実船の波浪中船速低下を直接計測する水槽試験法の開発

正会員 北 川 泰 士*   正会員 谷 澤 克 治*
正会員 塚 田 吉 昭*   正会員 上 野 道 雄*

Development of a Methodology on Tank Model Test Measuring Speed Drop of Actual Ship under Waves

by Yasushi Kitagawa, *Member*   Katsuji Tanizawa, *Member*
Yoshiaki Tsukada, *Member*   Michio Ueno, *Member*

Summary

An experimental methodology of tank test, which enables us to directly obtain speed of actual ship under waves just by experimental result of model test under corresponding same wave condition, is newly developed. One of features of the methodology are controlling propeller rotational speed, managed by a self-propulsion motor set on a model ship, as power plant system of actual ship rotates its shaft speed against fluctuations of load torque. We call the intelligent motor system as “Marine Diesel Engine Simulator.” The other feature is, under using the MDES and the Auxiliary Thruster System, making total external forces acting on model ship, similar to those of actual ship under corresponding wave conditions.

In this study, three fundamental components of the developed methodology are introduced, mainly focusing on similarity laws between model and actual ship. Thus, experimental results by the methodology are discussed by comparing with the conventional experimental methodology and numerical predictions. Finally, significances of the developed methodology are referred.

1. 結 言

EEDI の機能要件化に伴い、船舶の実海域推進性能向上を目的とした研究開発の気運が近年高まっている。EEDI 計算時¹⁾には波浪中速力低下係数 f_w を求める必要があり、具体的には短波頂波中抵抗増加成分と風による抵抗増加成分および要求馬力の相対的増加を考慮した定常釣り合い計算¹⁾によって決定する。すなわち、波浪中抵抗増加成分の低減や馬力増加の抑制は f_w の向上に直接的に貢献できるため、これらを目的とした研究開発は今後も発展していくことが予想される。そして、このような性能向上を目的とした研究開発と同時に、実海域推進性能の評価技術もより一層の高度化が進められるべきである。

実船の平水中推進性能を推定する場合、CFD を用いた実船尺度計算による数値計算による評価も実用化されつつあるが、模型船を用いた水槽試験に基づく性能評価が依然として一般的であり蓄積された技術と知見により高度に体系化されている。一方、波浪中抵抗増加の推定法については過去から現在に至るまで多くの研究がなされている。丸尾³⁾はエ

ネルギー保存則の観点から抵抗増加を求める理論を導き、これは現在に至るまで波浪中抵抗増加推定における基礎理論と位置付けられている。また、藤井、高橋⁴⁾は、この丸尾理論による抵抗増加に加えて船首部からの反射波に基づく抵抗増加成分を推定し、それらの線形和として波浪中抵抗増加を実用的かつ精度良く推定する方法を提案した。そして近年、佐々木、辻本ら⁵⁾は、藤井、高橋が提案した反射波に基づく抵抗増加成分に水槽試験から決定される速度影響補正等を施す方法を提案し推定精度を更に向上させている。一方、安川ら⁶⁾、池田ら⁷⁾は規則波中抵抗増加が波高の 2 乗に比例するという前提が必ずしも成立しない事を船型影響も含めて近年改めて指摘している。ここで、実際に船舶が遭遇する波浪は多方向性を有する不規則波であり、不規則中抵抗増加は波の方向スペクトラムと波高 2 乗で除した規則波中抵抗増加の線形重ね合わせにより表現することが一般的であり、横方向・回頭方向に作用する定常な波漂流力についても同様に表現される。しかし、多方向不規則波中抵抗増加は規則波中と比較すると研究例が少なく、抵抗増加の取り扱いには近年においてもその多くが前述の線形重ね合わせ法を前提としている⁸⁾。よって、波高 2 乗を前提とした理論が必ずしも成立しないことを考慮すると、不規則波中抵抗増加に関する研究は更なる検証と議論が必要と言える。一方、波浪中抵抗増加の理論推定法は粘性影響を考慮しないポテンシャル理論を前提として体系化されており、そのため抵抗増加は

* 国立研究開発法人 海上技術安全研究所

模型船と実船で基本的に相似と見なされている。つまり、水槽試験で模型船に作用する波浪中抵抗増加は実船尺度相当値としてそのまま取り扱えることを意味する。これは水槽試験の大きなメリットと言えよう。

そこで本研究では、水槽試験では複雑な物理現象が計測結果として陽に含まれるという利点を最大限利用することを念頭に、模型試験で実船の船速を直接計測できる水槽試験法の開発を試みている。ここで、「船速を直接計測する」とは「模型船のフルード数が同じ外乱中を航走する実船と同値になる」こととする。この状態を実現するためには、模型船・実船間のレイノルズ数の差に起因する流体力学的な尺度影響を合理的に解消する必要があると同時に、実船主機への馬力増加等によるプロペラ回転数・推力の変動などの主機応答特性を模型試験でなるべく厳密に考慮する必要がある。具体的には、プロペラ駆動により自航する模型船を想定すると、波浪に因る外力が模型船・実船間で既に相似であると見なせるため、船体抵抗成分の尺度影響を合理的に修正し、軸回転速度変動などの主機応答も考慮してプロペラが船に与える推力を実船と定量的に相似にする必要がある。これらを満足する方策を整備すれば、模型船に作用する外力の総量をフルード相似則に則って実船と相似にすることが可能となり、ひいては模型船と実船のフルード数を同じにすることが実現できる。船体抵抗成分の尺度修正は、自航試験で一般的に用いられる知見である、摩擦修正量相当の力を自走する模型船に与えれば見かけの抵抗を実船と相似にできることが容易に想像できる。一方、プロペラによる推力を実船と相似にするためには、流体力学的な相似性を保証しつつ、実船主機の負荷に対する回転数の応答を模型船自航装置で定量的に再現する必要がある。

そこで、本研究では主機応答特性を模擬してプロペラ回転数制御をリアルタイムで実行する模型船自航装置を開発した。そして、その回転数応答が実船相当となるよう理論と方策の整備を行い新たな水槽試験法を開発した。さらに、開発試験法を用いて規則波中速力試験を実施し、試験結果と数値計算結果を比較し開発試験法の有用性について論じる。

2. 主機応答特性を模擬する模型船自航装置の開発

2.1 水槽模型試験における主機応答特性の考慮

主機応答特性を考慮した船舶推進性能に関する研究は歴史が古く、実船主機特性はディーゼル機関ならば簡便な取扱としてトルク一定と見なすことが現在でも多い。田崎⁹⁾はディーゼル機関がトルク一定の条件で作動すると見なして波浪中の推力や回転数の変動を数値的に検証し、変動を問題とする場合は駆動機の特性を考慮する必要性を指摘した。また、中村・内藤¹⁰⁾は回転数一定、トルク一定の特性を与えるように制御した模型船自航装置を製作して水槽試験を実施し、各制御方法における時間的平均値や変動値の傾向を論

じている。共に、波浪中推進性能や変動要素を論じる上で主機特性を考慮することの重要性を指摘しているが、主機特性はトルク一定あるいは回転数一定として簡便に取り扱っている。また、模型試験結果と実船性能の関係性について論じているが、その相似性については触れられていない。本研究の目的を達成するためにはプロペラ推力を主機応答特性まで含めて理論的に実船と相似にする必要があるが、そのためには模型船モーターでプロペラ回転数の時間平均的および瞬間的な挙動を実船主機の応答特性に基づいて厳密に模擬することが求められる。

