

二重反転プロペラの実験的研究 —その1—

小久保 芳男、右近 良孝

Experimental Investigation into Contra-rotating Propellers —Part 1—

By

Yoshio KOKUBO, Yoshitaka UKON

Abstract

From the point of view of energy saving, a contra-rotating propeller is one of the most promising propulsers. In this paper, extensive experiments were performed to confirm a new design program code developed by the authors and to evaluate reliability of measurements by two kinds of contra-rotating propeller dynamometers which have different capacity. Reasonable agreements between the respective measurements were obtained. The present measurement confirmed that by the existing design method suitable contrarotating propellers can be designed especially for higher speed ships.

目次

1. はじめに
 2. 二重反転動力計
 - 2.1. 高回転型動力計
 - 2.2. 低回転型動力計
 3. プロペラ設計法
 4. 高速コンテナ船に関する計測及び考察
 - 4.1. 供試模型および試験法
 - 4.2. プロペラ単独性能試験
 - 4.3. 抵抗・自航試験
 5. VLCCに関する計測及び考察
 - 5.1. 供試模型および試験法
 - 5.2. プロペラ単独性能試験
 - 5.3. 自航試験
 6. おわりに
- 参考文献

1. はじめに

二重反転プロペラ(以下、CRPという)は反転する2つのプロペラから成るプロパルサである。前方プロペラの旋回流を後方プロペラで相殺することにより、通常プロペラでは旋回エネルギーとして損失していたものを回収しようとするのが、その原理となっている¹⁾。このアイデアは1839年頃にはEricssonによる特許となっている²⁾。その後、プロペラが高荷重となったり、省エネが叫ばれる度に、実用化への努力がなされてきた。しかしながら、設計法が確立していなかったばかりでなく、軸系の開発が障害となって実用化が実現しなかった。第2次オイルショックの折に各種の省エネ手法が提案された。その一方でCRPの見直しもなされ、これと低回転大直径プロペラの組合せが有望なものとなり³⁾、CRPの研究が盛んに行なわれるようになってきた⁴⁾⁵⁾。この結果、現在では、2隻のCRP装

着船が航行し、良好な成績をあげている^{6),7)}。

近年関心を持たれている CRP は低回転大直径プロペラ化したため、プロペラ展開面積が小さくなり、粘性の影響を受け易くなるので、精度良く流力性能の把握を行なうことが難しく、これが重要な研究テーマの一つとなってきた。船研ではこの点に注意を払い、二重反転プロペラについての実験的研究を数年にわたって行なってきた。

前報⁸⁾では、著者らが二期にわたって開発した CRP 設計法により、高速コンテナ船に関して 2 組の CRP を設計し、プロペラ単独試験並びに自航試験やキャビテーション試験を行なった。しかしながら、この試験で用いた動力計は約 20 年前の 35 ノット超高速コンテナ船用二重反転プロペラの模型試験用に製作されたものであるため、大容量型高回転用であり、古いために、ゼロ・ドリフトが比較的大きく、フルード数を合わせて行なうため、プロペラ回転数を数回転として行なう自航試験を精度良く行なうことに不安があった。そこで、本論文では高速コンテナ船について、旧動力計のゲージを貼替えて再試を行なうとともに、新たに導入した小容量型の低回転用二重反転プロペラ動力計を用いて、プロペラ単独試験および自航試験を行った。一方、プロペラが高速コンテナ船と対照的な作動をする VLCC についても二つの手法に基づき、具体的に 2 組の CRP を設計製作し、プロペラ単独性能試験や自航試験を行った。

本論文では高速コンテナ船と VLCC という二つの極端な船型について具体的に CRP を設計、制作し、プ

ロペラ単独性能試験及び自航試験を行なった。これらの試験では新旧 2 種類の動力計を用い、水槽試験法の精度向上に注意を払い、プロペラの前縁に粗さをつけるなどの工夫をし、プロペラへの粘性影響をできるだけ軽減するため、水槽試験法の改良にも務めた。また、舵も推進性能上効率向上に寄与をするが、舵の有無の影響ばかりでなく、その位置の影響を調べると共に、前後のプロペラ回転数の違いによる推進性能への影響についても研究した。

ここでは CRP についての計測結果をもとに、通常型プロペラ (以下、CP という) との性能比較をするとともに、ここで用いられる CRP 設計法の有効性を比較的高荷重プロペラを装備する VLCC についても示すことができたことを報告する。

2. 二重反転プロペラ動力計

2.1. 高回転型動力計

1970 年当時、35 ノット超高速大型コンテナ船の開発が試みられ、そのプロパルサの一つとして CRP の採用が考えられた。これに伴ない、1970 年には CRP 動力計が制作された。この動力計の性能を Table 1 に示す。この動力計は Fig. 1 に示すようにプロペラ単独性能試験装置に収納することによって、プロペラ単独性能試験ができる。又、これを取り出すことにより、Fig. 2 に示すように模型船にとりつけて自航試験を行なうことができる。検出方法として、スラスト、トルクに関してはストレイン・ゲージが、回転に関しては無接触光電子スイッチが用いられる。ギアボックスを用いる

Table 1 Description of Two Kinds of Dynamometers

	Large Cap. Dynamo.	Small Cap. Dynamo.
Rated Thrust	± 20.0 kg	± 10.0 kg
Rated Torque	± 1.00 kg-m	± 0.50 kg-m
Maximum Speed of Revolution	± 30.0 rps	± 25.0 rps
Measuring System for Torque and Thrust	Full-bridge Strain Gauge Type	Full-bridge Strain Gauge Type
Maximum Output		1500 μ
Non-linearity		± 0.2%FS
Hysteresis		± 0.2%FS
Mutual Interference		± 0.3%FS/FS
Zero Drift by Temperature		± 0.01%FS/° C

ことにより、前後のプロペラ回転数比を変化させることができる。同心プロペラシャフトとして内軸18mm ϕ 、外軸35mm ϕ のものが用いられた。

2.2. 低回転型動力計

CRP が再び注目を浴び始めた1980年前半においては、低回転大直径との組合せで設計されるようになったため、自航試験での模型プロペラ回転数がかかなり小さくなり、とりわけ、低速船では十分な精度で計測することが困難となってきた。このため、容量を小さくした動力計を1988年に製作した。この動力計は主に自航試験に用いる目的でつくられたので、既存のプロペラ単独試験装置に収納することはできない。この動力計の性能は Table 1 に示すように、定格負荷はスラスト、トルク及び回転数とも高回転型の半分の容量となっている。形状は高回転型のものと同様なものとした。

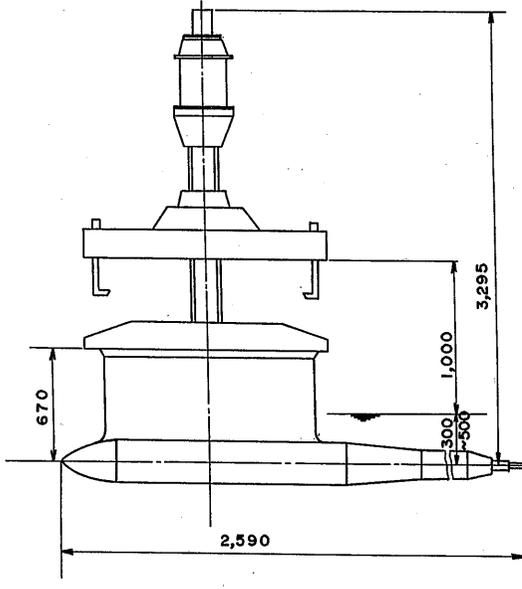


Fig. 1 Shape and Dimensions of Large Capacity CRP Dynamometer for Propeller Open Test

これを Fig. 3 に示す。この時、同時に、プロペラシャフト径も内軸14mm、外軸25mm とし、従来のシャフトより細くすることにより摩擦損失が少なくなるように工夫した。プロペラ単独性能試験を行なう場合には、この動力計を特製のプロペラポートに搭載して計測が行なわれる。

3. プロペラ設計法

二重反転プロペラ設計法としては、シリーズ・プロペラを用いる設計法⁹⁾と揚力線理論と揚力面補正法との組合せで設計する方法^{10),11)}がある。船研では1970年頃から二重反転プロペラの研究が行なわれ、Morgan の二重反転プロペラ設計法¹¹⁾に基づくプログラム・コードが著者の一人により開発された¹²⁾。二重反転プロペラをこのコードにより設計、製作して、水槽試験が行われた。しかしながら、試験結果は通常型プロペラより効率が悪い結果が得られ^{12),13)}、このため、研究がしばらく停滞した。

1980年代になり、各種の省エネ手法が提案された際に、原理的に格段に優れた CRP について、キャビテーションの面から見直しを行う¹⁴⁾とともに、設計法についても検討⁸⁾を行った。その結果、Morgan の設計法で用いられている干渉速度の計算チャートに誤りがあることが明らかになった。また、プロペラ後流の縮流計算チャートも軽荷重の場合を除き、その使用が不適当であることがわかった。これらの点につき改良を行った。その結果、ピッチ分布も合理的なものとなった¹⁴⁾。この設計法を設計法 I と呼ぶ。

一方、プロペラは効率ばかりでなく、振動・騒音及びエロージョンをひき起こすキャビテーションについても考慮をしなければならない。各プロペラ断面で得られた設計揚力に対し、どの様な翼キャンパー分布とピッチ分布の組み合わせとするかで種々の方法が考えられるが、Morgan の CRP 設計法では Eckhardt-Morgan の CP 設計法¹⁵⁾に基づき、これらの組み合わせ

