

(昭和 48 年 5 月日本造船学会春季講演会において講演)

超高速 3 軸コンテナ船の推進性能に関する研究

正員 横 尾 幸 一* 正員 矢 崎 敦 生**
 正員 伊 藤 達 郎* 正員 杉 村 泰***
 正員 門 井 弘 行* 正員 安 部 光 弘***
 正員 吉 野 信 治*** 正員 月 野 良 久**
 正員 山 崎 一 夫***

An Investigation into the Propulsive Performance of a High Speed
 Container Ship with Triple Screws

by Koichi Yokoo, *Member* Atsuo Yazaki, *Member*
 Tatsuo Ito, *Member* Yasushi Sugimura, *Member*
 Hiroyuki Kadoi, *Member* Mitsuhiro Abe, *Member*
 Nobuharu Yoshino, *Member* Yoshihisa Tsukino, *Member*
 Kazuo Yamazaki, *Member*

Summary

Recent extension of the container transport system has lead to the remarkable increase in both speed and size of container ships. Since there is a practical limitation to the maximum output of an individual engine, multiple-screw propulsion will become necessary for a large container ship to attain a higher speed with a large capacity of transport than the speed of 25 knots. Comprehensive research works have been conducted with the aim at developing a high speed container ship with triple-screw to be built at Mitsui Shipbuilding & Engineering Co., Ltd. in 1972, for the service between Europe and Japan.

This report deals with comparative tests among single-, twin- and triple-screw propulsions, and with mutual interference between the hull and propellers, cavitation researches and full-scale measurements on the triple screw ship. Such other items of research works as vibratory forces of the propellers will be reported in a later paper.

Principal conclusions obtained are as follows,

- 1) A triple-screw ship has a better propulsive performance than a twin-screw ship.
- 2) For the triple-screw ship adopted, inward rotation of the wing propellers gives better propulsive efficiency than outward rotation, which is explained both by the wake measurements by 5 hole pitot tubes and by the results of the self-propulsion tests.
- 3) Mutual interference between the center and wing propellers can be neglected practically.
- 4) The effect of variation of the load of a propeller on the self-propulsion factors of each propeller will be negligible, unless the variation is too large.
- 5) Added resistance of the appendages is also subject to the scale effect.
- 6) Decreasing the camber of the propeller section near the leading edge was shown to be an effective means to decrease the amount of back cavitation, both on the ship and on the model.

* 船舶技術研究所

** 日本造船技術センター

*** 三井造船(株)

1 緒 言

コンテナ輸送システムの発展にともない、その海上輸送の手段であるコンテナ船の高速化、大型化はめざましく、これを推進する高馬力の主機が要求されてきている (Fig.1¹⁾)。しかしながら、主機1基あたりの出力には、実用上の限界があるので、25ノットを越す航海速度を得るには多軸船型が採用されるようになる。所要の馬力を

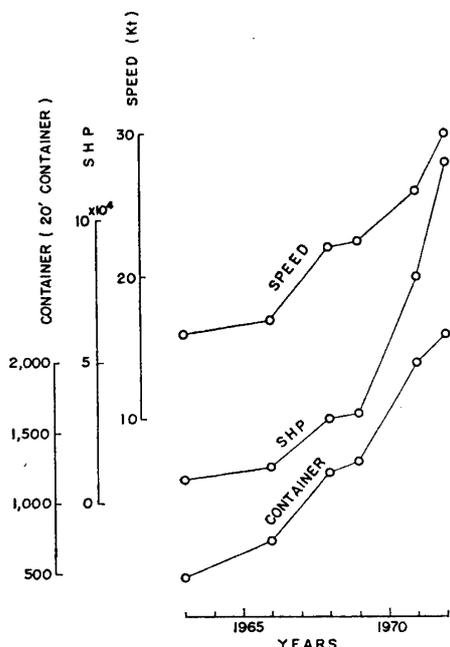


Fig.1 Recent Trend of Speed, Horse Power etc. of Container Ships

を複数の推進軸に配分する場合、常識的には1軸から2軸、2軸から3軸へと軸数を増せばよいが、高馬力かつ高出力なるがために推進性能、プロペラのキャビテーションおよび起振力などを総合的に評価し、船の大きさあるいは主機出力に応じて適当な軸数を選定しなければならない。

通常の商船では、その常用速力の範囲において、1軸船が最も推進性能にすぐれ、さらに大型あるいは高速となっても1軸推進の優位は変わらないものと思われる。しかし、現実の問題としては、プロペラ直径の寸法的な制約などからプロペラ効率が低下して、1軸船の優位は必ずしも保てなくなる。2軸船と3軸船の優劣について考えてみると、同じ主機馬力の船の場合には、2軸船は1軸あたりの馬力が大きくなるためプロペラ効率が劣化する一方、推進軸径に比例して、これを支持するボッシング構造も大きくなるため、付加物抵抗が増大する。また、2軸船では伴流利得の少ないところでプロペラが作動するため、推進効率の点でも不利となる。このようにみると、3軸船の方が2軸船より有利な条件におかれていると考えられ、これを裏付ける実験例²⁾もみられる。三井造船(株)において建造された欧州航路の超高速コンテナ

船に3軸推進方式が採用されるに至ったのも、主としてこのような観点からである。

本報告は、この3軸コンテナ船の船型開発に関する研究の概要を示すものである。はじめに、この3軸船と同じ主要目の実船を想定した1軸船および2軸船について水槽試験を行ない、3軸船とこれらとの推進性能の優劣を論じた。ついで、3軸船固有の問題として、船体とプロペラあるいはセンター・プロペラとウィング・プロペラ相互の影響をとりあげ、伴流計測や各種の変則的な自航試験などを行なって考察を加えた。プロペラ・キャビテーション性能についても、キャビテーション模型試験を実施して性能改善を計った。さらに、実船の海上試運転において各種の速力試験ならびにプロペラ・キャビテーションの観測を行ない、実船の性能を確認するとともに、模型船との相関についても検討した。

2 3軸船と1軸、2軸船との推進性能の比較

3軸船の推進性能が2軸船よりすぐれていることは予想されたが、ここでは3軸船と同一主要目の実船を想定した1軸および2軸船について模型試験を行ない、これらの間の推進性能を比較した。

2.1 供試船

Table 1 に示すように、1~3軸船の船体主要目および主機出力は同じとした。これら3船は、船体前半部の形状も同一であり、在来の1軸船について十分研究されてきたものを用いた³⁾。船体後半部の形状はプロペラ、プロペラ軸配置、舵などが対象とする実船に極力適したものになるように設計された。まず、3軸船には実船そのままの船型が用いられた。2軸船は建造予定の船型になって設計された。肥せき係数などは3軸船と極力一致させ、推進軸も3軸船のウィング・プロペラ軸に採用したボッシング構造と類似のものとした。舵は操縦性能の見地から、3軸船の1枚舵に対して2枚舵とした。1軸船には、すでに就航している船をそのまま3軸船と同一の主要目に拡大した船型を用いた。Fig.2 にこれら3船型の船尾形状の概念図を示した。一方、各船のプロペラは、AUw 6-85 の設計図表⁴⁾を用いて、想定した主機の定格回転数が得られるように設計された。これらのプロペラは、各船に対して最適なプロペラ効率を与えるものであるが、キャビテーション性能に関する検討は行われていない。また、2軸および3軸船のウィング・プロペラは、次章に述べる理由から内回り回転の方が外回り

Table 1 Particulars of Single-, Twin- and Triple-screw Ships

		Single	Twin	Triple	
Lpp	(m)	252.000			
B	(m)	32.200			
d	(m)	11.000			
C _B		0.575			
Main Engine	Position	Center	Wing	Center	Wing
	Kind	Turbine	Diesel	Diesel	Diesel
	No. of engine	1	2	1	2
	Out-put (PS)	80,000	40,000	32,000	24,000
	RPM	135	119	119	119
Propeller	Position	Center	Wing	Center	Wing
	No. of propeller	1	2	1	2
	No. of blades	6	6	6	6
	Dia. (m)	7.40	6.70	6.30	5.90
	H/D	1.29	1.22	1.29	1.33

よりも推進性能がよいことがわかっていたので、内回り回転として設計された。主機関としては、1軸船に対して回転数が135rpmのタービン、2軸および3軸船には119rpmのディーゼルを想定し、出力はいずれも80,000SHPとした。1軸船の場合、このような高出力の主機関は実現性が少なく、またプロペラの設計回転数が他より高くなっていることに留意する必要がある。