一方、ディーゼル主機の構成要素としては、燃料の燃焼によってエンジントルクを生み出す燃焼室、燃焼室に投入する燃料量を軸回転速度に応じて決定するガバナー、排気ガスを利用し燃焼室へ圧縮空気を送るターボチャージャー、等が挙げられ、それらの挙動を評価するための手法は多岐に渡る。例えば、主機メーカーの技術開発や燃焼室内の着火問題に CFD を用いる例も散見される。しかし、模型船自航中に主機応答特性を模擬した回転数制御を施すことを想定すると、応答特性表現が厳密であることは望ましいが、まず計算処理がリアルタイムで実行できることが要求されよう。

ここで、Bondarenko はディーゼル主機の負荷に対する応答特性を物理数学モデルとして定式化し、規則波中および不規則波中における主機稼働の安全性について論じている¹¹⁾。提案された数学モデル¹¹⁾はクランク軸 1 回転間の平均値の時間変動を表現した準定常モデルであり、計算処理数も実時間で十分対応できる。また、実船主機のプロペラ回転数変動の主要成分は船体動揺と大凡同じ周期の低周波成分であると予想されるため、準定常モデルでも主機応答特性の表現に十分であると考えられる。そこで、本研究では主機応答特性数学モデルとして Bondarenko モデルを採用し、本モデルを実装して波浪中プロペラ負荷変動に応じたプロペラ回転数制御を行う模型船自航装置（以下、主機特性自航装置）を開発し¹³⁾、水槽試験を実施してその動作を検証した。

2.2 主機応答特性数学モデル

Bondarenko が提案したディーゼル主機応答特性数学モデル¹¹⁾を以下に示す。

まず(1)～(6)式は機械式ガバナーの要素ごとの特性をモデル化したものである。(1)式は主機への指令回転数 $\bar{n}_{sp}$ と軸回転速度 $\bar{n}_e$ の差を検出して燃料投入指令量 $\bar{Z}_s$ を決定するセンサーモデルを表し、 K_s はセンサー係数である。(2)式は指令量 $\bar{Z}_s$ とフィードバック機構による指令量 $\bar{Z}_{ip}$ 、 $\bar{Z}_{fb}$ を統合するサメーションユニットモデルを表す。(3)式は不感帯機構モデルを表し、 ε は不感帯幅である。(4)式は燃焼室に投入する燃料投入量 $\bar{h}_p$ を調整するパワーピストンモデルを表し、 T_{pp} はパワーピストンの時定数である。(5)式と(6)式は調整された $\bar{h}_p$ を入力として次ステップのフィードバック指令量 $\bar{Z}_{ip}$ 、 $\bar{Z}_{fb}$ を決定するフィードバック機構モデルを表し、 T_i 、 K_i 、 K_{fb} は機構中の時定数、定数を示している。

$$\bar{Z}_S = K_S (\bar{n}_{sp} - \bar{n}_e) \quad (1)$$

$$\bar{\psi} = \bar{Z}_S - \bar{Z}_{ip} - \bar{Z}_{f,b} \quad (2)$$

$$\bar{Z}_0 = \begin{cases} \bar{\psi} - \varepsilon/2 & \text{if } \bar{\psi} > \varepsilon/2 \\ 0 & \text{if } |\bar{\psi}| \leq \varepsilon/2 \\ \bar{\psi} + \varepsilon/2 & \text{if } \bar{\psi} < -\varepsilon/2 \end{cases} \quad (3)$$

$$T_{pp} \frac{d\bar{h}_p}{dt} = \bar{Z}_0 \quad (4)$$

$$T_i \frac{d\bar{Z}_{ip}}{dt} + \bar{Z}_{ip} = K_i T_i \frac{d\bar{h}_p}{dt} \quad (5)$$

$$\bar{Z}_{f,b} = K_{f,b} \cdot \bar{h}_p \quad (6)$$

(7)式は燃料燃焼によるエンジントルク $\bar{Q}_e$ の発生を表し、軸回転速度 $\bar{n}_e$ と燃料投入量 $\bar{h}_p$ を用いて表現されている。

$$\bar{Q}_e = 0.5\bar{h}_p^{2/3} + 1.5\bar{h}_p^{1/3}\bar{n}_e - \bar{n}_e^2 \quad (7)$$

(8)式はプロペラ軸回転方向の運動方程式であり、左辺が軸系全体の慣性モーメント I_p による慣性項、右辺の外力項はそれぞれエンジントルク Q_e とプロペラトルク Q_p と回転数時間変化に起因する付加慣性項、を示している。ここで、 I_{pa} は付加慣性モーメントである。

$$2\pi I_p \frac{dn}{dt} = Q_e - Q_p - 2\pi I_{pa} \frac{dn}{dt} \quad (8)$$

また、(1)～(7)式は(9)式で示されるように MCR (Maximum Continuous Rating) 状態の主機回転数、燃料投入量、エンジントルクによって無次元化された表現である。

$$\bar{n}_e = n_e/n_{eMCR}, \bar{h}_p = h_p/h_{pMCR}, \bar{Q}_e = Q_e/Q_{eMCR} \quad (9)$$

Bondarenko モデルを用いて実船主機の回転変動を模擬する場合、(1)式の軸回転速度 $\bar{n}_e$ に模型プロペラ回転数の計測値、(8)式のプロペラトルク Q_p に模型プロペラトルクの計測値、をそれぞれ入力すればよい。なお、(8)式中のプロペラ付加慣性項はプロペラトルクの計測値に陽に含まれると考えてよい。斯様に入力値を与えることで 1 サンプルタイムごとのプロペラ回転数の変化量が計算でき、計算値通りに駆動モーターを時々刻々制御すれば、主機応答を模擬した回転数変動を物理モデルに則って水槽模型試験で実現することが出来る。また、(7)式のエンジントルク発生モデルより、主機特性自航装置が有する定常出力特性は Fig.1 のように示すことができる。それぞれ、エンジントルク・出力と回転数

Fig. 1 Characteristics curves of the Marine Diesel Engine Simulator. (upside: Engine torque, downside: Output)

の関係性を燃料投入量ごとに示しており、MCR 状態の値で無次元化して表している。なお、実船主機のエンジントルク・出力は通常は MCR 値より大きくならないため、Fig. 1 に於いて示される通り、本研究ではエンジントルクの上限值は MCR 値とした。

ここで、モデル中の係数や定数の一部は次元を有しており、その値は実船尺度で定義されている。模型尺度における主機応答特性を再現することを念頭に置くと、前述の通りプロペラ回転数の変動周期は出会い波浪および船体動揺の周期と同等であると見なせるため、造波理論等と同様にフルード相似則でこれらの係数・定数の尺度修正を施せば実船相当の応答性を再現できると考えられる。つまり、対象とする実船の代表寸法から無次元化を施した後、模型尺度に応じて有次元化を施せばよい。具体的な修正方法と結果は後項で示す。

2.3 主機特性自航装置の構成と製作

主機特性自航装置に要求される機器構成として、主機応答特性数学モデルに基づきプロペラ回転数の応答を計算する演算機、応答計算に必要なプロペラトルクと回転数を計測する自航動力計等の計測器、応答計算通りにプロペラ回転数を駆動できる高応答モーター、が挙げられる。これらの構成要素について、リアルタイム制御が十分実現できる性能を有する機器を選定した。Fig. 2 に選定した機器、Table 1 に選定機器の主要な仕様を示す。

選定した駆動モーターは自航動力計一体型の AC サーボモーターであり、自航動力計とモーター間には絶縁処理が施

Fig. 2 Instruments for the Marine Diesel Engine Simulator.
(left side: Servomotor and dynamometer, right side: computer)

Table 1 Principal spec of the instruments for the Marine Diesel Engine Simulator.

