

# 実船の実海域推進性能を直接計測する革新的水槽試験法の開発

谷澤 克治\*, 北川 泰士\*, 塚田 吉昭\*, オレクシー ボンダレンコ\*\*  
福田 哲吾\*\*, 上野 道雄\*, 平田 宏一\*\*, 春海 一佳\*\*

## Development of an Innovative Tank Model Test Methodology for Measuring Actual Sea Performance of Ships

by

Katsuji TANIZAWA, Yasushi KITAGAWA, Yoshiaki TSUKADA, Oleksiy BONDARENKO,  
Tetsugo FUKUDA, Michio UENO, Koichi HIRATA and Kazuyoshi HARUMI

### Abstract

Intending to develop more sophisticated techniques to evaluate actual sea performance of ships, a new experimental methodology of tank model test is developed. The methodology enables us to directly evaluate speed of actual ship under waves just by experimental result of model test under corresponding wave condition. One of features of the methodology is 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 in waves. We call the intelligent motor system as “Marine Diesel Engine Simulator. (MDES)” The other feature is, under using the MDES and the Auxiliary Thruster System developed and reported by us, making total external forces acting on model ship similar to those of actual ship under corresponding wave conditions. In this report, fundamental components of the developed methodology are introduced, mainly focusing on similarity laws between model and actual ship. And, experimental results by the methodology are discussed by comparing with the conventional experimental methodology and numerical predictions. Finally, noticing that responses of ship plant in waves can be directly evaluated even from results of tank model test, significances of the developed methodology are mentioned.

---

\* 流体性能評価系, \*\* 環境・動力系

原稿受付 平成 28 年 5 月 30 日

審査日 平成 28 年 6 月 22 日

## 目 次

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| 1. まえがき                         | 2  |
| 2. 主機応答特性を模擬する模型船自航装置の開発        | 3  |
| 2.1 水槽模型試験における主機応答特性の考慮         | 3  |
| 2.2 主機応答特性数学モデル                 | 3  |
| 2.3 主機特性自航装置の構成と製作              | 5  |
| 2.4 水槽試験による主機特性自航装置の検証          | 6  |
| 2.4.1 対象船と対象主機                  | 6  |
| 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  | 7  |
| 3. 実船の船速および推進性能を直接計測する水槽試験法     | 8  |
| 3.1 補助推力装置の開発と摩擦修正量の付与          | 8  |
| 3.2 無次元運動方程式に基づく考察              | 9  |
| 3.3 主機特性自航装置への制御入力値を補正する方法      | 11 |
| 4. 船速相似法による波浪中速力試験              | 13 |
| 4.1 全体概要と対象船                    | 13 |
| 4.2 規則波中速力試験                    | 14 |
| 4.2.1 概要と試験条件                   | 14 |
| 4.2.2 計測結果と考察                   | 15 |
| 4.3 多方向不規則波中速力試験                | 17 |
| 4.3.1 概要と試験条件                   | 17 |
| 4.3.2 実海象中風圧抵抗を模擬する方法           | 18 |
| 4.3.3 計測結果と考察                   | 18 |
| 5. 水槽試験を活用した主機設計の試み             | 19 |
| 5.1 水槽試験による主機設計の概要              | 19 |
| 5.2 ターボチャージャー特性を考慮した主機特性自航装置の開発 | 19 |
| 5.3 水槽試験を活用したガバナー設計の例           | 21 |
| 6. 波浪中主機応答理論計算法の提案と検証           | 23 |
| 6.1 主機応答計算のための数学モデル             | 23 |
| 6.2 数学モデルの検証                    | 24 |
| 6.2.1 規則波中模型試験結果との比較            | 24 |
| 6.2.2 多方向不規則波中模型試験結果との比較        | 25 |
| 7. 結言                           | 26 |
| 謝辞                              | 27 |
| 参考文献                            | 27 |

## 1. まえがき

国際海事機関IMOによるエネルギー効率設計指標EEDIの規制導入に伴い船舶の実海域推進性能向上に関する研究開発はこれまで以上に重要視されており、海上技術安全研究所においても船尾ダクト型省エネデバイスWADなどの開発を実施してきた<sup>1)</sup>。一方、性能向上に関する研究と共に、波浪中推進性能を評価するための推定技術についてもその高度化は推し進められるべきである。波浪中推進性能を評価するためには波浪中抵抗増加量を精度良く推定する事が重要であるが、その精度良い推定技術は永年における船舶耐航性能研究の課題であり、海上技術安全研究所においても実運航性能シミュレータVESTAを開発し評価技術向上に貢献している<sup>2)</sup>。ここで、線形理論に基づく推定技術は微小振幅波理論を前提とした手法であり、高波高条件を想定する場合は非線形影響を考慮しないと十分な推定精度が担保出来ないとされている。一方、波浪中抵抗増加は粘性影響を殆ど受けないた

め、模型船と実船で基本的に相似と見なすことが可能であり模型船に作用する波浪外力や抵抗増加は実船相当値として陽に計測できる。

本研究では、この利点を最大限利用することを念頭に置き、模型試験で実船の船速等の実海域推進性能を直接計測できる水槽試験法の開発を試みた。ここで、「実船の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」ことであり、以下の相似とは基本的にフルード相似則に則った相似を意味する。このような計測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考慮して船体への作用外力の総和を相似にする必要があると同時に、船速低下に伴う馬力増加による実船主機の回転数変動などの主機応答特性を考慮して模型試験のプロペラ推力変動に反映させる必要がある。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をリアルタイムで制御する新しい模型船自航装置と、自由に航走する模型船のプロペラ荷重度を実船相当にできる補助推力装置を開発し、プロペラ回転数応答を実船相当にする方策を整備することで実船と相似な船速や主機応答を計測できる水槽試験法を開発した。

また、開発法の応用事例として主機回転数変動を抑制するためのガバナー設計効果を規則波中模型試験で検証した結果を紹介し、水槽試験を活用した主機設計の展望について述べた。そして、数値計算で波浪中主機応答を推定するための数学モデルや計算手法を提案し、推定結果と模型試験結果の比較によって提案手法の妥当性を確認して水槽模型試験を行えない場合の代替手法として有用であることを示した。

## 2. 主機応答特性を模擬する模型船自航装置の開発

### 2.1 水槽試験における主機応答特性の考慮

ディーゼル主機の負荷変動に対する応答特性を水槽模型試験で考慮する場合、過去の研究に於いては回転数一定、トルク一定あるいは馬力一定などの主機特性を仮定して駆動モーターの回転数制御を施す例がある<sup>3)</sup>。また、 $EEDI_{weather}$ <sup>4)</sup>の計算に必要な速力低下係数 $f_w$ の計算過程においては主機特性を馬力一定と見なしている<sup>5)</sup>。一方、ディーゼル主機の構成要素は、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主機全体の応答特性はこれら個々の応答特性の連成によって決定されると言える。一般的に水槽模型試験では駆動モーターの回転数は固定され、回転数を制御して馬力一定の実験を実施することもあるが、主機特性が厳密に考慮されているとは言えない。本研究の目的を達成するためには模型船の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り、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しなければならない。

ここで、ディーゼル主機の個々の構成要素の物理的な応答特性を表した数学モデルに著者らの一人であるBondarenkoのモデルがある<sup>6), 7)</sup>。本モデルはクランク軸1回転間の平均値の時間変動を表現したサイクル平均モデルであり、モデル計算も実時間で処理できることが見込まれるため、主機応答特性を考慮したリアルタイム回転数制御の実現が期待できる。よって、本研究ではこのモデルを採用して主機応答特性を考慮することとした。

### 2.2 主機応答特性数学モデル

Bondarenkoモデルはいくつか提案されており、例えば機械式ガバナーモデル、エンジントルク発生モデル、推進軸系の運動方程式の3要素で構成される応答特性モデル<sup>6)</sup>や、これらに燃焼室内の掃気圧等の変化によるターボチャージャーの応答モデルを追加した応答特性モデル<sup>7)</sup>がある。本研究では比較的取扱いが容易な3要素モデルを主機応答特性モデルとして採用した。以下に要素ごとにモデルを説明する。

まず機械式ガバナーの特性モデルを(2.1)～(2.6)式に示す。(2.1)式は主機への指令回転数 $\bar{n}_{sp}$ と軸回転数 $\bar{n}_e$ 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。(2.2)式は指令量 $\bar{Z}_s$ とフィードバック機構による指令量 $\bar{Z}_{ip}$ 、 $\bar{Z}_{fb}$ を統合するサメンションユニットモデルを表す。(2.3)式は不感帯機構モデルを表し、 $\varepsilon$ は不感帯幅である。(2.4)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。(2.5)式と(2.6)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 $\bar{Z}_{ip}$ ,  $\bar{Z}_{f.b}$ を決定するフィードバック機構モデルを表し,  $T_i$ ,  $K_i$ ,  $K_{f.b}$ は機構中の時定数, 定数を示している.

$$\bar{Z}_S = K_S (\bar{n}_{sp} - \bar{n}_e) \quad (2.1)$$

$$\bar{\psi} = \bar{Z}_S - \bar{Z}_{ip} - \bar{Z}_{f.b} \quad (2.2)$$

$$\bar{Z}_0 = \begin{cases} \bar{\psi} - \varepsilon/2 & \text{if } \bar{\psi} > \varepsilon/2 \\ 0 & \text{if } |\bar{\psi}| \leq \varepsilon/2 \\ \bar{\psi} + \varepsilon/2 & \text{if } \bar{\psi} < -\varepsilon/2 \end{cases} \quad (2.3)$$

$$T_{pp} \frac{d\bar{h}_p}{dt} = \bar{Z}_0 \quad (2.4)$$

$$T_i \frac{d\bar{Z}_{ip}}{dt} + \bar{Z}_{ip} = K_i T_i \frac{d\bar{h}_p}{dt} \quad (2.5)$$

$$\bar{Z}_{f.b} = K_{f.b} \cdot \bar{h}_p \quad (2.6)$$

(2.7)式は燃料燃焼によって発生するエンジントルク $\bar{Q}_e$ を表し, 主機回転数 $\bar{n}_e$ と燃料投入量 $\bar{h}_p$ を用いて表現されている.

$$\bar{Q}_e = 0.5\bar{h}_p^{2/3} + 1.5\bar{h}_p^{1/3}\bar{n}_e - \bar{n}_e^2 \quad (2.7)$$

(2.8)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.

$$2\pi I_p \frac{dn}{dt} = Q_e - Q_p - 2\pi I_{pa} \frac{dn}{dt} \quad (2.8)$$

(2.1)~(2.7)式のオーバーバー付きの変数は無次元化されていることを表し, (2.9)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ている.

$$\bar{n}_e = n_e / n_{eMCR}, \bar{h}_p = h_p / h_{pMCR}, \bar{Q}_e = Q_e / Q_{eMCR} \quad (2.9)$$

これらのモデルを用いて模型船駆動モーターの回転数を実船主機の回転数変動のように模擬する場合, (2.1)式の軸回転数 $\bar{n}_e$ に模型プロペラ回転数の計測値, (2.8)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, を入力して同じく(2.8)式の回転数時間変化量を計算してその計算値通りに駆動モーターの回転数をリアルタイムで制御すればよい. また, (2.8)式中のプロペラ付加慣性項は試験時では回転数の変動によりプロペラトルクの計測値に陽に含まれると考える. ここで, モデル中の係数や定数の一部は後述の表3のように次元を有しており, これらの値は元々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, プロペラ回転数の変動は出会い波浪および船体動揺の影響が支配的と見なせてその変動周期もこれらと同様と考えられるため, 造波理論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. 具体的な修正方法と結果は2.4節にて後述する.

