研究および試験の結果、危険範囲は半潜水状態において測定して、吃水線より上方5mの主脚上の個所から吃水線より下方3mの個所まで広がっていることが判明している。

さらにフォームは“Ibsen”号の外側ポンツーンすなわちウィングタンクのなかへも注入された。これらは付加浮力を与え、また衝突に対しても緩衝材として作用する。

“Ibsen”号の5本の主脚とその外側ポンツーンを保持するために合計9,000個の組立式フォームエレメントが必要とされた。

フォームの単位重量が大きいことおよびフォームに必要とされる圧縮強さのために、開発会社はフォームを直接注入するときには大量の熱が必要であろうと予想した。しかし、この問題は組立工法によって解決したという。

小さなフォームエレメントが、主脚の空洞のなかへ取り付けられる前に冷却された。このエレメントは組立式エレメントに使用されているものと同じ品質でかつ規格のフォーム材質をもつ固形の均質なマスへ成形された。

この作業でDow Europe社は“Ibsen”号のオペレーションに使用されたポリウレタンの原料を製造し、供給した。Teknisk Isolering社はフォーム注入を操作した。

また同社はCondeep TCP2リグが1977年にノールウェイのAndalsnesから北海のFrigg油田へ曳航される前に、1本の主脚のなかの空洞を封鎖するために、約900m³のポリウレタンフォームの注入を含む類似の工事を実施した。

なおTeknisk Isolering社はこの技術的部分につき特許権を有している。

本工法は万一の衝突に際して浸水を防止し、リグ主脚への海水浸入の問題を解決する他のいずれの機械的手段よりも、少ない時間で済み、かつ他の代替手段よりも費用がかからないといった利点が挙げられる。

(Oil & Gas Journal誌, 1982年4月26日号)

海洋構造物

海底作業機器(2)・ほか

芦野民雄

日本船用機器開発協会・調査役

(8) 海底牽引車

アルキメデスねじを切った葉巻状の2本のドラムを車輪として走る牽引車を、オランダの Royal Box Kalis Westminster Group が開発した。

海底溝掘り、採鉱、凌滌、パイプライン修理、ダイバー基地などに使用することができて、研究所でのモデルテストと、実物での海底実地試験では、固い岩板以外の如何なる海底でも進むことができる。

ら旋形ねじをつけた車輪を、互に反対方向に廻せば前進または後進し、同方向に廻せば横方向に移動させることができる。

この方法は中空で浮力を持っているドラムなので、

従来のような重い牽引装置を必要としない。

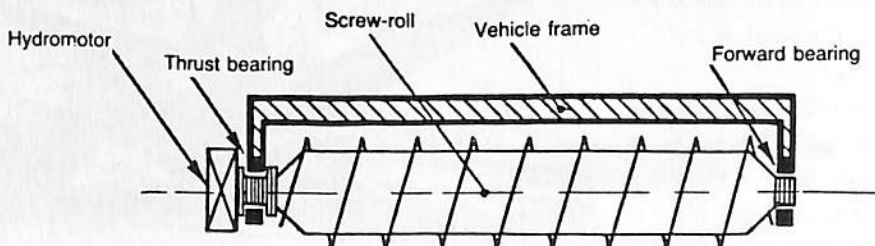
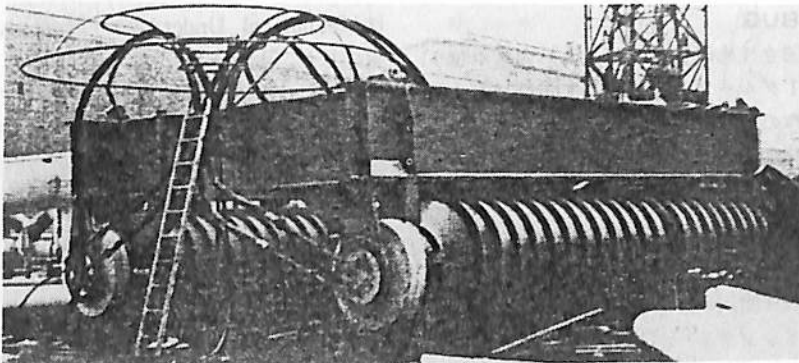
実地試験車では 200 m/hr の速度が得られた。この研究のスポンサーは European Community である。

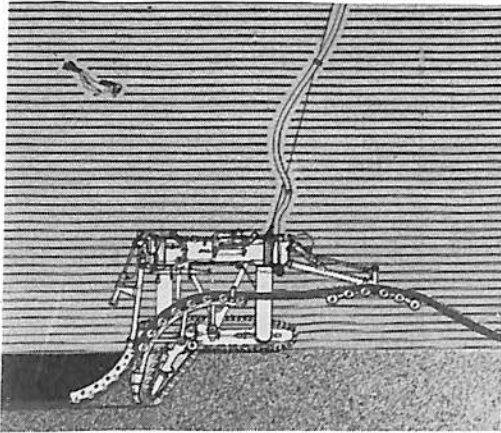
(9) Trencher TM 402

イタリアのベニスにある Tecnomare 社が開発したトレンチャー（溝掘機）で、ケーブルまたはパイプの溝を掘ることができる。全長 8.5m、幅 5.5m、高さ 3.5m で、空中重量 22 トン、水中重量 13 トンである。

作業は手動または完全自動で行われ、幅 0.25 ~ 0.40m、深さ 0 ~ 1.5m の溝を掘ることができて、

海底牽引車





Trencher TM 402

直径 50~300mm のケーブルまたはパイプを埋めることができる。

また支援船からの距離 300m, 海底での前後進スピード 400 m/hr で海底土質にもよるが, トレンチングスピードは 10~400m/hr である。トレンチャーは次のサブシステムから出来ている。

1. チューブ状構造物で 2 個の無限軌道を支える。
2. 無限軌道は幅 0.6m~0.8m で長さ 4.8m。
3. カッターチェーンが掘って排土する。
4. ローラーでパイプを支え, かつ埋込む。
5. 円柱状の殻に油圧システムがあって動力を供給する。
6. 380 VAC, 200 馬力の水中モーターが油圧ポンプと直結される。

(10) SEABUG

イギリスの国立技術研究所 (NEL) とスコットランドの UDI グループとが共同して開発した 4 輪駆動の遠隔操作の海底牽引車がある。北海ならびにメキシコ湾で稼働しているもので, SEABUG と呼ばれている。

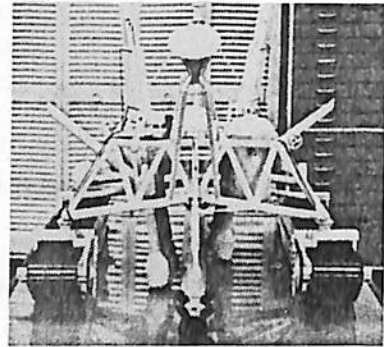
(11) 海底溝掘埋設機

北海のイギリスセクターの最北端にある Magnus 油田のパイプ敷設に使われるトレンチャーが 1982 年に完成した。開発に 300 万ドルを費して, Cornwall 沖でテストが行われた。

重量 25 トンで, 水深 186m の海底を 0.2m/sec の速度で 0.5m 深さの溝が掘れる。このトレンチャーは, わずかに手を加えることによって水深 300m まで使用できる



SEABUG



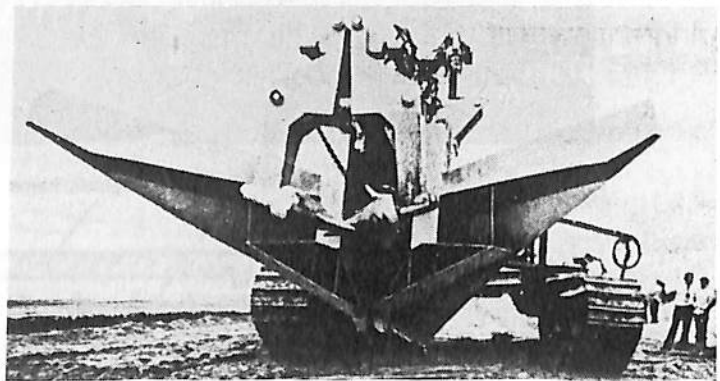
Trencher MUT

ものとなる。これを使って Magnus 油田のコンクリートで被覆した 6 インチのパイプを引くもので, BP と UDI とが開発したものである。

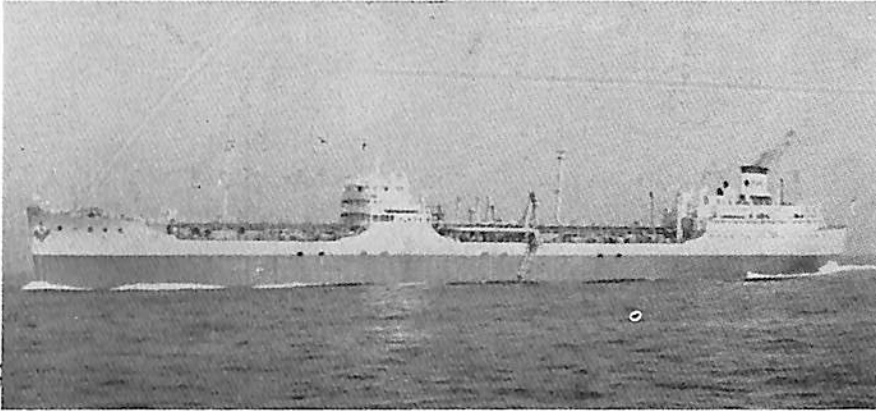
(12) トレンチャー-MUT

1979年8月に, テキサス州の Brown & Roots は Mechanical Underwater Trencher (MUT) を完成した。水深 0.6m~370m の軟かい海床に 6in~42 in のパイプ敷設用の溝を掘るものである。

大きさ 12.2m x 15.2m で空中重量 135 トン (水中重量 27 トン) のトレンチャーで油圧駆動のキャタピラーで進む。トレンチャーは左右移動のためには 4



BP と UDI が開発した Trencher



第1 浚洋丸

個のスラスターを持ち、必要な2,000馬力(1,500KW)の動力は海上からアンビリカルケーブルで供給される。

Ⅲ 土砂運搬船

(1) 土砂運搬船“第1 浚洋丸”