Instrument	Spec	
Computer for online calculation and control	Clock speed of CPU	3.0 [GHz]
	Memory performance	2.0 [GB]×2
	Data communication	LAN
	Signal input / output	Analog Voltage
Servomotor (integrated with dynamometer)	Rated output	400 [W]
	Rated speed	50 [rps]
	Rated motor torque	1.27 [Nm]
Dynamometer	Rating capacity of thrust	± 49.0 [N]
	Rating capacity of torque	± 1.96 [Nm]

されている。また、演算機には市販のデスクトップ PC を採用し、後述のリアルタイム制御実行アプリケーションのためのデータ通信構成や計測信号用の入出力環境は対応する PCI カードを別途装填することで整備した。

リアルタイム制御アプリケーションは MathWorks 社の MATLAB/Simulink プロダクトシリーズの 1 つである Simulink Real-Time を用いて生成した。本製品は指定の演算機上に専用のリアルタイムアプリケーション実行環境を構築することが可能であり、MATLAB/Simulink で開発したプログラムから実行アプリケーションを生成出来る。また、実行中のアプリケーションは Simulink 上のオリジナルプログラムとリアルタイムで連動しており、例えばプログラム上の定数や係数を変更すれば実行中の処理に即時に反映させることができる。制御プログラムは Simulink で開発し、主機応答特性モデルの他にも制御に必要な入出力ルーチンを整備した。Fig. 3 に Simulink 上で記述した主機応答特性数学モデルのブロックダイアグラムの例を示す。

Fig. 3 An example of block diagram of engine response characteristic model in the Simulink.

2.4 装置検証のための水槽試験

2.4.1 対象船と対象主機

本研究では国土交通省「海の 10 モードプロジェクト」において海上技術安全研究所が開発したコンテナ船型⁹⁾を対象船とした。本船の設計速力は 75%MCR で 25.1kt、製作した模型船の縮尺は 1/75 である。実船と模型船の主要目を Table 2 に示す。

Table 2 Principal parameters of subject ship.

Item	Full scale	Model
Length between P (L) [m]	300.0	4.000
Breadth [m]	40.0	0.533
Draft [m]	14.0	0.187
Wet surface area (S) [m ²]	15879.7	2.823
Cb (Block coefficient)	0.65	
Propeller diameter (D _P) [m]	9.0	0.120
Cross-section shape of propeller	MAU	

ここで、主機特性自航装置に実装する Bondarenko モデル内の係数や定数を決定するために実際に搭載する主機の情報を取得する必要がある。対象船は実船が存在しないため、適切な主機を選定すべく実船馬力推定を行って設計速力における要求出力を推定した。結果、75%MCR で約 48,000kW が必要であり、搭載主機は 64,000kW 以上の出力が要求されることが判明した。そこで、主機開発メーカーの Web サイトやカタログ等を参照し、MAN 社のディーゼル主機 11 気筒 2 ストローク K98MC-C7-TII を対象主機として選定した。本主機の MCR 時の出力、回転数、エンジントルクはそれぞれ 66220kW、104RPM、6080kNm である。また、主機回転系の慣性モーメントは主機寸法から幾何学的に求め、プロペラの慣性モーメントは類似プロペラの参考値から尺度の違いを考慮して本船用に修正した。なお、ガバナーモデル中の時定数は Bondarenko の提案値をそのまま用いている。

以上より、決定した実船尺度の係数、定数をフルード相似則によって模型尺度に修正した結果を Table 3 に示す。なお、 $L \cdot g \cdot \rho$ はそれぞれ、代表寸法[m]・重力加速度[m/s²]・流体密度[kg/m³]を示す。

2.4.2 規則波中曳航試験による主機特性自航装置の動作検証

海上技術安全研究所の動揺試験水槽において規則波中曳航模型試験を実施し、主機特性自航装置を使用したプロペラ回転数・トルク変動を計測した。Table 4 に試験条件を示す。なお、設定波高は実船換算で 7.5m 相当であり高波高と言えるが、これは主機特性自航装置に入力するプロペラトルクの変動量を大きくすることを意図している。また、表中の n_{sp}

Table 3 Coefficients and constants of the Bondarenko model.

Item	Full scale	Parameter to convert non-dimensional form	Model
K_s	12.5		12.5
T_{pp} [sec]	0.12	$\sqrt{L/g}$	1.39E-02
K_i	1.4		1.4
T_i [sec]	2.5	$\sqrt{L/g}$	0.289
$K_{f,b}$	0.75		0.75
n_{MCR} [rps]	1.73	$\sqrt{g/L}$	15.011
Q_{MCR} [Nm]	6.08E+06	$\rho g L^4$	0.188
I_p [kgm ²]	6.62E+05	ρL^5	2.72E-04

Table 4 Experimental conditions of Captive model test in waves.

Model ship	
Carriage Speed [m/s]	0.8
n_{sp} [rps]	10.0
DOF	Fix: Surge, Sway, Yaw Free: Heave, Roll, Pitch
Wave condition	
Encounter direction	Head
Wave height [cm]	10.0
Wave length [m]	3.2, 3.6, 4.0, 4.4, 4.8

は主機特性自航装置に設定する指令回転数であり、主機特性自航装置はガバナ特性に準じてこの設定値に近づくようにプロペラ回転数を制御する。

ここで、主機特性自航装置の動作検証のため、同試験状態のプロペラ回転数・トルク変動を数値計算で予測し試験結果と比較した。波浪中のプロペラトルクは(10)式に示すようにプロペラ単独特性と回転数計算値を用いて準定常的に予測し、波浪中プロペラ流入速度は中村ら¹⁴⁾が示した規則波中プロペラ流入速度推定式の船体運動項を無視し波出会い角を向波に固定した(11)式を用いた。そして、回転数変動は(1)式から(9)式に示す主機応答特性数学モデルにプロペラトルク・回転数の計算値を代入し、ルンゲクッタ法で求解した。なお、(8)式中の付加慣性モーメントは、通例プロペラ慣性モーメントの25%程度と見なされるため、本計算では無視している。

$$\begin{cases} Q_p = \rho n_p^2 D_p^5 \cdot K_Q [J] \\ J = u_p / n_p D_p \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} u_p = u(1 - w_p) - \alpha \omega h_a \exp(-kz_p) \cos(\omega_e t + kx_p) \\ \alpha = 0.2 \cdot \lambda / L + 0.5 \end{cases} \quad (11)$$

試験結果と計算結果の比較を Fig. 4, 5 に示す。Fig. 4 はプロペラ回転数、トルク、主機応答特性数学モデルにて用いら

Fig. 4 Time series of experimental results and calculation.
(wave height : 10.0cm, wavelength: 4.4m, λ/L : 1.1)

Fig. 5 Double amplitude of experimental results and calculation.