### 2.3 主機特性自航装置の構成と製作

本研究で開発する主機応答特性数学モデルを実装してプロペラ回転数を制御する模型船自航装置を以降“主機特性自航装置”を称することとする。本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。これらについて、目的とする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。図 1 に選定した機器、表 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。

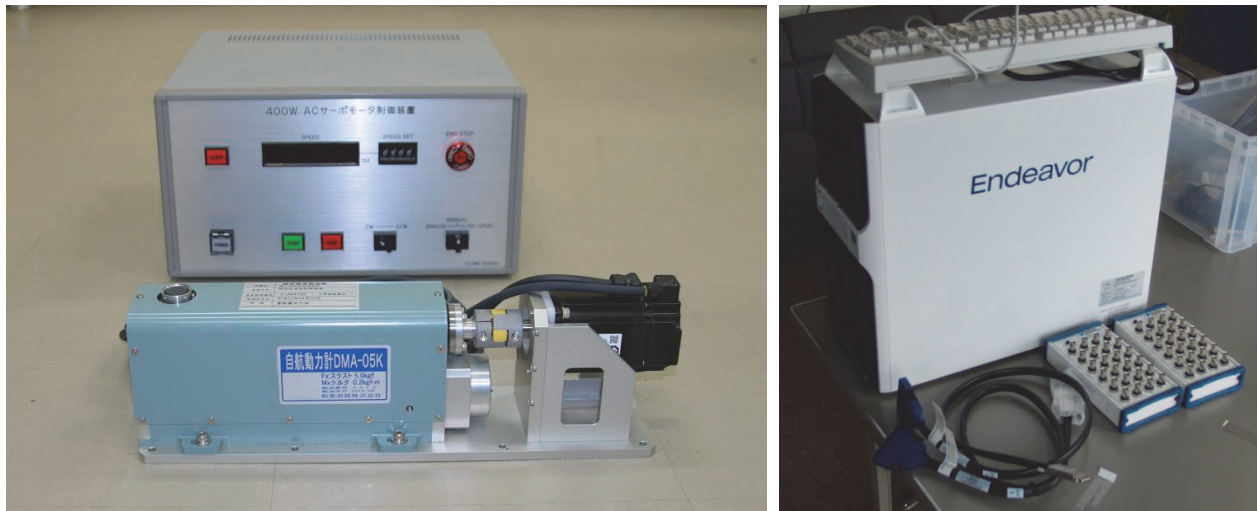


図 1 主機特性自航装置の構成機器（左：モーター1 体型自航動力計、右：演算用デスクトップ PC）

表 1 主機特性自航装置 構成機器の主要仕様

| 機器                | 仕様          |             |
|-------------------|-------------|-------------|
| 演算機               | CPU 周波数     | 3.0 [GHz]   |
|                   | メモリ容量       | 2.0 [GB] ×2 |
|                   | 制御変更用データ通信  | LAN         |
|                   | 計測・指令データ入出力 | アナログ電圧      |
| モーター1 体型<br>自航動力計 | モーター定格出力    | 400 [W]     |
|                   | モーター定格回転数   | 50 [rps]    |
|                   | モーター定格トルク   | 1.27 [Nm]   |
|                   | スラスト計測容量    | ± 49.0 [N]  |
|                   | トルク計測容量     | ± 1.96 [Nm] |

モーター回転数をリアルタイムで制御するためのアプリケーションは MathWorks 社が提供する MATLAB および Simulink の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リアルタイムアプリケーション実行環境を構築し、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して演算機上で容易に実行することが出来る。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。本研究では Simulink で主機応答特性数学モデルと制御に必要な入出力ルーチンを実装したプログラムを開発した。図 2 に開発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．図中の緑ブロック内には(2.1)～(2.9)式の数学モデルが要素ごとに記載されている．

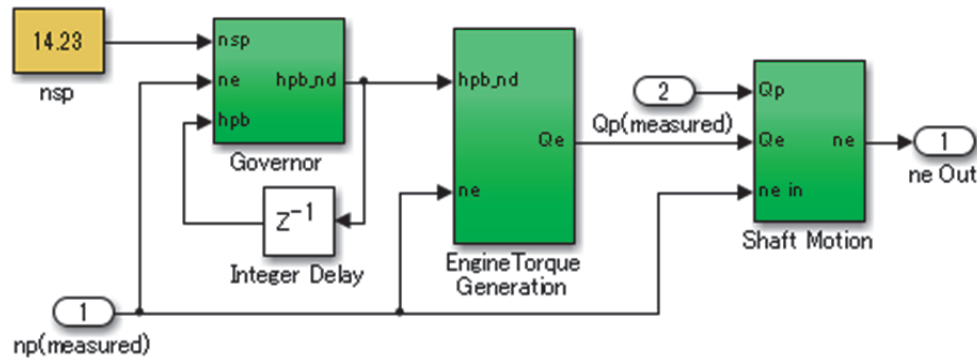


図 2 Simulink 上で記述した主機応答特性数学モデル

## 2.4 水槽試験による主機特性自航装置の検証

開発した主機特性自航装置の挙動を検証するための水槽試験を実施した．本節では対象とした供試船および実船主機について解説し，水槽試験結果について説明する．

### 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を供試船とした<sup>8)</sup>．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表 2 に示す．

表 2 供試船・供試プロペラの主要目

|                                   | 実船     | 模型船   |
|-----------------------------------|--------|-------|
| 垂線間長 [m] ( $L$ )                  | 300.0  | 4.000 |
| 船幅 [m] ( $B$ )                    | 40.0   | 0.533 |
| 喫水深さ [m] ( $d$ )                  | 14.0   | 0.187 |
| 型深さ [m] ( $D$ )                   | 24.0   | 0.320 |
| 方形係数 ( $C_b$ )                    | 0.65   |       |
| 排水量 [ton] ( $W$ )                 | 111830 | 0.265 |
| 浸水表面積 [m <sup>2</sup> ] ( $S_w$ ) | 15880  | 2.823 |
| プロペラ直径 [m] ( $D_p$ )              | 9.0    | 0.120 |
| プロペラピッチ比 ( $P/D_p$ )              | 1.003  |       |
| プロペラ翼断面形状                         | MAU    |       |

主機特性自航装置に実装する主機応答特性数学モデル内の係数や定数を決定するには実際に搭載する主機の情報を取得する必要があるが，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最初に設計速力における本船の要求出力を推定した．結果，75%MCR で約 48.0MW が必要であり，搭載主機は 64.0MW 以上の出力が要求されることが判明した．そこで，主機メーカーの Web サイトやカタログ等から情報収集を行い，MAN 社のディーゼル主機 K98MC-C7-TII (11 気筒 2 ストローク) を対象主機として選定することとした．本主機の MCR 時の出力，回転数，エンジントルクはそれぞれ 66.2MW，104RPM，6.08MNm 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，プロペラ翼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係数・定数は Bondarenko の提案値をそのまま用いた<sup>9)</sup>．以上により取得したモデル中係数・定数の内，次元を有する値はフルード相似則に基づいた無次元化変数を用いて

模型尺度値に修正した。結果を表3に示す。なお、 $L$ 、 $g$ 、 $\rho$ はそれぞれ、代表寸法[m]・重力加速度[m/s<sup>2</sup>]・流体密度[kg/m<sup>3</sup>]を示し、本研究では $L$ に垂線間長を用いている。

#### 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。試験条件を表4に示す。設定波高は実船換算で7.5m相当であり高波高だが、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して検証を容易にすることを意図している。また、表中の $n_{s,p}$ は(2.1)式のガバナーモデル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ー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。

表3 主機応答特性数学モデル内の係数とフルード相似則による無次元化変数

| 係数                        | 実船尺度     | 無次元化変数       | 模型尺度     |
|---------------------------|----------|--------------|----------|
| $K_S$                     | 12.5     |              | 12.5     |
| $T_{pp}$ [sec]            | 0.12     | $\sqrt{L/g}$ | 1.39E-02 |
| $K_i$                     | 1.4      |              | 1.4      |
| $T_i$ [sec]               | 2.50     | $\sqrt{L/g}$ | 0.289    |
| $K_{f,b}$                 | 0.750    |              | 0.750    |
| $n_{eMCR}$ [rps]          | 1.73     | $\sqrt{g/L}$ | 15.011   |
| $Q_{eMCR}$ [Nm]           | 6.08E+06 | $\rho g L^4$ | 0.188    |
| $I_P$ [kgm <sup>2</sup> ] | 6.62E+05 | $\rho L^5$   | 2.72E-04 |

表4 主機特性自航装置検証実験 模型船と波の実験条件

| 模型船 設定条件        |                                       | 波 設定条件            |                                                      |
|-----------------|---------------------------------------|-------------------|------------------------------------------------------|
| 台車曳航速度 [m/s]    | 0.8                                   | 波出合い角             | 向波                                                   |
| $n_{s,p}$ [rps] | 10.0                                  | 波高 [cm]           | 10.0                                                 |
| 運動の拘束条件         | サージ, スウェー, ヨー:拘束<br>ヒーブ, ロール, ピッチ:フリー | 波長 [m]<br>(波長船長比) | 3.2, 3.6, 4.0, 4.4, 4.8<br>(0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2) |