昭和38年(1963年)三菱重工下関造船所で建造されて、森田臨海土木へ納入されたもので、T-2タンカー(1944年建造)を改造したものである。

泥倉容量は17,154 m³である。

本船の要目は下記の通り。

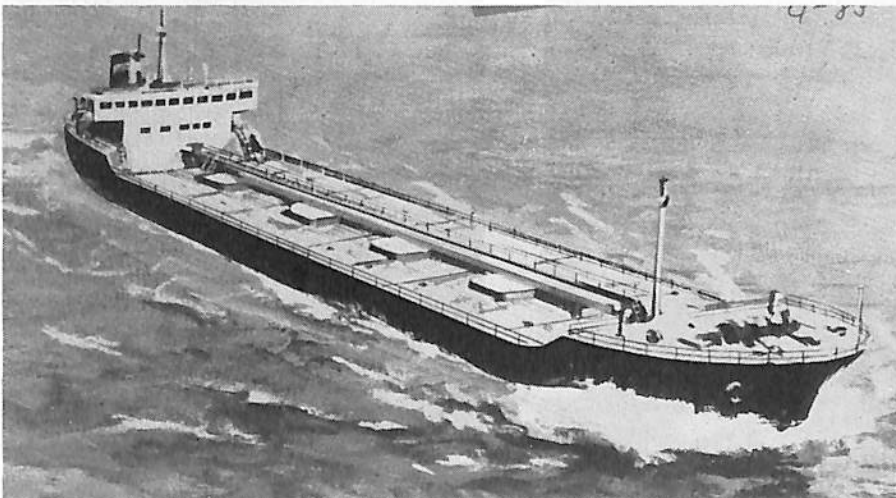
全 長	159.562 m
垂線間長	153.314 m
型 幅	20.726 m
型 深	11.963 m
計画満載吃水	10.000 m (竜骨下面より)
載貨重量	18,514.9 t
総トン数	7,061.29 t
航行区域	限定沿海
速 力	約15kts

推進機関	ターボエレクトリック 最大6,600 SHP×92 rpm
排送ポンプ	電動片吸込1段渦巻 砂 用 9,000 m ³ /h×70m (海水にて) へどろ用 9,000 m ³ /h×13m (海水にて)
ジェットポンプ	電動両吸込1段渦巻 7,000 m ³ /h×25m

(2) 土砂運搬船“えさん丸”

昭和41年(1966年)三菱重工下関造船所で建造され、川崎建設へ引渡されたもので、電動油圧シリンダにより船底扉が開閉できる。乗員15名で主要目は次の通り。

○船体部	
垂線間長	56.0 m
型 幅	11.3 m
型 深	5.20 m
吃 水	4.50 m
総トン数	約999 t
航行区域	沿岸
船 型	凹甲板型



えさん丸



IHC Omnibarge

航海速力 (満載) 約 8.7 kts

○機関・電気部

主 機 械 4 サイクル減速逆転クラッチディーゼル 2 基

定 格 400 BPS × 800 / 359 rpm

発 電 機 100 KVA × 1 基

○諸装置

推 進 器 3 翼 2 基

舵 2 枚

(3) IHC Omnibarge (オランダ)

オランダの IHC が建造している底開き土砂運搬バージで、船底が長さ 37.52m、幅 3.65m にわたって開かれて土砂を捨てることができる。

要目は下記の通り。

length 55.00m (164' 0")

overall breadth 9.89m (32' 6")

draught, laden 3.25m (8' 10")

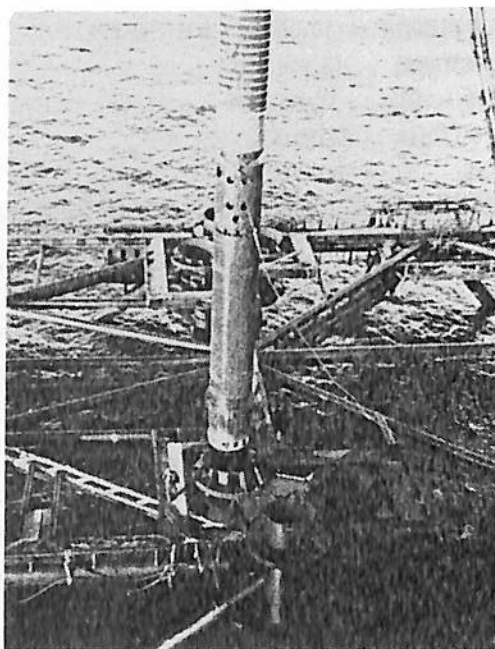
hopper length 37.52m (123' 1")

hopper capacity 600 m³ (780 cu yd)
 cargo capacity (s.g. = 2.0) 1,200 tons
 power of propulsion system 335 hp
 service speed, laden approx 6 ³/₄ knots

IV ハムマー

(1) パイプ打込み油圧式ハンマー

西独の Menck 社が造ったパイプ打込みハンマーは外径 72in で、打込みエネルギー 1,700KNm のもの



パイプ打込みハンマー



高水深用ハンマー

で、1980年夏、Shell/EssoのFulmar油田で初めて使われた。ハンマーは6本のパイルを34mの深さに8時間で打込むことに成功した。1本当たり打込み時間は約70分であった。

(2) 高水深用ハンマー

■三井造船、米国向け半潜水自航式海底石油リグ完成

三井造船千葉事業所にて建造中の米国、ソナット・オフショア・ドリリング社向け、セミサブ型リグ“ジョン・ショウ号”がこのほど完成、引渡された。

本装置はPacesetter型をベースとし、さらに基本性能の向上を図るための変更(船型大型化など)を施した船体を有し、IMCOをはじめUSCG、DOE/DOE、DOT、NMD等の関係規則を満足し、DNV船級を持つ自航式セミサブ型リグである。

〔主要目〕

全長	85.667 m
全幅	66.682 m
ベースライン～主甲板	35.373 m
メインデッキ(全長×全幅)	85.667 m × 64.702 m
コラム	6本
ローハル	2条
吃水(オペレーション)	22.87 m / 19.83 m
(サーバイバル)	16.78 m / 15.25 m
(トランシット)	7.43 m
最大掘削深度	7,620 m
稼働水深	61 m - 457 m
定員	100名

イギリスのBSP International Foundationsが完成した高水深用パイル打込みハンマーが、1981年にスコットランドのLoch Linnheでテストを終了した。16.5トンのハンマーは、深度300mの海底でパイルを打込む。最大エネルギー220トンをもつモジュールシステムは、油圧アクチュエーターシステムで引上げるようになっている。ハンマーは自重で落下するが、遠隔操作で手動または自動的に打込み、ストロークも加減できる。将来作動水深を1,000mにする予定である。(つづく)

〔追補〕

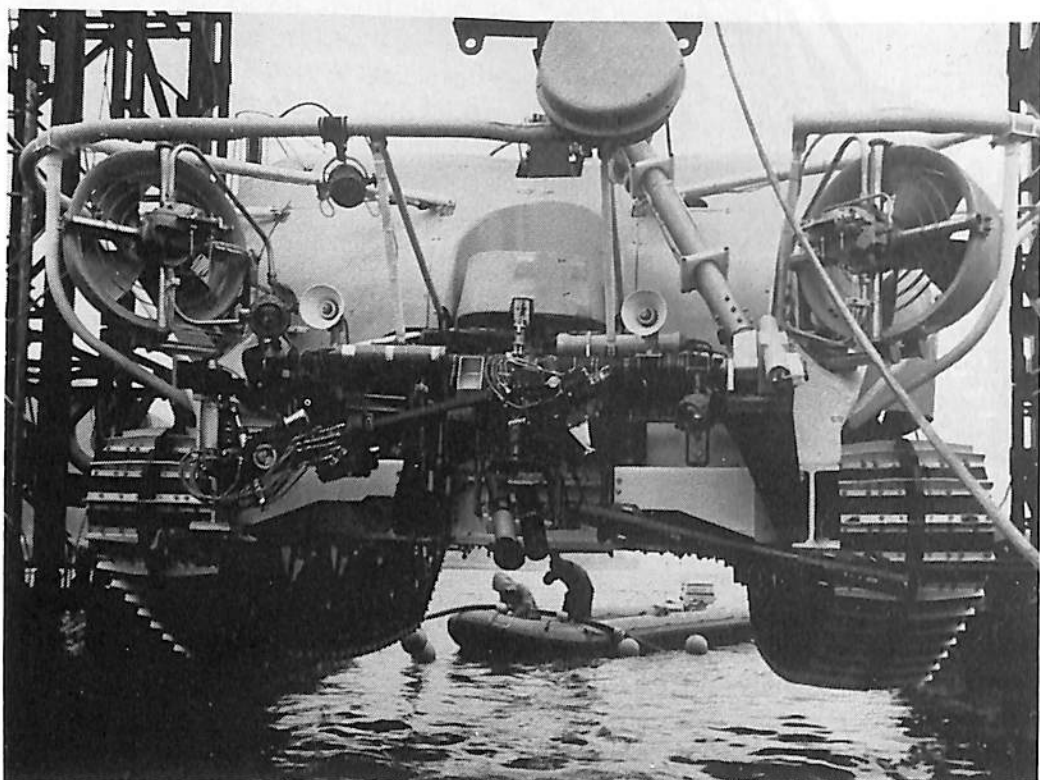
半潜没型敷設バージ“Castro Sei”

イタリアのSaipem社所有のCastro Seiは、半潜没型自航式で全長151.8m、全幅70.5m、41,500トンである。

Castro Seiは最大7.5 Ktで自航できるだけでなく、自動船位保持のための2060W電気モータ4個を装備している。係留しないときは船が4m以内移動すると自動船位保持装置が動く。180tの張力を持つA&Rウインチ1台と60tウインチ3台を装備している。斜道は9°から40°の傾斜があり、パイプに最大49°の傾斜を持たすことができる。

この船の敷設最大深度は750mであるといわれている。またMessina海峡イタリア本土寄りの最大潮流4ktの海域の敷設に成功している。更に、波高5.3m、最大風速50ktのときも敷設できるといふ。





■英国の深海海底ケーブル埋設車

英国のブリティッシュ・テレコム社 (British Telecom: Room 110, 85 Watling Street, London EC4m 9BN) はこのほど、海底ケーブルの埋設、検査および修理を行う無人深海潜水車を開発した。