れる変数の無次元燃料投入量 $\overline{h_p}$ の時系列である。なお、両結果の時系列比較を明快にするため、計算結果3種の位相表示はプロペラ回転数の計算値と試験値を一致させるようにした。Fig. 5 は波長船長比ごとの変動両振幅の結果を示しており、トルクについては変動回転数の時間平均値で回転数を固定して計測した結果を参考に示している。

Fig. 4 より、プロペラ回転数がトルクと逆位相で変動し、無次元燃料投入量は回転数と逆位相で変動していることが確認できる。また、Fig. 5 より、主機特性自航装置による計測値は回転数一定条件の計測値よりもトルク振幅が減少し

ている。これらは、例えば負荷トルクが増加すれば回転数が低下し、指令回転数に調速するため燃料投入量を増加させる、といった実船主機の負荷に対する時間変化を再現していることを意味する。そして、試験結果と計算結果は付加慣性項を考慮せずとも振幅・周期ともにほぼ一致しており、主機特性自航装置による回転数制御は定量的に成功していると言える。更に、波浪中の燃料投入量も水槽試験で評価できることが確認できたため、主機特性自航装置を利用すれば波浪中の主機応答を水槽試験で評価できると言えよう。

3. 実船の船速を直接計測する水槽試験法

3.1 補助推力装置による摩擦修正量の付与

本研究で開発する水槽試験法は基本的には自由航走試験を想定している。自由航走試験であれば斜航や操舵が船速低下に与える影響も考慮しやすく、自由航走試験を想定して方法論が整備すれば曳航模型試験への展開も十分可能であると見込まれるためである。

さて、主機特性自航装置の開発によって実船主機の挙動を模型尺度で再現することが可能となった。一方、模型船の摩擦抵抗は実船より相対的に大きい同フルード数に到達するための必要プロペラ回転数や出力は実船相当より大きくなる。ここで、主機特性自航装置が制御上与えられる出力や回転数はフルード相似則に基づく実機相当であるため、まず自航試験で通常考慮される摩擦修正量(SFC, Skin Friction Correction)を模型船に付与して Ship-point 状態で自由航走させる必要があろう。そこで、著者らは自由航走模型試験を想定した補助推力装置¹⁵⁾を開発した。本装置は任意の補助推力を自走模型に与えることが可能であり、推力発生機構下部に設置された検力計の計測値をフィードバックすることで常に目標推力を模型船に与える制御が施されている。そこで、主機特性自航装置と本装置を併用し、時々刻々の船速に応じた摩擦修正量を本装置で模型船に与える自由航走速度力試験¹⁶⁾を実施した。詳細は参考文献に委ねるが、補助推力装置は波浪航走中においても精度良く制御され、計測されたプロペラ推力・トルクは補助推力装置を使用しない場合の同フルード数計測値と比較して大きく減少したことを報告している。一方、補助推力装置を併用しても模型船の計測出力が未だ実船相当より大きいことも明らかになり、その主要因として実船と模型で船尾伴流形状が異なるため主機特性自航装置への入力するプロペラトルク、回転数の計測値が実船相当でないことを指摘した。

3.2 無次元運動方程式による考察

本項では、前項で示すような尺度の差異に起因する流体力

学的不一致について議論するため、フルード相似則に則って無次元化された運動方程式について考察する。

(12), (13)式はそれぞれ実船、模型船の前後方向無次元運動方程式を表す。

$$(\bar{m} + \bar{m}_s) \cdot \frac{d\bar{u}_s}{dt} = (1 - t_s) \bar{T}_s - \frac{1}{2} \bar{S} u_s^2 \cdot C_{Ts} \quad (12)$$

$$(\bar{m} + \bar{m}_s) \cdot \frac{d\bar{u}_M}{dt} = (1 - t_M) \bar{T}_M - \frac{1}{2} \bar{S} u_M^2 \cdot C_{TM} + \bar{T}_A \quad (13)$$

(14)式は抵抗係数とレイノルズ数、フルード数であり、 C_A と C_{AW} は風圧抵抗係数と波浪外力を示し前述の通り両尺度で同値と見なせる。また、 $\bar{u}_s$ 、 $\bar{u}_M$ はそれぞれフルード数 F_{ns} 、 F_{nM} と同義であるが本論では便宜上使い分けている。

$$\begin{cases} C_{T(s)} = C_F \left[R_{e(s)} \right] + C_W \left[F_{n(s)} \right] + C_A \left[F_{n(s)} \right] + C_{AW} \left[F_{n(s)} \right] \\ R_{e(s)} = u_{(s)} \cdot L_{(s)} / \nu_{(s)}, \quad F_{n(s)} = u_{(s)} / \sqrt{g \cdot L_{(s)}} \end{cases} \quad (14)$$

(15)式はプロペラ推力、(16)式はプロペラ軸系の運動方程式、(17)式はプロペラトルクを示す。

$$\bar{T}_{(s)} = \bar{n}_{p(s)}^2 \bar{D}_p^4 K_{T(s)} \left[\bar{u}_{(s)} \left(1 - w_{T(s)} \right) / \bar{n}_{p(s)} \bar{D}_p \right] \quad (15)$$

$$2\pi \left(\bar{I}_p + \bar{I}_{pa} \right) \frac{d\bar{n}_{p(s)}}{dt} = \bar{Q}_{e(s)} \left[\bar{h}_{p(s)}, \bar{n}_{p(s)} \right] - \bar{Q}_{p(s)} \quad (16)$$

$$\bar{Q}_{p(s)} = \bar{n}_{p(s)}^2 \bar{D}_p^5 \cdot K_{Q(s)} \left[\bar{u}_{(s)} \left(1 - w_{T(s)} \right) / \bar{n}_{p(s)} \bar{D}_p \right] / \eta_{R(s)} \quad (17)$$

ここで、(13)式の $\bar{T}_A$ は補助推力装置によって模型船に付与される力であり、(18)式の通り摩擦修正量を与えることとする。

$$\bar{T}_A = \frac{1}{2} \bar{S} u_M^2 \left(C_F [R_{eM}] - C_F [R_{es}] \right) \quad (18)$$

(12)~(18)式の無次元化はフルード相似則に則り、力は $\rho g L^3$ 、モーメントは $\rho g L^4$ で行った。なお、添字の S, M はそれぞれ実船尺度・模型尺度を示し、この添字が無い場合は両尺度で値は同じと見なす。

ここで、両尺度に於いて船体が同外乱下で同じ船速で運動している状況を仮定し、(12)式から(13)式を差し引くと(19)式が得られる。

$$0 = (1 - t_s) \bar{T}_s - (1 - t_M) \bar{T}_M \quad (19)$$

(19)式はプロペラの有効推力が両尺度で等しいことを意味している。つまり、摩擦修正量相当の補助推力を模型船に

与えていればプロペラ有効推力に対応する模型船の船速は同外乱下の実船と相似になることが保証される。よって、模型船のプロペラ有効推力が主機負荷に基づく回転数の挙動も含めて実船と相似であれば同じ外乱下の実船船速を模型尺度で再現可能であり、ひいては模型試験で実船の船速が直接計測できると言えよう。しかし、同条件下におけるプロペラ回転数とトルクの応答を(16), (17)式から検討すると、それぞれの両尺度における一致は保証されないことが分かる。これは(17)式中の有効伴流率が両尺度に於いて異なることが主なる要因である。前述の通り、主機特性自航装置の計測出力増加現象も模型尺度の有効伴流率が実船尺度より低いことが主要因で発生している。つまり、主機特性自航装置を使用して回転数応答を実船相当にするためにはこれらの尺度影響に基づく流体力学的な不一致を解消する必要がある。

