実船に装備された遊転プロペラについて

久保博尚**・長瀬通昭***・板谷芳樹***
大森丈治***・吉岡 勝****

Free Rotating Propeller Installed on Ship

By Hironao Kubo, Michiaki Nagase, Yoshiki Itadani,
Joji Omori, Masaru Yoshioka

Various attentions have been paid to improvement of propeller efficiency. Among these devices, the free rotating propeller (vane wheel) to be fitted additionally behind conventional main propeller is the most attractive one. However the design method, blade strength, etc. of the free rotating propeller are not specified.

The authors designed the free rotating propeller for the ship by applying the momentum theory and the blade element theory that are used for designing the hydraulic machineries. In this report, the design accuracy is compared with full-scale measurements and as the results, the following conclusions are obtained.

- (1) The calculated revolutions and energy saving rate of the free rotating propeller show a similarity to those of measurements.
- (2) Measured energy saving rate is 6~8.5% at same speed condition.
- (3) The mean blade stress is 2.6kgf/mm^2 {25 MPa} and the fluctuation of blade stress for a rotation is 8.8kgf/mm^2 {86 MPa} in peak-to-peak value.
- (4) The pressure fluctuation caused by main propeller is reduced by 20% at the blade frequency components.

1. はじめに

窪田¹⁾及びGrim²⁾により相前後して提唱された遊転プロペラは、主プロペラの後流エネルギーから得た回転力を後流の外部流中で推進力に変換する装置である。図1の作動原理に示すように、遊転プロペラ(以降、図中F.R. propellerと略記する)のうち主プロペラの後流を受ける部分はタービン機能を持ち、外周のプロペラ部の直径は主プロペラよりも大きい。したがって、この遊転プロペラには後流エネルギー回収のほか、荷重度の減少により装置全体としての効率の向上も期待できる。

この装置については1960年代から主として西ドイツのGrimにより研究が行われ、模型試験や実船実験によりその諸特性が明らかにされている³⁾。しかし、遊転プロペラを実用化する上で必要となる翼部の設計方法や、

付加物であることから生ずる船体各部への影響についてはほとんど明らかにされていない。特に、流体力学的特性を左右すると思われる遊転プロペラの回転数とその設計精度、翼部の応力、軸系への影響については報告例がないようである。

著者らは遊転プロペラを実用化する上で必要となるこ

図1 遊転プロペラの原理

*原稿受付 昭和61年7月18日

昭和61年春季学術講演(昭和61年5月20日)

**正会員 ナカシマプロペラ(株)(岡山市上道北方688-1)

***ナカシマプロペラ(株)(岡山市上道北方688-1)

****正会員 ナカシマストンビッカース(株)(岡山市上道北方688-1)

これらの問題の解明を目的として、実船用遊転プロペラの設計を行うとともに、その装着前後における諸特性について広範囲にわたる実船実験を行った。その成果についてはすでに馬場らにより詳細に報告されている⁴⁾ので、ここでは主として実船に使用された遊転プロペラの設計及び実験との対応について報告する。

2. 計算の方法

2.1 基本構想 遊転プロペラは普通のプロペラと異なり、幾何学的に連続した1枚の翼にタービンとプロペラの両方の機能をあわせ持つ点に特徴があるが、力の発生が主として揚力に依存するため普通のプロペラと同様の方法で流体力の計算が可能と考えられる。ただし遊転プロペラは大部分が主プロペラの後流中で作動するため、設計上重要な流速分布をなんらかの方法で推定する必要がある。しかし、後流の様態はプロペラからの距離によって変化する上、主プロペラや舵との相互干渉なども懸念され取り扱いには必ずしも容易でない。さらに半径方向の荷重分布が複雑であるために、翼部の流体モデルをどのように考えるかという問題も生じてくる。これらの問題を解明することは遊転プロペラの設計精度を高める上で重要であるが、まずはじめに、簡単な理論で遊転プロペラの全体像を把握しておくことも必要である。ここでは後者の立場から、以下の基本構想のもとに遊転プロペラの設計を行うことにした。