2.2 模型試験

1軸および3軸船は日本造船技術センター、2軸船は船舶技術研究所において模型船による抵抗・自航試験を行なった。

試験に使用した模型船はいずれも木製の模型であり、実船に対する縮尺は3船とも1/31.5(模型船長さ8m)である。2軸および3軸船に対しては、ウィング・プロペラ軸のポッシン

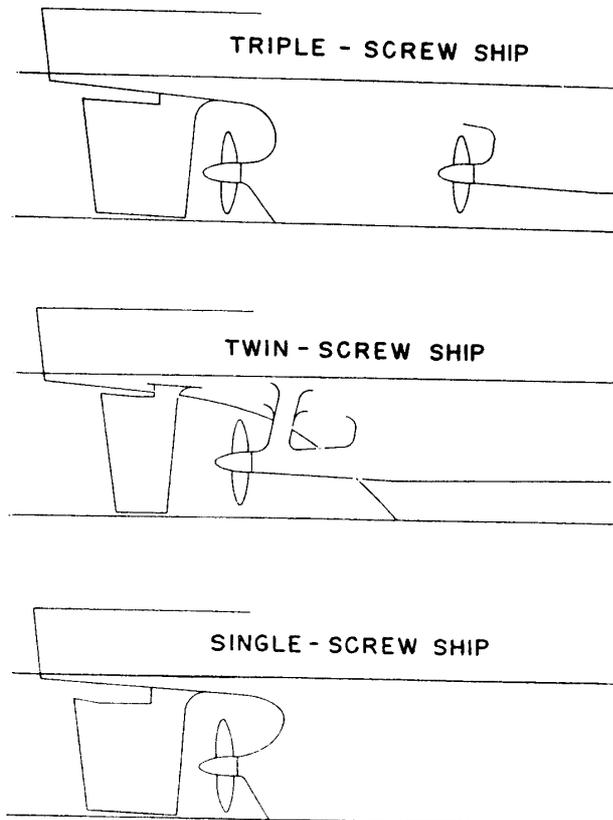


Fig. 2 Stern Arrangements of Single-, Twin- and Triple-screw Ships

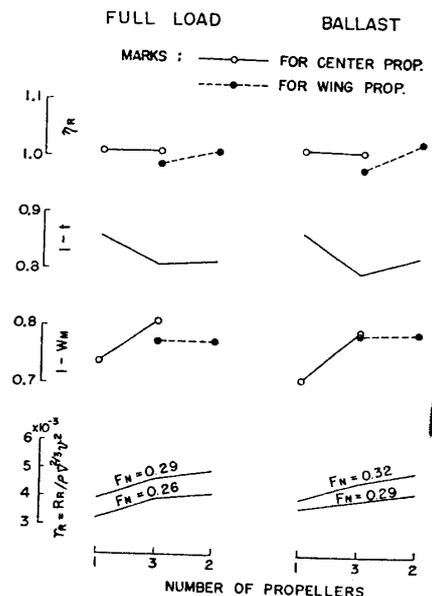


Fig. 3 Results of Resistance and Propulsion Tests for Single-, Twin- and Triple-screw Ships

グを取除いた裸殻状態に対しても抵抗試験を行ない、ボッシングによる付加物抵抗を算定する基礎とした。自航試験は通常の方法で行なわれたが、使用した模型プロペラはそれぞれについて設計されたプロペラではなく、既存の代用プロペラであった。なお、2軸および3軸船のウィング・プロペラは、前述のように内回り回転とし、また3軸船では3軸とも同一回転数で自航させた。

Fig. 3 に示す試験の結果は、抵抗試験における 剰余抵抗係数および自航試験から得られた自航要素の値を、常用出力ないし最大出力に相当する速力範囲において比較したものである。この図をみると、剰余抵抗係数では1軸船が最も低く、ついで3軸船、2軸船の順になっている。一方、自航要素のうちで、 η_R には船型あるいはプロペラ位置の相違による多少の差がみられるが、本質的な差ではないものと思われる。1- t については、1軸船に対する値が在来船に比べて大きい。これは想定した実船が在来船に比べて大きいために、プロペラ直径が相対的に小さくなったからであろう。2軸船と3軸船では、2軸船の方がやや大きくなっている。3軸船のセンター・プロペラの 1- w は1軸船よりかなり大きい。ウィング・プロペラでは2軸船とほとんど変わらない。ウィング・プロペラの 1- w がセンター・プロペラに比して小さいのは、プロペラを内回り回転としたためと考えられる。しかし、これらのことは船尾周りの形状あるいはプロペラ直径、プロペラ位置などに影響されるものである。

2軸および3軸船におけるボッシングの影響について、ボッシングを付けた状態と付けない状態における抵抗試験の結果から、つぎのようにして付加物抵抗係数 ΔC_A を求めた。

$$\Delta C_A = (R_{MA} - R_{MN}) / \left(\frac{1}{2} \rho_M \Delta S_A v_M^2 \right) \quad (1)$$

ここに、 R_{MA} , R_{MN} : それぞれボッシングを付けた状態および付けない状態の全抵抗

$\Delta S_A = (S_A - S_N) + (\text{ボッシングの船体への取付け部分の浸水面積})$

S_A , S_N : それぞれボッシングを付けた状態および付けない状態の全浸水面積

v_M : 模型船速度

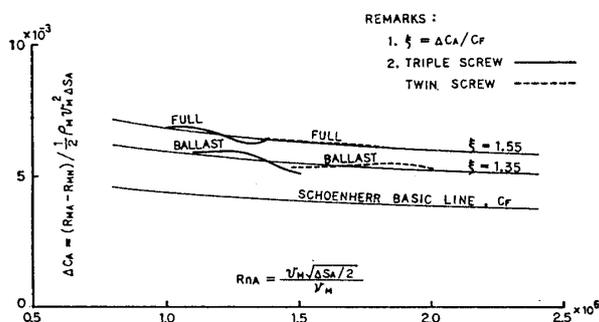


Fig. 4 Appendage Resistance

Fig. 4 に、この ΔC_A をボッシング部分に適用されるレイノルズ数 $R_{nA} = v_M (0.5 \Delta S_A)^{1/2} / \nu_M$ に対して示した。この図から、ボッシングの抵抗増加量はその部分の浸水面積にほぼ比例し、シェーンヘル摩擦抵抗曲線に沿って変化するように読み取れる。この点については、相似模型船による試験などによって、さらに検討しなければならないが、ここでは ΔC_A がシェーンヘル摩擦抵抗係数 C_F に比例する量 $\xi (= \Delta C_A / C_F)$ で表わせるものと仮定し、この ξ の値を Fig. 4 に示した。

2.3 実船の馬力推定

模型試験の結果より実船に対する馬力推定を行ない、各船型の推進性能の優劣を比較した。

模型船を実船に換算する際、2軸船および3軸船に対する全抵抗値 R_S を次式のように与えた。

$$R_S = \frac{1}{2} \rho_S S_N v_S^2 \{ C_{WN} + (1 + K_N) C_{FSO} + \Delta C_F \} + \frac{1}{2} \rho_S \Delta S_A v_S^2 \cdot \xi C_{FSA} \quad (2)$$

ここに C_{WN} : 裸殻状態に対する造波抵抗係数

K_N : 裸殻状態に対する形状影響係数

C_{FSO} : 船体に対する摩擦抵抗係数

C_{FSA} : 付加物に対する摩擦抵抗係数

すなわち、裸殻船体に関しては、粗度修正量 ΔC_F を考慮した3次元外挿法を用い、付加物には(1)式のボッシングによる抵抗増加の係数を用いた。なお、1軸船に対しては(2)式の右辺の第1項のみとなる。(2)式の外挿法に従えば、同一の主要寸法を想定した1~3軸船に対する粗度修正量 ΔC_F に同一の値を用いてもよいと考え、在来船の試運転実績などを参考として、満載状態には 0.1×10^{-3} 、バラスト状態には 0.15×10^{-3} の値を採用した。

一方、自航要素に関しては、伴流に対する尺度影響係数 $\epsilon = (1 - w_S) / (1 - w_M)$ のみ考慮した。これについて

も、在来船の試運転実績あるいは相似模型船による自航試験結果⁵⁾などから、3軸船のセンター・プロペラと1軸船に対しては1.10、ウィング・プロペラと2軸船には1.05の値を用いた。厳密には、各船型の船尾周りの形状が異なるので、 ϵ の値に多少の差はあると思われるが、それが馬力推定に及ぼす影響はあまり大きくない。