3.3 主機特性自航装置への制御入力値を補正する方法

前項にて、主機特性自航装置を用いて模型試験で実船主機相当の回転数応答を与えるためには有効伴流率の差異などの尺度影響を解消する必要性を述べた。しかし、尺度影響の除去、つまり水槽試験におけるレイノルズ数の一致は永きに渡る最も困難な課題であり、物理的な手法で尺度影響を解消することは基本的に非現実的である。ただし、模型試験の計測結果から実船尺度の推進性能を予測する手法は先人達の努力により既に高度に発展している。よって、これらの手法を応用すれば模型船と同じ航走状態における実船の推進性能を時々刻々の計測値から予測することは可能であろう。そこで本研究では、既存の実船馬力推定法を応用して航走中の計測値から同航走状態の実船のプロペラ回転数とトルクを推定し、それらをフルード相似則に基づいて模型尺度に修正し、主機特性自航装置へ入力するプロペラ回転数とトルクをこれらの尺度修正値により実船相当に補正する方法を提案する。よって、この補正を行えば主機特性自航装置によって調速される模型船のプロペラ回転数は実船相当となり、ひいてはプロペラ推力および船速が実船と相似になることが合理的に保証される。

提案する補正法のフロー図を Fig. 6 に示し、項目ごとに詳細を記す。なお、本補正法では ITTC が推奨する実船馬力推定法¹⁷⁾の推定式を適宜使用しているが、他の推定式を使用しても基本的には差支えない。また、既存の実船馬力推定法を応用した手法であるため、模型船は摩擦修正量相当の力が付与されながら直進航走している状態を前提とする、

- [1] 航走中のプロペラ回転数 n_{pm} 、トルク Q_{pm} 、推力 T_m 、前後方向船速 u_m を計測する。
- [2] [1]の計測値より推力一致法を用いて模型尺度の有効伴流率 $1-w_{TM}$ を求める。
- [3] [2]で求めた模型尺度の有効伴流率の時間平均成分から

Fig. 6 Flow of the real-time correction method for the inputs to the Marine Diesel Engine Simulator (MDES).

(20)式により実船尺度の有効伴流率 $1-w_{TS}$ を求める。

$$w_{TS} = (t_s + \varphi) + (w_{Tm} - t_m - \varphi) \frac{(1+k)C_{F0}[R_{eS}] + \Delta C_F}{(1+k)C_{F0}[R_{eM}]} \quad (20)$$

なお、(20)式は ITTC の推奨式であり、式中の t_s , t_m はそれぞれ実船尺度、模型尺度の推力減少率である。模型尺度の推力減少率は自由航走中に計測値が直接的に得られないため、荷重量変更試験等で事前に得る必要がある。実船尺度値は Ship-point 状態、つまり摩擦修正量が作用している状態ならば模型尺度と同値と見なしてよいとされている。また、 φ は有効伴流係数の構成要素の内、舵の寄与項を示し、本研究では ITTC 推奨値に則り値を 0.04 としている。

- [4] [3]で求めた実船尺度有効伴流率を用いて、(21)式の連立方程式と(22)式より模型船と同フルード数で航走する実船のプロペラ回転数を求める。

$$\begin{cases} \frac{K_{TS}}{J_S^2} = \frac{S_S}{2D_{PS}^2} \frac{C_{TS}}{(1-t_S)(1-w_{TS})^2} \\ K_{TS} = f[J_S] \end{cases} \quad (21)$$

$$n_S = \frac{u_M \sqrt{L_S/L_M} (1-w_{TS})}{J_S D_S} \quad (22)$$

$$C_{TS} = (1-t_M) T_M / \frac{1}{2} \rho_M S_M u_M^2 \quad (23)$$

(21)式は変形した前後方向定常釣り合い方程式と実船尺度のスラスト単独特性の連立方程式であり、(22)式は実船尺度のプロペラ前進定数 J_S を変形したものである。なお、(21)式中の C_{TS} は波浪外力等も含めた実船尺度の抵抗係数であり、本研究では自走中のプロペラ推力の時間平均 T_M を用いて(23)式のように間接的に推定した。

- [5] [4]で求めた実船尺度のプロペラ回転数を用いて、(24)式より実船尺度プロペラトルク Q_{PS} を求める。

$$Q_{PS} = \rho_S n_{PS}^2 D_{PS}^5 \cdot K_{QS} [J_S] / \eta_{RS} \quad (24)$$

なお、 K_{QS} は実船尺度のプロペラトルク単独特性であり、 η_{RS} は実船尺度のプロペラ効率比である。 η_{RS} は t_S と同様で摩擦修正量が作用していれば模型尺度値を用いてよいとされ、模型尺度の η_{RM} は荷重変更試験等で事前に得ておくか自走中の計測トルクを用いて直接得る。

- [6] [4], [5]で求めた実船尺度のプロペラ回転数・トルクをフルード相似則に基づいて(25)式のように模型尺度に修正する。

$$\begin{cases} n_{PSM} = n_{PS} \sqrt{L_S/L_M} \\ Q_{PSM} = \rho_M n_{PSM}^2 D_{PM}^5 K_{QS} (J_S) / \eta_{RS} \end{cases} \quad (25)$$

- [7] 主機特性自航装置に入力するプロペラ回転数、トルクの入力値 n_{Pin} , Q_{Pin} を(26)式のように自走中計測値 n_{Pm} , Q_{Pm} の時間平均成分 n_{PM} , Q_{PM} を[6]で求めた実船尺度相当値 n_{PSM} , Q_{PSM} に置き換える。

$$\begin{cases} n_{Pin} = n_{Pm} - n_{PM} + n_{PSM} \\ Q_{Pin} = Q_{Pm} - Q_{PM} + Q_{PSM} \end{cases} \quad (26)$$

- [8] [7]で求めた入力値を主機特性自航装置に入力し、主機特性数学モデルに基づいて次ステップの主機応答回転数 $n_{e.out}$ を計算する。

- [9] [8]で計算した $n_{e.out}$ は(27)式のように[7]と逆の操作により時間平均成分を模型尺度値に戻して模型船モーターへの指令値を決定しモーターへ出力する。

$$n_{Pout} = n_{e.out} - n_{PSM} + n_{PM} \quad (27)$$

以上の[1]～[9]の操作をリアルタイムで実施すれば主機特性自航装置に入力されるプロペラ回転数とトルクの時間平均値はフルード相似則に基づいて実船相当となるため、主機特性自航装置が与えるプロペラ回転数応答は実船主機相当となり、前項の考察に基づき模型船の波浪中船速が実船と相似になることが理論的に保証される。

一方、本補正法の一部には改善の余地があることも補記しておく。例えば、フロー[3]では航走中に計測した有効伴流率を実船尺度に修正しているが、この修正法は基本的には平水中の計測値を対象としている。波浪中の自航要素は出会い波浪や船体運動状況に応じて平水中と異なることが古くから指摘¹⁸⁾されており、実船尺度修正を行う場合、本来は波浪中成分の寄与を慎重に取り扱う必要がある。また、フロー[7]では主機特性自航装置に入力する計測値の時間平均成分のみ実船相当に置き換えているが、変動成分は模型尺度値であるため実船相当である保証は無い。これは、回転数とトルク変動はプロペラ流入速度変動に起因するが、中村ら¹⁴⁾が示すように流入速度変動には有効伴流率の寄与があるためである。更に、後述の(30)式のようにプロペラ推力を定義すれば回転数変動振幅の 2 乗に比例する時間平均的な定常力が生じるが、これも実船相当である保証は無い。ただし、変動振幅が時間平均値に対して微小と見なせる場合は無視して差支えないと考えられる。いずれにせよ、これらの問題の改善策は今後も検討すべきである。