ここで、主機特性自航装置の動作検証を目的として、表4の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の比較した。波浪中のプロペラトルク $Q_p$ は(2.10)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 $u_p$ は中村らが示した規則波中プロペラ流入速度推定式<sup>9)</sup>の船体運動項を無視し波出合い角を向波に固定した(2.11)式を用いた。ここで、 $n$ :プロペラ回転数、 $D$ :プロペラ直径、 $K_Q$ :トルク係数、 $J$ :プロペラ前進定数、 $\eta_R$ :プロペラ効率比、 $u$ :台車曳航速度、 $w_T$ :プロペラ有効伴流係数、 $\alpha$ :入射波振幅減衰係数、 $\omega$ :波円周波数、 $h_a$ :波振幅、 $k$ :波数、 $z_p$ :プロペラ没水深さ、 $\omega_e$ :波出会円周波数、 $x_p$ :船体重心からの前後方向プロペラ座標(前方向が正)、 $\lambda$ :波長、である。回転数変動の計算は(2.1)式から(2.9)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、(2.8)式中の付加慣性モーメントは、通例ではプロペラ慣性モーメントの25%程度と見なされるが、本計算では無視している。また、 $\eta_R$ は本検討では値を1.0としている。

$$\begin{cases} Q_p = \rho n^2 D^5 \cdot K_Q [J] / \eta_R \\ J = u_p / nD \end{cases} \quad (2.10)$$

$$\begin{cases} u_p = u(1 - w_r) - \alpha \omega h_a \exp(-kz_p) \cos(\omega_e t + kx_p) \\ \alpha = 0.2 \cdot \lambda / L + 0.5 \end{cases} \quad (2.11)$$

試験結果と計算結果の比較を図3に示す。図3左側はそれぞれプロペラ回転数，トルク，主機応答特性数学モデル内の変数である無次元燃料投入量 $\bar{h}_p$ 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種の位相はプロペラ回転数の計算値と試験値が一致するように表示した。図3右側は変動両振幅を波長船長比ごとに示しており，トルクについては変動している回転数の時間平均値で回転数を固定した計測結果を比較のため示している。

まず計測時系列より，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。回転数と燃料投入量が逆位相であることは，回転数が低下すれば設定した指令回転数に近づけるため燃料投入量を増やす，というガバナー挙動を説明するものである。また変動両振幅より，主機特性自航装置による計測値は回転数固定条件の計測値よりもトルク振幅が減少していることがわかる。これは，負荷トルクの増減により回転数が減増するため回転数固定時よりトルク変動は小さくなる，といった実船主機の負荷に対する応答が再現され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いるため，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。また，波浪中の燃料投入量も水槽試験で計測できていることに注目すると，主機特性自航装置を利用すれば燃料投入量も含めた波浪中の主機応答が水槽試験で評価できるため有用であると言えよう。

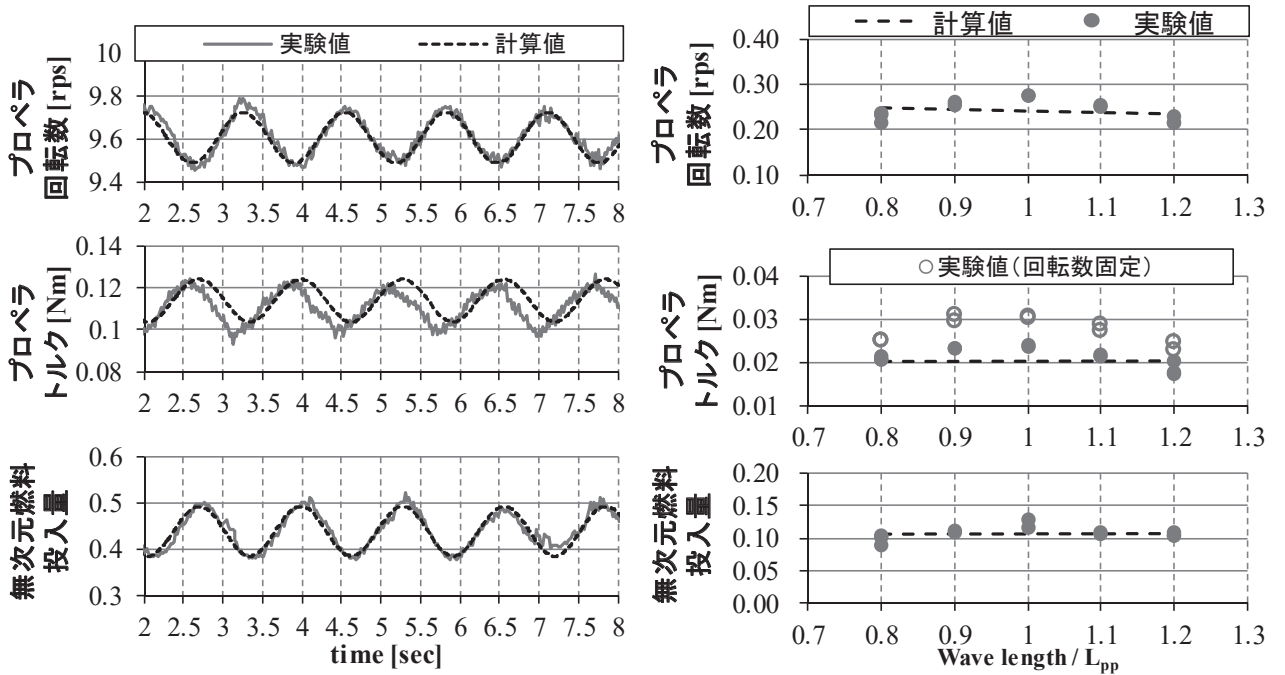


図3 規則波中曳航状態における計測データと計算値の比較  
(左：時系列データ，右：フーリエ解析による変動両振幅)

### 3. 実船の船速および推進性能を直接計測する水槽試験法

#### 3.1 補助推力装置の開発と摩擦修正量の付与

本研究が意図している水槽試験法は基本的には曳航試験よりも自由航走試験を想定して方法論の整備を行っている。これは，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

した方法論であれば水槽施設やハードウェア整備の観点からは曳航模型試験への展開は十分可能であると見込まれるためである。

前章の通り、主機特性自航装置の開発によって実船主機の波浪中挙動を模型尺度で再現することが可能となった。ここで、模型船の摩擦抵抗は実船より相対的に大きく、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フルード相似則で考慮すると実船相当より大きくなる。そして、主機特性自航装置が制御上与えられる出力や回転数は実機値をフルード相似則で模型尺度に換算した値であるためそのままでは出力不足となる。そのため、曳航試験の一種である自航試験で通常考慮される摩擦修正量(SFC, Skin Friction Correction)を模型船に付与した Ship-point 状態で模型船を自由航走させ模型船のプロペラ負荷を低減させる必要がある。そこで、著者らは自由航走状態の模型船に適応可能な補助推力装置を開発した<sup>10)</sup>。

本装置は空力ダクトファンにより任意の補助推力を自由航走する模型船に与えることが可能であり、ファン下部に設置された検力計の計測値をフィードバックしてファン回転数を制御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。図4に自動追尾台車を想定した制御フロー概念図を示す。また、模型船船尾に取り付けた補助推力装置を図5に示す。補助推力装置の目標推力に自走中の速度に応じた摩擦修正量を設定すれば Ship-point 状態で自由航走させることが可能であり、著者らの検討により本装置は動揺を伴う波浪中航走時においても精度良く目標推力を模型船に与えられることが確認されている。摩擦修正量を付与した Ship-point 状態の模型船のプロペラ荷重度は同フルード数で航走する実船のプロペラ荷重度と一致するため、摩擦修正量を付与しない所謂 Model-point 状態の模型船と比較してプロペラ回転数およびトルクは低減され、主機特性自航装置への制御入力値を実船相当に近づけることができる。

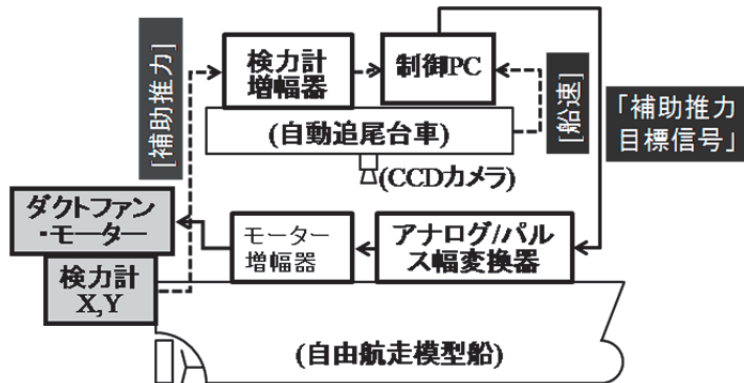


図4 自動追尾台車を想定した補助推力装置制御フロー

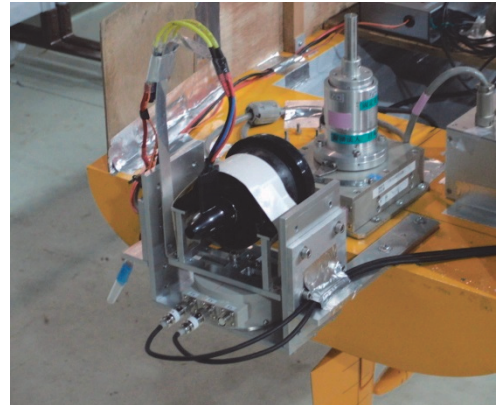


図5 ダクトファン型補助推力装置(船尾)