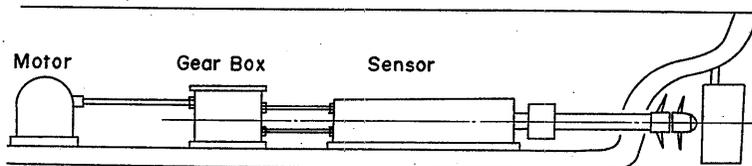


Fig. 2 Arrangement of Large Capacity CRP Dynamometer for Self-Propulsion Test

が決定される。しかしながら、この方法によりプロペラを設計すると、とりわけ前縁近傍でキャンバが大きいため、フェイス・キャビテーションが発生しがちであった。このような傾向は Eckert-Morgan 設計法の欠点の一つとして知られている。この点に改良の余地があった。このため、可能な限り設計揚力をピッチでもたせる様にピッチとキャンバの組み合わせを決定する方法が提案された¹⁴⁾。この様な設計法を設計法 II と呼ぶ。本論文では両者の方法で設計した例について述べる。

4. 高速コンテナ船に関する計測及び考察

4.1. 供試模型及び試験法

CRP 設計の対象として、Fig. 4 及び Table 2 に示す 24kn 高速コンテナ船 (MS No.234) を選定し、Table 3 に示す 2 組の CRP を製作した。設計条件としては船速 23.9kn ($F_n=0.275$)、スラスト 180ton、没水深度 8.00

m とし、プロペラ回転数は与えられた直径の前方プロペラが半分の DHP を吸収したとき、この直径が最適プロペラ直径となるように、プロペラ回転数を 82.1 RPM に決定した。但し、船尾への収まりなどを考慮して、通常プロペラより 3% 小さめとなっている。

MP258/259 は船尾伴流を均一なものとして、前述の設計法のうち、よりオリジナルに近い設計法 I により設計した。プロペラ翼断面のキャンバとピッチとの関係は Eckhardt-Morgan の方法に従っている。今回の設計では $J=1.023$ において $K_T=0.342$ 、 $K_Q=0.0759$ 、効率 η_0 が 0.734 が期待された。

しかしながら、このプロペラに関してキャビテーション試験を行なったところ、必ず避けなければならないフェイス・キャビテーションが発生した。キャンバにより揚力をもたせすぎのが原因と考えられたので、設計揚力に対してピッチで、より大きな割合で揚力を持たせるように設計法を変えた。この設計法 II に

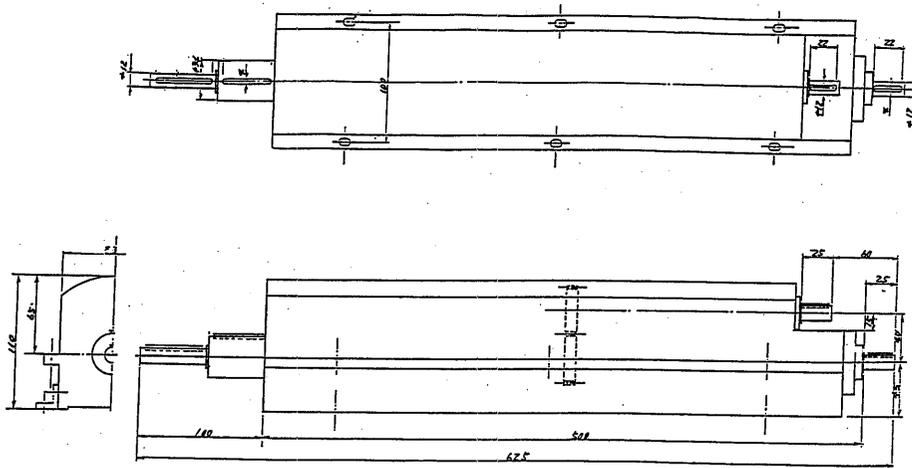


Fig. 3 Shape and Dimensions of Small Capacity CRP Dynamometer

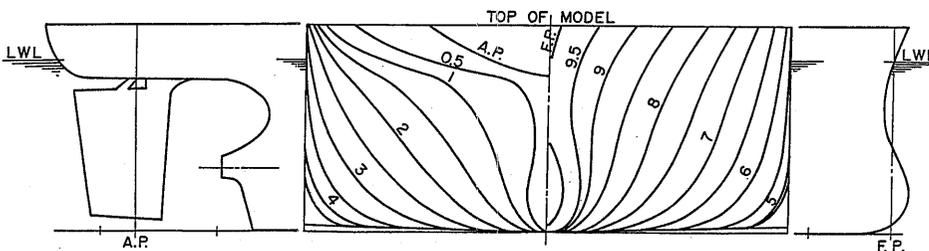


Fig. 4 Ship Hull Form of Container Ship

より設計したのが MP278/279である。これを Fig. 5 に示す。また、MP278/279はより効率向上を計るため Morgan のオリジナルの方法に従って、半径方向の不均一性を考慮した wake adapted propeller となるように設計した。最適化の方法としては Lerbs と van Manen の方法があるが、Lerbs の最適プロペラ設計法で設計したほうが、より効率が高くなったので、本論文ではこの方法を採用した。各半径位置での伴流を円

Table 2 Principal Dimensions of Ships and Models

Kinds of Ship	Container Ship	VLCC
Full Scale		
Lpp [m]	200.0	298.0
B [m]	29.0	57.2
d [m]	10.5	19.6
C _B [m]	0.578	0.8
DHP [PS]	34,200	22,900
N [RPM]	103	58
V _s	23.9	15.0
D _p [m]	7.400	9.500
Model Ship		
MS No.	0234	0461
Lpp [m]	6.960	7.800
B [m]	1.009	1.497
d [m]	0.3654	0.513
D _p [m]	0.2575	0.2408

周方向に平均して得られ、また設計に用いられた伴流分布を Fig. 6 に示す。

設計の結果、J=1.023において、K_T=0.346、K_Q=0.0749、 $\eta_0=0.752$ となった。

4.2. プロペラ単独性能試験

2組のCRPに対して先ず高回転型動力計で測計が行われた。これらのCRPのプロペラ単独性能カーブをCPの結果とともに Fig. 7 に示す。このカーブから、MP258/259については設計点 J=1.023で、K_T=0.340、K_Q=0.0745では単独効率 η_0 が0.743となり、設計より若干良かった。一方、MP278/279は K_T=0.340、K_Q=0.0762、 $\eta_0=0.726$ となり、設計において意図した K_T がほぼ得られ、また、MP278/279は MP258/259より効率がかかなり悪くなった。

CPであるMP145の単独性能は設計点である J=

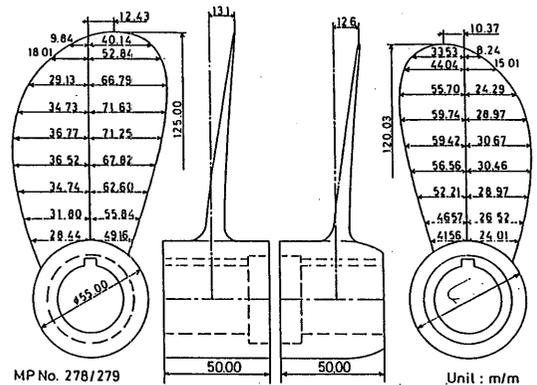


Fig. 5 Drawing of Contrarotating Propeller CRP2

Table 3 Principal Dimensions of Propellers for Container Ship

	CP	CRP1		CRP2	
M. P. No.	MP145	MP258	MP259	MP278	MP279
D(m)	7.400	7.180	6.890	7.180	6.894
P/D at 0.7 R	1.035	1.274	1.366	1.430	1.505
a_E	0.758	0.482	0.518	0.483	0.519
x_B	0.180	0.220	0.229	0.220	0.229
Z	5	4	5	4	5
Wing Section	Modified MAU	NACA66 $a=0.8$	NACA66 $a=0.8$	NACA66 $a=0.8$	NACA66 $a=0.8$

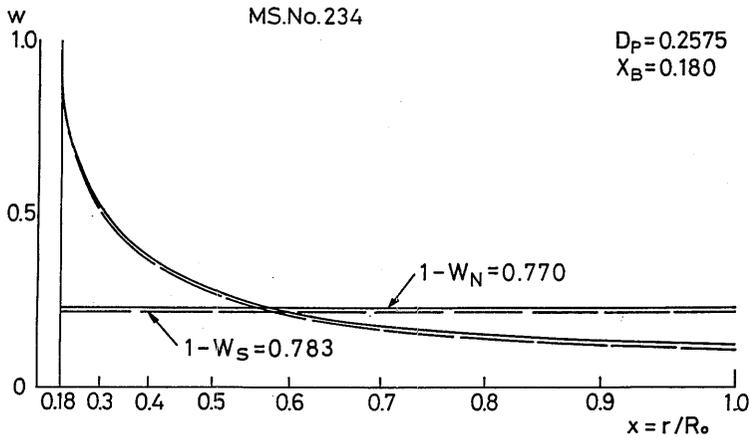


Fig. 6 Basic Nominal and Effective Wake Pattern for Container Ship

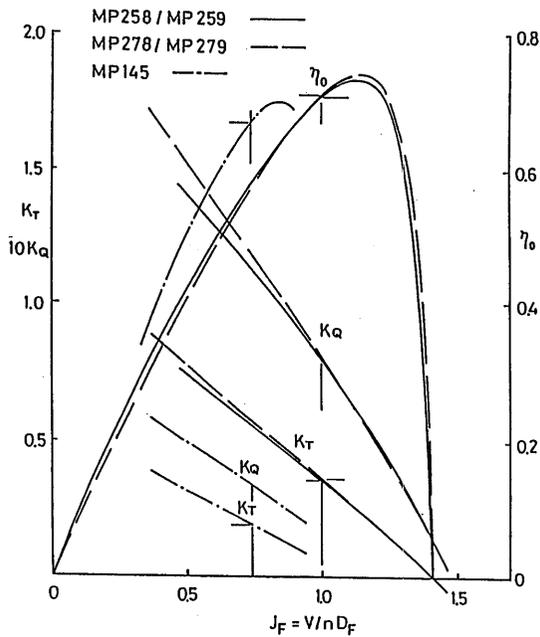


Fig. 7 Open-Water Characteristic Curves of CP and Two Sets of CRP for Container Ship by Large Capacity Dynamometer