以上、本項では主機特性自航装置への入力情報を実船相当値に補正する方法を提案し、実船の船速を模型試験で直接計測することが出来る水槽試験法を理論的に整備した。ここで、本研究で提案する主機特性自航装置、補助推力装置による摩擦修正量の付与、本項で提案する補正方法、によって構成される水槽試験法を“船速相似法”と称することとする。

4. 船速相似法による規則波中速力試験

4.1 規則波中速力試験 概要

船速相似法を適用して規則波中自由航走速力試験を実施した。試験水槽は海上技術安全研究所の実海域再現水槽であり、対象船は2項で示したコンテナ船型で主機特性自航装置の設定も同じである。試験は曳引台車が自走する模型船に追従する自動追尾システムを使用し、模型船内試験装置への電源供給や信号送受信は有線である。航走時には針路を保持するためPID制御で自動操舵を施した。

試験条件を Table 5 に示す。本試験では船速相似法によるプロペラ回転数制御（図表中、ENG）に加え、従来の自由航走試験法との比較のため、補助推力装置によって模型船に摩擦修正量を与えない Model-point 条件（図表中、MP）、摩

Table 5 Experimental conditions of speed trial test in waves.

	MP	SP	ENG
Setting of propeller rotational speed			
Rotation speed control	Fixed	Fixed	MDES
Set speed [rpm]	16.26	13.20	14.23
Setting of Auxiliary Thruster System			
Adding force	None	SFC	SFC
Wave Condition			
Encounter Direction	Head		
Wave Height [cm]	6.0, 8.0		
Wave Length [m] (λ/L)	1.6, 2.4, 3.2, 3.6, 4.0, 4.8 (0.4, 0.6, 0.8, 0.9, 1.0, 1.2)		

摩擦修正量を与えるがプロペラ回転数は固定する Ship-point 条件 (図表中, SP) の 3 通りのプロペラ駆動条件で計測を実施した. また, それぞれのプロペラ回転数設定値は平水中速力試験において設計速力相当の 1.49m/s (実船尺度 25.1kt) に到達した値である. 補助推力装置で与える摩擦修正量は (28) 式で与えるように ITTC 推奨法¹⁷⁾に準じた. 式中の形状影響係数 k は抵抗試験結果より 0.11 と定めた.

$$\begin{cases} T_A = \frac{1}{2} \rho_M S_M u_m^2 \left\{ (1+k) (C_{F0} [R_{eM}] - C_{F0} [R_{eS}]) - \Delta C_F \right\} \\ C_{F0} = \frac{0.075}{(\log_{10} [R_e] - 2)^2} \end{cases} \quad (28)$$

なお, 波条件中の波高は実船に換算すると 4.5m と 6.0m に相当するため, 佐々木, 辻本⁵⁾が推奨する波高設定値が 3.0m 相当であることを考慮すると, 波浪中抵抗増加を取り扱う水槽試験の設定値としては比較的大きいと言える. ただし, 船速相似法を適用した水槽試験では船速低下に伴う馬力増加による回転数減少等の主機応答を再現できるため, それらの現象を確認するため本条件を設定している.

船速相似法を使用する場合, 実船尺度の推力減少係数 t_s とプロペラ効率比 η_{RS} が必要となる. しかし, 前述の通り摩擦修正量が船体に作用していればこれらは模型尺度値と同じと見なしてよい. そこで, 本試験では Fig. 7 に示される平水中の荷重量変更試験の結果を用いて近似モデルを作成し, 航走中の見かけのプロペラ前進定数 J_H の定常成分に応じてそれぞれを与えることにした. また, 回転数制御にプロペラトルク計測値をそのまま使用する都合上, アイドルトルク成分は試験前に計測した値を航走中の計測値から差し引くことで考慮した.

4.2 数値計算による予測

水槽試験結果との比較考察を行うべく, 数値計算によって出会い波浪中の船速低下, プロペラ推力, トルク, 無次元燃料投入量の時間平均成分を予測した. 使用した計算モデルを以下に示す.

$$(m + m_x) \dot{u} = (1 - t_p) T - R_T - R_{AW} + T_A \quad (29)$$

Fig. 7 Measured and approximated thrust deductive coefficient and propeller efficiency ratio.

(29) 式は前後方向運動方程式であり, 船速の初期値に適切な値を入力し, 船速の時間変化が無くなるまで時系列計算を行って船速を推定した. プロペラ回転数は Table 5 に示した試験値を与えている. 推力減少係数 $1 - t_p$ は Fig. 7 の近似モデルを使用している.

プロペラ推力 T は Fig. 8 に示す模型尺度のプロペラ推力単独特性の試験値を用いて (30) 式の通りに推定した. プロペラ有効伴流率 $1 - w_{TM}$ は次頁 Fig. 9 に示すように, 平水中の荷重量変更試験と波浪中速力試験結果から推力一致法で求めた結果を統合して作成した近似モデルを使用した. なお, Fig. 8 の実船尺度値は ITTC 推奨法を適用して模型試験値から推定しており, 船速相似法中の補正計算フローに於いても使用されている.

$$\begin{cases} T = \rho_M n_{PM}^2 D_{PM}^4 \cdot K_{TM} [J] \\ J = u(1 - w_{TM}) / n_{PM} D_{PM} \end{cases} \quad (30)$$

Fig. 8 Open-water characteristics of subject propeller in model and full scale.

船体抵抗 R_T は (31) 式に示すように三次元外挿法に則って推定した. 平板の摩擦抵抗係数 C_{F0} と形状影響係数 k は (28) 式と同様に ITTC 推奨法に則り, 造波抵抗係数 C_W はフルード数の関数として抵抗試験結果から求めた.

$$R_T = \frac{1}{2} \rho_M S_M u^2 \left\{ (1+k) C_{F0} [R_e] + C_W [F_n] \right\} \quad (31)$$

Fig. 9 Measured and approximated propeller effective wake ratio.

波浪中抵抗増加量 R_{AW} は、丸尾理論による船体運動成分と反射波に因る成分の線形和とし、反射波による成分は水槽試験結果に基づく速度影響係数 C_U を導入した佐々木、辻本ら⁵⁾の方法に従い推定した。なお、本研究の対象船は参考文献のコンテナ船と同型であるため、 C_U は文献中の向波中解析値である 43.5 を用いた。

補助推力量 T_A は(28)式と同様に摩擦修正量とした。

船速相似法条件に対応する計算の場合はプロペラ回転数とトルクの値から主機特性に基づく回転数応答を求めている。主機特性数学モデルは主機特性自航装置と同様に(1)～(9)式とし、係数等は Table 3 の模型尺度値を使用した。なお、定常状態を予測することを目的としているため、プロペラ付加慣性モーメント I_{Pa} は適当な値を設定した。プロペラトルクは(32)式の通り Fig. 8 に示す模型尺度のプロペラトルク単独特性を用いて推定し、模型尺度プロペラ効率比 η_{RM} は Fig. 7 の試験結果を使用した。そして、主機特性数学モデルに入力するプロペラ回転数とトルクは 3 項に示した補正法に従い実船相当に修正した。なお、計算に当たっては(3)式に示す不感帯機構の存在を考慮し、プロペラ回転数に与える初期値は大きい値と小さい値をそれぞれ設定して計算を実施し、両計算結果の平均値を解と見なした。

$$Q_{PM} = \rho_M n_{PM}^2 D_{PM}^5 K_{QM} [J] / \eta_{RM} \quad (32)$$

4.3 計測結果と考察

4.3.1 時系列の分析と考察

Ship-point 条件と船速相似法条件の計測時系列を Fig. 10 にそれぞれ示す。両結果の波条件は同じで船体運動もほぼ同じである。なお、プロペラ回転数とトルクの時系列には主機特性自航装置への補正入力値、つまり同じ航走状態の実船相当値も点線で参考に記載した。最下の結果は主機応答特性数学モデル中の無次元燃料投入量であり、2項で述べた通り MCR 値で無次元化しているため最大値は 1.0 である。

まず、船速相似法条件ではプロペラ回転数が 2.4 項の Fig.