1) 流速分布はプロペラ理論から得られる誘導速度に後流の増速率を加味して推定する。

2) 主プロペラと遊転プロペラの相互干渉はないものと仮定する。

3) 遊転プロペラの誘導速度は運動量理論と翼素理論から求める。

このうち1)は、最近のプロペラ流場の計測結果⁵⁾により推定精度の確認が可能である。2)は、Grimの行った模型試験³⁾において、遊転プロペラを付加してもトルク係数がほとんど変化していないことによる。干渉影響が半径方向に相殺されている可能性もあるが、近似的にはこの仮定が成り立つものと考えた。3)は、かつてヘリコプターロータの性能計算⁶⁾や流体機械の設計⁷⁾に用いられたもので、簡単で実用的な方法である。

2.2 流速分布の推定 プロペラ後流の諸特性については、古くから、舵に働く流体力を評価する目的で多くの研究が行われてきた⁸⁾。また最近では、プロペラ理論の改良や各種船体付加物の性能を推定する目的で、プロペラ廻りの流場計測が行われている^{5,9,10)}。そこで示されているように、プロペラを通過した流れは翼から流出した自由渦の影響を受けて増速する。

岡田は揚力線理論を用いて後流の増速の様子を計算した¹¹⁾。それによると、軸方向誘導速度の絶対値はプロペラの荷重度などによって大きく異なるが、プロペラ位置での誘導速度に対する後方位置でのその増速率はプロ

ペラの幾何形状や作動条件の影響をあまり受けない。これはプロペラ面の誘導速度の大きさが自由渦の強さに依存し、後方位置での増速がその前方の自由渦の長さに関係することからも定性的に理解できる。このように増速率がプロペラによって大きく変化しないとすれば、プロペラ面の誘導速度から後流速度が容易に推定できることになり極めて都合がよい。

そこでプロペラからの距離と増速率が実際にどのような関係にあるかを調べるために、プロペラ後流の計測結果^{5,9,10)}をもとに70%半径位置付近の軸方向速度の増速率 K を求め図2に示した。 x はプロペラからの距離、 D_p はプロペラ直径である。プロペラ面の誘導速度はプロペラ近傍の計測値を内挿して求めた。調査例が3例と少ないが、無限後方における軸方向の誘導速度はプロペラ位置の2倍という一般によく知られたことと対応する結果になっている。プロペラ面から後方各点の位置と増速率の関係は必ずしも一定していないが、遊転プロペラの取り付け位置である $x/D = 0.2 \sim 0.3$ の範囲では概略 $K = 1.6 \sim 1.8$ 程度であることがわかる。

遊転プロペラに流入する流速分布を主プロペラ後流の増速率から求める場合、次に問題になるのはプロペラ面における誘導速度の計算精度である。岡村はレーザー流速計を用いて計測したプロペラ後流の回転速度から束縛渦の循環分布を求め、揚力面理論による計算値と比較した⁵⁾。それによると両者は循環の総量、分布形状いずれにおいてもほぼ同じになっている。これは、プロペラの誘導速度が循環分布に依存することや推力係数の計算値と実験値とがよく一致していることを考え合わせると、誘導速度の計算精度が良好なことを示す事例と考えることができる。

これらのことから、誘導速度の増速率を利用してプロペラの後流速度を推定することは可能と思われるので、ここでは図2の太線を K の代表値と考え、これを揚力面理論¹²⁾で求めた誘導速度に乗ずることにより遊転プロペラに流入する速度分布を推定することにした。プロペラ後流には他にも回転方向成分が含まれるが、プロペラからの距離の影響をほとんど受けないため揚力面計算の結果

