

船舶

●最新鋭多目的貨物船ライパー・Vシリーズの紹介●米国におけるCavitation関係の研究●伴流係数と伴流分布図●IMT遊星減速機の開発●新試運転計測装置



長崎造船所で竣工した日本郵船向け“VIVIEN”(20,544DWT)

Dimetecote® 厚膜型無機亜鉛塗料

ダイメットコート

鋼構造物を腐食から守る特殊防食塗料

Amercoat®

小松島特殊塗装工場

新造船、就航船などに最新設備によって工期短縮
低コスト、精度の高いタンク内塗装施工を行います。

小松島工場：〒773 徳島県小松島市中田町東山 TEL 08853-2-6352

発売元 株式会社 井上商会

製造元 株式会社 日本アマコート

社長 井上正一

〒231
(本社) 横浜市中区尾上町5-80
TEL 045-681-1861(代)

〒232
(工場) 横浜市中区かもめ町23
TEL 045-622-7509



日本沿海フェリー「えりも丸」



安全な航海のために 操舵室の窓は クリヤーに

結露・氷結から視界をまもります。
変わりやすい海洋気象、飛び散るしぶき、吹きつける
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
の保護や感電防止は万全です。またまんいち割れても
破片の飛び散らない安全な合せガラスです。

ヒートコントローラー

※あわせて、ヒートライト製品の姉妹品、ヒート
コントローラーのご使用をおすすめします。
ヒートコントローラーは、自動的に使用適正温度
を保ちますので、ON・OFFの手間がいりません。

結露・氷結防止作用、融雪作用のある安全ガラス

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)218-5339(車輛機材営業部)
支店 = 東京・大阪・福岡・名古屋・札幌・仙台・広島

カタログ請求
3

MITSUI SUPER WESTAMARAN CP20

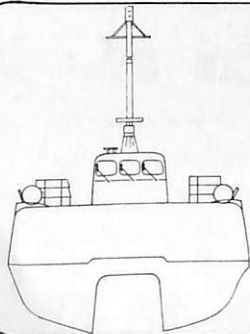


就航効率を高める非対称双胴型高速旅客艇

三井スーパー ウェスタマラン


—《高速旅客艇》—

ホーバークラフトでおなじみの三井造船が建造する新時代の高速旅客艇。それが、三井スーパーウェスタマランCP20。艇体の中心部をトンネル状にくりぬいた独得の構造になっています。この船型により、波浪衝撃を効果的に緩和。従来船型にくらべ、航走時の造波も格段に小さく、乗り心地もすぐれています。現在、すでに山陽新幹線の三原と四国今治間を就航し、極めて好成績を納めています。



CP20型主要目

全長	26.465m	推進プロペラ	直径0.8m、 3翼固定ピッチ式
全幅	8.800m		2基
深	2.488m	最高速力	約28.5ノット
総トン数	約200ト	燃料種類	軽油
乗客席数	180~200	航続時間	約9時間
乗員数	3~4名	主機	MTU331型船用4サイクル過給機付12気筒 ディーゼルエンジン連続最大出力1,125PS×2,200rpm×2基

 三井造船

ホーバークラフト事業室
〒104東京都中央区築地5-6-4 TEL.03(544)3462



目次 / Contents

… 新造船の紹介 / New Ship Detailed

- 最新鋭多目的貨物船ライパーVシリーズ…………… 13
Multi-Purpose Cargo Ship Liper V Series
- 最大、最高速の乗客兼カーフェリー“FINNJET”の試運転…………… 18
23,000GT Passenger and Car Ferry “FINNJET”

- 伴流係数と伴流分布図……………佐藤和範… 22
Wake Fraction and Wake Distribution K. Sato
- 米国におけるCavitation関係の研究……………笹島孝夫… 29
Cavitation Research Activities in U.S.A T.Sasajima

- 新試運転計測装置……………須藤正彦・田島幸作・中牧直紀・鈴木孝吉… 43
New Measuring System for Sea Trials. M.Sudo K.Tajima N.Nakamaki K.Suzuki
- 弾性継手を用いない船用中速ディーゼル機関用
IMT遊星減速機の開発……………小林 清… 54
IMT Epicyclic Marine Reduction Gear without The Elastic Coupling K.Kobayashi

連 載

- LNG船—材料・溶接および破壊力学<28>……………恵美洋彦 / 伊東利成… 60
LNG Carrier / Materials, Weldings and Fracture H. Emi / T. Ito
Mechanics <28>

- ホメーロス時代の航海術……………遠沢 葆… 67

連 載

- 小型船艇のプロペラ設計技法<5>……………森田知治… 76
Practical Design Method of Screw Propeller for Small Ships and T. Morita
Crafts <5>
- ディーゼルエンジン<23>……………齊藤善三郎… 86
Engineering Course : Diesel Engine <23> Z. Saito

- 1976年12月末現在の造船状況…………… 73
- NKコーナー…………… 66
- 竣工船一覧 / The List of Newly-built Ship…………… 96
- 特許解説 / Patent News…………… 103

表紙……………	三菱重工業長崎造船所で竣工したライパーVシリーズ1番船“VIVIEN”。セントローレンス運河を航行できる最大船型として、できるだけ大容量の貨物区画を有し、高能率の荷役・艀口装置とバラスト航海時のスピードの改善で荷役・運航効率の向上を図った多目的貨物船である。(詳細は本文13頁参照)
---------	---

余裕のある性能

この探照燈はスエズ運河規則により、スエズ運河を夜間航行する船舶が装備を必要とする探照燈です。三信のスエズ運河探照燈はスエズ運河公社指定仕様をすべて満足し、余裕ある性能を誇っています。

三信の「スエズ」運河探照燈



標準形
SCS60-A/B

防止弁)があり、フレキシブルゴムホースもつけられます。

- ⑥常用と予備との電球交換は、外部レバー操作により簡単に切換られます。また安全のため電源スイッチとインターロックが施してあります。
- ⑦燈体の外面には特殊フィンを設けて放熱効果を高め、内部の温度を低くしてあります。また全ての使用材料は良品質な材料を使用しています。
- ⑧標準在庫品にはN.KまたはA.B.Sの検査証明書がついています。なお、他の船級協会の検査も受けられます。
- ⑨SCA60は標準形(ステンレス)でAは床取付形、Bは吊下形、SCA-P60は軽量形(全耐食アルミ)で、全て2000Wと3000Wがあります。

特長

- ①照射距離は大気の透過率74%、照度1ルクスの条件において、約1800m以上あります。
- ②前面ガラスは高級強化ガラスで透過率がよくすぐれた耐熱性があり急冷などにも耐えます。
- ③反射鏡はシングルビームとスプリットビーム(分割ビーム)の使用ができるように2分割したガラス製放物面鏡で、最高の性能を発揮ししかも裏面には特殊金属板により保護がしてありますので長期の使用に耐えます。
- ④ビームはレバーの操作で簡単にシングルビームとスプリットビームにすることができます。なお、スプリットビームの場合、中央の暗黒部は0から10°まで連続的に調節できます。
- ⑤燈体は密閉構造で内部圧力試験0.25kgf/cm²に耐えます。また熱気の排気部には安全弁(逆流



軽量形
SCS-P60



三信船舶電具株式会社

◎日本工業規格表示許可工場

三信電具製造株式会社

- 本社……………〒101 東京都千代田区内神田1-16-8……………☎東京(03): 295-1831(大代)
- 東京発送センター…☎東京(03): 840-2631(代)
- 九州配送センター…☎福岡(092): 771-1237(代)
- 北海道配送センター…☎函館(0138): 43-1411(代)
- 福岡営業所……………☎福岡(092): 711-1237(代)
- 室蘭営業所……………☎室蘭(0143): 22-1618(代)
- 函館営業所……………☎函館(0138): 43-1411(代)
- 高松営業所……………☎高松(0878): 21-4969(代)
- 石巻営業所……………☎石巻(0225): 23-1304(代)
- 大阪事務所……………☎大阪(06): 261-6613(代)
- 工場……………☎東京(03): 848-2111(代)

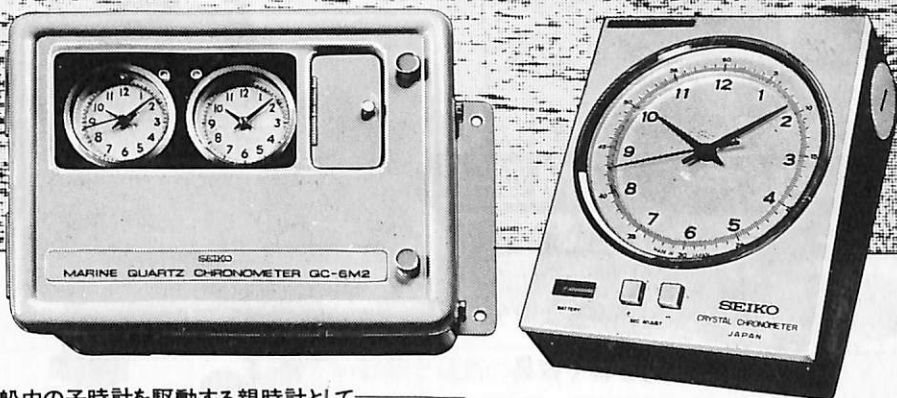
SEIKO

セイコー・株式会社 服部時計店

セイコー船舶時計

安全航海に、信頼のQC

QCは、水晶発振による、高性能設備時計です。船舶時計は、何よりも高精度なものが要求されます。セイコーなら、まず安心です。環境の変化に強く、抜群の安定性、堅牢な耐久力で定評があります。水晶発振のQCなら、いっそう信頼できます。



船内の子時計を駆動する親時計として

QC-6M2 300×400×186(%) 重量20kg

- パルス駆動で長寿命。正確な0.5秒運針
- 現地時間に簡単に合わせられる、正転・逆転可能
- 前面ワンタッチ操作の自動早送り装置・秒針校正装置
- MOS・IC採用のユニット化による安定性・保守性の向上
- 無休止制の交・直電源自動切換・照明つき

子時計は豊富にそろったデザインからお選びください。

標準時計に、小型・軽量、持ち運び自由な
QC-951-II 200×160×70(%) 重量2.6kg
(マリンクロノメーター)

- 乾電池2個で、約12ヶ月間作動
- 精度保証範囲0°C～40°C
- 平均日差 ±0.1秒

油汚過作業の省力化…

特許

機関室を広くする

マックス・フィルタースシリーズ

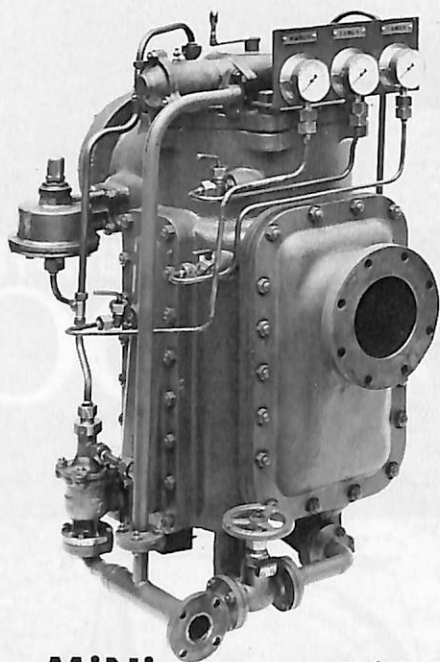
日本船用機器開発協会助成品

MAX-FILTER LS型

完全自動逆洗式油濾器

LS型の特長

- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロレシプロケーターを採用



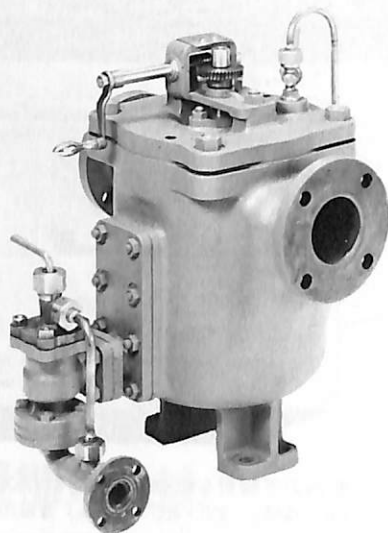
Mini

と改名しました

MAX-FILTER LSM型

手動逆洗式油濾器

- 〔特長〕
- 価格 切換型より安い
 - 洗滌 簡単で容易
 - 据付 場所をとらない



単筒型式であるが重聯装備の必要なし コンパクトで据付けにスペースをとらない

新倉工業株式会社

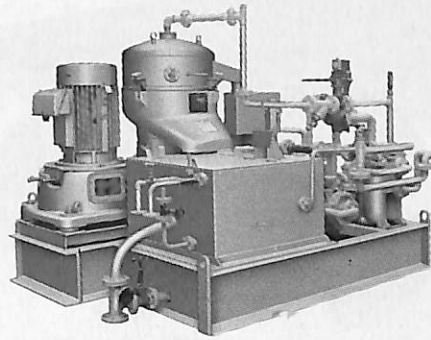
本部 横浜市戸塚区小菅ヶ谷町1703
☎045(892)6271(代)
東京営業所 東京都品川区東五反田2-14-18
☎03(443)6571(代)
大阪営業所 大阪市北区梅田町34千代田ビル西館
☎06(345)7731(代)
九州営業所 福岡県久留米市日吉町24-20 宝ビル
☎0942(34)2186(代)

SHARPLES®

完全連続スラッジ排出形船用油清浄機

シャープレス・グラビトロール

DH-2500	8,000 L/H
DH-2000	6,000 L/H
DH-1500	4,000 L/H
DH-1000	3,300 L/H
DH-750	2,500 L/H
DH-500	1,800 L/H

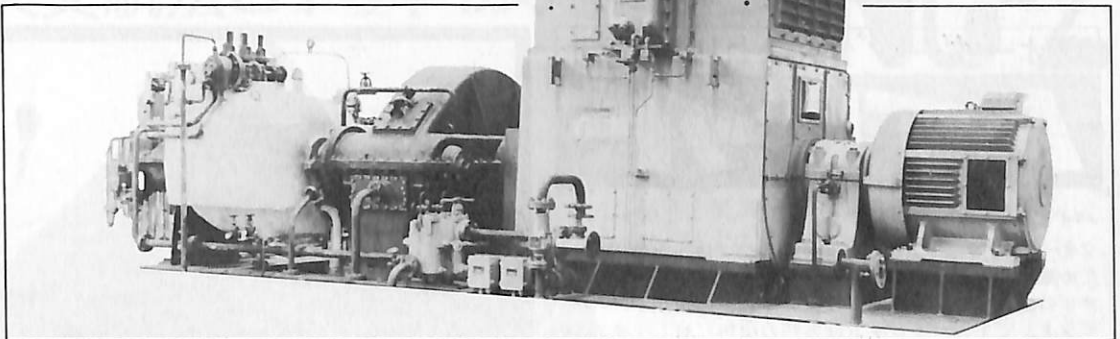


ペンウォルト コーポレーション
シャープレス・ストークス機器部 日本総代理店

巴工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋3-9-2(第二丸善ビル) 大阪支店 大阪市西区立売堀北通1-90(第三富士ビル)
電話 東京 (271) 4051(大代表) 電話 大阪 (532) 2671(代表)

 **TAIYO**
ELECTRIC MFG. CO., LTD.



—ながい経験と最新の技術を誇る—

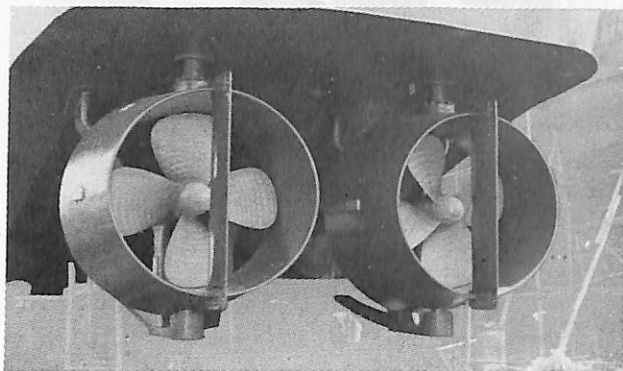
大洋の船舶用電気機器

●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

PROPELLER NOZZLE SYSTEM ゴイル ノズル



- 推力の増大
- 操船性能が向上
- 装置が簡単・安価
- 浅吃水船に使用できる



(株)マスミ内燃機工業所

本 社 東京都中央区勝どき3-3-12 TEL (532)-1651
清水営業所 清水市入船町8-16 TEL (53)-6178

長年の実績と信頼された製品

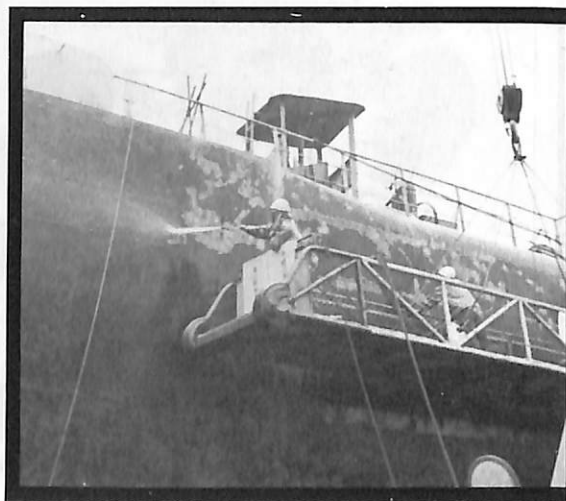
ウォーターブラスト用防錆剤

ハイビット

ハイビットとは……

ウォーターブラスト工法による素地調整では水を使用するため塗装面の乾燥までにサビが発生してしまいます。このサビの発生を防止するために開発された防錆剤が「ハイビット」です。ハイビットは各種の塗料に対して密着を阻害いたしません。

- ウォータージェット工法用
 - ウェットプラスター用
 - ジェットクリーニング用
- 等各種



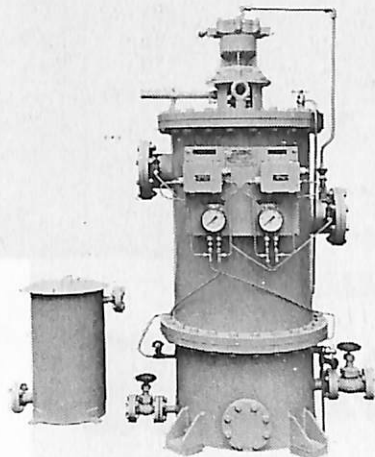
Syoko 昭光化学株式会社

〒140 東京都品川区南品川3-5-3 ☎03(471)4631


「ケーワン K-1 ストレーナー」

7ヶ国特許取得

スラッジ完全分離
油圧駆動方式完全自動逆洗型
ノッチワイヤー式油汙過機



1. 非常に小型となりました。
2. 非常に安価となりました。
3. 汙過機サイドでスラッジを油から完全分離を致します。
(原液ロス“0”)
4. 油圧駆動により動力源を不要としました。

 神奈川機器工業株式会社

本社・工場 横浜市磯子区岡村 8-19-1
TEL (045) 753-3800~2
テレックス 3823-439

信頼ある最高精度

TAMAYA 天文航法計算機

新発売

NC-2



「航海用六分儀」のメーカー玉屋商店が、自信をもって製作したこのハンディ・タイプの計算機は、六分儀による天測後の計算と、各種の航法計算プログラムを内蔵したもので、これまでの、天測計算表やトラバース表など、数多くの計算表をくり返し使って行われていた航法計算が、まったく簡単に、速く、しかも正確に算出できる画期的なものです。

これからは、六分儀と合わせて航海士必携の計算機です。

 株式会社 玉屋商店

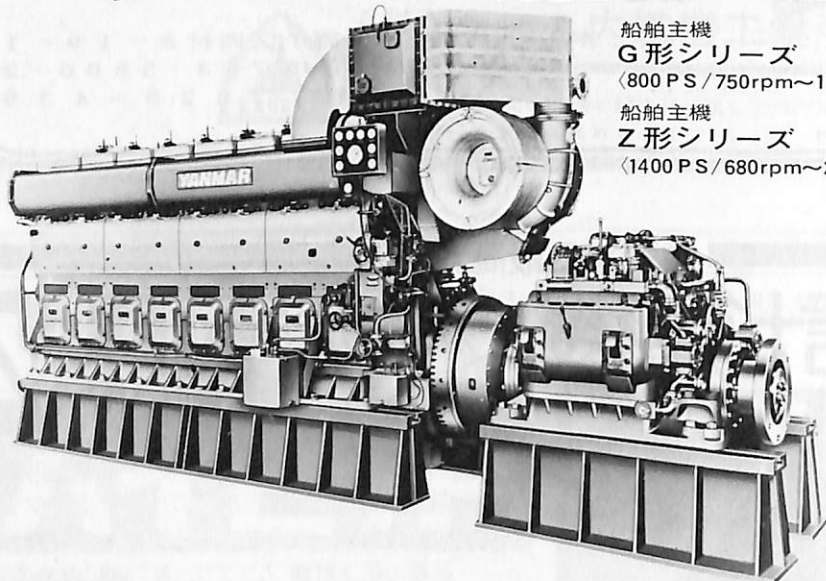
本社 東京都中央区銀座 4丁目 4番 4号 ☎ 104
TEL 03 (561) 8711 (代表)
大阪支店 大阪市南区順慶町通 4丁目 2番地 ☎ 542
TEL 06 (251) 9821 (代表)
工場 東京都大田区池上 2丁目 14番 7号 ☎ 143
TEL 03 (752) 3481

一滴の燃料を生かす確かな技術

海上輸送の原動力



タフな船の心臓



船舶主機
G形シリーズ
(800 PS / 750rpm ~ 1200 PS / 820rpm)

船舶主機
Z形シリーズ
(1400 PS / 680rpm ~ 2400 PS / 680rpm)

航海の安全を守る船舶の心臓=ディーゼルエンジン。乗組員の孤独な作業を支える、「絶対の信頼性」が要求されています。ヤンマーは部品の一つ一つにいたるまで徹底した品質管理を行い、ディーゼルエンジンをお届けしています。全国でその耐久性・安定性が高く評価され、「ヤンマーなら安心」の声が聞かれています。60余年にわたる、丹念な製品作りの実績が、海の男達のあいだで、信頼の輪を広げているのです。

- 軽量・コンパクト機関室が広く有効に使えます。
- ヤンマー独自の燃焼機構により運転費・維持費が安くすみます。

- 船舶主機用3.0~2400馬力
- 船舶補機用3.5~3600馬力

ヤンマー ディーゼル

●お問合せは(営業統括部販売推進部)まで。

 ヤンマーディーゼル株式会社

尼崎市長洲東通1-1 TEL (06)488-1111(代)

<本社>大阪市北区茶屋町62<〒530> TEL (06)372-1111(代)

札幌支店 / TEL (011)221-6131

東京支店 / TEL (03)213-8111

名古屋支店 / TEL (052)563-2271

大阪支店 / TEL (06)372-1111

高松支店 / TEL (0878)21-2111

広島支店 / TEL (0822)28-1111

福岡支店 / TEL (092)441-0111

仙台営業所 / TEL (0222)62-5761

焼津営業所 / TEL (05462)8-3118

● 新造船の紹介 ●



写真はシリーズ1番船“VIVIEN”

最新鋭多目的貨物船ライパー “Vシリーズ”

Multi-Purpose Cargo Ship Liper “V Series”
by Nagasaki Shipyard & Engine Works of
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

三菱重工業長崎造船所

長崎造船所は、最高の技術と最新の設備を有する超大型船建造工場として、質量共に世界のトップレベルの造船所であるが、石油危機に端を発したタンカーの船腹過剰の影響をまともに受け、急転、中小型船、ならびに各種のバージ等、あらゆる船種船型への転換を迫られ、所を挙げての努力により、その建造体制も整い、着々とその建造実績をあげつつある。

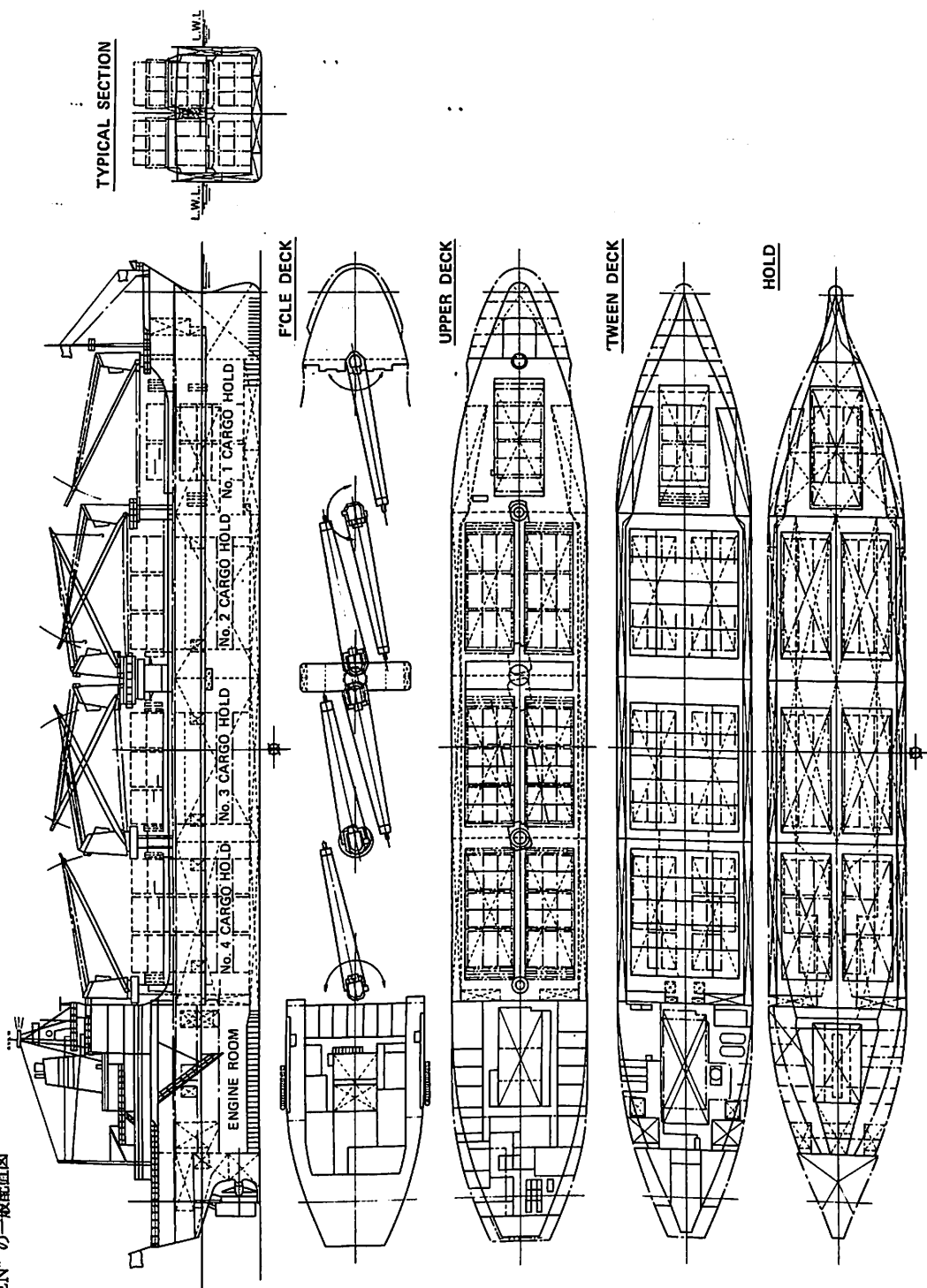
長崎造船所は衆知の通り、一昔前までは超高速貨物船をはじめ、幾多の優秀船を世に送り出してきたが、今回10年ぶりに中小型船シリーズ第1弾として、日本郵船向け仕組ライパー（2万t型最新鋭

多目的貨物船）4隻を受注し、昨年9月17日に第1番船“VIVIEN”号を引渡し、さらに10月に“VERBENA”号、12月に“VESTA”号の引渡しも終り来月17日には、第4番船“VALERIA”号が竣工の運びとなったので、ここにその概要を紹介したい。

1. ライパーとは

本船の呼称ライパー（Liper）とは、ライナー（定期船）とトランパー（不定期船）の両方に供し得るワールド・ワイド・サービスの船型として、両者を組み合わせた新造語で、最早、世界海運、造船界の慣行名称となっている。

“VIVIEN” の一般配置図



従って本船は各国航路、港湾規則等の適用、世界のあらゆる港に入港出来るようになっている。

2. 本船建造の背景

ここ数年前より発展途上国を主体とした世界の荷動きおよび積荷形態の変化（重化学工業化およびコンテナリゼーション等）、ならびに港湾、労働事情等の変化に伴い、在来の雑貨を主体としたライナーでは鋼材や重車輻をも含めたカーゴには適せず、荷役能率上も即応できなくなってきた。

そこで、あらゆる航路にあらゆる荷物をスピーディに運搬する船として、いわゆる多目的貨物船の需要が生じ、かつ急速に増大してきた。

このような背景の下で、日本郵船においても逸早く在来船の代替船として、その建造計画が進められ、総合的な技術力を有する当造船所がこれの計画および建造を引受ける機会を得たものである。

3. 本船計画の概要

今回の新造計画に対する船主側の要望は、使い勝手を重視した高能率荷役装置、および艀口装置、そしてバラスト航海時の船速の改善を図る、いわゆる荷役運航効率の一大向上が本船計画の目玉であった。

さらに対象貨物としても従来の一般雑貨、撒積穀物、木材等の他に、新規カーゴとしてコンテナ（含む冷凍コンテナ）、大重量ホットコイル（薄板ロール鋼板）、長尺パイプ類、自動車等を加え、かつ大型フォークリフトを艀内に配し、これら重量物のハンドリングを迅速、容易に行ない得るようにするなど、船体構造ならびに艀装装置に特別の配慮を施し、徹底した多目的高能率貨物船としての機能を持たせたものである。

船型的には米国北部の五大湖に通ずるセント・ローレンス運河を航行できる最大船型として、できるだけ大容量の貨物区画を確保することと、いわゆるライナーとしての用に供し得るよう、従来の貨物船（ライナー）では考えられなかった空艀状態においても、安全に大洋の荒天航海ができるようにすることであったが、結果的には上記いずれも船主の要望を充分満足させることができ、これらが本船の大きな特徴ともなっている。

4. 本船の概要

(1) 主要要目（第1番船“VIVIEN”号）

全長 167.80m

垂線間長さ	155.00m
型幅	22.86m
型深さ	13.85m
夏期満載吃水（型）	10.20m
総トン数	13,268 t
載貨重量	20,544 t
容積 貨物艀（グリーン）	26,519m ³
〃（ベール）	23,258m ³
燃料油槽（C重油）	2,154m ³
清水槽	504m ³
専用脚荷水槽	5,317m ³
コンテナ搭載個数（20呎換算）	398個
主機関 型式 三菱UEディーゼル “8 UEC 65/135D”	1台
最大出力 12,800BHP×145rpm	
常用出力 10,900BHP×137rpm	
燃料消費量（常用出力にて）	40トン/日
補缶 補助ボイラー（堅形円筒コ克蘭型）	
	1.5トン/日
排ガスエコノマイザー	1.5トン/日
発電機 ディーゼル 550KW	3台
速力 試運転最大（バラスト状態にて）	19.10節
満載航海速力（常用出力、15%シーマージンにて）	16.80節
航続距離（船主標準計算方式にて）	約15,000浬
乗組員	36名

(2) 一般配置

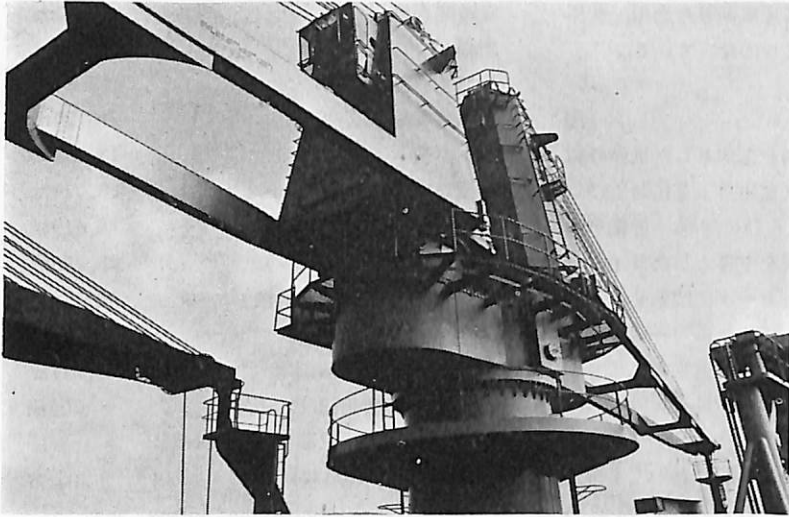
本船は一般配置図に示すように、船首楼および艀尾楼を有し、機関室および居住区を艀尾部に配置した甲板型船型で、船首水線部は球状船首、艀尾部はトランサム型を採用している。

貨物艀部は長さ方向に全通した第2甲板を設け、貨物艀は長尺物の搭載に備え、4個の長大艀としている。

艀内底部二重底は舷側までフラットとすると共に、舷側部には縦通隔壁を設け、船側バラストタンクとして艀内への突起物を減らし、併せて船の姿勢（トリム、ヒール）調整の便を図っている。

艀口は第1貨物艀を除き、上甲板および第2甲板共に大きな2列艀口として、垂直荷役を主体とした荷役効率の向上を図っている。

上甲板各艀口の前後には、荷役能率が優れた大型デッキクレーンを高い位置に据付け、甲板（艀口上）搭載貨物を考慮した配置となっている。



Ward Leonard タイプの
ツインデッキ・クレーン

船尾部居住区は居住性および操船性（見透し）を考慮し、大型船並みの6層としている。

なお、本船は昨今の建造船と同様、第3国人を配乗させる仕組船として計画されたものであるが、実際の乗組員は各要所を務める上級士官6名（船長、機関長、通信長、甲板士官、電気師、司厨長）は日本人（日本郵船所属）で、他はフィリピン人という混乗船となっている。

ただし、両者を差別するような特別な居住区配置等にはせず、チームワークの向上に意を用いている。

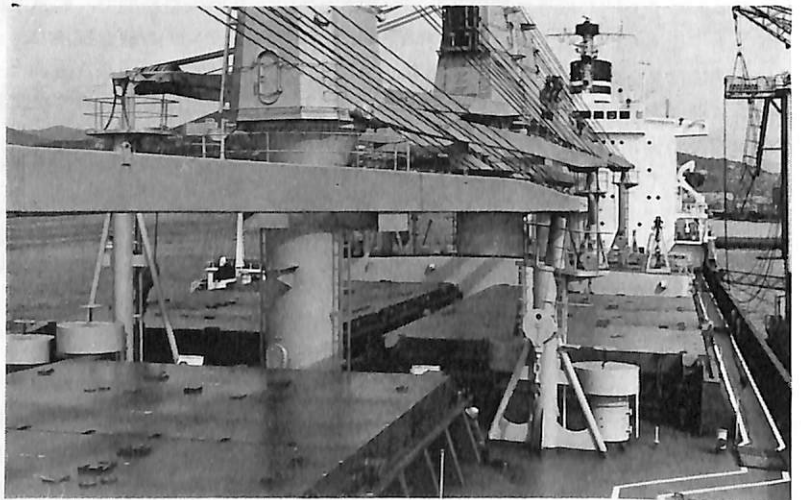
(3) 船艙構造

前述のように、本船は荷役効率を重視しつつ、多種多様の貨物を搭載することを狙い、船殻構造的には至る所に細心の注意の下に、その使用目的に応じた特別な考慮が払われている。

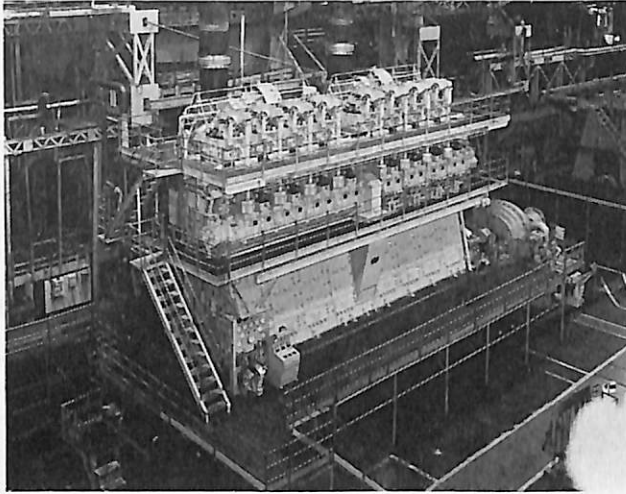
艙内二重底上には、20呎型20トンコンテナの5段積み、および1個当り25トン（長さ1m×直径2m）のホットコイルの他、このホットコイルを艙内でハンドリングするための自重約32トンの大型フォークリフト（総重量約57トン）の搭載および走行が可能であるが、これに対処する構造様式としては特別な方式を開発し、大幅な船体重量の軽減を図っている。

また艙内には、このフォークリフトによるハンドリングを考慮し、艙内支柱は中央部に1本のみとし、第2甲板はあらゆる比重の撒積穀物（グレーン）搭載時の船の復原性を保持させるために、船体中央部に縦通隔壁を設置し、長さ方向前後部2カ所にフォークリフト通行穴を設け、第2甲板上の荷役効率の向上を図っている。

なお、艙内にはオーストラリア港湾労働規則適用



ハッチカバー



三菱 8 UE C65/135D 機関

による傾斜梯子や、自動車搭載を考慮した大型換気トランク等が配置されているが、これらはすべて艙内横置隔壁部の骨面を利用して、1フレームスペース分(900mm)内に納め、艙内の有効長さおよび貨物有効容積の確保を図っている。

(4) 艙口装置

本船の目玉の1つである艙口カバーは、荷役能率を高めるため自動開閉可能な電動油圧(トルクヒンジ)方式を採用している。

開閉方式としては、上甲板用は長さ方向を6パネルに分割し、それぞれ2枚および4枚パネルの組み合わせにより前後方向に2分割開閉収納方式とし、第2甲板用は第1貨物艙の1列艙口を除き、長さ方向を5パネルに分割し、幅方向を2つ折りにして、それぞれ船の中心線側に収納させる方式とした。

この第2甲板用艙口カバーの長さ方向分割部を支えるキングビームは、各貨物艙の第2甲板デッキ裏に装備したエアモーター・ウィンチにより、ワイヤー引きによる前後方向スライド方式を採用し、各パネルの部分開閉を可能にしている。

第1貨物艙用第2甲板艙口は、上甲板用と同様、前後方向に開閉させるようにしている。艙口寸法は20呎型コンテナとの関係により決定した。

このため第2～第4艙口寸法は長さ19.8m×幅8.0mとし、それぞれ長さ方向3列、幅方向3列のコンテナが搭載できる寸法となっている。

艙口強度はそれぞれ12トン型コンテナの2段積みその他、第2甲板上は総重量約6.5トンのフォークリフトの走行、その他甲板積諸荷物の搭載に充分耐え

得る強度としている。

なお、上甲板用艙口カバーには固定式コンテナソケットを装備している。

(5) 荷役装置

従来のデリックポスト方式に代え、高能率ハンドリングを図るため、貨物艙計4個に対し、それぞれ貨物艙位置ならびに容積バランスを考慮し、吊り上げ能力が異なるワード・レオナード方式デッキクレーン計5基(10トン×1基、15トン×2基、25トン×1基および40トンツイントタイプ×1基)を装備し、各種貨物・重量に応じバラエティに富んだ荷役が同時に行なえるように配慮している。

なお、各種重量物荷役時の船体ヒール調整用としては貨物艙両舷に設けた舷側バラストタンクを利用し、バラスト水の

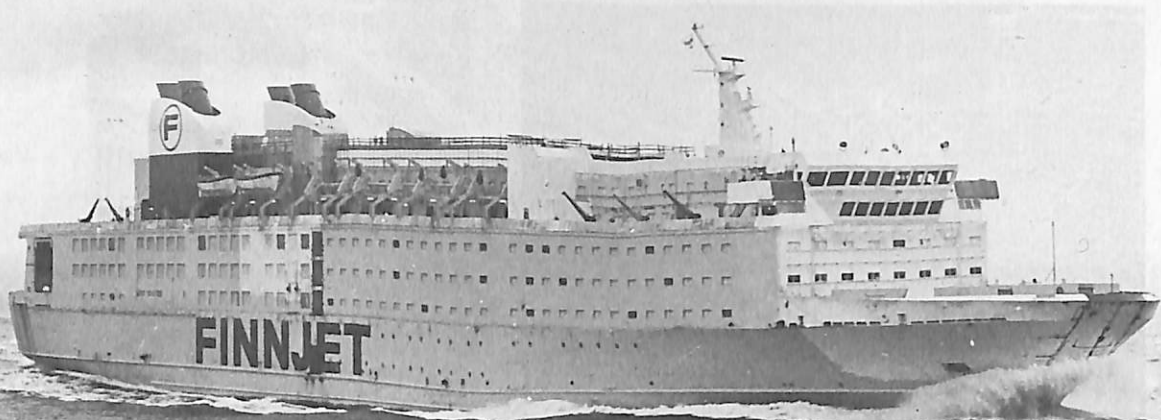
シフトにより、これが容易に行なえるようになっている。

6. あとがき

当初より本船計画を担当した三菱長崎造船所にとっては、久方ぶりの小型ディーゼル貨物船で、また本船のように徹底した使い勝手と高能率機能を有する多目的貨物船は初めての経験であり、さらに設計的にもこれまでの手慣れた大型タンカーの約3分の1の工期しかない短納期船でもあり、本船の玉成こそ今後のこの種、中小型船建造に進出する当造船所の死活を制するものであることを認識し、各部一丸となって計画、建造に当たったが、その結果として船主側に性能、品質共に充分満足をいただき、所期の目的を達成することができた。

現在、当造船所では本船建造を契機として、英国の一流船主向けにコンテナ積み重視した2万トン型高速多目的ライナー4隻や、北欧船主向けに3万トン型オープンタイプの撤積貨物船2隻等、さらに高度の技術を要する高級仕様船の建造にとりかかっており、またこの程、ギリシャ船主向けに1万4千トン型多目的経済船型(当社標準MM-14)の受注も続いている。

またある国内中手海運会社からは、ここにご紹介した本船のような船を是非三菱で建造したいとの希望も寄せられており、今後の貨物船として、その荷物形態と世界の荷動き状況からみても、当分、この種船型の需要は続くものと考えられる。ここに本船建造の機会とご指導をいただいた日本郵船殿はじめ関係各位に対し厚く御礼申し上げる次第である。



昨年末に行なわれた第1次試運転で30ktの速力を出す

最大、最高速の乗客兼カーフェリー “FINNJET”の試運転

5月始めヘルシンキ～トラベミュンデ間に就航

フィンランドのヴェルチュラ・ヘルシンキ造船所が、同社技術の粋を集めて設計、建造したフィンライン向け高速乗客兼カーフェリー“FINNJET”は、昨年末試運転が行なわれ、所期の成績を納めた。ここに同造船所のE.マキネン氏（技術マネージャー）から本誌編集部へ、試運転時の写真と一般配置図が送られてきたので紹介する。

同船は全長212.8m、航海速力30.5ktで、ヘルシンキ～トラベミュンデ間に就航。乗客1,532名、乗用車490台、トラック58台、バス9台が収容でき、船内の諸設備の配置およびレイアウトも乗客の便利さと快適さを十分に考慮した——船首側にホテル形式の客室、船尾側にダイニング・ルーム、ダンスフロア、ラウンジ、温水プール等——斬新なものである。

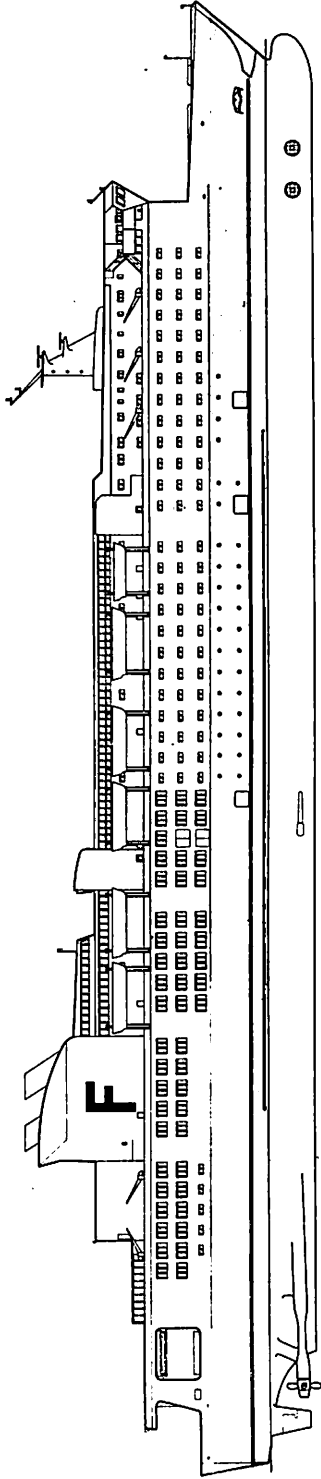
さらに安全対策として、この最大かつ最高速乗客兼カーフェリーは、冬期航海に備えてフィンランド最高の“ICE CLASS”の基準に合せて建造されている。

なお同船は5月始めに船主に引渡されるが、船内等の詳細写真等は、送られ次第誌上に紹介します。（編集部）

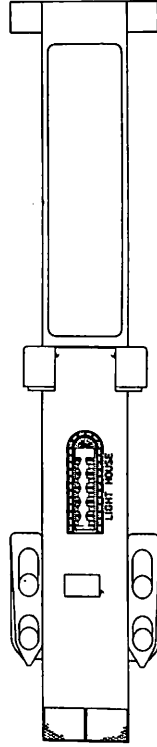
〔主要目〕

Length, o.a.	212.8 m
Length, W.L.	200.0 m
Breadth	25.4 m
Draught	6.5 m
Draught at the propeller	7.2 m
Depth to the 4th Deck	14.8 m
Depth to the 7th Deck	23.2 m
Displacement	c. 16500m ³
Gross tonnage	c. 65000m ³
Net tonnage	(23000 register tons) c. 32500m ³
Speed	30.5knots
Deadweight	2500tons
Passenger capacity	1532
Cargo alternative A :	
Lorries	34
Buses	4
Cars	140
Cargo alternative B :	
Lorries	23
Buses	5
Cars	225
Cargo alternative C :	
Cars	350
2 gas turbibes, Pratt & Whitney FT4C-1DLF	
Output	2×27.5MW (2×37500hp)
5 diesel generators, Wärtsilä 12V22+ Strömberg HSPTL/R11/753B16	
Output	1700kVA cosφ0.8