潜水車“シードッグ”はケーブル母線からアンピリカルコードでコントロールされ、最高300mの深海までの稼動ができ、海床の条件にもよるが、2海里/日の割合で海床に深さ1mのケーブル埋設用の溝を掘るといふ。

従来の掘削装置と異り、超高圧で水を高速で汲み上げるジェット・ポンプを使用して溝を掘る“シードッグ”は、さらに掘った溝内に溜るスラリーを除くこともできる。

この方法で埋設されたケーブルは底引き網によるダメージを受けることがなく、寿命も長くなり、効率が良い。従来の海底ケーブルが海床上に置かれていただけなので、海底ケーブルの故障の約70%が、

トロール漁法によるものだといわれる。

最近、海底ケーブルのほとんどが、光学繊維ケーブルにかわりつつあるが、高性能ケーブルの保護のためには、このような潜水車による敷設作業が有効かと思われる。要目等については同社に問合せのこと。写真提供/ British Embassy, Tokyo

■カナダ/海洋産業展の開催お知らせ

カナダ大使館は来る11月9日から12日の4日間、池袋サンシャイン・シティのワールド・インポート・マート7階ミプロ展示場において「カナダ/海洋産業展」を開催する。同展は今回で第4回目にあたる。出展会社と主な出展内容はつぎのとおり。

Arctec Canada (モデル水槽), Can Ocean Resources (マニホールド・センター), Fitz-Wright Suits (救命衣), Greening Donald (ワイヤロープ等), Guildline Instruments (各種海洋計測精密機器), Hermes Electronics (各種海洋データ収集システム), JMR Instruments Canada (船舶用航法・データ収集システム), Mesotech Systems (精密水中音響機器)。



写真/カーボン繊維使用の試作艇“トレカ26”。全長7.95m, 速力50kt。舟艇協会1981年建造。

新高速艇講座 <13>

高速艇の推進(1)

丹 羽 誠 一

1. はじめに

推進器理論は省略する。船の一部品としてのプロペラを選定して、船の能力を最高に発揮させる方法について考えることにする。

我々が個々の船の推進器を設計するとき、プロペラの系統模型試験によって作成されたチャートを用い、プロペラの諸要目を選定するだろう。またその以前に高速エンジンの減速比を選定しなければならない。

高速艇の場合、模型試験成績を実船に拡大換算しても、なかなか実船試験の成績とは一致しない場合が多い。また多くの高速艇は経済的な理由から、模型船自航試験はおろか抵抗試験さえ行なわれないのが普通である。

抵抗試験に代るものとして、模型試験成績の統計解析による抵抗推算式が、かなりの精度で使用し得るようになってきている。模型船の自航試験は抵抗試験に比べて数が少いので船型との関連づけはできないが、高速艇のスピードに対し自航要素の平均的な値とその範囲の概略は知ることができる。それらから計算された推定値と実船試験成績との関連を知らなければならない。

いずれにしても実船データを無視しては高速艇の設計は成り立たない。

そこで、ここではそのような実船データの解析やプロペラチャートを使用して、高速艇の推進設計を行うときに知っておかなければならない点だけを述べることにする。

小船の設計は多くの場合、きわめて短時間に完了することを要求される。特に推進機関の選定は、その納期が船の納期を左右する最大の要因になることが多いので迅速に結論を出さねばならない。したがって推進設計はなるべく面倒な手数をはぶき、実用上支障のない精度で計算できなくてはならない。この点からも実船データを有効に利用することを心がけ、データの蓄積をはからなければならない。

2. 船の動力

2.1 推進機関

船が水に浮んで前進するためには、船体抵抗と大きさが等しく、方向の反対な推進力が作用しなければならない。この力は風のような外部のエネルギー源、または船の推進用機関における燃料の燃焼によるエネルギーから求められる。

今日の高速艇の推進機関は事実上内燃機関に限られ、往復動内燃機関(ガソリン機関、ディーゼル機関)とガスタービンが使用される。船用機関の現状ならびにその利害得失については別の機会に述べることとする。いずれにしても高速艇に使用する機関は、出力あたり重量の低いことが要求される。そこで機関回転数の高いものが採用され、プロペラの最適回転数にマッチさせるために減速歯車が組合えられる。

2.2 動力の定義

船用機関の動力(Power)は馬力(horse power)

を以て表わすのが普通であるが、我国ではメートル単位により、 $75\text{kg}\cdot\text{m}/\text{sec}$ を1馬力(PS)と定義している。英国制馬力(HP)は1.0139 PSであり、kWは1.3596 PSに相当する。

機関の能力を表示するために、大型往復動機関の場合は指示馬力(indicated horsepower, IHP)を計測するが、高速機関は主として制動馬力(brake horsepower, BHP)を計測する。これは機械的・流体的・電氣的の制動機により、クランク軸接手または逆転減速機(marine gear)軸接手の所で測定された馬力で、工場試験(bench test)によって求められ、次式で計算される。

$$\text{BHP} = \frac{2\pi n Q}{75}$$

Q: トルク ($\text{kg}\cdot\text{m}$)

n: 毎秒回転数 (s^{-1})

軸馬力(shaft horsepower SHP)は軸を通じてプロペラに伝達される馬力である。これは船内においてプロペラにできるだけ近い位置で振計によって測定される。試運転成績を解析するためには、試運転航走中に計測された馬力が必要であり、軸馬力の測定はこの目的で行なわれる。SHPは測定振角 θ (rad)から次の式により算定する。

$$\text{SHP} = \frac{2\pi n Q}{75} = \frac{2\pi n}{75} \cdot \frac{\pi d^4 G}{32 l} \theta$$

d: 軸の直径 (m)

l: 振計による軸の測長 (m)

G: 軸の剛性率 ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$)

伝達馬力(developed horsepower DHP)はプロペラに実際に供給されている馬力であって、軸馬力計測位置からプロペラまでの軸系における摩擦その他の損失を差引いたものである。伝達馬力と軸馬力との比を伝達効率 η_T という。

$$\eta_T = \frac{\text{DHP}}{\text{SHP}}$$

軸系各部における馬力伝達率は

軸受 (1組につき)	0.998
推力受	0.995
歯車 (1段につき)	0.975
船尾管	0.99
軸受 (船外)(1個につき)	0.99

推力馬力(thrust horsepower THP)は、船に取付けられたプロペラが伝達馬力の供給を受けて発生した船を推進させる馬力であって、プロペラの発生した推力と、周囲の水に対するプロペラの前進速度との相乗積である。

$$\text{THP} = \frac{T u_a}{75}$$

T: プロペラの発生推力 (kg)

u_a : プロペラとその周囲の水との相対速度 (m/s)

推力馬力と伝達馬力との比はプロペラが船に取付けられた状態での効率で、プロペラが船体と無関係に単独で作動している場合の効率と区別するために、これをプロペラの船後効率 η_B とっている。

$$\eta_B = \frac{\text{THP}}{\text{DHP}}$$

実船についてTを測定するには推力計を使用する必要があるが、高速大出力の軸系でTを測定することはかなり困難がある。しかし実際の船体に取付けた状態におけるプロペラの作動状態と、模型船に取付けたプロペラの作動状態の間には、特に高速艇においてはかなりの相異があり、これを正しく計測することはきわめて重要なことである。これを計測するためには実用軸系の一部を推力計に置換える必要があり、費用の面でも、また技術的にも困難が伴い、実際に計測された例は少ない。

2.3 推進係数

有効馬力(effective horsepower EHP)は船体か他船からの曳索によって、ある速度をもって曳航される場合に、曳索に加わる力、すなわち船体の受ける抵抗と、曳航速度との相乗積である。

$$\text{EHP} = \frac{R \cdot v}{75}$$

R: 船体の受ける抵抗 (kg)

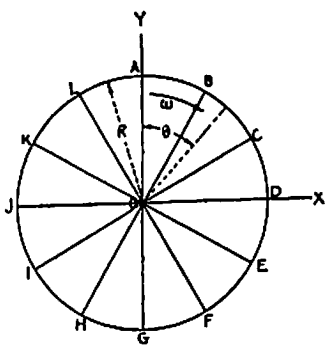
v: 船の前進速度 (m/s)

EHPは全付加物付の場合(EHP_a)と裸殻の場合(EHP_n)とがある。全付加物付の全抵抗 R_a と裸殻全抵抗(R_n)との差は高速艇の場合かなり大きく、しかも模型試験における付加物抵抗を大型船の場合のように剰余抵抗の一部として処理することができないことは、第12回(56年12月号)に述べた通りである。

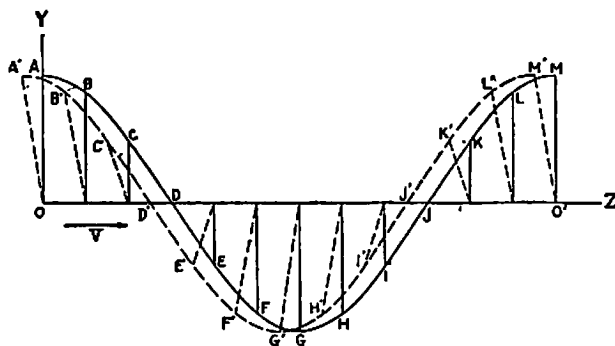
有効馬力と推力馬力との比を船殻効率(hull efficiency)といい、これは船体とプロペラとの流体力学的相互作用を表わすものである。

$$\eta_H = \frac{\text{EHP}_a}{\text{THP}} = \frac{R_a \cdot v}{T \cdot u_a} = \frac{1-t}{1-w}$$

tは推力減少係数(thrust deduction factor)といい、 $(T-R_a)/T$ であり、wは伴流係数(wake factor)といい、 $(v-u_a)/v$ である。



平面図



側面図

3.1 図

有効馬力と軸馬力との比を推進係数(propulsive coefficient) とい

$$\eta = \frac{EHP_a}{SHP} = \eta_T \cdot \eta_B \cdot \eta_H$$

有効馬力に裸殻の値を用いたとき、一般に推進効率(overall propulsive coefficient) とい

$$PC = \frac{EHP_a}{SHP} = \eta_T \cdot \eta_B \cdot \eta_H \cdot \frac{EHP_a}{EHP_a}$$