図2 プロペラ後流中の誘導速度の増速率

果がそのまま利用できる。後流の縮率については、距離や荷重度と無関係に主プロペラ直径の0.87倍と仮定した。

このようにして推定したプロペラ後流の速度分布の計算結果を岡村の計測値⁵⁾と比較して図3に示す。図中 V_a はプロペラの前進速度、 V_x は後流速度の軸方向成分、 R_p はプロペラの半径を表す。簡単な方法ではあるがかなり良好な推定結果が得られている。

2.3 流体力の計算 本節では運動量理論と翼素理論を用いて遊転プロペラの流体力を求める。図4に半径位置 r 、角速度 ω で回転しているときのタービン部の速度三角図を示す。図中 U 、 V は主プロペラの後流と遊転プロペラの回転による流入速度で、次式で表される。

$$U = r\omega + V_\theta$$

$$V = V_a + V_x$$

ただし、

図3 プロペラ後流の軸方向速度の計測値と推定値の比較

図4 遊転プロペラタービン部の速度三角図

V_a : プロペラの前進速度

V_x : 後流速度の軸方向成分

V_θ : 後流速度の回転方向成分

図4において流体の密度を ρ 、翼素の揚力係数を C_l 、翼幅を c 、翼素に流入する合速度を w 、流体力学的流入角を β_i とすると、単位幅 dr あたりのスラスト dT 、トルク dQ はそれぞれ次式となる。

$$dT = \frac{1}{2} \rho w^2 C_l c \frac{\cos(\beta_i - \epsilon)}{\cos \epsilon} dr \quad (1)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho w^2 C_l c \frac{\sin(\beta_i - \epsilon)}{\cos \epsilon} r dr \quad (2)$$

また、誘導速度の軸方向成分を V_{ia} とすると、運動量理論により、

$$dT = 2\pi r \rho (V - V_{ia}) \{V - (V - 2V_{ia})\} dr \quad (3)$$

なので、翼数 Z を考慮し(1)式と(3)式を等置すると遊転プロペラによる軸方向誘導速度の表示式が次のように得られる。

$$V_{ia} = \frac{K_1 K_2}{1 + K_1 K_2} V \quad (4)$$

ここで、

$$K_1 = \frac{Z C_l c}{8\pi r}$$

$$K_2 = \frac{\cos(\beta_i - \epsilon)}{\sin^2 \beta_i \cos \epsilon}$$

ただし、(4)式には流体力学的流入角 β_i が含まれるので逐次近似法による繰り返し計算が必要である。同様に誘導速度の回転方向成分も求まるので、(1)、(2)式と図4の速度三角図から翼素の流体力が得られる。

遊転プロペラのプロペラ部についても同様にして翼素の流体力を求め、これらを半径方向に積分することにより翼全体のスラスト、トルクが得られる。ただし、遊転プロペラを有効に作用させるには、回転数一定のとき前進方向のスラストが発生するようにピッチ分布を選ばねばならない。すなわち、遊転プロペラの半径を R_t 、タービン部の外端半径を r_t 、ボス半径を r_0 とし、タービン部とプロペラ部を添字 t 、 p で区別するとき、

$$\int_{r_t}^{R_t} \frac{dQ_p}{dr} dr + \int_{r_0}^{r_t} \frac{dQ_t}{dr} dr = 0 \quad (5)$$

$$\int_{r_t}^{R_t} \frac{dT_p}{dr} dr + \int_{r_0}^{r_t} \frac{dT_t}{dr} dr > 0 \quad (6)$$

の条件を満足する必要がある。

3. 実船用遊転プロペラの設計

3.1 設計条件

遊転プロペラの設計対象とした供試船は199総トン型の内航貨物船で、スキュー角50度のハイスキュープロペラが装備されている¹⁸⁾。主要目と設計点を表1に示す。最近の省エネ船に比べてプロペラの荷重度が高く、遊転プロペラの効果が得やすい条件となっている。計算点での主プロペラの単独効率0.47である。その他の設計条件として、取り付けスペースの関