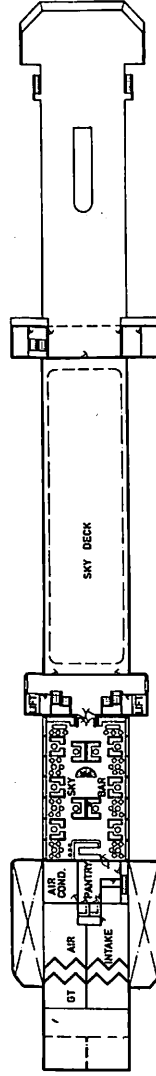
“FINNJET”の一般配置図



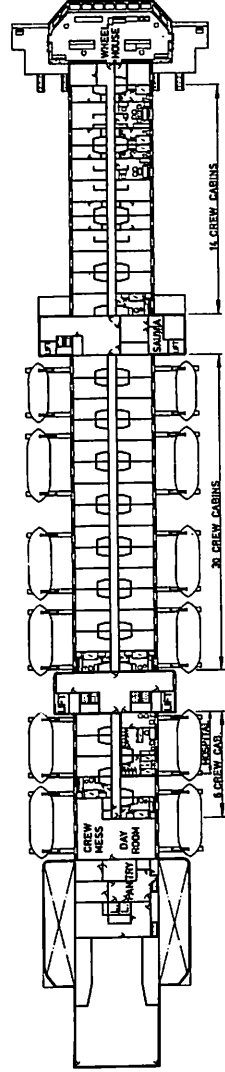
DECK 10



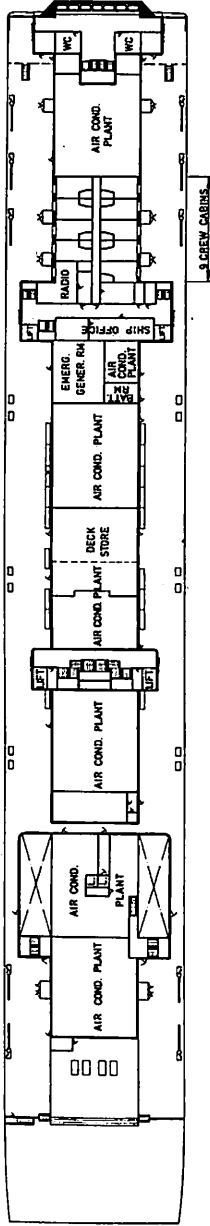
DECK 9



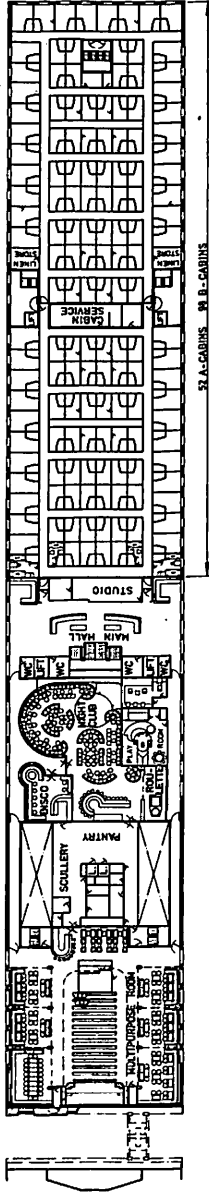
DECK 8



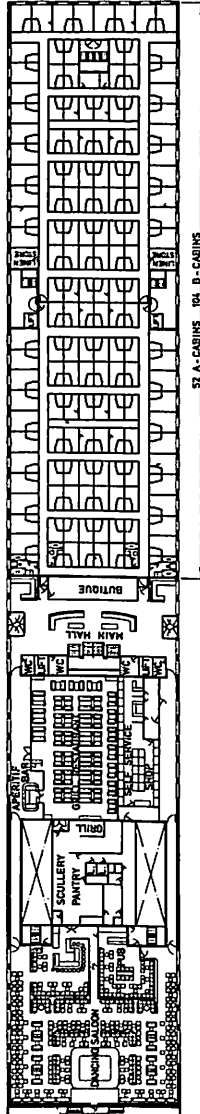
DECK 7



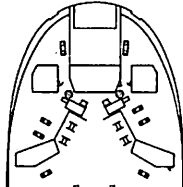
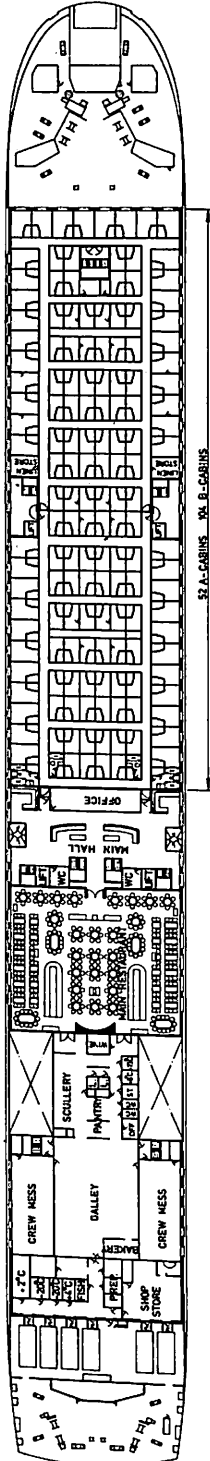
DECK 6



DECK 5



DECK 4



伴流係数と伴流分布図

Wake Fraction and Wake Distribution
by Kazunori Sato
Tank Experiment Div.
The Shipbuilding Research Center of Japan

佐藤和範

(財)日本造船技術センター船型部

1. はじめに

船舶の推進性能を考えるうえで、船尾の伴流は最も重要な要素のひとつである。船尾の伴流を表わすものとして通常、有効伴流係数やプロペラ位置での伴流分布図が利用される。有効伴流係数は、プロペラ設計図表などを使ってプロペラの主要目を決定する場合、欠くことのできないものであり、その推定を誤ると、プロペラ回転数と馬力の関係が予想されたものと異なったものになり、速力や効率の低下は免れない。また、伴流分布図は、振動やキャビテーションの問題をより正確に検討するうえで、また、いわゆる Wake Adapted Propeller を設計するうえで欠かせない。

船尾の流れに関する実験的・理論的研究は従来より数多くなされているが、任意の船型（特に肥えた船型）について、伴流係数や伴流分布を必要な精度で推定するという事は、未だ困難な問題である。現状ではやはり、個々の船型について自航試験や伴流計測を実施するのが最も確実な方法であろう。

近年、プロペラ起振力、キャビテーションないし Wake Adapted Propeller に対する関心が高まっている。水槽試験を受託している(財)日本造船技術センター（目白水槽）においても、ピトー管による伴流計測の依頼が増えており、また、5孔管による船尾流場の3次元的な計測に対する要望も高まっている。

本報告は、このような状況に多少でも応えるため、目白水槽で過去数年間に実施した伴流計測の結果（73隻分）を整理し、ひとつの参考に供しようとするものである。

2. 有効伴流係数と公称伴流係数の不一致

自航試験結果をプロペラの単独性能を用いてスラストを基に解析して得られる有効伴流係数 w_T と、曳航状態でピトー管によって計測されたプロペラ位置における流速分布（船体の長さ方向の流速）をプロペラ・ディスク面上で平均して求められた公称伴流係数 w_N とは、一般に一致しない。その不一致の様子を示したのが図1である。（これらの伴流係数を算定する方法は、水槽によって若干の違いがある。図1に示したものは、目白水槽の標準的なプラクティスに従って算定されたものであるが、他水槽の手法によってもそれほど大きな差はないと思われる）この図を見て解るように、2つの伴流係数は一致しないといってもランダムに一致しないというわけではなく、図2(a)に示すように船型の肥大度に応じ一定の傾向がある。

2つの伴流係数は、測定方法も物理的意味も違うものなので、そもそも一致するわけがないと考えてしまうことも可能である。しかし、2つの伴流係数が共にプロペラ位置での伴流を定量的に表現するパラメーターであるからには、また、それらの間に一定の関係があると考えられるからには、その不一致の要因を調査することは、伴流係数や伴流というものに対する理解をより深めていくうえで有意義なことと思われる。

といっても、2つの伴流係数の不一致の要因を定量的に明らかにすることは、実験的に調査するにしても、また実験結果を援用しつつ理論的に求めるにしても、多大の労力と費用を用い、未だ一般的な結論を得るにいたっていない。以下、不一致の要因として考えられるものを、肥えた船型の場合を念頭におきながら、定性的に掲げてみた。

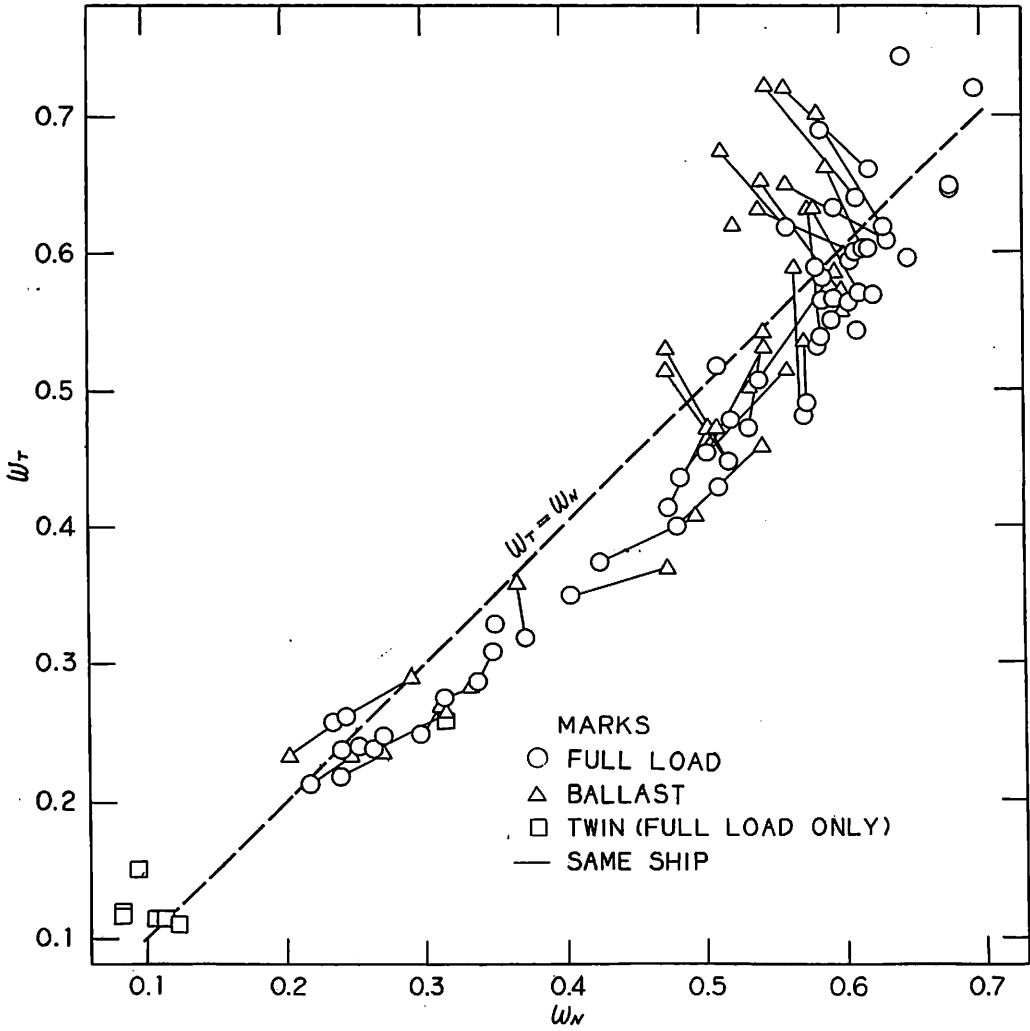


図1 有効伴流係数 w_T と公称伴流係数 w_N

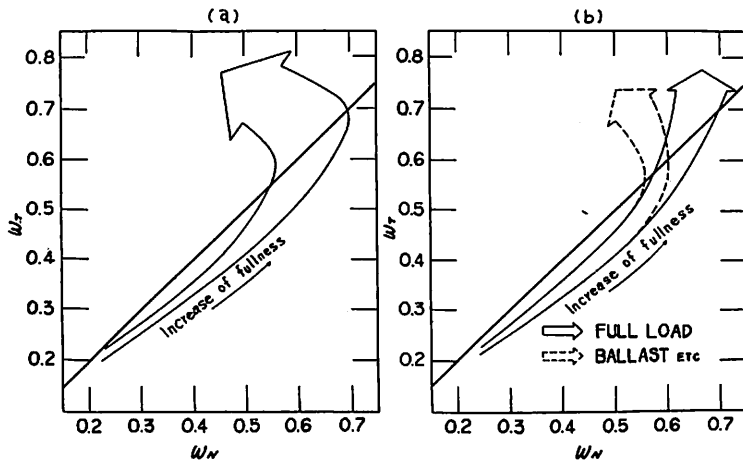


図2 公称伴流係数 w_N と有効伴流係数 w_T の関係について

(1) プロペラの作動による船尾剝離域の変化

船型が肥えてくると、船尾の流れは剝離する。剝離域は普通大きなものとしては2つあり、ひとつはプロペラ前方ビルジ部上方の3次元的な剝離域、もうひとつは、プロペラ上方のフレア部の2次元的な剝離域である。プロペラが作動すると前者の領域は小さくなり、後者のそれは大きくなる場合が多い。その度合は、プロペラの荷重量が増すに従って増加するようであるが、その伴流係数の増減に及ぼす影響については、定かなことは解らない。

(2) プロペラのサクシジョン¹⁾²⁾

プロペラは作動すると、その前方の流れを加速し、縮流する。前方の流速が一定である場合は問題ないが、船尾のプロペラ前方の流れのように、プロペラの半径方向に速度勾配を有する流れの場合では、プロペラ・ディスク面内に流入する流れの平均流速は、曳航時とプロペラ作動時とは異なってくる。その違いの度合・傾向は、プロペラ前方の流れのプロペラ半径方向の速度勾配に左右される。

一般にプロペラ軸から離れるに従って流速は増加するので、プロペラ作動時の方が伴流係数は小さくなり、しかも、プロペラの荷重量が増すに従ってほぼ単調に減少する。しかし、肥えた船型の軽い状態のように剝離した流れがプロペラ面の大半を覆うような場合、プロペラの半径方向の速度勾配が小さい(時には逆転することもある)ので、伴流係数はほとんど減少しない。

(3) 不安定現象³⁾⁴⁾⁵⁾

自航試験時、船型やプロペラ荷重量によっては、肥えた船型の船尾に、比較的安定した2種以上の流れの状態が存在することがある。そのようなとき、自航状態の航走中に、プロペラ回転数を一定に制御しているにもかかわらず、プロペラのスラストやトルクが段階的に大きく変化する。そのため、算定された有効伴流係数は、2種以上のグループに分れる。

この現象については、その原因はもとより現象の把握そのものが未だ充分得られていない。また、(1)で掲げた船尾の剝離域の変化と密接な関係を有すると予想されるが、正確なことは未だ解っていない。しかし、プロペラ作動時には、曳航状態とは違った流れが少なくともひとつは存在する、ということは言える。

(4) 船尾の流れが3次元的事であることによるもの

言うまでもなく、船尾の流れは3次元的事なものである。剝離域のないやせた船型でも、プロペラ前方

のポテンシャル流線は上を向いており、2次元的事な流れも小さいので、境界層内でもほぼ同様の方向に流れている。また、剝離域の大きな肥えた船型では、伴流外のポテンシャル流線はやせた船型と同様上向きであるが、剝離のため2次流れが生じ、船体表面近くでは下向きの流れとなると共に、プロペラ前方の船尾フレア部からかなりの急傾斜で吹き下りて来る流れがある。

公称伴流係数 w_N は、ピトー管による流速測定結果から算出されたものである以上、ピトー管の角度特性にもよるが、基本的には上記の3次元的事流れのプロペラ軸方向の流れしか表現していない。

他方、プロペラに流入する流れがその軸と直角方向の成分——特に円周方向の成分——をもつ場合には、プロペラ翼素に流入する流れの流入角は左右玄で大幅に異なることになる。そのとき、両玄で発生するスラストの平均は、円周方向の成分がないときに比べ大きくなるので、自航試験結果から計算された有効伴流係数 w_T は、公称伴流係数 w_N に比べて大きくなってしまふ。

この影響は、肥えた船型の軽い状態のように、特に剝離域が大きくプロペラ軸に直角な成分が大きくなる場合、かなりの量にのぼると思われる。

なお、上記したようなプロペラ軸と直角な成分が大きい場合、ピトー管による伴流計測だけでは、プロペラ起振力、キャビテーションないし Wake-Adapted-Propeller の検討に限界があることは明らかである。従来、5孔管等による流場の3次元的事計測は数多く実施されてきたが、主に研究的なものであり、個々の船舶の設計に利用されることは少なかったように思われる。費用や労力、ないし煩雑さの問題もあり、また、未だ研究段階であるということもあるが、5孔管による伴流計測を実施し、工学的・技術的処理によって実際の設計に利用していくことが望まれる。

(5) プロペラと舵の干渉(舵の有無によるプロペラ特性の違い⁶⁾)

本報告で示したデータは、すべて目白水槽の標準的な手法で得られたものである。つまり、自航試験は舵付きの状態で行われているが、その結果を解析するために用いるプロペラ特性を求めめるために実施されるプロペラ単独試験は、舵無しで行なわれている。

プロペラの後方に舵があるときとないときでは、プロペラの特性はかなり変わったものになるようである。つまり、自航試験結果より有効伴流係数 w_T を

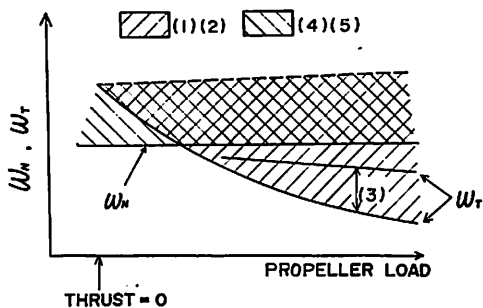


図3 2つの伴流係数とプロペラ荷重

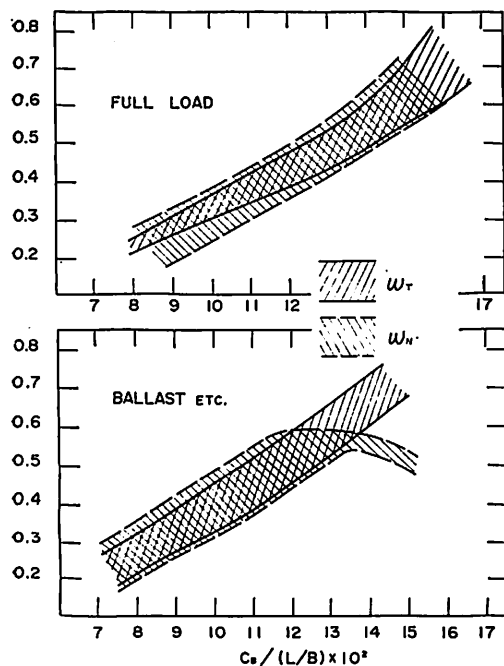


図4 2つの伴流係数と船型肥大度

算定するという事は、舵無し状態で求めたプロペラ特性をそのまま使って、舵有りの状態のプロペラをいわば流速計とみなして船尾の流速を計測している、ということになる。

この影響もかなり大きく、実験結果⁹⁾によると、有効伴流係数 w_r を大きく算定してしまうようである。

これら(1)~(5)の要因がどの程度の大きさをもち、また、それが船型やプロペラ荷重の違によってどう変化するか、さらにそれらの相互連関は如何等々、未だはっきりしないことも多い。肥えた船型の満載状態を想定して、上記(1)~(5)の要因のプロペラ荷重の変化に応じた変化の様子を(多少の推測も加えて)示したのが、図3である。

これら(1)~(5)の要因が重なり合って図1に示した

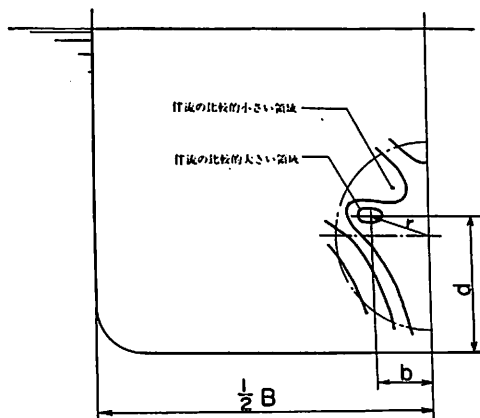


図5 肥大船の伴流分布図

ような2つの伴流係数の関係になるのであるが、図1を詳細に見ると、図2(b)に示したように、満載状態とバラスト状態などの軽い状態では、2つの伴流係数の関係が異なっているように見える。このことは、図4を見ればさらに明確になる。図4は、船型肥大度を表わすひとつのパラメーターとして $C_B / (L_{PP}/B)$ をとり、それと2つの伴流係数との関係を示したもので、ほとんどの船型が図中、斜線で示した領域の範囲内に入る。

この図を見て明らかなように、バラスト状態等の公称伴流係数 w_n は他の3つと違った傾向を示している。これは、肥えた船型のバラスト状態等では、船尾の剝離域が大きく、図5に示す伴流の比較的大きな領域がプロペラ・ディスク面内で大きな部分を占めるようになるためと思われる。にもかかわらず、同じ状態の有効伴流係数 w_r が船型肥大度と共に増加して、2つの伴流係数の差が大きくなっているが、これは、剝離域の大きな流れのときにはプロペラ軸に垂直な方向の流向成分が大きいにもかかわらず、縮流効果が小さいためと考えられる。

3. 有効伴流係数と“眼”

「はじめに」の項でも述べたように、よりすぐれたプロペラを設計するためには、平均的な伴流係数のみならず伴流分布についての情報がぜひとも必要である。

肥えた船型の伴流分布図は、一般に図5に示すように速度勾配は一樣ではなく、伴流の比較的小さい領域の外側に伴流の比較的大きな領域——便宜上“眼”と称す——が存在する(ただし、伴流が大きい小さいと言ってもプロペラ軸方向の成分について

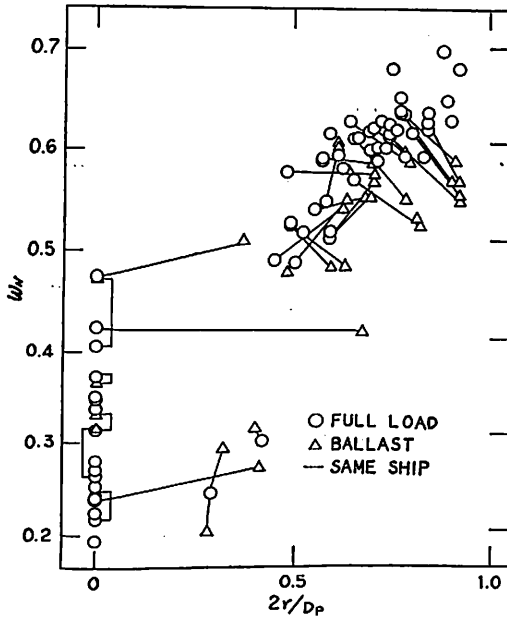


図6 “眼”のプロペラ面内の位置 $2r/D_P$ と公称伴流係数 w_N

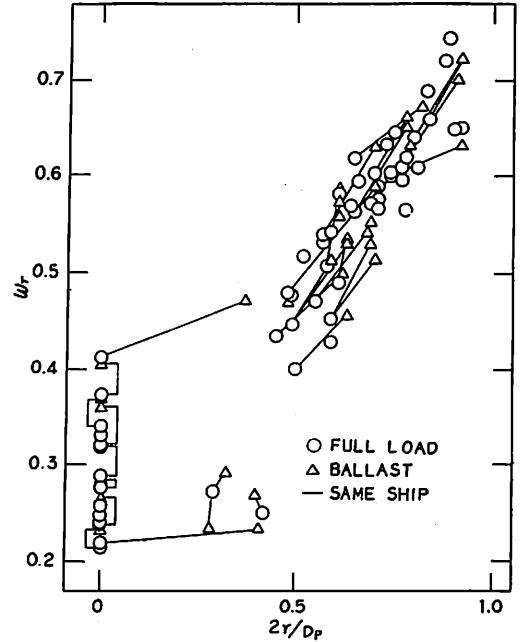


図7 “眼”のプロペラ面内の位置 $2r/D_P$ と有効伴流係数 w_T

のことである)。“眼”の位置と船尾の剝離域の大きさとの関係については不明としても、“眼”が船体から離れているほど剝離域は大きい、また“眼”がプロペラ中心より大きく離れていれば、プロペラに流入する流れの大半が剝離した流れであると考えることができる。

伴流係数とプロペラに流入する流れ、つまり伴流分布図を表わすひとつのパラメーターである“眼”の位置との関係を示したのが、図6～8である。図6、7はおおの“眼”のプロペラ・ディスク内の

位置 $2r/D_P$ と、公称伴流係数 w_N 、有効伴流係数 w_T との関係を示したものである。ただし、伴流分布図が単調で“眼”が存在しない場合は $r=0$ とした。これらの図を見ると、“眼”のプロペラ・ディスク内に占める位置は、公称伴流係数よりもむしろ有効伴流係数との関係の方が強いようである。

さらに、図7に示すように、この関係は、載荷状態にかかわらず共通した1本の線で表現できそうである。これらのことをより明確に示すのが図8である。

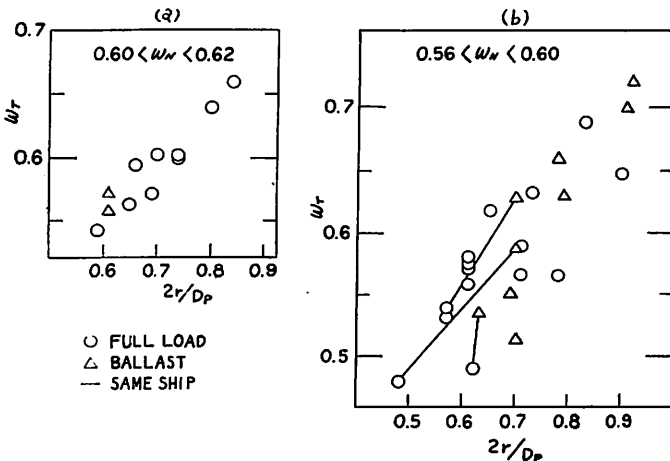


図8 “眼”のプロペラ面内の位置 $2r/D_P$ と有効伴流係数 w_T (公称伴流係数 w_N がほとんど同じグループごとにまとめたもの)

図8は、図7に示したデータのうち公称伴流係数 w_N がほぼ同一のもののみ抜き出して示したものであり、“眼”の位置と有効伴流係数の関係がよく解る。これらの現象は、有効伴流係数 w_T は剝離した流れのプロペラ・ディスク面内に占める割合と線型の関係にあると解釈できるとしても、それが、前節で述べた要因(1)～(5)のどのような定量的関係によるものであるかという事は不明である。しかし、たとえば、図7を使って、自航試験で得られた有効伴流係数 w_T より、“眼”のプロペラ・ディスク面内の半径方向の位置 r を推定することは可能であると思わ

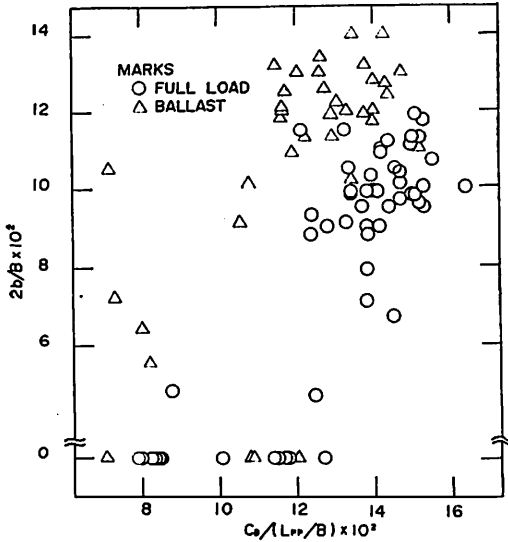


図9 “眼”の位置(横方向)と船型肥大度

れる。

4. 有効伴流係数や伴流分布図の推定について

船舶の設計において、伴流係数や伴流分布図を、自航試験や伴流計測を実施することなく、理論的な計算や既存のデータより得ることができれば、きわめて便利というだけでなく、それは新しい船型の開発の最も有力な手段となる。そのために従来莫大な調査・研究がなされてきており、その有効性を発揮してきた。しかし、個々の船型について伴流係数や伴流分布図を正確に推定するという事は、特に流れの剝離が大きな役割を演ずる肥えた船型では、未だ困難な課題である。

従来、船体主要目比や肥せき係数を系統的に変えたシリーズ・テストが実施されると、必ずといってよいほどチャートや推定式が作製され、公表されてきた。また、船型のランダムな既存のデータを統計的に処理して、任意の船型についても伴流係数を推定できるような推定式も数多く採用されてきた。これらの資料は、その適用範囲を誤らなければ、それなりに有効であることは言うまでもないし、実際の設計においても日常的に利用されている。しかしながら、船型は常に変化しており、既存のデータだけから伴流係数を推定することには、やはり不安が残る。特に、最近のようにエンジンの搭載位置等の関係から船尾のビルジ部を肥えさせた船型を採用するような場合、従来のデー

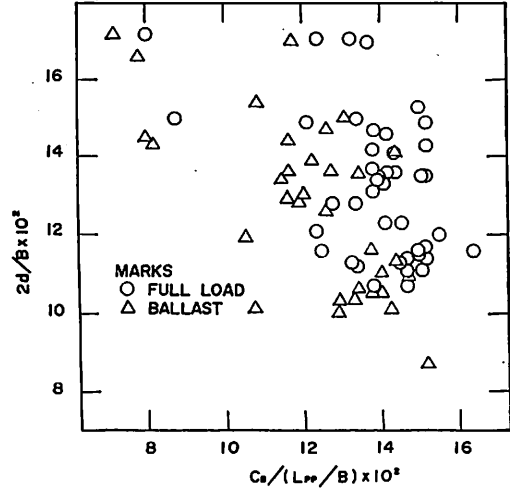


図10 “眼”の位置(高さ方向)と船型肥大度

タのみで伴流係数を精度よく推定することは困難な場合が多い。

また、伴流分布図の正確な推定はさらに困難であるように思われる。伴流分布は、船尾部のフレーム・ラインの微妙な変化で大きく変化することも多々あり、主要目比や肥せき係数だけで伴流分布を推定することはきわめて危険である。

そのひとつの例として、図9~11を掲げた。図9, 10は、伴流分布図の“眼”の位置 b , d (図5参照)を船型の肥大度を表すひとつのパラメーター $C_B/(L_{PP}/B)$ に対して置点したものである。なお、“眼”が存在しないものについては、図9に $b=0$ として示した。これらの図を見ても、

- (i) $C_B/(L_{PP}/B)$ が0.12を越えると剝離した流れが目立ってくること、また、それ以下では船型によって剝離したりしなかったりすること

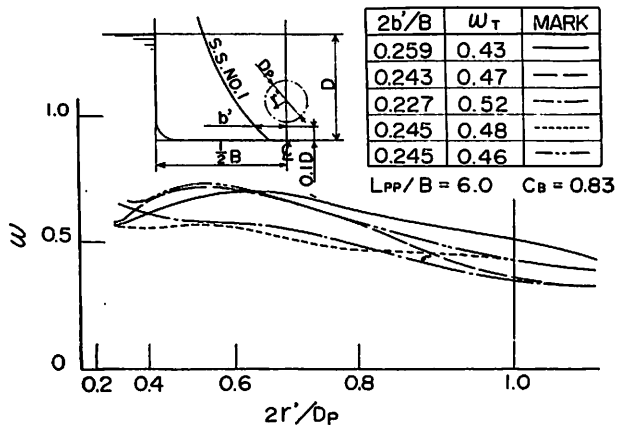


図11 フレーム・ライン形状と伴流分布図

(iii) $C_B/(L_{PP}/B)$ が大きくなるにつれて、“眼”の位置は船体中心線より離れていくこと
 (iii) バラスト状態等の軽い状態では満載状態に比べて、“眼”は船体中心線より外側に移動すること

(iv) 剝離域の大きい流れでは、“眼”の横方向の位置 $2b/B$ は満載状態では8~12%、軽い状態では10~14%、また、縦方向の位置 $2d/B$ は10~16%程度の値をとることが多いこと

等が解る程度で、 $C_B/(L_{PP}/B)$ の値から“眼”の正確な位置を推定することはできない。

また、図11は、主要目が同一でフレーム・ライン形状を変化させたシリーズの有効伴流係数 w_T と伴流の半径方向の分布（伴流分布を半径ごとに円周方向に平均したもの）を示す。この図により、フレー

ム・ラインと有効伴流係数や伴流分布の大体の傾向はつかまえられるが、フレーム・ラインによって伴流がかなり大巾に変化することもわかる。

参考文献

- 1) 永松哲郎, 笹島孝夫: Effect of propeller suction on wake, 日本造船学会論文集 No. 139 (1975)
- 2) 佐藤和範: 有効伴流と公称伴流, 日本造船技術センター技報 No. 4 (1976)
- 3) 渡辺恭二: 肥大船の自航試験に現われる不安定現象について, 日本造船学会論文集 No. 126 (1969)
- 4) 日本造船研究協会: 新経済船型開発のための肥大船船尾まわり流場に関する研究, SR159 (1976)
- 5) 渡辺恭二: 自航試験における不安定現象, 日本造船学会, 肥大船の推進性能に関するシンポジウム (1975)
- 6) 鈴木勲: 船体, 舵およびプロペラの干渉に関する水槽試験, 日本造船技術センター技報 No. 3~4 (1975~6)

Ship Building & Boat Engineering News

図 IHI, わが国初の船用高出力中速ディーゼル完成

石川島播磨重工は1気筒当り1,500馬力の出力をもつ高出力中速ディーゼルエンジンのわが国における船用1番機として10PC4V型エンジン(出力15,000馬力)の陸上公式試運転を同社相生第2工場において昨年末に完了, 近く常石造船に引渡す。

PC4型エンジンは, 同社とフランスのS.E.M.T.社が共同開発した世界初の高出力中速ディーゼルエンジンで, さる昭和48年4月世界に先がけ出力18,000馬力(12P4V型)の実用1番機を完成, 以後同機を相生工場で発電機用として使用してきたが今回完成したエンジンは, この12PC4V型の運転経験を生かし, マルチパルス過給方式を採用するなど各部に改良を加えたもので, 船用としては, PC4型の1番機であるのみならず, わが国で生産される高出力中速ディーゼルエンジン(シリンダー当り出力15,000馬力級)の船用1番機になる。

公式試運転の結果は燃料消費率が常用出力時で1馬力1時間あたり139.1g(139.1g/ps-h)という画期的なもので, 同出力の低速ディーゼルエンジンと比較すると燃料消費率は7%ダウンとなり, さらに減速機にIHI遊星歯車減速機を使用してプロペラ軸の回転数を毎分100回転(100rpm)に減速することにより推進効率も6%向上させることが可能となり, 実船に搭載した場合, 合計して13%の効率向上が期待される。

機関主要目

型 式: IHI-S. E. M. T. ピール
 スティック10PC4V

定 格 出 力: 15,000 PS

定 格 回 転 数: 400 rpm

シ リ ン ダ 数: 10 cyl

シリンダ径×ストローク: 570mm×620mm

平均有効圧力: 21.3 kg/cm²

平均ピストンスピード: 8.3m/S

公試運転結果

[100%負荷運転時の機関性能]

シリンダ内最高圧力: 130 kg/cm²

排気ガスシリンダ出口平均温度: 437°C

排気ガスタービン入口温度: 543°C

過 給 機 回 転 数: 9,800 rpm

過 給 空 気 圧: 1.94 kg/cm²

[燃料消費率]

50% 負 荷 時: 145 g/ps-h

75% 負 荷 時: 139.5 "

85% 負 荷 時: 139.1 "

100% 負 荷 時: 140.8 "

110% 負 荷 時: 142.4 "

なお, 上記燃料消費率は, 燃料油低位発熱量10,200 Kcal/kg換算, かつ減速機の損失は含まない値。

米国における Cavitation 関係の研究

Cavitation Research Activities in U.S.A.

by Takao Sasajima

Resistance and Propulsion Research Laboratory,
Nagasaki Technical Institute,
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

笹 島 孝 夫

三菱重工長崎研究所

1. はじめに

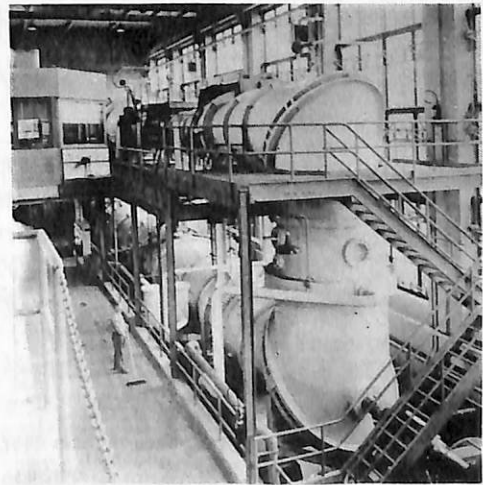
筆者は、1975年4月から1976年の7月まで、cavitationに関する基礎的な勉強を目的として、米国の2研究所に滞在した。この間、関係学会や、Conference、あるいはいくつかの大学をも訪問し、米国における cavitation 研究の現状に触れることができたので、以下に簡単に紹介し、参考に資したいと考える。

米国滞在の大半を過したののは、Pennsylvania State University (以下 PSU と略す。Philadelphiaにある University of Pennsylvania ではなく、州の中央部にある State College という小さな町にある) に付属する Applied Research Laboratory (以下 ARL と略す。Federal Contract Research Center である) の流体力学部門を担当する Garfield Thomas Water Tunnel (以下 GTWT と略す) である。ARLは、かつて、Harvard Universityにあった Under Water Sound Laboratory の魚雷に関する研究部門が、第2次大戦後、1949年に発展的に PSU に移管された Ordnance Research Laboratory がその前身であり、その設立の経緯が示す通り、魚雷の流体力学的・音響的性能を総合的に改善することを主務としている。このため、GTWTには、第1図に示すような当時としても、また現在でも大型かつ高性能の48"空洞水槽 ($V_{max} \cong 24 \text{ m/s}$) が建設され、その後 12" ($V_{max} \cong 24 \text{ m/s}$)、6" ($V_{max} \cong 27 \text{ m/s}$)、および 1.5" ($V_{max} \cong 88 \text{ m/s}$) と3基の空洞水槽、さらには48"回流式風洞 ($V_{max} \cong 36 \text{ m/s}$)、11.5"境界層試験水槽 (通称グリセリン回流水槽、 $V_{max} \cong 6 \text{ m/s}$ 、 $T_{max} \cong 60^\circ\text{C}$) 等が設置され、魚雷研究の中心的役割を果たしてきた。魚雷の性能は、flow noise、特に cavitation noise と深

いかかわりがあることから、GTWTでは、cavitationの初生の mechanism や尺度影響、翼端あるいは boss に生じる渦の中での cavitation の尺度影響といった非常に基礎的な問題を扱ってきている。

現在、California Institute of Technology (CIT) 出身の Dr. Parkin を所長に、Prof. Holl (航空工学科教授併任) が cavitation 関係の研究を担当、cavitation free を目指した魚雷用の推進装置に関しては、Dr. Henderson が担当している。

他方、滞米期間の最後の6週間を過した David Taylor Naval Ship Research and Development Center (以下 DTNSRDC と略す) は、良く知られているように、米国海軍における船舶関係研究の中心をなす研究所であり、海軍からの委託研究のかなりの部分が、DTNSRDC を経由して行なわれている。したがって、cavitation の研究に関しても、船



第1図 48" 空洞水槽 (文献38より)

舶や推進装置の開発に伴う新しい分野の研究, routine 的な propeller cavitation 試験, 実船での cavitation 観察や noise の計測, あるいは基礎的な cavitation の初生, cavitation 核の分布計測といった広範囲な研究を実施している。cavitation 試験設備としても, 36" ($V_{max} \cong 26 \text{ m/s}$), および 24" ($V_{max} \cong 18 \text{ m/s}$) 等 3 基の open jet type の空洞水槽を有し, さらに将来, 高速の自由表面付空洞水槽 (計測部 3'×3'×25', $V_{max} \cong 18 \text{ m/s}$) を設置すべく, St. Anthony Fall Hydraulic Laboratory (以下 SAFHL と略す) に, 1/4.8 縮尺の空洞水槽を作り, 設計 data を得ている。その他, 数基の曳航水槽を有するが, 現在 100 knots 用の高速曳引車 (Linear motor 使用) を組立中で, 高速試験の能力が高い。cavitation の研究は, Naval Hydrodynamics Division の Head である Dr. Morgan を中心に, Dr. Peterson, Dr. Brockett 等が担当している。なお, super cavitating propeller の理論研究は, Dr. Yim が中心になって進められている。

この他, 滞米中に, University of Michigan (UM) で, Prof. Hammitt および Prof. Daily が主催した cavitation に関する summer course への参加を機に, cavitation erosion 関係の研究設備を見学し, また, 帰国時には, CIT の Prof. Acosta, University of California (San Diego Campus) の Prof. Ellis の研究室をも訪問する機会を得た。

以下の報告は, GTWT での Cavitation 研究の様子を中心に, DTNSRDC や CIT での研究の様子をも含めてとりまとめたものであるが, GTWT にしても DTNSRDC にしても, 海軍に直結した研究所であり, Clearance の許す範囲での見聞なので, 必ずしも up-to-date でない面もあり, この点はお許し願いたい。

2. 米国における Cavitation 研究の動向

米国で cavitation の問題にとりくんでいる研究所は, 現在必ずしも多くない。本来, 研究が政府や会社との contract によって成立している米国の研究所の場合, 日本の場合とは異なり, 国家的 project の動向は, 研究 theme の選択に大きな影響を与えている。例えば, 高速艇の分野では, Hydrofoil craft から Surface effect ship に焦点が移ったこともあり, 前者の研究は下火になってきている印象をうける。したがって, cavitation 研究の動向をみる場合, 一貫して cavitation 研究を進めている, GTWT, DTNSRDC, CIT, SAFHL, UM

の動向を中心にまとめてみると, 次の 3 つの動きに分けられよう。

- 海軍との関連での Limited cavitation に関する研究
- NASA との関連での Developed cavitation の研究
- 原子力発電等との関連での Cavitation erosion の研究

ここで用いた limited cavitation, developed cavitation という表現は, Holl⁽¹⁾ によるもので, limited cavitation は, 少数の微小気泡が液体中に発生し始めた状態—すなわち, two-phase flow の初生の段階に対応し, developed cavitation は, その後の cavitation が発達した状態に対応している。米国における limited cavitation の研究は, 常にもとめられる underwater vehicle の高速化, 音響性能の向上の要求に支えられて一貫して進められてきており, 常に世界の最前線にあると言えよう。そこで, 次節に比較的詳しく報告することとした。

我々が通常問題にする propeller cavitation は, developed cavitation の領域に属するが, 米国でも最近問題としてとりあげられつつある。例えば, MIT の Prof. Lechey が部分 cavitation 翼の性能の問題を, また DTNSRDC の Cumming らが, propeller の非定常 cavitation の問題を扱っている。しかし, ここでは, NASA との関連で進められてきた developed cavitation の thermal effect に関する研究に焦点を絞り, 4 節に述べることにした。

Cavitation erosion に関しては, UM の Prof. Hammitt⁽²⁹⁾ および HYDRONAUTICS, および Catholic University での Dr. Thiruvengadam⁽³⁰⁾ の膨大な研究があるが, 現在は hot な topics ではなくなっている。そこで, その他の unique な, あるいは hot な topics をひろいあげ, 5 節で紹介したいと考える。

3. Limited Cavitation の研究

3.1 Limited cavitation number

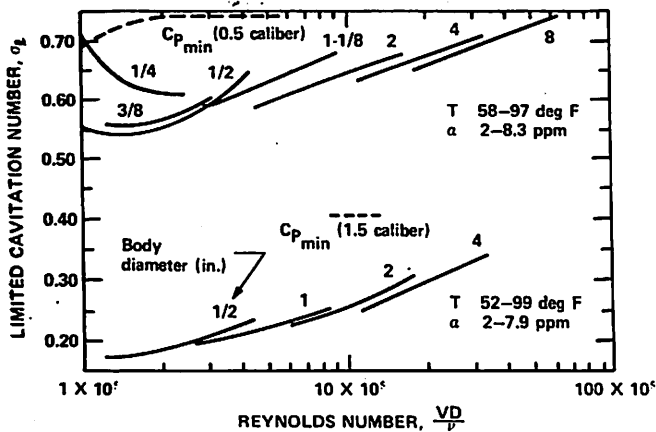
Limited cavitation を論ずる場合, まず, cavitation number および初生の定義について述べておく必要がある。

cavitation number は, (1)式で定義される。

$$\sigma = \frac{P_{\infty} - P_v'}{\frac{1}{2}\rho V_{\infty}^2} \quad (1)$$

V_{∞}, P_{∞} : 一様流速および静圧

P_v, ρ : 一様流の温度に対応する蒸気圧, お



第2図 Cavitation 初生の尺度影響—GTWT—CIT 比較試験結果 (文献3より)

よび密度

cavitation 試験では、通常流速を一定に保ち、静圧を下げるか、あるいは上げるかで cavitation の初生、あるいは消滅を観察し、cavitation 初生時の cavitation number を求める。Holl⁽¹⁾ は、前の方法で得られる σ を Incipient cavitation number σ_i 、後の方法で得られる σ を Desinent cavitation number σ_d と定義している。一般には両者は一致せず、

$$\sigma_i \leq \sigma_d$$

であること、すなわち hysteresis 現象⁽²⁾が存在し、 σ_d の方が再現性があることが知られている。Limited cavitation number を σ_e とすると、hysteresis が存在しなければ、

$$\sigma_e = \sigma_d = \sigma_i$$

であるが、実際には、 σ_e は σ_d と σ_i の間にあると考えるのが妥当である。Cavitation 核の静的平衡条件を考えると、 σ_e は(2)式のように表現される。

$$\sigma_e = -C_p + \frac{P_G}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} + \frac{\Delta P_T}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} + \frac{\Delta P_R}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} - \frac{2S/R}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} - \frac{\Delta P_V}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \quad (2)$$

ここに、

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} : \text{圧力降下}$$

ΔP_T : 乱れによる圧力降下

ΔP_R : 表面粗さによる圧力降下

S : 表面張力

R : 気泡核半径

ΔP_V : 局所的な蒸発に伴う冷却効果による気泡内の蒸気圧の変化

P_G : 気泡内の非溶解気体の分圧

古典的理論では、cavitation の発生は、物体表面の最低圧力点で起こるとされている。

$$\sigma_e = -C_p \cdot \min \quad (3)$$

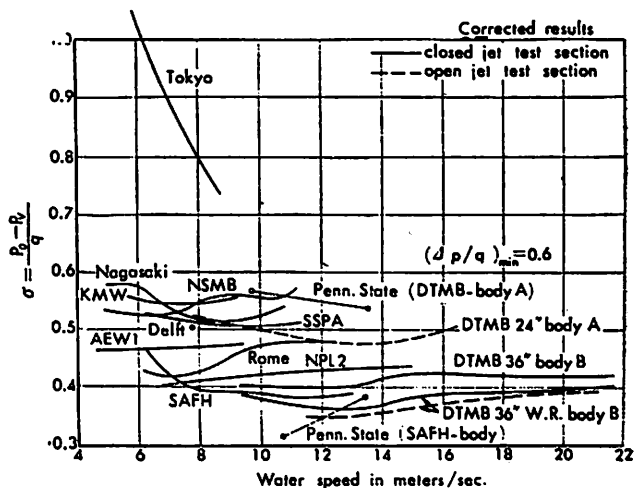
しかし、実際には、(2)式右辺の第2項以下の影響、すなわち、流れの場の乱れ、物体表面の粗さ、気泡内の非溶解気体の存在、あるいは thermal effect で

$$\sigma_e \approx -C_p \cdot \min \quad (4)$$

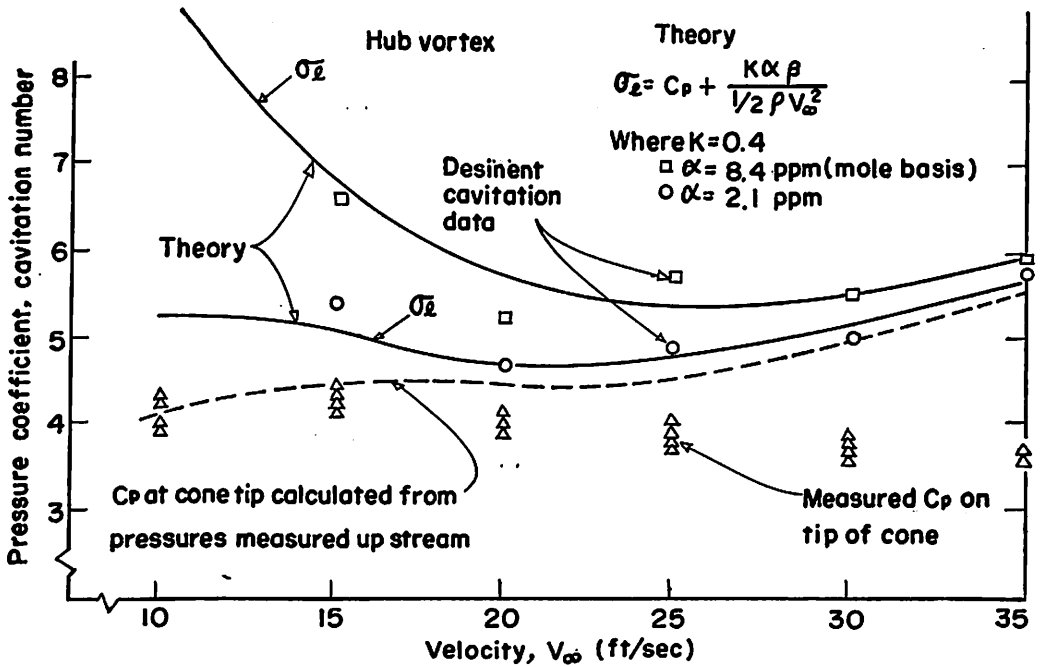
に変化しうるわけで、この差が cavitation の尺度影響とよばれるものである。cavitation の初生そのものを抑えることを目的とする艦艇や魚雷の推進装置、魚雷本体等を対象にする場合、この σ_e を正しく推定することが必要であり、GTWT がこの分野での研究実績が豊富なのは、以下に述べた理由による。

3.2 Cavitation 初生の尺度影響

cavitation の尺度影響は、GTWT 設立以来の重要な研究課題で、1950年代の初期に行なわれた、半球形、および ogive 頭部形状を用いた一連の cavitation 初生に関する CIT との比較試験は、この問題に対する現在のとりくみの端緒をなすものと考えられる⁽³⁾。第2図に、この比較試験結果を示す。試