このようにして、実船に対する有効馬力 EHP および軸馬力 SHP を算定して、3軸船に対する比の形で Fig.5 に示した。SHP の算定に用いたプロペラの単独性能は、前述の AUw 6-85 の設計図表から推定したものである。この結果によると、SHP では1軸船が最も低く、3軸船、2軸船の順になっており、常用出力付近の船速の差と比較すると、3軸船は2軸船より満載状態で0.2ノット、バラスト状態で0.4ノット程度すぐれている。このような結果は予想されていたところであり、2軸船に対する3軸船の優位を立証することができた。しかし、各船型に用いた線図、特に船尾形状は特定の船を対象としたものであり、尺度影響などについても未解明な点が多いこと、また1軸船については主機の回転数を2軸、3軸船より高くしたことに留意する必要がある。

3 船体およびプロペラの相互影響

3軸船については、センター・プロペラとウィング・プロペラとの相互干渉、回転数バランスあるいはウィング・プロペラの回転方向の問題を解明する必要がある。このため、模型船による伴流計測、各種の自航試験などを実施して考察を加えた。

3.1 センター・プロペラとウィング・プロペラの相互干渉

対象とした3軸船の推進軸、プロペラは Fig.6 のように配置されている。ウィング・プロペラはセンター・プロペラより後者の直径の約2.7倍前方にあり、両プロペラを船体中心線に垂直な面に投影したときに、プロペラ・ディスクが互いに重ならない位置にある。また、ウィング・プロペラ軸は上下および左右方向にそれぞれ約23/1000、44/1000 傾斜している。このような位置関係から考えれば、プロペラ相互の干渉は少ないと思われる。しかし、一方のプロペラが作動していれば、その影響が他方のプロペラ周りの流れ場に及ぶことも考えられる。このあたりの事情を知るために、つぎのような模型試験を実施した。試験に使用した模型船は、いずれも第2章に述べたと同じ3軸船である。

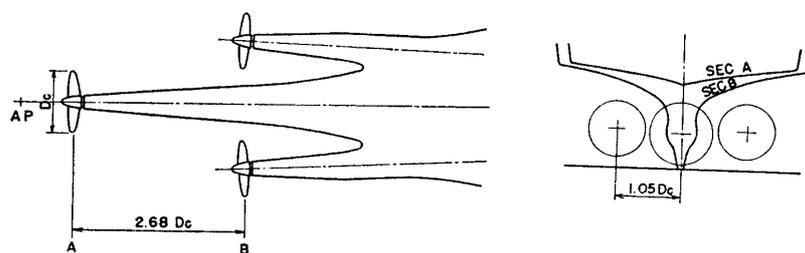


Fig.6 Arrangement of Propellers and Propeller shafts

3.1.1 一方のプロペラが作動している時の他方のプロペラ位置における伴流計測

センター(またはウィング)・プロペラを通常の自航試験における回転数に保たうえ、そのときの船速で模型船を曳航して、ウィング(センター)・プロペラ位置で、5孔ピトー管による伴流計測を行なった。

Fig.7 に示すように、この結果は通常のプロペラがない場合の伴流分布とほとんど同じであった。また、プロペラ・ディスク内の $1-w_N (= \bar{v}_x/v_M)$ の値にしても1%弱の差であるから、計測精度などを考えると、一方のプロペラが作動していることの影響が、他方のプロペラ位置における伴流に及んでいないといえる。なお、この伴流計測から得られたプロペラ面内の tangential velocity においても、有意の差はみられなかった。

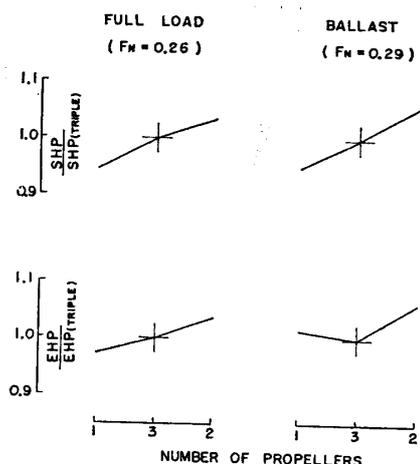


Fig.5 Comparison of Effective and Shaft Horse Power among Single-, Twin- and Triple-screw Ships

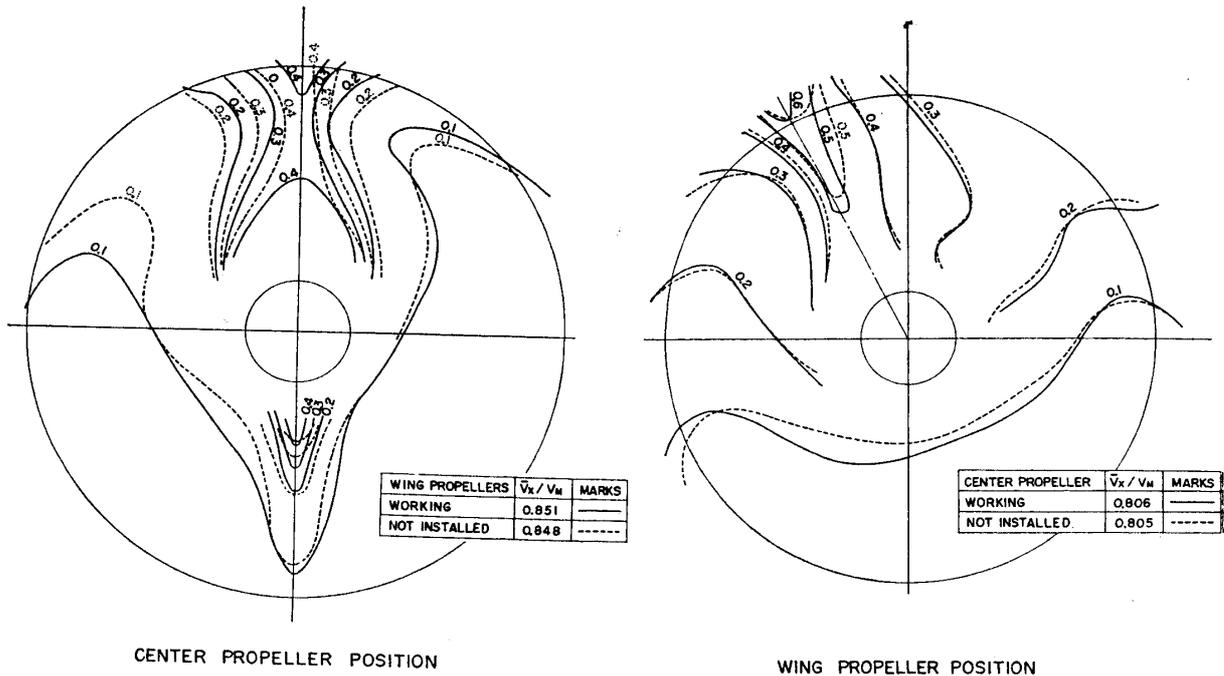


Fig.7 Wake Contours at Propeller Positions (Triple-screw, Full Load)

3.1.2 一方のプロペラを取りはずした状態での自航試験

この自航試験は、ある船速においてセンター(またはウィング)・プロペラが分担すべきスラストをバランス・ウェイトとして付加して、ウィング(センター)・プロペラのみで自航させて行なわれた。具体的には、通常の自航試験より得られたそれぞれのスラスト分担率を

$$\left. \begin{aligned} \beta_C &= T_C / (T_C + 2 T_W) : \text{センター・プロペラの分担率} \\ \beta_W &= 2 T_W / (T_C + 2 T_W) : \text{ウィング・プロペラの分担率} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

とすると、バランス・ウェイトはつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta R + \beta_W (R_M - \Delta R) &: \text{センター・プロペラのみでの自航試験に対して} \\ \Delta R + \beta_C (R_M - \Delta R) &: \text{ウィング・プロペラのみでの自航試験に対して} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここに R_M : 抵抗試験における全抵抗

ΔR : 通常の自航試験における摩擦修正

なお、 β_C および β_W は自航試験の速力範囲においてあまり変化しないので一定値を使用した。また、プロペラに対する荷重変化の影響を知るために、この β の値を変えた場合の試験も行なった。

Fig.8に、この試験の結果をプロペラのスラスト係数 t' に対する回転数係数 n' 、馬力係数 p' および全抵抗係数 rs' の形で示した。まず、 $n' \sim t'$ 図では $1-w$ が通常の自航試験結果とほぼ一致していることを示しており、前述の伴流計測の結果を裏付けている。 $p' \sim t'$ 図からも、 η_R の値が通常の自航試験結果と変わらないこと