表1 供試験「幸盛丸」の主要目及び設計条件

Hull	Type Speed	199 G/T Gargo ship 12.1 kt.
Engine	BHP Rev.	760 ps 380 rpm
Main prop.	Type Blades Dia. Pitch E.A.R.	Highly skewed (50°) 4 1850 mm 1173 mm (0.7 R) 0.6
Propeller load		$\sqrt{B_p} = 8.5$

係から幾何形状が制約を受ける。ここではシュースペースとのクリアランスから直径を2220 mm (主プロペラの1.2倍)とし、翼幅については舵との取り付けから最大幅を直径の10%に制限した。

3.2 流速分布の推定 はじめに、2.2で述べた方法により遊転プロペラに流入する後流の速度分布を推定した。取り付け位置から定まる主プロペラの誘導速度の増速率 K は1.6とした。推定結果を図5に示す。図中、後流速度の回転方向成分 V_θ はプロペラの反回転方向を正としている。図3とは傾向が異なり、軸方向速度のピークがやや内側に寄っている。これは、主プロペラがハイスキュープロペラであることと、若干チップアンロード型の荷重分布を採用しているためである。

3.3 翼数及び回転数の選定 翼数と回転数の最適化を図る目的で、2.3の方法により回転数比 N_t/N_p (=遊転プロペラ回転数/主プロペラ回転数)を変数とするシリーズ計算を行った。幾何学的迎え角は回転数と無関係に一定とし、翼輪郭はタービン部とプロペラ部の境界付近の翼型抗力ができるだけ少なくなるような形状とした(図11参照)。計算結果を図6に示す。図中、 ΔT は遊転プロペラの推力を主プロペラの推力で割った値であり、 D_t は遊転プロペラの直径、 D_p は主プロペラの直径

図5 遊転プロペラに流入する速度分布の推定結果

である。

図6から本船用遊転プロペラの最適回転数は $0.40 N_p$ 付近にあり、翼数の減少とともに最適回転数が増加することがわかる。また付加推力の最大値は、翼数や回転数にかかわらず主プロペラによる推力の10%程度である。これをGrimの計算⁸⁾と比較すると、計算条件は異なるものの、最適回転数を $0.35 N_p \sim 0.45 N_p$ としていること、同一荷重度における効率向上率が約10%であることなど本計算の結果とよく一致している。しかし、Grimの計算では12翼付近まで翼数の増加とともに効率が向上する結果が示されており、この点では図6と傾向が異なる。これは、計算条件の他、翼間干渉の取り扱い(本計算では考慮されていない)の相違によるものと考えられる。

次に、設計と直接の関係はないが、直径を変数とするシリーズ計算を行った。翼輪郭はすべて相似形とした。結果を図7に示す。これによれば、本船用遊転プロペラの最適直径は $1.3 D_p \sim 1.4 D_p$ にあることがわかる。この

図6 遊転プロペラの推力に対する回転数比と翼数の関係

図7 遊転プロペラの推力に対する直径比と翼数の関係

値はBlaurockの指摘¹⁴⁾する $1.6 D_p \sim 1.8 D_p$ に比べ小さい。しかし、直径比の小さいところで曲線の勾配がゆるやかなことなどGrimの計算¹⁵⁾と定性的に一致している。

以上の計算から、本船用遊転プロペラの最適翼数は8～10翼となるが、重量の増加を抑える目的でここでは8翼を採用することにした。このときの最適回転数は $0.42 N_p$ 程度である。しかし、回転数が高速側へずれた場合の ΔT の低下がやや急であること、さらに、高回転の場合起動トルクの低下が懸念されることから設計回転数を $0.37 N_p$ とした。このようにして設定した設計点が図6, 7に示してある。同図から、遊転プロペラによる付加推力は主プロペラの9.6%程度と推定できる。