第3図 ITTC cavitation 初生比較試験結果 ($\alpha/as=0.2$) (文献5より)



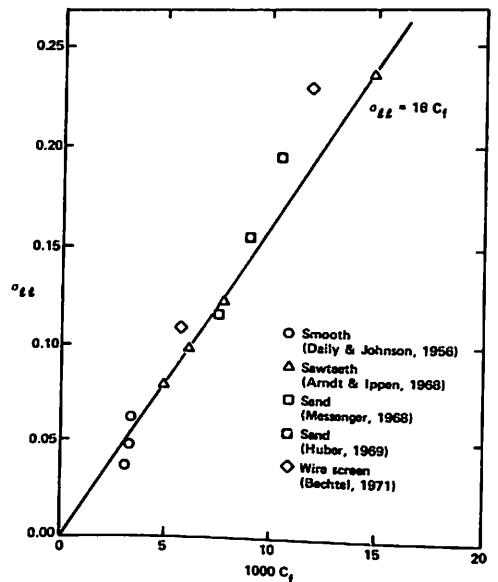
第4図 Hubvortex Cavitation の尺度影響 (文献13より)

験範囲では、 $\sigma_c < -C_{p,\min}$ であり、vaporous cavitation が生じていることがわかるが、 σ_c は、単に Reynolds number によっては整理されず、模型の寸法の影響が明瞭である。この結果を契機に、研究は進展し、1961年に Parkin & Kermeen⁽⁴⁾ は、境界層内での cavitation 核の挙動を細かく観察し、cavitation の初生が、境界層内にとりこまれた cavitation 核が、そこでの気体の拡散によって急激に成長を始める状態に対応することを指摘した。



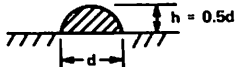



他方、1966年には、International Towing Tank Conference (以下、ITTC と略す) の Cavitation Committee の計画のもとに、ITTC head form とよばれる回転対称体頭部形状について、世界各国の空洞水槽を有する研究所で、cavitation 初生に関する比較試験が実施された。この結果は、Sweden 国立水槽の Dr. Johnson によってとりまとめられた⁽⁵⁾。第3図は、その結果であるが、試験を行なった空洞水槽間での σ_c のばらつきが大きいことには驚かされる。もっともこの場合は、模型の寸法や仕上げ精度の相異のみならず、空洞水槽の寸法や乱れの程度の相異までが含まれているが、初生時の cavitation patterns にもかなりの相異があることが指摘され⁽⁶⁾、さらに詳しい研究の必要性が認識された。

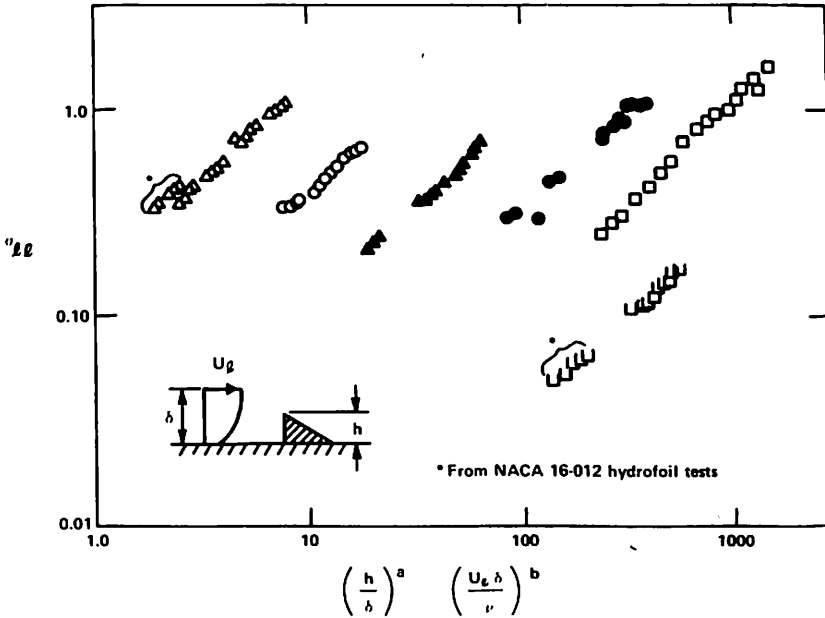
その後、1973年に、CIT の Acosta & Arakeri⁽⁷⁾

は、境界層内の cavitation 核の挙動を、Schlieren 写真法を応用して調査し、laminar separation bubble の存在が、cavitation 核を長時間境界層内に安定させる原因であり、かつ separation bubble 後端での乱れが、気泡の急激な成長に寄与していることを明らかにした。これに先立って、Alexander⁽⁸⁾ は、



第6図 分布された突起に対する local limited cavitation number (文献16)

Symbol	Irregularity	Flow Dimensions	Data Source	a	b	c	
△	Triangles	2	Holl, 1960	0.361	0.196	0.152	
○	Circular arcs	2	Holl, 1960	0.344	0.267	0.041	
▲	Hemispheres	3	Benson, 1966	0.439	0.298	0.0108	
●	Cones	3	Benson, 1966	0.632	0.451	0.00328	
□	Cylinders	3	Benson, 1966	0.737	0.550	0.00117	
U	Slots	2	Bohn, 1972	0.041	0.510	0.000314	



第5図 単一突起に対する local limited cavitation number (文献17)

翼型の剝離特性の調査結果にもとづいて、前縁剝離 (laminar separation) が cavitation の初生に影響を与えている事を指摘し、これにもとづいて、1973年に Casey⁽⁹⁾ は翼型を用いての研究から、Acostaらと同じ結論を得ている。すなわち、

$$\sigma_i \cong -C_{p,sep} \quad (\text{剝離点での圧力係数}) \quad (5)$$

他方、層流剝離が生じない場合は、次式が成立する。

$$\sigma_i \cong -C_{p,tr} \quad (\text{遷移点での圧力係数}) \quad (6)$$

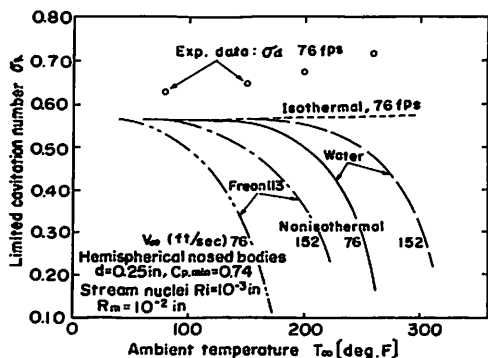
なお、最近、NSMB の van Oossanen⁽¹⁰⁾ は、NACA4412 翼型での cavitation 初生試験結果と、計算で求めた遷移点の相関関係を調査し、(6)式がほぼ成立することを確かめている。したがって、cavitation の初生と境界層状態との対応、すなわち(5)、(6)式は、一般に認められはじめています。

現在、Prof. Acosta の研究室では、流場の乱れの影響、頭部形状相異、あるいは polymer の影響について、Schlieren 写真による境界層内の流れの可視化法と共に、流場内の cavitation 核分布の状態を Holography 法により調査しており、その結果が期待されている。

3.3 Vortex Cavitation の尺度影響

Tip-vortex cavitation、あるいは hub-vortex cavitation の研究は、主に推進器が発生する noise との関連で重要である。もっとも前者は、ducted propeller の duct 内面の erosion との関連で、日本でも注目されている。

Tip-vortex cavitation に関する研究例は比較的少なく、PSU の McCormick⁽¹¹⁾ が GTWT で行なった実験的研究に例をみるくらいである。この研究は、1960年代の初期に実施されたものであるが、tip vortex cavitation の初生条件を、渦核の大きさ、および圧力係数に関連づけ、



第7図 Thermal effect of the limited cavitation に及ぼす影響 (文献19より)

$$\sigma_e = \text{constant} \times \alpha \times R_e^n \quad (7)$$

ここに α : 迎角

R_e : Reynolds number

n : 指数

という、尺度影響に関する実験式を導いている。渦核の大きさは、翼端部圧力側の境界層厚さに比例し、渦核が大きくなる程、渦核での圧力降下が減るため、cavitation は起こりにくくなる。最近は、Laser Doppler Velocimeter が広く使用されるようになり、GTWT をも含めて、渦核内の流速分布が詳しく計測されるようになってきており⁽¹²⁾、この分野の研究が進展するものと期待される。

Hub vortex cavitation の場合、渦核にとりこまれた cavitation 核は、比較的長い時間渦核の低圧にさらされることもあり、ほとんどの場合 gaseous cavitation であることが知られており、その初生は Reynolds number に依存する。最近、Billet ら⁽¹³⁾ は、渦核中心の圧力係数を、物体上2カ所で測った圧力係数を用いて求める補間公式を導いており、cone tip で渦が崩壊しない場合は、実験とも良く合うことを報告している。Gaseous cavitation に対する σ_e は、

$$\sigma_e = -C_{p,min} + \frac{k\alpha\beta}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \quad (8)$$

ただし α : dissolved air content

β : Henry's law constant

$k \cong 0.4$

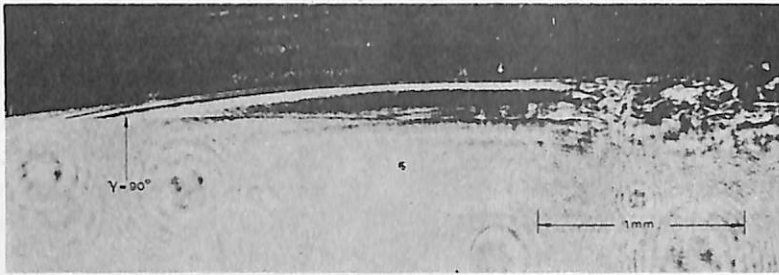
と与えられるから⁽¹⁴⁾、渦核での圧力係数 $C_{p,min}$ が求まると、 σ_e が推定できる。第4図は、この例を示すもので、渦核が崩壊している場合でも、崩壊しないとして推定した $C_{p,min}$ を用いた σ_e の推定値は、実験値と良く合うことは興味深い。

3.4 表面粗さ、および乱れの影響

表面粗さ、および流場内の乱れの影響に及ぼす影響は、工学上非常に重要であり、GTWT では、1956年頃から Wislicenus の指導のもとに研究が開始され、単一突起に関しては Holl⁽¹⁵⁾、分布された突起一粗さについては Arndt⁽¹⁶⁾ により研究された。前者は、1958年頃になされたものであるが、最近、Holl のもとで Bohn⁽¹⁷⁾ が、MIT や DTNSRDC で得られた data をも含めて再検討を行なっている。これによると、単一突起に対する local limited cavitation number σ_{li} は、

$$\sigma_{li} = C \left(\frac{h}{\delta} \right)^a \cdot \left(\frac{U_\infty \delta}{\nu} \right)^b \quad (9)$$

で整理される。第5図に、各種突起形状に対する



Laminar separation bubble と乱流境界層への遷移
polymer なし: $V=6\text{ m/s}$



層流から乱流境界層への遷移。Polyox WSR-301 500 ppm: $V=6\text{ m/s}$ 。供試模型: 回転対称体頭部 (直径 1 cm)。流れの可視化: 2% NaCl 溶液の注入

第8図 Polymer の境界層に及ぼす影響 (文献22より)

correlation data を示す。他方, 分布された突起に関しては, σ_u は壁面の摩擦係数で整理される。すなわち,

$$\sigma_u = C_2 \cdot C_f \quad (10)$$

この場合の cavitation の初生は, 乱流境界層内の乱れに起因するので, 壁面が smooth であっても(10)式は成立する。物体の初生 cavitation number は,

$$\sigma_c = -C_p + C_2 \cdot C_f (1 - C_p)$$

となる。Arndt による correlation data を第6図に示すが, C_2 の値はほぼ16である。

粗さの影響に関する研究

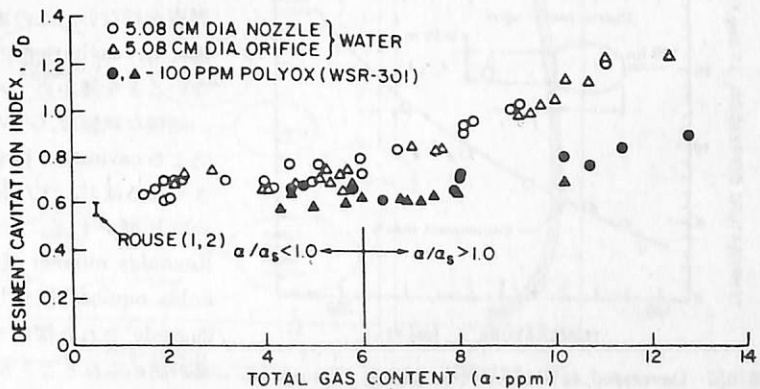
は, 最近 hot な topics ではないが, 流速の速い物体では, 微妙に影響してくるので, 注意を要する。

3.5 Thermodynamics

影響

船用推進器や under water vehicle の場合, 水, または海水の臨界温度より充分低い常温近傍で作動するため, cavitation に及ぼす thermodynamics 影響

は, 無視できるのが通常である。しかし, 水の場合でも, 作動温度が臨界温度に近い場合, あるいは水以外の液体, 例えば液体 rocket の燃料に用いられる LO_2 や LH_2 中で cavitation が生じる場合は, P_v および dP_v/dT が大きいいため, cavity 成長時に生じる cavity wall からの evaporation によって, cavity wall の温度が一樣流温度より低くなる。この影響は, (2)式の右辺第6項で示されているが, cavitation number の計算に, 一樣流の温度に対応する気蒸圧を用いることは適当でないことを示し



第9図 Polymer の jet 周辺の cavitation 初生に及ぼす影響 (文献23より)

ている。この研究のために、GTWT に設置されたのが、通称 NASA tunnel, 超高速の 1.57 空洞水槽である。回転対称体の頭部を用いての limited cavitation の研究は、高温水、および Freon を流体として、Holl & Kornhauser⁽¹⁸⁾ によって実施されたが、最近、Holl らによって再検討されている⁽¹⁹⁾。すなわち、非圧縮性流体中での気泡運動の基礎式である Rayleigh-Plesset 方程式、

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{1}{\rho L} \left\{ P_G - \frac{2S}{R} - \frac{\mu\dot{R}}{4} + (C_p(t) - \sigma_a - G(t)) \cdot \frac{1}{2}\rho V_\infty^2 \right\} \quad (12)$$

ただし、
$$\sigma_a = \frac{P_\infty - P_V(T_\infty)}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2}$$

$$C_p(t) = \frac{P_\infty - P_L(t)}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2}$$

$$C_T(t) = \frac{P_V(T_\infty) - P_V(T_C)}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2}$$

T_C : cavity wall での温度

と、単純化した Plesset-Zwicky energy 方程式

$$T_R = T_\infty - \frac{RL}{3C_e\sqrt{Dt}} \cdot \frac{\rho W}{\rho L} \quad (13)$$

を連立させ、気泡内気体が等温変化する場合 ($T_C = T_\infty$, $C_T(t) = 0$)、および非等温変化する場合 ($T_C \neq T_\infty$) について解き、実験結果と比較検討している。第7図は、その結果であるが、実験結果が、一様流温度と共に σ_a が増加する傾向を示しているのに反し、thermal 影響を想定した気泡内気体の非等温変化に対する計算結果は、むしろ逆の傾向を示し、気泡内気体が等温変化する場合の計算結果の方が実験値に近い。一方、実験結果だけをみると、水の場合は $\sigma_a < -C_{p,\min}$ であり、vaporous

cavitation であったが、Freon の場合は、 $\sigma_a > -C_{p,\min}$ であり、非溶解気体の影響が存在するようである。

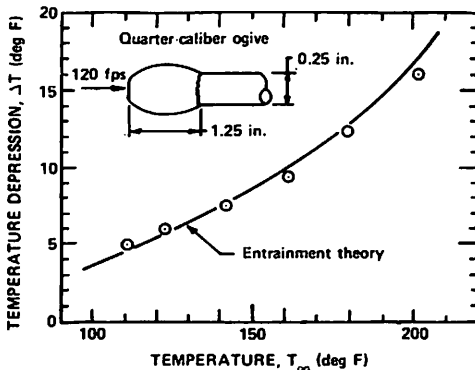
現在、この実験結果と計算結果の差異は説明されていない。limited cavitation の場合、やはり流場の乱れや境界層影響が支配的であるのではないかと考えられる。

3.6 Polymer の影響

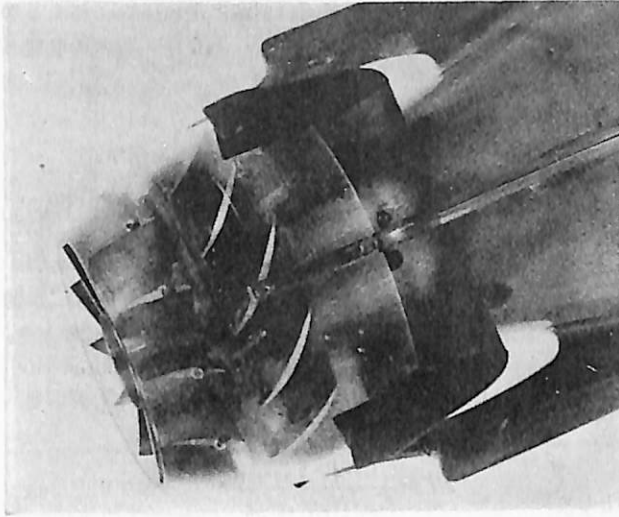
Drag reduction additive としての polymer は、1948年、Toms が管路における高 Reynolds number での試験で、10 ppm の添加が抵抗減少に寄与することを報告して以来注目されたが、cavitation 初生を抑制する作用を最初に報告したのは、Hoyt⁽²⁰⁾ であると思われる。Hoyt は、water jet の shear flow 領域に生じる渦核内での cavitation 初生の調査の中で、polymer (Polyox WSR-301) の効果を発見したが、他方、Ellis⁽²¹⁾ は、回転体表面での cavitation 初生実験で polymer の効果を調査し、 σ_a がかなり減少することを報告している。

Polymer が、cavitation 初生の抑制に何等かの効果があることは、一般的に認められているが、その mechanism、あるいはその周辺条件と抑制の度合は興味深い問題であり、1976年3月、New Orleans で開催された ASME の Cavitation and Polyphase Flow Forum でも、4つの論文が発表された。このうち、NSMB の van der Meulen⁽²²⁾ がとった回転対称体表面での境界層状態を示す holography 写真を第8図に示すが、polymer が層剥離の発生を抑え、乱流境界層への遷移を促進するように作用していることが明瞭である。すなわち、この場合、polymer は境界層状態を変化させ、この結果 cavitation が初生しにくい状態を生ぜしめていることになる。事実、van der Meulen は、laminar separative bubble が生じない物体形状についても同様な調査を行ない、この場合は、polymer が境界層の状態にも、cavitation の初生にも何等影響を与えていないことを確かめている。

同様な試験は、GTWT でも実施され⁽²³⁾、polymer による cavitation 初生の抑制効果は、模型寸法が大きくなるほど、すなわち Reynolds number が大きいほど減少すること（この効果は、実験室での Reynolds number 範囲では起るが、実物の Reynolds number 領域では生じないであろう）、また degrade された溶液でも cavitation 初生の抑制効果が認められることから、この効果は、polymer の軸対称な stretching に起因するのではなく、境界



第10図 Developed cavitation 内外の温度差 (Freon) (文献24より)



第11図 初生 cavitation number 0.9以下を達成した Pumpjet (文献38より)

層影響であろうと推論している。なお、HYDRO-NAUTICS における試験でも、polymer の注入により、水中翼面の laminar separation が除去されたことを報告している。

一方、water jet の周辺の渦核に生じる cavitation

に対する polymer の初生抑制効果については、GTWT の Baker ら⁽²³⁾ が、直径約 5 cm の nozzle と orifice を用いて調べている。第 9 図は、その試験結果であるが、polymer の影響は、 $\alpha/\alpha_s > 1.0$ の領域、すなわち、Holl の定義による gaseous cavitation の範囲でのみ現われている。このことは、polymer が、cavitation 核に何等かの作用を与えていることを予想させる。他方、Hoyt の実験は $\alpha/\alpha_s < 1.0$ の領域でなされたことを考えると、両者の試験状態の相異の一つである軸対称流れの至比（近似的に至比は $2V_\infty/D$ に比例すると考えると、Baker らの実験では $2V_\infty/D \cong 360 S^{-1}$ 、他方、Hoyt の実験は $2V_\infty/D \cong 9440 S^{-1}$ 。ただし、 V_∞ ：一様流速、 D ：nozzle 直径）と polymer の relaxation time (T^* , fresh

Polyox に対して $T^* \cong 10^{-3} s$) の相互関係、

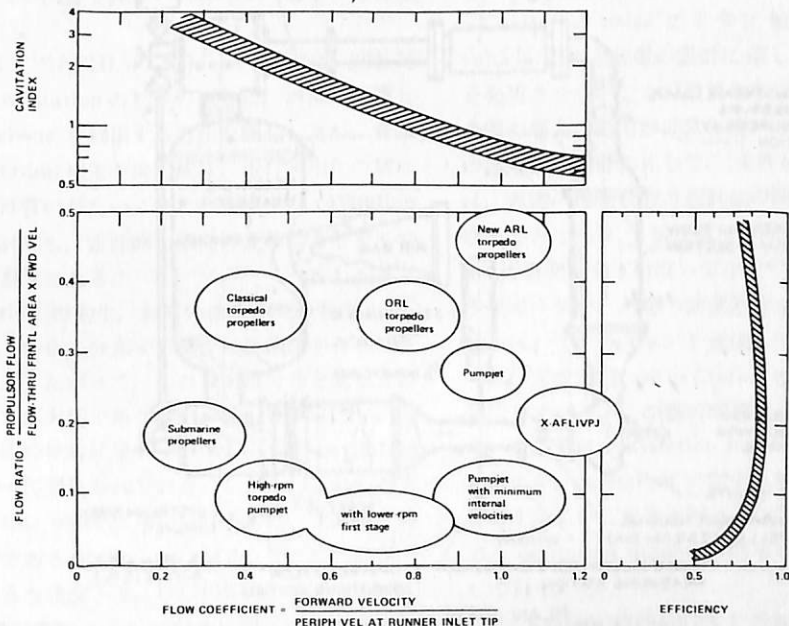
$$\text{Baker ら } 2V_\infty/D < 1/T^*$$

$$\text{Hoyt } 2V_\infty/D > 1/T^*$$

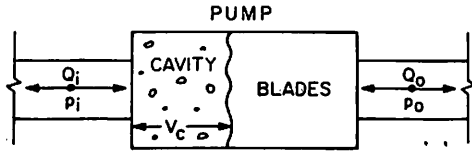
の差異に、何等かの解明の鍵がありそうである。

Polymer が実用面で使用されているのは、New

-Summary of the performance of propulsors as a function of flow coefficient and flow ratio. The flow coefficient is proportional to advance ratio and, as it increases, the rotational speed of the propulsor decreases for a given forward velocity and size. As the flow ratio increases, the size of the propulsor increases relative to the propelled body. The cavitation performance, expressed by the incipient cavitation index, is a function of both the flow ratio and the flow coefficient. These relationships are not exact, but they do indicate trends. This graph shows how current propulsors are departing from the classical characteristics for submarine and torpedo propellers. It also shows the direction in which one must depart from the classical forms and characteristics to change either the cavitation performance or the size and weight of the propulsion machinery.



第12図 Underwater vehicle の cavitation number, 速力・効率の関係 (文献38より)



第13図 Inducer pump の cavitation と system dynamics の考え方 (文献31より)

York 消防局の消火用 nozzle に対してのみ位であり、経済的な merit は少ないと一般に考えられているが、上記の研究を通じて、cavitation 初生の尺度影響に関する理解が進んだことは確かである。

4. Developed Cavitation の研究

Developed cavitation の領域に属する問題としては、翼の部分および非定常 cavitation の問題、あるいは super cavitating 翼の問題等があげられるが、米国の場合、S. C. 翼の研究以外は、必ずしも進んでいるとはいえない。ここでは、非常に basic な問題の一つである developed cavitation の thermal effect に関する研究について、簡単に触れておく。

Thermal effect は、予想されるように、develop-

ed cavitation の場合は明瞭に現われる。従来とられた approach は、cavity wall と一様流の温度の差 ΔT を、半実験的に

$$\Delta T = B \cdot (\rho_v / \rho_L) \cdot (\lambda / C_L)$$

ここに、 ρ : 密度 (L : 流体, v : 蒸気)

C_L : 液体の比熱, λ : 潜熱

と関連づけ、 B を系の scaling parameters と結びつける方法で、 B -法と呼ばれている⁽²³⁾。一方、Billet⁽²⁴⁾らは、cavitation 内での温度降下 ΔT に関する実験式を、別な考えに沿って導いた。このとき、developed cavitation の形状を、ventilated cavitation で simulate する方法を使うこともあって、entrainment method と呼ばれている。

$$\Delta T = \frac{C_0 \cdot P_e \cdot P_o \cdot \lambda}{C_A \cdot Nu \cdot P_a \cdot C_L} \quad (15)$$

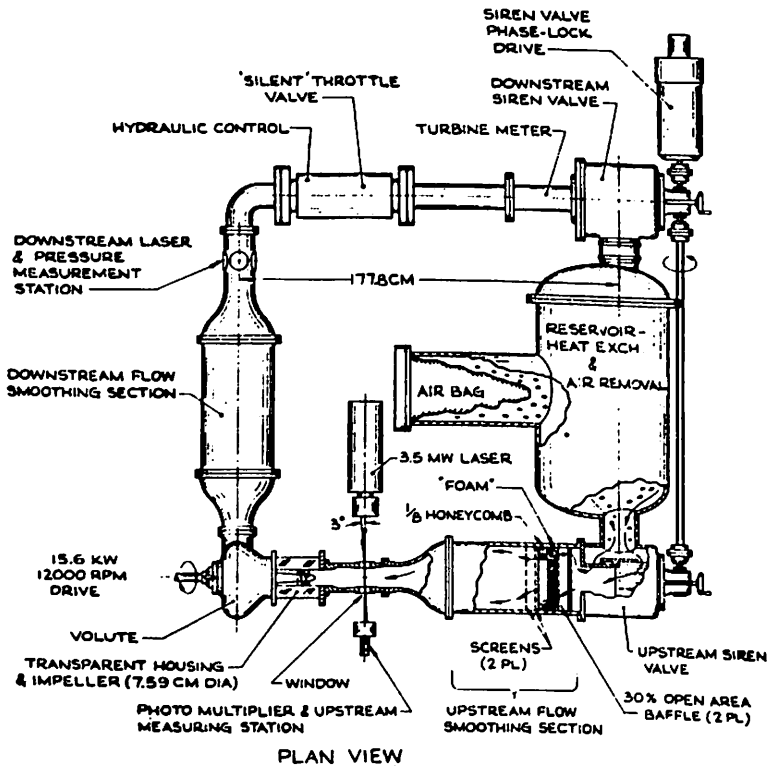
ここに P_e : Peclet number

Nu : Nusselt number

C_0 : Entrance coeff.

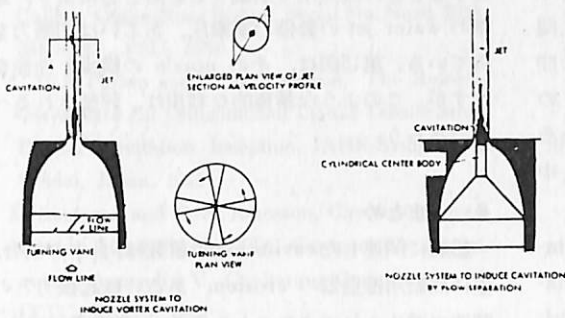
C_A : Area coeff.

(15)式を、温度が比較的高い場合の Freon に適用した例を第10図に示すが、(15)式が良い推定結果を与えること、また、cavity 内外の温度差がかなりある



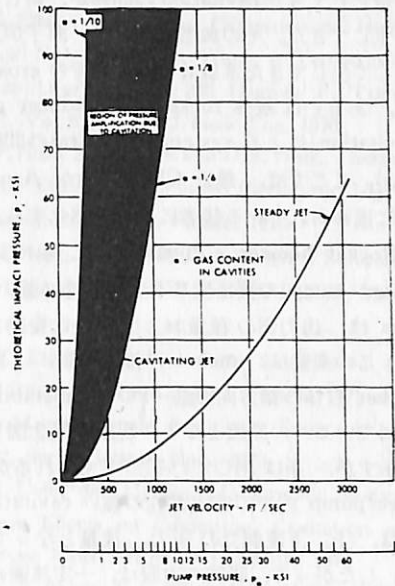
第14図 Cavitation による inducer pump の dynamics 試験装置 (文献31より)

(a) nozzleの構成



第15図 CAVIJET の構成と性能 (文献33より)

(b) 性能



第16図 CAVIJET の構成と性能 (文献33より)

ことが明瞭である。

5. Cavitation に関連したその他の研究

5.1 Cavitation noise に関する研究

Cavitation noise に関する研究には、2つの側面がある。一つは、cavitation noise そのものを問題とし、その軽減、あるいは発生させないための研究であり、他は、cavitation noiseを利用して、cavitation の初生等を detect するための研究、あるいは、音を利用して cavitation の状態を明らかにしようとする研究である。いずれにせよ、音が唯一の手段である underwater での vehicle の探知といった underwater acoustics と密接に関連することから、軍事機密との関連で詳しい data は、あまり公表されていない。

1966年に、SAFHL の Schiebe ら⁽²⁶⁾は、回転対称体での cavitation の初生の探知に、内部に設置した microphone を利用する方法を開発したが、音による cavitation 初生の決定法は、未だ実用化の域に達したとは言いがたい。また、実機での cavitation noise の計測も、定性的な傾向の比較にとどまっているのが現状である。

Cavitation の初生、あるいは水中での音の spectrum は、水中に分布する微少な気泡核の存在に影響される。したがって、この気泡核分布を正しく計測することが大切であり、Peterson ら⁽²⁷⁾によって、光学的方法の検討結果が、14th ITTC の cavitation committee に報告されている。しかし、これらの方法が routine work に用いられるには、まだ少し時間が必要であろう。

このような状況下で、DTNSRDC では、cavitation 試験に伴う noise の計測に際して、各試験相互間で van Slyke 法によって計測される total air

content を合わせるのみならず、音響的な方法を用いて cavity 核の分布状態をできるだけ再現する努力をしていることは興味深い。少なくとも水中の気泡核分布を定量的に制御する方法の確立には、まだまだ時間を要する現在、これはひとつの現実に即した方法があると言えよう。

5.3 推進装置の Cavitation 問題

Cavitation noise に非常に敏感な underwater vehicle の推進装置の設計に際しては、cavitation を発生させないことが最優先事項となる。例えば、魚雷の場合、速力が非常に速いこともあり、潜水艦の推進器の設計に比して、条件が厳しい。GTWT は、前者の推進装置の設計法の開発を設立当初から進めてきており、2重反転 propeller の外に、Pump-jet の研究開発も行なってきた⁽²⁸⁾。第11図は、その成果の一例で、魚雷の前進速度を用いた cavitation number で、 $\sigma_e < 0.6$ を達成しており、場合によっては、魚雷頭部での cavitation の初生が先行したと報告している。この種の問題は、cavitation の研究というよりは、cavitation free な翼型の設計の問題であるが、cavitation に関する基本的な理解がないとむずかしい。参考までに、この種の推進装置の速力、cavitation number、効率の関係を第12図に示しておく。

5.3 System Dynamics に及ぼす Cavitation の影響

Propeller や water-turbine, -pump の分野で主に扱われてきた cavitation の問題が、新しい分野でも生じてきた。その典型的な例が、原子炉工学に関連して生じてきた水以外の流体中での erosion の問題、あるいは液体 rocket 用の inducer pump の cavitation による system dynamics の問題であろうが、ここでは、最近 CIT の Prof. Acosta を中心に進められている後者について紹介する。

Rocket booster への燃料供給に用いられる inducer pump の翼に生じる非定常性の強い cavitation は、出力側の流量および圧力に変動を誘起する。この変動は、rocket の推力変動、したがって rocket 自体の軸方向振動—POGO instability とよばれている一の原因となる。現象の概念図を第13図に示すが、系は閉じていると考えられるから、induce pump 内での非定常性の強い cavitation の影響は、上、下流側での圧力、流量となって現われる。したがって、研究の主眼は、一定流速の定常系に微小変化が生じたときの、出力側の圧力、流量を各々

$$\left. \begin{aligned} P_o - P_i &= A_1 Q_i + A_2 P_i & i: \text{inflow} \\ Q_o - Q_i &= A_3 Q_i + A_4 P_i & o: \text{outflow} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

と表現したときの応答係数 $A_i (=f(k, \sigma))$, k : reduced frequency, σ : cavitation number) を正しく求めることである。現在、第14図に示すような装置を用いて A_i を求める試験が行なわれているが、定常状態で得られる $Q \sim P$ 曲線による準定常計算では正しい結果が得られないこと等、成果の一部は既に発表されている⁽²⁰⁾。

この系の振動の問題は、cavitation による船体振動の問題に対応する。すなわち、推進器の発生する推力に比して、船体の質量が充分大きいので、その影響は局部的な振動として現われているにすぎない。空洞水槽における cavitation 試験の場合も、系として閉じており、inducer pump の場合と同じ状況になり、cavitation の volume 変化が、上流側、あるいは推進器近傍での圧力計測値に何等かの影響を及ぼしていることが、Huse⁽³²⁾ によって報告されているが、現象は inducer pump の場合がはるかに severe である。

5.4 Cavitation の積極的利用

Cavitation の影響を除くことが、通常、研究の対象となるが、HYDRONAUTICS では、cavitation 現象を積極的に利用した CAVIJET を開発している⁽³³⁾。古くから、water jet は採炭や堀削に用いられてきたが、CAVIJET は、この water jet の core

に、強制的に cavitation を生ぜしめ、物体表面に衝突するときの岐点圧で崩壊せしめることにより、通常の water jet の数倍の衝撃圧、あるいは切断力を得ている。第15図は、その nozzle の構成と性能を示すが、このような積極的な利用は、評価されるべきであろう。

6. まとめ

船舶に関連した cavitation の研究は、日本の場合、主に商船用推進器の erosion、あるいは起振力との関連で進められてきたこともあり、非定常 cavitation の分野では進んでいるというのが私の印象である。ただし、この場合でも、最近の傾向は別として、船の推進性能が最優先し、その中で cavitation 性能をできるだけ良くするという取組み方であった。他方、米国の場合、cavitation 研究の need は、海軍と NASA という国家機関であり、非常に critical な条件下での cavitation が問題にされてきたこともあって、基礎的な研究が大巾に進んでいると言える。このような環境のせいもあってか、cavitation に関する conference が、毎年開催される ASME の Cavitation and Polyphase Flow Forum は別としても、数多く開催されているのは、うらやましい限りである。

Cavitation 関係の研究の状況については、Knapp らの著書⁽³⁷⁾をはじめ、最近では Arndt⁽³⁴⁾、Acosta⁽³⁵⁾、高橋⁽³⁶⁾らの報告があるので、この小文で触れなかった問題についてはご参照願いたい。

欧州での研究の様子は、一部触れたものの、この小文の範囲外であるが、欧州は米国からみると、日本に較べてはるかに近いこともあり、研究の交流は活発である。言葉の handicap もあり、日本での研究成果が、全体の流れの中でみおとされている状態に何度かぶつかったこともあり、できるだけ論文を世界共通語ともいべき英語で発表することが必要であることを痛感した。

最後に、この小文を書くにあたり、いくつかの図表を GTWT の25周年記念 pamphlet⁽³⁸⁾ より引用させていただいたので、記して関係者に感謝の意を表したい。

参考文献

1. J.W.Holl, Limited Cavitation, ASME Symposium on Cavitation State of Knowledge, 1969
2. J.W.Holl and A.L.Treaster, Cavitation Hysteresis, Trans. ASME, Vol. 68, Ser. D, J. Basic Eng., March 1966

3. B. R. Parkin and J. W. Holl, Incipient Cavitation Scaling Experiments for Hemispherical and 1.5-Caliber Ogive-Nose Bodies, Serial No. Nord 7958-264, ORL, PSU, 1953
4. B. R. Parkin and R. W. Kermeen, The Roles of Convective Air Diffusion and Liquid Tensile Stress During Cavitation Inception, IAHR-Symposium, Sendai, Japan, 1962
5. Lindgren and C.-A. Johnsson, Cavitation Inception on Head Forms-ITTC Comparative Experiments, Appendix V, Cavitation Committee, 11th ITTC, Tokyo, 1966
6. C.-A. Johnsson, Cavitation Inception on Head Forms, Appendix V, Cavitation Committee, 12th ITTC, Rome, 1969
7. V. H. Arakeri and A. J. Acosta, Viscous Effects in the Inception of Cavitation on Axisymmetric Bodies, ASME Paper No. 73-FE-26, 1973
8. A. J. Alexander, An Investigation of the Relationship Between Flow Separation and Cavitation, SHIP T.M. 230, National Physical Laboratory, 1968
9. M. V. Casey, The Inception of Attached Cavitation from Laminar Separation Bubbles on Hydrofoils, Conf. on Cavitation, IME, 1974
10. P. van Oossanen, Method for the Assessment of the Cavitation Performance of Marine Propellers, I.S.P., Vol. 245, 1972
11. B. W. McCormick, On Cavitation Produced by a Vortex Trailing from a Lifting Surface, Trans. ASME, Vol. 84, Ser. D, J. Basic Eng., 1962
12. K. L. Orloff and J. C. Biggers, Laser Velodimeter Measurements of Developing and Periodic Flows, 2nd International Workshop on Laser Velocimeter, Purdue Univ., 1974
13. J. W. Holl, R. E. Arndt, M. L. Billet and C. B. Baker, Cavitation Research at the Garfield Thomas Water Tunnel, Conf. on Cavitation, IME, 1974
14. J. W. Holl, An Effect of Air Content on the Occurrence of Cavitation, Trans. ASME, Vol. 82, Ser. D, J. Basic Eng., 1960
15. J. W. Holl, The Inception of Cavitation on Isolated Surface Irregularities, Trans. ASME, Vol. 90, Ser. D, J. Basic Eng., 1968
16. R. E. A. Arndt and A. T. Ippen, Rough Surface Effects on Cavitation Inception, Trans. ASME, Vol. 90, Ser. D, J. Basic Eng., 1968
17. J. C. Bohn, The Influence of Surface Irregularities on Cavitation—A Collocation and Analysis of New and Existing Data with Application to Design Problems, T. M. File No. 72-223, ORL, PSU, 1972
18. J. W. Holl and A. L. Kornhauser, Thermodynamic Effects on Desinent Cavitation on Hemispherical-Nose Bodies in Water at Temperature from 80 Degrees F to 260 Degrees F, Trans. ASME, Vol. 92, Ser. D, J. Basic Eng., 1970
19. J. W. Holl, M. L. Billet and D. S. Weir, Thermodynamic Effects on Limited Cavitation, IAHR-Symposium, Grenoble, France, 1976
20. J. W. Hoyt, Jet Cavitation in Polymer Solutions, ONR Drag Reduction Workshop, Boston, Mass., 1970
21. A. T. Ellis et al., Cavitation Suppression and Stress Effects in High Speed Flow of Water in Dilute Macromolecule Additives, Trans. ASME, Vol. 92, Ser. D, J. Basic Eng., 1970
22. J. H. J. van der Meulen, Holographic Study of Polymer Effects on Cavitation, Cavitation and Polyphase Flow Forum-1976, ASME, 1976
23. R. E. A. Arndt, B. L. Billet, J. W. Holl and C. B. Baker, A Note on the Inhibition of Cavitation in Dilute Polymer Solution, Cavitation and Polyphase Flow Forum-1976, ASME, 1976
24. M. L. Billet and D. S. Weir, The Effects of Gas Diffusion on the Flow Coefficient for a Ventilated Cavity, Symp. on Cavity Flows, ASME, 1975
25. H. A. Stahl and A. J. Stephanoff, Thermodynamic Aspects of Cavitation in Centrifugal Pumps, Trans. ASME, Vol. 78, 1956
26. F. R. Schiebe, Cavitation Occurrence Counting—A New Technique in Inception Research, Cavitation Forum, ASME, 1960
27. F. B. Peterson, F. Danel, A. Keller and Y. Lecuffre, Comparative Measurements of Bubbles and Particles Spectrum by Three Optical Methods, Appendix I, Cavitation Committee, 14th ITTC, Ottawa, 1975
28. E. P. Bruce, W. S. Gearhardt, J. R. Ross and S. L. Treaster, The Design of Pumpjets for Hydrodynamic Propulsion, Fluid Mechanics, Acoustics and Design of Turbomachinery, NASA, 1970
29. A. Thiruvengadam, Cavitation Erosion, Applied Mechanics Review, 1971
30. F. G. Hammitt, Cavitation Damage Scale Effects—State of Arts Summarization, Report No. UMICH-01357-31-T, Univ. of Michigan, 1973
31. S. L. Ng, C. Brennen and A. J. Acosta, The Dynamics of Cavitating Inducer Pumps, IAHR-Symposium, Grenoble, France, 1976
32. E. Huse, Effects of Tunnel Walls Upon Propel-

- ler Induced Pressures in Cavitation Tunnels, Conf. on Cavitation, IME, 1974
33. A. F. Conn, G. D. Metha and T. R. Sundran, Cavitating Water Jet-I; G. D. Metha, T. R. Sundran, and A. F. Conn, Cavitating Water Jets-II; Cavitation and Polyphase Flow Forum-1976, ASME, 1976
34. R. E. A. Arndt, Cavitation Inception and How It Scales,—A Review of the Problem with a Summary of Recent Research, Symp. High Powered Prop. of Large Ships, NSMB, 1974

35. A. J. Acosta, Cavitation and Fluid Machinery, Conf. on Cavitation, IME, 1974
36. H. Takahashi, Basic Mechanism of Cavitation Inception, Appendix II, Cavitation Committee, 14th ITTC, Ottawa, 1975
37. R. T. Knapp, J. W. Daily and F. G. Hammit, Cavitation, McGraw-Hill Book Company, 1970
38. Edited by J. W. Holl and R. E. Henderson, 25 Years 1949-1974 Garfield Thomas Water Tunnel, Applied Research Laboratory, The Pennsylvania State University, 1974

海外事情

■ソ連向け RO/RO 船 “SKULPTOR KNONENKOW”

近年ソ連は、高速多目的 RO/RO 船を盛んに建造しているが、それらはコマーシャル・ベースだけからではとても考えられない性能（例えば航続距離、甲板強度等）を有しているものが多い。それは非常事態での兵器輸送船への転用を考慮されているのであろうか。“Marine Engineering/Log の 12 月号”に紹介された “SKULPTOR KNONENKOW” もこの類に漏れない船である。インド洋を始めとするソ連海軍の進出、充実とも併せ考えると興味深いものがある。（編集部）

1976 年初頭ポーランドの Gdansk 造船所で建造された同船の主要目は以下の通りである。

全長/181.4m

型幅/28.2m

型深さ/18.0m

夏期満載吃水/9.6m

主機関/Zgoda-Sulzer 16ZV 40/80, 10,466

BHP×2

航海速力/20.5 knots

貨物搭載数/20 フィートコンテナ×772個, 自動車×230台

載貨重量/12,290/18,460 KT

航続距離/16,000 浬

乗組員数/41名

船級/USSR Ship Register's class KM* L 2

A 2 Truelernoe (Ice Strengthening)

船内横隔壁はなく、貨物用甲板は二重底上を含め 4 層, Stern Ramp および船内 Ramp Way により完全 RO/RO 荷役可能である。甲板強度輪重 55 トンは注目に値する大きなものである。また油圧格

納式自動車用甲板を有する。その他、1100 BHP のバウスラスター装備、ウインドラスのブリッジリモコン採用等、かなりの高船価船と推定される。

■発展する “外洋バージシステム”

バージと云うと、錆だらけで凸凹の外板を持った、低い耐航性を想像する人々が多いが、現代の信頼性と効率を重視する海上輸送のネットワークに組み込まれて、今や大きく発展しようとしている。

勿論、その特性からすべての外航船舶にとって代るべくもないが、航路と貨物によっては今後共、確実な伸びが予想される。

開発期から実用期に入りつつある航洋バージシステムの現状を “Marine Engineering/Log 11月号” は特集している。（編集部）

1950年、最初のインテグレートッド・タグバージ・システムとして有名な “Carport/G 1” のコンビが生まれてから、既に四半世紀の年月が流れた。そして当時としては巨大であった 268 呎、4,500 DWT のバージと 64 呎、1,280 馬力のタグの組み合わせは、より効率的な運航を狙って次第に大型化の傾向がみられる。最近のタンクバージは 30,000 DWT レベルのものもめずらしくない。即ち Gulfport Shipping 社で建造された Humble Oil & Refining 社のタンクバージは、L=528 呎、B=95 呎、D=39 1/2 呎で、吃水は 30 呎であり、27 万バレルの油を運ぶことができる。これに結合して使用するタグボートは、長さ 158 呎、7,000 馬力の 2 軸船で、満載航海速力 14 ノットを出すことができる。

五大湖は勿論のこと北米太平洋岸、カリブ海、ガルフメキシコからその航路網は全世界に拡大されようとしているが、“INGRAM”、“CATUG”、“SEBECK”、“ARTUBAR” 等の方式の利害得失もさることながら、不況の海運造船界にとっても見逃すことができない航洋バージシステムの発展振りである。

新試運転計測装置<1>

極超短波を利用した船舶速度および 位置計測装置(TRIPOSIK)について

New Measuring System for Sea Trials
On the Ship Speed and Position Measuring System
(TRIPOSIK) Used Ultra-high Frequency Radio Wave

by Masanobu Sudo, Kosaku Tajima
Naoki Nakamaki, Koukichi Suzuki

須藤正信/田島幸作

日本鋼管造船事業部船体基本設計部/日本鋼管津造船所造船設計部

中牧直紀/鈴木孝吉

芙蓉海洋開発海洋調査部/山武ハネウエル船舶海洋システム事業部

1. まえがき

船舶が竣工し、船主に引渡される前に、海上試運転において各種の性能確認試験が行なわれる。なかでも速力試験および操縦性能試験は、重要な項目の一つであり、これらの計測は、マイルポスト、流木、ラジオログ（電波による1従局方式を利用したもの）、浮標、ラジオブイや各種のログの使用によって行なわれている。

速力試験には、既に、電波を利用したラジオログが広く使用されており、精度の上では充分であるが、海上交通の交錯が激しくなり、自由に試運転海面を選定することが難しくなってきた昨今、航走方向が一方方向に制約されるこの方法では何かと不便である。

操縦性能試験においては、計測作業が安全かつ容易に、しかも充分なる精度をもって行ない得る測定装置がない。一方、船の大型化肥大化による操縦性能の劣化に対応し、船の安全を確保するための手段として、IMCO（政府間海事協議機関）では、“船舶の操縦性能および停止距離に関する資料についての勧告”を決議し、船長に、自からの船の操縦性能を熟知させるために、充分な操船資料を提供することを勧告している。また、最近のパナマ運河通航規則では、同様な操船情報を船橋に掲げることを要求している。そのような資料を作るためには、従来に比べ、海上試運転時に多種多様な操縦性能試験を実施して、正確な資料を採ることが必要となる。その結果、造船所の計測および解析作業量が増大し

て来る。

このようなニーズに対応するために、計測から解析作画まで一貫した試運転の総合自動計測、解析システムの開発が望まれていた。

われわれは、水路測量、港湾測量、架橋工事、浚渫作業など海上位置測量作業に用いられている電波式精密位置測定装置（Electr-O-Posik；山武ハネウエル製）を位置計測センサーとして使用し、それに最新の電子機器類を組合せ、システム化することによって、新試運転計測装置（TRIPOSIK）と、データ解析・作画のための、試運転データ解析プログラム（TRIAS）を開発した。

本装置は計測された位置・時間データをミニコンピュータで即時処理することにより、瞬時の速度あるいは一定距離航走間の平均速力を計算・表示する。同時に、時々刻々の船の位置は磁気テープに自動的に記録して、後刻、陸上のコンピュータを使用し、TRIASにより解析・作画を行なうので、成績書の作成が容易にできる。