初期設計にあたっては裸殻抵抗の推定値に対し、この推進効率を仮定して推進機関の所要馬力を推定するのが普通である。

プロペラの船体に取付けた状態における効率 η_B と、同一の前進速度および回転数における単独試験時の効率 η_0 との比を推進器効率比(relative rotative efficiency) という。

$$\eta_R = \frac{\eta_B}{\eta_0}$$

実船試験では一般にトルクと回転数のみが計測されるので、その解析には

$$\frac{EHP_a}{SHP} = \eta_0 \cdot \eta_P$$

で定義されるコリレーション係数(powering correlation factor) が使用される。

これは模型試験によって求められた $\eta_R \cdot \eta_H$ に、寸法効果(scale effect) および不明要素(unknown factors) による η_U を乗じたものに相当する。

$$\eta_P = \eta_R \cdot \eta_H \cdot \eta_U$$

3. プロペラの幾何学

3.1 スクリュープロペラ

汽船がはじめて実用されるようになってから今日まで、船の機械的推進のためには多種多様の推進装置が使用されたが、これらは大別して次の4種になる。

1) 噴射推進器(jet propeller)

- a 水噴射推進(water jet propulsion)
- b 空気または燃焼ガス噴射推進(jet propulsion)

2) 外車(paddle wheel)

3) スクリュープロペラ(screw propeller)

- a 通常のスクリュープロペラ
- b 被筒の中で作用するもの(ducted propeller)
- c 水中に部分的に没入するもの(surface propeller)
- d 空中プロペラ

4) 鉛直軸の周りに回転するもの

フォイトシュナイダー・プロペラ(voithschneider)

その他

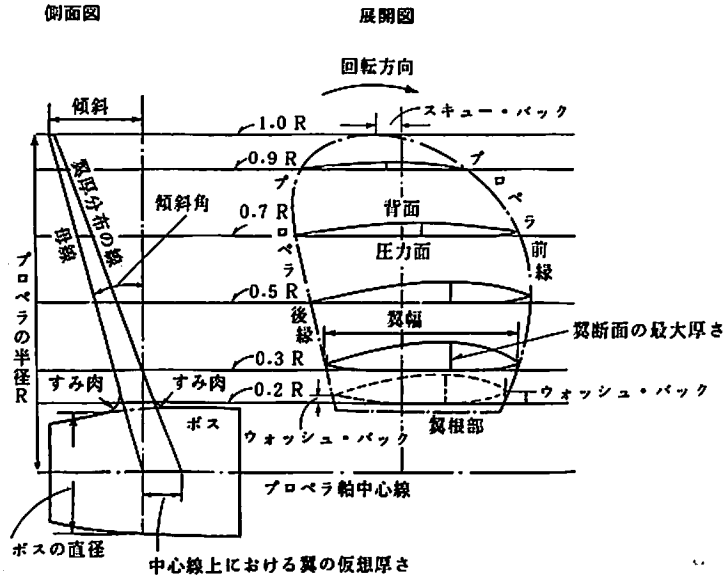
高速艇に最も広く使用されるのは全没水のスクリュープロペラであり、軽く特に高速な競争艇のようなものにはサーフェスプロペラが使用され、この種のもので最も高速なもの例は175 kt程度にまで達している。

ウォータージェット推進は60~100 ktでスクリュープロペラより効率が優るとされている。また航空用ターボジェット・エンジンは200 kt 以上に対し有効で、船としてのスピード記録は275 ktに達している。

ここでは最も一般的・実用的なスクリュープロペラについて述べる。

スクリュープロペラは外車に比べて構造が簡単で軽く、また普通、水中に全没している関係から種々の利点があるが、外車を駆逐して現在のように普及した直接の原因は、比較的高回転で高い効率が得られ、従って推進機関の進歩に伴う高速化に応じて広く採用されたのである。

3.2 図



船の進行方向にほぼ一致し、水面より下方にある軸の後端に取付けられた螺旋面の一部である2個、3個ないし数個の翼からなり、軸の回転によって翼の螺旋面が水を押して加速し、その反動によって生ずる推力により船を推進する。船に装備されているプロペラを船の後方から見たとき、手前にある面を翼の正面、前進面もしくは圧力面といい、その反対側を背面、後面もしくは低圧面という。前進面が螺旋面となっている。

螺旋面は軸上に1端をもつ直線が軸のまわりに回転しながら、軸に沿って前進するとき、この直線が空間に画く面である。3.1図に最も簡単な場合を示す。側面図において軸OZに直交し、その1端Oがこの軸上にある長さRの直線、すなわち母線OAが、平面図に矢印を以て示すように、点Oを中心として一定角速度 ω で回転すると同時に、側面図中に示す一定線速度VでZ軸の方向に移動するとき、母線OAによって画かれる曲面が螺旋面であり、母線OA上の各点が画く曲線を螺糸という。

このような螺旋面を数個組合せたもの、すなわち2、3、4……個の母線がそれぞれ 180° 、 120° 、 90° ……の等角度をもって配置され、その各々が3.1図と全く同一の運動をした場合に得られる螺旋面を2重、3重、4重……螺旋面という。

初期のスクリュープロペラは単螺旋面を1巻き、すなわちピッチに等しいだけ、あるいは数巻き軸に巻きつけたものであったが、2重螺旋面を採用するとともに巻き方が少くなり、半回巻きとか、またそ

れより少ない巻き方となった。このような型式のプロペラが特殊の小型艇に使用されたスパイラルプロペラである。現在のスクリュープロペラは2重、3重……螺旋面を母線のまわりに楕円形などに似た適当な輪廓で切りとった型式、すなわち2翼、3翼……プロペラが採用されている。

スクリュープロペラは翼の数が少いほど翼間の流体力学的干渉が少ないので、普通の場合効率がよいのであるが、船体との関係上直径の制限を受けるため、所要の推力の発生に対し、空洞現象の防止などのために翼の全面積を増加させる必要から翼数を増加、またこれによって軸に働くトルクが均一化される傾向となり、さらに振動の原因を少くする効果もある。高速艇はほとんどの場合3翼プロペラを使用しているが、ごく軽量の高速艇では2翼を採用することがある。

3.2 プロペラの主要目

(1) 直径 D

プロペラが1回転したとき、翼の先端が画く円の直径で、単位はmである。

この円の面積を全円面積 (disc area) といい、 A_0 であらわす。

(2) ピッチ P

一つの軸上に1端をもつ直線が軸のまわりを一定角速度で回転しながら、軸に沿って一定速度で前進するとき、1回転の前進距離をピッチといい、この直線の画く螺旋面をピッチ面という。

(3) ピッチ比 $\frac{P}{D} = p$

ピッチPをプロペラ直径Dで除した値をいう。

(4) ボス比 $\frac{d}{D}$

ボスの直径dをプロペラ直径Dで除した値をいう。普通の1体式プロペラでは0.16～0.20程度の値をとる。

(5) 翼輪廓

楕円型, 末広型, エボシ型が基本的な形であって, 特殊なプロペラでは後縁を直線としたものがある。

高速艇では楕円形, 末広型が多く使われ, 漁船ではエボシ型が多く使われる。

(6) 翼面積

① 投影翼面積 (Project Blade Area) A_p

翼をプロペラ軸に直角な平面上に投影した面積をいう。

投影翼面積を全円面積で除したものを投影翼面積比といい, a_p で表す。

$$a_p = \frac{A_p}{\frac{\pi}{4} D^2}$$

② 展開翼面積 (Expanded Blade Area) A_E

翼をプロペラ軸を軸とする同心円筒で切断したものが翼断面形状である。この断面形状をそれぞれの半径位置を示す平行直線上にならべ, 両端を結ぶ曲線のかこむ面積を展開翼面積とする。

展開翼面積を全円面積で除したものを展開翼面積比といい, a_E で表す。

$$a_E = \frac{A_E}{\frac{\pi}{4} D^2}$$

(7) 翼断面形状

広く使用されているものにはエーロフォイル型とオジバル型とがある。キャピテーションが大きな問題となるような高速艇ではクレセント型(ホローフェース), SC型が使われる。

(8) 翼傾斜

外板面とプロペラ軸と成す角度が大きいとき, 翼に傾斜をつけると船体と翼端との間隙が広くなり, 効率が若干向上する。一般には10°前後にねじっている。

(9) 回転方向

船が前進しているとき, 船の後方から見て, プロペラが時計まわりに回っているものを右回りプロペラという。

減速機の形式によってプロペラ軸とクランク軸と同方向回転のものと, 逆方向回転のものとができる。2軸船では外回りとするのが普通であるが, まれには内回りとする例もある。

機関の型式によっては同一方向回転のものしか製造されていないものもあり, 高速艇ではこのようなものでもあまり差支なく使用されている。

機関の型式によっては同一方向回転のものしか製造されていないものもあり, 高速艇ではこのようなものでもあまり差支なく使用されている。

(10) 翼数

一般には翼数は2～6枚のものがあるが, 高速艇ではほとんど3枚のものを使用している。競争艇のような高速で, 回転数の高いものでは2翼プロペラが使用される例がある。

4. プロペラの性能

4.1 プロペラの模型試験および相似則

4.1.1 プロペラの相似則

プロペラを全没体として取りあつかう。全没体に作用する力は

$$F = \frac{1}{2} \rho v^2 S C$$

の形で表わされる。例えば翼については

$$\text{揚力 } L = \frac{1}{2} \rho v^2 S C_L$$

$$\text{抗力 } D = \frac{1}{2} \rho v^2 S C_D$$

係数Cはレイノルズ数の関数であり, レイノルズ数がある限界以上になれば常数としてとりあつかわれる。

次元解析により相似則を求める。ある定まったプロペラについて, その作用因子となる諸要素は次の6要素と考えられる。没水体であるからgには無関係である。

a) 大きさを代表する直径 D (m) [L]

b) プロペラの前進速度

$$v_a \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}) \text{ [LT}^{-1}\text{]}$$

c) プロペラの回転数 n (s⁻¹) [T⁻¹]

d) 水の密度 ρ (kg \cdot s² \cdot m⁻⁴) [ML⁻³]

e) 水の動粘性係数 ν (m² \cdot s⁻¹) [L²T⁻¹]

f) 推力 T (kg) [MLT⁻²]