Fig. 10 Time series of speed trial test in regular waves. (wave height : 6.0cm, wavelength : 4.8m, λ / L : 1.2)

4 と同様にトルクと逆位相で変動し、無次元燃料投入量は最大値を上限としつつ回転数と逆位相で変動していることが確認できる。そして船速相似法条件では、船速の時間平均値と変動量はそれぞれが Ship-point 条件とほぼ同じであるが、プロペラ推力・トルクの変動振幅は Ship-point 条件より減少している。Fig. 4 における分析と同様に、これらの傾向は実船主機の応答が再現された証左と言える。一方、主機特性自航装置への補正入力値に注目すると、プロペラ回転数は計測値よりも大きく、トルクは小さいことが確認できる。また、無次元燃料投入量は最大値で飽和しながら変動するような挙動が確認できる。よって、この複雑な挙動がプロペラ回転数の時間平均成分や変動成分の応答計算に反映されていることを考慮すると、船速相似法を用いれば波浪中の実船主機の複雑な応答を陽に考慮した波浪中推進性能を水槽模型試験で評価できると言えよう。

4.3.2 計測値の分析と考察

規則波中速力試験結果の時間平均成分を Fig. 11 に示す。それぞれ横軸は波長船長比、縦軸は平水中との船速比、プロ

Fig. 11 Measured and predicted results on time average components of speed trial test in regular wave.
(wave height, left side : 6.0cm right side : 8.0cm)

ペラ回転数, 推力, トルク, 無次元燃料投入量, 規則波中抵抗増加であり, 点は計測値, 線は数値計算による予測値を示す. また, 補助推力装置によって船体に付与された補助推力量 T_A , つまり摩擦修正量の計測値を推力結果に併せて示す. なお, 左列と右列はそれぞれ波高 6cm・8cm の結果である.

まず, 全ての試験条件に於いて波長船長比が 1 付近で極小または極大を迎える傾向が確認できる. これは規則波中抵抗増加がこの領域で最大を迎え, 推力とトルクは船速低下に伴って増加するためである. 次に波高 6cm の計測結果における船速比, 推力, トルクは, 船速相似法条件では主機応答再現により回転数が僅かに低下しているため微量ながら低下しているが, Ship-point 条件と船速相似法条件でほぼ同値となった. 一方, この両者と Model-point 条件の船速比には大きく差がある. これは, 船速低下により補助推力として与えられる摩擦修正量が図に示されるように低下し, 前進方向への合計推力量が低下したことが主要因である. しかし, 波高 8cm の波長船長比 1.0 付近に注目すると, 船速相似法条件の船速比, 推力, トルクは Ship-point 条件より有意に低下している. この低下の直接的な要因は主機応答再現による回転数の大きな低下であるが, その原因は無次元燃料投入量が既に最大値に到達しているためである. つまり, 水槽試験結果は「主機が MCR 状態に到達したため発生できるエンジントルクが最大限に達し, プロペラ回転数は負荷トルク (主機特性自航装置への補正入力トルク) とエンジントルクが釣り合うように船速低下に応じて自然に減少する」という実船主機の作動状況を再現していると言える. このような状況下では主機特性はほぼトルク一定と見なせる. また, Fig. 10 に示す燃料投入量が周期的に最大値に飽和するような状況は MCR 状態への遷移過程と見なせ, これらの計測結果分析から示されるように, 複雑な主機応答が厳密に考慮された上で推進性能を評価できることは主機特性を簡便に取り扱った従来の方法より大きく進歩した点である. さて, Fig. 11 のプロペラ回転数とトルクには主機特性自航装置への補正入力値が示されているが, 前項で説明した船速相似法の性質よりこれらは同外乱下航走状態の実船相当値を示している. つまり, 船速の計測値も含め, これらをフルード相似則で実船尺度に修正すれば同外乱下の実船尺度値を得ることが出来る. 以上の試験結果分析より, 船速相似法を用いれば, MCR 状態への遷移過程までも含めた主機作動状態を陽に考慮した上で, 実船尺度の推進性能を水槽試験結果から直接得ることが可能になると言える.

次に, 数値計算による予測結果と試験結果を比較する. まず波高 6cm では予測値は計測値と良好に一致していると言えるが, 波長船長比が 1.0 付近では 3 条件とも予測値に少々

の不一致がある. ここで, 佐々木, 辻本らの提案手法⁵⁾による波浪中抵抗増加係数予測値は参考文献中の同対象船の試験結果と良好に一致していること, プロペラ推力の計測値が予測値と一致していること, の二点を考慮すれば波浪中抵抗増加の有次元値やプロペラ有効推力の推定に不一致の要因があると考えられる. 具体的には, 安川ら⁶⁾の指摘に則れば波浪中抵抗増加の有次元値は波高の 1.8 乗程度に比例するが, 波高 2 乗を前提とした予測モデルで佐々木, 辻本らの推奨値よりも高波高条件の抵抗増加を予測すると過大評価となること, 推力減少係数の近似モデルに波浪中影響が含まれていないこと, の二点が要因として挙げられる. 一方, 無次元燃料投入量の予測値と計測値は定性的な傾向は一致するが一定の差が存在する. ここで, (1)~(9)式の Bondarenko モデルによると燃料投入量は主機回転数によって決定され, 基本的には(1)式のセンサーモデルがその大略を決定する. このセンサーモデルは PID 制御における比例フィードバック機構と同じ機能を有するが, その係数 K_S は 12.5 であり, 入出力が共に 1 を最大値とする無次元値であることを考慮すると相対的に大きいと言える. そのため, 回転数の計測値と予測値の差は僅かと見なせるが, 燃料投入量の差はこの僅かな差によって生じた結果であると考えられる. 次に, 波高 8cm では波長船長比が 0.8~1.0 の領域で計測値と予測値に大きな差が確認できる. この差の要因も複合的であるが, 船速が波高 6cm より全体的に過小評価傾向であることから前述の分析と同様に波浪中抵抗増加量が過大評価されていることが主要因と考えられる. そして, 同じ波長船長比の領域で, 船速比, プロペラ推力, トルクの Ship-point と船速相似法の条件間の差を比較すると, 予測値は計測値よりも差が大きい. これはプロペラ回転数が計測値より過小予測されていることが直接的な要因である. この過小予測の要因は, この領域では無次元燃料投入量が最大値であるため前述の通り回転数は負荷トルクと釣り合うように決定される状況であり, 波浪中抵抗増加の過大予測等による船速の過小予測に伴って負荷トルクが過大評価されたことが回転数の過小予測の要因と考えられる.