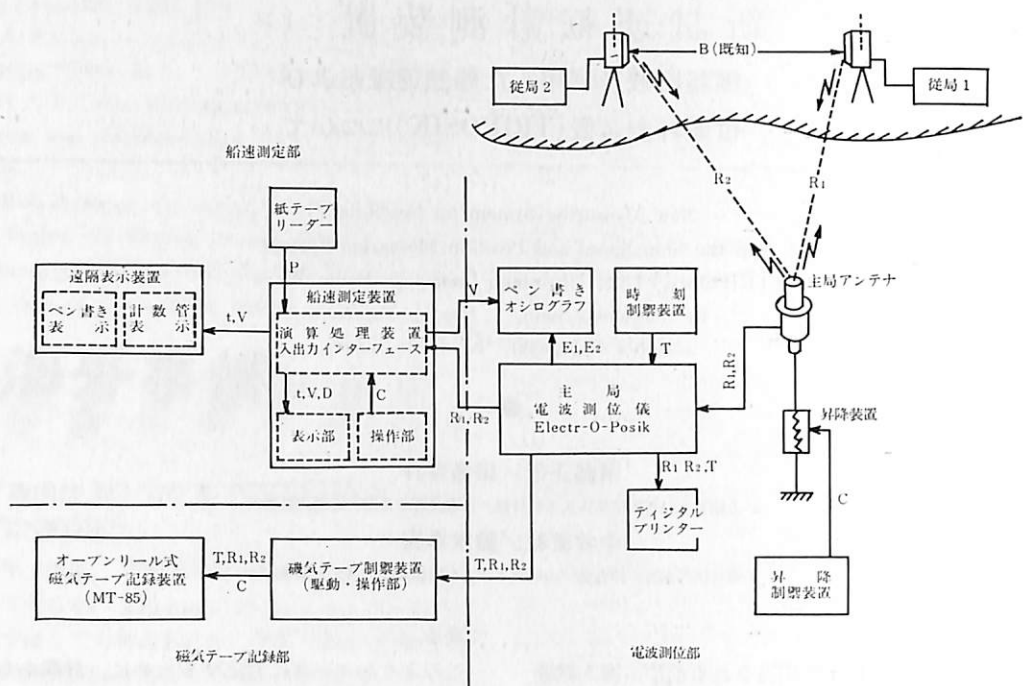
これにより、試運転の省力化と精度の向上を、加えて解析作業の迅速化を計ることができた。

ここに、本装置が広く使用されることを希望しながら、その概要について報告する。

2. 装置の概要

2.1 装置の構成と方式

本装置は、電波を利用して、船舶の速力試験や操縦性能試験のデータの収集および処理を自動的に行



B: 従局間距離。R₁: 主局従局間距離(1)。R₂: 主局従局間距離(2) P: プログラム, チェックデータ。t: 計測時間。D: 走航距離。
 T: 時刻。E₁: 受信電界強度(1)。E₂: 受信電界強度(2)。V: 船速。 C: 指令信号など。

図1 システムブロック図

写真1 電波測位部(1)
 主局構成

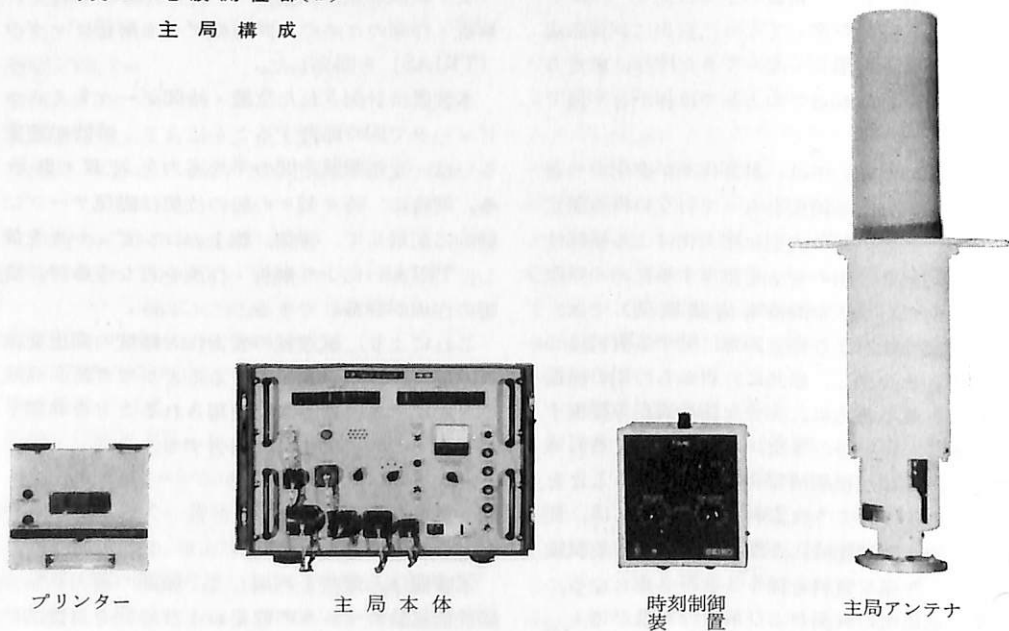
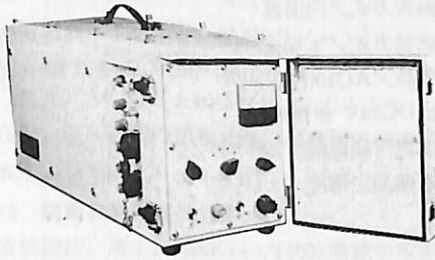


写真 2 電波測位部 (2) 従局構成



従局本体



電源ユニット



従局アンテナ

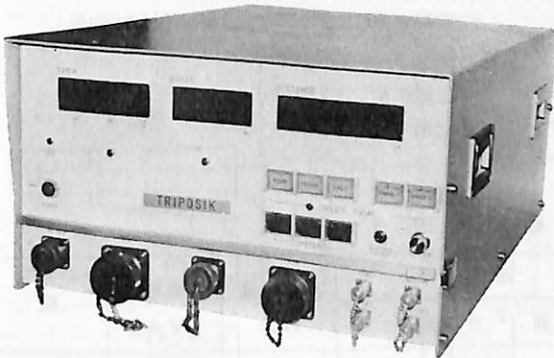
なうものである。装置の構成は図 1、写真 1～3 に示すとおりで、機能上より電波測位部、船速測定部、磁気テープ記録部の 3 つに大別される。

電波測位部では、陸上に設置された従局と船上主局との間に約 3 GHz の電波を往復させ、それに搬送された計測波の位相差を測定して、主従局間の距離を測定する。陸上の 2 つの従局間の距離を測定しておくことにより、三角形の三辺から船の位置が一意的に定まる。

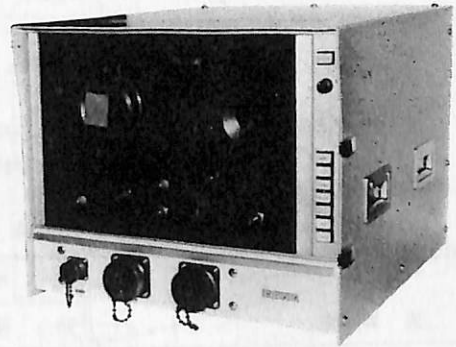
これを連続的に測定し、測定距離は主局パネルの表示管にデジタル表示され、同時に付属のプリンターにも出力される。また、1 秒毎に船速測定部の演

算処理装置および磁気テープ制御装置にも出力される。計測中の受信電波の状況はペンオシロに記録され、チェックされる。

船速測定部では、電波測位機から受けた距離データを座標変換し、移動平均法や最小自乗法を用いて演算処理を行ない、船速と走航距離を求めてデジタ

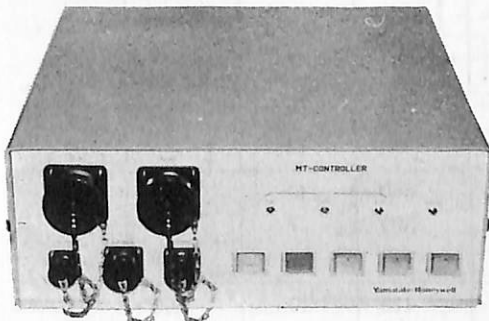


船速測定装置 (船速計)



磁気テープ記録装置

写真 3 磁気テープ記録部および船速測定部



磁気テープ制御装置



遠隔表示装置

ル表示する。個々の試験は予備計測、本試験という順で進められ、その指令は全てこの操作部において行なわれる。表示されている船速はアナログに変換されて、ペンオシロと遠隔表示装置に連続記録されるので、船の加速状態を知ることができる。

磁気テープ記録部において、磁気テープ記録装置は電波測位機で計測された距離データ、時刻制御装置からの計測時刻、試験の識別コードなどを1秒毎に記録する。磁気テープ制御装置はデータのフォーマット変換やコード変換を行ない、他に操作部からの指令で記録装置の駆動、ファイルの識別や自己診断などを行なう。磁気テープに集録された各種のデータは後刻陸上の大型コンピュータで処理され、試験成績書が作られる。

2.2 主な装置の仕様

1) 電波測位部 (Electr-O-Posik)

- 搬送周波数/日本国内では下記周波数 (MHz) 組合せのいずれかを使用

	主局	従局(1)	従局(2)
1	2985	2940	2930
2	2970	2925	2915

- 空中線出力/1W
- 変調形式/FM
- 変調周波数/1.5KHz, 15KHz, 150KHz, 1.5MHz
- アンテナ指向角/主局 垂直約18° 水平360°
従局 垂直約10° 水平約50°

- 受信方式/直接検波 スーパーヘテロダイン方式
- 偏波方式/円偏波
- 通話方式/主局従局間, 2ウェイ同時通話
- 電源/AC100V±10%, 50/60Hz±5% (従局はDC24V 使用可)

- 測定可能距離/100キロメートル
- 距離測定精度/±(0.5+10⁻³・D)m 以内,
D: 主従局間距離 (m)

- 測定分解能/0.1メートル

2) 船速測定部

- 演算処理部/NOVA-01, サイクルタイム1.2μ
メモリ 4KW, ビット構成 16

- 表示/計数表示管による直統方式

経過時間 5桁 (時・分・秒)

船速 4桁 (0.01ノット)

走航距離 6桁 (0.1m)

- 距離設定/500m, 1852m, 任意の3種

- 実測速度精度*/標柱間試験との偏差

自乗平均で 0.3%以下

最大値で 0.4%以下

* 電子航法研究所の判定基準

- 船速アナログ出力/10ノット/V

- 外部同期信号/0V, 3.9V, 5V (3レベル)

- 時刻信号/1Hz, 5V

- 電源/AC100V±10%, 50/60Hz±5%

3) 磁気テープ記録部

- 記録密度/1600rpi

- 記録方式/PE方式

- トラック数/9トラック

表1 各装置の大きさ

装置名	大きさ	寸法 (mm)			重量 (kg)	消費電力 (VA)	数
		前幅	高さ	奥行			
電波測位部	主局本体	494	400	645	54	250	1
	主局アンテナ	180φ	1060	—	18	—	1
	プリンター	200	205	420	10	10	1
	時刻制御装置	220	270	350	7	50	1
	従局本体	200	281	600	13	50	2
	従局アンテナ	200	495	326	12	—	2
	電源ユニット	200	220	350	12	—	2
船速測定部	船速測定装置	500	270	650	40	400	1
	遠隔表示装置	300	190	300	7	40	1
	紙テープリーダー	150	116	100	2.5	50	1
M/T部	M/T記録装置	482	311	412	40	500	1
	M/T制御装置	480	149	490	18	100	1

- テープ速度/25ips (63.5 cm/sec)
- パリティチェック/奇数パリティ
- 磁気テープ/360m (1200フィート)
- 記録コード/EBISDIC コード
- 電源/AC100V ±10%, 50/60Hz ± 5%

なお、主要機器の概略寸法、重量および消費電力を表1に示す。

2. 3 装置の特長

本装置は、海上試運転という試験環境を考え、耐温、耐湿、耐震に対して十分な配慮がなされている。同時に試験の性格を考え、フェイルセーフと故障発見が容易に行なえるように、ハード・ソフトウェア両面にわたり、各種の配慮がなされている。

1) ハードウェア上の特長

- a) システムブロック図でも判る通り、船速測定部と磁気テープ記録部は完全に独立しており、もし船速計が故障しても生データ（2つの主従局間距離と時刻）が磁気テープに収録されているので、後刻、陸上で処理できる。
- b) 磁気テープ記録部が故障した場合のデータ収集のバックアップとして、電波測位部のデジタルプリンターが用意されている。
- c) 電波測位機の1つのレンジが故障した場合、残り1つのレンジ（1つの従局を使用して）で

も速力試験を行なうことができる。即ち、従来のラジオログと同じような計測方法を採用することが可能である。

- d) 磁気テープ記録には CHECK モードがあり、これを用いて故障診断をすることができる。

2) ソフトウェア上の特長

a) 入力テストプログラム

船速計の操作部スイッチ・表示部デジスイッチの動作、電波測位機からのデータの取込み、遠隔表示装置への出力などの船速測定装置の入出力機能をプログラムを用いて自己診断することができるので、故障個所の発見が容易である。

b) シミュレーションプログラム

電波測位機からデータを取込む替りに、付属のPTRから1秒毎に模擬データを読込んで、計測時と同等な状態を作り出して、船速測定部の作動確認を行なうことができる。

3. 各部の機能

3. 1 電波測位部

1) 船上送信部

船上の主局は安定水晶発振器より搬送波約62MHzと測定周波数（1.5MHz, 150KHz, 15KHz,

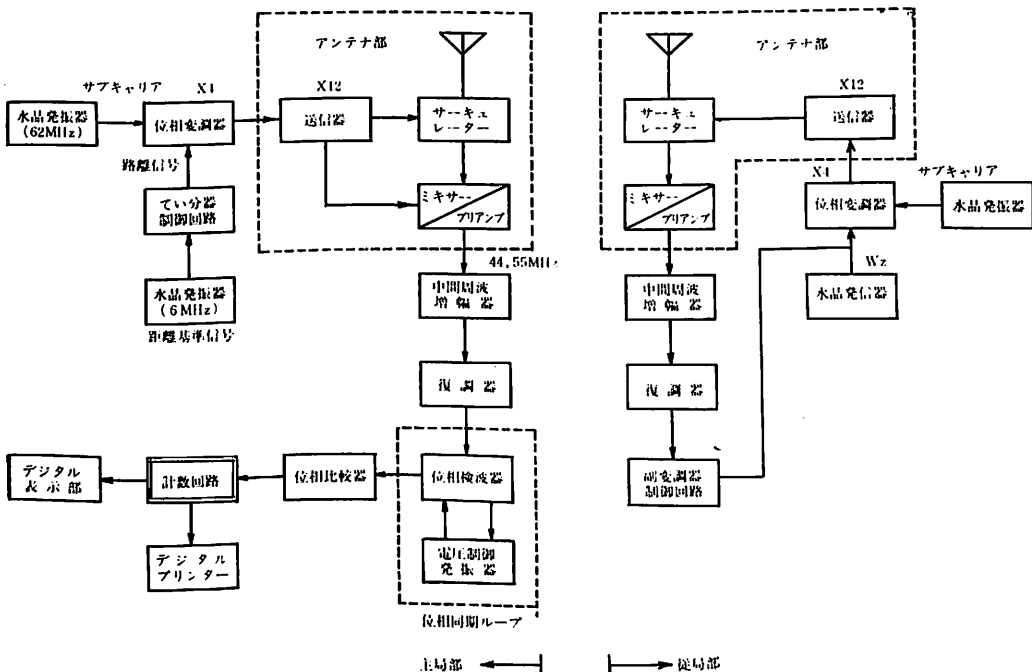


図2 送受信部のシステム・ブロック図

1.5KHz)を作る。距離信号は制御回路で切換えられ、1つの周波数が高周波増幅器に入り搬送波を変調する。ここで4通倍され、同軸ケーブルにて本体外部のアンテナ部に導びかれる。さらに12通倍されて、搬送周波数2970か2985MHzとなり、送信器よりサーキュレータを経てアンテナから送信される。

2) 陸上の受信・送信部

船上からの電波は、陸上局アンテナで受信され、サーキュレータ、ミキサー、プリアンプを経て本体に送られる。本体に送られた受信信号は、AGC(自動利得調整器)つき中間周波数増幅器を経て復調器に入り信号波が取り出される。復調された信号は制御回路で切換えられ、再び搬送波を変調して船上局と同様の処理を経て送信される。

3) 船上受信・計測部

2つの従局から到来した電波はサーキュレータを経てミキサーに入り、それぞれ45MHzと55MHzの中間周波数に変換され、プリアンプで増幅されて本体に入る。本体では中間周波数増幅器内の分波回路で2つの信号波に分けられ、それぞれ専用のAGCつき増幅器で増幅され、復調されて距離信号が取り出される。距離信号は位相検波部において処理され、計数回路でデジタル化されて表示部およびプリンターに出力される。

以上電波測位部のシステムブロック図を図2に示す。

3.2 船速測定部

船速測定部は船速計本体、PTR、遠隔表示装置から構成される。PTRは、システムプログラム、テストプログラム、模擬データの読込みのときに使用し、計測中は使用しない。遠隔表示装置により計測室以外の離れた場所(例えばWHEEL HOUSE)で船速、経過時間の情報が得られ、オペレータはこの記録を見て船速の変動状況を見ながら試験を行なうことができる。船速計本体は、演算処理や操作・表示のコントロールのためにミニコンを内蔵しており、IDLE、STAND BY、TEST、STOPの4つのモードの内、いずれかで稼働する。モードの切換えはコントロールパネル上のコマンドスイッチ(STAND BY、TEST、STOP)で行なう。

1) IDLEモード

システムのアイドルリング状態を意味し、次のときにIDLEモードとなる。

- システムプログラムをロードしたとき
- 主従局間距離を変更したとき
- 電源をONにしたとき

d) STOPモードで再度STOPスイッチを押したとき

本モードになってからの経過時間と移動平均法で求めた船速が表示される。他方走航距離は表示されない。

2) STAND BYモード

STAND BYスイッチを押すことによって、このモードとなり、表示部“TIMER”“DISTANCE”にはSTAND BY計測開始からの経過時間と走航距離を、“SPEED”には移動平均法で求めた船速が表示される。試験に入る前の船の航走状況を監視することができる。

3) TESTモード

TESTスイッチを押すことによって、このモードとなり、更に、走航距離(500m, 1852m, Free)設定スイッチがセットされているときは速力試験モード、そうでないときは操縦性能試験モードとなる。試験中、表示部の“TIMER”“DISTANCE”にはTEST計測開始からの経過時間と走航距離が刻々と表示される。“SPEED”には、速力試験モードのときはTEST開始からの総てのデータを使用して最小自乗法で、操縦性能試験モードのときは移動平均法で、それだけ求めた船速が表示される。速力試験モードのときは走航距離が設定された値を越えた時点で、ブザーを鳴し、自動的に計測を終了してSTOPモードとなる。すべての表示は停止時の値を示している。操縦性能試験モードのときは、オペレータからの指令で計測を終了する。

4) STOPモード

次のときにこのモードとなる。

- 速力試験で“DISTANCE”が設定距離を越えたとき
- STOPスイッチを押して試験を中断したとき
その時点での値が保持され、表示部の“TIMER”“DISTANCE”“SPEED”に表示される。

船速計は、船を従局からの放射線上で航走させることにより、1つのレンジでも船速の計測ができるようになってる。いずれのレンジでも可能で、コントロールパネルのスイッチでいずれか一方を選択する。

3.3 磁気テープ記録部

電波測位機で計測された距離データと時刻制御装置からの時刻データを磁気テープに記録する。この部分は磁気テープ制御装置と磁気テープ記録装置からなっている。電波測位機から送られてくるデータをIBMコードに変換し、所定のフォーマットで1

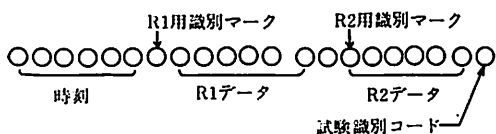


図3 データブロックの理論フォーマット

秒毎に磁気テープに記録する。磁気テープ記録部は ONLINE モードと CHECK モードのいずれかで作動する。それぞれのモードの内容は次のようになっている。

1) ONLINEモード

このモードにおいて、電波測位機からの距離データを取込み、所定のフォーマットに変換して磁気テープファイルを作成する。磁気テープに書込むとき、READ AFTER WRITE 動作によって記入エラーのチェックを行なっている。エラーが発生した場合、3回まで記入動作を繰返すが、それでもエラーが発生する場合には、このデータブロックをスキップして、再度、書込み動作を行なう。記録装置への各種の動作指令は制御装置のフロントパネル上のスイッチで行なう。

2) CHECKモード

CHECK スイッチを押すことによりこのモードとなり、自己診断を自動的に行なう。模擬データを磁気テープに書込んで、READ AFTER WRITE のチェックを行ない、エラーが発生した場合、エラーランプを点灯して動作を停止する。

磁気テープには、図3のようなフォーマットで、時刻、各従局と主局間距離と試験中のモードが記録される。毎秒サンプリングを行なった場合、テープ1巻で約5時間の連続計測が可能である。

速力試験を例にとって、各部の動作・表示内容を時間経過にそって表示したものが次頁の表2である。

4. 演算処理

本装置の船速測定部での船速算出は、以下に述べる2つの方法によっている。

速力試験では一定距離(1852m, 500m, 任意)を走航したときの平均船速を求める。即ち、その距離の走航中に得られたデータの内、良好なものをすべて用い、最適直進航跡を最小自乗法で計算して船速を求めている。

操縦性能試験のときは、船の針路が刻々変化しているので前記の方法は適用できず、移動平均法で船速を求めている。以下、船速、走航距離の計算方法

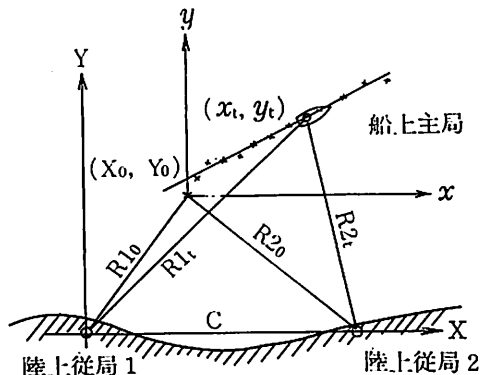


図4 速力試験時座標系

について述べる。

4.1 座標変換

陸上に設置された2つの従局を結ぶ直線をX軸、1つの従局を通りこれに直角なY軸を定める(図4参照)。2従局間の距離をB(既知)とすると時刻 t での船の位置 (X_t, Y_t) は

$$X_t = \frac{R_{1t}^2 - R_{2t}^2 + B^2}{2 \cdot B}$$

$$Y_t = \sqrt{R_{1t}^2 - X_t^2}$$

で与えられる。

4.2 最小自乗法

速力試験時の船速は最小自乗法で求めている。試験開始の時刻を $t=0$ とし、その時の座標 (X_0, Y_0) を原点とした $x-y$ 座標系を導入する。

船が直進すると仮定し、 $x \cdot y$ 方向の分速度をそれぞれ v_x, v_y とすると、 x_t, y_t は

$$x_t = v_x \cdot t, \quad y_t = v_y \cdot t$$

となる。

x_t, y_t は1秒毎に得られ、時刻 t までに n 個の良好なデータが得られるとすると、 v_x, v_y は最小自乗法を用いて求めると

$$v_x = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot \sum_{i=1}^n t_i - n \sum_{i=1}^n x_i \cdot t_i}{(\sum_{i=1}^n t_i)^2 - n \sum_{i=1}^n t_i^2}$$

$$v_y = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot \sum_{i=1}^n t_i - n \sum_{i=1}^n y_i \cdot t_i}{(\sum_{i=1}^n t_i)^2 - n \sum_{i=1}^n t_i^2}$$

となる。従って時刻 t までの平均船速 V_t は

$$V_t = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (\text{m/sec})$$

で与えられる。

時刻 t までの走航距離を L_t とすると

$$L_t = V_t \cdot t$$

となる。今 $t=\tau$ のときに L_τ が設定距離500mか1852mを越したとすると、その時点で計算を終了して、経過時間 τ 、走航距離 L_τ と平均船速 V_τ をノ

表2 トライポジックのタミングチャート (速力試験時)

表 置	試験経過 スウィッチ操作 信号又は処理	予備計測開始			試験開始			試験終了			
		加速	助走	STBY-ON	TEST-ON	TEST-ON	STOP-ON	STOP-ON	STOP-ON	計測終了	計測終了
電波測位部	時刻信号			1秒単位で表示							
	局間距離 (R ₁)			計測値を1秒間隔で表示							
	局間距離 (R ₂)			計測値を1秒間隔で表示							
船速測定部	指令モード	IDLE-mode	STBY-mode	TEST-mode	TEST-mode	STOP-mode	IDLE-mode				
	他機器への同期信号	0V	3.9V	5V	0V	0V					
	クロック信号			CPUより1秒間隔で発生							
	船速計算法 (1)			移動平均法による計算							
	船速計算法 (2)			最少自乗法による計算							
	表示 (船速)	移動平均値	最少自乗平均値	最少自乗平均値	表示固定	表示固定	移動平均値				
	表示 (航路距離)	移動平均値	最少自乗平均値	最少自乗平均値	表示固定	表示固定	移動平均値				
	表示 (経過時間)	STOP-OFF から	STBY から	TEST から	表示固定	表示固定	STOP-OFF から				
	船速 (デジタル表示)	移動平均値	最少自乗平均値	最少自乗平均値	表示固定	表示固定	移動平均値				
	船速 (アナログ表示)	移動平均値	移動平均値	移動平均値							
速限表示装置	モード表示ランプ	ALL-OFF	STBY-ON	TEST-ON	TEST-ON	STOP-ON	ALL-OFF				
	記録操作	MT記録開始 (RUN-ON)					MT記録終了 (RUN-OFF)				
磁気テープ記録部	データ集録		1秒間隔の時刻、局間距離位 (R ₁ , R ₂)								
	試験識別コード	0	1	2	0						
	モード表示ランプ	ALL-OFF	STBY-ON	TEST-ON	TEST-ON	STOP-ON	ALL-OFF				

○ 表示リセット
ZZZZ 30秒間無表示

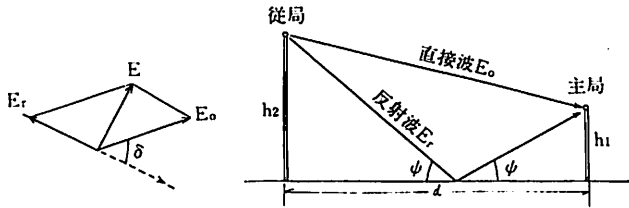


図5 直接波と反射波による合成電界

$$D = 3.55(\sqrt{h_1} + \sqrt{h_2}) \text{ km}$$

h_1 : 主局の高さ (m)

h_2 : 従局の高さ (m)

2) DEAD ZONE (測定不能領域) を考慮して、従局を必要以上に高くしないこと。

3) 測定区域内に反射物がないこと。

4) 試運転海域の位置の線の交角が

$30^\circ \sim 150^\circ$ 程になるように考慮すること。

5) 従局間距離を算定し易い、即ち測量し易い場所を選定すること。

6) 従局の運用・管理が容易なこと。特に商用電源が使用できれば運用は楽になる。

5. 2 試験実施上の注意点

1) 海面反射による DEAD ZONE (測定不能領域)

見透し内における搬送波の電界強度は、地表波の影響が無視できるので、直接波と反射波のベクトル和によって与えられる。図5において、アンテナ高 (h_1), (h_2) に比べ距離 (d) が大きければグレイジング角 (ψ) は十分に小さく、反射波は海面で反射する際に位相が反転し、直接波を打ち消す傾向になる。反射波は直接波に比べ伝搬経路長さが長いため、その路程差によって生ずる位相角 (δ) だけ更に位相が遅れ、両ベクトルの和に相当する受信電界が誘起される。この合成受信電界強度 (E) は下記の近似式で表される。

$$E = 2E_0 \sin\left(\frac{2\pi \cdot h_1 \cdot h_2}{\lambda \cdot d}\right)$$

ここに

E_0 : 直接波の電界強度

d : 主局従局間の距離 (m)

h_1 : 主局アンテナ高さ (m)

h_2 : 従局アンテナ高さ (m)

λ : 搬送波の波長 (m)

上式の \sin の項は $0 \sim 1$ の間の値を取り、合成電界強度は $0 \sim 2E_0$ の間で変化する。即ち、 $\frac{2\pi h_1 h_2}{\lambda d} = n\pi$ の条件を満たす時に合成電界強度が 0 となり、受信不能になる。この受信不能領域を DEAD ZONE と呼んでいる。図6は、公試中に電界強度を測定した1例であり、○印で示した箇所がそれにあたり、実線以下 (スレッショレレベル) が完全に測定不能域である。この DEAD ZONE は時には数 km 程度の幅になることがあるので注意をする必要がある。また、実線から破線までの間は電波の状態が安定せ

ットで表示する。

4. 3 移動平均法

操縦性能試験のように、針路と船速が刻々と変化している場合の船速計算は移動平均法が適している。

毎秒計測される位置データを x_j, y_j とし、 T 秒間の移動平均法で船速を求めると

$$V1(j) = \frac{1}{T} \sqrt{(x_{j+T} - x_j)^2 + (y_{j+T} - y_j)^2}$$

となる。 $V1(j)$ は電波の乱れや船の動揺の影響で変動するので、次の方法でスムージングを施している。

$$V2(k) = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} V1(k+i-1)$$

$$V3(l) = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} V2(l+i-1)$$

$$V4(m) = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} V3(m+i-1)$$

$V4$ を最終船速とし、ノット単位で表示する。

試験開始からの走航距離 L_t は

$$L_t = L_{t-1} + V4 \text{ (m)}$$

で求め、この値を表示している。

結局、距離と速度に関して3重の移動平均を行なっている。

本装置での T は経験的に30秒を使用しているので、データサンプリングを開始して1分間位経過して $V4$ が求まり、以後連続的に求まる。

5. 使用の方法

5. 1 陸上基地の設定

本装置を使用するにあたって、あらかじめ陸上に2個所の基地 (従局) を設定しなければならない。基地選定の良し悪しが本装置運用に大きな影響をおよぼすので、下記の各項目を十分考慮して選定することが好ましい。

1) 試運転海域が従局から電波の見透し距離内にあること。電波の到達距離 (D) は次式で与えられる。

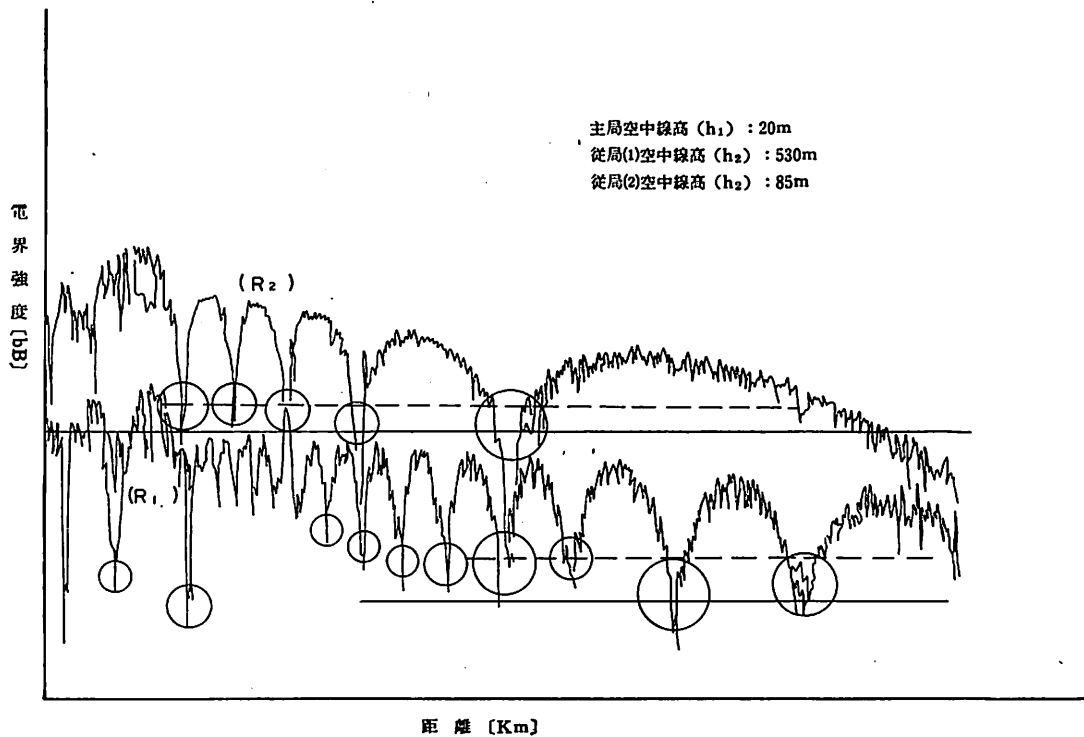


図6 実測定による電界強度曲線

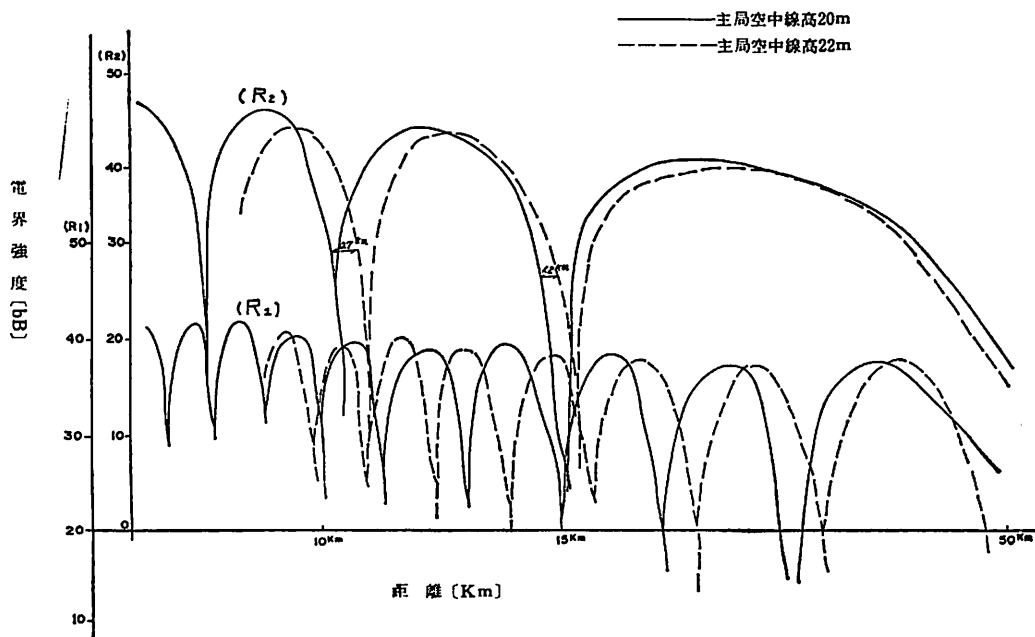


図7 主局空中線高変化による電界強度の変化

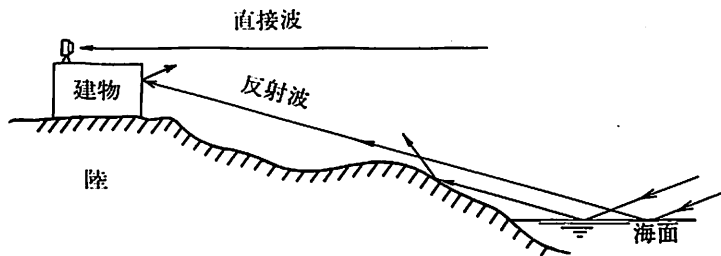


図8 従局設置例

ず、測定値が乱れるので、この区域での計測は避けることが好ましい。

本計測例での従局高さは従局(1)で 530m、従局(2)で85mであり、図から判るように、従局主局(1)間の測定不能点が従局(2)の方に比べはるかに多い。これは、従局高さを必要以上に高くしたことに起因するもので、従局選定の重要性を示している。

2) 反射物による影響

主局アンテナの指向性が水平面は無指向、垂直面で約 18° であるため、この主ビーム内に船体構造物(マスト、煙突、船橋など)が入らないように主局アンテナを取り付けなければならない。主ビーム内に構造物が入った場合、それによる反射のため測定誤差を大きくするからである。

従局方向と反射側にある山、崖、シーバース、ビル、他船舶などによる反射は「近傍反射」と呼べており、誤差を生じる原因となる。河川とか水路内など、特にマイルポストが設置されているような場所は、この地理的条件に合致していることが多いので注意を要する。

5.3 電波障害対策

われわれは公試運転の際、下記の方法により電波の不用な反射を軽減させ、測定データの品質保持を図った。その一例を以下に示す。

1) 船上主局側での対策

前述した式より明らかに、アンテナ高さを変えることにより DEAD ZONE を移動することができる。主局アンテナ高さを ± 1 m 可変できる昇降装置に取付けて計測を行なった。図7は主局高さ22mと20mの時の電界強度の計測実例であり、本例では1 km程度移動していることを示している。

船の甲板などによる電波の反射を防ぐため、主局アンテナの下に直径約1mのアルミ円板を取付け、反射電波路を遮断した。

主局アンテナを船体の最高部に設置した。

計測中、本装置の電波妨害になる通信装置使用を一時中止した。

2) 陸上従局側での対策

従局は電波の妨害を少なくするため、近接構造物の少ない見透しのよい高所に設置する。また、図8のような自然地形や建物により、海面反射の通路を遮断することが良い。反射電波を吸収するために、従局前面に電波吸収板を設置することも一策である。

5.4 環境条件

本装置の正常動作を保証するために、下記のごとき条件内で使用することが推奨されている。

- 1) 温度 $0 \sim 45^\circ\text{C}$
- 2) 振動 $1 \sim 10\text{Hz}$ 片振幅 1.5mm
 $10 \sim 60\text{Hz}$ " 1.5~0.05mm
- 3) 動揺 $\pm 22.5^\circ$ 周期 10秒
- 4) 電源変動 電圧 $\pm 10\%$ 周波数 $\pm 5\%$
- 5) 湿度 $20 \sim 90\%$

(つづく)

[次号内容] 6. 精度評価, 7. 試験結果, 8. 試運転データ解析システム, 9. 効果。

参考文献

- (1) 山田, 秋草, 水城, 藤井: 電波による船舶速度測定装置の諸問題, 電子航法研究所報告, No. 9 (1974年9月)
- (2) 山武ハネウエル(株): 電波式精密位置測定装置, 製品カタログ, 日本造船研究会第89研究部会
- (3) 電波利用による試運転用船速・船位測定装置 開発に関する調査, 造船研究, vol. 8 (1966年)
- (4) 小谷, 長谷川, 渡辺, 大井, 金尾: 電波のドップラー効果を利用した船舶速度装置に就いて, 川崎技報, vol. 20 (1959年)
- (5) 柴田, 春日井: 電波を用いる新方式の船舶速度測定装置 (MARSMEC 2) について, 船舶, vol. 40 No. 7 (1967年7月)
- (6) 神戸工業株式会社, 川崎重工工業株式会社: 極超短波のドップラー効果を利用した船舶速度計測装置 船舶, vol. 40 No. 7 (1967年7月)
- (7) 小林, 長江: 電波距離測定機 <オーディスタ>, 造船技術, (1967年3月)

弾性継手を用いない船用中速ディーゼル機関用 IMT 遊星減速機の開発

IMT Epicyclic Marine Reduction Gear without the Elastic Coupling
by Kiyoshi Kobayashi
Manager of Heavy Machinery Engineering & Design Dept. 2
Ube Machinery Works, Machinery Division Ube Industries, Ltd.

小 林 清

宇部興産機械事業部宇部鉄工所重機本部重機設計第2部長

1. まえがき

UBE-IMT船用遊星減速機は、昭和50年2月に海上運転を完了した1号機を含め、現在まで約20台を製作納入し、好調裡に稼働している。ちなみに本誌の第48巻、第2号で1号機の陸上試験結果の概要を紹介したが、この1号機を搭載した本船は、昭和51年2月に1年目の保証ドックを良好な成績で完了している。これらの実績とIMT遊星減速機のもつ数多くの長所とが認識され、現在UBE-IMT遊星減速機は、船用ギヤードディーゼル機関用として広く採用されるようになってきている。

更に本遊星減速機の発展を図るため、今回、日本船用機器開発協会の自主開発事業として“弾性継手を用いない船用中速ディーゼル機関用IMT遊星減速機の開発”試験を行ない所期の成果を得たので、その概要を紹介する。

2. 開発試験の概要

近年、IMT船用遊星減速機は、小型軽量、入出力軸同芯および、すぐれた荷重等配機構が採用されているという利点によって、船用ギヤードディーゼル推進軸系に広く使用され始めている。

遊動中介輪およびバランスピンを用いたこの特殊な等配機構は、弾性継手と同様に、捻り振動回避効果およびトルク変動吸収効果をもっていると考えられる。

そこで、船用ギヤードディーゼル推進軸系にIMT船用遊星減速機を用いて、弾性継手を取り付けないシステムを開発する目的で試験を行なった。この試験は、まず予備試験として先に述べた1号機を搭載した“第3興栄丸(セメントタンカー)”におい

て、弾性継手とダンパーを固定し、海上運転時のトルク変動、捻り振動を計測し、弾性継手を固定しても、充分、推進軸系の安全性が保てることを確認した上で、本試験を施行した。

本試験は、まず弾性継手を取り外した軸系での、捻り振動を理論的に充分解析ならびに検討した上で、陸上試験において各種計測を行ない安全性を確かめ、最終的に実船において弾性継手を取り外し、更に確認試験を行なったものである。

3. 荷重等配機構

図1は本開発試験に用いたIMT船用遊星減速機の断面図を示したものである。

本遊星減速機は図2に示すように、遊星歯車と遊星歯車軸との間に遊動中介輪を設け、それらの間に隙間を与えることにより、遊星歯車にラジアル方向の自由度をもたせ、各遊星歯車間の荷重等配を図ったものである。更に、こうすることにより、隙間には油膜が形成され、油膜のダンピング作用により、ショックロードを吸収する。

一方、遊星歯車や内歯歯車は、その歯幅が増加しても一様な歯当りが得られるように、2列に分割されたものが組立てられている。この複列の内歯歯車は、ばね鋼製のバランスピンで内歯歯車受けに固定されている(図3参照)。

このバランスピンは弾性が高いため、そのばね剛さを変えることにより、捻り振動共振点を容易に変えることができる。

従って、遊動中介輪油膜およびバランスピンは、トルク変動を吸収し、かつ捻り振動共振点を回避する効果が充分あると考えられる。

図1
MPD-125 型船
用遊星速機の組立
断面図

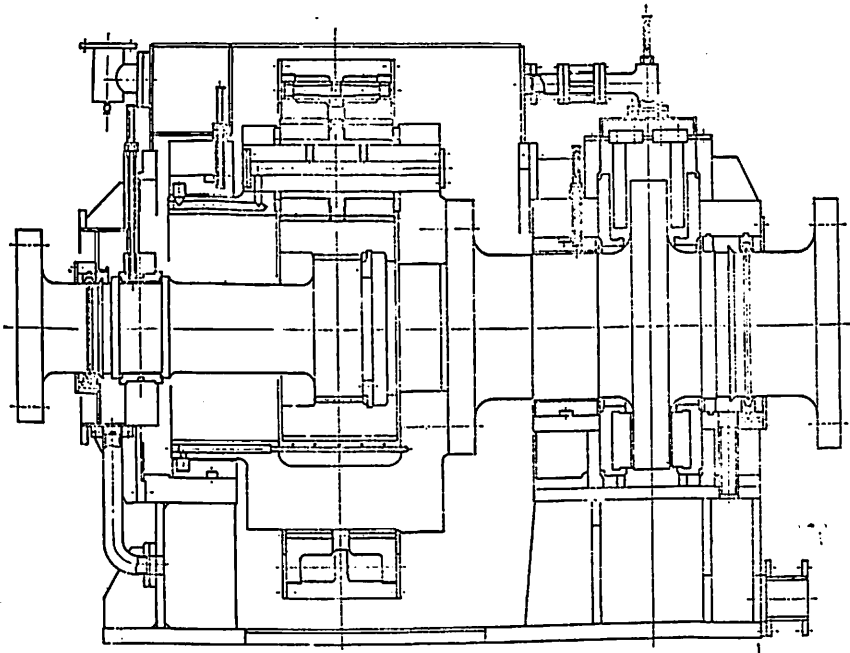


図2
遊動中介輪説明図

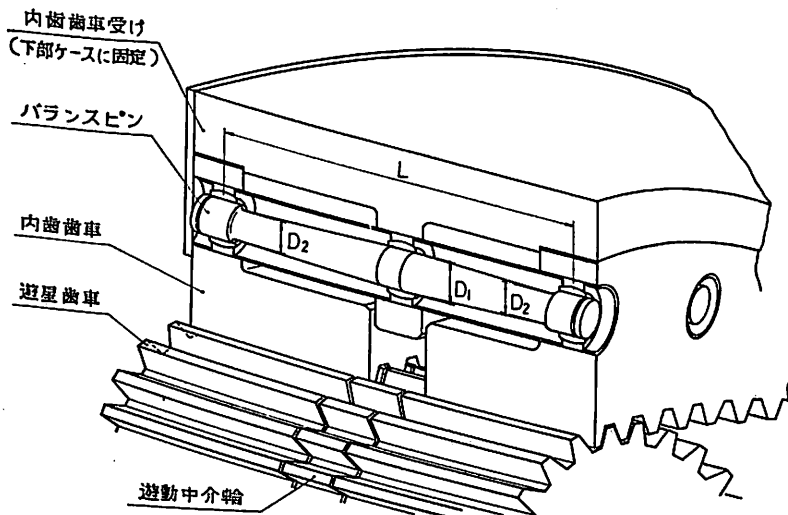
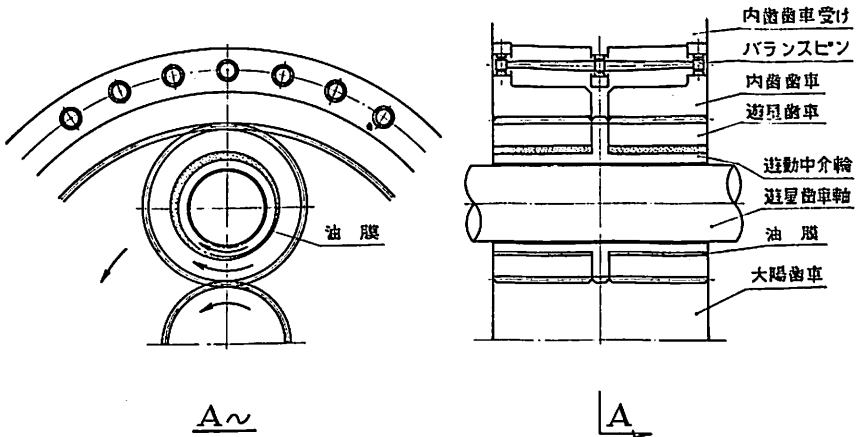


図3
バランスピン機構説明図

表 1 対象船舶および各機器の主要目

船名	予備試験		本試験	
	第3興栄丸		ブルーアンドロメダ	
船体主要目				
全長	118.00m		120.08m	
幅	16.00m		18.00m	
深さ	9.15m		10.2m	
載貨重量	6893.30 t		4733.0 t	
総トン数	4354.65 t		4703.18 t	
航海速度	14.0kn		17.0kn	
船種	セメントタンカー		カーキャリア	
備考	6300 t		普通車1200台	
主機関主要目				
型式	UBE—MHI 16UEV30/40C		NKK—SEMT 16PC2—5	
定格出力／回転数	4800PS/540rpm		10400PS/517rpm	
サイクル	2		4	
シリンダー数	16		16	
シリンダー径／ピストン行程	300mm/400mm		400mm/460mm	
V角	60°		45°	
着火角	—		45°	
振り振動ダンパー	三菱長船式		GEISINGER D93/96	
減速機主要目				
型式	MPS—112 (プラネタリー型)		MPD—125 (プラネタリー型)	
定格伝達馬力	4800PS		10400PS	
入力回転数／出力回転数	540rpm/170rpm		517rpm/180rpm	
減速比	3.175		2.874	
弾性継手	ローマン高弾性ゴム継手		ローマン高弾性ゴム継手	
型式	KJE280—M		KJS390—M	