推力Tは他の5要素の関数であるが, 次のように単項式であらわされるものとする。

$$T = F(D, v_a, n, \rho, \nu)$$

$$= K D^a v_a^b n^c \rho^d \nu^e$$

ただしKは無次元係数である。

これから次元式を作れば

$$[\text{MLT}^{-2}] = [\text{L}^a] [\text{L}^b \text{T}^{-b}] [\text{T}^{-c}] [\text{M}^d \text{L}^{-3d}]$$

$$[\text{L}^{2e} \text{T}^{-e}]$$

$$= \text{M}^d \text{L}^{a+b-3d+2e} \text{T}^{-b-c-e}$$

両辺の次元指数を等しいとおいて

$$\frac{d=1}{a+b+2e=4}$$

書きなおして

$$\frac{a=4-b-2e}{-b-c-e=-2}$$

書きなおして

$$c=2-b-e$$

したがって

$$T = K D^{4-b-2e} \cdot v_a^b \cdot n^{2-b-e} \cdot \rho^{1+e}$$

$$= K n^2 D^4 \rho \left(\frac{v_a}{n D}\right)^b \left(\frac{v}{n D^2}\right)^e$$

b, e は共に未知数であるから

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = \int \left[\left(\frac{v_a}{n D}\right)^b, \left(\frac{n D^2}{v}\right)^e \right]$$

K_T は推力常数と呼ばれる。

$$\frac{D^2 n}{v} \text{ の } Dn \text{ は周速 } (\pi Dn) \text{ を意味するので、}$$

この項はレイノルズ数に相当する。

$$\frac{v_a}{n D} = J \quad \text{を前進常数と呼ぶ。}$$

トルクに関してはDの次元が1つ増すので

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} = \int \left[\left(\frac{v_a}{n D}\right)^b, \left(\frac{n D^2}{v}\right)^e \right]$$

4.1.2 プロペラの模型試験

山県博士は実験の結果

$$\text{レイノルズ数 } R_{np} = \frac{n D^2}{\nu}$$

が、 5×10^5 以上であれば、レイノルズ数の影響即ち尺度効果は無いとしている。

R_{np} が 5×10^5 以上の場合、 $\frac{n D^2}{\nu}$ の項を無視して

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = \int_1 \left(\frac{v_a}{n D}\right)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} = \int_2 \left(\frac{v_a}{n D}\right)$$

相似プロペラにおいては、その大小に無関係に、 K_T, K_Q は $\frac{v_a}{n D}$ に対し一定である。

ここに述べた R_{np} の下限はプロペラが静水中で単独に作動する条件で行なわれた試験から得られた結論であって、プロペラに流入する流体の大部分あるいは全部が乱流状態にあるとき、例えば自航試験やキャピテーション水槽においては最小レイノルズ数は上記とは当然相異して、その数値は低下すると考えてよい。

水中に没入するプロペラの模型試験は、特殊の目的を持つ場合を除き、プロペラの水面からの深度を十分にとって、その影響を受けないようにして行う。

プロペラの軸心までの深度がプロペラの直径の0.8～1.0以上であれば、スラスト、トルク、効率が一定となって深度の影響を除去することができ、深度がこれより浅くなるとこれらの値が低下し、特にプロペラが水面から空気を吸込む現象を起せばスラストおよびトルクは急激に減少する。

プロペラの深度およびレイノルズ数が以上に述べた限界値以上である場合、相似プロペラの K_T, K_Q は J に対して一定であり、模型試験が可能になる。

模型プロペラは駆動装置および動力計を包む整流カバーから長く前方に突出した駆動軸の先端に取付けられ、これが試験水槽の台車に固定される。

プロペラ回転数を一定として台車の前進速度すなわちプロペラの前進速度を変えて試験を行い、トルク、クラストを計測すれば

$$\text{推力常数(thrust coefficient) } K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

$$\text{トルク常数(torque coefficient) } K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

および

プロペラ効率(propeller efficiency)

$$\eta_0 = \frac{T v_a}{2 \pi n Q} = \frac{J}{2 \pi} \cdot \frac{K_T}{K_Q} \quad \text{が}$$

前進常数(advance coefficient) $J = \frac{v_a}{n D}$ に対して得られる。

このようにして得られたプロペラ性能をプロペラの単独性能という。設計にあたっては一般に系統模型試験によって得られた設計図表が使用される。

プロペラの単独試験成績は一般に J を横軸として K_T, K_Q, η_0 を図示した性能曲線図とする。

これはまたスリップに対して図示することもある。

$$s = 1 - \frac{v_a}{n P} \quad 1 - s = \frac{v_a}{n P} = \frac{J}{P}$$

$\frac{J}{P}$ を横軸とした表現法は現在はあまり使われていないが、系統模型試験成績が設計図表として整理されていない場合、中間のピッチ比のプロペラに対する性能、特に効率を求めるにはこの方が便利である。

プロペラ設計図表は $B_p - \theta$ の形で表示されるものが多い。

$$B_p = \frac{N \cdot P^{0.5}}{V_A^{2.5}} \quad \text{出力係数}$$

$$\theta = \frac{N D}{V_A} \quad \text{直径係数}$$

N : プロペラ毎分回転数

P : プロペラ伝達馬力 (PS)

V_A : プロペラ前進速度 (kt)

D : プロペラ直径 (m) (つづく)



■舟艇講演会開催のお知らせ

舟艇技術の向上と普及発展をはかる“第10回舟艇技術講演会”が11月4日(木)、ブリヂストンホール(東京・京橋ブリヂストン美術館内)で開催される。聴講は無料・自由、時間は午前10時より午後4時まで。

講演内容は◎ウォータージェット高速旅客船トロピカルクイーンについて◎アルミニウム合金漁船の経済性について◎漁船法馬力数の改正について◎大型FPP船の現状について◎カーボン繊維の船体構造への応用。

■ヤマハのニューボート

ヤマハ発動機はこのほど'83新艇としてニューモデル3艇種、モデルチェンジ7艇種を発表した。特にニューモデルの“YAMAHA STR-19RX”は(写真)、新設計の深いV型船型で波切り性能の良好性とソフトな乗り心地を狙ったデラックス仕様の船外機艇である。全長/5.81m、全巾/2.27m、全深さ/1.01m、船体重量/560kg、推奨馬力/115ps(最大馬力/140ps)、定員/6名。

丹羽誠一著

FRP船の建造技術

B5判310頁・上製・図表写真多数/定価6,500円(送料350円)

著者自身が手掛けた多くの設計・建造例と実験・研究の成果が生んだFRP船建造の総合技術についての最高最適の指導書。——関連技術者必読・必携の資料。

■主な内容■I.はじめに/FRP船の直面している問題/FRPとは/なぜFRP船が造られるのか■II.FR P船用原材料/FRP板を構成する原材料/ガラス繊維基材/ガラス繊維以外の強化材/樹脂/その他の材料/関連材料■III.ポリエステル樹脂の硬化/ラジカルおよびラジカル重合/樹脂の硬化/硬化剤系/メチル・エチル・ケトン・ペルオキシド(MEKPO)/高温硬化特性と常温硬化特性/ゲル化時間と温度、硬化剤量/硬化特性と重合禁止剤/硬化特性と水分の影響/積層時の硬化特性■IV.FR P積層板の物性/積層板のガラス含有率・厚さ・比重/静的強度特性/動的強度特性/積層工作法と曲げ疲れ強さ/積層構成と曲げ疲れ強さ/積層工作法と層間剪断強さ/サンドイッチ板の物性■V.高速艇の構造設計/前提条件/外力基準/積層設計/構造基準/実船例における部材寸法等の決定/各部構造の基材設計および標準工作法/波とそれに対する船の応答/記号と表示■VI.FR P船のスタイリング/FRPと製品の形態/スタイリングの傾向/船首フレア/傾斜ステム/合板張りの外板/木製めす型/船首のスタイル/デッキの造形/まとめ■VII.成形型/どんな成形型を採用すべきか/木製めす型/FRP製めす型■VIII.積層作業の管理/工作図による作業管理/原材料の特性と作業管理/作業管理とFRP板の物性/標準工作法/積層指示書■IX.技術管理と教育訓練/積層工の技能管理/作業管理技術者の教育■X.安全・衛生・公害/環境法規/安全管理/衛生管理/公害管理■あとがき(以上10章58節137項・雑誌「船舶」の連載記事を大幅追補・全面改編)

発行 舵 社・発売 天然社

〒162 東京都新宿区赤城下町50 電話(03)267-1931

受 注

●住重、ヘリ搭載巡視船

住友重機械は海上保安庁が行なったヘリコプター搭載型巡視船の入札に参加、落札した。納入期限は84年9月27日。なお主機関は石川島播磨重工が落札した。主要目は2,200総トン、3,730排水トン、主機石播12PC2-5V型7,800馬力、速力22.0ノット。

●鋼管、芙蓉向けに省エネ型帆装鋼材運搬船

日本鋼管は芙蓉海運向け699総トン型の省エネ帆装鋼材運搬船を受注した。建造は檣崎造船所で行う。これは船用機器開発協会と鋼管が共同開発し、「新愛徳丸」で好成績を挙げている帆装装置を貨物船に初めて適用する。同船はエンジンを主推進機関、帆を推進の補助として使用し、主機関の燃費を節約するほか船型、プロペラ、主機関、発電機、排ガスの利用などの省エネ対策を施しており、燃費は在来船に比べ40~50%低減される。完成は83年3月下旬の予定。主要目は699総トン、2,100重量トン、主機関NKK-SEMT6PA6L型1,830馬力(730rpm)、速力11ノット、乗員8名。

なお日本鋼管はこのほか日産船舶と699総トン型バルクキャリアの商談をすすめており、これが決まれば第4船目となる。

●今治、館山海運から36型バルクキャリア

今治造船は館山海運からバルクキャリアを受注した。竣工後は山下新日本汽船が定期用船する。竣工は来年1月。同船は20,000総トン、36,000重量トン、主機三菱スルザー6RLB60型、13,050馬力、航海速力14.6ノット。

●来島、三協海運からバルクキャリア

来島どっくは三協海運からバルクキャリアを受注した。納期は来年2月末。同船は14,000総トン、24,000重量トン、主機神発8,000馬力、速力15ノット。

●常石、日豊海運からバルクキャリア

常石造船は日豊海運から35,000重量トン型バルクキャリアを受注した。波止浜造船多度津工場で建造し、納期は83年11月。なお正式契約はおえているものの船型は40,000重量トン前後に大型化する可能性もあり、目下、船主との間で調整を進めている。