0.750において、 $K_T=0.188$ 、 $K_Q=0.0332$ 、 $\eta_0=0.676$ である。このプロペラは通常のMAUと比べて性能は劣るが、これはキャビテーション・エロージョンを防止するためにMAUプロペラから翼形状をカプラン型に変化させたプロペラとなっているためであり、単独効率が大幅に低下している。この結果、MP258/259

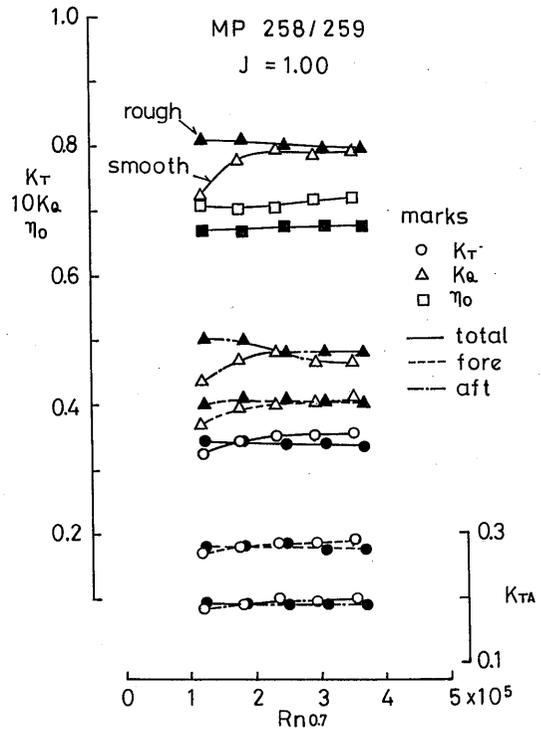


Fig. 8 Viscous Effect on Propeller Open Characteristics of CRP1 for Container Ship with Smooth and Roughened Blade Surface

及びMP278/279はCPに対して8.5%及び10.4%の性能向上となった。キャビテーションを無視すると、この設計条件でのCPの η_0 は0.700程度であり、このCP

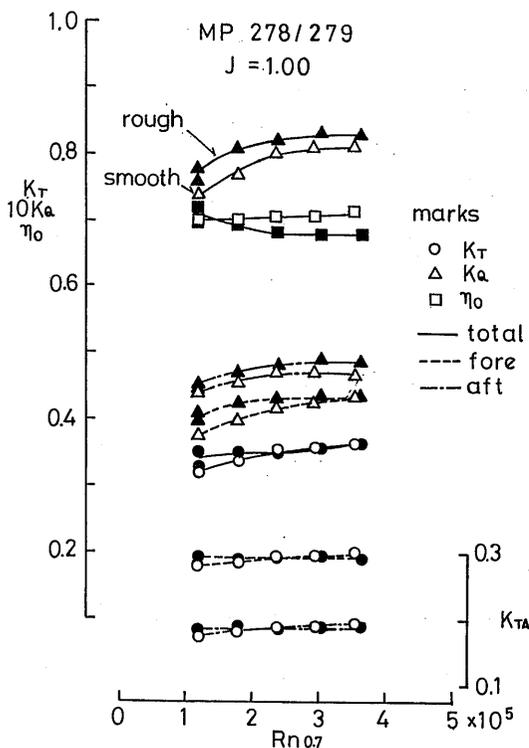


Fig. 9 Viscous Effect on Propeller Open Characteristics of CRP2 for Container Ship with Smooth and Roughened Blade Surface

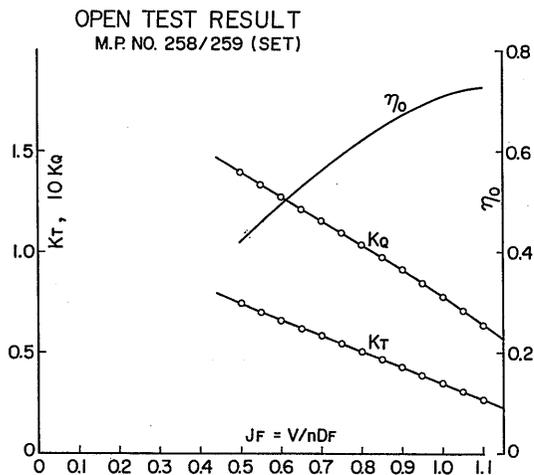


Fig. 10 Open-Water Characteristics Curves of CRP1 for Container Ship by Small Capacity Dynamometer

に対して4.9%及び6.6%の向上に対応する。

低回転大直径化による粘性影響を詳細に調べるため、設計点付近 ($J=1.00$)において、プロペラ回転数を更に種々 (4~12rps) 変化させて、単独性能を計測した。又、プロペラ前縁に粗さを付けた場合についても

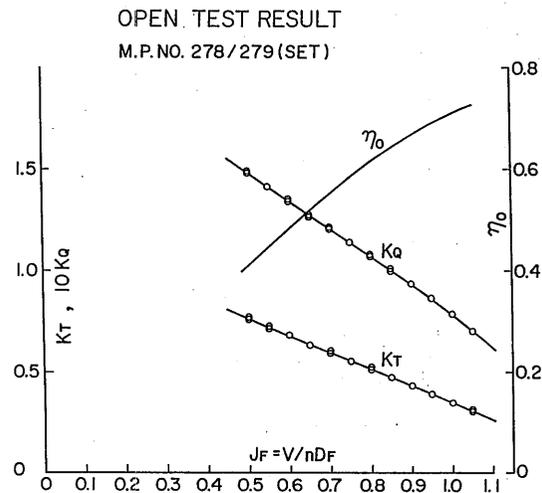


Fig. 11 Open-Water Characteristics Curves of CRP2 for Container Ship by Small Capacity Dynamometer

RESISTANCE TEST

M.S.NO. 0234

FULL LOAD CONDITION

- WITH RUDDER $K=0.14$ (12.0°C)
- △ WITHOUT RUDDER $K=0.16$ (12.0°C)

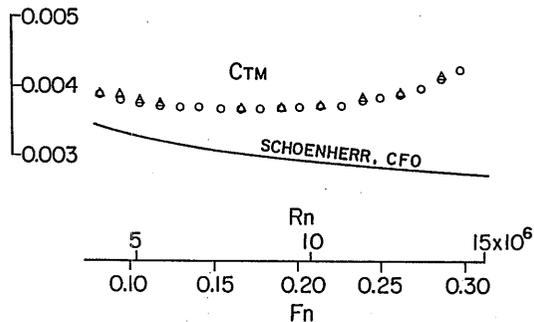


Fig. 12 Result of Resistance Test for Container Ship

計測した。MP258/259およびMP278/279に対する計測結果をそれぞれ Fig. 8 及び 9 に示す。横軸は0.7Rでのレイノルズ数 (Kempfのレイノルズ数) である。粗さが付いていない滑らかなプロペラの場合には、両プロペラとも10ないし12rpsで K_T 、 K_Q 、 η_0 の各性能が一定となっている。一方、粗さを付けた場合のMP258/259に関してはレイノルズ数にかかわらず各値とも滑らかなプロペラの場合に比べて一定となり、 K_T は滑らかな場合の高レイノルズ数の K_T に近い値となる。

これに対して、MP278/279に関しては K_Q は滑らかな場合でも粗さを付けた場合でもレイノルズ数の影響をかなり大きく受け、レイノルズ数の増大とともに K_Q は増大するが、10rps でほぼ一定となる。粗さをつけ

るとレイノルズ数に対して K_T は一定となり、滑らかで且つ高レイノルズ数の時とほぼ一致するので、低回転数となり易い自航試験の時には $1-w_T$ と $1-t$ の計測に有効となる。プロペラ単独性能試験の結果、両プロペラとも設計と非常に良い対応が得られていることが分かる。

低回転型動力計により2組のCRPにつき単独性能について計測を行なった。それぞれの計測結果を Fig. 10及び11に示す。回転数は動力計の容量等の試験上の制約から、6と8 rps について計測した。これらの図には8 rps についての結果のみを示す。MP258/259に関しては、高回転型動力計での計測結果と異なり、設計点 $J=1.023$ では $K_T=0.338$ 、 $K_Q=0.0755$ 、 $\eta_0=0.736$