4. 開発試験

4-1 予備試験および本試験に使用した主機関、減速機の主要目

予備試験を行なった“第3興栄丸”ならびに本試験を行なった“ブルーアンドロメダ”に搭載されている主機関、減速機および弾性継手の要目を表1に示す。

4-2 試験内容

(1) 予備試験

予備試験では、弾性継手を取り除くに当り、弾性継手や機関に装備されている捻り振動ダンパーが、捻り振動ならびにトルク変動に対して、それぞれどの

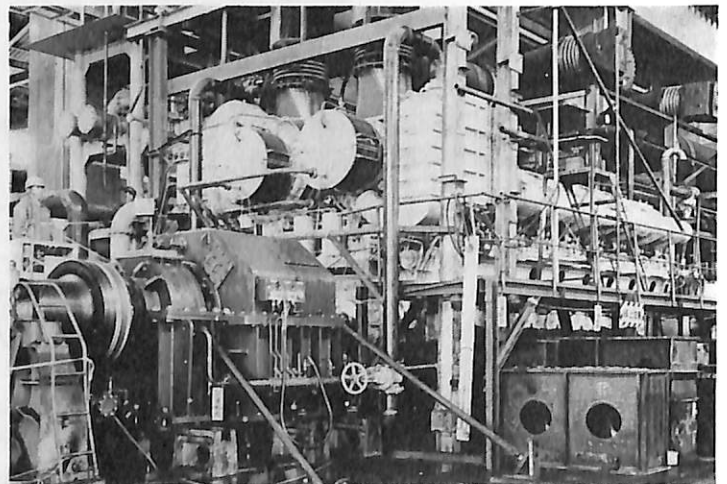


図4 弾性継手を取外して陸上試験中のMPD—125型

図5
第3興業丸の変動
トルク計測結果

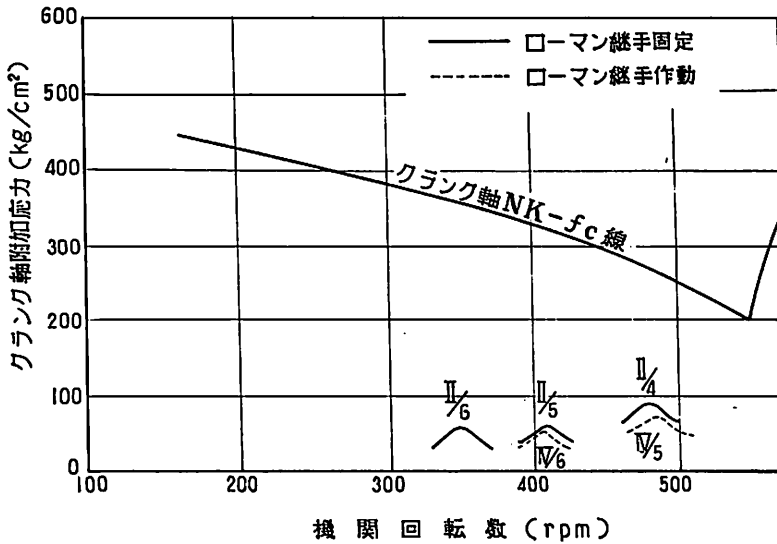
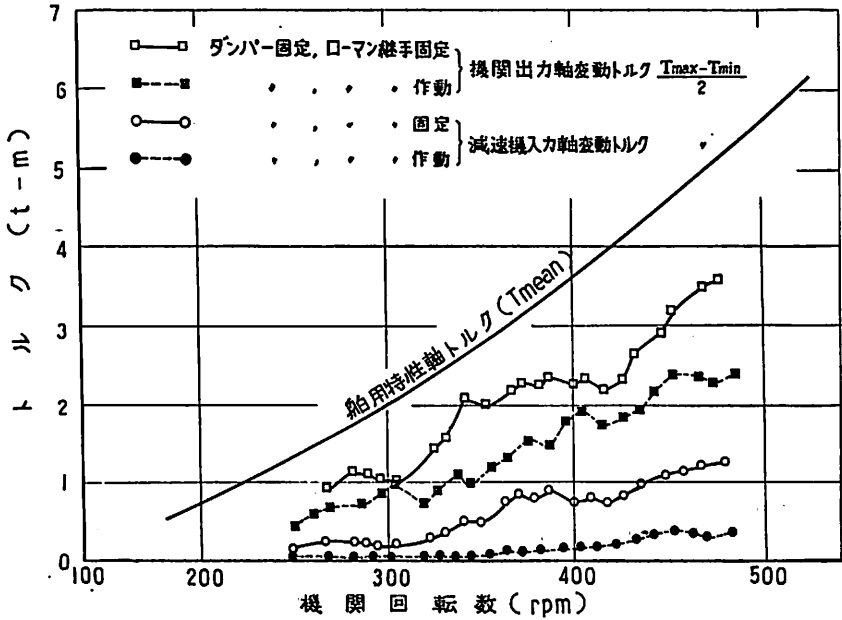


図6
第3興業丸のクラ
ンク軸付加応力線
図

程度の効果があるのか等について、実船において調査することを目的として実施したものであり、捨り振動ダンパーを固定し、弾性継手を固定および作動させ、それらがトルク変動に与える影響を調査した。

(2) 陸上試験

陸上試験では、弾性継手および捨り振動ダンパーの取り付け、取り外し、さらに3種類のばね剛さをもつバランスピンを取り替えることにより、7種類の推進軸系で比較試験を行ない、遊星減速機のトルク変動吸収効果を確認するために、減速機入力軸な

らびに出力軸のトルク変動を主に諸計測を行なった。図4に弾性継手を取り外した状態での陸上試験の様相を示す。

(3) 海上試験

陸上試験において得られた遊星減速機のトルク変動吸収効果を確認するために、実船において弾性継手を取り外し、主機と減速機を直結し、トルク変動計測を主に諸計測を行なった。

4-3 試験結果

(1) 予備試験結果

“第3興業丸”でのトルク変動計測結果およびこ

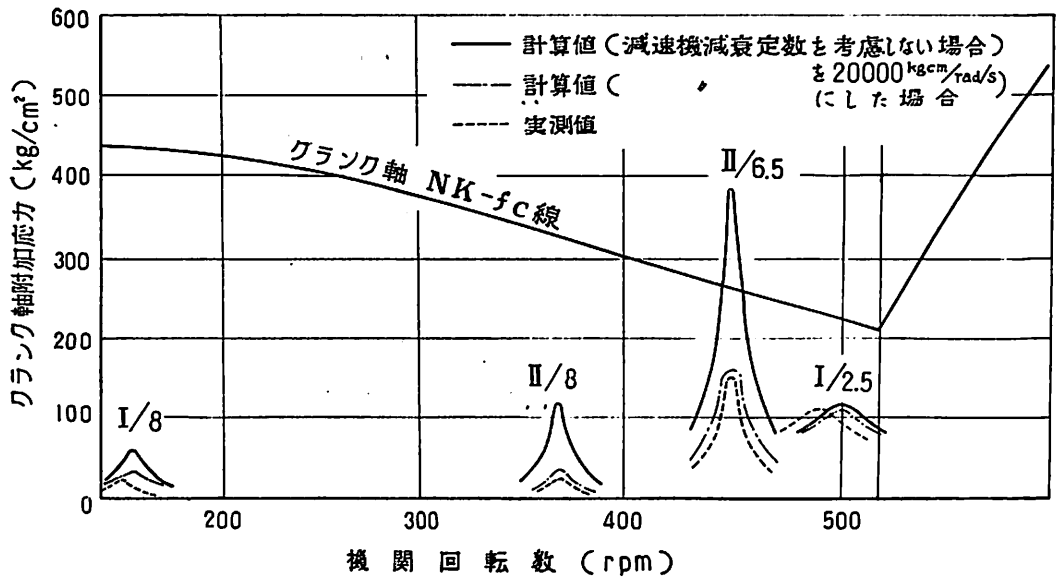


図7 クランク軸付加応力線図

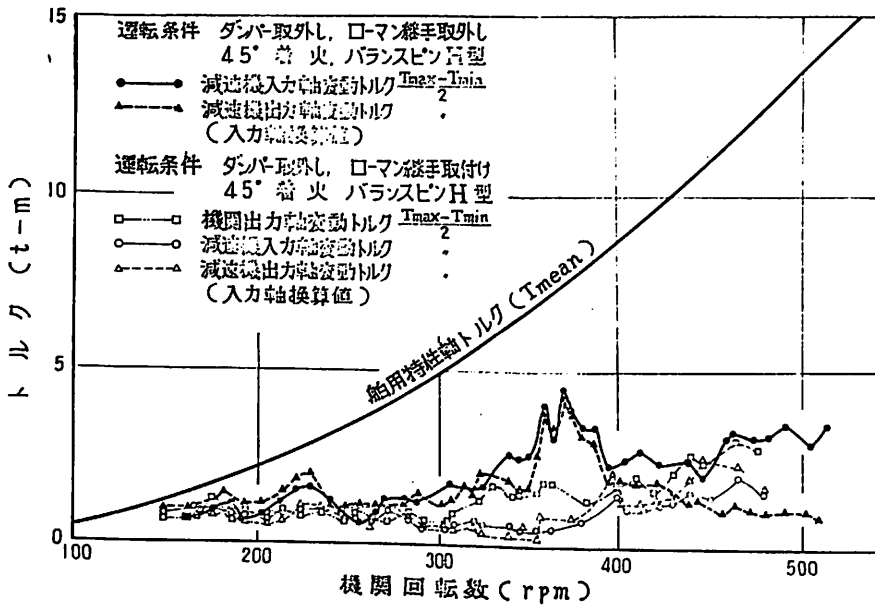


図8 実船でのローマン継手の有無によるトルク変動比較図

れに基づくクランク軸付加応力線図をそれぞれ図5、図6に示す。図5に示すようにローマン継手固定および作動状態でのトルク変動を比較すれば、機関出力軸、減速機入力軸とも固定の方が大きくなっているが、その割合は予想外に小さく、本事業施行の目途がたった。

(2) IMT遊星減速機のトルク変動に対する効果
陸上試験において求められた減速機内の減衰定数を考慮した場合と、考慮しない場合の計算値および実測値をクランク軸付加応力で示すと図7のとおり

となる。図7よりわかるように減速機内にはかなりの減衰効果があり、遊動中介輪部の油膜の弾性作用により、トルク変動および捨り振動が著しく吸収されることが確認できた。

また図8は実船での弾性継手を取り付けた場合と、取り外した場合とのトルク変動の比較を示すが、弾性継手を取り外しても、トルク変動値は実用上問題にならない程小さいことが確認された。

(3) バランスピンの捨り振動に対する効果

図9はバランスピンばね定数を変化させた場合の

軸系固有振動数の変化の程度を示したものである。このようにバランスピンのばね剛さを変えることにより、振り振動共振点を軸系の常用回転数域から回避させることが可能であることが確認された。

5. 経済的効果

弾性継手を省くことにより、遊星減速機の本来の特徴である小型軽量、入出力軸同芯に伴う機関室内

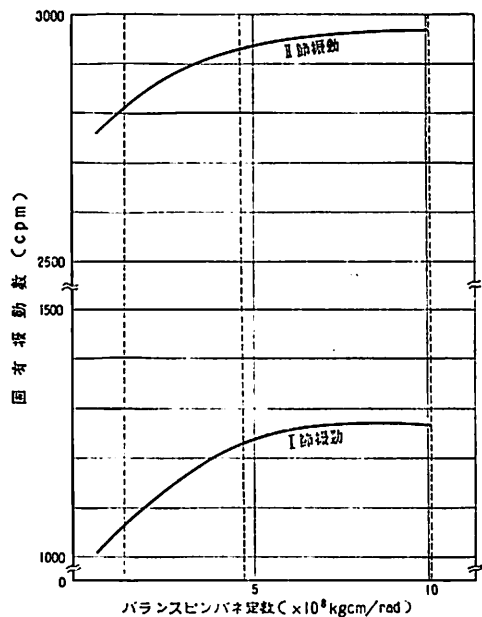


図9 バランスピンのばね定数による固有振動数の変化

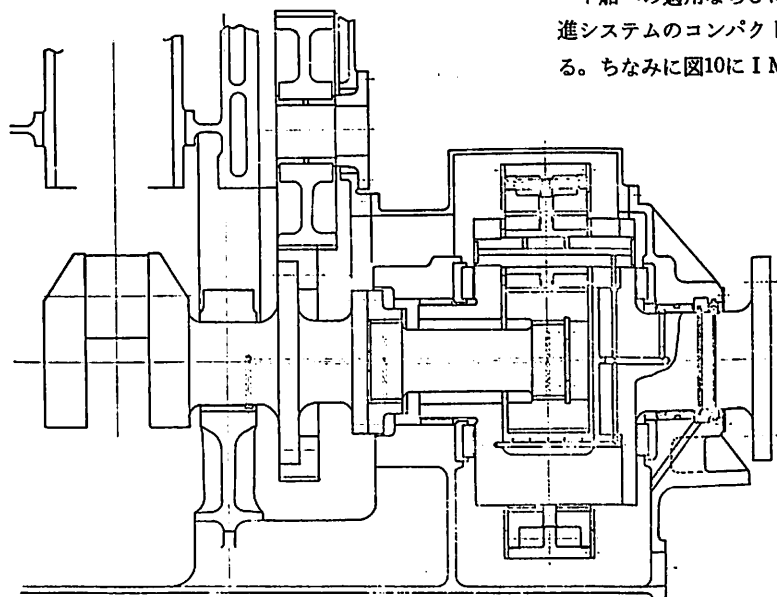


図10 I M T 遊星減速機を内蔵したギヤードディーゼル機関計画図

配置のコンパクト化、および船内据付けが容易であることに加えて、弾性継手をなくして機関室の長さを更に短かくし、船舶の載貨重量の増加を図り、船価低減に大きく寄与できることを確認している。

たとえば 10,000PS 級の推進軸系の場合、弾性継手を省くと軸方向の長さが約 950mm 短縮できる。

6. 将来の展望

今後本試験結果をベースに舶用主機関用減速機の合理的な設計を行うべく、多くの実測データと検討の積重ねを行なっていきたい。

さらに下記の点に留意し、本 I M T 遊星減速機の発展を図りたい。

(1) 4 サイクル 45° V 型機関の中で 45° 着火機関は、シリンダ相互の着火間隔のアンバランスが小さいため (たとえば 12 シリンダ機関では 45°—75°—45°—75° 間隔)、機関の発生するトルク変動が比較的小さい。しかし 405° 着火機関のうち 14 および 18 シリンダ機関の着火間隔は極端なアンバランスになっているため (たとえば 18 シリンダ機関では 5°—75°—5°—75° 間隔)、機関の発生するトルク変動は相当大きい。このトルク変動の大きい 405° 着火 14, 18 シリンダ機関に対しては、はずみ効果の利用、すなわち回転質量の慣性効果によるトルク変動緩和対策や歯車強度面よりの検討を行っており、実用化を図っていきたい。

(2) さらに本試験結果をベースに減速機を内蔵したディーゼル機関を開発し、低速機関の超低速ギヤード船への適用ならびに中速ギヤードディーゼル推進システムのコンパクト化を目標として計画中である。ちなみに図 10 に I M T 遊星減速機を内蔵したギヤードディーゼル機関の計画図の一例を示す。

終わりに、本開発試験は(財)日本舶用機器開発協会からの委託事業として(財)日本海事協会、日

勢海運、日本鋼管のご協力のもとに東洋精密造機と宇部興産の両者の共同で行なったものであり、関係各位のご好意に誌上を借りて深甚の謝意を表わしたい。

LNG Carrier / No. 4 Materials, Weldings and Fracture Mechanics (28)
by Hirohiko Emi / Toshiaki Ito

恵美洋彦 / 伊東利成

日本海事協会船体部

10-4-3 アルミ合金及びその溶接部の破壊強度
3. 疲労き裂伝ば速度

5083-O 材及びその溶接の疲労き裂伝ば速度も 9% Ni 鋼同様にアルミ合金タンクの設計に関連した多くの実験が行なわれており、第 9 章で述べたように応力拡大係数の変化量で整理 ($da/dN = C \cdot \Delta K^m$) されている。さらに、設計に役立つ有効な資料もまとめられている⁴⁰⁾。

RR812 委員会⁴¹⁾でも母材及び溶接の繰返し引張荷重による平板貫通き裂伝ば、WOL 型試験片による厚板及び超厚板のき裂伝ば (き裂進行方向の特

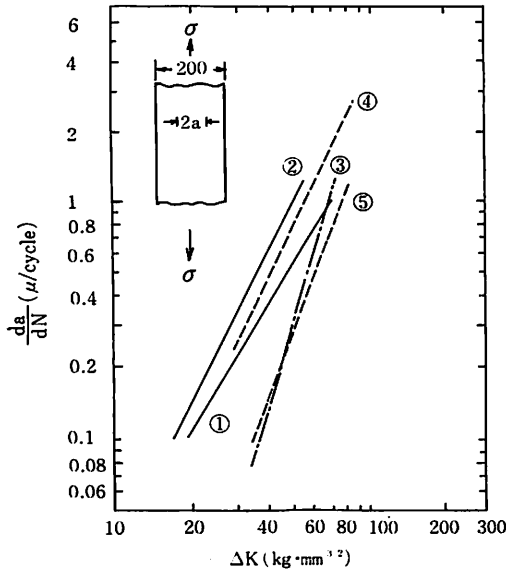
性)、及び表面切欠きの曲げ疲労、引張曲げ疲労及び引張疲労荷重によるき裂伝ばの試験が行なわれている。

図 10-206 は、5083-O 母材及び溶接の平板試験片の貫通切欠からの疲労き裂に関する結果をまとめた例である。この図では、室温でのき裂伝ば速度と -182°C でのき裂伝ば速度との間には差があり、低温ではき裂伝ば速度が常温より遅く、この傾向は母材、溶接金属とも同様である。また、応力比が 0.50 の場合のき裂伝ば速度は応力比が、0.125 及び 0.2 の場合の伝ば速度より大きい。いいかえると応力振幅の等しい場合、平均応力が大きいほどき裂伝ば速度が大きいという一般的傾向を示している。

図 10-207 は、図 10-208 に示すような試験片で厚板の表面に平行な方向へのき裂伝ば速度が求められた結果の例である。これからは、ST 方向のき裂伝ば速度が最も速く、また、常温に比べて低温の方が伝ば速度が速くなっている。

図 10-209 は、表面切欠からのき裂伝ば速度を各応力形式で比較するために同じような平均応力のものがまとめて示されている例である。ここで引張曲げの場合は、引張応力が静的応力 (平均応力) として与えられている。また、応力拡大係数振幅 (ΔK) には、それぞれ表面半だ円き裂に働く曲げ応力、引張応力 (第 9 章参照) が用いられている。また、図には示していないが、常温と低温における表面切欠きのき裂伝ば速度は、き裂が板厚方向に進行する図 10-206 と同様に低温の方が遅いという結果も得られている。

さらに、同委員会では超厚板 (200mm 圧延材及び押出材) の疲労き裂伝ば試験を行っており、この結果、超厚板の疲労き裂伝ば速度の材料の方向性による差はあまりないこと、10mm 程度の薄板材のものとはほぼ同じ値を示すこと、また、室温下のき裂



① 母材 室温	R=0.125, 0.200	C=2.4×10 ⁷	m=2.1
② 母材 室温	R=0.500	C=6.0×10 ⁷	m=1.8
③ 母材 -182°C	R=0.200	C=1.4×10 ¹⁰	m=3.8
④ 溶接金属 室温	R=0.125, 0.200	C=1.3×10 ⁷	m=2.2
⑤ 溶接金属 -128°C	R=0.167	C=3.7×10 ⁷	m=2.9

図10-206 き裂伝ば速度の比較⁴¹⁾ (5083-O 圧延材10mm 厚き溶接5183-WY MIG)

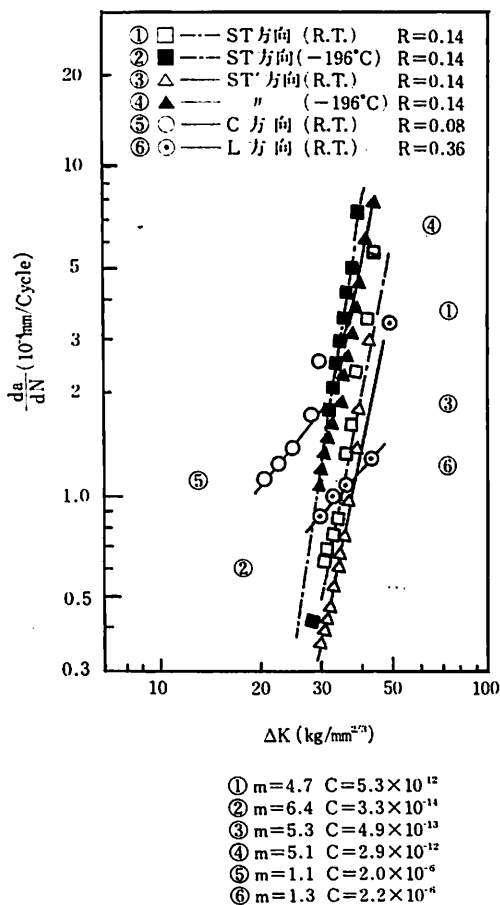


図10-207 5083-O材厚板(70mm)のき裂伝ば⁴¹⁾

伝ば速度は

$$\frac{da}{dN} = 4.70 \times 10^{-8} \cdot \Delta K^{2.56} \quad (R=0.5)$$

で表わされることが示されている。さらに、低温における伝ば速度を示したのが、図10-210であり、常温での結果も図中に示されている。これによると低温における伝ば速度は、常温と同程度であるといえる。図中の R-200 は、圧延材を示し、Ext. は押出材、L, S T 方向は、前述の図10-208 と同じであり、Z は、押出材の表面に平行方向に押出方向にき裂が伝ばするものを示している。

また、 $da/dN = C \cdot \Delta K^m$ でのアルミ合金 5083-O 材及びその溶接の C と m の値の相関関係については、図10-211 のように示されている。

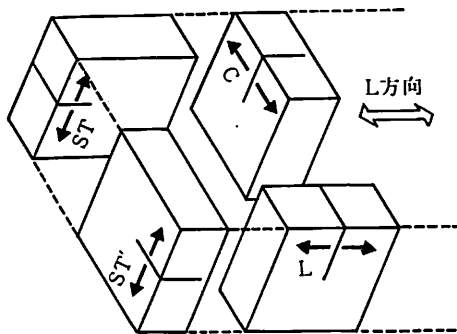


図10-208 試験片採取方向⁴¹⁾

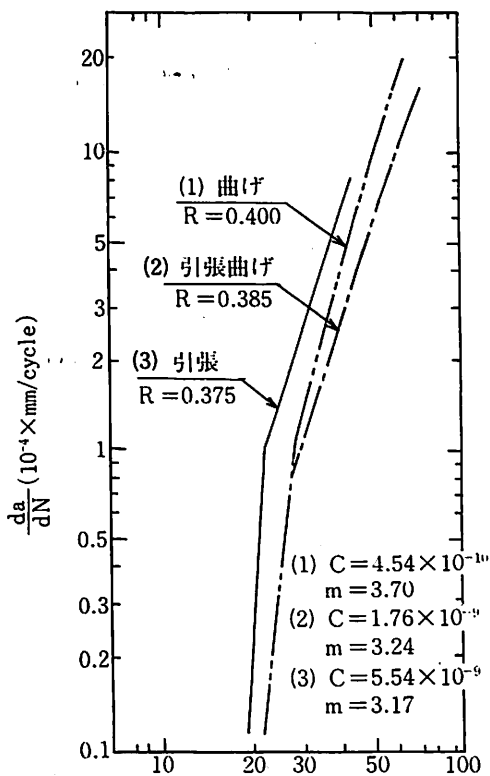


図10-209 表面切欠きき裂伝ば(5083-O材, 常温)⁴¹⁾

10-5 オーステナイト系ステンレス鋼及びその溶接

10-5-1 オーステナイト系ステンレス鋼

1. 一般

ステンレス鋼とは、周知のとおり鉄鋼の最大欠点である腐食を防止するために、表面に不働態の膜を

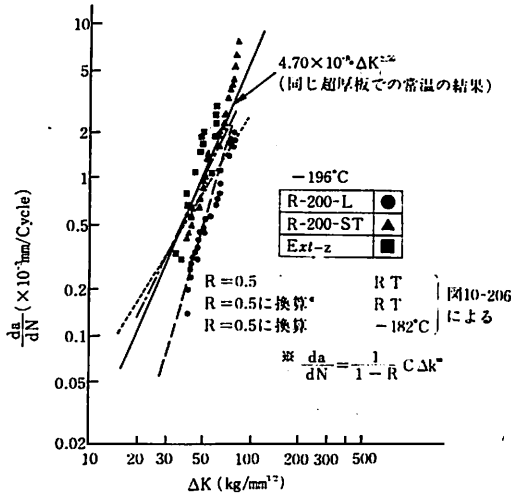


図10—210 超厚板5083-O 材の低温の疲労き裂伝ば⁽⁴¹⁾

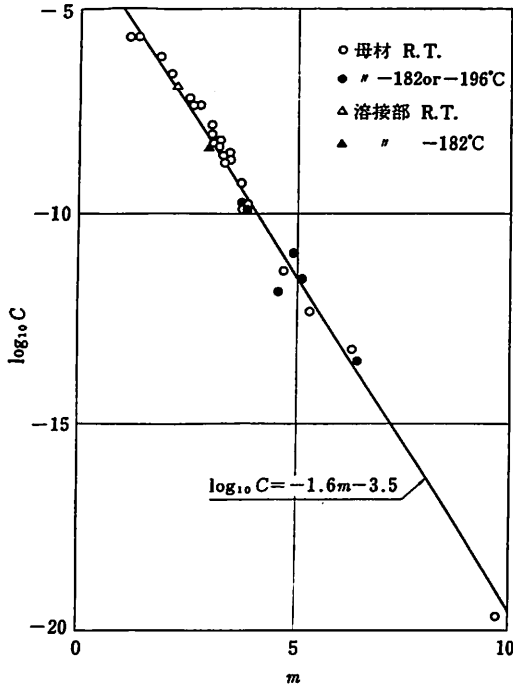


図10—211 5083-O 材およびその溶接部の疲れき裂伝ば定数間の関係⁽⁴¹⁾

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \left(\frac{da}{dN} : \text{mm/cycle}, \Delta K : \text{kg}\cdot\text{mm} \right)^{-3/2}$$

形成させて耐食性を持たせた鋼である。

腐食には高温で酸化しスケールなどを生じる化学的腐食と、水分、湿度のある状態でサビを生じる電気化学的な腐食がある。

ステンレス鋼とはこれら両者を兼ね備えたものであり、ケミカルタンカーの内張り材、またはタンク

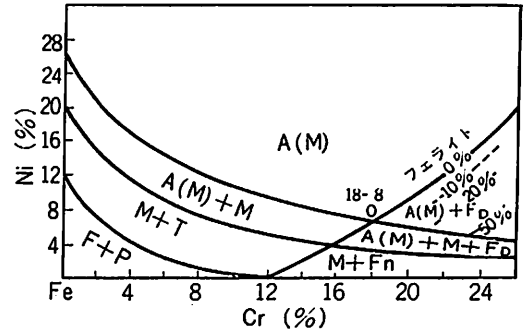


図10—212 Cr-Ni 鋼 (0.07% C) の組織図A(M) : 準安定オーステナイト, M: マルテンサイト, F: フェライト, F_D: δ-フェライト, T: ツルースタイト, P: パーライト

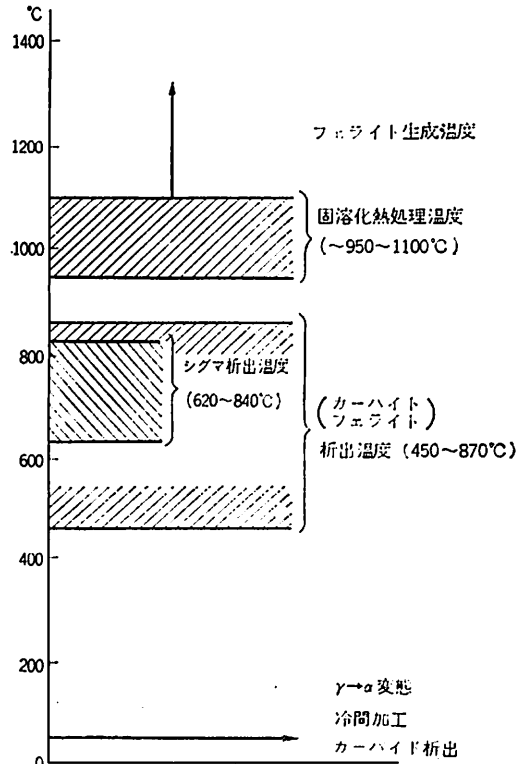


図10—213 オーステナイト系ステンレス鋼の析出物と析出温度範囲

材のように耐食性を目的としたものおよび高温で使用される耐熱鋼として使用されている。

ステンレス鋼には、その組織の状態により、マルテンサイト系、フェライト系、およびオーステナイト系のステンレス鋼に大別される。それらのうち極低温用としては、低温における切欠きじん性がよいことなどの点からオーステナイト系のものが使用さ

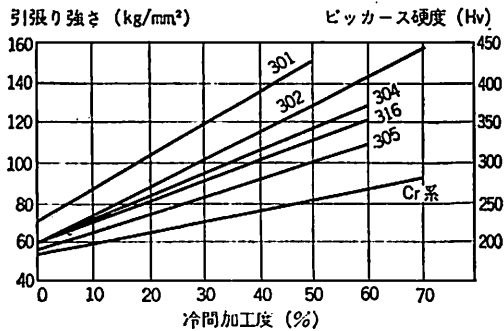


図10-214 各種ステンレス鋼の冷間加工による引張り強さの変化

れる。

これは、この結晶構造が面心立方型で、低温においても脆化を示さないためである。

Fe に Ni を添加すると A_3 変態点（オーステナイト領域）が下がり、約30% Ni を添加すると常温まで下がり、常温ではオーステナイト組織となり、磁性がなくなる。

ところが、これに Cr を添加すると、より少ない Ni 量でオーステナイト組織になるが、このとき Ni 量をもっとも少なくすむのが、Ni 量が8%のときで、この場合 Cr は18%以上必要となる。これがいわゆる 18-8 のステンレスまたは 304 タイプと呼ばれ、一般に良く使用されているものである（図10-212）。

この鋼の製造法として 950℃～1100℃ の温度から急冷する（これを固溶化処理又は溶体化処理とい

う）が、これは、図10-213から示すように、450℃～870℃ の温度範囲において加熱保持すると、クロムと炭素の化合物が析出し、また 620℃～840℃ の範囲ではシグマ相という鉄とクロムの化合物が析出し、耐食性および靱性が劣化する。そこで、これらの領域が析出物が出ないように急冷するわけであるが、これは、溶接時注意しなければならない大きな問題点である。

なお、炭化物の析出を少なくするために、炭素量を極度に少なくしたもの（304L タイプ）、また炭素がクロムと化合物を作らないように別の化合物とするために、Ti や Nb など添加したものがある（321 タイプ；Ti 入り、347 タイプ；Nb 入り）。

ステンレス鋼で、もうひとつ注意しなければならないのは、冷間加工により組織の一部が変態を生じる（硬いマルテンサイトになる）ことと、また加工歪により容易に硬化することである（図10-214）。

18-8 ステンレス鋼は、オーステナイト系ステンレスで磁性がないものとされているが、実際には8%程度の Ni では、まだ完全なオーステナイトとはいいがたく、少しの加工で硬化する（図10-214）。これを防ぐために305タイプのように極低炭素にし、Ni 量を多くしたものがある。これは冷間加工時注意しなければならない問題である。

ステンレス鋼の規格は、AISI（アメリカ鉄鋼協会）、DIN（西ドイツ）、JIS 等に規格がある。表10-74及び75に、低温用として一般的な300番タイプのオーステナイト系ステンレス鋼の鋼種、主成分、用途及び機械的性質の規格を示す。（つづく）

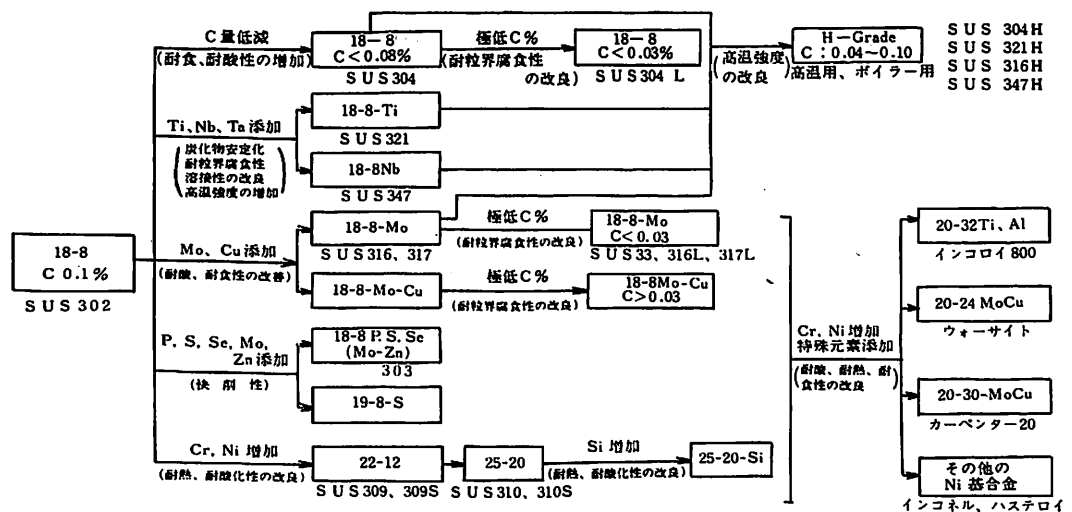


図10-215 Cr-Ni オーステナイト系ステンレス鋼の発達過程⁵⁵⁾

表10-74 オーステナイト系ステンレス鋼の種類および主成分 (JIS G4304, 5 及び 6) 及び用途

分類	鋼種組成	鋼種		化学成分 %						用途
		JIS	AISI	C	Ni	Cr	Mo	Cu	その他	
標準型	18Cr-8Ni	304	304	≤0.08	8~10.5	18~20			注)	硝酸等の強酸化性酸, 一般耐食耐熱
	18Cr-12Ni-Mo	316	316	≤0.08	10~14	16~18	2~3		注)	稀硫酸, 亜硫酸, 酢酸及び各種有機酸耐孔食等
	18Cr-12Ni-Mo-Cu	316J1	—	≤0.08	10~14	17~19	1.2~2.75	1~2.5	注)	稀硫酸等の非酸化性酸 316 より良
	18Cr-12Ni-3Mo	317	317	≤0.08	11~15	18~20	3~4		注)	316 より良
耐粒界腐食極低 C 型	18Cr-8Ni 極低 C	304 L	304 L	≤0.030	9~13	18~20			注)	304+耐粒界腐食性
	18Cr-12Ni-Mo 極低 C	316 L	316 L	≤0.030	12~16	16~18	2~3		注)	316+耐粒界腐食性
	18Cr-12Ni-Mo-Cu 極低 C	316J1L	—	≤0.030	12~16	17~19	1.2~2.75	1~2.5	注)	316 J1+耐粒界腐食性
	18Cr-12Ni-3Mo 極低 C	317 L	317 L	≤0.030	11~15	18~20	3~4		注)	317+耐粒界腐食性
耐粒界腐食安定型	18Cr-8Ni-Ti	321	321	≤0.08	9~13	17~20			注)	304+耐粒界腐食性
	18Cr-8Ni-Nb(Ta)	347	347	≤0.08	9~13	17~20			注)	同上
	18Cr-8Ni-Nb	—	348	≤0.08	9~13	17~19			注)	347 と同じ 中性子吸収係数が小さい。原子力用
快削型	18Cr-8Ni-S	303	303	≤0.15	8~10	17~19			注)	快削用, 耐食性は 304 よりやや劣る
	18Cr-8Ni-Se	—	303Se	≤0.15	8~10	17~19			注)	
冷間成型性	18Cr-13Ni	305	305	≤0.12	10~13	17~19			注)	冷間成型用, 耐食性は 304 にほぼ同じ
	17Cr-7Ni	301	301	≤0.15	6~8	16~18			注)	耐食性は 304 よりやや劣る。建築, 車両, 航空機機体, 構造材, 化学機械, パネ材
高力型	18Cr-8Ni 高 C	302	302	≤0.15	8~10	17~19			注)	同上, 船用非磁性構造材, ポンプ, シヤフト, 円心分離機等
	22Cr-12Ni	309 S	309 S	≤0.08	12~15	22~24			注)	耐熱性 304 よる優る
高温耐酸化性	309	309	309	≤0.20						
	25Cr-20Ni	310 S	310 S	≤0.08	19~22	24~26			注)	耐熱性 309 S よる優る
		310	310	≤0.25						

注) 特記のほか, Si ≤ 1.0, Mn ≤ 2.0, P ≤ 0.04, S ≤ 0.03

表10-75 オーステナイト系ステンレス鋼の JIS G4304, 5 及び 6 による固溶化熱処理状態の機械的性質

種類の記号	参 考 旧 記 号	引 張 試 験			か た さ 試 験		
		0.2%耐力 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	伸 び %	H _B	H _R B	H _v
SUS 302	SUS 40HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 304	SUS 27HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 340L	SUS 28HP	18 以上	49 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 305	SUS 62HP	18 以上	49 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 309S	SUS 41HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 310S	SUS 42HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 316	SUS 32HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 316L	SUS 33HP	18 以上	49 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 316J1	SUS 35HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 316J1L	SUS 36HP	18 以上	49 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 317	SUS 64HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 317L	SUS 65HP	18 以上	49 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 321	SUS 29HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下
SUS 347	SUS 43HP	21 以上	53 以上	40 以上	187 以下	90 以下	200 以下

表10-76 低温配管用ステンレス鋼管熱処理及び成分規格 (JIS G3459)

種類の記号	参 考 旧 記 号	化 学 成 分 %									固溶化熱処理C
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	その他	
SUS304TP	SUS27TP	0.08 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	8.00-11.00	18.00-20.00	-	-	1,010以上急冷
SUS304HTP	SUS27HTP	0.04-0.10	0.75 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	8.00-11.00	18.00-20.00	-	-	985 .
SUS304LTP	SUS28TP	0.030 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	9.00-13.00	18.00-20.00	-	-	1,010 .
SUS321TP	SUS29TP	0.08 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	9.00-13.00	17.00-19.00	-	Ti 5×C%以上	920 .
SUS321HTP	SUS29HTP	0.04-0.10	0.75 以下	2.00 以下	0.030 以下	0.030 以下	9.00-13.00	17.00-20.00	-	Ti 4×C%-0.60	冷間仕上げ 1,095以上急冷 熱間仕上げ 1,010以上急冷
SUS316TP	SUS32TP	0.03 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	10.00-14.00	16.00-18.00	2.00-3.00	-	1,010以上急冷
SUS316HTP	SUS32HTP	0.04-0.10	0.75 以下	2.00 以下	0.030 以下	0.030 以下	11.00-14.00	16.00-18.00	2.00-3.00	-	985 .
SUS316LTP	SUS33TP	0.030 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	12.00-16.00	16.00-18.00	2.00-3.00	-	1,010 .
SUS309STP	SUS41TP	0.15 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	12.00-15.00	22.00-24.00	-	-	1,030 .
SUS310STP	SUS42TP	0.15 以下	1.50 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	19.00-22.00	24.00-26.00	-	-	1,030 .
SUS347TP	SUS43TP	0.08 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	9.00-13.00	17.00-19.00	-	Nb+Ta 10×C%以上	980 .
SUS347HTP	SUS43HTP	0.04-0.10	1.00 以下	2.00 以下	0.030 以下	0.030 以下	9.00-13.00	17.00-20.00	-	Nb+Ta 8×C%-1.00	冷間仕上げ 1,095以上急冷 熱間仕上げ 1,030以上急冷

備考 注文者が製品分析を要求した場合にも、表記の化学成分を適用する。
ただし、SUS304LTPおよびSUS316LTPのC含有量は0.035%以下とする。

■液化ガスばら積み船、小型鋼船等の規則を承認

—昭和51年度 第4回技術委員会—

昨年の12月13日、東京・丸の内の日本工業倶楽部で開かれた昭和51年度第4回技術委員会において、NKの技術規則の改正にかかる次の4案件が上提、審議され、いずれも異議なく可決承認された。

(1) 現行鋼船規則(英文版)のPart B(Class Survey)と同和文版A編(登録規則)の一部改正:外国船に適用されるNKの現行英文鋼船規則は、日本船に適用される和文規則をそのまま翻訳したものであるが、外国船と日本船では、船体構造や検査の実施面でかなりの習慣的格差がある。従って、外国船に対しては、これら国際慣行を大幅に取り入れた構造規則と検査規則の制定が望まれており、特に外国籍NK船が、全NK船級船隻数の半分以上を占めるようになった昨今、その声が大であった。

よって今回、英文鋼船規則のPart Bの改正を行なうことになったもので、この改正案が承認されたことにより、今後、外国籍NK船の構造と検査は、ほぼ国際慣行どおりのものとなる。

なお、和文鋼船規則A編の一部改正というのは、上記英文規則Part Bの改正に伴い、所要の条文の改正を行なったものである。

(2) 液化ガスばら積み船・危険化学品ばら積み船の構造・設備規則の制定:—

NKでは従来、液化ガスばら積み船のうち、LPG船(加圧式、低温式とも)については、その構造・設備の規定を鋼船規則のN編にまとめ、LPG船については「規準」を制定していた。ところがこの液化ガスばら積み船と危険化学品ばら積み船については、かねてからIMCOにおいて、その構造・設備の検討が行なわれており、その結果として、これら船舶が具有すべき要件を規定したIMCO決議A328およびA212が発表された。

そこでNKでは、このIMCOの決議条項に従って、前記鋼船規則のN編とLNG船規準の関連条項の改正を行ない、LPG、LNGを含む品目の液化ガスを積む各種のタンク船について、その構造・設備の詳細な規定を設けた。

今回承認されたこの改正案が、所要の手続きを経て正式規則として公表されるときは、現行鋼船規則のN編とLNG船規準は廃止されることになっている。また、危険物ばら積み船については従来、外国籍船を対象とした英文規則しかなかったが、今回の改正により、日本籍船も含めて対象とする規則になる。

なお、上記いずれの規則も、公表の際は利用者の便のため、それぞれ別冊として出版される予定であ

る。

小型鋼船の新規則

(3) 小型鋼船構造規則の制定:—

現行の鋼船規則は、大体において航洋船を対象にしているもので、小型船に適用するときは、若干不合理な面もないではなかった。そこでNKでは数年前、小型船に対する特別の「規準」を制定したが、その適用は、「長さが50m以下の船舶で、しかも外国籍のものに限る」という制約が加えられていた。

これに対して国内の船主・造船所等から、小型船規準を長さ90m以下の日本籍船にも適用するようにして欲しいとの強い要望が出されていた。そこでNKでは鋭意その検討を続け、前記の「外国籍小型船舶規準」を全面的に見直すとともに、鋼船規則の該当条項にも斟酌を加えて、小型専用の新規則「小型鋼船(長さ90m以下)構造規則(案)」を得、これを今回の委員会に上提したのである。

この規則は、長さ90m以下の小型鋼船であれば日本船、外国船の別なく適用されるが、外国船の場合は、アンカーやチエーンは船主の希望により規則とは別のものの使用が認められているなどの慣例があるのでそれを尊重し、二、三の例外規定が設けられている。

(4) 防火・消防に関する規則:—

昭和51年度第2回技術委員会承認された防火・消防に関する規則は、現在、関係官庁に認可申請中であるが、その適用に関する改正案すなわち「国際航海に従事しない船舶たとえば内航船等については、その適用が斟酌できる」との案件が今回検討され、承認された。

NKのケミカル・データバンクサービス

危険化学品ばら積み船は、今回承認された規則にも規定があるとおりその設計、オペレーション・マニュアルの作成などに際しては、積込む貨物の諸特性に関する各種の資料を準備する必要がある。

NKでは目下、これら各種の危険化学品の諸特性に関する多くの資料のコンピュータ化を進めており、昭和52年中には関係者からの要望に応じて直ちに必要データの提供ができるようになる見込みで、各方面のご利用を期待している。



ホメーロス時代の 航海術

遠 沢 葆

■ 秘中の秘とされた航海術

考古学には大胆な推理が許されるべきである、と言った考古学者がいるけれども、残された僅かな遺物や遺跡をたよりにして、過ぎ去った過去を再現しようとするならば、いきおいその推理は大胆にならざるを得ないからであろう。

われわれが古代の航海術がどのようなものであったかを調べてみようとする時にも、この言葉はよくあてはまる。いやそれよりも、もっと大胆な推理を必要とするかも知れない。

何故なら、古代の航海術そのものは、現代になんの痕跡もとどめていないからである。船体構造の歴史を探ろうとすれば、古代人が石や粘土に残した絵や模型が手掛りになるし、また古代の作家の筆になる船の描写なども手掛りとなる。現代では水中考古学者の手による沈船の発掘もある。

海上交通についても同じことが言える。考古学者はエジプト第18王朝（略々紀元前1550～1350年）の墓に描かれているクレタ人の絵から、既にその頃、クレタ島とエジプトの間に航海による往来があったと結論する。彼等は船で航海して来たのだ。しかも漂流して来たのではないことは、その絵から明らかである。

ではどのような方法で海を渡って来たのであろうか。つまり彼等の持っていた航海術とは、どのようなものであったのだろうか。われわれはそれを解明出来る直接の手掛りとなるものを考古学的方法では見出すことが出来ないのである。

それには大きな理由がある。舟乗り自身が航海術について何も書き残さなかったからである。何故舟乗りは何も書き残さなかったのだろうか。古代の舟乗りが字を知らなかったからだと言うことも一つの原因であろう。

古代においては文字自体がそのようなことを記録

するために使われたのではなかったからでもある。しかし最大の理由は、おそらく航海術が秘中の秘とされていたからであろう。殊にフェニキア人においてそれが顕著であった。ローマ人がカルタゴ人の航路を探るため、1隻の船に命じてカルタゴの船のあとをつけさせた。それと知ったカルタゴ人は船を座礁させ、陸路カルタゴに帰った。すると元老院が、船の損失とあげそこねた利益を補償してくれた、とストラボン述べている。

自己の利益を守るために航路を秘密にしていたのであり、航路を秘密にする以上、航海術をも秘密にすることは当然であろう。おそらく師匠から弟子へと口伝をもって伝えられたであろう。そして後には何も残さなかったのである。われわれが古代の航海術を知ろうとするとき、いきおい大胆な推理によらざるを得ない所以である。

■ 図ホメーロスの時代

ホメーロスについては不明な点が多い。彼が実在した人物であったかどうか、実在したとしても果して彼がギリシア最古の二大叙事詩「イリアス」と「オデュッセイア」の作者であったかどうか、ということは既に紀元前3世紀頃から、アレキサンドリアの文献学者の間でも問題になっていたと言われている。この問題は現代になっても、いまだ定説をみるに至らないが、一応彼の生没年は紀元前800～750年の間とも推定されている。

つまり、「イリアス」と「オデュッセイア」の成立年代をこの間と見るわけである。後で星の位置にも言及しなければならぬので、本文にいうホメーロスの時代を紀元前800年としておく。そうしておいても殆んど誤りはないと思う。

ホメーロスはその詩の中で、ギリシア人とフェニキア人の航海について屢々語っているが、その航海

術については一言も触れていない。それを知るためには、いきおい推理によらざるを得ないのであるが、以下においてその触れられていない航海術について述べてみたいと思う。

●ギリシア人の航海術

エーゲ海は必ず何処かの島が視界内に在るといわれるほど島が多い。だからエーゲ海に最初に乗り出したギリシア人は目標にはこと欠かなかった。島を次から次と伝って行くことによって、彼等は目的地に向うことができたのである。そのうち、やがて伝い行くべき島が自ら定まり、一定の航路が出来上った。われわれはそうして出来上った航路のいくつかを、ホメーロスの詩から推測することが出来る。

彼等は航海中、夕方ともなれば必ず陸に上って食事をとった。このことは彼等が通常、夜間航海をしなかったことを物語っている。「オデュッセイア」の中には、何日間も航海する場面が描かれているが、それはおそらくホメーロスがフェニキア人の航海にヒントを得てからのことであろう。

当時のギリシア人がそのような航海を普通に行なっていたとは断じ難いふしが、同じく「オデュッセイア」の中に見出される。例えば、メネラーオスは、たった1日かかるだけの航海を言いつけられて胸の張り裂ける思いをしたと言っている。

当時のギリシア人は未だ決して海洋民族ではなかったのである。彼等の航法は余程のことがないかぎり普通は昼間、島伝いの航法であった。

「オデュッセイア」の中には航海術として注目し値する箇所があるので、呉茂一訳によって引用する(Od. III 173—178)。

トロイアからの帰途ギリシア軍の領袖、ネストール、メネラーオス、ディオメーデスの3人がレスボス島で故郷へ一刻も早くたどりつくために、長い航路をあれやこれやと思ひあぐねた末、

「(神に) お告げの兆しをあかさされるようお願いすると、示現があって、大海原のまん中を横りエウボイア指して進むがよいとお指図された、すこしも早く災難から遁れ出るには、折からに、追風が音も高らかに吹きおこすのに、船はいと迅かに、魚鱗に富む潮路をひた馳せに馳せ、ゲライストスの岬へまで、その夜のうちに行き着いたので……」

レスボス島で、神に祈ったところ突然追風が吹きおこり、それに乗じてエウボイア目指しひた走りに走ったというのである。このことは、彼等がある一定方向に吹く風にのれば、目的地に達することが出来るということを知っていた証拠である。

エーゲ海で定吹する風にエテシアン風(Etesian winds)がある。英国水路誌には次のように述べてある。

「(エーゲ海において) Etesian winds は5月の終りか6月の初め頃、最初突然に吹きはじめ、それから6月初めにはより規則的に吹き、ほぼ9月中旬に至るまで続く、そして10月中には終息する。北部では北東寄り、中央部では北寄り、南部では北から北西寄りである」