### 3.2 無次元運動方程式に基づく考察

補助推力装置によって Ship-point 状態で航走する模型船と実船の航走状態を解析的に比較するべく、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。まず、(3.1)、(3.2)、(3.3)式はそれぞれ実船、模型船の前後方向無次元運動方程式とプロペラ軸系の無次元運動方程式を表す。ここで、 $m$ ：質量、 $m_x$ ：前後方向付加質量、 $u$ ：前後方向船速、 $t$ ：推力減少率、 $T$ ：プロペラ推力、 $S$ ：浸水表面積、 $C_T$ ：全抵抗係数、 $T_A$ ：補助推力量、である。オーバーバーは2章と同様で無次元化されていることを表す。

$$(\overline{m} + \overline{m}_x) \cdot \frac{d\overline{u}_s}{dt} = (1 - t_s) \overline{T}_s - \frac{1}{2} \overline{S} \overline{u}_s^2 \cdot C_{TS} \quad (3.1)$$

$$(\overline{m} + \overline{m}_x) \cdot \frac{d\overline{u}_M}{dt} = (1 - t_M) \overline{T}_M - \frac{1}{2} \overline{S} \overline{u}_M^2 \cdot C_{TM} + \overline{T}_A \quad (3.2)$$

$$2\pi (\overline{I}_P + \overline{I}_{Pa}) \frac{d\overline{n}_{(S)}^{(M)}}{dt} = \overline{Q}_e \left[ \overline{h}_P^{(S)} \cdot \overline{n}_{(S)}^{(M)} \right] - \overline{Q}_P^{(S)} \quad (3.3)$$

次に, (3.4)式は全抵抗係数とレイノルズ数 $R_e$ , フルード数 $F_n$ であり,  $\nu$ は動粘性係数,  $C_F$ は摩擦抵抗係数,  $C_W$ は造波抵抗係数,  $C_A$ と $C_{AW}$ は風圧抵抗と波浪外力の無次元係数を示し, これらのレイノルズ数影響は無視できる程度とされているためフルード相似則による無次元運動方程式においてそれぞれは両尺度で同値と見なせる. なお,  $\bar{u}_S$ と $\bar{u}_M$ はそれぞれフルード数 $F_{nS}$ および $F_{nM}$ と同義であるが本論では便宜上使い分けている.

$$\begin{cases} C_{T(S)} = C_F \left[ R_{e(S)} \right] + C_W \left[ F_{n(S)} \right] + C_A \left[ F_{n(S)} \right] + C_{AW} \left[ F_{n(S)} \right] \\ R_{e(S)} = u_{(S)} \cdot L_{(S)} / \nu_{(S)}, \quad F_{n(S)} = u_{(S)} / \sqrt{g \cdot L_{(S)}} \end{cases} \quad (3.4)$$

次に, (3.5), (3.6)式はそれぞれプロペラ推力およびトルクの無次元表記である.

$$\bar{T}_{(S)} = \bar{n}_{(S)}^{-2} \bar{D}^4 K_{T(S)} \left[ \bar{u}_{(S)} \left( 1 - w_{T(S)} \right) \right] / \bar{n}_{(S)} \bar{D} \quad (3.5)$$

$$\bar{Q}_P = \bar{n}_{(S)}^{-2} \bar{D}^5 \cdot K_{Q(S)} \left[ \bar{u}_{(S)} \left( 1 - w_{T(S)} \right) \right] / \bar{n}_{(S)} \bar{D} / \eta_{R(S)} \quad (3.6)$$

ここで, (3.2)式の $\bar{T}_A$ は摩擦修正量を与えた状態では(3.7)式の通り示される.

$$\bar{T}_A = \frac{1}{2} \bar{S} u_M^2 \left( C_F [R_{eM}] - C_F [R_{eS}] \right) \quad (3.7)$$

(3.1)~(3.7)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. 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同値と見なせる.

まず, 両尺度に於いて船体が風および波による外乱が同じ状況下で同じ船速で運動している状況を仮定し, (3.1)式から(3.2)式を差し引くと(3.8)式が得られる.

$$0 = (1 - t_S) \bar{T}_S - (1 - t_M) \bar{T}_M \quad (3.8)$$

(3.8)式はプロペラによる船体へのプロペラ有効推力が両尺度で等しいことを意味している. これは有効推力を構成するプロペラ有効伴流率 $(1 - w_T)$ 等の自航要素が両尺度で異なる値であっても自動的に成立するのである. よって, 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フルード数は同外乱下の実船と同じ, つまり船速が相似になることが保証される. **Ship-point** 状態であれば通例では有効推力を構成する推力減少係数 $(1 - t)$ は両尺度で同値と見なしてよい<sup>11)</sup>, 基本的には主機特性自航装置によって主機応答を考慮してプロペラ回転数を実船相当にすることが出来れば模型尺度における船速を同外乱中の実船の船速と相似にすることが可能であり, ひいては模型試験で実船の船速を模型試験で直接計測するという本研究の目標が達成できることになる. そこで, 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応答について, 同じように両尺度の一致を検討する. そのためには(3.3)式の軸系運動方程式のプロペラトルクに(3.6)式を代入して得られる両尺度の連立方程式からプロペラ回転数が両尺度で等しくなることを導き, そのプロペラ回転数から得られるプロペラトルクが両尺度で等しくなることを導ければ良い. しかし, (3.6)式中のプロペラ有効伴流率 $(1 - w_T)$ が基本的に両尺度で異なるためこれらの一致は保証されない. 有効伴流率の差異は根本的にはレイノル

ズ数が尺度により大きく異なるために生じる。そのため、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

前節で述べた実船・模型船の両尺度におけるプロペラ有効伴流率の差異は両尺度のレイノルズ数の差異に基づくが、模型試験で実船尺度レイノルズ数を確保することは物理的な手法で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これまでに多くの研究がなされており<sup>11)</sup>、これらの研究成果を応用することで模型船と同じフルード数で航走す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修正値により実船相当に補正する方法を提案する。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主機応答も含めて実船と相似になることが合理的に保証される。

提案するリアルタイム補正法のフローを図6に示し、各項目の詳細を記す。なお、本補正法ではITTCが推奨する実船馬力推定法の推定式を適宜使用しているが<sup>11)</sup>、例えば実船尺度プロペラ有効伴流率の推定には矢崎の方法を用いる等<sup>12)</sup>、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、

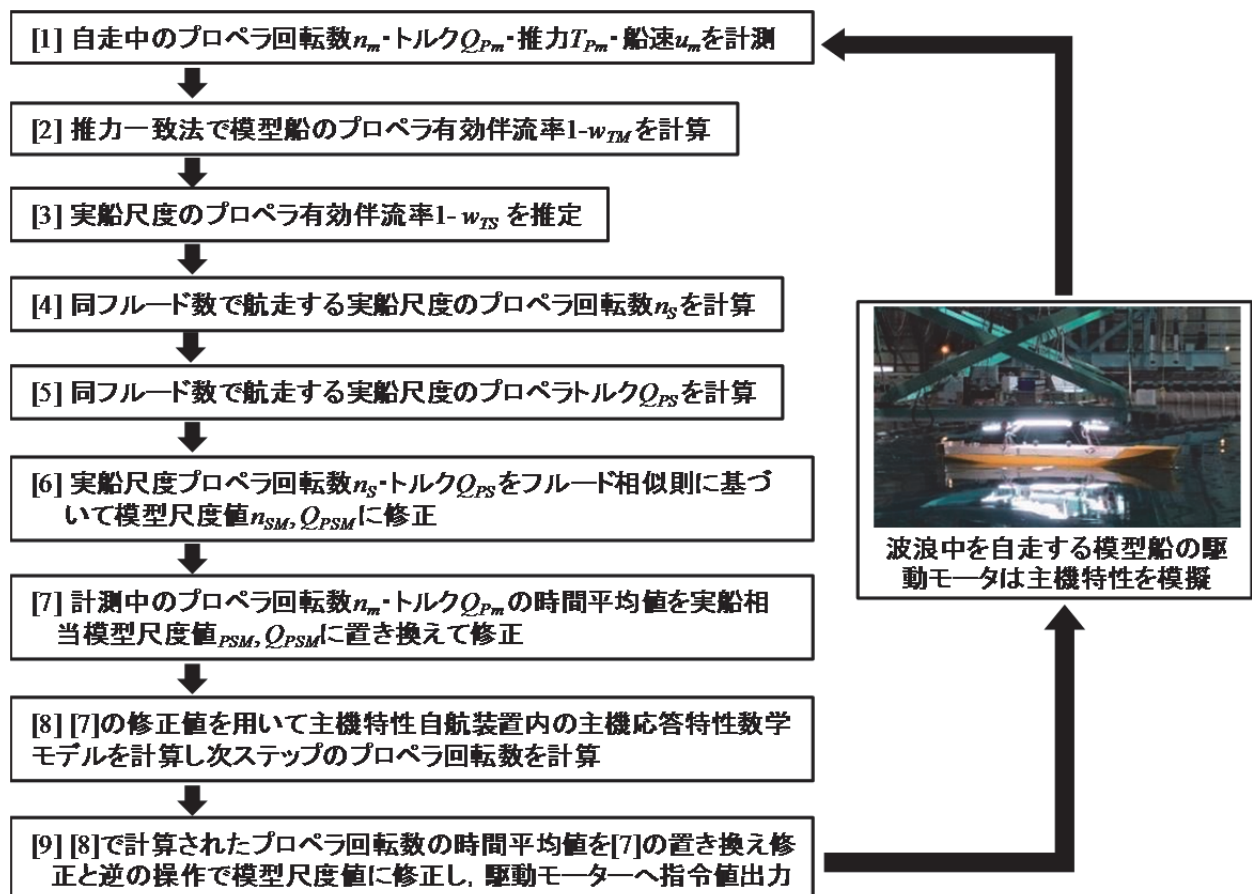


図6 主機特性自航装置へ入力する回転数・トルクのリアルタイム補正フロー

[1] 航走中のプロペラ回転数 $n_m$ 、トルク $Q_{Pm}$ 、推力 $T_{Pm}$ 、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プロペラ有効伴流率 $1-w_{TM}$ 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(3.9)式を用いて実船尺度のプロペラ有効伴流率  $1 - w_{TS}$  を求める．

$$w_{TS} = (t_s + \varphi) + (w_{Tm} - t_M - \varphi) \frac{(1+K)C_{F0}[R_{eS}] + \Delta C_F}{(1+K)C_{F0}[R_{eM}]} \quad (3.9)$$

(3.9)式は ITTC の推奨式であり，式中の  $K$ ,  $\Delta C_F$  はそれぞれ形状影響係数と粗度修正量である．模型尺度の推力減少率  $t_M$  は自由航走中に計測値が直接得られないため，荷重量変更試験等の曳航試験で事前に取得しておく必要がある．なお，前述の通り実船尺度値は Ship-point 状態，つまり摩擦修正量が作用している状態では模型尺度と同値と見なしてよい．また， $\varphi$  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<sup>11)</sup>．