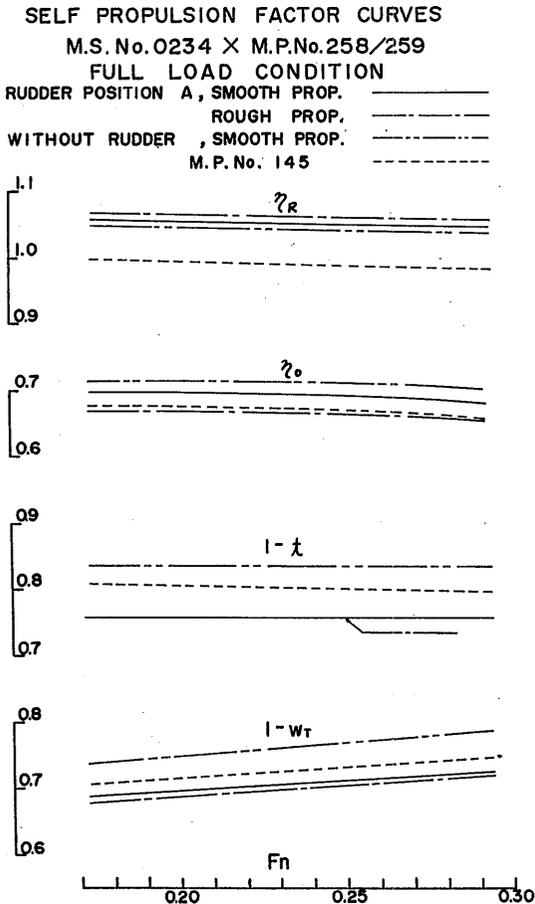


Fig. 13 Result of Self-Propulsion Test on CRP1 for Container Ship by Large Capacity Dynamometer

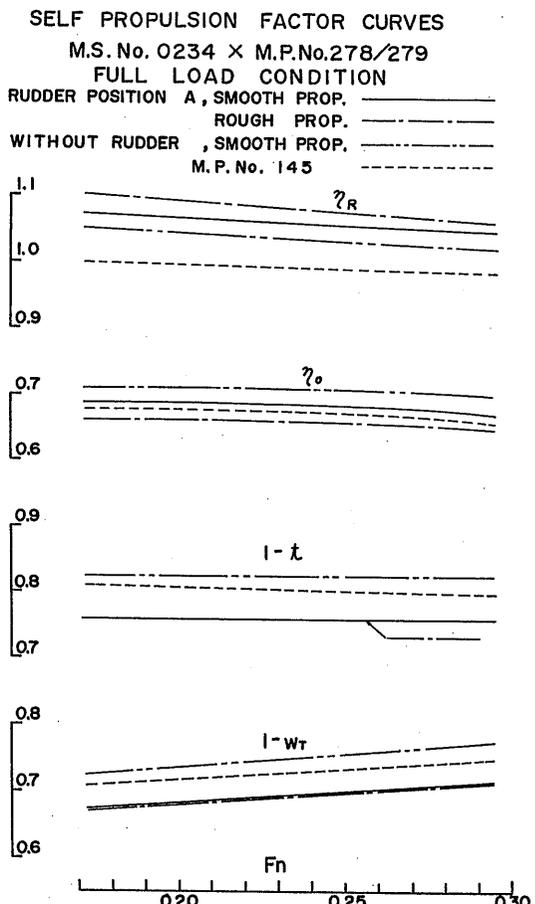


Fig. 14 Result of Self-Propulsion Test on CRP2 for Container Ship by Large Capacity Dynamometer

であり、高回転型動力計での計測より性能が悪くなったが、これは水温低下と回転数の低下によるレイノルズ影響で、Fig. 8 の関係から推定すると両計測値はほぼ一致する。一方、MP278/279に関しては効率が若干低下した。即ち、 $K_T=0.345$ 、 $K_Q=0.0775$ 、 $\eta_0=0.725$ となった。この計測結果でも MP258/259 と同様に効率が低下したが、この原因としては、MP278/279の方が粘性影響をより大きく受けたためと思われる。このことは、Figs. 8 と 9 の関係からもうかがい知れる。

4. 3. 抵抗・自航試験

前述の 2 組の CRP について高回転型動力計を用い

て自航試験を行なった。これに先立ち、舵ありとなしの状態につき抵抗試験を行なった。抵抗試験結果を Fig. 12 に示す。舵の有無による抵抗の差は低速域を除き、小さい。

2 組の CRP、即ち、MP258/259 と MP278/279 のそれぞれと CP との自航要素の比較を Fig. 13 と 14 に示す。それぞれの図ともプロペラに粗さが付いた場合と付かない場合について、またプロペラが滑らかな時の舵のありとなしの場合の自航要素も示した。舵付きの状態では CP と MP258/259 について Fig. 13 において比較すると、CRP の $1-w_T$ および $1-t$ はともに CP のそれより小さくなるが、単独効率 η_0 及び推進器効率比 η_R はともに大きくなっている。 $1-w_T$ が小さくなる理由は

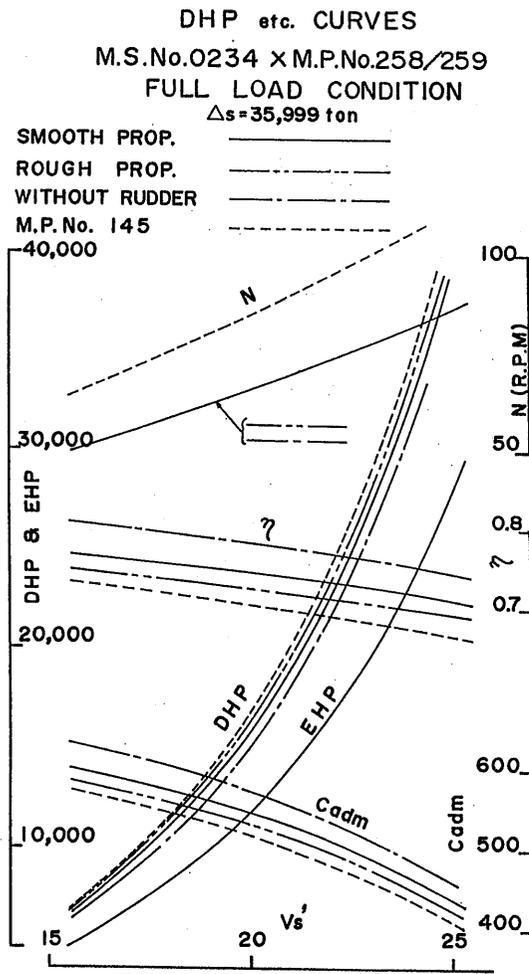


Fig. 15 Comparison of Power Curves on CRP1 Measured by Large Capacity Dynamometer

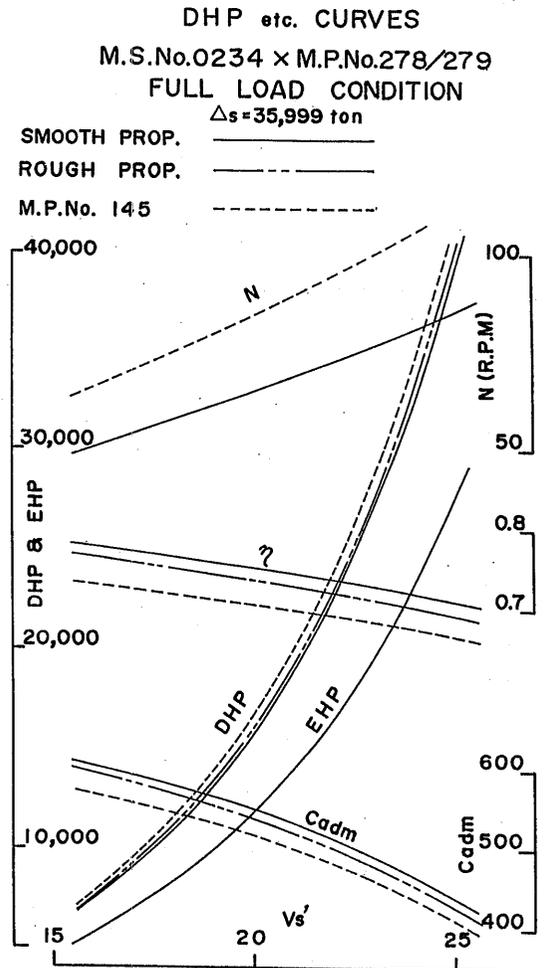


Fig. 16 Comparison of Power Curves on CRP2

旋回流がなくなることにより、舵による吸込み作用がなくなるためである。1-t が小さくなるのは、旋回流がなくなり、舵がスラストを発生しなくなり、舵は推進性能上、CP の場合と異なり、抵抗体としかならないためと考えられる。

これに対して、CRP に関して、舵なしの場合は 1-t 及び $1-w_T$ がともに CP や舵付きの CRP より大きくなり、 η_R が舵の有無で変化せず、 η_0 が大幅に大きくなっている。1-t 及び $1-w_T$ が大きくなるのは舵がないことによる舵の吸込み作用が無いことや伴流の減少が原因であると考えられる。

粗さを付けた場合と付けない場合の CRP について比較をすると、自航要素のうち η_R は粗さ付きのほうが若干高くなり、 η_0 が大幅に小さくなっているが、1-t に

関しては殆ど差がない。粗さ付きの自航試験で、 $1-w_T$ が僅かに小さくなるのは粗さ付単独プロペラの K_T が小さくなるためであり、 η_R が大きくなるのは粗さ付単独プロペラの K_Q が大きくなるためと考えられる。

MP278/279 に関する自航要素を Fig. 14 において比較すると MP258/259 の場合と同様の関係となっている。CP と CRP との性能の関係、粗さの有無による性能の関係、舵の有無の関係についてはまったく同様である。MP258/259 と MP278/279 の関係についてみると、どの場合も前者の $1-w_T$ 及び η_0 は後者より若干