神に折って吹き起った風は、この Etesian winds であつたにちがいない。このようにある方向に定吹する風に乗れば、その方向にある目的地に達することが出来るということは、既にホメーロス時代のギリシア人に知られていたのである。

このほかにも、ギリシアの地形が舟乗りにとって役立ったと、キトー(Kitto)は述べている。ギリシアの地形は概して東南の方向にむいており、山脈や谷がその方向に走っている。それが羅針盤の役目をしたのだと彼は言う。

ギリシアの地形が羅針盤の役目をしたということは、あながち否定できない。ストラボンもクレタ島の Samonium 岬の傾斜面は、エジプトとロードス島の方向をむいていると言っている。おそらくそれはストラボンが、当時の舟乗りから得た知識であろう。ホメーロスの詩の中には地形で方向を定めたという直接の記述はないが、その可能性はあつたとみてよいであろう。

●フェニキア人の航海術

ホメーロスは、クレタ島からリビア(古くはエジプト以西のアフリカ北岸はこう呼ばれていた)へ向うフェニキアの船のことを述べている(Od. XIV 299—300)。エーゲ海と異り頼るべき物標がなにごと一つ存在しない海上を、クレタ島からリビアまで、どのような方法で航海したのであろうか。

そもそも人間が陸を離れ、水平線ばかり眺めながら何日間かを航走できるようになったのは、推進力

として風を利用する帆を発明して以後のことである。その帆が考え出されたのはおそらくナイル河においてである。人間が何かを考え出す場合には、或る条件のもとにあってなんらかのヒントが必要である。

ナイル河では北風に帆を揚げて河を遡り、次の季節にマストをはずして増水した流れに乗って河を下ったといわれている。つまり、ほぼ南北方向に走るナイル河の上を北風が定吹するのである。

Nicholas C. Flemming は、エジプトの初期の帆が楯型であることから、帆は葬儀のさいに楯を船中に揚げる習慣から発生したと考えられると言っている。ナイルの河面を北風が吹いている或日、葬儀に参列して楯を揚げていた船が、楯を揚げていない船を超越して、進んで行くのを見たエジプト人が、最初に帆を考案したということは、ありそうなことである。帆はエジプトからエーゲ世界に伝わり、そこで改良され、それが再びエジプトに入ってきたと言われている。

クレタ島からリビアへ、物標のない海をフェニキア人がどのようにして渡って行ったかということは、ホメロスの詩からは直接には知ることが出来ないが、先づ第一に考えられるのは風である。東部地中海における航海可能期間は大体春分の頃から秋分の頃までであった。

更に言えば、大体、夏を中心として行なわれていたと言ってよい。クレタ島とアフリカ北岸との間の海域の風は、英国の水路誌によれば7月で50%以上が北西風で最も多く、次いで北風と東風になっている。クレタ島からエジプトへ行くのには、この風は追手となるので最も効果的である。その上、潮流もほぼ同じ方向に流れているので一層有効である。

それにくらべるとアポロニア (Appollonia) へ向う場合は、若干の困難を伴う。アポロニアは紀元前7世紀、テラ島 (Thira) のギリシア人によって植民されたが、それ以前にフェニキア人がここに港を作っていたと思われる。

Nicholas C. Flemming は、紀元前2400年頃のエジプトの船は風向から33度まではずれても航行できた。また有名なハトシェプスト女王の船 (紀元前1500年頃) は100度はずれても、つまりわずかな逆風を受けても帆走できたものと思われると言っている。

る。

「オデュッセイア」に *ὑπέρας* という言葉がある。Oxford の Lexicon によれば、Upper rope という意味であり、“the braces attached to the ends of the sailyards by means of which the sails are shifted fore and aft, to catch the wind.” と説明されている。ホメロス時代の舟乗りは既にかなりの帆走技術を有していたと考えてよいであろう。したがってクレタ島から北西の風を受けてアポロニアへ帆走する場合、多少東方に圧流されるとしても、其処に達することは不可能なことではなかった。

また後年ローマ時代にも、この同じ風を利用しての航海が行なわれていた。即ちアレキサンドリアからローマへ穀物を輸送する穀物船が、ローマからアレキサンドリアへ向う時、この風を利用したのである。

以上のようにこの海域の北西風を利用して目的地に向ったほか、ホメロス時代のフェニキア人は、クレタ島からアポロニアやエジプトに向うのに、出没时间の太陽、特に夏至の頃のそれを利用したのではないかと考えられる。

既に述べたように、東部地中海における航海可能期間は、大体春分の頃から秋分の頃までであった。この期間内にあつては、クレタ島南方海上、例えば北緯34度線上では、春分、秋分の太陽の出没方位は真東、真西であるが夏至の太陽のそれは34度の緯度線に対し約29度の方向である (次頁図参照。冬至の太陽を航海に利用する必要はなかった)。

今クレタ島の東端 Samonium 岬からエジプトへ向う船が、夏至の太陽が水平線に昇るのを左舷正横に見て進めば、ナイル河口への最短距離のコース上に行くことができる。またクレタ島西端にある Criumetopon 岬から、夏至の太陽が水平線に沈むのを右舷正横に見て進めば、真直ぐにアポロニア付近へ到達できたであろう。太陽が夏至点から離れて、春秋両分点に近い位置にあればあるほど、方位の誤差が大きくなったことは図からみて明らかである。

ストラボン は Samonium 岬からエジプトまでは4昼夜かかり、キレナイア (Cyrenaea) から Criumetopon までは2昼夜かかると言っている。

このようにホメロス時代のフェニキア人が、夏至の太陽を或る特別な方向を知るために使っていたであろうということは、ホメロスやヘシオドス（ホメロスより幾分後世の人であると言われている）の著作にあらわれてくる *Iponai hēliōco* (turning places of the sun: 太陽が向きをかえるところ) という言葉から推測することができる。

図クレタ人の航海術

フェニキア人は一般に海洋民族と呼ばれているがレバントの海岸から、彼等が海洋民族として、地中海に登場してくる歴史的背景はどのようなものであったのだろうか。またどのようにして上に述べたような航海術を体得するに至ったのだろうか。今少し歴史を遡ってみよう。

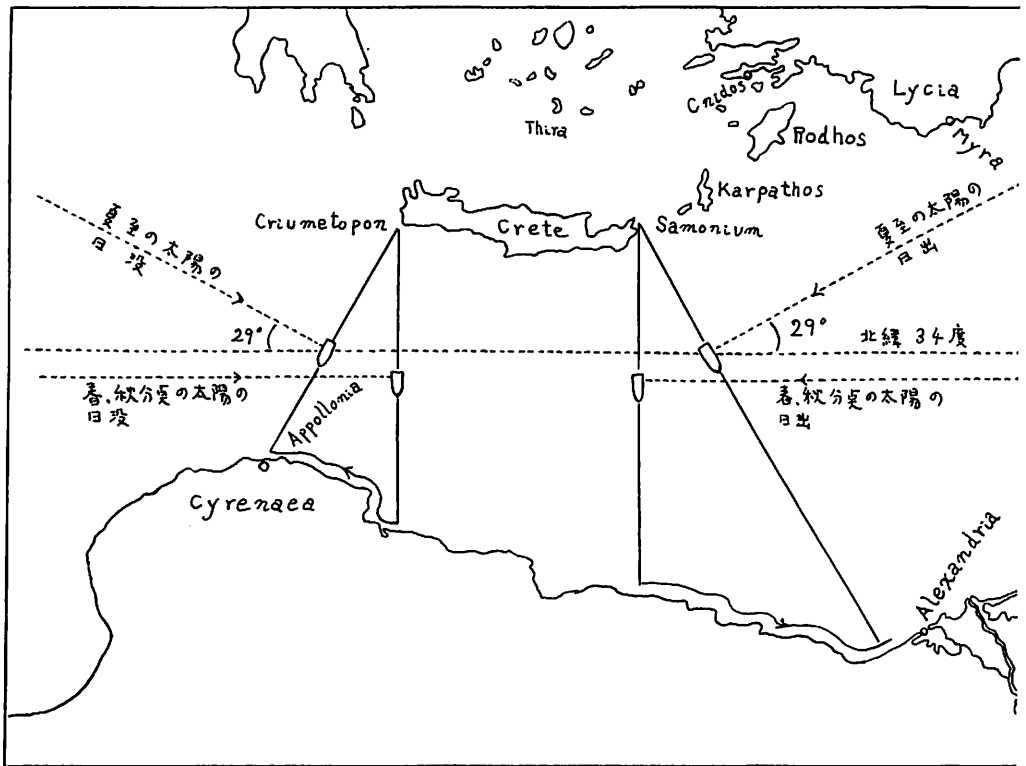
クレタ人がエジプト第18王朝の頃に、既にエジプトに現われていたことは前に述べたが、それは地中海でフェニキア人が海洋民族として頭角をあらわす以前のことであった。一体クレタ人はどのようにし

てエジプトに到達したのであろうか。

ウガリト文書 Ugaritic document によれば、古代、シリアからクレタ島までのルートは、キプロス島、キリキア (Cilicia) 西部、ルキア (Lycia) を通ったという。ルキアからはおそらくロードス島 (Rhodos), カルパトス島 (Karpathos) を経てクレタ島に達したのであろう。ホメロス時代のギリシア人と同様、沿岸伝いの航法であった。クレタ人がこのコースを逆に東進し、レバントの沿岸沿いに南下して、エジプトに達したことは十分に考えられることである。

さらにクレタ島南岸とアフリカ北岸との間に、貿易航路があったと言われている。沿岸沿いにレバントを南下するのにくらべると、この航路を開拓することは容易なことではなかったであろう。

おそらく時化に逢って、クレタ島からアフリカ北岸に流されたクレタ人のうち、そこから沿岸伝いに東方に向い、当時の文明国エジプトを経て、レバント沿岸を北上し、ウガリト文書のコースを通してク



ホメロス時代のクレタ島南方海上の

クレタ島に帰った者達の報告にもとづいて出来上ったのであろう。

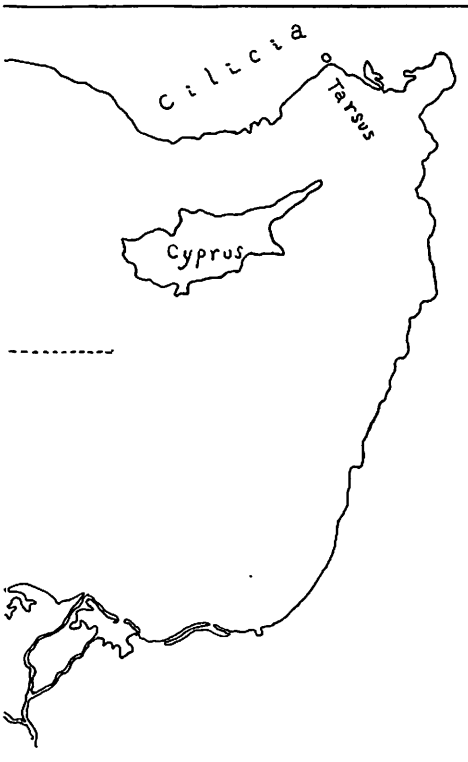
それにひきかえアフリカ北岸に漂着後、沿岸伝いに西方に向った者達は再びクレタ島に帰ることはなかったであろう。エーゲ海やクレタ島から時化のため、アフリカ北岸に流される話は、ホメーロスやヘロドトスも数多く述べている。

アポロニアがテラ島のギリシア人によって植民されたことは先に触れておいたが、その際彼等の水先案内をつとめたのは、クレタ人のコロピオスという紫貝採りの漁夫であったが、彼もまた曾って時化のためクレタ島からアフリカ北岸のブラテア島（現在の Bomba 島）に流されたことがあった。

クレタ島からアフリカ北岸へ直航する航海をくり返すうちに、クレタ人は夏至の太陽を利用して方位を知る方法を自ら体得したにちがいない。

それではフェニキア人はどのようにしてクレタから、この夏至の太陽の利用法を学んだのであろうか。

フェニキア人、クレタ人より航海術を学ぶ前12世



春、秋分時の太陽の出没方位

紀の中頃、海の民 Sea people と呼ばれる一団がナイル河口に大挙して侵入した。彼等は鉄器をたずさえて南下してきたドーリア人に、ギリシア本土を追われたミケーネ人やクレタ人であったと言われている。彼等のうちシリアパレスチナ沿岸に侵入した者達（おそらくクレタ人であった）が、その地に住みつき、先住民族であるカナン人と混血して、いわゆるフェニキア人になったという説が、最近行なわれている。この説に従えばクレタ人の持っていた航海術のすべてをフェニキア人が受継いだとしても不思議ではない。

図アフリカ北岸からクレタ島への航路

さて以上のような方法でアフリカ北岸、リビアやエジプトにきたクレタ人、或いはフェニキア人は再び同じ航路をクレタ島へ引返して行ったのだろうか。帰りには北西の風は逆風となって、かなりの困難を伴うはずである。

彼等は既に述べたクレタ島から時化で、アフリカ北岸へ流された人々がとった同じコースをたどって、クレタ島に帰ったにちがいない。「オデュッセイア」でもトロイアの帰途、時化でエジプトに流されたメネラーオスが、シドンを経てギリシアに帰ったことが述べられている。また先に触れたローマ時代の穀物船は、アレキサンドリアで穀物を積んでローマに向う時、キプロス、ミラ (Myra)、ロードスまたはクニドス (Cnidus) を経てクレタ島南方を西進し、マルタ、メシナを通る北方航路と、アフリカ北岸をキレネまで行く南方航路のどちらかを通った、と Lionel Casson は述べている。

図フェニキア人、ギリシア人の天文航法

さて以上述べたように、ホメーロス時代のギリシア人は島伝いの沿岸航法が主体であったが、フェニキア人はクレタ人から受継いで夏至の太陽の出没を利用する天文航法を知っていた。

ホメーロスの詩にはオデュッセウスが北斗七星を左手に見て航海することが述べられているが、これは言うまでもなく東に向って航海することを意味している。然し、これでは単に東とおもわれる方へ向うことが出来るというだけで、果して目的地に到達出来たかどうかは、はなはだ疑問である。

何故ならホメーロス時代を紀元前800年とすれば、その頃の北斗七星のうち天の極に最も近い星 Dubhe でさえ、その赤緯は北緯73度であり、天の極から27度もへだたっていたからである。

現在の北極星の赤緯はその頃北緯74度であった。従って北斗七星の星座自体は東西方向の航海には使えなかったのである。使ったとすれば、この星座をもとにして天の極とおぼしきあたりに見当をつけるためであったであろう。

天の極とおぼしきあたりを正横に見て進めば東西方向の航海は可能である。しかし北斗七星のこういう用い方は、ギリシア人のものではなく、おそらくフェニキア人のものであった。

ホメーロスはそういう用い方の詳細は知らずに、ただ莫然と東西方向の航海に北斗七星を用いるというのを知っていたに過ぎないと思われる。

東西方向への航海に、ギリシア人が大熊座の北斗七星を言々していた頃、フェニキア人は小熊座を使っていた。小熊座の Kochab の赤緯はホメーロスの頃で北緯83.5度であり、東西方向の航海には、これを使う方が北斗七星を使うよりは遙かに正確であった。

ギリシア人はフェニキア人が小熊座を使っていることを、かなり後まで知らなかったと、ストラボンは述べている。

フェニキア人が東西方向への航海に長けていたことは疑いをいれない。Gerhard Herm が、フェニキア人の海上交通は、主として地中海を横断する東西の軸に沿っていたと述べているのは、このことをよく物語っている。

図ギリシア人の運用術

最後にホメーロス時代のギリシア人の運用術について述べておく。普通、船は浜辺に引き上げておかれた。航海に出る時にはこれを海に引き下ろし、乗組員が漕座に坐って沖に漕ぎ出した。適当な風があればそこで帆走に移った。

帆走中、風がなくなれば帆を捲き揚げて (brail up して) 櫂を漕いだ。岸につける時は、適当なところまで帆走して近づき、しかる後帆を捲き揚げ、Yard と Sail を船内に下ろし、次いで Mast を倒してから櫂を漕いだ。

岸に引き上げないで、繫留する場合には、船首から石の礎を下ろし、船尾を索で海岸に繫留した。また岸に引き上げる場合には、船尾から先に引き上げた。衝角 (Ram) を保護するためかも知れない。

船首を沖に向けて岸に引き上げたり、繫留したりするためには、陸岸間近かに接近してきた船は、直前になって突然180度の方向転換をするわけであるから、その時の操船方法は特殊であり、その場面は船が直進している時よりも見る人の興味をそそるはずだと思う。

船団をなして、この動作を行なう場面は、壮観でさえあると思われるのに、ホメーロスがこのことに一言も触れていないのは何故であろうか。不思議に思われてならないのである。

船を陸に引き上げるのであるから、船体はそう重くわなかった。このことは、かなり後世までそうであったらしく、ヘロドトスが、ペルシア戦争の際、ペルシア王クセルクセスが諸民族に命じて、カルキディーケ (Kalkidhiki) のアクテ (Akti) 半島の地峡に、船団を通すための運河を開さくせしめたことを評して、「こういうことをしたのは自分の力を誇示するための一種の見栄によるものである。何故なら船団を曳いて地峡を渡すことも容易なことであったからだ」と、述べていることから察せられる。

最後に Cecil Torr が櫂について興味深いことを言っているので引用する。

「ギリシア人の間で船の櫂は集合的に Tarsos と名づけられた。またヘブライ人の中では或る種の型の船は Taršiš の船として知られていた。Tarsos と Taršiš は Cilicia の Tarsus に対するギリシア名であり、ヘブライ名であった。この偶然の一致は、この名 Tarsus が地中海で櫂の一層進んだ使用方法において、優れていたことを暗示している」

(大阪商船三井船舶・茨城丸船長)



1976年12月末現在の造船状況

日本海事協会

表1 建造中および建造契約済の船舶集計

表2 1月～12月末に竣工した船舶総計

〔国内船〕

	貨物船	油槽船	その他	計
100～	* 26	18	39	83
499未満	** 9,667	8,075	12,253	29,995
500～	14	20	8	42
999	10,667	15,592	6,420	32,679
1,000～	3	3	1	7
1,999	4,060	4,000	1,550	9,610
2,000～	3	3	1	7
2,999	8,189	7,710	2,350	18,249
3,000～	12	5	3	20
4,999	50,348	18,950	12,200	81,498
5,000～	19	3		22
9,999	147,640	22,200		169,840
10,000～	73	1	1	75
19,999	916,120	17,000	11,000	944,120
20,000～	12			12
39,999	356,800			356,800
40,000～	1			1
59,999	51,000			51,000
60,000～	4	3		7
99,999	308,400	205,500		513,900
100,000～	1	4		5
149,999	129,500	478,200		607,700
150,000～				
199,999				
200,000～				
計	168 1,992,391	60 777,227	53 45,773	281 2,815,391

〔輸出船〕

100～	9		16	25
499未満	4,491		4,949	9,440
500～	27		3	30
999	26,155		2,480	28,635
1,000～	3		5	8
1,999	4,799		6,300	11,099
2,000～	1		1	2
2,999	2,900		2,950	5,850
3,000～	58	3	2	63
4,999	235,630	12,299	6,000	253,929
5,000～	80	1	5	86
9,999	597,964	5,800	34,000	637,764
10,000～	300	8	1	309
19,999	4,320,090	144,500	10,800	4,475,390
20,000～	105	11		116
39,999	2,927,238	307,800		3,235,038
40,000～	10	16		26
59,999	431,200	802,500		1,233,700
60,000～	10	11		21
99,999	710,700	810,900		1,521,600
100,000～		9		9
149,999		1,203,500		1,203,500
150,000～		4		4
199,999		765,000		765,000
200,000～		11		11
		2,368,200		2,368,200
計	603 9,261,167	74 6,420,499	33 67,479	710 15,749,145
総計	711 11,253,558	134 7,197,726	86 113,252	991 18,564,536

〔国内船〕

	貨物船	油槽船	その他	計
100～	41	36	94	171
499未満	15,179	15,427	26,051	56,657
500～	21	25	8	54
999	15,369	22,404	6,353	44,126
1,000～	2	6	3	11
1,999	3,714	9,890	4,623	18,227
2,000～	2	8		10
2,999	4,599	20,155		24,754
3,000～	12	3	1	16
4,999	51,696	14,368	3,751	69,815
5,000～	27	3	7	37
9,999	206,194	23,908	46,023	276,125
10,000～	30	4		34
19,999	386,567	70,991		457,558
20,000～	15	1		16
39,999	387,281	20,989		408,276
40,000～	1			1
59,999	58,437			58,437
60,000～	7	3		10
99,999	522,188	226,829		749,017
100,000～	1	7		8
149,999	100,470	857,297		957,767
150,000～				
199,999				
200,000～		2		2
		419,575		419,575
計	159 1,751,694	98 1,701,833	113 86,801	370 3,540,328

〔輸出船〕

100～	5	1	44	50
499未満	1,461	300	10,178	11,939
500～	7		12	19
999	6,353		9,081	15,434
1,000～	3	1	8	12
1,999	5,146	1,999	10,048	17,193
2,000～	2		3	5
2,999	5,182		6,522	11,704
3,000～	68	1	1	70
4,999	276,479	3,094	3,216	282,789
5,000～	54	4	2	60
9,999	382,418	29,600	13,000	425,018
10,000～	121	9	2	132
19,999	1,785,314	173,412	23,397	1,982,123
20,000～	45	8		53
39,999	1,326,082	289,751		1,615,833
40,000～	2	22		24
59,999	88,718	996,806		1,085,524
60,000～	8	18		26
99,999	527,664	1,254,742		1,782,406
100,000～		21		21
149,999		2,603,679		2,603,679
150,000～		11		11
199,999		2,087,972		2,087,972
200,000～		2		2
		402,400		402,400
計	315 4,404,817	98 7,843,753	72 75,442	485 12,324,014
総計	474 6,156,511	196 9,545,588	185 162,243	855 15,844,342

備考 *...隻数 **...総トン数

表3 表1による建造中船舶の建造工場別表

造 船 所	隻数	総トン数	造 船 所	隻数	総トン数	造 船 所	隻数	総トン数
浅川造船	10	47,600	城南造船	1	199	三菱・下関	14	200,800
深江造船	2	1,198	鹿児島ドック	16	46,932	三菱・横浜	10	212,200
福岡造船	7	57,200	金川造船	1	170	三井・千葉	44	2,311,500
芸備造船	2	8,600	金指・本社	1	15,200	三井・藤永田	9	128,160
強力造船	2	643	金指・貝島	7	47,681	三井・玉野	14	221,300
函館ドック(函館)	9	278,899	金指・豊橋	15	268,300	三浦船渠	6	2,045
函館ドック(室蘭)	4	64,800	金輪船渠	9	102,200	三好造船	5	19,947
浜本造船	1	299	神田造船	12	127,800	向島造船	2	979
波止浜造船	9	50,799	関門造船	2	300	村上秀造船	2	1,498
波止浜・多度津	8	170,600	笠戸船渠	6	108,700	内海・瀬戸田	5	52,200
橋本造船・日生	1	999	川崎重工・神戸	11	224,300	内海・田熊	2	1,579
橋本造船・本社	1	1,000	川崎重工・坂出	16	993,700	中村造船	3	1,888
林兼・長崎	10	104,195	警固屋船渠	6	10,478	ナミカタ造船	1	499
林兼・下関	12	149,000	木村造船	1	499	名村造船大阪	6	90,500
林兼・横須賀	2	998	キノウラ造船	1	499	檜崎造船	8	89,670
檜垣造船	9	20,496	岸上造船	4	6,767	日魯造船	1	1,200
日立・有明	7	988,500	高知重工	15	109,595	日 壺	7	6,993
日立・因島	8	306,600	高知県造船	4	46,000	新潟鉄工	14	13,659
日立・舞鶴	9	162,400	幸陽船渠	23	557,200	日本海重工	8	86,000
日立・向島	11	147,880	熊本船渠	1	920	鋼管・清水	14	243,700
日立・堺	17	622,500	栗之浦ドック	4	5,610	鋼管・津	9	450,320
本田造船	8	12,756	来島波止浜	10	46,750	鋼管・鶴見	10	173,200
市川造船	3	7,699	来島・大西	18	426,300	西造船	8	25,798
今治・本社	11	89,200	共栄造船	1	499	西井船渠	3	12,900
今治・丸亀	13	302,100	旭洋造船・長府	6	50,160	大島ドック	4	15,200
今井造船	3	39,750	旭洋造船・彦島	4	3,996	大島造船	8	177,200
今井製作所	6	3,545	松浦鉄工	3	2,559	大浦船渠	1	499
今村造船	7	3,558	松浦造船	6	3,346	岡山船渠	1	3,990
石播・相生	21	433,600	三重造船	8	68,600	大三島造船	3	1,897
石播・知多	5	312,400	三保造船	11	30,475	尾道造船	11	218,450
石播・呉	14	871,900	南日本造船	6	65,600	大阪造船	8	149,500
石播・東京	9	91,800	三菱・広島	13	299,500	佐野安船渠	7	109,300
石播・横浜	9	194,444	三菱・神戸	16	295,918	佐野安水島	8	199,300
石川島化工機	5	9,780	三菱・長崎	38	1,604,000	讃岐造船	1	299

山陽造船	3	1,878	寺岡船渠	3	2,098	白杵・白杵	7	9,217
佐々木造船	8	6,493	東北造船	5	45,998	宇和島造船	7	75,000
佐世保重工	6	230,000	徳島造船	5	838	若松造船	2	659
瀬戸内造船	6	25,800	徳島造船鉄工	6	7,086	和歌山造船	1	866
四国ドック	5	42,599	東和造船	4	11,090	渡辺造船	9	28,770
下田船渠	5	15,588	常石造船	14	202,250	山中造船	1	699
新浜造船	5	20,000	宇部船渠	1	2,900	山西造船	8	40,768
新山本造船	4	44,849	内田造船	5	4,416	横浜造船	3	1,470
住友・追浜	17	942,700	宇野造船鉄工	1	499	吉浦造船	1	299
住友・浦賀	9	164,900	宇品造船	10	58,350			
鈴木造船	3	1,197	浦共同造船	1	199			
大平工業	4	19,099	白杵・佐伯	14	203,300	総計	991	18,564,536

表4 表1による主機関の製造工場別表

[ディーゼル]

工場名	台数	馬力
赤坂鉄工	64	293,630
キャタピラー三菱	1	573
ダイハツディーゼル	32	59,530
富士ディーゼル	10	26,800
阪神内燃機	67	148,580
日立因島	25	168,710
日立舞鶴	11	156,300
日立桜島	55	729,500
石播相生	129	1,332,130
伊藤鉄工	4	33,400
川崎神戸	72	884,040
神戸発動機	60	389,150
榎田鉄工	17	59,300
松井鉄工	2	1,750
三菱神戸	106	1,512,350
三菱長崎	3	65,900
三菱東京	1	5,600

三菱横浜	11	142,590
三井玉野	132	1,656,750
新潟鉄工	74	171,404
鋼管鶴見	13	95,000
大塚鉄工	1	1,000
住友玉島	58	719,600
宇部鉄工	10	107,300
ヤンマーディーゼル	31	38,960
計	989	8,799,847

[タービン]

日立桜島	5	216,000
石播東京	8	301,000
川崎神戸	5	207,000
三菱長崎	3	135,000
住友玉島	3	138,000
東洋タービン	7	288,000
計	31	1,285,000

小型船艇のプロペラ設計技法 <5>

Practical Design Method of Screw Propeller
for Small Ships and Crafts <5>

by Tomoharu Morita

Profeser

Tokyo University of Mercantile Marine

森 田 知 治

東京商船大学商船学部航海学科教授

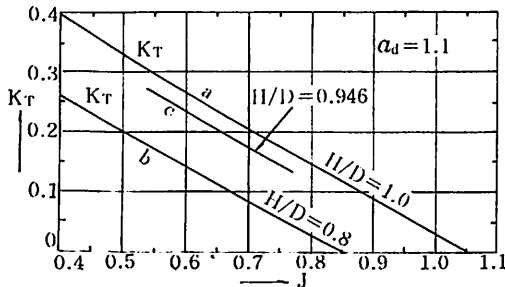
6. プロペラ計算の応用

前号まででプロペラ設計に関する基礎的な計算法を殆んどすべて述べたことになるが、これを応用した様々な形式の設計法、解析法または性能予測計算がある。問題に応じて、最も計算効率のよい手法が採られるのであるが、これに慣れるには、各種プロペラチャートの性質をよくのみ込んだ上で、具体的計算を数多く試みることである。

6.1 馬力を計測した運転成績の整理

前述の V_s と N による運転解析も応用計算の1つであるが、馬力が計測（または燃費から推定）された運転データからは、より精度のよい結果が得られる。 $\sqrt{B_P}$ チャートを使っても解析可能であるが、 K_T 、 K_Q チャートによる方が簡単なので、この方法につき述べる。

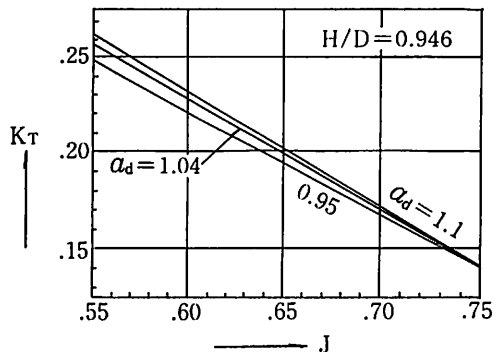
まず装備されたプロペラのピッチ比、面積比に対応する K_T 、 K_Q カーブを作る。第6.1~2図にイラク向け21m艇 ($H/D=0.946$, $a_d=1.04$) の例を図示してあるが、 $a_d=1.1$ のガウンチャート原図から $H/D=0.8$, 1.0 に対する K_T カーブを読み、方眼紙に再現する。解析に必要な J 値数個につき、 a 、 b カーブの値を読み、 $H/D=0.946$ に対してイ



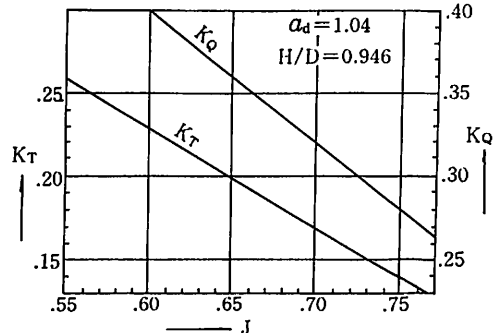
第6.1図 K_T カーブのインタポレーション(1)

ンタポレーション計算をして、 c カーブの値を得る。同様の計算を $a_d=0.95$ につき行なえば、第6.2図の上下2本のカーブに対する値が得られる。これをさらに $a_d=1.04$ に対してインタポレーションすればよい。 K_Q についても同様にして、第6.3図のような $a_d=1.04$, $H/D=0.946$ についての K_T 、 K_Q カーブが得られる。第6.1図の c および第6.2図の全カーブは必ずしも描く必要はない。

このカーブで前号第4.2表と全く同じ内容の解析を（本項の目的からはずれるが）試みると第6.1表



第6.2図 K_T カーブのインタポレーション(2)



第6.3図 K_T 、 K_Q カーブ

第 6.1 表 K_T カーブによる THP の計算

No.	分力		1/2	3/4	90%	3/4	11/10	備 考
	項目							
①	N (毎分)		1089	1245	1325	1361	1404	} 運転データ 第 4.2 表より
②	V_A (kt)		17.02	21.87	24.69	25.86	26.84	
③	J		.592	.666	.706	.720	.725	$37.91 V_A / N$
④	K_T		.231	.189	.166	.158	.155	第 6.3 図より
⑤	T (kg)		3491	3734	3714	3730	3894	1 軸分
⑥	THP (PS)		408	560	629	662	717	1 軸分
⑦	THP (PS)		402	560	630	653	709	第 4.2 表の値

第 6.2 表 イラク向け 21m 艇の伴流、推力計算

	No.	分力		3/4	90%	3/4	11/10	備 考
		項目						
K _Q の 計 算	①	N (毎分)		1245	1325	1361	1404	} 運転データより 2 軸分
	②	V_S (kt)		22.00	24.47	25.55	26.47	
	③	BHP (PS)		1715	2057	2220	2400	
	④	P (PS)		814.6	977.1	1055	1140	1 軸分 0.95 BHP / 2
	⑤	P (kg·m/s)		61095	73282	79125	85500	$75 \times ④$
	⑥	n (毎秒)		20.75	22.08	22.68	23.40	$N/60$
	⑦	Q (kg·m)		468.6	528.2	555.3	581.5	$⑥/2\pi n$
	⑧	K_Q		.0291	.0290	.0289	.0284	$Q/\rho n^2 D^5 = Q/37.35 n^2$
伴 流 計 算	⑨	J		.736	.738	.739	.745	⑧と第 6.3 図より
	⑩	v_a (m/sec)		12.43	13.26	13.64	14.19	$J n D = .814 J n$
	⑪	v_s (m/sec)		11.32	12.59	13.14	13.62	$.5144 V_S$
	⑫	$1-w$		1.100	1.053	1.038	1.042	v_a/v_s
推 力 計 算	⑬	K_T		.149	.148	.147	.144	⑨と第 6.3 図より
	⑭	$0.5T$ (kg)		2943	3310	3469	3618	$\rho n^2 D^4 K^T = 45.88 n^2 K_T$
	⑮	0.5 THP (PS)		488	585	631	684	⑮ $\times v_a/75$, 1 軸分
	⑯	THP / $(0.1 L_{WL})^{3.5}$		79.1	94.9	102.4	110.9	⑯ $\times 2/12.33$, 2 軸分
比 較	⑰	$1-w$ (第 4.2 表)		.994	1.009	1.012	1.014	第 4.2 図よりの推定値
	⑱	⑫/⑰		1.11	1.04	1.03	1.03	
	⑳	0.5 THP		560	630	653	709	第 4.2 表の値
	㉑	⑱/⑳		0.78	0.93	0.97	0.96	

のようになる。すなわち、第 4.2 図で推定した $1-w$ から V_a , J を計算し (No. ②, ⑨), この J と第 6.3 図の K_T カーブとの交点から K_T を読む (④)。

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad \therefore T = \rho \left(\frac{N}{60} \right)^2 D^4 K_T$$

から THP を計算したのが ⑥ の値である。これは ⑥ に再掲した第 4.2 表の計算値と一致すべきものであ

るが、多小の差が出ている。これは、

- 1) $\sqrt{B_p}$ チャート作成時の読取誤差およびフェアリングに起因する誤差
- 2) 第 6.3 図作成, 利用時の読取誤差,

によるものである。

ガウンの K_T, K_Q 原図は目盛が極めて粗いので、第 6.1 図の a, b カーブを再現する際に大きな誤差が生じ易い。すなわち、原図スケール線とカーブ交点に物指を当てて、カーブ値を内挿し、読取って得たままの a, b カーブから、

$$\eta_0 = \frac{JK_T}{2\pi K_Q}$$

を計算して η_0 をプロットしてみると、必ずと言ってよいほど点が不揃いで、フェアなカーブにはならない。そこで、どれが真の値か? と迷うわけであるが、 K_T, K_Q のみでなく、 η_0 カーブをも読取り、描いてみて三者がなるべく上の関係を満足するようにフェアリングすることとなる。この作業が大変めんどうで、第 6.3 図の a, b および K_Q , 計 4 本のカーブをセットするのに、慣れぬうちは半日ぐらい

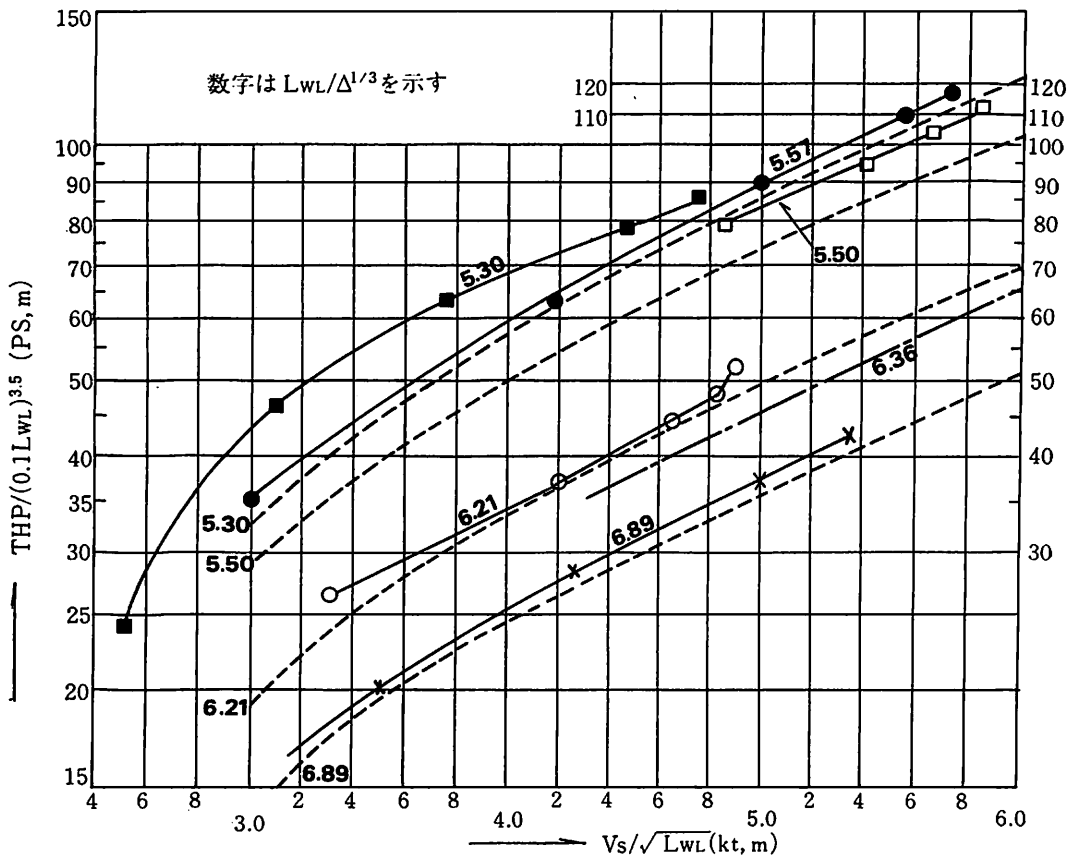
かかる。このぐらいに念をいれないと、第 6.1 表⑩程度の一致度は得られない。ガウン原論文の討論の中で、結果を数字で与えてほしかったとするものがあつたが、多分同じ苦勞をしたのであろう。

さて、BHPを加えた解析であるが、まず η_T, η_R を推定して $P(\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s})$ を出すと、

$$P = 2\pi n Q \rightarrow Q = P/2\pi n$$

から $Q(\text{kg}\cdot\text{m})$, 従つて K_Q が計算できて、これと第 6.3 図の K_Q カーブとの交点から J を決定するという処が前の第 4.2 表または第 6.1 表との違いである。この艇は燃費を計測してあり、馬力の推定値が発表されているので、これを用いた計算を第 6.2 表に示す。⑩~⑫は J から $(1-w)$ の計算であり、⑬の K_T は⑩で定まった J を使い、 K_T カーブから読取る。 T や Q は kg または $\text{kg}\cdot\text{m}$ 単位、馬力は PS 単位で扱うから換算に注意する。

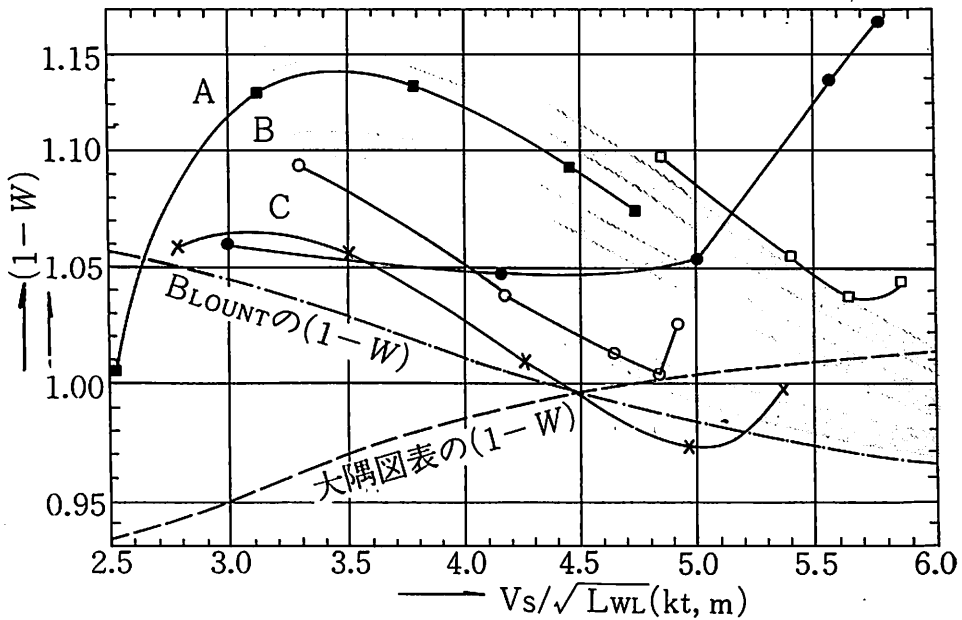
このようにして得られた $1-w$ と THP を前の V_s と N のみによる解析で得られた値と比較したのが⑭~⑯である。 $1-w$ は今回の値が大きくなり、THP は小さく出ている。いずれも速力の小さい方



第 6.4 図 運転解析による THP 曲線(3)

N, V_s および BHP からの解析結果

注) A, B, Cはそれぞれ $L_{WL}/\Delta\%$ =5.5, 6.0, 6.5 前後に対して適用する。



第6.5図 運転解析による $1-w$ とその平均値

で差が大きい。この差は解析法や使用チャートの形式が違うためではないことは第6.1表で実証されている。この差の由来は唯一点、前者の $1-w$ が推定値であるのに、後者の w (または J) が運転データの BHP を援用して定めたもの、という処にある。

第4.1表の例示艇のうち、馬力のデータがある運転解析を第6.4~5図に示す。第6.4図の THP を第4.12図(1月号, N と V_s のみから解析した結果) と比べると、○□の艇が若干小さくなり、●■では相当小さくなっている。×印はタイ国向け警備艇 ($L_{OA}=35.5\text{m}$, $\Delta=117\text{t}$ での運転時最高31ノット) であり、第4.1表には掲げなかったが、追加したものである。これらの THP の妥当性を第4.1図(12月号)の EHP 推定曲線を尺度としてチェックしてみるため、同図から各艇の $L_{WL}/\Delta\%$ を用いて $\text{EHP}/(.1L_{WL})^{3.5}$ を求め、第4.2図の η_H で割って $\text{THP}/(.1L_{WL})^{3.5}$ としたものを点線で記入してある。こと実線と比較すると、○×の艇はよく一致しており、●■の艇は相当大きな THP 値を示している。後の2艇は割合大きなスケグを有しており、さらに■の15m型巡視艇の船型は元来15トン程

度の艇のために設計されたものでありながら、諸装備が増して排水量が20トンを越えてしまったなどの点を割引いて比較する必要がある。こうしてみると、第4.1~2図から得た THP (付加物抵抗なし) と、われわれの得た第6.4図の THP は、数値的にも傾向的にも割合よく合っていると云えよう。

第6.5図は、同じ解析結果による $1-w$ をプロットしたものである。各艇の $1-w$ を、点線で記入した大隅図表(第4.2図)の値と比べると、低速域で相当大きく出ており、かつ、 $V_s/\sqrt{L_{WL}}$ の増減に伴う変化の傾向が逆である。この喰い違いは、第4.2図の $1-w$ が多くの実艇の運転解析に XYチャートを使用したことに起因するものと推定される。

また、Broutn による $1-w$ (第4.3図の平均線) を、 $L_{WL}/\Delta\%=6.0$ の場合につき換算して点鎖線で入れてあるが、各艇の変化傾向はほぼこれに似ている。ただし、■艇を除き、分力毎あたりから高速域にかけて $1-w$ が急増するのは、キャビテーションの影響である。これらにつきガウン・パレルのチャート⁽¹⁾を用いて解析したところ、2~3%から多いもので6%程度の推力低下を生じているものと推

定される。キャビテーションを起しているものをオープンテストによるチャートで解析したのでは、正しい結果は得られない。キャビテーションが始ると、 K_T 、 K_Q カーブが左へずれたようなことになるから、正しく解析すれば J が減り、 $1-w$ は小さくなる。従って、第6.5図各艇の曲線が急激にはね上っているのは、Brountの点鎖線に沿ったように修正さるべきである。

さらに、各艇の $1-w$ は上下のばらつきが多く速長比ベースのみの1本の曲線で表すのは無理のようである。ここに掲げなかった実艇の解析結果、および「高速艇工学・舵社発行」(p. 256)に示された水槽試験結果なども含めて考察すると L_{WL}/Δ が小さくなると、 $1-w$ が増す傾向が見られる。

以上のことから、とり合えずA、B、Cの平均線を引いてみた。それぞれ、 $L_{WL}/\Delta=5.5$ 、 6.0 、 6.5 にほぼ対応するものである。もちろんこれ等は漸定的なものであり、さらに多くの、正確な運転結果および模型試験結果により確定さるべきものである。

つけ加えておが、第6.5図は各一艇の運転結果である。同型船を運転したことのある者には周知の事実であるが、仕様が全く同じで排水量も海上模様も余り変らぬ同型船の運転データでも、小型船艇にあっては速力にして0.5ktぐらいの差は出る。●の巡視艇は同型船を多数建造、運転しているので、排水量のなるべく揃ったものをそれぞれ数隻選んで解析したところ、 $1-w$ では第6.5図のAとB程度の範囲に、THPでは $\pm 3\%$ 程度の範囲にちらばる。唯1隻の解析結果を新設計に利用する時は、このぐらいの幅があることを念頭において、余裕のとり方、最終的なピッチ比の選定などを考えるとよい。運転データばらつきの原因としては計測誤差の他に、海上模様、運転の上手下手(あて舵、助走、マイルポストとの平行度)、私設マイルポストの精度、浅水影響、温度による主機出力変化などが考えられる。最後の二つは案外見落されやすいものである。

また、本格的な解析では往航と復航における速力の差から潮流の影響を除去すること、およびプロペラのボス比、翼厚比がチャート母型値と異なる時の修正などが必要となるが、主機出力さえせいぜいのところ燃費からの推定値であるような小型船艇の運転データは、そのような詳細な解析に耐える程の精度を持たないと思われる。

解析結果の新設計への利用(まとめ)

以上、あまり系統的に述べてこなかったので、プロペラ設計の方法論をまとめておく。解析法については中速艇を中心に述べてきたが、排水量型船であっても方法は全く同じである。

- 1) 最も良いのは多くの船、艇につき第6.4~5図のごときカーブを作っておき、新設計に最も近いタイプシップの実績カーブを利用することである。
- 2) 試運転で馬力または燃費計測も実行不可能ならば、筆者が行なったように馬力のわかっているデータを極力収集して解析し、結果を利用する。注意していれば利用できるデータが案外集るものである。
- 3) 艇の場合、よい実績データが揃わぬ時は、第4.1図、または第6.4図でEHPまたはTHPを求める。ガウンのチャートを用いる場合の $1-w$ は、上の解析のみとおり、第4.2図よりも第6.5図の平均線A、B、Cの方が良い。
- 4) 同様に、 N と V_s のみの運転データからガウンのチャートでTHPを解析し、これを設計に利用する場合も、 $1-w$ は第4.2図より第6.5図を用いた方がよい。

運転データの解析ばかりでなく、諸種の情報を解析して得た結果を新設計に利用する場合、「解析の手順を全くそのまま逆にたどる」というのが鉄則である。良さそうな資料があるからと言って、異質なものを、解析または設計のどちらか片方の流れだけに挿入してはならない。

6.2 運転性能の予測

これまで述べてきたところにより、プロペラ要目が決定しても、設計ポイント以外の回転数で主機を運転した時、出力は何馬力で何ノットの速力が得られるかは未だ不明である。また、排水量型船では軽荷状態近くの排水量で試運転を行うことが多く、この時の船体抵抗はプロペラ設計時のものより小さくなるから、たとえ回転数が設計値であっても、馬力、船速はプロペラを設計した時の値とはならない。これらの運転性能——ここでは回転数、馬力および船速の間の関係を指す——の計算は、プロペラの要目が決まっているから簡単のようであるが、決定すべき変数が N 、BHP、 V_s と3個あるので案外簡単にはゆかない。また自航要素も V_s によって変わるので、変化するパラメータが多く、考え方を誤ると迷路へ踏み込んだようになって収拾がつかなくなる。このようなとき、次のような考えに立ち戻ると