- [4] [3]で求めた実船尺度有効伴流率を用いて，(3.10)式の連立方程式と(3.11)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  $n_{PS}$  を求める．

$$\begin{cases} \frac{K_{TS}}{J_s^2} = \frac{S_s}{2D_{PS}^2} \frac{C_{TS}}{(1-t_s)(1-w_{TS})^2} \\ K_{TS} = f[J_s] \end{cases} \quad (3.10)$$

$$n_s = \frac{u_M \sqrt{L_s/L_M} (1-w_{TS})}{J_s D_s} \quad (3.11)$$

(3.10)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  $K_{TS}$  の連立方程式であり，(3.11)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，(3.10)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  $T_M$  を用いて定常航走状態を前提とした(3.12)式により間接的に推定した．

$$C_{TS} = (1-t_M) T_M / \left( \frac{1}{2} \rho_M S_M u_M^2 \right) \quad (3.12)$$

- [5] [4]で求めた実船尺度のプロペラ回転数  $n_s$  を用いて，(3.13)式より実船尺度プロペラトルク  $Q_{PS}$  を求める．

$$Q_{PS} = \rho_s n_s^2 D_s^5 \cdot K_{QS} [J_s] / \eta_{RS} \quad (3.13)$$

なお， $K_{QS}$  は実船尺度のプロペラトルク単独特性であり， $\eta_{RS}$  は実船尺度のプロペラ効率比である． $\eta_{RS}$  は推力減少率  $t_s$  と同様に Ship-point 状態であれば模型尺度値を用いてよいとされ，模型尺度の  $\eta_{RM}$  は荷重量変更試験等で事前に取得するか自走中の計測トルクを直接解析することで得られる．

- [6] [4], [5]で求めた実船尺度のプロペラ回転数  $n_s$ ，トルク  $Q_{PS}$  をフルード相似則に基づいて(3.14)式のように模型尺度に修正する．

$$\begin{cases} n_{SM} = n_s \sqrt{L_s/L_M} \\ Q_{PSM} = \rho_M n_{SM}^2 D_M^5 K_{QS} (J_s) / \eta_{RS} \end{cases} \quad (3.14)$$

[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 $n_{in}$ ， $Q_{Pin}$ を(3.15)式のように自走中計測値 $n_m$ ， $Q_{Pm}$ の時間平均成分 $n_M$ ， $Q_{PM}$ を[6]で求めた実船尺度相当値 $n_{SM}$ ， $Q_{PSM}$ に置き換える．

$$\begin{cases} n_{in} = n_m - n_M + n_{SM} \\ Q_{Pin} = Q_{Pm} - Q_{PM} + Q_{PSM} \end{cases} \quad (3.15)$$

[8] [7]で求めた修正値を主機特性自航装置に入力し，(2.1)～(2.8)式に示した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(3.16)式のように[7]と逆の操作で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 $n_{out}$ を決定しモーターへ出力する．

$$n_{out} = n_{e.out} - n_{SM} + n_M \quad (3.16)$$

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と相似になるため，主機特性自航装置が与えるプロペラ回転数応答は同外乱下の実船主機相当となる．よって3.2節で述べた考察に基づき，模型船の波浪中船速が実船と相似になることが合理的に保証される．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，本節で提案する主機特性自航装置の入力値補正方法，によって構成される実船性能を直接計測できる水槽試験法を“船速相似法”と称することとする．

#### 4. 船速相似法による波浪中速力試験

##### 4.1 全体概要と対象船

船速相似法を適用して規則波中および多方向不規則波中の自由航走速力試験を実施した．試験目的は主機特性自航装置による波浪中の主機応答を計測すること，および船速相似法を用いて実船の波浪中性能と合理的に見なせる計測データを実際に取得することにある．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，供試船は2.4節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行った．航走時には直進航走を保持するためPID制御で自動操舵を施している．図7に模型船の外観と航走時の様子を示す．



図7 波浪中速力試験の供試コンテナ模型船（左：外観，右：規則波中自走の様子）

本試験では船速相似法によって主機応答を模擬してプロペラ回転数を制御する条件（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るが回転数は固定する“Ship-point 条件（図表中，SP）”，摩擦修正量を与えずに回転数を固定する“Model-point 条件（図表中，MP）”

の3通りのプロペラ回転数設定条件で計測を実施した。補助推力装置で与える補助推力量 $T_A$ は(4.1)式で示すように ITTC 推奨法<sup>11)</sup>による摩擦修正量とした。式中の形状影響係数 $K$ は抵抗試験結果より0.110と定め、粗度修正量 $\Delta C_F$ は ITTC 推奨法に則って求めている。

$$\begin{cases} T_A = \frac{1}{2} \rho_M S_M u_m^2 \left\{ (1+K) (C_{F0} [R_{eM}] - C_{F0} [R_{eS}]) - \Delta C_F \right\} \\ C_{F0} = \frac{0.075}{(\log_{10} [R_e] - 2)^2} \end{cases} \quad (4.1)$$

船速相似法を使用する場合、実船尺度の推力減少率 $t_S$ とプロペラ効率比 $\eta_{RS}$ が必要となるが、前述の通り Ship-point 状態で航走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、本試験では図8に示される平水中の荷重量変更試験の結果を用いて見かけのプロペラ前進定数 $J_H$ による近似モデルを作成し、試験航走時には船速と回転数の時間平均値に基に $J_H$ を計算して両値を与えた。

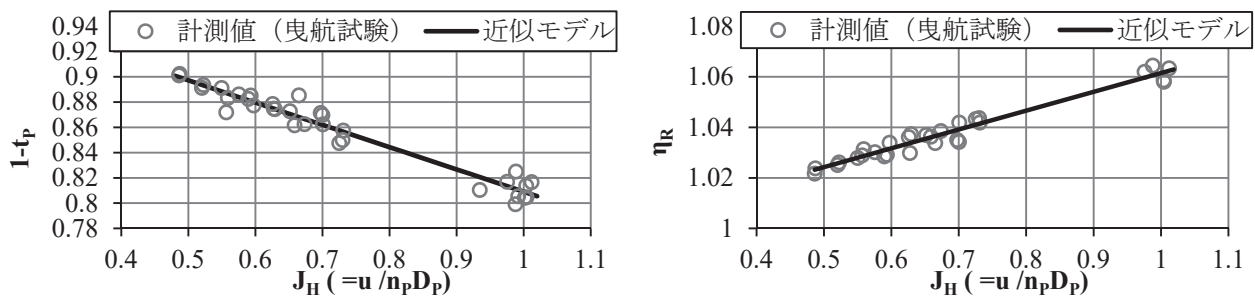


図8 平水中荷重量変更試験から取得し計測値と近似モデル  
(左：推力減少係数，右：プロペラ効率比)

また、模型尺度および実船尺度のプロペラ単独特性も必要であるため供試模型プロペラのプロペラオープンテストを実施して模型尺度の単独特性を取得し、実船尺度は ITTC 推奨法に則ってプロペラオープンテスト結果から推定した。なお、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 規則波中速力試験

### 4.2.1 概要と試験条件

表5 規則波中速力試験 試験条件

| プロペラ回転数 設定   |      |      |      | 波条件     |                                |
|--------------|------|------|------|---------|--------------------------------|
|              | MP   | SP   | ENG  | 波出会い角   | 向波                             |
| プロペラ回転数制御    | 固定   | 固定   | 主機応答 | 波高 [cm] | 6.0, 8.0                       |
| 設定値 [rps]    | 16.3 | 13.2 | 14.2 | 波長 [m]  | 1.6, 2.4, 3.2, 3.6, 4.0, 4.8   |
| (補助推力装置目標推力) | None | SFC  | SFC  | (波長船長比) | (0.4, 0.6, 0.8, 0.9, 1.0, 1.2) |

規則波中速力試験における試験条件を表5に示す。プロペラ回転数の各条件の設定値は平水中速力試験で設計速力25.1kt相当に到達する値である。なお、船速相似法(ENG)条件においてはこの設定値は主機特性自航装置内のガバナーモデルに入力する指令回転数値であり、2.4.2節で述べた通り航走中の回転数は基本的にこの指令値に近づくように制御される。波条件について、本試験では主機負荷による回転数低下を水槽試験で取得すること

が目的であるため、波浪中抵抗増加が大きく船速低下が見込まれやすい向波中かつ比較的高波高の波条件を選定している。

#### 4.2.2 計測結果と考察

計測した時系列データを図9に示す。比較のため Ship-point 条件と船速相似法条件の計測データを示しており、両条件で波条件は同じである。前後方向船速の時間平均値はやや Ship-point 条件が大きいがその変動量は同程度である。なお、プロペラ回転数および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参考に点線で示している。また、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、MCR 値で正規化されているため最大値は1.0である。

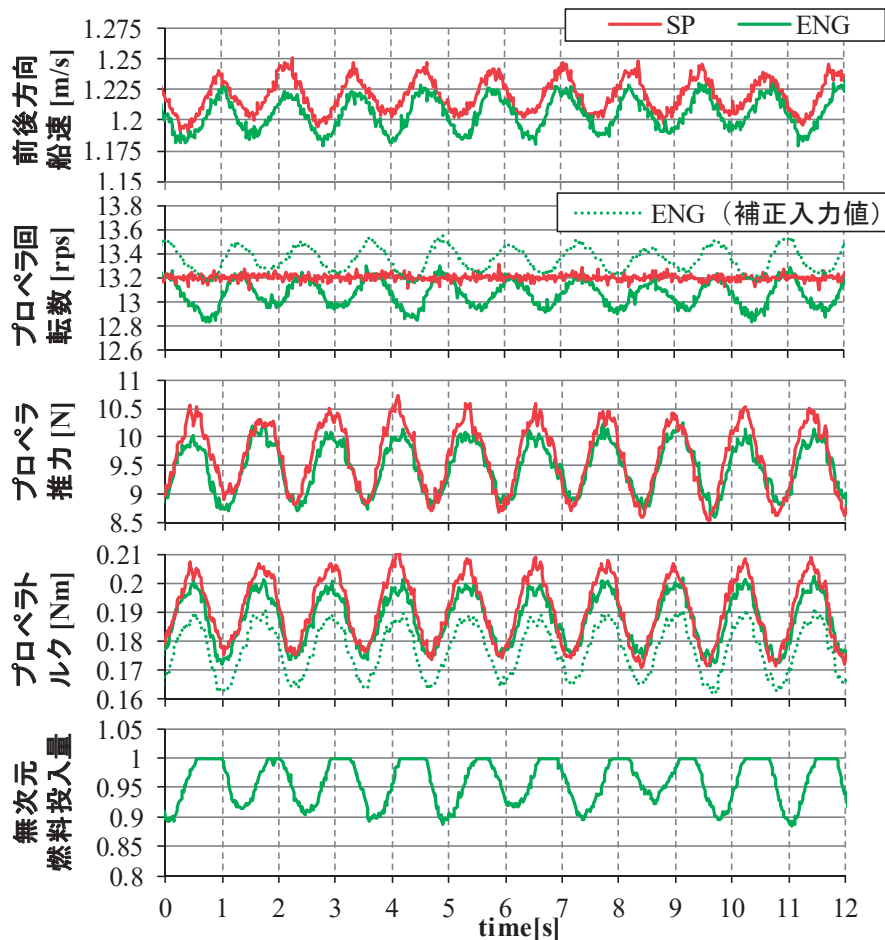


図9 規則波向波中速力試験 計測データ時系列 (波高:6.0cm, 波長:4.8m)