3.4 荷重分布及び翼応力 遊転プロペラのピッチ分布を主プロペラのそれと比較して図8に示す。主プロペラと異なり、流速分布に応じてタービン部とプロペラ部の境界付近でピッチが急激に変化していることがわかる。しかし、ごく大まかに見れば、タービン部のピッチは主プロペラのピッチに設計回転数比の逆数を乗じた程度の値となっている。

設計点における半径方向の荷重分布を図9に示す。単位幅あたりのスラスト dT/dx , トルク dQ/dx とも 0.65

図10 遊転プロペラ翼ピッチ面における応力分布の推定結果

R_t 付近で符号が逆転しており、この部分がタービン部とプロペラ部の境界と考えられる。一方、計算で仮定した縮率から決まる後流の外端半径は $0.73 R_t$ なので、設計上の境界はこれより内側にあることになる。このように設計した理由は、本船用遊転プロペラの場合、後流の外端とタービン部の外端とを一致させるとプロペラ部の揚力係数が過大となり、失速やキャビテーション上好ましくないと考えたからである。また、図9では同一半径位置においてスラストとトルクが0になっているように見えるが、翼型抗力のため両者の位置はわずかに異なっている。

図9の荷重分布を荷重条件として有限要素解析(以降FEM解析と略記する)により求めた応力分布の推定結果を図10に示す。計算には汎用構造解析プログラムSAP4の薄肉シェル要素を使用した。翼素の荷重は前縁から40%位置に集中的に働くものと仮定した。また、翼厚については局所最大応力が通常型プロペラ翼根部の応力と同等以下になるように設定した。図10によると、遊転プロペラの応力分布は通常型プロペラと大きく異なり、タービン部とプロペラ部の境界位置 $0.65 R_t$ 付近に最大応力が生じていることがわかる。この位置での翼素の厚さ幅比は約18%と通常型プロペラの翼根部に比べてやや薄翼であるが、応力はむしろ低い値となっている。

3.5 決定主要目 以上の手順により設定した本船用遊転プロペラの主要目を表2に、翼部の略図を図11に示す。遊転機構を含めた総重量 427 kgf は主プロペラ

表2 遊転プロペラの決定主要目

Blades	8
Diameter	2220 mm
Pitch	2908 mm ($0.7 R_t$)
Material	AlBC 3
Weight	427 kg

図8 遊転プロペラ及び主プロペラのピッチ分布

図9 遊転プロペラ翼のスラスト、トルク分布

図11 実験に使用した遊転プロペラの略図

の67%に相当するが、これにより軸の曲げ応力や軸受面圧が増加する。重量増加による軸系への影響を計算で推定したところ、曲げ応力は $0.63 \text{ kgf/mm}^2 \{ 6.2 \text{ MPa} \}$ から $1.27 \text{ kgf/mm}^2 \{ 12.5 \text{ MPa} \}$ に、また軸受面圧は $0.85 \text{ kgf/cm}^2 \{ 0.08 \text{ MPa} \}$ から $1.30 \text{ kgf/cm}^2 \{ 0.13 \text{ MPa} \}$ に増加するという結果が得られた。この値は経験的な許容値である $4.00 \text{ kgf/mm}^2 \{ 3.92 \text{ MPa} \}$ 及び $3.00 \text{ kgf/cm}^2 \{ 0.29 \text{ MPa} \}$ に比べて小さく、軸系の変更は特に必要ないものと判断した。

4. 実船実験との比較

実験は昭和60年10月小豆島沖において行われた。この実験の詳細については文献4)に述べられているが、ここでは主に遊転プロペラの推進性能に関連する項目を取り上げ設計計算との比較を行う。

4.1 回転数 図12に停船試験における回転数の計測結果⁴⁾を示す。図中、時間軸の0秒以下の部分が停船試験に入る前の通常航行時の回転数である。これによると、主プロペラ回転数380 rpmのとき遊転プロペラの回転数は約143 rpmであり、主プロペラに対して約37.5%で回転していることがわかる。この値は設計回転数の