以上の分析より, 数値計算でも一定の精度で波浪中航走状態を予測可能であることを示したが, 波条件が厳しい場合などは予測が困難であることも同様に示した. このような条件の予測精度は, 例えば波高 2 乗影響をも考慮した波浪中抵抗増加の推定精度の向上, 推力減少係数等の自航要素モデルに波浪影響を組み込む, 等の予測手法の改善・高度化によって向上が期待でき, 今後も各種推定手法の高度化に関する研究は継続されると思われる. 一方, 船速相似法を用いれば, 水槽試験結果から示したように複雑な主機作動状態をも考慮

した上で実船尺度と合理的に相似な計測値を陽に得ることが可能であり、数値計算による手法より実船性能を高い精度で推定することが期待できる。また、その真価は予測が比較的困難な厳しい波浪条件を想定海象とした場合に特に発揮されるであろう。よって、船速相似法の開発は実海域推進性能評価の高度化に大きく貢献できると言えよう。

5. 結 言

本研究では波浪中船速低下などの実海域推進性能を水槽模型試験で直接計測することができる水槽試験法“船速相似法”を開発し、規則波中速力試験を実施してその有用性を示した。具体的には以下の通りである。

- (1) 実船主機の応答特性を水槽模型試験で再現する手段として、Bondarenko が提案した主機応答特性数学モデルを実装した主機特性自航装置を開発し、負荷に対する実船主機の挙動が再現されていることを波浪中曳航試験の結果より確認した。
- (2) 著者らが開発した補助推力装置を併用し、摩擦修正量を与えた状態の模型船と実船の船速の関係性について考察することで主機特性自航装置へ入力するプロペラトルクおよび回転数を実船相当に補正する方法を提案し、模型船の船速を同外乱下の実船の船速とフルード相似則に基づいて合理的に相似にする水槽試験法“船速相似法”を開発した。
- (3) 船速相似法を用いた規則波中自由航走速力試験を実施して、従来のプロペラ回転数一定制御による計測結果との比較および数値計算による予測結果との比較を行った。そして、複雑な主機応答が水槽模型試験で得られたことを分析しつつ、船速相似法を用いることで実船推進性能を水槽模型試験で直接計測できることを示した。

なお、3.3 項に記載の通り船速相似法は現状では課題を残しているが、適切な方策を整備することで改善可能であると考えている。例えば、有効伴流率を実船尺度に修正する際に波浪影響が含まれてしまう問題については、模型尺度値の平水中成分と波浪影響成分を分離してそれぞれに適切に尺度修正を施す方法を構築すれば解決できると考えられる。また、主機特性自航装置に入力されるプロペラトルク・回転数の変動成分は現状では実船相当である保証は無いが、トルク変動の要因であるプロペラ有効流入速度変動は中村ら¹⁴⁾が示したように波粒子運動成分と有効伴流率の寄与がある船体運動成分に分離できるため、例えば時系列解析手法などを応用しながら有効伴流率の寄与分のみを実船尺度に修正する方法を構築すればトルク・回転数の変動成分を実船相当に補正することも可能であると思われる。ただし、本論に於いてはこれらの問題は今後の課題としたい。

謝 辞

本研究は科研費(23246153)の助成の下で実施した。関係各位に篤く謝意を表する。また、本論文の執筆に当たり、同研究所内の流体設計系実海域性能研究グループの辻本グループ長、および環境・動力系の福田哲吾上席研究員、環境エンジン研究グループの Bondarenko 主任研究員に貴重な御助言を頂戴した。末筆ながらここに謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 例えば、辻本勝，村岡英一，黒田麻利子，宇都正太郎：国際海運からの温室効果ガス排出削減，海上技術安全研究所報告，第 12 巻 第 4 号，pp.11-21，2013。
- 2) MEPC.1/Circ.796, “Interim guidelines for the calculation of the coefficient f_w for decrease in ship speed in a representative sea condition for trial use”, 2012.
- 3) H. Maruo: Resistance in Waves, Research on Seakeeping Qualities of Ships in Japan, The Society of Naval Architects of Japan, Vol.8, pp.67-102, 1963.
- 4) 藤井斉，高橋雄：肥大船の抵抗増加推定法に関する実験的研究，日本造船学会論文集，第 137 号，pp.132-137，1975。
- 5) 佐々木紀幸，辻本勝，他：海の 10 モード指標計算法，海上技術安全研究所報告，第 9 号 第 4 号，pp.1-46，2010。
- 6) 安川宏紀，池添修自：肥型船の波浪中抵抗増加に及ぼす波高影響の水槽試験結果，日本船舶海洋工学会講演会論文集，第 16 号，pp.87-90，2013。
- 7) 井畑里和，池田良穂，他：大型肥大船の波浪中抵抗増加に及ぼす波高および船速影響に関する実験的研究，日本船舶海洋工学会講演会論文集，第 17 号，pp.281-284，2013。
- 8) 例えば，宮本雅史：実海域中推進性能を考慮した船型設計-短波長域抵抗増加の近似式と設計への応用-，日本船舶海洋工学会論文集，第 7 号，pp.107-113，2008。
- 9) 田崎亮：波浪中の自航試験における駆動機の特性，造船協会論文集，第 101 号，pp.25-32，1957。
- 10) 中村彰一，内藤林：波浪中における船速低下および推進性能について，関西造船協会誌，第 166 号，pp.25-34，1982。
- 11) Bondarenko O., 柏木正，内藤林：Dynamics of Diesel Engine in the Framework of Ship Propulsion Plant, 日本船舶海洋工学会講演会論文集，第 8 号，pp.335-338，2009。
- 12) Bondarenko O. and Kashiwagi M.: Ensuring Safe Operation of Ship Propulsion Plant in Extreme Sea Condition, Proceedings of 11th International Marine Design Conference, Vol. 3, pp.83-96, 2012.
- 13) Tanizawa K., Kitagawa Y., *et al* : Development of an Experimental Methodology for Self-Propulsion Test with a Marine Diesel Engine Simulator, Proceedings of the Twenty-second (2012) International Offshore and Polar

Engineering Conference, Vol.4, pp.921-928, 2012.

- 14) 中村彰一, 細田龍介, 内藤林: コンテナ船の波浪中推進性能に関する研究 (第 3 報), 関西造船協会誌, 第 158 号, pp.37-46, 1975.
- 15) 塚田吉昭, 上野道雄, 谷澤克治, 北川泰士, 宮崎英樹, 鈴木良介: 自由航走模型試験のための補助推力装置の開発, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 20 号, pp.71-79, 2014.
- 16) Kitagawa Y., *et al* : Development of an Experimental Methodology for Self-Propulsion Test with a Marine Diesel Engine Simulator, Third Report –Auxiliary Thruster System-, Proceedings of the Twenty-fourth International Ocean and Polar Engineering Conference, pp.691-696, 2014.
- 17) ITTC performance committee : REPORT OF PERFORMANCE COMMITTEE, ITTC Proceedings, Vol.1, pp.359-393, 1978.
- 18) 例えば, 中村彰一, 細田龍介, 内藤林, 井上盛夫: コンテナ船の波浪中推進性能に関する研究 (第 4 報), 関西造船協会誌, 第 159 号, pp.29-39, 1975.