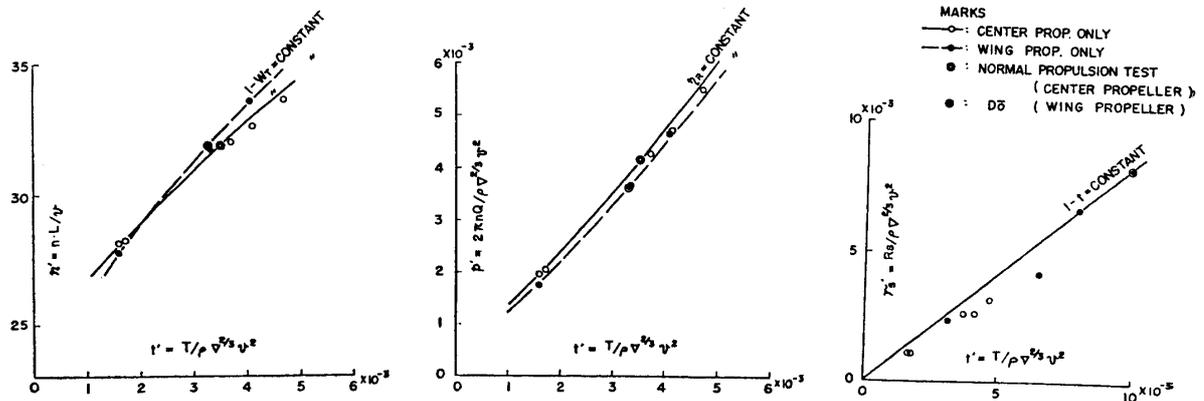


Fig.8 Results of Propulsion Test with Only Working Center or Wing Propellers (Triple-screw, Full Load, $F_n = 0.27$)

がわかるが、 $r_s' \sim t'$ の関係においてはやや異なった結果を得ている。すなわち、通常の自航試験における $1-t (= r_s'/t')$ に対して、 t' の減少とともに $1-t$ の値が小さくなる傾向にある。これは、一方のプロペラが作動しているかどうかによって、そのプロペラ近傍の圧力場が変わるためであり、プロペラが発生するスラストが小さい場合、また船体の中央に位置するセンター・プロペラに対して影響が大きい。しかし、このような特異な状態は、実際の運航状態では起り得ないので、この点については詳細な検討を行っていない。

3.2 センター・プロペラとウィング・プロペラの回転数バランス

載貨状態を変更することにより、またセンター・プロペラ軸あるいはウィング・プロペラ軸の出力を変化させることによって、両プロペラの間回転数バランスが変わってくる。このことは、実船において主機関のコントロールを行なう際にきわめて重要である。

3.2.1 載貨状態の影響

船体の喫水、トリムが変化すると、船体抵抗あるいは伴流などが変わるため、ある主機出力に対するプロペラの回転数が変動する。この点を明らかにするために、前述の3軸船について喫水およびトリムを変えたバラスト状態の自航試験を実施した。試験は、プロペラの没水深度が変わらないように、船尾喫水を一定としてトリムを変えた状態で行なわれた。試験の結果は、満載状態に対する排水量比を横軸として Fig.9 に示した。これによると、船尾周りの形状が特異な3軸船においても、載貨状態の r_R および自航要素に及ぼす影響は在来の1軸高速船とほとんど同じである。この

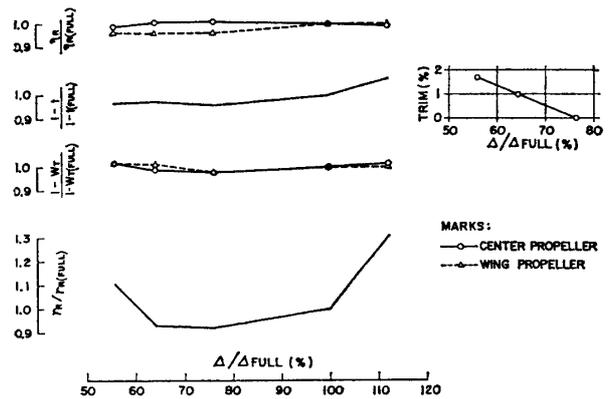


Fig.9 Results of Resistance and Propulsion Tests at Various Loaded Conditions (Triple-screw, $F_n=0.29$)

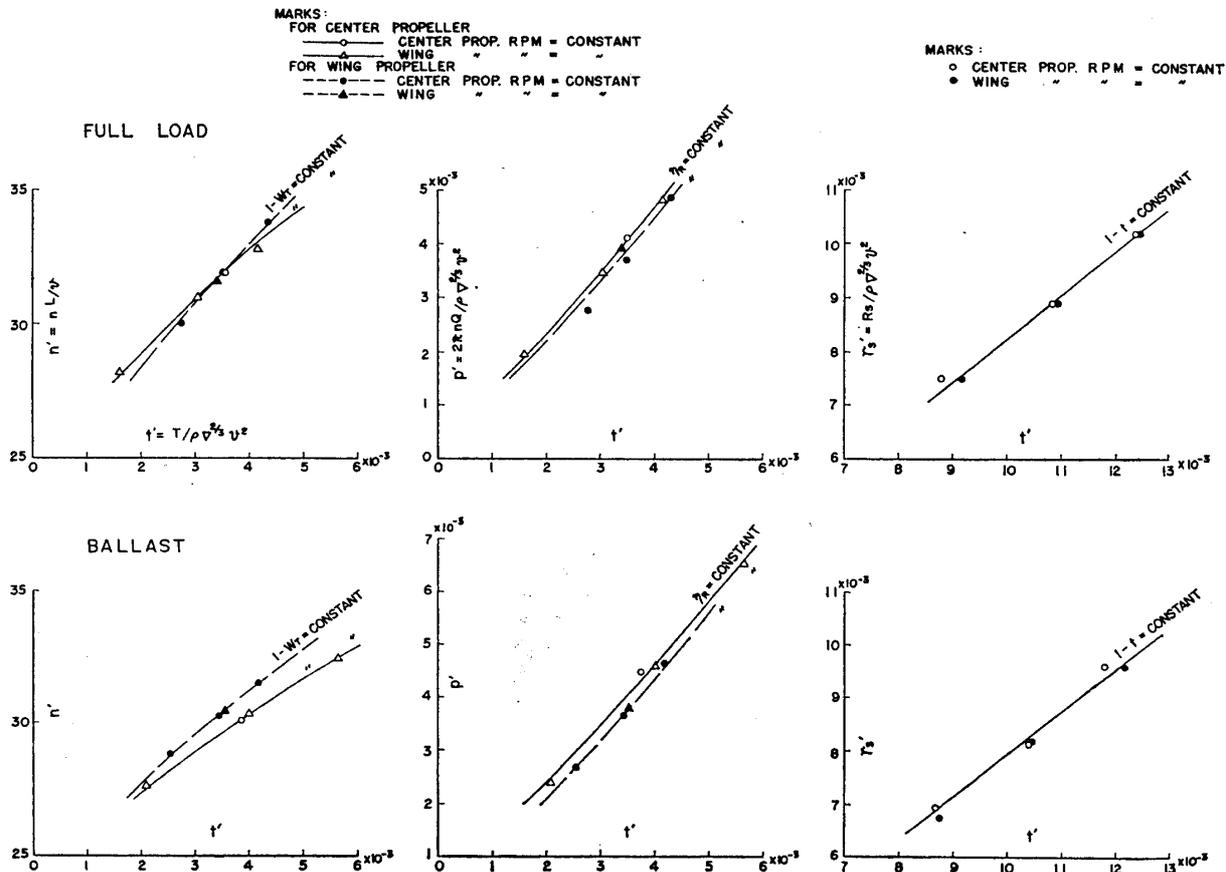


Fig.10 Results of Propulsion Test with Working Center and Wing Propellers in Different Revolutions (Triple-screw, $F_n=0.27$)

試験結果を用いて試算したプロペラ回転数は、センター・プロペラとウィング・プロペラに対してそれぞれ約2% および 4%, 満載状態よりもバラスト状態の方が高く、ウィング・プロペラに対する方が載貨状態の影響が大きい。しかし、この程度の差は回転数バランスに支障となるものではない。