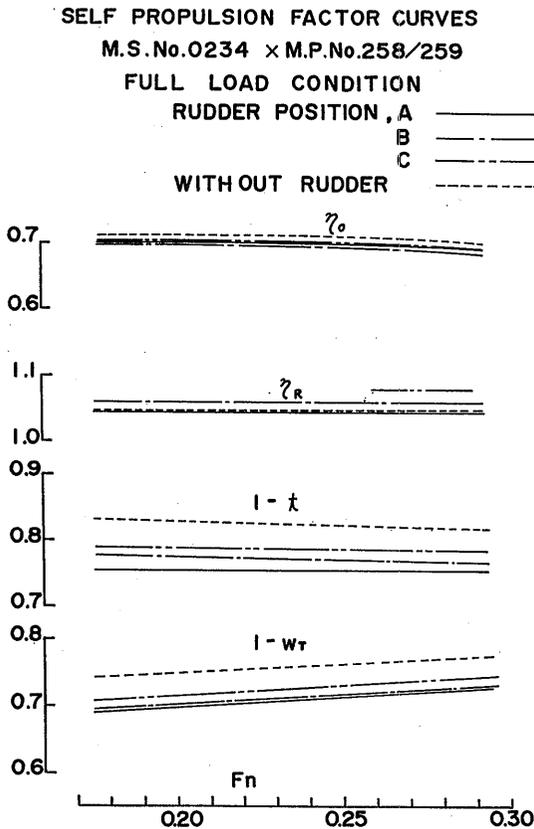


Fig. 17 Result of Self-Propulsion Test on CRP1 for Container Ship by Small Capacity Dynamometer, Changing Position of Rudder

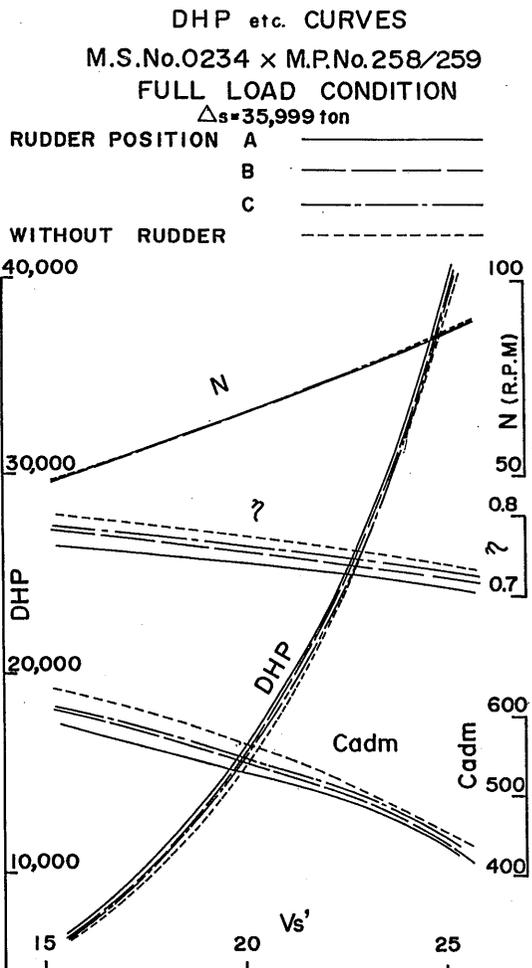


Fig. 18 Comparison of Power Curves on CRP1 with Various Positions of Rudder Measurd by Large Capacity Dynamometer

大きく、一方、 η_R は後者の方が大きくなった。

これらの自航要素データを基にパワーリングした結果を Figs. 15 と 16 に示す。MP258/259 を装備した場合には 23.9kn では DHP は 31,900PS となり、一方 MP278/279 を装備した場合には、32,000PS となる。これに対し、CP を装備した場合は 34,200PS となり、それぞれ 7%、6% の省エネとなっている。

次に低回転型動力計による自航試験結果について述べる。MP258/259 についての自航要素を Fig. 17 に示す。Fig. 13 と比べて、設計点 $F_n=0.275$ 、 $J=1.023$ で $1-t$ 、 η_0 、 η_R 、 $1-w_T$ の各自航要素は 1% 以内で殆ど変わらない。このことから、動力計の違いに依らず、差のない計測値が得られた。

同時に、舵の位置を所定の位置 (AP) から、徐々に後方へずらし、舵の推進性能に及ぼす影響を調べた。

舵が後方に行くに従って、究極の位置と考えられる舵無しを含めて $1-t$ 及び $1-w_T$ が大きくなる。一方、 η_R は舵無しの状態を除いて、舵が後方へ行くほど大きくなり、 η_0 はほぼ一定となっている。

また、馬力曲線を Fig. 18 に示す。MP258/259 を装備した場合には 23.9kn では DHP は 32,000PS となり、一方、MP278/279 を装備した場合には、31,900PS となる。これに対し、CP を装備した場合は 34,200PS となり、それぞれ 6%、7% の省エネとなり、高回転型動力計による 2 つの CRP の結果と逆の関係となるが、この量は計測誤差の範囲といえる。

前後のプロペラ回転数の組合せを変更した自航試験を行った。自航要素と馬力カーブをそれぞれ Figs. 19 と 20 に示す。後方プロペラの回転数を 4/5 にしたり、5/4 にしても、同一回転数の場合より推進性能は悪くな

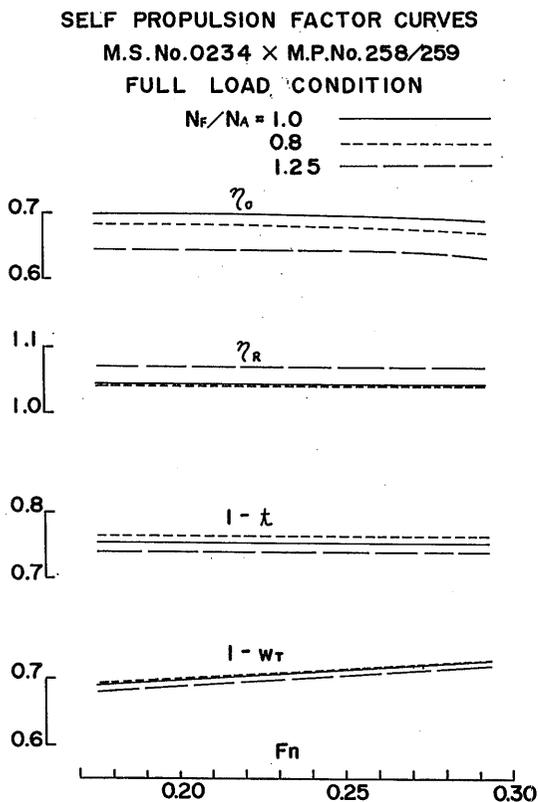


Fig. 19 Result of Self-Propulsion Test on CRP1 for Container Ship by Small Capacity Dynamometer, Changing Propeller Revolution Rate of Fore and Aft Propellers

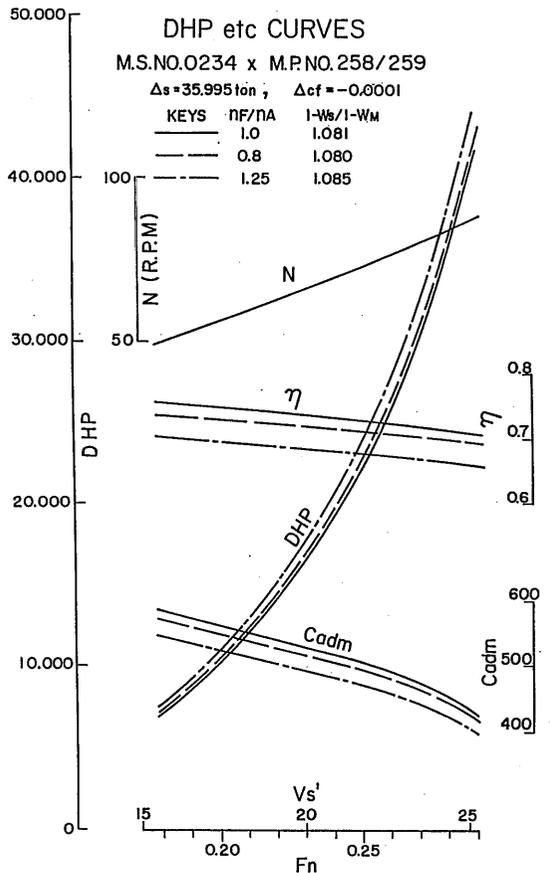


Fig. 20 Comparison of Power Curves on CRP1 with Various Combination

り、既存の二重反転プロペラ設計法により適切に設計されていることが分かる。

5. VLCC に関する計測及び考察

5.1. 供試模型及び試験法

CRP が低速船に対しても有効かを調べるため、

Table 4 Principal Dimensions of Propellers for VLCC

MP No.	CP	CRP1		CRP2	
	265	Fore	Aft	Fore	Aft
		261	262	285	286
DP [m]	9.500	9.500	8.853	9.500	8.595
P/D at 0.7R	0.700	0.8697	1.0455	0.8118	0.97950
aE	0.500	0.347	0.415	0.290	0.345
XB	0.180	0.220	0.236	0.200	0.214
z	4	4	5	4	5
Section	MAU	NACA66 a=0.8	NACA66 a=0.8	NACA66 a=0.8	NACA66 a=0.8