図12 遊転プロペラ及び主プロペラの回転数の計測結果⁴⁾

141 rpmに対してよく一致している。また遊転プロペラの場合、回転数の整定はタービン部とプロペラ部のトルクバランスにより得られるため、ピッチ分布もほぼ適正であったものと推測できる。

通常航行から停止までの回転数に着目すると、主プロペラと遊転プロペラはほぼ一定の回転数比を保っていることがわかる。これは、遊転プロペラに流入する流れが主プロペラの回転数に比例して変化しているためと推測される。主プロペラ逆転時には遊転プロペラも逆転しているが、その回転数は低い。これは、逆転によりプロペラ後流が船体に向かって流れ、吸い込み側の遅い流れで遊転しているためと考えられる。

4.2 推力 遊転プロペラ及び主プロペラの推力の計測結果を図13⁴⁾に示す。値は速力試験時における4回の平均値である。遊転プロペラ軸の内部に取り付けられた歪ゲージの計測歪量から推力への変換には、遊転プロペラボス内部のFEM解析から得られた荷重と歪の関係を用いた。併記した主プロペラの推力は、中間軸における全推力の計測値から遊転プロペラの推力を差し引いた値である。これによると主プロペラに対する遊転プロペラの推力の割合 ΔT は340 rpmで16.8%、設計点の380 rpmでは18.7%となる。この値は計画値の9.6%と比べ2倍近く大きい。一方、主プロペラの発生推力は計画値とほぼ一致 ($8310 \text{ kgf} \{ 81.5 \text{ kN} \}$ と推定) している。

遊転プロペラの推力が計画値と実測値で大きく異なる理由について考えると、例えば、歪から推力への換算に使用したFEM解析の計算結果に遊転プロペラ軸の拘束条件が影響を及ぼしている可能性がある。特に本船の場合、遊転プロペラ軸端面をフランジ構造として主プロペラにボルトで結合すると同時に、遊転軸そのものをねじ構造としてプロペラ軸に直接固定している。このようなねじ部が含まれる場合、拘束端を計算で厳密にあつかうことはかなり困難と考えられる。

後述の速力試験の結果から判断すると、実際の付加推

図13 推力の計測結果

力は計測値よりやや低めと推測されるが、この点を明らかにするには遊転プロペラの装着による自航要素への影響などを含めて説明してゆく必要がある。

4.3 翼応力 翼応力の計測は計算上の最大応力点である $0.65 R_t$ の翼弦中央付近で行った。設計回転数の Face 面における一回転中の応力計測例を図 14⁴⁾ に示す。遊転プロペラの場合、翼が同じ位置にあっても主プロペラ翼との位置関係により応力値が若干変化する。このため、一回転中の平均応力及び応力振幅は 1 分間の計測値をデータ処理して求めた。これによると、遊転プロペラ一回転中の平均応力は $2.6 \text{ kgf/mm}^2 \{ 25 \text{ MPa} \}$ 、応力振幅は両振幅で $8.8 \text{ kgf/mm}^2 \{ 86 \text{ MPa} \}$ となる⁴⁾。

平均応力の計測値を設計値の $3.8 \text{ kgf/mm}^2 \{ 37 \text{ MPa} \}$ と比較すると両者は必ずしも一致していない。また、翼応力の実測値が計算値より低いことは高い発生推力と傾向的に矛盾している。これらの理由として、計算では翼弦方向の荷重分布が考慮されていないことや、予測した計測点が必ずしも最大応力の発生箇所と一致していないことなどが考えられる。

一方、一回転中の応力変動は通常型プロペラの翼根部に比べてやや高い値となっている。これは、 0 度及び 180 度に応力のピークがあることから判断して、船体の伴流影響によるものと考えられる。また、両舷間で応力値が大きく異なるのは伴流の回転方向成分の影響によるものと考えられるが、通常型プロペラに比べて応力差はかなり大きい。この応力変動はたんに翼応力ばかりでなく、水平モーメントの増加を通じて、取り付け機構や軸系へも影響を及ぼす可能性がある。