3.2.2 センター・プロペラとウィング・プロペラの回転数を変えた自航試験

センター・プロペラあるいはウィング・プロペラいずれかの出力を変えれば、各プロペラが発生するスラストが変わり、回転数バランスが異なってくる。この場合に、どのような相互干渉が起り得るかを調べるため、上記の模型船についてセンター・プロペラまたはウィング・プロペラの回転数を変えた変則的な自航試験を実施した。この試験では、センター(またはウィング)・プロペラの回転数を一定に保ち、バランス・ウェイトをある量だけ変化させたときに、通常の自航試験における船速が得られるまでウィング(センター)・プロペラの回転数を調整した。このときのバランス・ウェイトの変化量は、通常の自航試験における摩擦修正を ΔR として、

$$R_S = R_M - \Delta R$$

R_M : 抵抗試験時の全抵抗

とすると、この R_S を約 15% 増減した量に相当する。

この試験の結果を Fig.8 と同じく t' に対する n', p' および r_s' の形で Fig.10 に示した。この試験では、設定した速力に到達するようにプロペラの回転数を調整してゆくことが難かしかつたため、図中の計測値には、多少のバラツキがみられる。しかし、 η_R , $1-t$ および $1-w$ がそれぞれ一定値となる曲線のまわりに実験点があることから、バランス・ウェイトを変えても各自航要素の値はあまり変わらないと考えられる。従って、プロペラの回転数バランスが変わった場合にも、通常の自航試験から得られた自航要素の値を用いて馬力推定を行なえることがわかった。

3.3 ウィング・プロペラの回転方向の影響

2軸船などにおいて、プロペラの回転方向を内回りとするとは推進効率がよくなることは、在来の模型試験例に報告されている⁹⁾。一般に、肥大船では外回りプロペラがよく、高速船では内回りプロペラの方がよいとされているのは、船体形状あるいはボッシングの取付け角度などに影響されるプロペラ近傍の流れとプロペラ回転速度との相対関係によるものと思われる。

Fig.2 にみたように、ウィング・プロペラ軸が長大なボッシング構造で覆われている場合には、ボッシング周りに外回りの旋回流が生じて、プロペラの回転速度にプロペラ面内の tangential velocity がプラスされ、Fig.11

に図解するように、見かけの前進速度 \bar{v}_x' が減少する。この状況を知るために、つぎのような検討を行なった。

3.3.1 ウィング・プロペラ軸ボッシング周りの流線観察

長さが2mの模型船のウィング・プロペラ軸ボッシングに2段糸を植え、回流水槽においてボッシング周りの流向を観察した。その結果、プロペラの近傍において、ボッシングを外回りにまわり込む流れがあることを確認した。

3.3.2 5孔管による伴流計測とその解析

3.1 に述べた5孔管による伴流計測の結果から、Fig.12 に示すような tangential velocity の特性が得られた。この図から、ウィング・プロペラ位置においては、外回りの速度成分が勝っていることがわかり、上記の流線観察の結果と符合した。

また、この結果を利用して、準定常的に tangential velocity を考慮した場合の見かけの伴流係数を Table 2 のようにして求めた。この表で用いた記号は Fig.11 に図解されている。この計算結果は、次節の自航試験

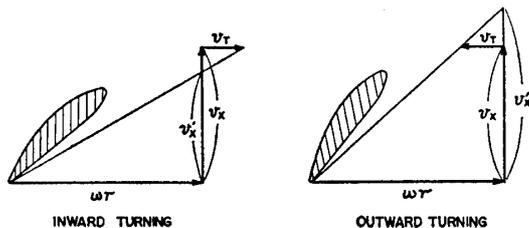


Fig.11 Velocity Diagrams

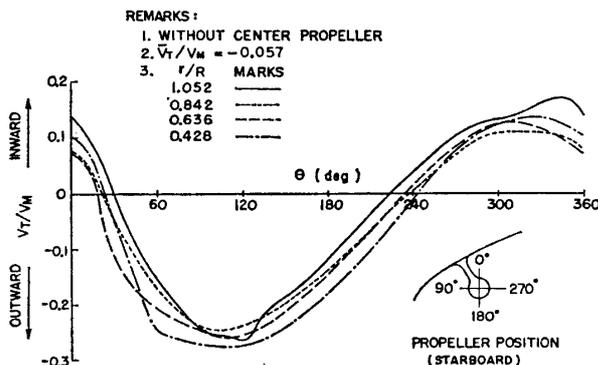


Fig.12 Tangential Velocity at the Position of Wing Propeller

Table 2 Calculation of Apparent Wake Fraction (Full Load)

Direction of Turning	Outward	Inward	Remark
$\bar{v}_X/v_S (=1-w_N)$	0.805		Measured by 5 hole P. Tube
\bar{v}_T/v_S	-0.057	0.057	
$\omega r/v_S$	1.76		Designed value
$1+\bar{v}_T/\omega r$	0.968	1.032	
$\bar{v}_{X'}/v_S (=1-w_{N'})$	0.832	0.780	$\bar{v}_{X'} = \bar{v}_X / (1+\bar{v}_T/\omega r)$
$(1-w_{N'})/(1-w_T)$	1.03	1.03	$1-w_T = \text{propulsion test result}$

$\bar{v}_X, \bar{v}_{X'}$ = volumetric mean of $v_X, v_{X'}$ (see Fig.7)

\bar{v}_T = volumetric mean of v_T (see Fig.12)

から得られた $1-w_T$ と傾向が一致し、ウィング・プロペラを内回り回転とした方が推進性能上有利であることを裏付けた。

3.3.3 ウィング・プロペラを外回りおよび内回り回転とした場合の自航試験

ウィング・プロペラを外回りおよび内回り回転とした両状態について自航試験を実施して、その結果を比較した。試験に使用した模型船は、第2章に述べたと同じ3軸船である。また、外回りおよび内回りいずれの状態に対しても、同一の代用プロペラが使用された。試験の結果として、Table 3 に常用出力付近の速力における、内回りの場合の $1-w$ などの値を外回りの場合に対する比で示した。これによると、プロペラが内回りの場合に $1-w$ は大幅に減少するが、 η_R と $1-t$ の値は $1-w$ ほど変わっていない。また、それぞれの回転方向について、同一のプロペラ回転数が得られるようにプロペラを設計し、軸馬力を算定した結果では、内回り回転とした方が満載状態、バラスト状態とも約6%軸馬力が低くなり、予想された通りの結果を得た。しかし、この事実は船尾付近の船体形状あるいはプロペラ軸の支持方法によって変わりうるものであり、プロペラのキャビテーションあるいは起振力などに対する検討も必要とされるであろう。

4 プロペラのキャビテーション

同一主機馬力の船では、3軸船は2軸船に比べて1軸あたりの受けもつプロペラ荷重は軽減される。しかし、センター・プロペラ位置の伴流分布は在来の1軸船と同様に不均一性が大きく、また、高速船であるためプロペラの前進速度も大きいのでキャビテーション係数が小さくなり、キャビテーション防止の面からかなりきびしい条件下でプロペラ設計が行なわれることになる。

このため、センター・プロペラについてキャビテーションの問題を詳細に検討した。その結果得られたキャビテーション性能の改善策は、ウィング・プロペラにも採用された。

4.1 問題点の検討

この研究に着手する段階において、つぎのような事実が確かめられていた。

1) 船尾のプロペラ軸周りをバルバス・スターン状にして円周方向の伴流分布の均一化を計る試みは、線図上の制約範囲内でフレームライン形状を変えた程度では効果がなく、むしろ船体抵抗増加の原因となる。

2) 揚力の大部分をキャンパーでもたせるような設計では、キャビテーション性能の改善はむずかしい。

3) 通常的设计図表の原型となっているプロペラの翼断面形状は、翼厚が決まるとキャンパーが定まる。すなわち、翼厚とキャンパーが独立に選べず、しばしばキャンパーが過大となるので、このような翼型では翼弦中央および後縁側にエロージョンを起しやすい有害なクラウド・キャビテーションの生ずることが多い。そこで、Fig.13 にみられるように、翼前縁部の切り上げを大きくしてやると、流れに対する翼の迎角が増加して前縁部のシート・キャビテーションの発生範囲は広がるが、キャンパーが減るのでクラウド・キャビテーションは防げるようである⁷⁾。このシート・キャビテーションはエロージョン

Table 3 Comparison of Self-Propulsion Factors etc. between Inward and Outward Turning of Wing Propellers

Load condition	Full load		Ballast	
	Center	Wing	Center	Wing
Position of propeller				
$\eta_{R\text{ IN}}/\eta_{R\text{ OUT}}$	0.98	0.93	1.00	0.91
$(1-t)_{\text{IN}}/(1-t)_{\text{OUT}}$	1.04		1.04	
$(1-w_T)_{\text{IN}}/(1-w_T)_{\text{OUT}}$	1.01	0.87	1.01	0.87
$\text{SHP}_{\text{IN}}/\text{SHP}_{\text{OUT}}$	0.94		0.94	