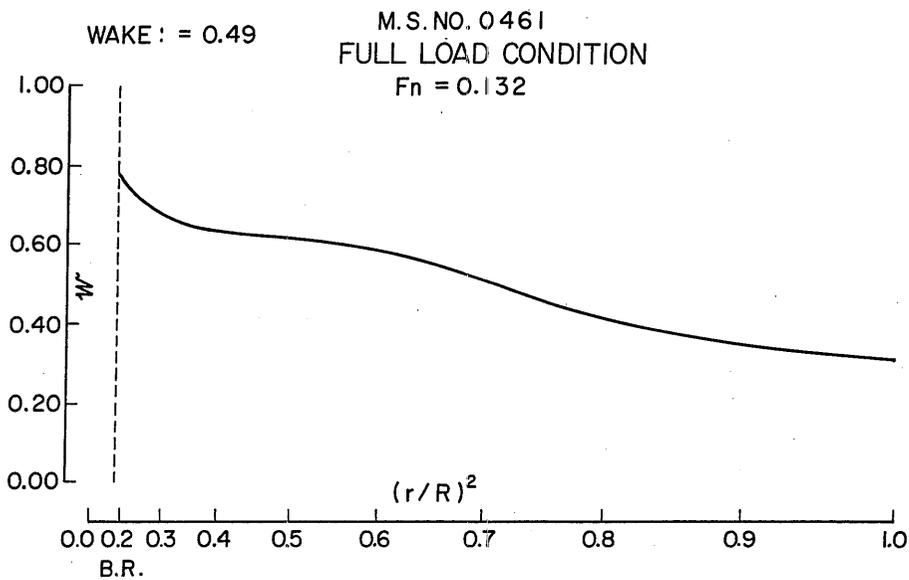


Fig. 21 Basic Nominal and Effective Wake Pattern for VLCC

Table 2 に示す VLCC に対して、Table 4 に示す 2 組の CRP を設計した。CRP が装着できる様に、オリジナルの船型から船尾管部を若干変更した。

CRP MP261/262 の設計条件は直径 D_p を 9.20m、船速 V_s を 15.0kn ($Fn=0.141$)、スラスト T を 194ton、ボス比を 0.220、没水深度 I_m を 15.77m とした。MP261/262 は設計法 I に基づき設計された。入力に伴流分布は均一な伴流とした。CRP の前方プロペラの直径は通常型プロペラのそれと同一とし、MP261/262 のプロペラ回転数はコンテナ船の場合と同様、前方プロペラが最適直径となるようなプロペラ回転数 $N=55.0rpm$ とした。設計の結果、MP261/262 は設計点 $J=0.577$ において、 $K_T=0.308$ 、 $K_Q=0.0470$ 、 $\eta_0=0.602$ となった。

これに対して、もう 1 組の CRP である MP285/286 は設計法 I に基づくが、入力伴流分布は半径方向に不均一なものとした。これを Fig. 21 に示す。設計条件は直径、船速、スラストを MP261/262 と同一としたが、

プロペラ回転数は 58.0rpm、ボス比は 0.200 と変更した。但し、通常型プロペラは 74.7rpm である。

一方、MP285/286 は設計点 $J=0.547$ で、 $K_T=0.281$ 、 $K_Q=0.0381$ 、 $\eta_0=0.642$ となり、MP261/262 より大幅な効率向上が期待された。これらの CRP と比較の対象になった通常型プロペラの MP265 の要目を Table 4 に示す。

5.2. プロペラ単独性能試験

CRP に関する試験の前に CP についての単独試験を行った。この結果を Fig. 22 に示す。CP の設計点である前進率 J が 0.425 では、 $K_T=0.172$ 、 $K_Q=0.0212$ 、 $\eta_0=0.549$ であった。

VLCC 用 CRP に関しても、2 つの動力計で計測を行った。MP261/262 に関する高回転型動力計による計測結果を Fig. 23 に示す。2 種類のプロペラ回転数、即ち、8rps と 12rps について粘性影響を調べた。この結果、大きな粘性影響がみられたが、12rps の時、設計点 $J=0.577$ で、 $K_T=0.329$ 、 $K_Q=0.0528$ 、 $\eta_0=0.572$ となり、設計より大幅に効率が低くなったが、CP より 4% 程度効率が向上した。スラスト係数に関して計測値の

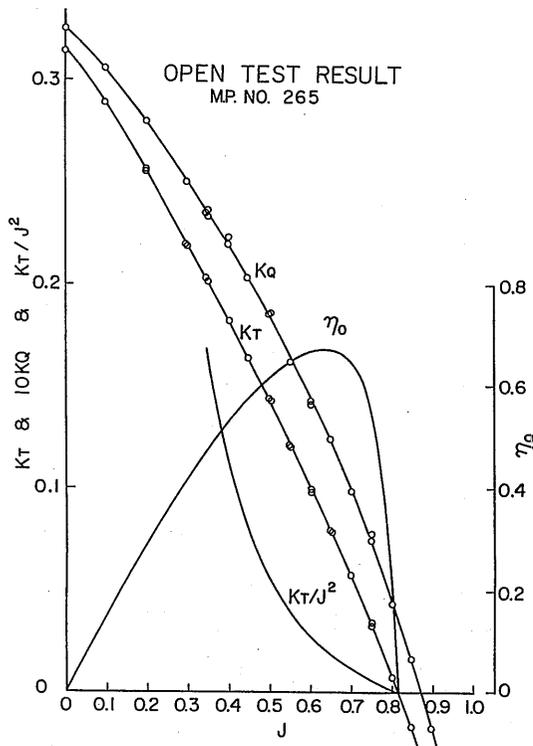


Fig. 22 Open-Water Characteristic Curves of CP for VLCC

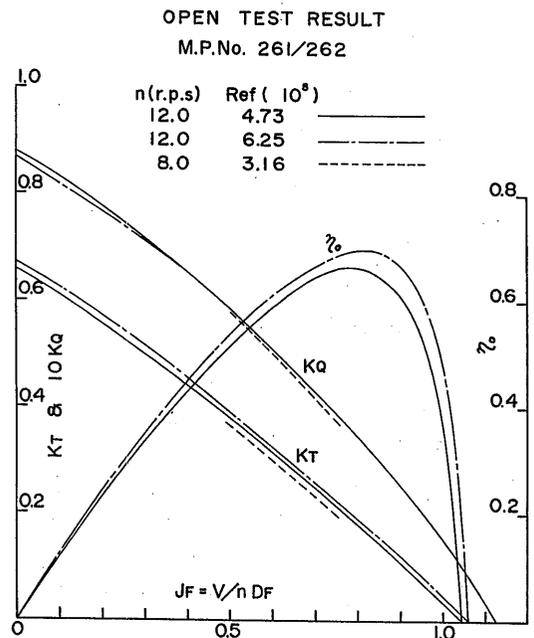


Fig. 23 Open-Water Characteristic Curves of CRP1 for VLCC by Large Capacity Dynamometer

方が設計値より7%も大きく、オーバー・ピッチとなった。このことが効率向上を少なくした原因の一つである。これは高速コンテナ船よりVLCCのプロペラ荷重が高かったため、プロペラ後流の縮流率とトルク・バランスに関する補正計算の精度が不十分であったためと考えられる。次に、もう1組のCRPであるMP285/286についての試験結果をFig. 24に示す。やはり粘性影響がみられたが高レイノルズ数の時、設計点 $J=0.547$ に対し、 $K_T=0.286$ 、 $K_Q=0.0438$ 、 $\eta_0=0.568$ となった。CPより3.5%の効率向上にとどまった。

設計点近傍の $J=0.6$ において、MP261/262のプロペラ回転数を4から18rpsまで、各2 rps 毎変化させて、プロペラ性能に及ぼす粘性影響を調べた。この結果をFig. 25に示す。2組の計測で特に効率に関してかなりの違いがみられる。両者において水温が6°C 22°Cで大幅に異なる。高レイノルズ数 3.5×10^5 で両者の K_T 、 K_Q はほぼ一致しているが、低水温での計測の効率は高水温でのそれに漸近しているが一致しておらず、更に高いレイノルズ数での計測が望まれる。動力計の容

量等の制約から、これ以上のレイノルズ数での計測は不可能であった。自航試験は4~6 rpsでの低回転で行われることから、解析時には注意を要することが分かる。

低回転型動力計によるプロペラ単独性能試験結果は次の通りである。MP261/262に対して、プロペラ回転数8、10、12rpsについて計測を行なった。これをFig. 26に示す。12rpsの時、 $J=0.577$ で、 $K_T=0.337$ 、 $K_Q=0.0531$ 、 $\eta_0=0.583$ となる。一方、MP285/286に対して、Fig. 27に示す様に $n=12$ rpsの時、 $J=0.547$ で、 $K_T=0.292$ 、 $K_Q=0.0432$ 、 $\eta_0=0.582$ となる。高回転型動力計の計測結果と比べると低回転型動力計による K_T 、 K_Q はほぼ同じになるが、効率に関しては2組のCRPに対して、幾分高目の効率を与えるが、設計値には達しない。レイノルズ数が充分にあがっていないためと思われる。それぞれ、CPと比べてMP261/262及び285/286の効率はともに、6%向上した。