図 14 遊転プロペラ翼一回転中における翼応力の計測例⁴⁾ (ピッチ面、設計出力時)

4.4 船尾変動圧力 主プロペラ直上部右舷側における変動圧力のうち、1 次翼振動数成分を遊転プロペラの装着前後で比較して図 15⁴⁾ に示す。すでに Grim が指摘³⁾ しているように、遊転プロペラの装置により変動圧力の 1 次翼振動数成分がかなり減少していることがわかる。この原因としては、図 1 から想像されるように、遊転プロペラのプロペラ部が軸方向流れを加速することにより主プロペラ翼端付近で翼の迎え角が減少し、キャビテーションの発生を抑制したためと考えられる。図 15 によると、変動圧力の差は高回転領域で顕著であり、遊転プロペラによりキャビテーション影響が緩和されるように見える。一方、遊転プロペラの翼振動数成分に

図 15 遊転プロペラ装置前後における船尾変動圧力の比較⁴⁾ (1 次翼振動数成分)

ついては一部で増加したものの絶対値は小さく、事実上問題はない⁴⁾。

遊転プロペラは一種の低回転大直径プロペラと見ることできるが、それと異なり、大直径化により変動圧力の主要な成分は逆に減少する。これは、遊転プロペラの実用化を図るうえで、極めて都合のよい特徴といえる。

4.5 推進性能 速力試験の結果から得られた馬力曲線を図 16 に示す。船速、馬力はいずれも遊転プロペラ装着前後で回転数を一定 (340 rpm と 380 rpm の二状態) としマイルポスト間を 2 往復したときの平均値である。馬力は中間軸で計測したねじりの歪から求めた。

図 16 によると、同一回転数で比較した場合、遊転プロペラを装着することにより高回転側で少し馬力が増加している。この原因としては、主プロペラと遊転プロペラとの干渉、例えばチョーキングが生じたという推測も

図 16 遊転プロペラ装置前後における船速-馬力曲線の比較

できる。この場合、遊転プロペラの回転数比は低下すると思われるが、380 rpm 付近の実測値は逆に増加している⁴⁾。また、馬力増加が 370 rpm~380 rpm の限られた範囲で生じていることから、流体力学的要因のほかに機構的要因により馬力が増加したことも考えられる。特に本船は後部軸受けがリグナムバイタ方式であることから、前述の水平モーメントの増加と高い付加推力の発生により軸受摩擦が増加した可能性もある。このため、図 16 には機構的要因を除外したものとして、同一回転数で同一馬力と仮定した場合の馬力曲線も併記した(△印)。

このように不明の点は残るが、図 16 の馬力曲線を同一船速時の馬力節減効果という観点から見ると、遊転プロペラを装備することにより設計点の馬力は 6.0~8.5% 減少しており、計画値の 9.6% にほぼ対応する省エネルギー効果が得られている。

5. ま と め

実船に装備された遊転プロペラについて設計内容を示すとともに、実船実験との比較を行った。

この遊転プロペラは簡単な理論で設計されたものであるが、回転数、効率向上効果などの推定値は実測結果とよく対応している。しかし、翼応力と発生推力については推定値との差が大きい。また、実船実験の結果として、翼応力は一回転中にかなり変動していることがわかった。これによる翼強度、取り付け機構や軸系への影響については今後さらに検討が必要である。

遊転プロペラの省エネルギー効果については、同一船速において、推定値に近い 6.0~8.5% の馬力節減量が確認された。さらに、遊転プロペラの装着により船尾変動圧力が減少することも示され、これらの優れた特徴から、今後、遊転プロペラ採用の気運が高まるものと思われる。