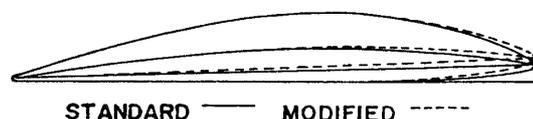


Fig.13 Modification of Blade Profile

とは直接関係がなく、しかも、この程度の前縁部の修正によっては、揚力はほとんど変化しない⁹⁾。

以上の事実を考慮してプロペラが設計され、模型プロペラによるキャピテーション試験などによりキャピテーション性能の改善が計られた。

すなわち、NSMB で採用されている伴流プロペラ設計法⁹⁾に従い揚力分布を求め、AU 型プロペラのキャピテーション判定図表¹⁰⁾を用いて翼厚さ-幅比を決定し、中島の算定式¹¹⁾よりピッチ比を求めた。

また、翼断面形状としては AU 型翼断面形状を基にし、その形状を変化させた4種類の翼を設計した。

まず、AU 型翼断面原型の前縁部の切り上げを大きくし、迎角を増しキャンパーを減少させてクラウド・キャピテーションを防ぐことを目的としたA翼を設計した。つぎに、前縁部をシャープな形状にすることにより前縁の圧力低下量を大きくし、シート・キャピテーションの発生範囲を広げて前縁部に生ずるクラウド・キャピテーション

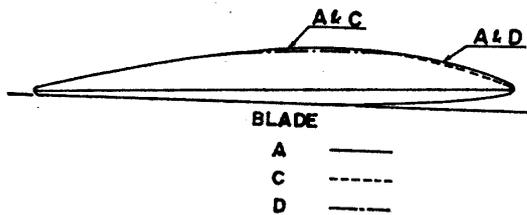


Fig. 14 Profiles of Blade A, C and D

を抑制する目的で、A翼の前縁より10%翼弦長の背面の翼厚を減少させたB翼、前縁より25%翼弦長の背面の翼厚を減少させたC翼を設計した。さらに、より一層キャンパーを小さくしてクラウド・キャピテーション防止の効果を高める目的で、A翼の翼弦中央付近の背面の翼厚を減少させたD翼を設計した。A、CおよびD翼の翼断面形状を Fig. 14 に示した。

4.2 キャピテーション試験

上記4種の翼を含む6翼を1個のボスに1体にとりつけた模型プロペラを製作し、不均一流中のキャピテーション試験を実施した。伴流分布としては、満載状態でウィング・プロペラが内回りで作動している場合の模型船のセンター・プロペラ位置で、5孔管により計測した軸方向の伴流分布と相似のものをワイヤーメッシュによりキャピテーション試験水槽内に再現した。これを Fig. 15 に示した。この伴流中で行なった試験結果の1例として、 $\theta=9^\circ$ の場合を Fig. 16 に示した。

4種の翼とも、翼正面側にキャピテーションはまったくみられなかったが、翼背面側については、

1) A翼では $0.7\sim 0.9R$ の前縁部に見パブル状の切れ切れのキャピテーションが発生している。これは従来経験されなかったものであるが、詳細に観察すると薄い膜状であることがわかる。これは、前縁の圧力低下が小さいため、この部分に生じたキャピテーションが通常

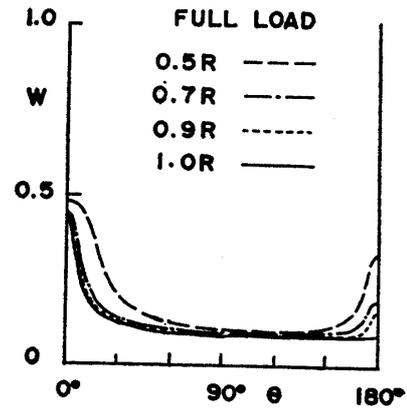
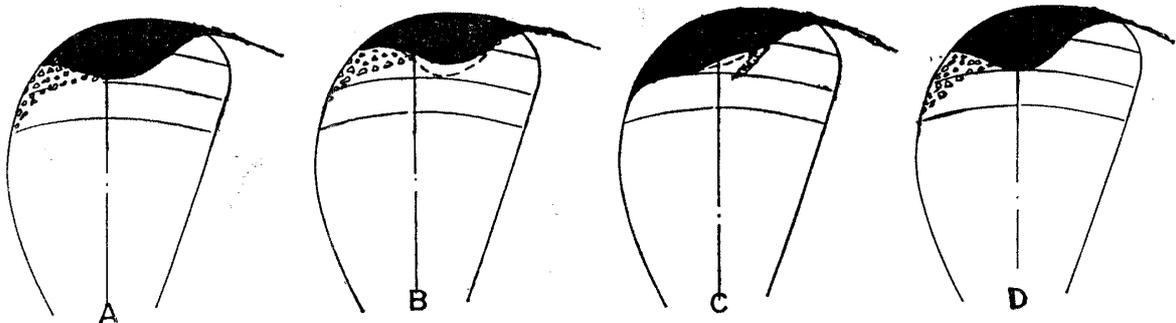


Fig. 15 Wake Distribution (Full Load)

FULL LOAD, $K_T = 0.180$ $6n = 2.22$



$\theta=9^\circ$ starboard from the top of screw aperture.

Fig. 16 Comparison of Cavitation Pattern

の発達したシート・キャビテーションになり得ず、薄い膜状の切れ切れのキャビテーションとして現われたものと解釈される。また、 $\theta=18^\circ$ 付近では $0.8\sim 0.9R$ の後縁側にクラウド・キャビテーションが生じているが、これは $0.8\sim 0.9R$ 付近のキャンパーが過大で、翼弦中央付近の負圧の山により生じたシート・キャビテーションが、その後縁でクラウド・キャビテーションとなって現われたものと判断される。

2) B翼についてはA翼とほとんど変わらないが、C翼にはA翼にみられるような切れ切れのキャビテーションはまったくみられず、定常的なシート・キャビテーションが発生している。これは、前縁部の形状をシャープにしてこの部分の圧力低下を大きくしたため、切れ切れのキャビテーションがシート・キャビテーションに発達したものと考えられる。

3) D翼には予期した効果が現われなかったが、これはキャンパーの減少量が少なかったためと考えられる。

以上の結果より、実船用のプロペラの前縁部断面形状として、AU型翼断面形状に前述の切り上げを大きくする修正と、C翼のような修正をほどこしたものを採用した。

5 実船試験および模型船との相関

前述の3軸船に対応する実船の海上試運転の際に行なわれた、バラスト状態における速力試験ならびにプロペラ・キャビテーションの観測結果について述べ、さらに模型試験結果との相関についても検討した。

5.1 速力試験

海上試運転時には遙増速力試験、減軸速力試験が行なわれ、試運転前の回航時にセンター・プロペラのみで航走した際のデータが得られた。試験はいずれも排水量が満載状態の65%、トリムが1% L_{PP} の状態で行なわれ、模型試験のバラスト状態に対応している。

5.1.1 遙増速力試験

この試験ではセンター・プロペラおよびウィング・プロペラの回転数を主機の正常運転時における回転数に保ち、主機の負荷を4段階に変えて、各負荷に対してそれぞれ1往復航走して、速力および各軸における軸馬力、プロペラ回転数などを計測した。

試験時の海象は波浪階級が3、風力階級が5~6であり、必ずしも良好ではなく、また風向がほぼ航走方向と一致していたため、風圧抵抗による往復航走の速力差が1ノット以上に達していた。風に対する修正は谷口・田村の方法¹²⁾に従って行なわれ、計測結果を無風・無潮流の標準状態に換算した。この結果をみると、第1章に述べた方法により、模型試験の結果から実船に換算された馬力曲線にほぼ一致しており、両者の対応は良好であった。

この標準状態に換算された結果について、模型船との相関を知るために、伴流に対する尺度影響係数 ϵ および粗度修正量 ΔC_F の解析を行なった。この解析は慣用の方法¹³⁾に従って行なわれ、プロペラ単独性能などの尺度影響は考慮していない。まず ϵ については、センター・プロペラに対して1.07、ウィング・プロペラでは1.09程度の値を得た。この結果は、第1章においてセンター・プロペラおよびウィング・プロペラに対してそれぞれ1.10、1.05と推定したのと多少相違するが、本質的な差ではないと思われる。一方、 ΔC_F の解析結果では、前述の(2)式による付加物抵抗を分離した3次元の外挿法に対して推定された 0.15×10^{-8} に近い値が得られた。ここで、いずれの外挿法が適当であるかを知るために、(2)式の外挿法のほかにつぎに示す2種の外挿法との比較を行なった。まず(2)式と同様に付加物抵抗を分離した方法として次式がある。

$$R_S = \frac{1}{2} \rho_S S_N v_S^2 \{C_{WN} + (1 + K_N) C_{FSO} + \Delta C_F\} + \frac{1}{2} \rho_S \Delta S_A \cdot v_S^2 \cdot \frac{1}{2} \Delta C_A \quad (5)$$