データを分析すると、まず船速相似法条件では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、前述の通り船速変動量は両回転数条件でほぼ同程度だが、プロペラ推力・トルクの変動振幅は Ship-point 条件より船速相似法条件の方が減少している。2.4.2 項での分析と同様に、これらの傾向は実船主機の応答が再現された結果である。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、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、船速相似法を用いることで波浪中実船主機の複雑な応答を陽に考慮した波浪中推進性能が水槽模型試験で評価できると言えよう。

次に計測データの時間平均値解析結果を図10に示す。左列と右列はそれぞれ波高6.0cm, 8.0cmの結果であり、横軸は波長船長比、縦軸は上から平水中との船速比、プロペラ回転数、推力、トルク、無次元燃料投入量である。なお、プロペラ回転数、トルクについては3.2節で示した主機特性自航装置への補正入力値、つまり模型尺度に

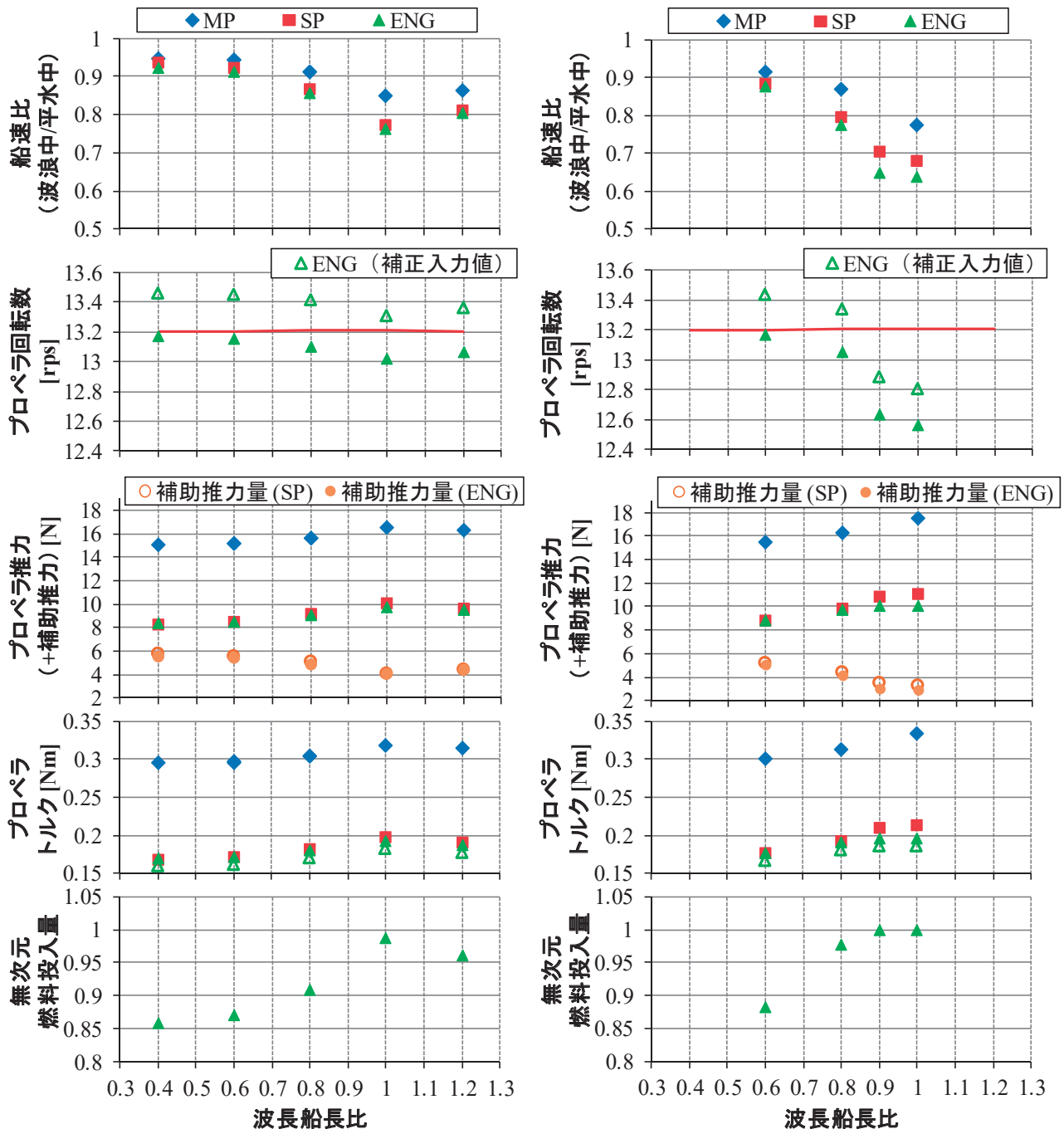


図 10 規則波向波中速力試験 計測データ時間平均値 (左: 波高 6.0cm, 右: 波高 8.0cm)

おける実船相当値も参考に示している。また、プロペラ推力については、補助推力装置によって船体に付与された補助推力量 $T_A$ の計測値、つまり摩擦修正量を併せて示す。

まず、全ての試験条件に於いて波長船長比が 1 付近で最小あるいは最大を迎える傾向が確認できる。具体的には、規則波中抵抗増加がこの領域で最大を迎えるため船速比は最小となり、推力とトルクは船速低下によって増加し、無次元燃料投入量はトルク増加に対して回転数を維持するために増加している。次に波高 6.0cm の計測結果では船速比、推力、トルクは、船速相似法条件においては回転数が僅かに低下しているためこれらも僅かに低下しているが、Ship-point 条件と船速相似法条件ではほぼ同値となった。しかし、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、補助推力として与えられる摩擦修正量が船速低下により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。一方、波高 8.0cm 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。この直接的な要

因は主機応答再現によって回転数の大きく低下したためであるが、回転数低下の要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、「主機がMCR状態に到達したことで出力できるエンジントルクが既に最大限となり、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減少していく」という実船主機の作動状況を再現されている。また、図9に示した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状態への遷移過程であり複雑な主機応答と見なせるが、提案した試験法を用いればこれらの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ため、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と言える。また図10では、プロペラ回転数とトルクについて、主機特性自航装置への補正入力値を示しているが、前述のように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と見なすことが出来る。以上の考察により、船速相似法は従来のプロペラ回転数を一定とする水槽試験法を比較して有用な手法であると言える。

### 4.3 多方向不規則波中速力試験

#### 4.3.1 概要と試験条件

短波長中の波浪中抵抗増加は反射波による影響が支配的となり、この抵抗増加量を精度良く推定することは長波長中と比較すると困難である。実海面は基本的には多方向性を有する短波長成分が支配的であるため、船速相似法は抵抗増加の推定が困難なこれら多方向不規則波を対象とすることで有用性を真に発揮できると言える。海上技術安全研究所の実海域再現水槽では実海象である多方向不規則波を造波することが可能であるため、本研究では船速相似法を用いた多方向不規則波中速力試験によりデータ計測を実施した。

プロペラ回転数の設定条件は表5に示す規則波中試験時と同じである。水槽内に造波する多方向波の方向スペクトルはIMOで定められた速力低下係数 $f_W$ の暫定算出ガイドラインに準じて決定した<sup>5)</sup>。具体的には、周波数スペクトルとして修正Pierson-Moskowitz型、方向分布関数は $\cos^2$ 型を選定し、スペクトル形状決定に必要な有義波高および平均波周期は世界気象機関WMOが定めたビューフォート風力階級6,7,8相当となるよう表6のように設定した。なお、表中の“BF”はBeaufortの略を意図し、後に続く数字は階級数を表している。多方向不規則波の造波信号はシングルサンメーション方式を採用して作成した。図11に計測した設定波条件ごとに計測した方向スペクトルを示す。図の実線は計測値、点線は理論式による目標値、横軸は水槽内での造波方向角であり本検討は180度を波主方向としている。また、表6中の模型尺度の括弧内数値は計測したスペクトル形状から求めた値である。計測スペクトル形状は目標形状と少々差はあるが大凡目標通りの多方向波が再現できていることがわかる。本試験では計測された方向スペクトルがピークを迎える角度を波主方向とし、その方向に向かって模型船を航走させている。

表6 対象となる多方向不規則波の設定条件

|            | BF6            | BF7            | BF8            |
|------------|----------------|----------------|----------------|
| (実船尺度)     |                |                |                |
| 有義波高 [m]   | 3.0            | 4.0            | 5.5            |
| 平均波周期 [s]  | 6.7            | 7.7            | 9.1            |
| 平均風速 [m/s] | 12.6           | 15.7           | 19.0           |
| 模型尺度       |                |                |                |
| 有義波高 [cm]  | 4.0<br>(4.06)  | 5.33<br>(4.95) | 7.33<br>(7.09) |
| 平均波周期 [s]  | 0.77<br>(0.82) | 0.89<br>(0.95) | 1.05<br>(1.12) |
| 平均風速 [m/s] | 1.45           | 1.81           | 2.19           |