本報告を終わるにあたり、実船実験の機会を提供して頂いた兵機海運(株)及び幸盛海運(株)、さらに船舶整備公団の関係者各位に厚くお礼申し上げます。また、実験の実施にあたり貴重など助言を賜った(財)日本海事協会、星野次郎常務理事及び実船計測を担当して頂いた(財)日本海事協会技術研究所の関係者各位に心から感謝致します。中国運輸局、青柳前任検査官、中国運輸局玉野支局、森田検査官及び小泉検査官には遊転プロペラの承認申請に関しご助言とご指導を賜りました。ここに謝意を表します。また、社内において本計画を立案し精力的に推進した中島稔副社長に感謝致します。

最後に、ジャパングアテックス(株)、松田修氏には、実験当時開発室長として実験全般にわたる指揮ならびに指導いただきました。ここにあらためて感謝の意を表します。

文 献

- 1) 特公昭 46-23854(1967 年 10 月 12 日出願)。
- 2) 西ドイツ特許 1756889(1968 年 7 月 27 日出願)。
- 3) Grim, O.: Propeller and Vane Wheel, J.S.R. (1980)。

- 4) 馬場宣裕ほか: 遊転プロペラの効果及び強度に関する実船実験, 日本造船学会論文集, 第 159 号(1986)。
- 5) 岡村尚昭: 船用プロペラ近傍流場の実験的解析, 石川島播磨技報, 23-3(1983)。
- 6) Gessow, A.: Aerodynamics of the Helicopter, Frederick Ungar Publishing Co. (1967)。
- 7) 草間秀俊: 水力機械, 標準機械工学講座 10, コロナ社(1966)。
- 8) 馬場栄一ほか: プロペラ後流に及ぼす舵の影響に関する実験的調査, 西部造船会会報, 第 59 号(1980)。
- 9) 永松宣雄ほか: LDV によるプロペラ後流の計測, 関西造船協会誌, 第 198 号(1985)。
- 10) 岡本三三朗ほか: 均一流中におけるプロペラまわりの流場計測, 第 42 回船研発表会(1983)。
- 11) 岡田正次郎: 舵性能に及ぼす推進器後流の影響について, 造船協会論文集, 第 104 号(1959)。
- 12) 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, 日本造船学会(1971)。
- 13) 中島 稔ほか: ハイスキュープロペラの系統的模型試験及び実船実験, 船機誌, 17-1(1983)。
- 14) Blaurock, J.: Propeller and Vane Wheel - An Unconventional Propulsion System, ISSHES-83 (1983)。
- 15) Grim, O.: Propeller und Leiträder, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Band 60 (1966)。
- 16) 上田隆康他: 漁船の推進性能とプロペラ起振力について, 船舶技研報告, 14-4(1977)。

〔質 疑 応 答〕

質問者 東京商船大学 高橋 肇

〔質問〕 省エネの観点より遊転プロペラに関する有益な研究成果を発表していただき、有り難うございました。次の 2 点について質問いたします。

(1) 幸盛丸の遊転プロペラの場合、効率向上の上限はいくら位でしょうか。

また、遊転プロペラそのものの効率は何の程度でしょうか。

(2) 遊転プロペラと同一直径の低回転大直径プロペラと比較した場合、一般にどちらが有利でしょうか。

〔回答〕 (1) 主プロペラの単独効率に対する相対値で考えた場合、直径が 20% 大きくなることによる利得が 10%、また主プロペラから放出される回転エネルギーが 7% 程度と推定されます。一方、遊転プロペラの摩擦抗力による損失が 2% 程度生じますから、差し引き 15% が効率向上の上限と考えられます。

これに対し、遊転プロペラの効率向上率の推定値は 9.6% ですから、上限との比で定義したときの遊転プロペラ自体の効率は 60% 程度になります。

(2) 今回の実船実験から判断する限り、効率上の利得はほぼ同等と考えられます。ただし、遊転プロペラを装備することにより船尾変動圧力が減少することや、プロペラ回転数そのものを下げるための高価な減速機が不要という点まで含めて考えますと、遊転プロペラの方が有利かと思います。