これは、(1)式に示した付加物抵抗係数 ΔC_A の1/2が船体抵抗に加算されるとした方法であり、従来よく用いられている¹⁴⁾。一方は、付加物抵抗を分離しない方法であり、

$$R_S = \frac{1}{2} \rho_S S_A v_S^2 \{C_{WN} + (1 + K_A) C_{FSO} + \Delta C_F\} \quad (6)$$

のように表わせる。これらの式で、添字の N は裸殻状態、 A は付加物つきを示す。

この(2)および(5)、(6)式において、 ΔC_F の値を 0.15×10^{-8} として有効馬力 EHP を算定し、上記の実船試運転から得られた結果と比較したのが Fig. 17 である。この図からわかるように(2)あるいは(5)式の外挿法を用いれば、ほぼ試運転結果と一致するが、(6)式によると EHP を過大に推定する結果となる。従って、実

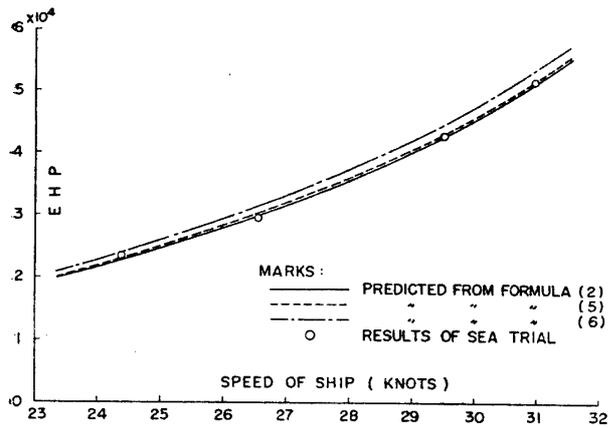


Fig.17 Comparison of EHP Curves between Predicted and Sea Trial Results

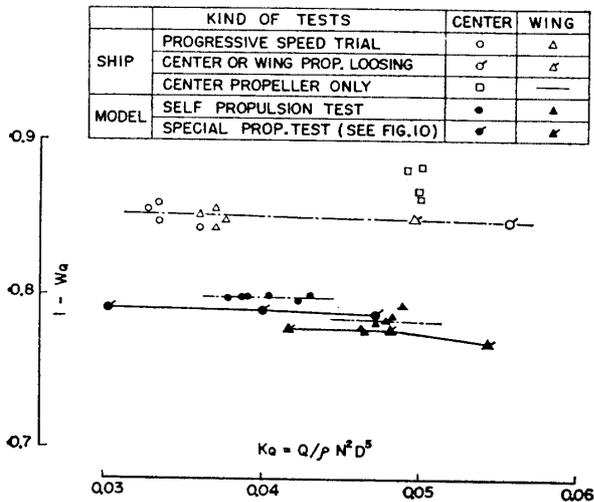


Fig.18 $1-w_Q$ versus K_Q in Various kinds of Propulsion Tests on Both Model and Ship

船に対する外挿法として、(2)あるいは(5)式による付加物を分離した方法がよいようである。

5.1.2 減軸速力試験および回航中のデータ

センター(またはウィング)・プロペラを遊転状態として、ウィング(センター)・プロペラのみで、それが主機の最大トルクを吸収する負荷状態において1往復航走して、速力・軸馬力・プロペラ回転数などを計測した。この試験は、センター・プロペラとウィング・プロペラの回転数バランスを大きく変えた例として、興味あるデータを提供しているが、各負荷状態に対して1往復航走しか行っていないので、あまり詳細な議論はできない。そこで、第3章に述べたプロペラ荷重度と伴流係数の関係に着目して、この試験の結果からトルク一致法で得られた $1-w_Q$ の値を、前述の通増速力試験あるいはつぎに述べる回航中のデータと比較して Fig.18 に示した。また、この図には模型試験の結果、すなわち通常の自航試験およびセンター・プロペラとウィング・プロペラの回転数を変えた変則的な自航試験の結果も記入して、実船と模型船との相関についても検討してみた。

この図について説明するまえに、センター・プロペラのみで航走した際のデータについて述べる。このデータは、本船が海上試運転を行なう以前に、ウィング・プロペラを取りはずし、センター・プロペラのみにて回航された際に得られたものである。これは、いわゆる速力試験としての往復航走を行なってなく、速力は電磁ログの指示計を読みとったものであり、軸馬力の計測も正確には行なわれていない。しかし、実船においてこのようなデータを得る機会はきわめてまれ

であるので、参考までに示した。

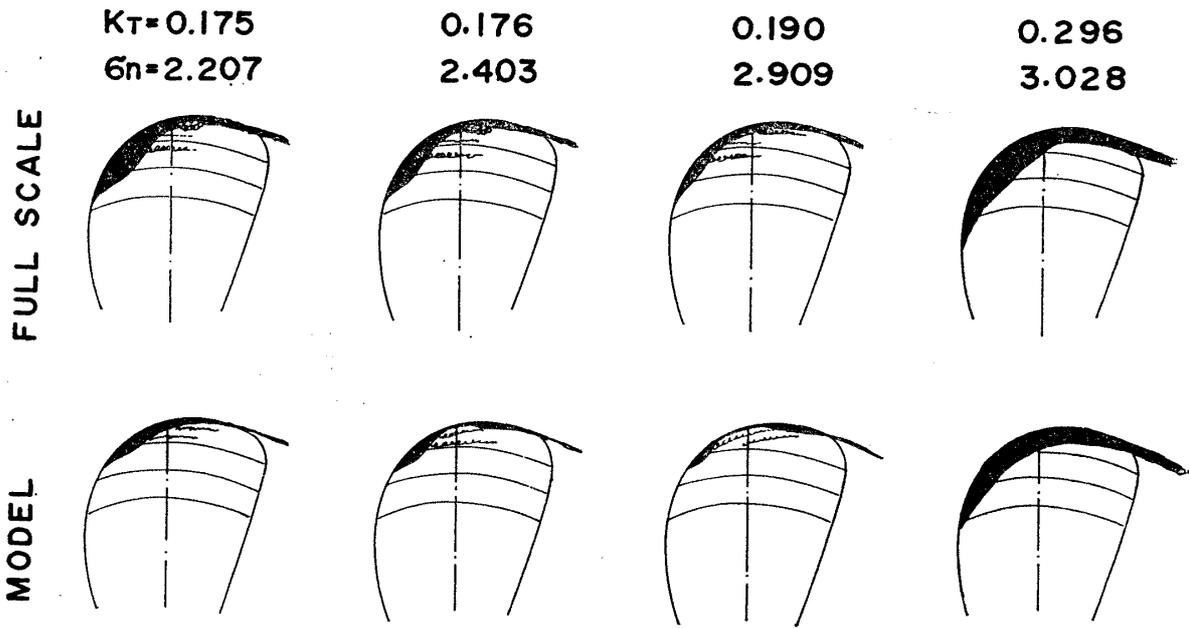
さて、Fig.18 をみると計測された軸馬力およびプロペラ回転数から得られた横軸のトルク係数 K_Q に対して、 $1-w_Q$ の値はあまり大きく変化していない。 K_Q の大小は、プロペラの荷重度を示す尺度と考えることができるから、この程度大幅なプロペラ荷重度の変化も伴流係数にはあまり影響を及ぼしていないと推論することができ、図中の模型試験の結果とも一致し、前述のセンター・プロペラとウィング・プロペラの回転数バランスの問題に一つの解答を与えているといえる。

5.2 プロペラ・キャピテーションの観測

本船の海上試運転時にプロペラ・キャピテーションの実船観測を行なった。ウィング・プロペラについては観測室を設けることが不可能であったので、センター・プロペラだけについて行なった。観測窓などを水面下十分な深さに水没させ観測を行ない易いようにするため、船尾喫水は速力試運転時よりも大きくとり、高速航走時まで満足すべき観測が実施できた。

観測は4種の負荷状態について実施されたが、このうち1状態はウィング・プロペラをほぼ遊転に近い状態とし、センター・プロペラの荷重を大きく変化させたものである。観測窓の配置、使用した機器などはすでに発表された文献¹⁵⁾に述べられているものと大きく変わらないので省略する。

キャピテーション発生状況の1例を Fig.19 のなかに示した。観測したプロペラの回転角度位置は垂直上部位置より測って右舷方向に $30^\circ \sim 50^\circ$ の範囲であるが、この角度範囲内ではどの位置でもキャピテーションの発生状況はあまり変わっておらず、翼の $0.7R \sim$ 先端の前縁に翼弦長の $10 \sim 20\%$ のシート・キャピテーションが



$\theta = 40^\circ$ starboard from the top of screw aperture.