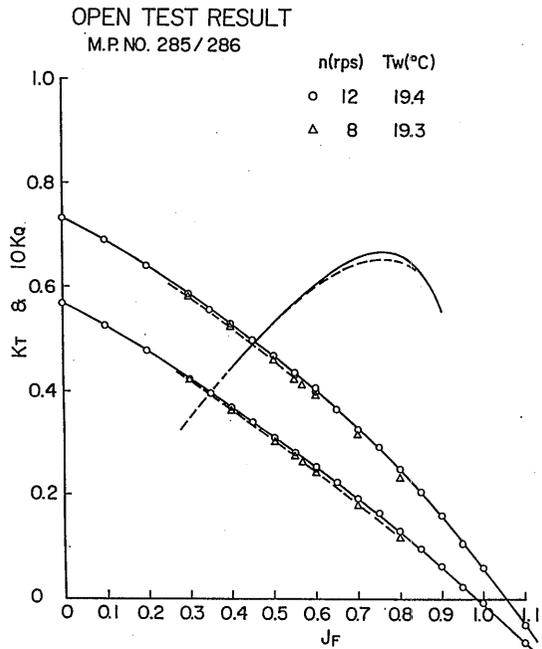


Fig. 24 Open-Water Characteristic Curves of CRP2 for VLCC by Large Capacity Dynamometer

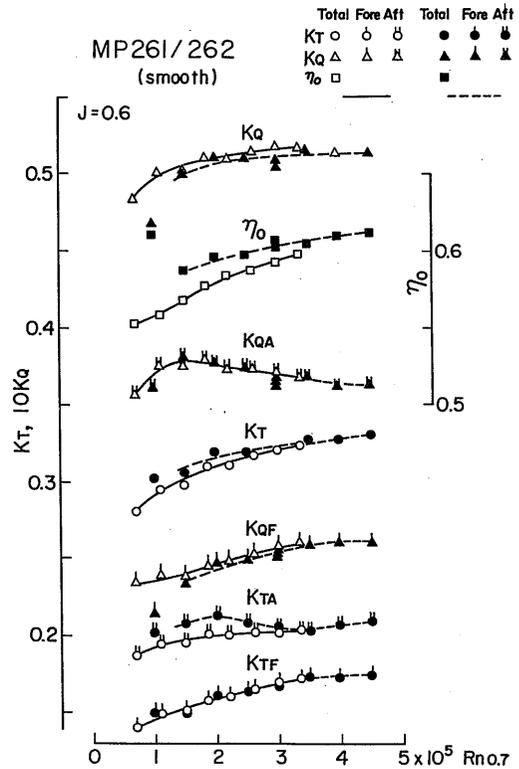


Fig. 25 Viscous Effect on Propeller Open Characteristics of CRP1 for VLCC

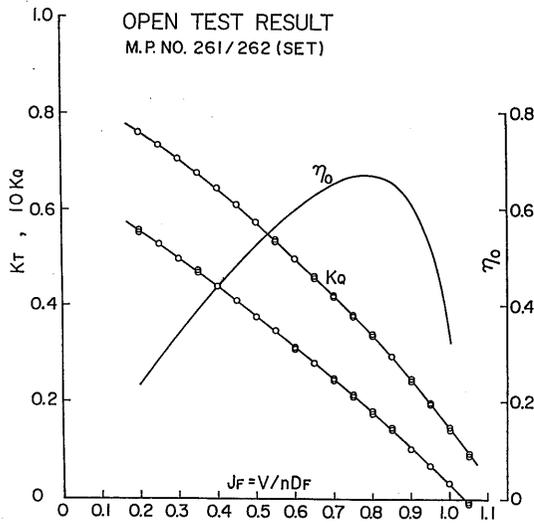


Fig. 26 Open-Water Characteristic Curves of CRP1 for VLCC by Small Capacity Dynamometer

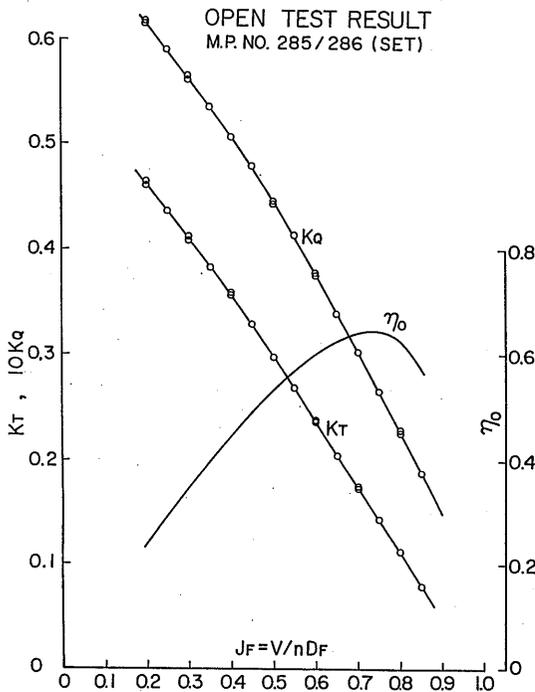


Fig. 27 Open-Water Characteristic Curves of CRP2 for VLCC by Small Capacity Dynamometer

5.3. 自航試験

先ず、高回転型動力計を用いて自航試験を行った。満載状態における自航要素の計測結果を Fig. 28 に示す。2種類のCRPとCPに関する結果が示されている。CRP どうしで比較すると、 η_0 及び $1-wT$ に関してMP261/261のほうがMP285/286より大きい反面、 $1-t$ や η_R は同じである。一方、CPと比べると、CPの単独効率は2つのCRPの中間になり、2組のCRPの

SELF PROPULSION FACTOR CURVES

M.S.No. 0461

FULL LOAD CONDITION

M.P.No. 285/286

261/262

265

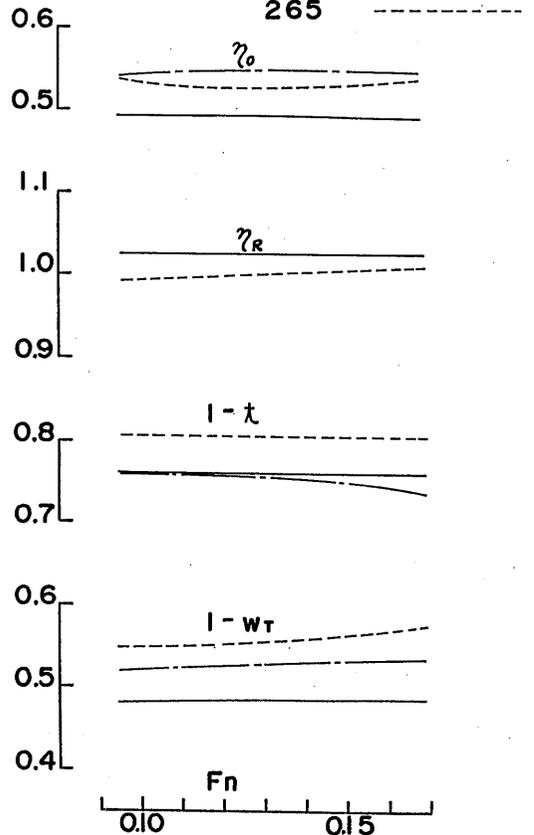


Fig. 28 Result of Self-Propulsion Test on Two Sets of CRP for VLCC under Full Load Condition by Large Capacity Dynamometer

η_R 、 $1-t$ 及び $1-w_T$ と伴流係数はCPのそれらより大きかった。この傾向は高速コンテナ船の場合と同様である。

この結果に基づき求めた馬力曲線を Fig. 29 に示す。CPは21、600PSであるのに対して、MP261/262は20,900PSとなり、3.2%の省エネにとどまった。一方、MP285/286はCPと比べて殆ど差がなかった。このこととコンテナ船の場合と併せて考えると、CRPの場合は Wake Adapted Propeller にしても効率上のメリットが得られないと思われる。

次に、バラスト状態についてMP285/286に対して、高回転型動力計で自航試験を行なったが、トルク計測用のゲージが不良となり、 η_R を除く自航要素しか得られなかった。これらの自航要素をCPの自航要素とともに Fig. 30 に示す。

一方、低回転型動力計により計測した自航要素を Fig. 31 に示す。設計点では η_R がCPより悪くなるが、 $1-w_T$ は小さく、 $1-t$ および η_0 は大きくなっている。このことから効率向上が期待できる。ここで高回転型の動力計での計測と比較すると、 $1-w_T$ と $1-t$ ばかりでなく η_0 も大きくなっており、二つの動力計の差が顕著である。これは自航試験でのプロペラ回転数がVLCCの場合きわめて低く、高回転型動力計では高精度で計測できなかったためと考えられる。

バラスト状態での馬力カーブを Fig. 32 に示す。二

SELF PROPULSION FACTOR CURVES

M.S.No. 0461

BALLAST LOAD CONDITION

M.P.No.285/286 —————
265 - - - - -

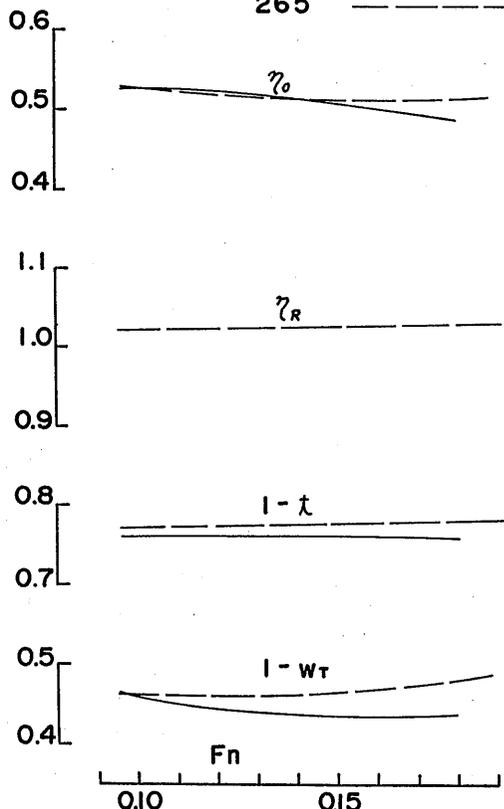


Fig. 30 Result of Self-Propulsion Test on Two Sets of CRP for VLCC under Ballast Condition by Large Capacity Dynamometer