◎日本海、シンガポール船主からバルクキャリア

日本海重工はシンガポール籍のトロピカル・マリタイムからバルクキャリアを受注した。納期は83年7月。主要目は24,000総トン、41,000重量トン、主機ディーゼル11,200馬力、速力14.3ノット。

●大島、郵船から多目的自動車船

大島造船は日本郵船から乗用車換算で5,500台の積載スペースを持つ多目的自動車船を受注した。納期は83年11月。主要目は23,000総トン、14,300重量トン、主機PC4-2L型14,800馬力。

●下田、オリンピック社から冷凍運搬船

下田船渠はオリンピック・インターナショナル社から30万立方フィート型冷凍運搬船を受注した。納期は83年4月末。同船は6,000総トン、7,000重量トン、主機UE9,120馬力、試運転最大速力20:0ノット。なおオリンピック社は米国フェアフィールド・マックスウェル社の子会社で新造船は大洋漁業が用船の予定。

●三保、スプリットから追加

三保造船はオランダ船主スプリットホーフ社から多目的貨物船を追加受注した。納期は83年12月。三保は三菱商事を通じ、すでにスプリットホーフから同型船3隻を受注しているが、その際確認されていたオプションが行使されたもの。主要目は4,700総トン、8,120重量トン、主機関阪神ディーゼル3,300馬力、速力12.8ノット。

●石播、中国から主機関

石川島播磨重工は中国船舶工業から700TEU積みコンテナ船2隻分の船用主機関2基とデッキクレーン2セットを受注した。これは中国江南造船所がシンガポールのネプチューン・オリエン・ラインズ向けに建造するコンテナ船に搭載される。

主機関はIHI・SEMT8PC/2L型で納期は1基目が83年6月、2基目が同11月。デッキクレーンはH350130-300型、H350130-260型各2台。

●石播、OCLの主機換装

石川島播磨重工、三菱商事の両社は英国船主オーバーシーズ・コンテナーズ・リミテッド(OCL)から世界最大の冷凍コンテナ船"REMUELA・BAY"(42,007総トン、1,703TEU積み)の主機換装工事を受注した。この主機換装工事は現装のスチームタービン2基2軸(24,000馬力2基)をスルザー9RTA76型ディーゼル1基1軸(29,610馬力)に換装するもので、同時にこれに伴う船尾改造工事も

行われる。工期は来年8月から12月。

提携・完成・開発ほか

●日本サブロー、西独と技術提携

日本サブローは西独のG+H・MONTAGE・GMS Hとセントラル冷却式冷凍コンテナ「CONAIR」のダクト製造に関して技術提携した。「CONAIR」とは冷凍コンテナをダクトでつないで集中冷却、コントロールする方式。従来のコンテナ1個ずつに冷凍機を付けて冷却するプラグイン式に比べて、①少種多量の冷凍コンテナ輸送に適している。②ダメージが少ない。③省エネ効果が大い——などの特色があるという。

●ナカシマ、運航管理システムの1番機

ナカシマプロベラは船速修正プログラムと故障診断プログラムを内蔵した運航管理システムを開発、一番機を四国フェリーの「神戸丸」に搭載した。

●大晃機械、混炭重油用移送ポンプ

大晃機械工業（本社・山口県）は日本舶用機器開発協会の開発資金を得て、石油代替エネルギー源の一つである混炭重油用移送ポンプの開発をすすめていたがこのほど成功した。これは製鉄、電力、セメント業界などがエネルギーとして使用する微粉炭と重油を各50%としたスラリー状の燃料をパイプで移送する際のポンプで、微粉炭を含むためスクリーアの摩耗度が問題で、従来のポンプでは使用不能であり、新技術の研究が必要とされていた。同社はこの問題を解決したわけで、今後、商品化にむけて研究を進める。同製品は船舶からの荷揚げ用、岸壁から受け入れタンクへの移送用に使用される。

●鷺宮製作、粘度コントロール装置

オイルショック後、船舶の燃費低減対策として、燃料重油の粘度コントロールが必要となってきているが、自動制御機器の大手メーカー鷺宮製作所はこのほど、粘度コントロール・ユニットVCU型「FOVICON」（フォービスコン）を発売した。これは同社がヤンマーディーゼルと技術協力して開発したもので、粘度センサー部、コントロール部、アクチュエータ部から構成されている。特にセンサー部は、細管差圧方式を採用し、検出細管部は内径2.4パイ、長さ60ミリメートルで従来に比べ内径が非常に太く長さが短くなっているのが最大の特徴。また同機はすべて電子・電気式（従来は空気式）で、誤動作を

解決し、しかも技術的課題となっていたサージ・ノイズなどの現象を防止することに成功した。

海 洋 開 発

●英国のノーソンパワー社がリグ用クレーン

英国のノーソン・パワー社はオフショア・リグのクレーン操作と補助を行なう装置「SEALIFT」を開発した。荒天時、波間に上下する船からオフショア・リグに貨物や大型機材をクレーンで積み込む作業は難事だが、「SEALIFT」はこれまでの類似装置が、船が波間の底にある時働くのに対して、船が波頭の上にある時に最高15トンの荷重を引き揚げる。

新会社・機構改革ほか

●ナミレイ、東京と大阪に新会社

ナミレイは船主に対するサービス向上などを目的に東京と大阪にそれぞれ新会社「ナミレイマリンサービス」を設立、9月1日から業務を開始した。いずれもナミレイの全額出資で、業務内容は①船舶用空調、冷凍・冷蔵装置の設計・施工、修理・保守②船舶用空調・冷凍機器の製作③舶用機器、用材、同付属品の販売ならびに修理、点検④その他関連する業務。両社の所在地は次のとおり。

- 1) 東京（松浦幸作社長）＝東京都千代田区神田錦町1-1 電話 03(294)7171
- 2) 大阪（吉田和夫社長）＝大阪市福島区吉野4-24-5 電話 06(464)5781

●佐野安がロンドン事務所を開設

佐野安船渠は9月1日付でロンドン事務所を開設した。所在地は3RD FLOOR, PEEK HOUSE 20, EASTCHERP, LONDON EC3M 1EB ENGLAND。

●三菱重工が機構改革（10月1日付）

- 1) 工作機械、建設機械の専業事業所の京都精機製作所と明石製作所を量産品統括本部長の直轄下におく。
- 2) 広島造船祇園工場を「広島工機工場」、名古屋機器製作所枇杷工場を「名古屋冷熱工場」としてそれぞれ分離し、量産品統括本部長の直轄下におく。

これは「量産品統括本部」（本部長・田中副社長）を設置したのに続き量産品を担当する2事業所、2工場を同本部に組み入れたもの。

特許解説 / PATENT NEWS

岡田 孝博

特許庁審査第三部運輸

●船舶用航行制動方法とその装置 (特公昭 57-24279 号公報, 発明者; 須田兵助, 出願人; 須田兵助)

従来, 船舶においては, 制動用具としてパラシュートのごとき抵抗体が用意されており, 他船の接近または障害物を発見した時点で舷側から該抵抗体を海中に投下し, これによって船舶にブレーキをかけるようにしている。

しかし, このように抵抗体を障害物等の発見時点で投下したのでは, その投下に要する時間及びその後抵抗体が展開するまでの時間的ロスだけでなく, これに加えて投下後抵抗体が展開するには, ある距離だけ船舶が航行しなければならないから, この結果ブレーキ作動は遅延し, 事故防止対策上充分ではない。

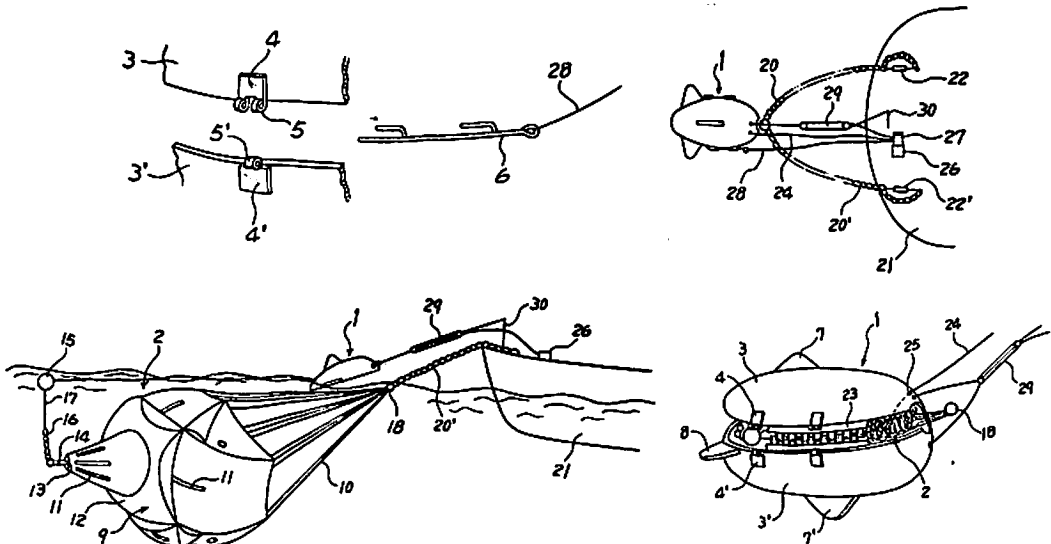
本発明は, 上記の問題点を解決し, 航行中に船舶に対し迅速にして確実にブレーキをかけることができ, 船舶の衝突事故や座礁等の事故防止対策として, 優れた効果を発揮し得る船舶用航行制動方法とその装置を提供するものである。