判りやすい。

主機出力はプロペラによって推力に変換されて船を走らせるが、その際、変換された推力が船体抵抗と釣り合うような回転数が選ばれる。

6.2.1 運転性能の予測——第一近似——

最も簡単には、船速にかかわらずプロペラ単独効率 η_0 が一定となるようにプロペラが廻り、船が走ると仮定することである。特定のプロペラが η_0 = 一定で作動するのであるから、 J 、 K_Q も常に一定である。

$$P = 2\pi n Q, \quad Q = K_Q \rho n^2 D^5$$

より

$$\text{BHP} = P / \eta_T \eta_R = 2\pi \rho K_Q n^3 D^5 / \eta_T \eta_R \quad \dots(6.1)$$

となる。 η_T や η_R は殆んど変らないとみてよいから、出力は回転数の三乗に比例することになる。これが、よく使われる「馬力三乗曲線」または「プロペラ三乗曲線」の関係である。さらに、 J が常に一定ということとは、

$$V_s = \frac{V_A}{1-w} \propto \frac{NDJ}{1-w} \quad \dots\dots(6.2)$$

であるから、 w = 一定の仮定の下に V_s と N は比例し、結局馬力はまた V_s の三乗にも比例することになる。

以上から、設計ポイントにおいて N 、 BHP 、 V_s の間の関係が確定していれば、 $\text{BHP} \propto N^3$ 、 $V_s \propto N$ として任意の速力における $N \sim \text{BHP} \sim V_s$ が計算できる。ただし、上述のような相当粗い仮定の下に成立つ関係であるから略近的なものである。また、上のような仮定をおいたということは $\text{EHP} = \eta_H \eta_0 P$ であるから、(6.1) と (6.2) の関係から結局 (η_H も一定として)

$$\text{EHP} \propto V_s^3$$

と仮定したことにもなっている。

船体の摩擦抵抗は周知のフルード式によれば $V_s^{1.825}$ に比例する。また、造波抵抗を V_s^n の形で表わせば、速長比の小さい範囲で n は 2 及至 2.5 ぐらいのものであり、合計した全抵抗が V_s^2 にほぼ比例するような船も多い。従ってこの場合 EHP は V_s^3 に比例している。これは上の仮定と符合するものであり、低速長比の船では「プロペラ三乗曲線」が割合よくあてはまることが納得できる。

しかし、この方法は実際の $\text{EHP} = f(V_s)$ という関係を無視しているのであるから、軽い排水量での試運転カーブなどは、 $\text{EHP} \sim V_s$ の関係は推定できて、対応する N が求められないので、予想することはできない。

6.2.2 運転性能の予測—— K_T/J^2 による——

すぐ上で述べた軽い排水量での運転予測は、 EHP カーブが変わった場合の問題であるから、話を押し進めるなら、ある特定のプロペラと希望する主機を船体 A に積んだ場合、船体 B に積んだ場合……等の速力（およびその時の馬力と回転数）を求める問題と本質的には同等である。

$\sqrt{B_P}$ チャートによってこの問題を解くことも可能であるが計算の手間が掛るので、 K_T 、 η_0 カーブを変形したものを用いる。未知数を少くするために、回転数を消去することを考える。各軸毎に、

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad \text{および} \quad J = \frac{(1-w)v_s}{nD}$$

が成り立つから、割算をして、

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{T}{\rho D^2 (1-w)^2 v_s^2} \quad \dots\dots(6.3)$$

また、船体抵抗の方から必要な推力は

$$T \text{ (合計)} = \frac{R_T}{(1-t)}$$

ここに、 R_T は付加物を含む船体全抵抗である。軸数を N_{PR} とし、各軸のプロペラを同一のものとすれば、各軸が出すべき推力 T は、

$$T = \frac{T \text{ (合計)}}{N_{PR}} = \frac{R_T}{(1-t)N_{PR}} \quad \dots\dots(6.4)$$

(6.4) の T を (6.3) に代入して、

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{R_T}{\rho D^2 (1-w)^2 v_s^2 (1-t) N_{PR}} \quad \dots\dots(6.5)$$

$$= \frac{75 \text{ EHP}}{\rho D^2 (1-w)^2 v_s^3 (1-t) N_{PR}} \quad \dots\dots(6.5a)$$

$$= \frac{75 \text{ THP}}{\rho D^2 (1-w)^2 v_s^3 N_{PR}} \quad \dots\dots(6.5b)$$

となる。(6.5a) 式の右辺は EHP が与えられ、 w と t が推定できれば計算できるし、(6.5b) 式の右辺は THP と w で計算できる。従って K_T/J^2 と J の関数関係が判っていれば n を知らなくとも J を決定できる。 J から η_0 が求められるし、 n および K_T が計算でき問題は解決する。具体例で示す方が判り易いから 2.1 の例題 2 (11月号) のプロペラによる運転性能予測手順を示す。5.3 のキャビテーションチェックによりこのプロペラは翼面積不足が判明したものであるが、計算例であるからそのままの要目を用いる。すなわち、設計ポイントは $\text{BHP} = 3000 \text{ P S}$ 、 $N = 300 \text{ R P M}$ で、

$$D = 2.65 \text{ m}, \quad H = 1.94 \text{ m}$$

$$H/D = 0.733 \quad a_0 = 0.55$$

のプロペラにより $V_s = 16.25 \text{ kt}$ が得られたものである。推定された $1-t = 0.841$ 、 $1-w = 0.758$ や

η_R などは速力によって実際は幾分変化するのであるが、適当な推定法も見当たらないので一定とする。(6.5 a) 式より

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{75 \text{ EHP}}{104.5 \times 2.65^2 \times 0.758^2 \times 0.841 \times v_s^3}$$

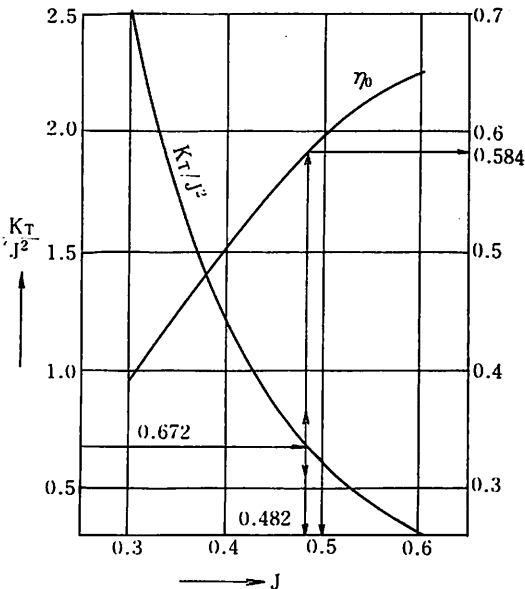
$$= 0.2115 \frac{\text{EHP}}{V_s^3} \quad \dots\dots(6.6)$$

となるから、与えられたEHPカーブから K_T/J^2 が計算できる。 K_T/J^2 カーブを作るため適当な J につきチャートから K_T と η_0 読む。

	J	0.3	0.4	0.5	0.6
$H/D=0.7$	K_T	.212	.173	.134	.093
	η_0	.401	.518	.610	.648
$H/D=0.8$	K_T	.257	.221	.179	.137
	η_0	.378	.486	.584	.660
$H/D=0.733$	K_T	.227	.189	.149	.108
	η_0	.393	.507	.601	.652
	K_T/J^2	2.522	1.181	.596	.300

船研のチャートも $\eta_0 = K_T J / 2\pi K_Q$ がうまく成り立っているように読取るのは楽ではない。本船のピッチ比0.733に対応する値が得られたら K_T/J^2 を計算して、 η_0 とともに J ベースにプロットすと第6.6図のようなカーブが得られる。これとEHPカーブを用い(6.6)式の値から J と η_0 を求める。

- ① V_s (kt)(仮定する) 14 15 16.25 17
- ② v_s (m/s) 7.202 7.716 8.359 8.745



第6.6図 K_T/J^2 と η_0 AU-4-55, $H/D=0.733$

③ EHP (PS) (カーブより)

901 1270 1855 2268

④ K_T/J^2 (6.6式より)

.510 .585 .672 .717

⑤ J } (第6.6図より) .523 .503 .482 .472

⑥ η_0 } .616 .600 .584 .576

⑦ N 236 263 298 318

⑧ η_{pc} ($=1.055 \eta_0$) .650 .633 .616 .608

⑨ BHP 1386 2006 3011 3730

④で本船固有の K_T/J^2 値が計算されたら、第6.6図の矢印を追って J , η_0 が定まる。⑦の N は J と v_s から、

$$N = 60 \times \frac{v_a}{J D} = \frac{60 \times .758 v_s}{2.65 J} = 17.16 \frac{v_s}{J}$$

で計算する。 η_{pc} 算式は設計の時求めてあるし、BHP = EHP / η_{pc} である。設計ポイントの $V_s = 16.25$ の縦欄をみると、 $N = 298$ RPM, BHP = 3011 PSで、設計時に用いた300RPM, 3000BHPと多少異っている。これはチャートのフェアリングによる誤差および K_T/J^2 カーブを作る際、他のわれわれの読取誤差に起因するものである。設計時または今行なった計算のどちらか精度の良いと思われる方へ、得られた数値の比率で「しわ寄せ」して最終結果とし、 V_s とBHP, V_s と N のカーブを作る。これを改めて各分力に相当するBHP, または N について読み直して運転予想値とすればよい。

(6.5 a) の式は両辺を J 乗した形もよく用いられる。 $\sqrt{K_T}/J$ の方が変動範囲が狭くなって使い易いかも知れない。また、(6.5 b) は、船、艇を問わずTHPを解析した第6.4図などを用いて設計する時、 $(1-t)$ を如何に推定するかという問題を省略できて便利である。

6.3 設計例

これまで述べてきたことの総まとめとして、割合速力の速い艇のプロペラを設計してみよう。排水量型船より艇についての方が unknown factor が多いので例示としてはこの方がよいであろう。

これまで瀬戸内海などを走る“高速艇”は、特急料金との関連もあってか、24ノット前後の船が多かった。が、ホーバーマランと称する双胴旅客艇が $L_{OA} = 26.47$ m で試運転最高29ノット ($\Delta = 61.9$ t) を出して三原～今治間に投入されたり、また高速FRP漁船が多数出現するなど、石油ショック以来、省エネルギーがさげばれてはいるものの、高速化のすう勢は止め

難い。本稿執筆中に、来年度予算にて経済水域 200 カイリ関連で30ノットの巡視艇建造が決ったことが報ぜられた。軽量高出力の主機の開発と相俟って30ノットという線が中速艇の目標速力となる日も遠くないと思われる。このようなことから次の例題を探りあげた。

例題 5 速力30ktを目標にある艇の基本計画が進められ、 $L_{WL}=29\text{m}$ 、 $1/3$ 消費状態における排水量95tと想定された。船型はハードチェーン型、搭載主機はMTU16V2基が予定されている。設計出力は90%MCR、設計回転数はMCRに対応する回転数として、速力30ktを出せるかどうかを検討し、適切なプロペラを設計せよ。

排水量は、 L_{WL} や主機の他に主要要目、搭載人員・設備、航続距離、船体材質……等多くの要求性能やそれに基づく想定要素から概略配置図、同構造図を描きながら推定するのであるが、ここではそれらには立ち入らず、排水量は与えられたものとする。また、船型は上の6.1で解析した4艇に類似のものとし、第6.4図が適用可能と考える。搭載主機のMTU16V652は例示艇①、③、⑥に使用されたMTUシリーズの大型機で、現在のところJG認定MCRは2,205PS/1,380RPMで、さらに出力を上げた2,420PSの認定を申請中と聞いている。この主機は今年5月、東海汽船が熱海—大島間に投入する $L_{OA}=45\text{m}$ 、24ktの旅客艇を駆動する由であるが、まだ海上実績がないので2,205PSをMCRとして設計を進める。主機メーカーには悪いが、とにかく一番機は問題が多いものである。本機は出力、重量、容積の点で艇にはこれまでのものより使い易い主機なのでトラブルの無いことを祈る者の1人ではあるが。

設計ポイントは、

$2,205 \times 0.9 = 1,985\text{PS}$ 、 $1,380/1.25 = 1,104\text{RPM}$ とする。減速比1/1.1~1/1.5の減速装置が用意されている由であるが、上に選んだ1/1.25に特別の理由はない。船体抵抗は(THPを推定することとなるが)第6.4図を利用して求めるため、○、×艇の間に本艇の $L_{WL}/\Delta \times = 29/95 \times = 6.36$ でインタポレーションした点鎖線を求めておく。キャビテーションが問題になると予想されるので、 $a_d = 1.1$ のチャート(ガウン $\sqrt{B_P}$)で最適直径を求める。また、 $1-w$ は第6.5図の○、×の線の間で求める。これらの艇よりも速長比が大きいのので、丁度

Brountの $(1-w)$ 値ぐらいが適当と推定される。ということは、○艇ないし×艇に類似の船型を想定したことになる。 $\eta_T \eta_R = 0.95$ として、

$$B_P = \frac{N \sqrt{P}}{V_A^{2.5}} = \frac{1104 \sqrt{0.95 \times 1985}}{V_A^{2.5}} = \frac{47940}{V_A^{2.5}}$$

$$\therefore \sqrt{B_P} = \frac{219}{V_A^{1.25}}$$

$V_S/\sqrt{L_{WL}} = 5.0, 5.5, 6.0$ を仮定速力に選び計算を進める。 $\sqrt{L_{WL}} = 5.385$ 。

$V_S/\sqrt{L_{WL}}$	5.0	5.5	6.0
V_S (kt)	26.93	29.62	32.31
$1-w$ (第6.5図より)	.985	.974	.966
V_A (kt)	26.53	28.85	31.21
$\sqrt{B_P}$	3.64	3.28	2.97
H/D	1.13	1.21	1.29
δ	39.4	35.6	32.0
η_0	.627	.645	.666

$$\text{THP} = 2 \times 1886 \times \eta_0 \text{ (PS)}$$

2365 2433 2512

$$\text{THP}/(.1L_{WL})^{3.5}$$

56.9 58.6 60.5

これまでの例のように、この $\text{THP}/(.1L_{WL})^{3.5}$ を第6.4図にプロットし、先に引いた点鎖線との交点を求め、また対応する δ 等を求めると、

$$V_S/\sqrt{L_{WL}} = 5.76 \quad \therefore V_S = 5.76 \sqrt{29} = 31.02$$

$$\delta = 33.7, H/D = 1.25, \eta_0 = 0.656$$

となる。

$$D = \delta V_A / N = 33.7 \times 31.02 \times 0.97 / 1104 = 0.918\text{m}$$

$$\text{THP} (1 \text{軸分}) = 1886 \times 0.656 = 1237\text{PS}$$

これでキャビテーションによる性能低下がなければ31ktが出せるのだが、どうであろうか。(5.5)、(5.6)式(2月号)等を用いてチェックしてみる。

$$A_P = A_E \left(1.067 - 0.229 \frac{H}{D} \right)$$

$$= \frac{\pi \cdot 918^2}{4} \times 1.1 (1.067 - 0.229 \times 1.25)$$

$$= 0.5684\text{m}^2$$

$$T = \frac{75 \text{THP}}{v_a} = \frac{75 \times 1237}{31 \times 0.97 \times 0.5144} = 5998\text{kg}$$

$$T/A_P = 5998/0.5684 = 10550\text{kg/m}^2$$

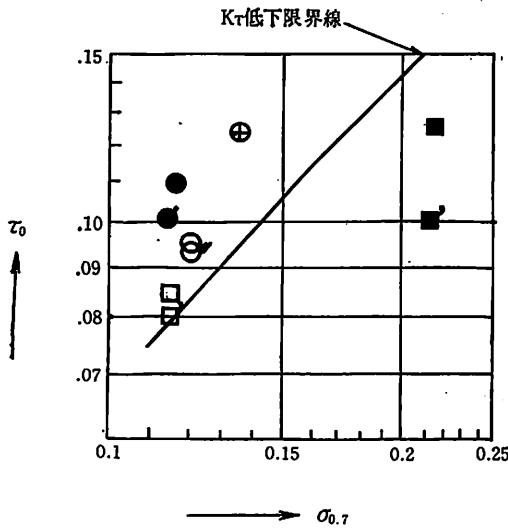
$$v_{0.7}^2 = v_a^2 + (0.7\pi Dn)^2 = (30.07 \times 0.5144)^2 + (0.7\pi \times 0.918 \times 1104/60)^2 = 1619$$

$$\therefore \tau_c = \frac{T/A_P}{\frac{1}{2} \rho v_{0.7}^2} = \frac{10550}{52.26 \times 1619} = 0.125$$

$$\sigma_{0.7} = \frac{10000 + 1025 I}{\frac{1}{2} \rho v_{0.7}^2} = \frac{10000 + 1025 \times 1.3}{52.26 \times 1619}$$

$$= 0.134$$

ここに、プロペラ深度 $I = 1.3\text{m}$ と推定した。この



第6.7図 キャビテーションの判定

注) ●'等は6.1の解析結果であり、●等は第5.3図と同じものである。

τ_c と $\sigma_{0.7}$ をバリのキャビテーション判定図にプロットすると第6.7図の⊕印となる。この図には上の6.1で解析した結果を用いて、分力4の場合につき計算し直した4艇の点が●'等、ダッシュ付の印でプロットしてある。本艇の⊕印は●'や○'よりも K_T 低下限界線よりの距離が大きいため、これ等の艇以上に性能低下のおそれがあると見た方が良好であろう。

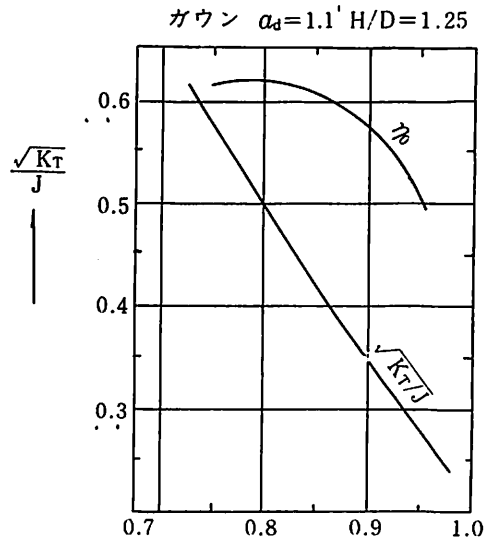
そこで直径を増すことを考えてみる。前にも述べたように、要目を多少変えるには $D+H$ を最適プロペラの値に保って D と H を変更すれば、割合適切なプロペラが簡単に求まる。

$$H = 0.918 \times 1.25 = 1.148 \quad H + D = 2.066$$

であるから、

	(a)	(b)	(c)	(d)
D	0.918	0.968	1.018	1.068
H	1.148	1.098	1.048	0.998
H/D	1.25	1.13	1.03	0.93

などのプロペラが考えられる。これらのプロペラを採用した場合の V_s や BHP または THP を求めるには6.2.2の運転性能予測と同じ方法が必要となる。(c)のプロペラにつき例示すれば、まず $a_d = 1.1$ のガウン K_T カープから $H/D = 1.03$ に対応する K_T/J^2 カープを作らねばならない。同じことであるが、今回は $\sqrt{K_T}/J$ カープを用いてみる。6.2.2のように $H/D = 1.0$ と 1.2 の間で K_T と η_0 を



第6.8図 $\sqrt{K_T}/J$ と η_0

インタポレーションして $\sqrt{K_T}/J$ を計算すれば第6.8図が得られる。また、(6.5b)式を2乗して

$$\frac{\sqrt{K_T}}{J} = \frac{1}{Dv_a} \sqrt{\frac{75 \text{THP}}{\rho v_s N_{PR}}} \quad \dots\dots(6.7)$$

$V_s = 30 \text{ kt} = 15.43 \text{ m/s}$ の場合なら、 $V_s/\sqrt{L_{WL}}$ 5.57 と第6.4図(点鎖線)から

$$\text{THP}/(.1L_{WL})^{3.5} = 55.3$$

$$\therefore \text{THP} = 55.3 \times (2.9)^{3.5} = 2297$$

また、第6.5図から $1 - m = 0.972$ で $v_a = 15.43 \times .972 = 15.0$

$$\therefore \frac{\sqrt{K_T}}{J} = \frac{1}{1.018 \times 15} \sqrt{\frac{75 \times 2297}{104.5 \times 15.43 \times 2}} = 0.479$$

第6.8図の縦軸から入って J と η_0 を求める。

$$J = 0.810 \quad \therefore n = v_a/JD = 18.19, N = 1091$$

$$\eta_0 = 0.618 \quad \therefore \text{BHP}(1 \text{軸}) = \text{THP}/2 \times 0.95\eta_0 = 2297/1.9 \times 0.618 = 1956$$

故に、ほぼ設計ポイントで30ktが出せることがわかった。最適プロペラよりの効率低下は約6%である。ではキャビテーションの影響はどうであろうか。上の THP, v_a , n , から前と同様に τ_c , $\sigma_{0.7}$ を計算すると、

$$\tau_c = 0.078, \quad \sigma_{0.7} = 0.115$$

となる。これを第6.7図にプロットしてみるとほぼ K_T 低下限界線上にくるから、このプロペラならまずよいであろう。30kt以外の速力についても第6.8図を用いて上と同様の計算を行なえば、 $N \sim \text{BHP} \sim V_s$ のカーブが描ける。なお、このプロペラの展開面積比 a_e は、O'Brienの式(1月号)によれば

$$\begin{aligned}
 a_e &= 0.34a_d(2.75 + a_d/Z) \\
 &= 0.34 \times 1.1(2.75 + 1.1/3) \\
 &= 1.17
 \end{aligned}$$

となる。

同様の計算を(b)や(d)のプロペラについても行ない、各プロペラによる $N \sim \text{BHP} \sim V_s$ 曲線を描き、また各 $(r_c, \sigma_{0.7})$ の点を第6.7図にプロットして、これらを見較べながらどのプロペラを採用するかを検討することとなる。この際、 $D/4$ 程度のチップクリアランスをとった上で、主機やプロペラ軸の傾斜が余り大きくならないということも条件となる。なお、この傾斜については航走中のトリム増加—— $4 \sim 5^\circ$ になることもある——をも加味して考えねばならない。

この、配置上の条件から余り大きな直径がとれないことが多い。たとえば本艇で、主機をなるべく前方へ、しかも船底近くに配置し、線図のバトックラインを変えるなどしてみても(a)の直径程度しかとれなかったとしよう。この場合はキャビテーションによる性能低下を受容したプロペラを考えることとなる。筆者の経験では第6.7図Ⓧ印の位置からみて、 $3 \sim 5\%$ の K_T 低下 (η_0 は殆んど変らぬまま) が生ずるものと推定される。この場合、設計ポイントである90%MCRにおける速力低下の略算に(3.6)式(12月号)を用いてみると、 $V_s \propto \text{BHP}^{0.629}$ であるから、 K_T 低下はBHPが減少したのと同等と考へて、

$$\frac{\Delta V_s}{V_s} = 0.629(0.03 \sim 0.05) = 0.02 \sim 0.03$$

性能低下がない時の船速は最適プロペラ設計ポイントの値、31.02kt であるから、

$V_s - \Delta V_s = 31.02 - 31.02(0.02 \sim 0.03) = 30.4 \sim 30.0$ が到達予想速力である。速力のみからみれば、(c)のプロペラの場合と似たものとなるが、キャビテーションで性能低下が予想される、というのは嫌なもので、もっと速力低下が大きいかも知れぬという不安が残り、さらにはエロージョンが懸念される。

これらの点をもう少ししていねいに検討するには、キャビテーショントンネルによるプロペラチャートが必要になる。ガウン・パリのチャート⁽¹⁾は、キャビテーション数 $\sigma_0 = 2.0, 1.5, 1.0, 0.75, 0.50$ までの K_T, K_Q, η_0 がカーブで与えられており、性能低下の推定される運転成績の解析などに役立つ。また、このチャートを K_T^2/J の形に変換したもの⁽²⁾もあり、(a)のプロペラなどの性能低下を加味した $N \sim \text{BHP} \sim V_s$ 曲線を計算するのに便利

である。さらに、これによればキャビテーションを考慮した上での最適直径、と同時に最適減速比をも求めることができるので興味ある読者は参照されたい。上の例題の「適切なプロペラ」を求めるには減速比の検討も必要である。

これについても述べる予定であったが、紙数も尽きたようなので、他の機会にゆずることとする。船速を V と書いたり、 V_s と書いたりする記号の混乱があったが、諸賢の判読を願って筆をおく。

参考文献

- (1) R. W. L. Gawn & L. C. Burrell, "Effect of Cavitation on the Performance of a Series of 16 in. Model Propellers," Trans. R.I.N.A., Vol. 99, 1957.
- (2) Donald L. Brount & David L. Fox., "Small-Craft Power Prediction" Marine Technology, Vol. 13, No. 1, Jan. 1976.

Ship Building & Boat Engineering News

■ 川崎重工、わが国初のLNG船を起工

川崎重工は、2月1日同社坂出工場において米國ゴタス・ラーセン社向け、わが国初の128,600m³型のLNG船を起工した。完工は今年末。

本船はアルミニウム合金製の球型独立タンクを5個搭載するモス方式船で、球型タンクはすでに播磨工場第3号まで完成され、本船進水後、搭載の予定。

本船の主要目にはつぎのとおり。

全長・289.00m、幅・44.60m、深さ・25.00m、吃水・11.40m、載貨重量・65,745LT、主機関・川崎UC型タービン1基、出力45,000PS、速力・約21kt、LNGタンク容積・約128,600m³

■ 住重、標準船シリーズを発表

住友重機械工業は、このほど同社船型の標準化を進め、新たに“住友3Sシリーズ”として売り出すことになった。シリーズ化するの是一般貨物船、多目的貨物船、バルクキャリア3種11船型である。

上記11船種のうち貨物船はつぎの6タイプで、C12A・C12B(多目的12,000DWT)、C19(一般貨物18,000DWT)、C20(多目的20,000DWT)、C21(多目的最大21,500DWT)、C25(多目的最大25,000DWT)、またバルクはB21(21,500DWT、セントローレンス型)、B27(最大27,000DWT前同型)、B29(28,600DWT)・B63(最大63,000DWTパナマックス)の4タイプである。

Engineering Course : Diesel Engine <23>

by Zenzaburo Saito

Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

斎藤 善三郎

三菱重工業

第6章 高速ディーゼルエンジン (つづき)

6.7 小形化の比較 (つづき)

図 6.7.2 (バルク・ポリューム当り出力の比較) から得られた数値の分布をエンジン類別によりまとめてみたのが、次ぎの図 6.7.3 (バルク・ポリューム当り出力の実際範囲) の表である。

類別	バルク・ポリューム当り出力 (PS/m ³) の実際範囲	バルク・ポリューム当り出力 (PS/m ³) の分布中心値
高速ディーゼルエンジン	300~120	約 200
中速ディーゼルエンジン	120~80	約 100
低速ディーゼルエンジン	80~20	約 50

高速ディーゼルエンジンのバルク・ポリューム当り出力は、平均して約 200 PS/m³ を中心として分布している。高速ディーゼルエンジンの中で中小形高速ディーゼルエンジンの範囲においてばらつきの巾があるのは、この範囲の高速ディーゼルエンジンは、用途にもとづく発展過程の差により 2 大別されるからである。

即ち、従来の船用補機の流れ (中速エンジンを次第に高速化したもの) を汲むものと、車両用などの高速エンジンの流れを汲むものとに大別される。

図 6.7.2 を見ると、前者に属するものは、約 120 PS/m³ を中心に分布し、中速ディーゼルエンジンのバルク・ポリューム当り出力に近い値である。

後者、即ち車両用などの高速ディーゼルエンジンの流れを汲むものは、約 200 PS/m³ 付近に分布している。このバルク・ポリューム当り出力は、外国の中小形ディーゼルエンジンの場合には、どのくらいになるかを調べてみると、高いものは約 500 PS/m³

程度のものも数多く見られる。

例えば一例として MB・838 形高速ディーゼルエンジン (前号掲載の図 6.7.1 参照) は、約 560 PS/m³ のバルク・ポリューム当り出力である。図に見るように超コンパクトな形である。

バルク・ポリューム当り出力を高めるためには、エンジン本体の配置構造、付属補機の配置配列等の考慮によるエンジン全般としてのコンパクト化の努力がメーカー側で絶えず行なわれて発展している。

いづれにしてもバルク・ポリューム当り出力が、エンジンの小形化の評価共通尺度として重要であり、この値の高いほど、小形化されていると言える。

以上のごとく「バルク・ポリューム当り出力 (PS/m³)」について述べたが、小形化度合のもう 1 つの共通評価尺度として用いられるのは、「シリンダの行程容積 1 l について、このエンジンのバルク・ポリュームは何 m³ ぐらいになるか?」の形のもが使われる。即ち、行程容積当りバルク・ポリュームである。

今、横軸にディーゼルエンジン出力を目盛り、縦軸の最上段に行程容積当りバルク・ポリューム m³/l を目盛って、国産エンジンの代表例を適宜プロットしたものが、図 6.7.4 (行程容積当りバルク・ポリュームの比較) である。

尚、エンジン類別に便利のように補助目盛として、縦軸に回転速度およびシリンダ内径を追加し、プロットしてある。

図 6.7.4 (エンジンの行程容積当りバルク・ポリュームの比較) の図を見ると、特別に気がつかれることがあると思う。即ち、「出力の異った各種エンジンがあるが、すべてのエンジンの行程容積当りバ

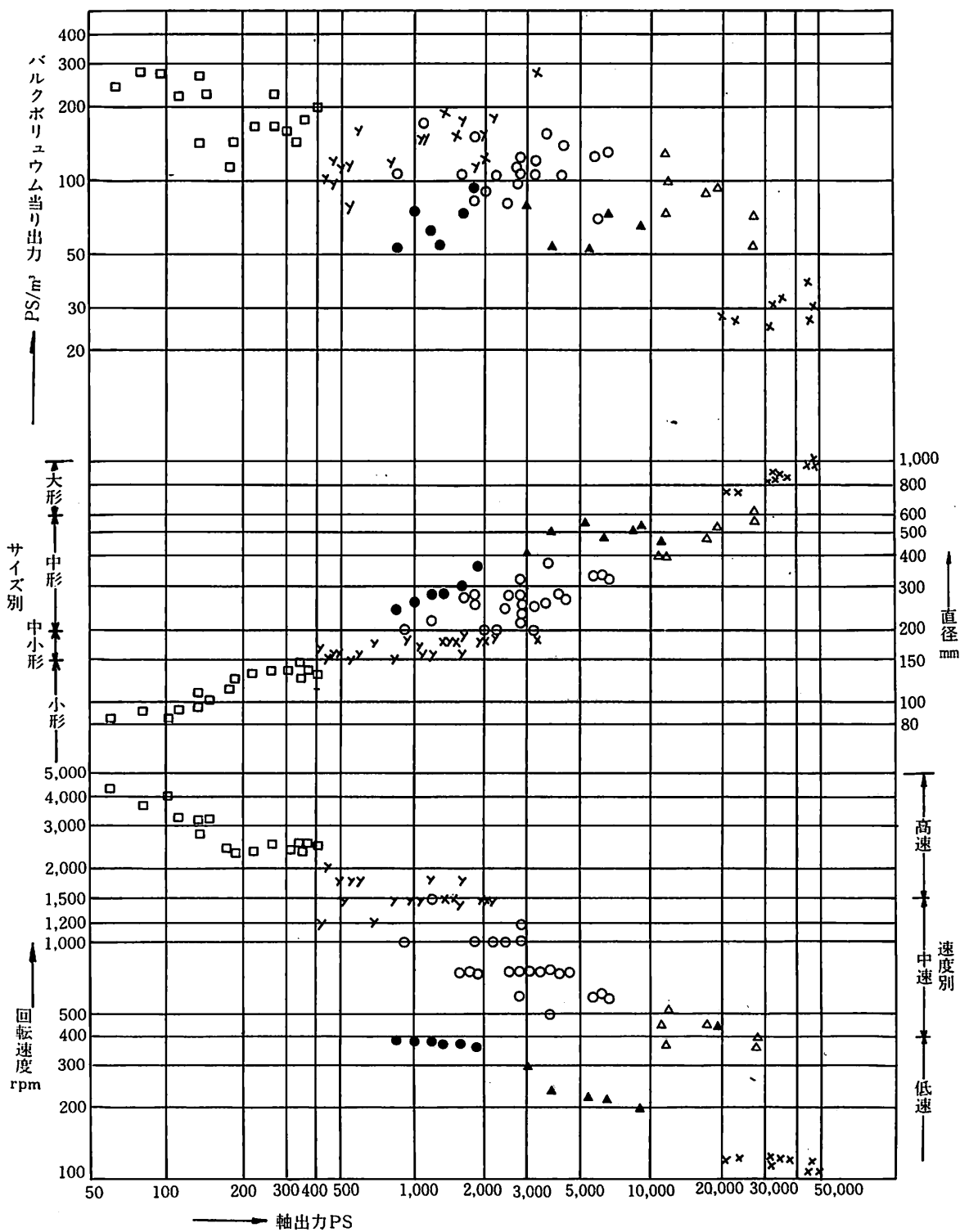


図 6.7.2 ディーゼルエンジンのバルク・ポリウム当り出力の比較

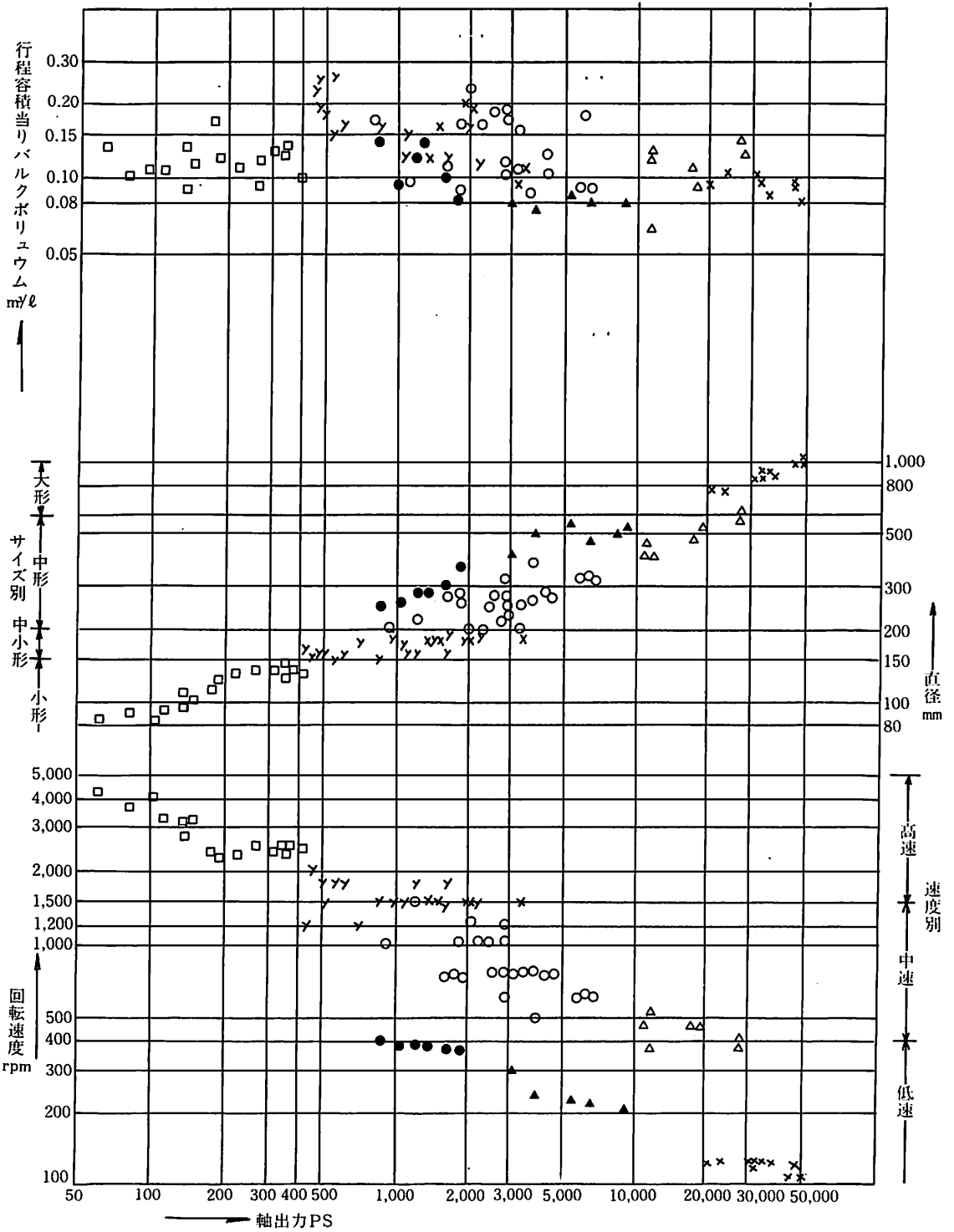


図 6.7.4 ディーゼルエンジンの行程容積当りバルク・ポリウムの比較

ルク・ポリウム値は、ほぼ、一定の範囲の値である」と言う事実である。

即ち、行程容積当りバルク・ポリウム (m^3/l) は、大部分が $0.08 \sim 0.15 \text{m}^3/\text{l}$ の間にほとんどが集中している事実が重視されなければならない。分布の中心値は、ほぼ $0.10 \text{m}^3/\text{l}$ である。

この事実は、実務上は大へん有効な数字の一つである。行程容積当りバルク・ポリウム (m^3/l) は $0.1 \text{m}^3/\text{l}$ であると記憶しておくだけで、大変便利である。例をあげてみよう。

例： 軸出力 : 400 PS/2,500 rpm
 総行程容積 : 20l
 上記しか仕様が判らない場合に、このエンジンの
 (1) バルク・ポリウム
 (2) バルク・ポリウム当り出力
 を概算せよ。

解：

- (1) ディーゼルエンジンの行程容積当りバルク・ポリウムは概略 $0.1 \text{m}^3/\text{l}$ であるから総行程容積 20l のエンジンの場合、
 バルク・ポリウム $= 0.1 \text{m}^3/\text{l} \times 20 \text{l} = 2 \text{m}^3$
 (2) 従って、バルク・ポリウム当り出力は
 $400 \text{ PS} \div 2 \text{m}^3 = \underline{200 \text{ PS/m}^3}$

精度をあげるには、各種エンジン毎の外形状法のコンパクト度を図 6.7.4 (行程容積当りバルク・ポリウムの比較) によって、あらかじめ特性を把握する方が有効である。即ち行程容積当りバルク・ポリウムの値 $0.1 \text{m}^3/\text{l}$ を機種毎に適宜の値に修正して使えば精度は高くなる。

いずれにしても資料不足時の概略予想値をベースにした概算であるのでエンジン類別毎に弾力性をふまえて活用すれば、便を得られよう。もし、そのエンジンの仕様があらかじめ判っている場合は、既述の計算式 [6.7.1] を利用し、計算するのがベストであるのは勿論である。

6.8 高速特性値よりみた高速ディーゼルエンジン

現在の高速ディーゼルエンジンを高速特性値の点からみてみることにする。それはとりもなおさず、現在の高速ディーゼルであるための範囲を示すことになろう。比較尺度としては、ピストン速度、回転速度、速度係数、馬力当り重量、バルク・ポリウ

ム当り出力、の5尺度を用いてみる。即ち

回転速度	約 1500 rpm 以上
平均ピストン速度	約 10 m/s 以上
$S/D(nD)^2$ 速度係数	約 $90 \text{m}^2/\text{min}^2$ 以上
馬力当り重量	約 5 kg/PS 以下
バルク・ポリウム	
当り出力	約 200 PS/ m^3

上記が現在の高速ディーゼルエンジンとしての平均ラインと考えられよう。

6.9 ガソリンエンジンはディーゼルエンジン化できるか

高速ディーゼルエンジンの出現は、絶えざるガソリンエンジンの代替を目標に発達してきた経緯は、6.1 節で述べた通りである。それならば、いっそガソリンエンジンを、そのままディーゼルエンジンにできないだろうか？ というアイデアは誰にでも浮ぶアイデアの一つである。

これは広い範囲の技術的問題の関連を含んでいる。ここではその答の一つとして、技術的な立ち入った説明はぬきにして、実際のエンジンを例示しよう。即ち、図 6.9.1 の Peugeot 社の Indenor XLD D 高速ディーゼルエンジンが解答である。

Peugeot 社は、ガソリンエンジンと共通の多くの共通部品を使用して、同ガソリンエンジンをディーゼル化した。ガソリンエンジンとちがう主な個所は燃焼室、燃料噴射ポンプの使用の 2 つの装置にすぎない。この 2 装置はディーゼルエンジン特有のものである。

Peugeot Indenor XLD エンジンのディーゼルエンジンの値とガソリンエンジンの値を併記した諸元

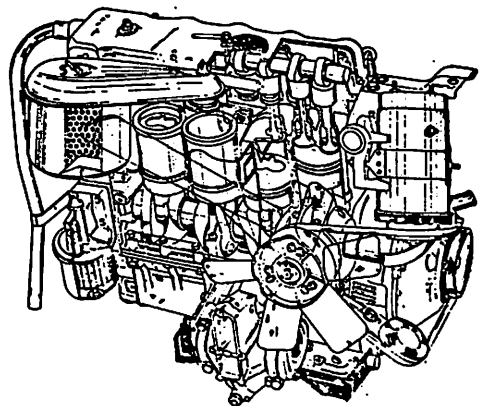


図 6.9.1 Peugeot 社の Indenor XLD 高速ディーゼルエンジン

図 6.9.2 Peugeot 社の Indenor XLD 高速ディーゼルエンジンの主要諸元

() 内はガソリンエンジンの値

シリンダ数		4 (4)
シリンダ内径	mm	75 (75)
ピストン行程	mm	71 (64)
総行程容積	cc	1255 (1130)
圧縮比		22.3
最大出力	PS/rpm	45/5000 (58/5800)
最高回転速度	rpm	5450
リッタあたり出力	PS/l	36 (51)

比較表を図 6.9.2 に示す。

リッタあたり出力はガソリンエンジンの時は 51PS/l であり、ディーゼルエンジンの時は、36 PS/l と差がある。これは、Peugeot 社の本例の場合は、ガソリンエンジンの部品を使用したため、その部品強度に合わせた出力に、ディーゼルエンジンの出力をおとして合わせざるを得ないという強度上の理由によると考えられる。

実際に Peugeot 社のようなガソリンエンジンのディーゼル化の考え方は有効であり、また可能な方法である。しかし、ガソリンエンジンと同じ重量、同じバルクで、同じ出力のディーゼルエンジンを得

ようとする時は、出力に応じた強度構造の部品の使用、過給化の採用等を実施した本来の高速ディーゼルエンジンの形を取るデザインが必要であるのは勿論である。

6.10 外国小形高速ディーゼルエンジンの実際

小形高速ディーゼルエンジンは自動車用エンジンと産業用エンジンの 2 種類に大別される。小形高速ディーゼルエンジンの場合、産業用エンジンは自動車用エンジンを汎用化したものが多い。

外国における小形高速ディーゼルエンジンは、実際にどんなものがあるかを以下に紹介する。

6.10.1 自動車用高速ディーゼルエンジン

各種ディーゼルエンジンを通じて最も多く生産され使用されているのが、自動車用である。最近の小形軽量化の面の進歩は著しい。図 6.10.1.1 に外国における主な自動車用高速ディーゼルエンジン例を示す。シリンダ直径 130mm 以上は主として off-high way 用で、いわゆる建設機械分野の車両に使用されるエンジン範囲になる。同図で見て明らかのように、過給エンジンが大半を占めているのが特長である。これは軽量小形化のニーズによるものである。

尚、各エンジンの外観写真を図 6.10.1.2 に示した。(つづく)

Ship Building & Boat Engineering News

日立、デッカ社とシングル・ループ舵取機用オートパイロットの技術提携を結ぶ

日立造船は、このほどデンマークのデッカ・アーカス社 (Decca Arkas A, S) とシングル・ループ式舵取機用オートパイロット・システムに関する技術援助契約に調印し、認可申請(1月21日)をした。

同社は、昨年7月15日、英国のジョン・ヘスティ社とシングル・ループ式舵取機と技術提携を行っており、今回の技術提携により操舵に関するトータルシステムとして技術を有することになった。

この結果、舵取機およびオートパイロットを一貫して製造・販売することができ、操舵装置全体の構成を最適なものとするのが可能となった。製作担当工場は舞鶴工場。

同機の特長はつぎのとおり。

1. 従来のオートパイロットはポンプユニットに付属する電磁弁のオン・オフによりパワーユニットを駆動して舵取機の制御を行っていたが、本装置はパワーユニットをなくし、トルクモーターを

介して連続的な制御を行なうもので、機械的構成が簡単になる。

2. 上記の特長から本装置は系統の応答性がよくなり、制御性能が向上するために、操舵および船首揺れに基づく推進馬力の損失を低減し、船の燃料消費を相当節減することができるため、省エネルギー時代にマッチした自動操舵装置となる。

なお、本技術提携の販売区域は、日本(独占)、韓国、中国、台湾、香港、シンガポールおよびマレーシア。契約期限は認可日から10年間。

ダイハツの住居表示が変更

ダイハツディーゼルは2月1日から下記のとおり住居表示が変更された。

〒531 大阪市大淀区大淀中1丁目1番87号

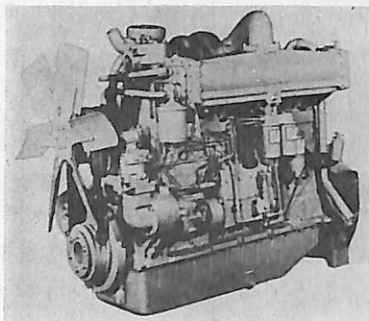
△

△

図 6.10.1.1 外国・小型高速ディーゼルエンジン（自動車用）例

記号	最多 cyl のP S ラス	メーカー	形 式	サイ クル	直径 (mm) D	行程 (mm) S	シリン ダ当り 出力 PS/ cyl	回 転 速度 (rpm) n	平 均 有効圧 (kg/ mm ²) p _e	平均 ピスト ン速 度 (m /s) v _{pm}	シリン ダ形式	過給 形式	最多 シリン ダ容積 e	重量 kg	馬力 当り 重量 kg/ PS	車両 種数	図 掲 載
a	375	Allis-Chalmers	2100	4	133	165	62	2100	11.65	11.5	直6	T	13.8			Tr	a
b	450	CAT	3400	4	137	165	56	2100	10.72	11.5	直6 V8	TA	18	1474	3.3	off ~H	b b'
c	425	CAT	1600	4	121	152	70	2100	12.48	10.6	直6	TA	14.6	1513	3.6	Tr	c
d	475	GM	71	2	108	127	40	2100	7.27	8.9	直6 V8, 12	T	14.0	1496	3.2	Tr	d
e	440	"	92	2	123	127	55	2100	7.79	8.9	V6 V8	T	12.1	1095	2.5	Tr	e e'
f	400	Benz	OM 4	4	125	142	33	2500	6.63	10.4	V6, 8, 10 12	N	21.7	1064	2.7	off ~H	f
g	215	Perkins	V8.640	4	117	121	26	2600	7.08	10.4	V8	N	10.5	816	3.8	Tr	
h	342	Warkesha	VS	4	127	145	42	2300	9.42	11.1	直6 V8	T	14.2	1275	3.7	off ~H	
i	400	Cummins	NTA400	4	140	152	66	2200	11.69	11.1	直6	TA	14	1293	3.2	Tr	
j	320	"	VT903	4	140	121	40	2200	8.85	8.9	V8	T	14.8	1066	3.3	Tr	
m	320	Rolls-Royce	MK111	4	130	152	40	2100	8.52	10.6	直6, 8	N	16.1	1162	3.6	Tr	
n	350	DEUTZ	F 714	4	120	140	29	2300	7.20	10.7	V6, 8, 10 12	T	19.0	1450	4.1	Tr	n
o	835	"	BIM716	4	135	160	52	1800	11.40	9.6	直6, 8 V12, 16	TA	36.6	2975	3.6	off ~H	o
p	1020	"	BAM816	4	142	160	63	2000	11.50	10.6	直6, 8 V12, 16	TA	39.9	3620	3.6	off ~H	p
q	350	Scania	DS	4	127	140	43	2300	9.64	10.7	直6 V8	T	14.2	1160	3.3	Tr	q
t	352	Pegaso	9156	4	130	150	58	2200	12.10	11.0	直6	T	11.9	1056	3.0	Tr	t
u	240	MAN	D2556	4	125	150	40	2300	8.57	11.5	直5, 6		11.0	765	3.2	Tr	u
v	400	"	D2530	4	125	130	40	2500	9.14	10.8	V8, 10	T	16.0	990	2.5	Tr	v
w	265	Leyland	690	4	127	146	44	2200	9.77	10.7	直6	T	11.1	930	3.5	Tr	w
x	281	"	TL12	4	136	142	46	2200	9.20	10.4	直6	T	12.5	998	3.6	off ~H	x