DHP etc. CURVES

M.S.No. 0461

$\Delta s = 274,651 \text{ ton}$ $\Delta cf = 0.0001$

M.P.No.285/286, $1-w_s/1-w_m = 1.246$ —————

M.P.No.261/262, $1-w_s/1-w_m = 1.204$ - - - - -

M.P.No.265, $1-w_s/1-w_m = 1.181$ - - - - -

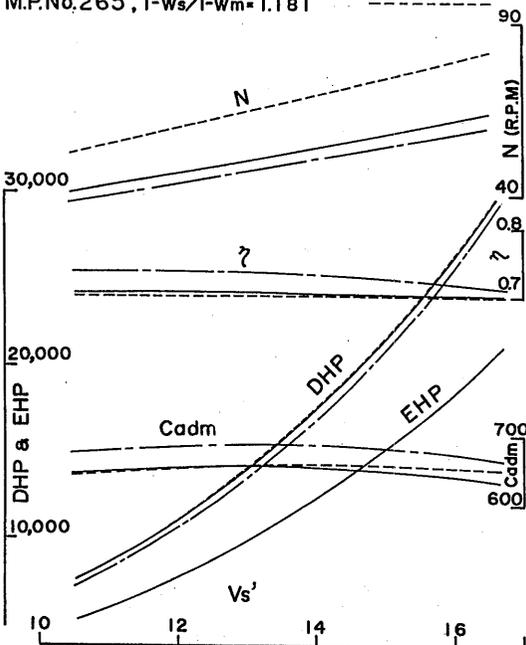


Fig. 29 Comparison of Power Curves between CP and CRP1 for VLCC under Full Load Condition

SELF PROPULSION FACTOR CURVES

M.S.No. 0461

BALLAST LOAD CONDITION

M.P.No. 285/286

261/262

265

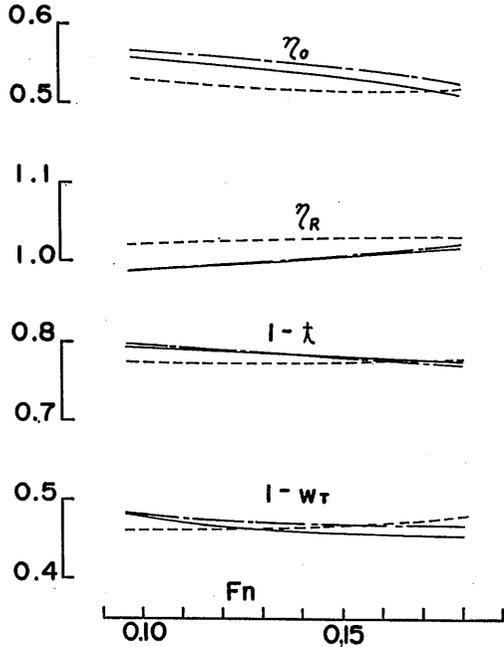


Fig. 31 Result of Self-Propulsion Test on Two Sets of CRP for VLCC under Ballast Condition by Small Capacity Dynamometer

つのCRPは同じ馬力カーブとなり、馬力低減は数%にとどまった。この理由としては自航試験時のプロペラ性能が粘性によって影響を受け、かなり性能が悪くなっているが、解析時に粘性の補正を行っていないためである。このことは今後の研究課題としたい。

あとがき

2組の二重反転プロペラ動力計を用いて二重反転プロペラのプロペラ単独性能及び自航性能に関して広範な計測を行い、その性能を詳細に把握することを試み、次のような結論を得た。

1. Morganの方法を改良した二重反転プロペラ設計法は、高速船に関しては精度の良い設計が行える。

DHP etc. CURVES

M.S.No. 0461

$\Delta s = 103,945 \text{ ton}$ $\Delta cf = 0.0001$

M.P.No. 285/286, $1-Ws/1-Wm = 1.354$

M.P.No. 261/262, $1-Ws/1-Wm = 1.332$

M.P.No. 265, $1-Ws/1-Wm = 1.337$

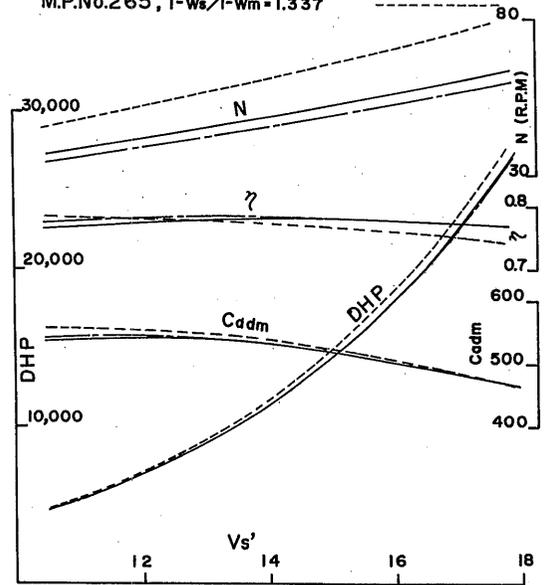


Fig. 32 Comparison of Power Curves between CP and CRP1 for VLCC under Ballast Condition

一方、低速船に関しては、設計精度が充分でなく、改良の余地がある。前後のプロペラ回転数比を変化させても、前後プロペラ回転数が同一とした設計より効率は向上しなかった。

2. 2つの動力計により、CRPに関する計測を行った結果、粘性影響を受けにくい高速型CRPの計測結果が一致したことから、両者の性能は同程度であり、計測も同等の精度で行われたと考えられる。

3. 低回転大直径化との組み合わせの概念によりCRPの設計を行うと、展開面積比が小さくなるため、粘性影響を受け易くなる。特に、低ピッチ比のCRPに対して顕著である。

4. 二重反転プロペラは高速船及び低速船に装備しても、省エネとなるが、今回用いたCRP設計法では高速船の方がより顕著である。

おわりに、本論文の計測において協力をしていただいた黒部雄三、岡本三千朗、柳原健、松田登、鈴木茂の各主任研究官ならびに工藤達郎研究官を始めとする推進性能部の各位に対し感謝致します。

又、VLCCに関する試験の一部は住友重機械工業㈱との受託試験の一部であり、公表に際して協力して頂いた竹川正夫課長ならびに佐々木紀幸氏に謝意を表します。

参考文献

- 1) 加藤洋治；“船用プロペラの現状と将来(その1) (その2)”，日本造船学会会誌、第699号及び第670号、1985年3月及び4月
- 2) van Manen, J. D. & Sentic, A.; “Contrarotating Propellers”, Trans. of INA, Vol. 98, 1956, pp. 327-345
- 3) Muntijewerf, J. J. & Oosterveld, M. W. C.; “Energy Saving Propulsion Arrangements”, The Ship Asia '81 Workshop “Why Burn Money?”, Hong Kong, Oct., 1981
- 4) Nakanishi, M. & Ikeda, T.; “A Study on Performance of Counter-rotating Propellers”, Trans. of the West-Japan Society of Naval Architects, Vol. 70, 1985
- 5) Fujino, R. et al; “A Practical Design Method for Contrarotating Systems”, The Proc. of The 3rd Int. Symp. on Practical Design of Ship and Mobile Units, PRADS '87, Trondheim, June 1987
- 6) Nakamura, S. et al.; “World's First Contrarotating Propeller System Successfully Fitted to a Merchant Ship”, 11th Int. Marine Propulsion Conference & Exhibition, The Motor Ship, March 1939
- 7) 船舶海洋事業本部、機械鉄構事業本部、技術本部；“37000 DWT級二重反転プロペラ商船“JUNO””、石川島播磨技報、第29巻第4号、1989年7月、pp. 258-264
- 8) 右近良孝他；“二重反転プロペラの設計について—高速コンテナ船への適用—”、西部造船会会報、第75号、1988年3月、pp. 52-64
- 9) van Manen, J. D. & Oosterveld, M. W. C.; “Model Tests on Contrarotating Propellers”, Proc. of 7th Symp. on Naval Hydrodynamics, 1968, pp. 135-165
- 10) Lerbs, H.; “Über gegenläufige Schrauben geringsten Energieverlustes in radial ungleichförmigem Nachstrom”, Schiffstechnik, 9. Heft, April 1954
- 11) Morgan, W. B.; “The Design of Counterrotating Propellers Using Lerbs' Theory”, Trans. of SNAME, Vol. 68, 1960
- 12) 川上善郎、小久保芳男、柳原健；“推進法の差異が推進性能に及ぼす影響について、その2”、船研報告、第16号、1979年3月、pp. 13-33
- 13) 門井弘行、小久保芳男、岡本三千朗；“二重反転プロペラに関する1試験例”、推進性能部技術資料、T. M. No. 19, 1983年11月
- 14) 右近良孝、黒部雄三、荒井能；“二重反転プロペラのキャビテーション試験”、第44回船舶技術研究所研究発表会講演集、1984年11月、pp. 98-103
- 15) Eckhardt, M. K. and Morgan, W. B., “A Propeller Design Method”, TRANS. SNAME, Vol. 63, 1955, pp. 325-374
- 16) 佐々木紀幸、右近良孝、中武一明；“二重反転プロペラの研究(第2報)—舵との干渉について—”、西部造船会会報、第75号、1988年3月、pp. 65-74