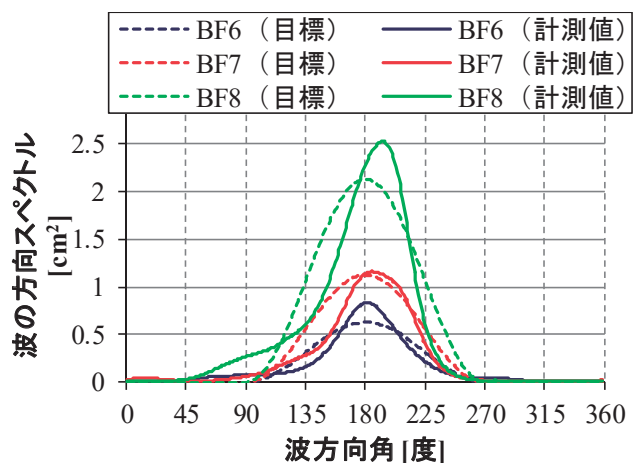


図11 対象多方向不規則波の計測方向スペクトル

#### 4.3.2 実海象中風圧抵抗を模擬する方法

実海象下の性能を評価する場合、海象に応じた風状況を考慮することが必要である。よって船速相似法を適用した水槽試験を行う際も航走する模型船に想定する実海象下の風圧抵抗を与えるべきである。水槽試験法としては送風装置を使用して風圧抵抗を直接与える方法も検討できるが、本研究では補助推力装置を用いて前後方向風圧抵抗を模擬する方法を用いた。

$$X_{Wind} = \frac{1}{2} \rho_A A_T U_A^2 \cdot C_X(\psi_A) \quad (4.2)$$

まず、一般的に前後方向風圧抵抗は(4.2)式の通り表せる。ここで、 $\rho_A$ は空気密度、 $A_T$ は船の水線面上正面投影面積、 $U_A$ 、 $\psi_A$ は出会い風速および風向、 $C_X$ は前後方向の風圧抵抗係数である。出会い風速および風向は真の風速・風向と船速・船首方位によって決定される。風圧抵抗は水と比べて粘性影響がほぼ無視できるため実船尺度値をフルード相似則で模型尺度に修正するだけで尺度影響を考慮できる。そのため、風圧抵抗係数と模型尺度の水線面上正面投影面積を取得した上で、模型船航走中の出会い風速および出会い風向がわかれば(4.2)式によって模型尺度の風圧抵抗が評価できる。模型船航走中は船速と船首方位は既知であるため、水槽空間内における真の風速と風向を設定しておけば出会い風速および風向を得ることができる。そして、補助推力装置で与えている摩擦修正量から航走中の風圧抵抗を差し引いて補助推力を与えれば自由航走する模型船に風圧抵抗を模擬的に与えることができる。この方法を本試験にて適応することとし、水線面上正面投影面積および風圧抵抗係数は海上技術安全研究所で開発した風圧力簡易推定プログラムを用いて推定した<sup>13)</sup>。真の風速は表6に示す風力階級ごとの平均風速とし、真の風向は前述の波主方向と同じとした。

#### 4.3.3 計測結果と考察

計測データの時間平均値解析結果を図12に示す。試験では3~4回に分けて異なる出会い波中を航走させており、項目に“(w)”と記載のある結果は4.3.2節で説明した風圧抵抗を模擬的に与えて取得したものである。図中の線は回転数設定条件ごとの3~4回の計測結果の平均値を結んでおり、点線は風圧抵抗を与えず、実線は風圧抵抗を模擬した結果である。また、図の横軸は有義波高であり、解析結果は3通りの有義波高で整理されているがそれぞれ左から表6のビューフォート風力階級6, 7, 8に相当している。

結果を分析すると、まず船速はModel-point条件がShip-point条件および船速相似法条件より高い。この要因は4.2節の規則波中結果と同様で、波浪中抵抗増加による船速の減少に伴い摩擦修正量が減少し補助推力量が低下したためである。次に風圧抵抗を模擬しない場合、Ship-point条件と船速相似法条件では結果に有意な差は無い。これは、主機特性自航装置による回転数低下がそこまで有意ではないことが要因である。一方、風圧抵抗を模擬した場合、模擬しない場合と比較して船速は有意に減少しプロペラトルク、推力および無次元燃料投入量は増加している。また、有義波高の増加に伴いShip-point条件と船速相似法条件の差も幾分か増加している。その要因は風圧抵抗の増加によりプロペラ負荷が増大して主機応答による更なる回転数低下が誘起されたことによると考えられる。

以上、多方向不規則波中においても船速相似法による計測を実施し、実船相当の風圧抵抗も考慮した試験結果を得ることができた。3章で述べた船速相似法の性質より、実船相当値として評価する場合、船速とプロペラ推力は計測値を、プロペラ回転数とトルクは主機特性自航装置に入力する補正值、をそれぞれフルード相似則で実船尺度に修正すればよく、無次元燃料投入量は得られた計測データがそのまま実船尺度値と見なせる。これらは同海象中の実船性能として合理的に直接評価できる計測データと言えるが、その検証は基本的には実運航データとの比較によってなされるべきであり今後の課題とする。なお本論では省略しているが、著者らの検討により4章で得られた試験結果は数値計算による推定結果と比較的良好に一致していることが確認されているため<sup>14), 15)</sup>、試験結果は妥当性を確保していることを補記する。

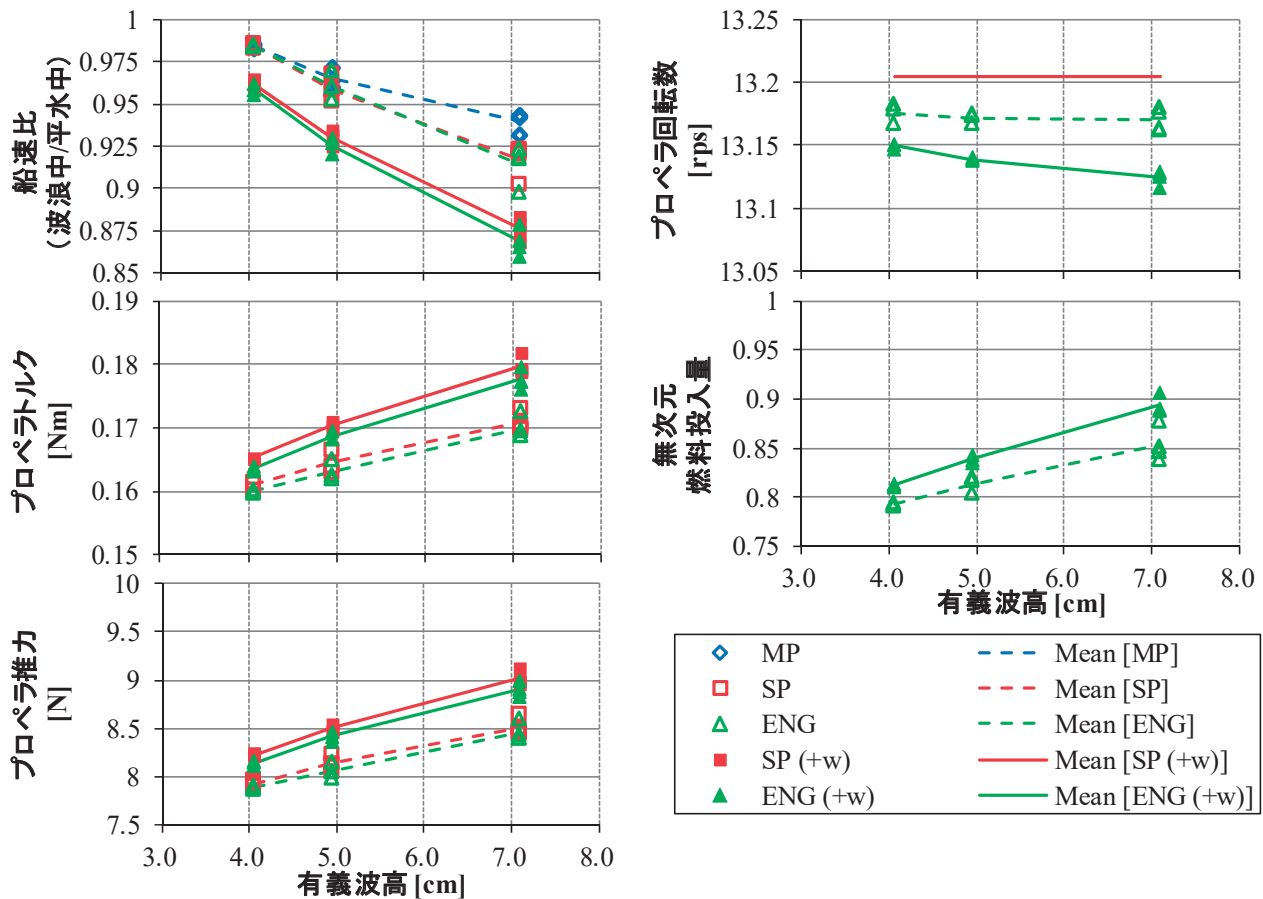


図12 多方向不規則波中速力試験 計測データ時間平均値

## 5. 水槽試験を活用した主機設計の試み

### 5.1 水槽試験による主機設計の概要

4章までに主機特性自航装置と補助推力装置を使用した水槽試験法である船速相似法について報告した。その過程で、燃料消費量も含めたプロペラ回転数およびトルクなど波浪中主機負荷変動の平均値や変動量が計測できることを述べているが、これらは主機応答特性数学モデル中の係数及び定数によって変化する。これらの係数等は、推進軸系の慣性モーメントやガバナーの回転数調速のためのゲイン設定など、船舶に主機を搭載するに当たっての設計・調整要素が反映されている。通例では主機の波浪中応答に深く注意を払った設計やゲイン調整は行われていないが、本研究で開発した船速相似法を用いれば対象船の設計速力や想定航路の海象条件に応じて詳細に検討した主機設計による波浪中主機応答を水槽試験による計測を通じて検証することも可能である。これは水槽試験の新たな活用法と言え、例えば燃料消費量を最適にする主機設計を検討してその効果を水槽試験で検証すれば省エネ運航への波及効果も期待できる。5章では主機設計のための水槽試験活用の一例として著者らの検討事例を紹介する。まず、主機応答特性を水槽試験でより高度に評価するため、ターボチャージャー機構のモデルを組み込んだ主機特性自航装置を開発し、水槽試験の計測結果よりその挙動を検証した。次に、回転数変動を抑制するためのガバナー設計を行いその効果を水槽試験で検証した。

### 5.2 ターボチャージャー特性を考慮した主機特性自航装置の開発

2章で説明した主機応答特性数学モデルは回転数調速機構であるガバナー、ガバナーによって供給量が決定される燃料投入によって生じるエンジントルク発生、推進軸系の回転運動がモデル化され構成されている。一方、