Fig.19 Comparison of Cavitation Patterns of Center Propeller between Full Scale and Model

発生しており、 $0.975R$ の翼弦中央付近および $0.85R$ と $0.9R$ のシート・キャビテーションの後端からクラウド・キャビテーションが発生している。しかし、本船のような高速船のプロペラ・キャビテーションとしては、その発生範囲も狭く、クラウド・キャビテーションの強さもかなり弱いものであることがわかる。これは、第4章で述べたように、翼の断面形状として前縁部の切り上げを大きくとり、前縁部の翼厚を多少薄くしたものを採用したこととともに、馬力を3軸に配分し、各プロペラの荷重度を軽減させたことの結果が十分に現われたものと考えられる。

実船と模型の相関関係を調べるために、実船実験に対応した模型プロペラによる不均一流中のキャビテーション試験を実施した。模型プロペラは実船に装備されたものの $1/32.5$ (直径 200 mm) の相似模型である。伴流分布としては、実船観測時の喫水状態の模型船の伴流分布を用いた。これを Fig.20 に示した。また、実験状態として、キャビテーション係数 σ_n は実船観測時のプロペラ軸中心線上の静圧とプロペラ回転数を基にして求め、スラスト係数 K_T は実船観測時に計測したトルク係数を基にし、模型プロペラの単独試験結果より求めた。

試験結果の1例を実船観測結果と比較して Fig.19 のなかに示した。試験結果を要約すると、

1) K_T の小さい場合、翼の背面側 $0.85R \sim$ 先端の前縁に翼弦長の $3 \sim 5\%$ のシート・キャビテーションが発生しているが、実船の場合に比べてキャビテーション・パターンも異なり、その発生範囲もかなり狭い。

また、翼の背面 $0.9R$ および $0.95R$ 付近にクラウド・キャビテーションが発生しているが、実船の場合と比べてその発生位置も異なり、強さも弱い。

2) $K_T = 0.296$ の場合は、キャビテーション・パターンおよびキャビテーションの発生範囲とも実船の場合とかなりよく一致している。

3) いずれの場合も、翼正面側にはキャビテーションはまったくみられない。

上記 1) に述べた実船と模型のキャビテーションの相違は、過去3回行なった実船観測結果と模型試験結果の間の相違と同じ傾向で、その理由もある程度説明されている。

また、上記 1) および 2) に関連して、つぎのようなことが考えられる。模型と実船では伴流分布が異なるため、翼素の流れに対する迎角が異なるが、この模型と実船とのプロペラ翼素の迎角の差はプロペラ荷重度が

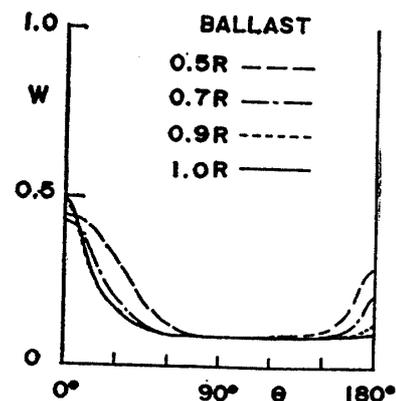


Fig.20 Wake Distribution (Ballast)

変化してもほとんど変わらない。しかし、荷重度の小さい状態、すなわち、迎角が小さい時には、この迎角の変化がキャビテーションの発生に敏感に影響を与えるが、荷重度が大きく、キャビテーションが発達している場合は迎角が多少変化しても、キャビテーション・パターンはほとんど変化しない。

6 結 言

超高速3軸コンテナ船の建造に際し、多くの基礎調査と各種の船型試験、プロペラ・キャビテーション試験などを実施し、それらの成果を船型やプロペラの設計に取り入れてゆくことにより、所期の成果を得ることができた。

本研究を通じて明らかになった主な点は、つぎのとおりである。

- 1) 計画対象とした超高速コンテナ船の船型では、1軸船や2軸船よりも、3軸船がすぐれた推進性能を有している。
- 2) ここに採用した3軸船は、そのウィング・プロペラを内回りとする方が、推進性能上有利である。これは、5孔管による伴流計測の結果からも説明され、また自航試験の結果もそれを裏付けている。
- 3) この3軸船のプロペラ配置にあつては、プロペラ間の相互干渉は顕著に認められず、実用上無視してよい。
- 4) 3軸各々のプロペラに対するプロペラ荷重度の影響は、荷重度の変化があまり大きくなければ、プロペラ効率の変化を除いて、考慮する必要はない。
- 5) センター・プロペラの背面キャビテーションを避けるためには、翼断面の前縁付近の形状を変更し、またキャンパー量を減らし、迎角を増す改善策が有効であることを示し、実船観測においてもこれを確認した。
- 6) 実船の速力試験の結果は、模型試験より実船に換算した値ときわめてよい対応を示し、模型船と実船との尺度影響が明らかにされた。また、船体付加物の抵抗は尺度影響を受けると考えた方がよく、付加物抵抗を分離した外挿法による推定値が実船試験の結果とよく一致した。

最後に、本研究の実施に当り、いろいろな配慮をいただいた関係者各位、特に実船試験に際して多大の便宜と協力を賜った大阪商船三井船舶(株)ならびに三井造船(株)玉野造船所の各位に、心から感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 運輸技術審議会：第1回船舶部会資料，No. 8，(1970)。
- 2) 土田 陽，渡辺滝男：三螺旋船水槽試験の一例，運輸技術研究所報告，第3巻，第3号，(1953)。
- 3) 杉村 泰，安部光弘：高速貨物船船形の方形係数が推進性能に及ぼす影響に関する模型試験，三井造船技報，第63号，(1968)。
- 4) 矢崎敦生外：AU型4翼プロペラおよびAUw型6翼プロペラシリーズの設計図表の高ピッチ比への拡張，日本造船学会論文集第131号，(1972)。
- 5) 横尾幸一外：高速ライナーの尺度影響，第16回船舶技術研究所研究発表会講演概要，(1970)。
横尾幸一外：船尾形状を異にする巨大船の尺度影響について，日本造船学会論文集第128号，(1970)。
- 6) 横尾幸一外：高速コンテナ船型の推進性能に関する研究(その1)―2軸船の船尾肋骨線形状と付加物の影響―，第18回船舶技術研究所研究発表会講演概要，(1971)。
J. Fatur : Maierform Comments on Modified Hull Forms, Shipbuilding and Shipping Record, (Sept., 5, 1969).
E. Enkvist : The Cable Ship "Ingul", The Shipbuilding and Marine Engine-builder, (Jan., 1963).
- 7) 門井弘行：プロペラのキャビテーション小話(その2)―翼のキャンパ減少による有害なキャビテーション発生防止の効果について―，日本造船学会誌第519号，(1972)。
J. D. van Manen : Bent Trailing Edges of Propeller Blades of High Powered Single Screw Ship, Proc. of IAHR Symposium of Cavitation and Hydraulic Machinery, Sendai, Japan, (1962).
- 8) 菅井和夫：プロペラ揚力面理論とその応用，第2回船用プロペラに関するシンポジウム・テキスト，日本造船学会，(1971)。
- 9) J. D. van Manen : Fundamentals of Ship Resistance and Propulsion, Part B, Propulsion, I. S. P., Vol. 4, Nos. 30~37, (1957).
- 10) 伊藤達郎，門井弘行外：MAUプロペラ翼断面の圧力分布測定実験，第14回船舶技術研究所研究発表会講演概要，(1969)。
- 11) 中島康吉：推進器空洞現象の新しい判定法，造船協会論文集第92号，(1957)。
- 12) 谷口 中，田村欣也：風圧抵抗修正の新しい方法について，西部造船会々報第18号，(1959)。

- 13) 試験水槽委員会：巨大船の海上試運転施行方案の試案作成について，造船協会誌第 442 号，(1966).
 - 14) 試験水槽委員会：第 1 回試験水槽シンポジウム・テキスト，造船協会，(1959).
K. Taniguchi : Model-Ship Correlation Methods in the Mitsubishi Experimental Tank, 造船協会論文集第 113 号，(1963).
 - 15) 伊藤達郎，門井弘行外：プロペラのキャビテーションの実船観測と模型試験，関西造船協会誌第 135 号，(1970).
 - 16) 伊藤達郎，門井弘行：船用プロペラのキャビテーション(その 2)，第 2 回船用プロペラに関するシンポジウム・テキスト，日本造船学会，(1971).
-