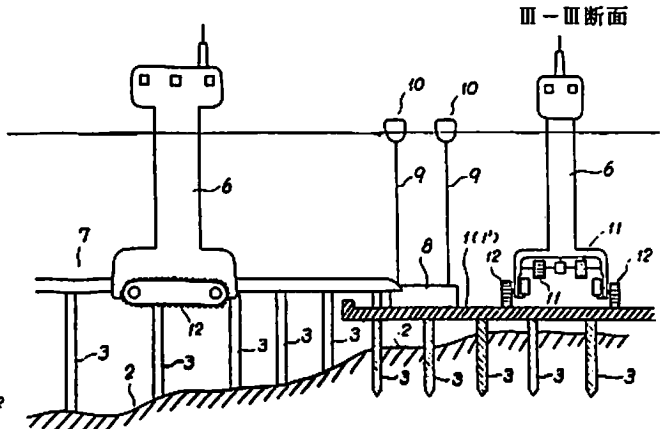
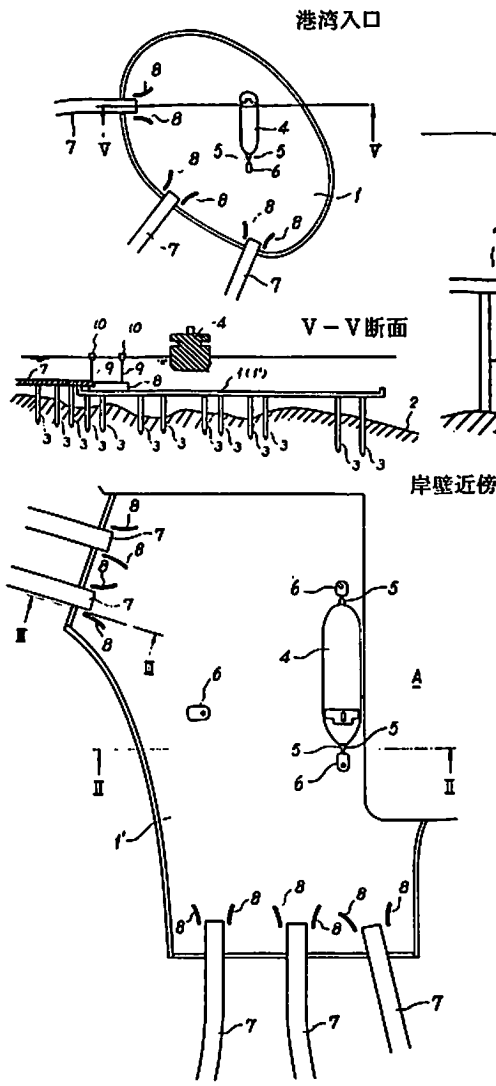
図において, 1 は細長の腕状で対称形状に形成された上部構成部材 3 と下部構成部材 3' とから成るカプセルで, 上下部構成 3, 3' は開口端一側において

蝶番 4, 4' により蝶着される。そして, 蝶番にはスプリング等の弾撓部材がカプセル展開力として賦勢させてあり, 止ピン 6 の抜き取りと同時に展開する。2 は抵抗体で, 可撓性シートを縫着してほぼ袋状に形成した本体 9 に索条 10 を連結して折畳み展開自在に構成する。

また, 本体 9 には潮抜き 11 が設けられ, その中央部シート 12 の中心から係環 13 を介して連結索 14 を延出し, その先端に浮子 15 と重錘 16 を装着した縦吊索 17 を連結する。さらに, 索条 10 の端部を結束する集結金具 18 を, カプセル 1 の合着端に穿設してある窓孔 19 から外側に突出させ, これにチェーンを主体とする牽索 20, 20' を連結し, かつ牽索 20, 20' の他端は船舶 21 に連結される。

上記の構成により, 濃霧中航行時または狭水道を通過する時, 予め船尾に抵抗体 2 を収納したカプセル 1 を曳航し, 常に抵抗体 2 を展開できる状態に保持する。そして, 他船または障害物を発見した時にモータ 26 を始動させてプーリ 27 を駆動回転し, 牽索 28 と縫着索 24 を引き, 止ピン 6 を蝶番 4, 4' から引抜くと同時に袋 23 の縫合を解く。すると, カプセル 1 は分割され, と同時に抵抗体 2 は浮子 15, 重錘 16,





的を達成することができず、相当の熟練を必要とする。

本発明は、上記の問題点を解決して、水深が浅く狭い河川、港湾内をより安全に効率よく船舶を移動することができ、船舶の衝突や座礁事故を解消させる船舶誘導装置を提供するものである。

図において、1、1' はそれぞれ港湾の入口及び岸壁A近傍の水底に敷設された水底プラットフォームで水底2に貫入されたパイル3群に支持されており、それぞれの上面が船舶牽引車6の自由に走行しうる走行面に形成されている。また、7は同様に水底2に貫入されたパイル3群で支持された水底軌道で、水底プラットフォーム1、1'を接続する。

そして、水底軌道7は水底プラットフォーム1、1'より高い位置に配設され、その端部両側には、船舶牽引車6が水底プラットフォーム1、1'に円滑に移乗しうるように水中フェンス8が配設され、且つ、索9を介してブイ10が連結されて水底軌道7の位置が水面上に表示される。船舶牽引車6は、下端部及び下端部両側に無限軌道11及び補助無限軌道12が配設され、これらによって、水底軌道7並に水底プラットフォーム1、1'上を走行する。

上記の構成により、船舶4の操船作業を行う際、船首と船尾とにそれぞれ連結索5を介して船舶牽引車6を連結し、補助無限軌道12を駆動して水底プラットフォーム1上を所要の方向に船舶牽引車6を移動せしめ、所要の水底軌道7に移乗せしめる。次に、無限軌道11を駆動して船舶牽引車6を水底軌道7に沿って移動させたのち、水底プラットフォーム1'上に移乗させ、更に所要方向に移動せしめて、船舶4を岸壁Aの所要位置に接岸させる。

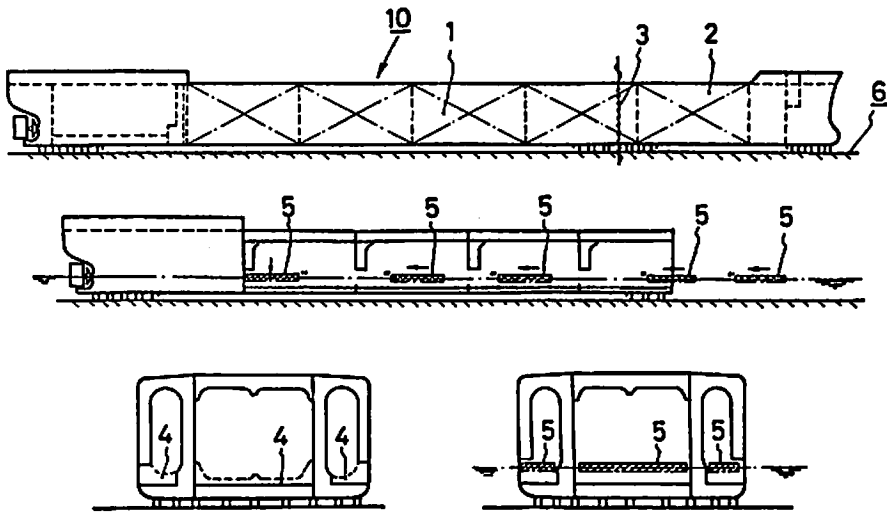
本体9の順番に海中に飛び出して展開する。

●船舶誘導装置 [特公昭57-25437号公報, 発明者; 馬場栄一, 出願人; 三菱重工]

近年船舶の大型化によって、港湾、河川での船舶の操船は危険度が増大し、多数のタグボートと人手とによって所定の位置に船舶を誘導、離接岸させている。しかしてタグボートによる船舶の押し引き作業は、タグボートに装備したプロペラによる水の反力を利用しているが、船舶が大型化すると同船舶の自力による操船能力は極めて小さく、所要の押し引き力を得るのにタグボートの数を増したり、エンジンの馬力を増加させなければならない。

また、多数のタグボートと人手とを利用する場合には、相互の連絡をよほど密にしなければ所期の目

●単底既存タンカーの二重底新設改造方法 [特公昭57-26995号公報, 発明者; 平山弘代, 出願人; 三



井造船]

従来、単底構造を二重底構造に改造するには、船底部外面に別部材でもって二重底を形成する工法と、船底部全てを取り除いて別ブロックで二重底を形成する工法等が提案されている。ところが、前者の工法では、既存船底部の外面に余分なものを取付けるので、吃水及びトリムの変化、旋回能力、スタビリティ及び速力の低下をおこす原因となるという欠点があり、また後者の工法は、改造船底部は当然継木で受けているため、部分的にしか切断、取り替えができず、この工法では長工期となり、また全面取り替えのためスクラップが増大し、コストアップとなる欠点がある。

本発明は、上記の欠点を解決し、既存タンカーの能力を低下することなく、かつ短期に単底構造を二重底構造にすることができる二重底新設改造方法を提供するものである。

図において、10は被改造船であって、先ず被改造船を乾ドック内に設置し、被改造船10の貨物油艙部適当な位置、即ち分割線3で船尾船体1と船首船体2とに分割する。そして、乾ドック6に注水することにより船首船体2を浮上させて、これを適当な位

置まで移動させる。

一方、船尾船体1はバラストを漲って浮上を防止する。次に乾ドック6を一度排水して改造のため不用となるボトムトランス、センターガーダー等の内構材4を切断撤去あるいは一部取外しを行い、再度乾ドックに注水する。ここであらかじめ建造準備した内底板ブロック5を水上に浮べ所定位置まで搬入し、乾ドック内の水を排水すれば内定板ブロック5は既設船底部に接着するのでこれらを溶接により結合することによって二重底タンクが形成される。さらに、船首船体2にも同様の施行を施した後、これを船尾船体1と元の分割線3の位置にて胴接ぎすれば改造前の船型と同一でかつ二重底のタンカーに仕上げられる。

このように発明によれば既存タンカーの形状はそのまま、しかも短期間の改造工事によって単底タンカーを二重底タンカーに改造することができ、さらに乾ドックを利用し、該乾ドックへの注水操作により、分割した船体の移動、予製造した内底板ブロックの設置の作業を極めて簡単に行うことができる。

船舶/SENPAKU 第55巻第11号 昭和57年11月1日発行

11月号・定価800円(送料55円)

本誌掲載記事の無断転載・複写複製をお断りします。

発行人 土肥勝由/編集人 長谷川栄夫

発行所 株式会社 天然社

〒105 東京都港区浜松町1-2-17 ストークベル浜松町3階

編集・販売・広告

〒162 東京都新宿区赤城下町50 電・03-267-1950

船舶・購読料

1ヵ月 800円(送料別)

1ヵ年 9,600円(送料共)

・本誌の二注文は書店または当社へ。

・なるべくご予約ご購読ください。

振替・東京6-79562

全巻に歴史的な船の貴重な写真を多数収載!!