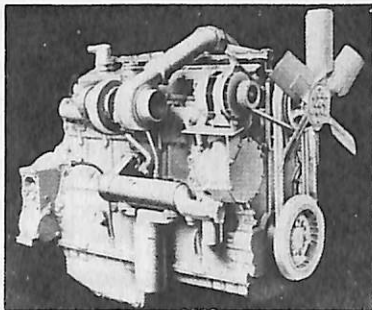
- (注) ○ 過給形式：N（無過給），T（過給），TA（アフタクーラ付過給）
 ○ 車両種類：Tr（トラック），FF（戦闘車両），off~H（off-Highway 用）
 ○ 出力規格：BS765，DIN70020，SAEJ270 相当



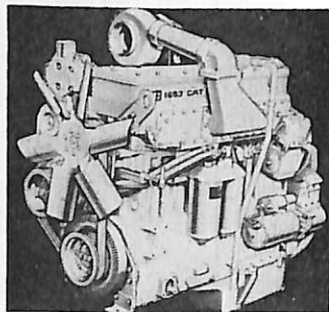
(a) Alliseharmer 2100
6—133×165
375 PS×2100 rpm



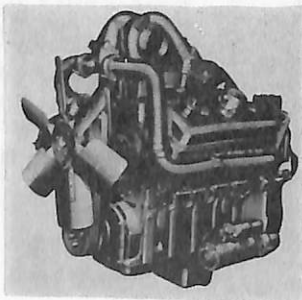
(b') CAT 3408 TA
8V—137×165
450 PS/2100 rpm



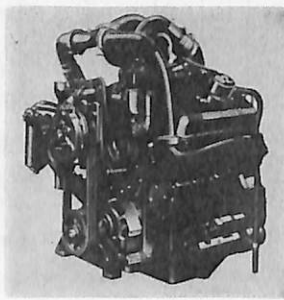
(b) CAT 3406
6—137×165
375 PS/2100 rpm



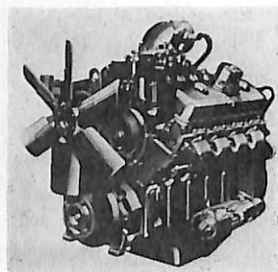
(c) CAT 1693 TA
6—121×152
425 PS/2100 rpm



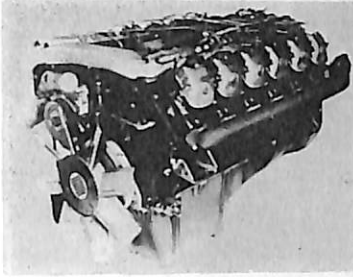
(d) GM 8V—71T
8V—108×127
475 PS/2100 rpm



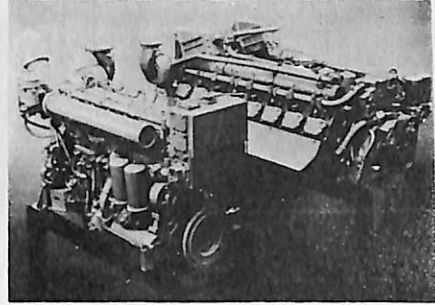
(e) GM 6V—92TT
6V—123×127
322 PS/2100 rpm



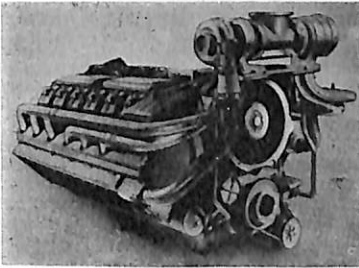
(e) GM 8V—92TA
8V—123×127
440 PS/2100 rpm



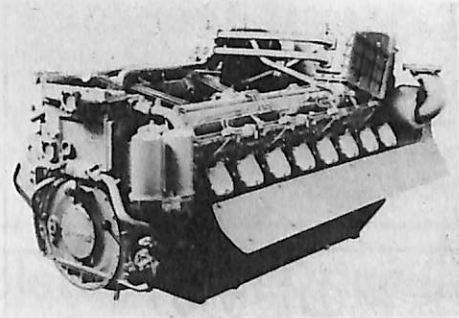
(f) Benz OM404
V12—125×142
400 PS/2200 rpm



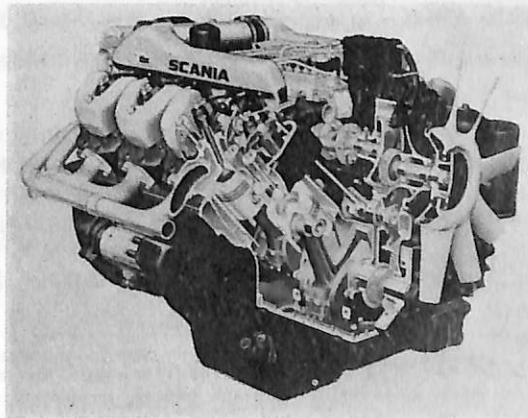
(o) DEUTZ BF16 M716
16V—135×160
835 PS/1800 rpm



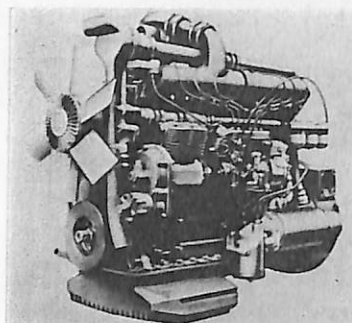
(n) DEUTZ BF12 L714
12V—120×140
350 PS/2300 rpm



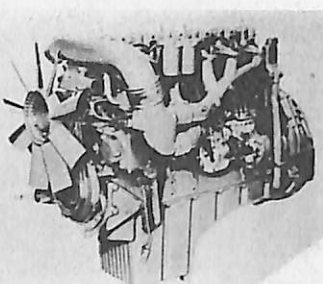
(p) DEUTZ BA16 M816
16V—142×160
1020 PS/2000 rpm



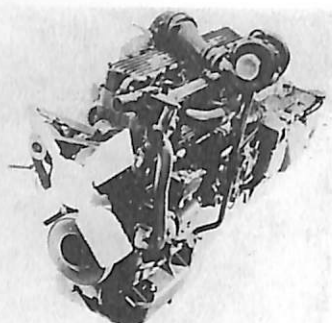
(q) SCANIA DS14断面
8V—127×140
350 PS/2300 rpm



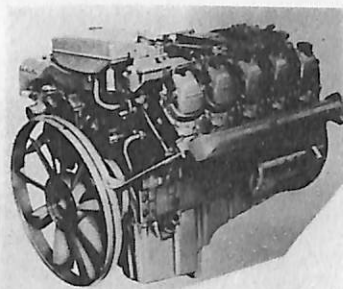
(t) Pegaso 9156
6—130×150
352 PS/2200 rpm



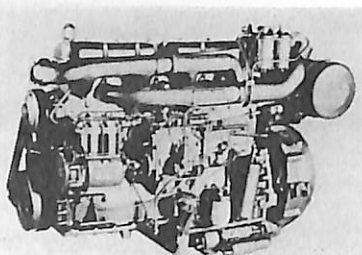
(u) MAN D2556MX
6—125×150
240 PS/2300 rpm



(x) Leyland TL12
6—136×142
281 PS/2200 rpm



(v) MAN
D2530MF
10V—125×130
400PS/2500rpm



(w) Leyland
690
6—127×146
265PS/2200rpm

現場のための 強化プラスチック船の工法と応用

田中 勤(日本飛行機・船艇 事業部製造部長)著 A 5判上製240頁 定価2300円(送料200円)
図版・写真130余

多年FRP船および一般成形品の製造に従事している著者が、その深い経験を通じてFRP船の正しい工法と応用技術の実際を巨細にわたり平易に解説。関連技術者が座右に欲しい必携書である。

■主なる内容■第1章・材料/ガラス繊維/樹脂/副資材/ポリエステル樹脂の硬化特性/第2章・成型型/FRPメス型/木製メス型/樹脂パテ/樹脂塗装およびペーパー研ぎ/第3章・成形/ハンドレイアップ法による成形/積層計画/離型処理/ゲルコート/ガラス裁断/積層作業/積層工程中の注意/船こく構造部材の取付け/脱型/第4章・組立/甲板の取付け/2次加工/固着/木材とFRPの接着/リンバーホルの取付け方法/コアの応用/第5章・保守、修理/保守/修理/損傷を生じ易い箇所および主なる原因/破損の修理/第6章・安全と衛生/第7章・製作例/付参考資料

好評 ■ 既刊書 = 図書目録呈

強化プラスチックボート 戸田孝昭著 実験データを基にFRPボートの設計・製造技術を解説。関係技術者、製造従事者必携の書
価1200円(送200円)

高速艇工学 丹羽誠一著 体系的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
価3000円(送240円)

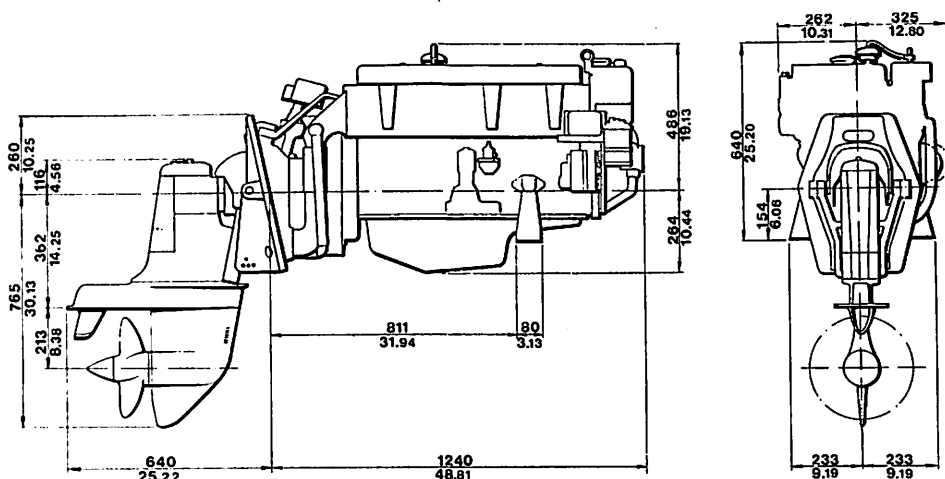
ボート太平記 小山捷著 流体力学、構造力学をはじめ、むずかしい「舟艇の物理」を平易な文章と独創的な挿絵(100余版)とによって解説
価2000(送200円)

発行 株式会社 舵社 〒104・東京都中央区銀座5-11-13(ニュー東京ビル) 電話(03)543-6051(代)・振替東京1-25521(舵社) 発売 株式会社 天然社

巡視艇・調査艇・連絡艇

にいかんなく発揮する

ボルボペンタ アクアマチックディーゼル船内外機



Model	Output h.p./r.p.m.	No. of cyl	Capac. litres	Gear red. ratio	Weight, complete with drive, kg(lb.)
AQ D32A/270D	106/4000	6	3.170	2.15 : 1	395(870)



ボルボペンタ アクアマチック日本総代理店

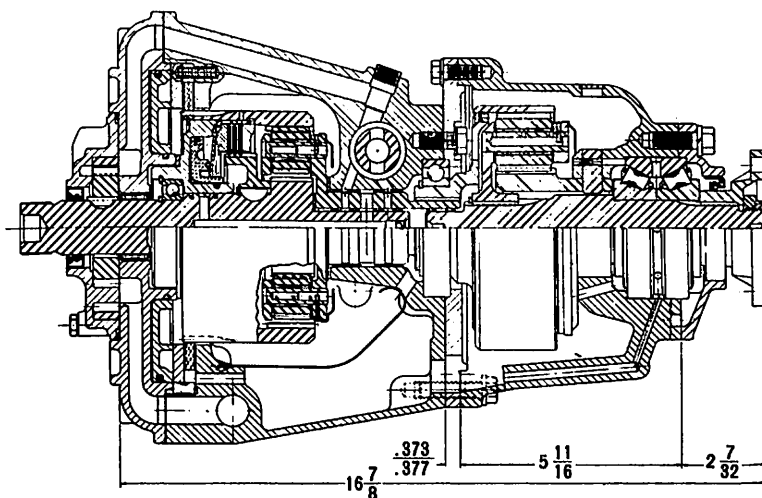
西武自動車販売株式会社

マリンセンター 東京都豊島区南池袋 2-8-13 TEL 03(981)1261~5
 ショールーム 東京都豊島区東池袋 4-6-3 TEL 03(983)0161(内)3766
 直通 03(984)5811

BORG WARNER Transportation Equipment

The complete Velvet Drive line: CR2, In-line and V-drive

Model 71C, 72C, 73C
 Ratios 1.00~3.00まで各種
 Maximum SAE HP Input
 560/4200rpmまで



輸入元 **大陽商行株式会社**

東京都中央区日本橋小舟町1-8 喜多ビル内 TEL. 03(661)6045・2197

販売元 **西武自動車販売株式会社**



東京都豊島区南池袋 2-8-13 TEL. 03(981)1261~5

竣工船一覽

The List of Newly-built Ship

船名 Name of Ship	① UNITED SPIRIT	② ORIENTAL CHIEF	③ SAMAH
所有者 Owners	Miramar Transport	Pacific Union Containers Carrieres	Gulf Ro-Ro Services.
造船所 Ship builder	内海造船瀬戸田(Naikai)	佐世保重工(Sasebo)	寺岡造船(Teraoka)
船級 Class	NK	AB	BV
進水・竣工 Launching・Delivery	76/8・76/12	76/9・76/12	76/10・76/11
用途・航行区域 Purpose・Navigation area	自動車(Car)・遠洋	コンテナ(Container)・遠洋	車・コンテナ (Car Container)・遠洋
G/T・N/T	6,150.94/3,361.61	31,291.90/16,999.49	597.70/153.35
LOA(全長:m)	174.50	230.76	77.30
LBP(垂線間長:m)	164.00	212.76	69.60
B(型幅:m)	25.40	30.60	15.22
D(型深:m)	8.10	18.90	4.075
d(満載吃水:m)	7.20	10.80	3.20
満載排水量 Full load Displacement	17,087	42,162	2,166
軽貨排水量(約) light Weight	8,331	16,279	866
載貨重量 L/T Dead Weight	8,618	25,476	—
K/T	8,756	25,883.4	1,300
貨物倉容積Capacity (ベール/グリーン:m ³)	乗用車(ブルーバードセブン) 3,009台	—	—
主機型式/製造所 Main Engine	日立B&W7K62EF型	IHI/Sulzer12RND90M型	Daihatsu 8PSHTCM 26ES(L)
主機出力(連続:PS/rpm) MCR	12,400×144	40,200×122	1,000×720×2
主機出力(常用:PS/rpm) NCR	10,540×139	34,170×115.6	850×680×2
燃料消費量 Fuel Consumption	40.5t/d	133t/d	9.354t/d
航続距離(海里) Cruising Range	13,052	18,100	11,000
試運転最大速度(kn) Maximum Trial Speed	20.60	26.04	14.2
航海速度 Service Speed	17.90	23.41	12.5
ボイラー(主/補) Boiler	日立フレミングボイラ 1,330kg/h×1	徑管式5,600kg/h× 9.0kg/cm ² G×1	/Daihatsu
発電機(出力×台数) Generator	AC450V×400Kw×3	タービンAC450V×1,100KW×1 ディーゼルAC45V×1,100KW×2	6PKTB-14A220PS 180KVA×3
貨油倉容積(m ³)COT	—	—	—
清水倉容積(m ³)FWT	619	548.6	361.5
燃料油倉容積(m ³)FOT	1,770	4,605.0	307.00
特殊設備・特徴他	同型船LAUREL, VIOLET	20ft.コンテナ換算1,588個	搭載物, トレーラー22 台, コンテナ94個

④ WORLD CREATION

Liberian Asteroid
Transport.

川崎重工神戸 (Kawasaki)

NK

76 / 4 · 76 / 12

LPG · 遠洋

39,411.01 / 27,425.66

224.00

213.00

32.50

21.80

12.53

73,869

17,980

55,889

56,786

川崎MAN K7SZ90/160型

20,300 × 122

18,270 × 118

66.5t/d

17,200

17,945

16.15

／7.5t/h. 排ガス1.8t/h

450V × 1,450KVA × 3

プロパン 47,185.8m³

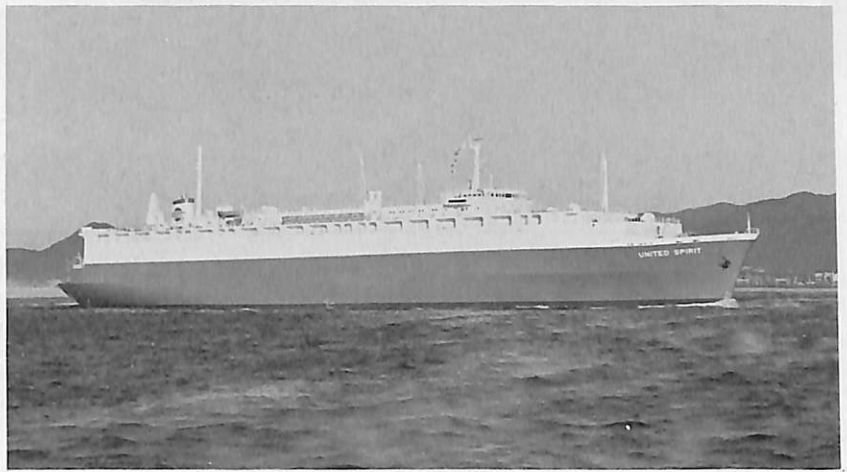
ブタン 32,769.2m³

351.2

3,295.8

ノズルプロペラ装備

①



②



③



④



船名 Name of Ship	⑤ LAGADA	⑥ MENINA・ALICE	⑦ GODWIT
所有者 Owners 造船所 Ship builder 船級 Class 進水・竣工 Launching・Delivery 用途・航行区域 Purpose・Navigation area	Langada Shipping 鹿児島ドック鉄工 (Kagoshima) A B 76/8・76/12 ばら積(Bulk)・遠洋	Grandview Bulk Carriers. 住友重機械浦賀(Sumitomo) N K 76/8・76/12 ばら積(Bulk)・遠洋	Japan Line, Mitsui O.S.K Line. 石播相生(Ishikawajima) N K 76/6・76/10 コンテナ(Container)・遠洋
G/T・N/T	5,915.35/3,880.74	14,549.07/9,482.06	31,671.49/17,560.52
LOA(全長:m) LBP(垂線間長:m) B(型幅:m) D(型深:m) d(満載吃水:m)	119.66 108.40 18.40 10.50 8.246	162.00 152.00 25.20 14.70 10.613	222.00 207.00 32.20 19.00 11.327
満載排水量 Full load Displacement 軽貨排水量(約) light Weight 載貨重量 L/T Dead Weight K/T 貨物倉容積Capacity (ベール/グレーン:m ³)	12,993.42 2,847.49 9,985.72 10,145.94 12,030.08/12,685.48	— — — 26,631 31,927/32,309	— — 28,733 29,194 コンテナ積載20'換算 1,466(3段)1,262(2段)
主機型式/製造所 Main Engine 主機出力(連続:PS/rpm) MCR 主機出力(常用:PS/rpm) NCR 燃料消費量 Fuel Consumption 航続距離(海里) Cruising Range 試運転最大速度(kn) Maximum Trial Speed 航海速度 Service Speed	赤阪鉄工6UET45/80D型 4,500×230 3,825×218 156 g/psh 10,500 14.233 12.2	住友Sulzer6RND68型 9,900×150 8,400×142 32.4t/d 16,400 16.22 14.25	IHI/Sulzer9RND105型 36,000×108 30,000×102.3 118.6t/d 15,500 26.80 22.4
ボイラー(主/補) Boiler 発電機(出力×台数) Generator	/コンポジット型600kg/h 400KVA×2 180KVA×1	/重油専焼式 1,500kg/h×7kg/cm ² ×1 AC450V×560KW60Hz	/Vertical Horizontal Smoke Tube 7kg/cm ² G×2.0t/h×1 AC450V×1,100KW
貨油倉容積(m ³)COT 清水倉容積(m ³)FWT 燃料油倉容積(m ³)FOT	— 161.63 H.O637.07, D.O130.24	— 338.8 1,734.3	— 526.3 5,830.6
特殊設備・特徴他	乗組員25名		20ftコンテナ換算 1,466×3段, 1,262×2段

⑧ GEORGIS A.
GEORGILIS

G.A.G Shipping.

名村造船(Namura)

A B

76 / 7 · 76 / 11

ばら積(Bulk) · 遠洋

16,037.20 / 11,440

177.03

167.00

22.90

14.50

10.40

33.490

6,616

26,451

26,874

32,608 / 34,270

三菱Sulzer7RND68型

11,550 × 150

10,400 × 145

39t/d

17,300

17.55

15.00

／7kg/cm², 1,200kg/h,

169.6°C

450V × 440KW

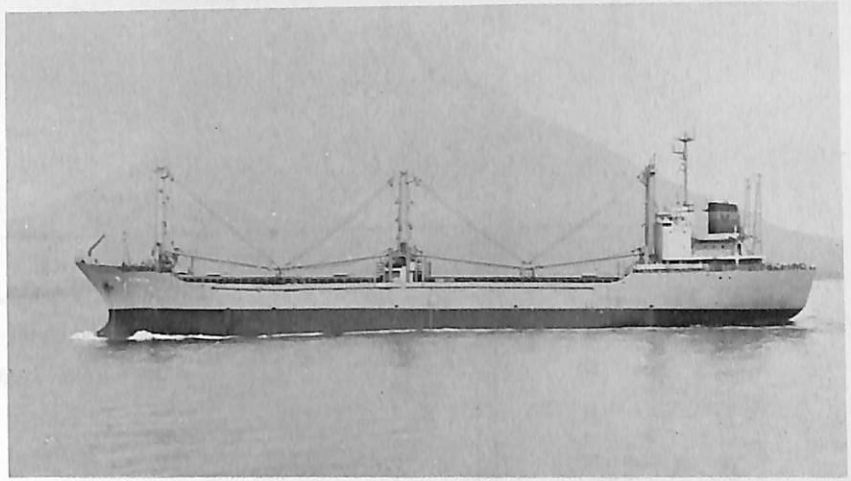
—

382.2

C) 1,719.2m³,

A) 133.4m³

⑤



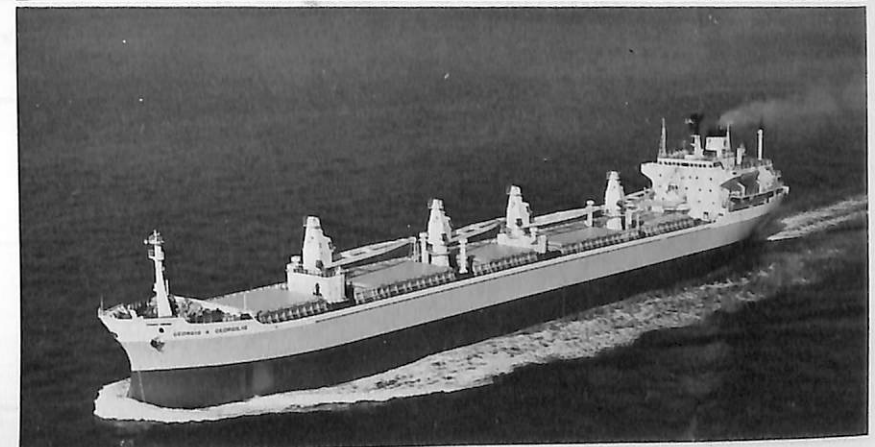
⑥



⑦



⑧



船名 Name of Ship	⑨ ATTICOS	⑩ MOSLAKE	⑪ ALIOTH
所有者 Owners	Poseidon Compania Naviera.	Mosvold Shipping.	Alioth Transport.
造船所 Ship builder	函館ドック函館(Hakodate)	住友重機械造船(Sumitomo)	東北造船(Tohhoku)
船級 Class	L R	A B	A B
進水・竣工 Launching・Delivery	76/9・76/12	76/9・76/12	76/8・76/11
用途・航行区域 Purpose・Navigation area	ばら積(Bulk)・遠洋	ばら積(Bulk)・遠洋	ばら積(Bulk)・遠洋
G/T・N/T	16,366.24/11,052.08	17,945.63/10,536.77	18,104.63/11,861
LOA(全長:m)	180.80	170.00	176.00
LBP(垂線間長:m)	170.00	160.00	165.00
B(型幅:m)	23.10	26.40	28.20
D(型深:m)	14.50	14.40	15.60
d(満載吃水:m)	35'—1/2"	10.261	11.401
満載排水量 Full load Displacement	35,241	—	42,827
軽貨排水量(約) light Weight	6,537	—	7,447
載貨重量 L/T Dead Weight	28,704	—	34,821
K/T	29,163	29,168	35,380
貨物倉容積Capacity (ペール/グレーン:m³)	33,221/37,734	—/37,022	39,901/41,595.7
主機型式/製造所 Main Engine	IHI/Sulzer6RND76型	住友/Sulzer7RND68型	三井B&W7K67GF型
主機出力(連続:PS/rpm)	12,000×122	11,550×150	13,000×145
MCR			
主機出力(常用:PS/rpm)	10,800×117.8	10,050×143	11,900×140
NCR			
燃料消費量 Fuel Consumption	39.03t/d	38.9t/d	48.1
航続距離(海里) Cruising Range	16,180	24,700	15,800
試運転最大速度(kn) Maximum Trial Speed	18.032	16.69	16.722
航海速度 Service Speed	15.1	14.85	15.00
ボイラー(主/補) Boiler	Aalborg AQ-3 7kg/cm² G×1,400kg/h×1	／重油専焼式 1,500kg/h×7kg/m²G×1	／Sunrod CPDB-15
発電機(出力×台数) Generator	AC450V×380KW×3	AC450V×480KW	450V×3
貨油倉容積(m³)COT	—	—	—
清水倉容積(m³)FWT	131	412.0	231.6
燃料油倉容積(m³)FOT	C)1,986, A)179	3,023.0	2,297.7
特殊設備・特徴他	—	—	—

⑫ OCEAN FRIEND

Jago Marine

大阪造船所(Osaka)

A B

76 / 9 · 76 / 12

ばら積(Bulk) · 遠洋

19,663.82 / 13,859

185.50

175.00

26.00

15.50

11.153

41,755

7,868

33,867

41,323 / 42,677

IHI/Sulzer7RND68型

11,550 × 150

10,395 × 144.8

42t/d

16,400

17.873

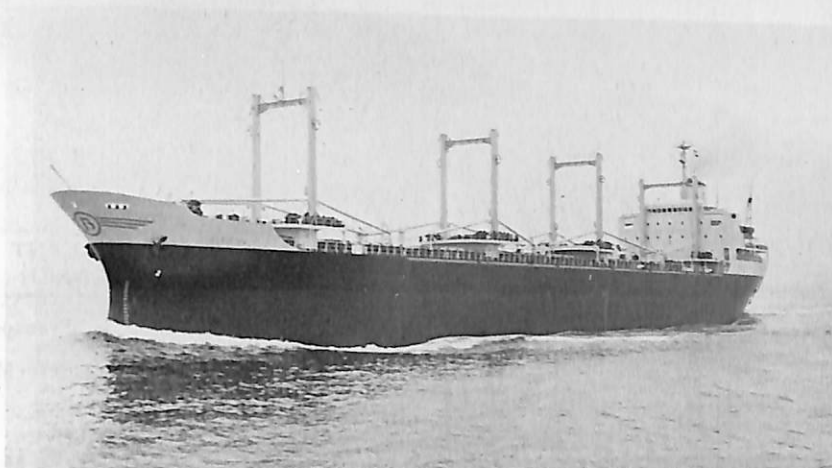
14.9

ノコラン型
コンポジット型×1
AC450V×500KVA×3

432.4

2,166.1

⑨



⑩



⑪

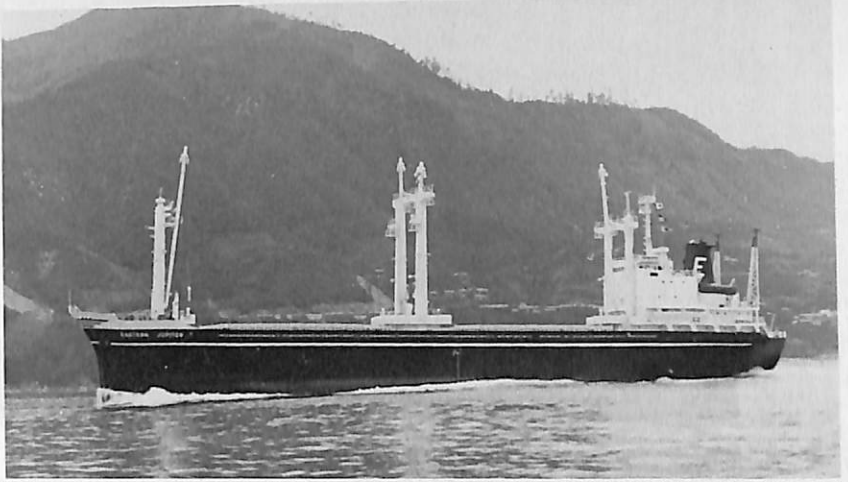


⑫



船名 Name of Ship	⑬ EASTERN JUPITER	⑭ GALLANT PIONEER	⑮ 29 EKIM
所有者 Owners	Japri Marine Transport.	Gallant Transport.	D.B.Turkish Cargo Lines.
造船所 Ship builder	瀬戸内造船(Setouchi)	三井造船玉野(Mitsui)	石播呉(Ishikawajima)
船級 Class	NK	NK	A B
進水・竣工 Launching・Delivery	76/9・76/11	76/8・76/12	76/8・76/12
用途・航行区域 Purpose・Navigation area	貨(Cargo)・遠洋	貨(Cargo)・遠洋	ばら積(Bulk)・遠洋
G/T・N/T	5,570.55/3,612.89	11,722.69/7,160.57	33,485.67/21,223.0
LOA(全長:m)	116.07	148.394	206.989
LBP(垂線間長:m)	107.00	140.00	197.00
B(型幅:m)	18.18	22.60	32.20
D(型深:m)	9.50	13.50	18.30
d(満載吃水:m)	7.40	10.02	13.335
満載排水量 Full load Displacement	11,074.44	24,952	—
軽貨排水量(約) light Weight	3,064.31	5,747	—
載貨重量 L/T Dead Weight	8,010.13	18,901.75	59,598
K/T	—	19,205	60,554
貨物倉容積Capacity (ベール/グレーン:m ³)	11,037.29/11,738.8	22,659.1/24,028.0	—/66,806.31
主機型式/製造所 Main Engine	日立B&W6K45GF型	三井B&WDE7K62EF型	IHI/Sulzer7RND76型
主機出力(連続:PS/rpm)	5,300×227	9,400×144	14,000×122
MCR			
主機出力(常用:PS/rpm)	4,800×220	7,990×136.5	12,600×117.8
NCR			
燃料消費量 Fuel Consumption	19.2t/d	30t/d	49.07
航続距離(海里) Cruising Range	10,066	13,200	19,798
試運転最大速度(kn) Maximum Trial Speed	16.279	18.35	17.04
航海速度 Service Speed	13.5	15.02	14.8
ボイラー(主/補) Boiler	/コンポジット型	/水管縦形	IHI-AV型7kg/cm ² G×1.5t/h
発電機(出力×台数) Generator	AC445V×350KVA×2	1,500kg/h×7kg/cm ² ×1 ダイハツ6PSHT-26D, 420KW×3	AC450V×500KW×3 AC450V×30KW×1
貨油倉容積(m ³)CO T	—	—	—
清水倉容積(m ³)FW T	377.76	351.6	273.58
燃料油倉容積(m ³)FOT	757.84	1,490, DOT176.7	3,276.18
特殊設備・特徴他			

⑬



⑬ U NIVERSE
FRONTIER

Meridian Transportation
石播県(Ishikawajima)

A B

76 / 1 · 76 / 12

油槽(Oil) · 遠洋

125,465.39 / 104,958

337.058

320.00

54.50

27.00

69' - 0 5/8"

—

—

269,574

273,900

—

IHI Cross
Compound Impulse.

40,000 × 83

36,000 × 80

179.1t/d

26,270

16.997

16.6

IHI-MDM1,001型 × 2 / -
AC450V × 1,800KW × 2
AC450V × 460KW × 1

337,840

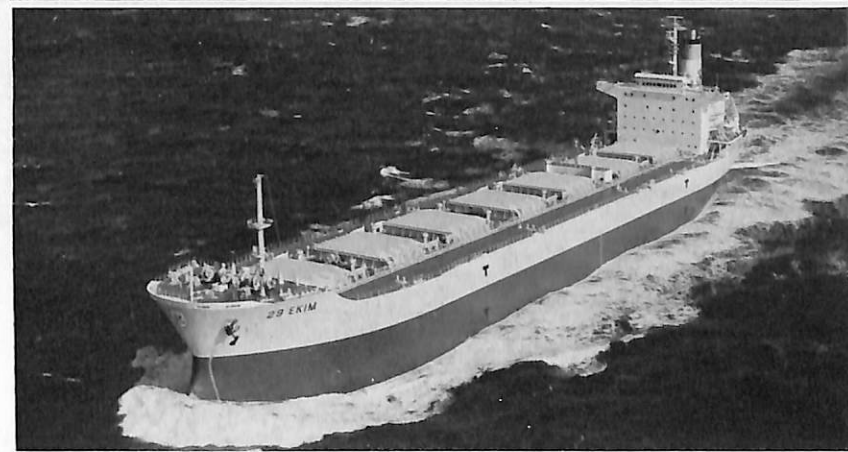
852

14,565

⑭



⑮



⑯



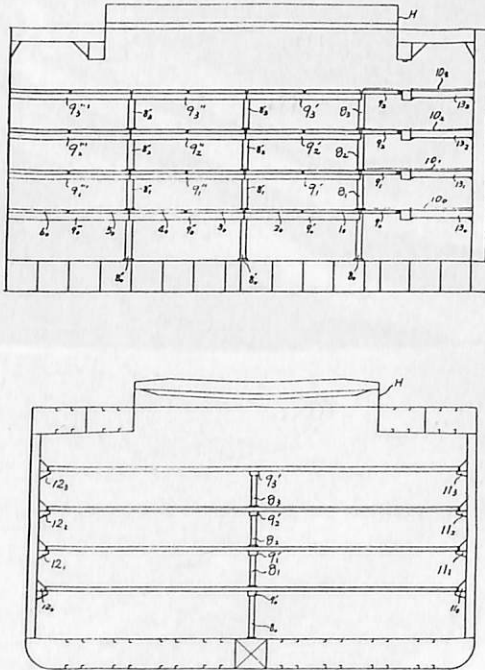
特許解説 / PATENT NEWS

起伏ビーム付き可動中甲板用格納装置〔特公昭51-34640号公報，発明者；春日紀重外1名，出願人；日本アイキャン〕

輸送の効率を高めるため，自動車等の物品と穀物，鉱石等のバラ物の輸送を，それぞれ兼用できる構造をもつ兼用貨物船が実用化されている。

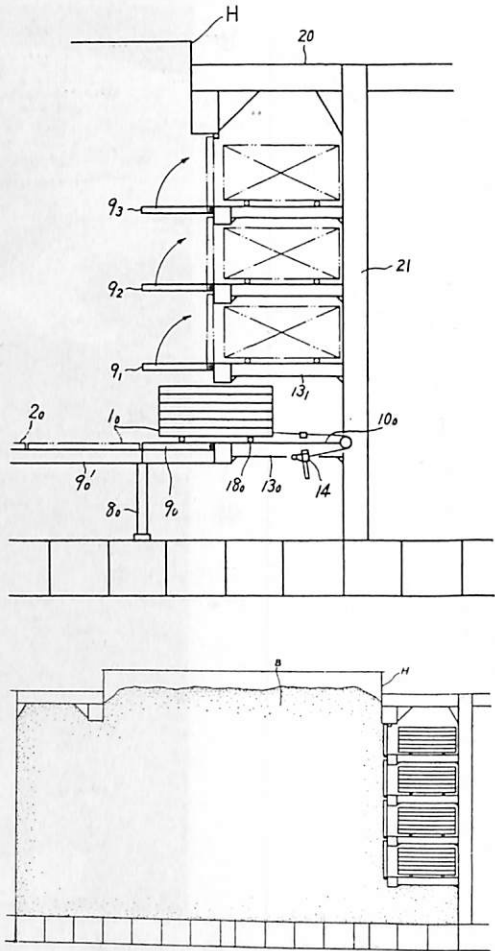
しかし従来のものにおいては，自動車等の可動デッキを甲板下船艙内に，単に積重ねて船艙内に空間を作り，そしてバラ物を収容していた。そのためバラ物の種類によっては船艙内で揺られている間に沈降して，積重ねられている可動デッキ中に入り込んだりして大きな力が作用するという欠点があった。そのため，中甲板の構造を強くするとか，積重ねた可動デッキをキャンパス等で覆う必要があった。

第1図



第2図

第3図



第4図

本発明は以上の背景のもとになされたもので，図面を用いて説明すると，自動車等の物品輸送用デッキは可動構造に設けられ，支柱 $8_0 \sim 8_3$ ， $8'_0 \sim 8'_3$ ， $8''_0 \sim 8''_3$ ，この支柱上に載置されたビーム $9_0' \sim 9_3'$ ， $9_0'' \sim 9_3''$ ……および船艙両側壁に突設した支持具 $11_0 \sim 11_3$ ， $12_0 \sim 12_3$ 上に掛け渡されたパネル $1_0 \sim 6_0$ ， $1_0' \sim 6_0'$ ……から成る。

各パネル $1_0 \sim 6_0$ ， $1_0' \sim 6_0'$ ……には，上下引込自

在なローラが設けられる。船体長手方向区画部の一側には可動デッキ 9₀'~9₃' の上下方向の高さに合わせて突設部材 13₀~13₃ が設けられ、各デッキとの間には、一端を軸支され、回動自在な補助ビーム 9₀~9₃ が取付けられる。補助ビーム 9₀~9₃ および突設部材 13₀~13₃ の上面にはレール 10₁~10₃ が設けられている。

以上の構成をもつ可動デッキを、バラ物輸送のために解体するには、まずハッチH真下に位置するパネル 1₀ をクレーンで吊上げ、補助ビーム 9₀~9₃ および突設部材 13₀~13₃ 上のレール 10₁~10₃ 上に車輪18を介して置き、順次パネル 2₀~6₀ を積み重ね、その後チェーンブロック等14で移動し、補助ビーム 9₀~9₃ を回動し収容する(第3図)。

パネル以外の支柱 8、ビーム 9 は取外され、船舶の重心近くに格納される。その後、バラ物が船舶区画内に収容される。

*

船舶における尿尿処理装置〔特公昭51—35036号公報、発明者；小野恒男、出願人；兵神機械工業、日本船用機器開発協会〕

船舶の便所よりの排出汚水は、海岸に放流することなく、例えば列車や航空機におけるように、タンクに貯留する方式を採用することが望まれている。しかしこの方式はまだ確立されていない。その理由として、船舶では真水の使用量に制限を受けるため、この方式を採用する場合、洗滌用水として海水を使用することになるが、排泄直後の汚物中の固形物は海水と比重がほぼ等しく、洗滌用水である海水中に固形物が浮遊状態を呈し、その分離が容易でな

いという問題があった。

本発明は以上の背景のもとになされたものであり、図面を用いて説明すると、船舶の水洗便所1より排出される汚物は、いったん受槽14に落下し、ある一定量になるとクラッシュポンプ15により固形物を破碎しつつ、また凝集剤タンク16よりの凝集剤を混入しつつ、上下ジグザグ通路型反応槽17中を進行する。

次いでタンク7、管8、減圧弁13からの空気溶存加圧水とともに汚水貯留タンク2の第1室3の底部に導入され、大気圧化に開放されることにより、空気溶存加圧水からの微細気泡により、固形物との分離が行なわれる。その効率を高めるため室3内に浮上案内筒18が設けられる。

室3内でのスカム等は導出口35より、汚物スラッジは底24よりポンプ22で系外に排出される。汚物分離後、その用水は導出口5、溢流壁6を介して第2室4に入り、管10、ポンプ20により、途中、消毒剤21を混入しつつ、洗滌用水タンク9に回収される。

さらに本発明では、上記処理を行ないつつ冷凍機Aが運転され、その冷媒が管37、37'により汚水貯留タンク2および洗滌用水タンク9内の蒸発器39、39'に供給され、それら両タンクを冷却することにより、空気溶存加圧水により多くの空気を混入し、汚水の処理効率を高めるとともに、全体工程における温度上昇による腐敗を抑制している。

*

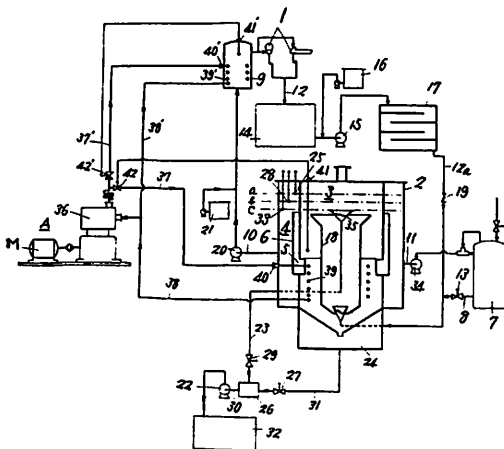
船体建造方法〔特公昭51—35037号公報、発明者；長山明、出願人；大阪造船所〕

一般に「押し工法」による船舶建造の場合、渠頭部において船体を組立て、それを先行して建造されている船体の端部に接合した後、渠口部に向かって押出す方法が採られている。

この方法によって船舶を建造する場合、作業効率を高めるため通常、船首、船尾、平行部に分割して専門の組立部門を設け、さらに完成船体に占める割合の高い平行部の組立作業を効率化するために、その単位ブロックの巨大化が図られている。

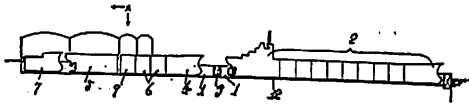
このブロックの巨大化により、全体としての搬出作業量の減少等により、作業の効率化が図られるが、他方、巨大ブロックの安全容易な運搬装置、ブロック自体の精度保持および正確な芯出し位置決めが必要になってくる。

本発明は、上記要求に答える巨大ブロック搬送方法を含む船体建造方法に関するものである。

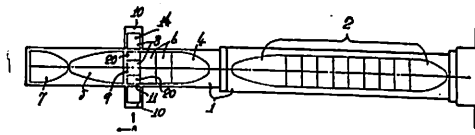


第1図

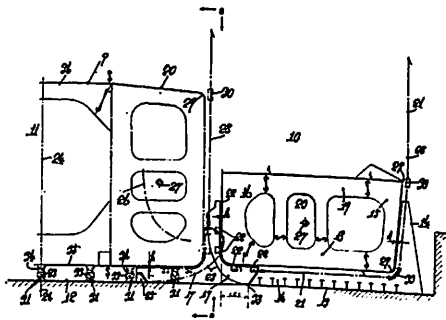
第1図



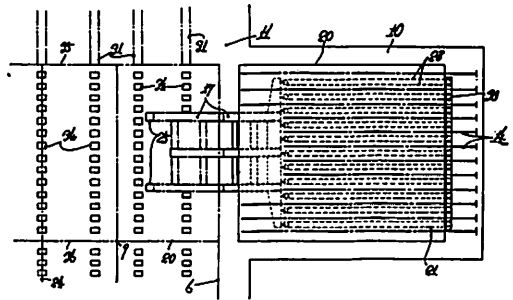
第2図



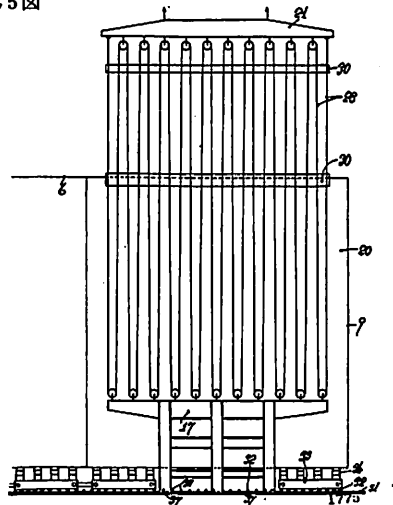
第3図



第4図



第5図



図面を用いて説明すると、船首4および船尾部5は先行して建造ドック1内で建造される。平行部はドックに近接する組立場10で製作される。

組立場10はドック底12と同一レベルに設けられ、船体平行部側外板の形状に対応した定盤14上で、各上甲板ブロック15、船底ブロック16、側外板ブロック18がそれぞれ接合され、巨大ブロックが組立てられる。

定盤14の船底側部分17は分離可能に構成され、ブロック組立後、この部分17を支点として、ブロック全体を回動させる。

回動後ブロックを、ドック底部に設けられた船体

縦移動用軌条板31上を、移動自在な滑動台33上に架木34を介して載置し、接合位置までドック内を縦移動させ、その後接合するのである。

(特許庁審査第一分類審査室 幸長保次郎)

図“船舶”用(1年分12冊綴り)ファイル画

定価 450 円 (〒300円, ただし都内発送のみ)
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

船 船 第50巻第3号 昭和52年3月1日発行
3月号・定価 800 円 (送料 45 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
〒104 東京都中央区銀座5-11-13 ニュー東京ビル
電話・(03) 543-7793 振替・東京 6-79562

船 船・購読料

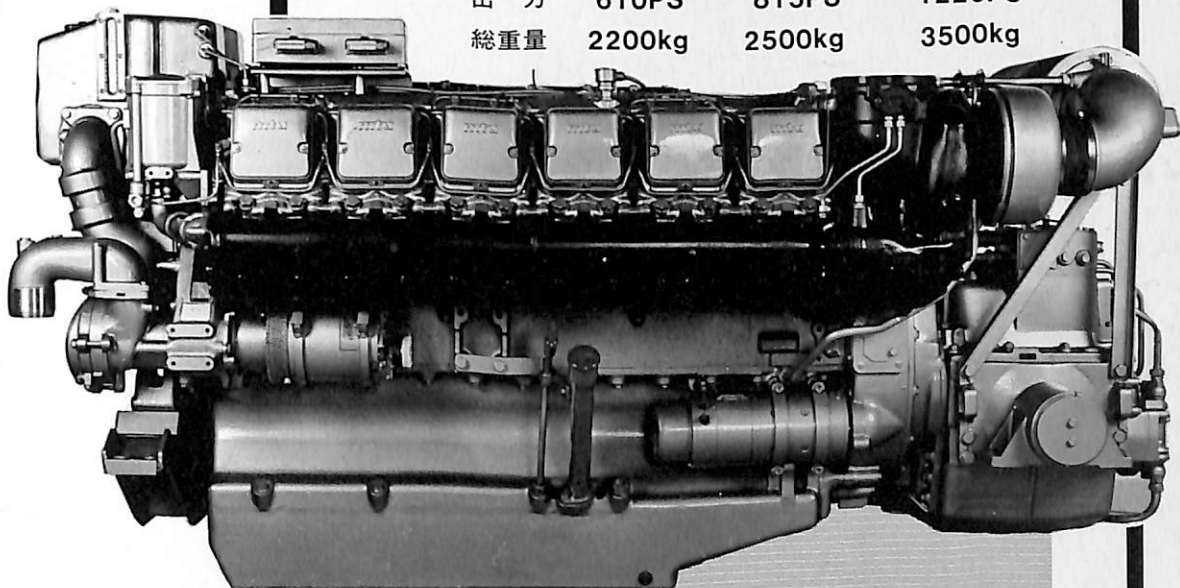
1 ヵ月 800 円 (送料別 45 円)
6 ヵ月 4,800 円 (送料別 270 円)
1 ヵ年 9,600 円 (送 料 共)

*本誌のご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。

軽量・コンパクト

mtu

エンジン タイプ	6V331	8V331	12V331
出力	610PS	815PS	1220PS
総重量	2200kg	2500kg	3500kg



MTU代理店

技術コンサルタント

機関輸入販売

アフターサービス・パーツ倉庫/東京・大阪

M·A·N (JAPAN) LTD.

〒100 東京都千代田区有楽町1-10-1

☎03(214)5931

あなたのそばに信頼の技術



三宅島海域で活躍する
FRP製 **16.99m**
漁業調査指導船

東京都殿納入「やしお」

三宅島離島海域で漁業に関する調査・試験・指導・取締りのほか、海洋観測も行う「やしお」はFRP製単板構造の漁船タイプ。

海洋観測の迅速化・海況把握のためのG E K観測装置・電気水温計を備え、漁撈装置として漁群探知機、延縄・底刺網用ホーラー、肉摺機、底釣用巻上機、活魚倉などを備えた多目的船。

漁業資源の安定確保をめざす、沿海漁業の見直しから、「やしお」の活躍が期待される。

材 質：FRP(強化プラスチック)

全 長：16.99m

全 幅：3.88m

深 さ：1.60m

総噸数：28.58t

主機関：船用高速ディーゼル365ps×1基

速 力：13.5kt

定 員：乗員7名その他3名



石川島播磨重工業株式会社

船舶事業本部 新造船営業室 舟艇グループ

東京都千代田区大手町2丁目2番1号(新大手町ビル) 〒100 電話東京(03)244-5642