上野喜一郎 / 著

船の世界史 全3巻

上巻

B 5 判上製 380 頁、カバー装、図版 1 S B N 4-8072-4008-0
330 余、定価 5,000 円 (送料 350 円) C 3056 ¥ 5000 E

上巻では、古代、船の起源に始まり、近世に至るまでの、日本で言えば明治初期の頃までを扱う。

●**主な内容**● 第1編=船の起り(船の思いつき) (船の始め) (進んだ船) (最も進んだ船) 第2編=手漕ぎ船から帆船へ (河を行く船) (海を行く船) (大洋を行く船) (日本の船) (手漕ぎ船の推進装置) (古代の航海) 第3編=帆船の発達 (帆船の生いたち) (大航海時代の船) (軍船の発達) (商船の発達) (帆船の推移) (日本の船) (中国および朝鮮の船) (帆船時代の航海) (船のトン数) 第4編=汽船の出現 (汽船の出現) (木船から鉄船へ) (推進機関の発達) (推進器の発達) (大西洋航路客船の発達) (日本の汽船) (汽船時代(19世紀)の航海) 付録=船の歴史年表、汽船の発達史上有名な船の要目

中巻

B 5 判上製 300 余頁、カバー装、図版 1 S B N 4-8072-4009-9
250 余、定価 4,300 円 (送料 350 円) C 3056 ¥ 4300 E

中巻では、19世紀の終り頃から第2次世界大戦の末期まで、日本で言えば明治、大正、昭和(戦中)の時代。世界海運の全盛期、技術革新による近代汽船の花ざかりの時代を扱う。

●**主な内容**● 第1編=汽船の発達(船体構造の発達) 汽船の出現/鋼船の出現/特殊材料の採用/鋼船の構造/材料の接合/船底塗料の発達/特殊構造船の出現/船体の強さ(船型の発達) 船体/船首/船尾/上部構造/船の形態 (推進機関の発達) 蒸気機関の発達/内燃機関の出現/電気推進の採用/その後の蒸気機関 (推進器の発達) 2・3・4 軸船の出現/スクリュプロペラの特配置の採用/特殊のスクリュプロペラの発達/別種のスクリュプロペラの出現/特殊の推進器の発達(大西洋航路客船の発達) イギリス船の躍進/イギリス・ドイツ船の競走/マンモス船の出現/世界最大船の出現(汽船の速力) 船と速力/ブルーリボン/大西洋の横断速力の推移(汽船時代の航海) 航海の区域/航海の方法(船のトン数) わが国におけるトン数速度の沿革/現在のトン数測度の方法/運河トン数 第2編=日本の汽船(明治時代) 汽船の誕生/鉄船から鋼船へ/航路の伸長/航洋船の建造/特殊貨物船の建造/特殊船の出現/その後の造船・造機(大正時代) 客船の発達/貨物船の建造/特殊貨物船の発達/特殊船の発達/ディーゼル船の出現 (昭和時代(戦前)) 客船の発達/貨物船の発達/特殊貨物船の発達/特殊船の発達 (昭和時代(戦時)) 戦争と船/鋼船の建造/造船所の拡充と建設/その他の船の建造/商船の艦艇への改装/陸軍特殊船の建造/戦時中の造船量 付録=船の歴史年表(2)、汽船の発達史上有名な船の要目(2) (船体) (推進装置)

下巻

B 5 判上製 330 余頁、カバー装、図版 1 S B N 4-8072-4010-2
220 余、定価 4,600 円 (送料 350 円) C 3056 ¥ 4600 E

この巻では、第2次世界大戦後、1970年代の終りまでを述べる。船の超自動化、新しい輸送方式・推進方法の開発など、造船・操船上の技術革新は、船の歴史に質的転換をもたらした。

●**主な内容**● 第1編=現代の汽船(現代の客船) マンモス定期客船/3万総トン未満の定期客船/貨物船の高速化/多目的貨物船の開発/特殊貨物船の発達/輸送の革新 (現代の特殊船) 漁船/作業船/調査船/取締船/その他の特殊船 第2編=現代の汽船の技術(船体の発達) 特殊材料の採用/電気溶接の普及/溶接ブロック建造/船体防食法の改良/船型の改良 (推進機関の発達) 蒸気機関の発達/ディーゼル機関の発達/ガスタービンの採用/その後の電気推進/原子力の利用 (船の自動化) 自動化船の出現/超自動化船の出現 (推進装置の発達) プロペラの特配置の採用/特殊のスクリュプロペラの発達/特殊の推進器の発達/特殊の推進方法の採用 (日本の汽船) 日本の汽船/船の技術革新/船の建造上の技術革新 (船のトン数) トン数測度規則の統一/船の大きさの推移/船腹量の推移/造船量の推移 付録=船の歴史年表/汽船の発達史上有名な船の要目 (船の統計) 世界の船腹量の推移/国別の船腹量の推移/推進機関別の船腹量の推移/世界の造船量の推移/国別の造船量の推移/全巻の総索引

発行：舵社 〒105 東京都港区浜松町1-2-17
☎03-434-5181 振替 東京1-25521番

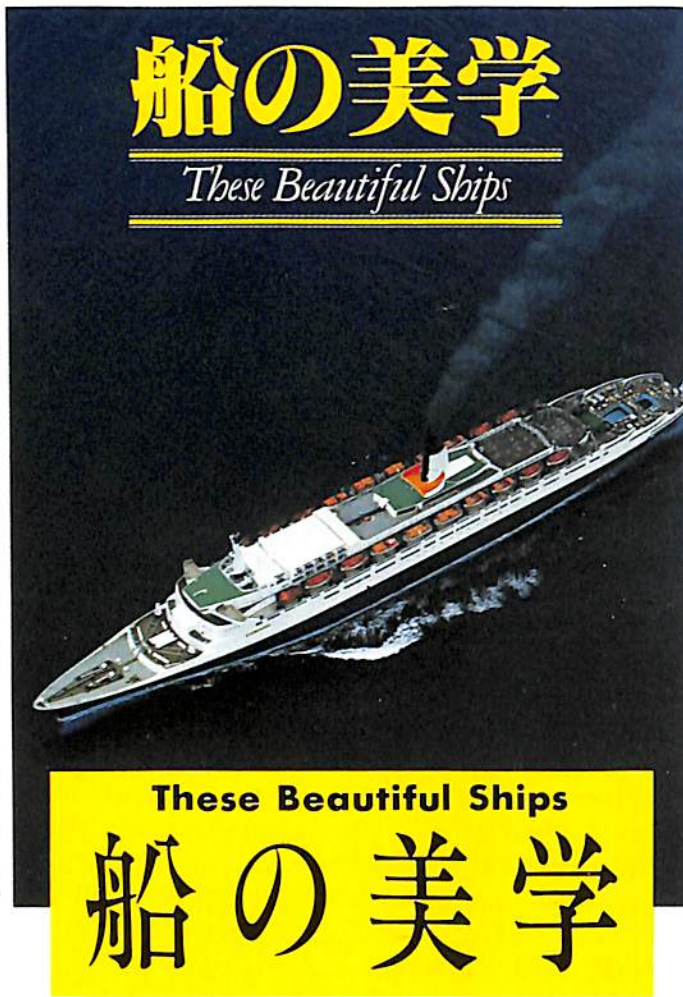
発売：天然社 〒162 東京都新宿区赤城下町50
☎03-267-1931(舵社販売部)

日本図書館
協会選定図書

歴史的に貴重な写真を多数収載した 船ファンに送る待望の最新刊

「乗りもの」には固有の魅力があり、幅広いファンがいる。その魅力とは、飛行機にせよ、自動車であれ、本来の機能的要請が集約されて形づくられたフォルムの持つ魅力に惹かれるからである。この合目的構成の魅力の中でも、その雄大さと工学的機能美において、船の形態美に優るものはない。

本著は、船の魅力にとりつかれて30余年になる著者が、商船のもつ形態美の観察と鑑賞へのガイダンス的アプローチを試みたものである。歴史的に貴重な写真を多数収載し、写真集としても、ぜひ座右に備えたい一書である。



〔主な内容〕

- I 商船の美しさとは
視覚の焦点——アクセント
船首
船尾
マスト
- II 前進性とパワーの表現
船首
船尾
マスト
- III ハウスのデザインとコンポジション
開放型ハウス
北大西洋型ハウス
開放と閉鎖のコンビネーション
箱型ハウス——直線と角型のイメージ
曲線と丸みの印象
階段式ハウスの組立て——
流線型への道
ハウスの均整美
- IV 煙突
単煙突の存在感と構成美
複煙突のコンポジション
煙突デザインのいろいろ
- V 均整と調和
上部構造積み重ねのバランス
視線の焦点点——多角型の頂点の位置
頂点から流れる線の連続性
- VI 塗装の効用
黒と白のコンビネーション
白の面積と船体のバランス
シアの強調とシアライン
個性的な塗装
補遺——改造の功罪

野間 恒 著

A4変型判・上製・カバー装・総168頁
定価3,800円(送料350円)

既刊書のご案内

好評発売中

船の世界史 全3巻

上野喜一郎 著

上巻 B5判 上製・カバー装 380頁 定価5,000円 (送料350円)

上巻では、古代、船の起源に始まり、近世に至るまでの日本で言えば明治初期の頃までを扱う。

●主な内容●第1編=船の起こり 第2編=手漕ぎ船から帆船へ 第3編=帆船の発達 第4編=汽船の出現

中巻 B5判 上製・カバー装 300頁 定価4,300円 (送料350円)

中巻では、19世紀の終り頃から第2次世界大戦の末期まで、日本で言えば明治、大正、昭和(戦中)の時代、世界海運の全盛期、技術革新による近代汽船の花ざかりの時代を扱う。

●主な内容●第1編=汽船の発達 第2編=日本の汽船

下巻 B5判 上製・カバー装 332頁 定価4,600円 (送料350円)

下巻では、第2次世界大戦後、1970年代の終りまでを述べる。船の超自動化、新しい輸送方式・推進方法の開発など、造船・操船上の技術革新は、船の歴史に質的転換をもたらした。

●主な内容●第1編=現代の汽船 第2編=現代の汽船の技術

発行=舵社 〒105 東京都港区浜松町1-2-17 ストックベル 浜松町 ☎03-434-5181 振替 東京1-25521番

発売=天然社 〒162 東京都新宿区赤城下町50 ☎03-267-1931(舵社販売部)

保存委番号:

定価 800円

237001

雑誌コード05541-11