主機の応答を決定する構成要素の一つにターボチャージャーがある．ターボチャージャーは燃焼室に送り込む圧縮空気の供給量を決定するためエンジントルク発生に大きく影響する．ターボチャージャーモデルを主機応答特性数学モデルに追加できれば主機応答表現の高度化が期待されると共に、水槽試験を活用したターボチャージャー設計への応用が可能となる．よって、ターボチャージャーモデルを追加した主機応答特性数学モデルおよび主機特性自航装置を開発し、波浪中速力試験によりデータ取得を実施した．

まず、ターボチャージャーモデルを追加した主機応答特性数学モデルについて述べる．これらのモデルは2.2節で述べたターボチャージャー特性を陽に考慮した Bondarenko モデル<sup>7)</sup>の一部を簡易な応答モデルに修正して作成している．具体的には、機械式ガバナーモデルは(2.1)～(2.6)式、推進軸系の回転運動方程式は(2.8)式と同じである．ターボチャージャーの回転運動方程式は(5.1)式に示す． $I_{TC}$ は回転部分の慣性モーメント、 $n_{TC}$ はターボチャージャーの回転数、 $Q_T$ 、 $Q_C$ はそれぞれタービントルクおよびコンプレッサートルクである．

$$2\pi I_{TC} \frac{dn_{TC}}{dt} = Q_T - Q_C \quad (5.1)$$

ターボチャージャーモデルを含まない場合のエンジントルクモデルは(2.7)式のように主機回転数と燃料投入量による関数表記であるが、ターボチャージャーモデルを含む場合はその回転数が陽に含まれる(5.2)式となる．また、タービントルクとコンプレッサートルクも同様の関数形で求められるようにモデル化している．(5.2)式の諸量は MCR 時の値で正規化された無次元表記である．

$$\begin{bmatrix} \bar{Q}_e \\ \bar{Q}_T \\ \bar{Q}_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{Q_e}(\bar{n}_e, \bar{h}_p, \bar{n}_{TC}) \\ f_{Q_T}(\bar{n}_e, \bar{h}_p, \bar{n}_{TC}) \\ f_{Q_C}(\bar{n}_e, \bar{h}_p, \bar{n}_{TC}) \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

タービントルクやコンプレッサートルクは燃焼室への圧縮空気や排気される空気の圧力や温度の時間変化によって計算され、結果的に(5.2)式のように帰着して表記できるがその計算過程は強い非線形性を含む．本検討ではリアルタイム制御を行うための取り扱いの観点からこれらに等価線形化を施したモデルを使用することとした．

図 13 に上記のターボチャージャーモデルを実装した主機特性自航装置を使用して計測した時系列データを示す．試験供試船はパナマックスバルクキャリア船型、対象主機は約 11.9MW の 6 気筒 2 ストロークディーゼル主機であり、主機応答特性数学モデルの係数および定数はターボチャージャーモデルを含み本主機の仕様や稼働実験データを基に同定されている．図 13 は規則波中速力試験による計測データであり、波条件は波高 6.0cm、波長 3.67m (波長船長比 0.8) で波向きは向波である．また、模型船はフルード数 0.134 (実船尺度で 12.0kt 相当) で直進航走している．結果を分析すると、まずプロペラ回転数、トルクおよび無次元燃料投入量は周期的に変動しているがターボチャージャー回転数も同様に周期的に変動していることが確認できる．変動の位相に注目すると、プロペラ回転数と無次元燃料投入量が逆位相であることは 2.4 節の分析と同様であり、ターボチャージャー回転数はプロペラ回転数とほぼ同位相である．ただし、ほぼ全ての変動波形は主要な成分以外に二次以上の成分を含んでいるように見受けられ、プロペラトルクではそれが特に顕著に確認できる．これは、入射波によるプロペラ流入速度変動は単一規則波のため 1 成分のみだが、主機応答がターボチャージャーの動特性を含んだことで非線形性が増加して二次の成分が現れたと考えられる．

以上の分析のように、ターボチャージャーモデルを含んだ主機特性自航装置を用いれば波浪中主機応答が更に高度に評価できる可能性を示した．本自航装置を用いた船速相似法による水槽試験を行えば実船性能評価の更なる精度向上や主機設計への活用に期待できる．

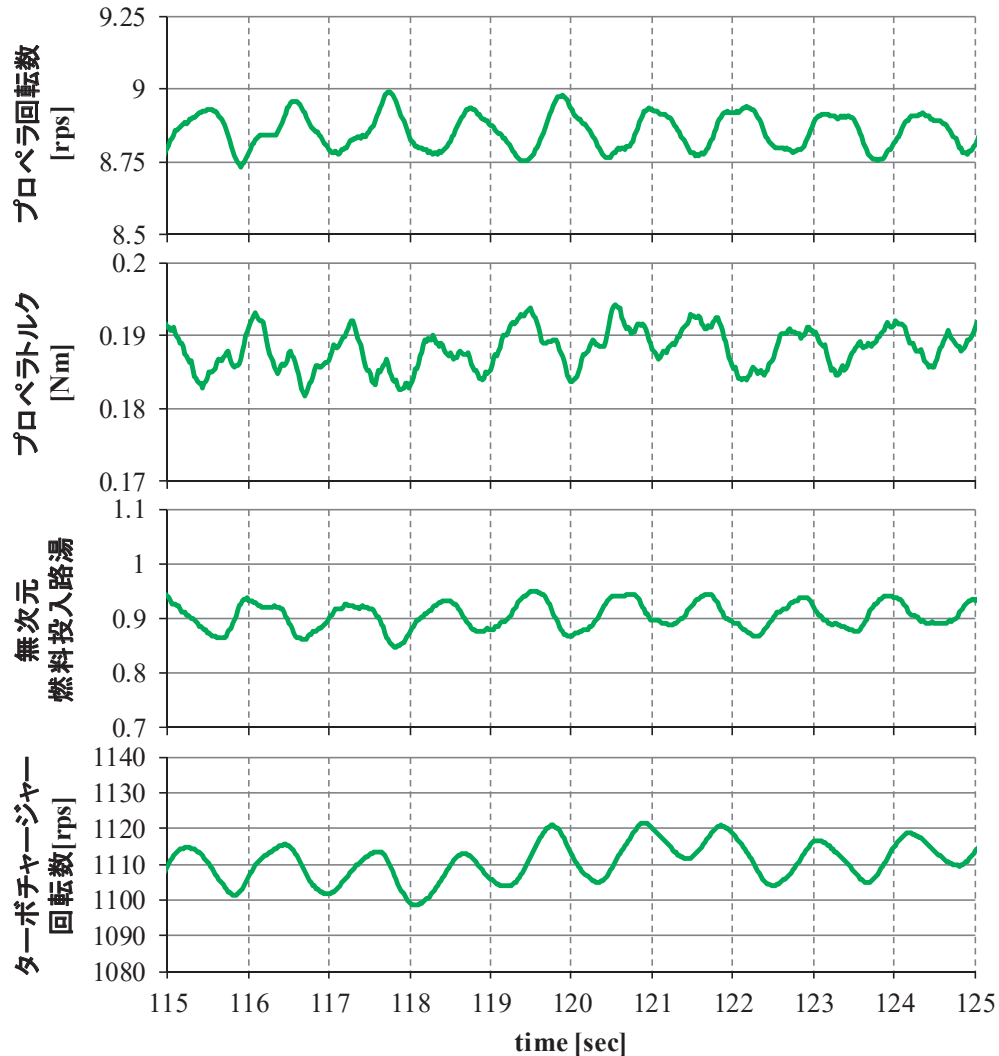


図13 ターボチャージャーモデル付き主機特性自航装置による規則波中計測時系列データ

### 5.3 水槽試験を活用したガバナー設計の例

主機回転数と燃料投入量の変動はガバナーの特性を考慮するとトレードオフの関係にあり、一方の変動量を抑えるようにガバナー設計を行うともう一方の変動量は増加する。主機回転数も燃料投入量も大きな変動は主機への負荷に繋がるため抑制できることは望ましい。そこで本検討では、著者らが有する標準的なガバナー設定を基準として、燃料消費量の変動量は標準設定と同程度にしつつ回転数変動を抑制するガバナー設定を感度調査により決定した。感度調査はまず数値計算ベースで実施し、次に数値計算で決定した係数条件を基に波浪中速力試験で変動量を確認しつつ微調整を行って最終決定した。

表7に標準設定と決定した回転数変動抑制設定を示す。なお、対象は5.2節で説明した6気筒2ストロークディーゼル主機であり、前節のターボチャージャーモデルを追加した主機応答特性数学モデルを用いている。表7中の各係数は(2.1)～(2.6)式中の機械式ガバナーモデルの係数に対応し、尺度修正は表3の無次元化変数で行っている。また、 $K_{SV}$ は(2.4)式のパワーピストンモデルから決定される無次元燃料投入量が(5.2)式のエンジントルク発生モデルに入力される際の増幅比率である。

図14にガバナー設定を変更して実施した規則波中速力試験の計測値を示す。供試模型船は5.2節と同じパナマックスバルクキャリア船であり、波高8.0cmの向波中を自動操舵で直進航走させて計測している。図の左側は定常航走状態の計測データ時間平均値、右側は変動両振幅である。なお、本試験では無次元燃料投入量の最大値は1.1に設定されている。まず、船速は平均値・変動量ともにガバナー設定による差は無いが、その他はガバナー設定に応じた差が生じている。時間平均値を分析すると回転数変動抑制設定の方が標準設定より大きい。これは

表 7 対象主機ガバナーの標準ゲイン設定と主機回転数変動を抑制するガバナーゲイン設定

|                | 標準設定  |       | 回転数変動抑制設定 |       |
|----------------|-------|-------|-----------|-------|
|                | 実船尺度  | 模型尺度  | 実船尺度      | 模型尺度  |
| $K_i$          | 2.250 | 2.250 | 1.530     | 1.530 |
| $T_i$ [sec]    | 1.750 | 0.254 | 2.497     | 0.363 |
| $K_S$          | 8.333 | 8.333 | 10.0      | 10.0  |
| $T_{pp}$ [sec] | 0.500 | 0.073 | 0.100     | 0.015 |
| $K_{f.b}$      | 0.012 | 0.012 | 0.035     | 0.035 |
| $K_{SU}$       | 1.176 | 1.176 | 1.176     | 1.176 |

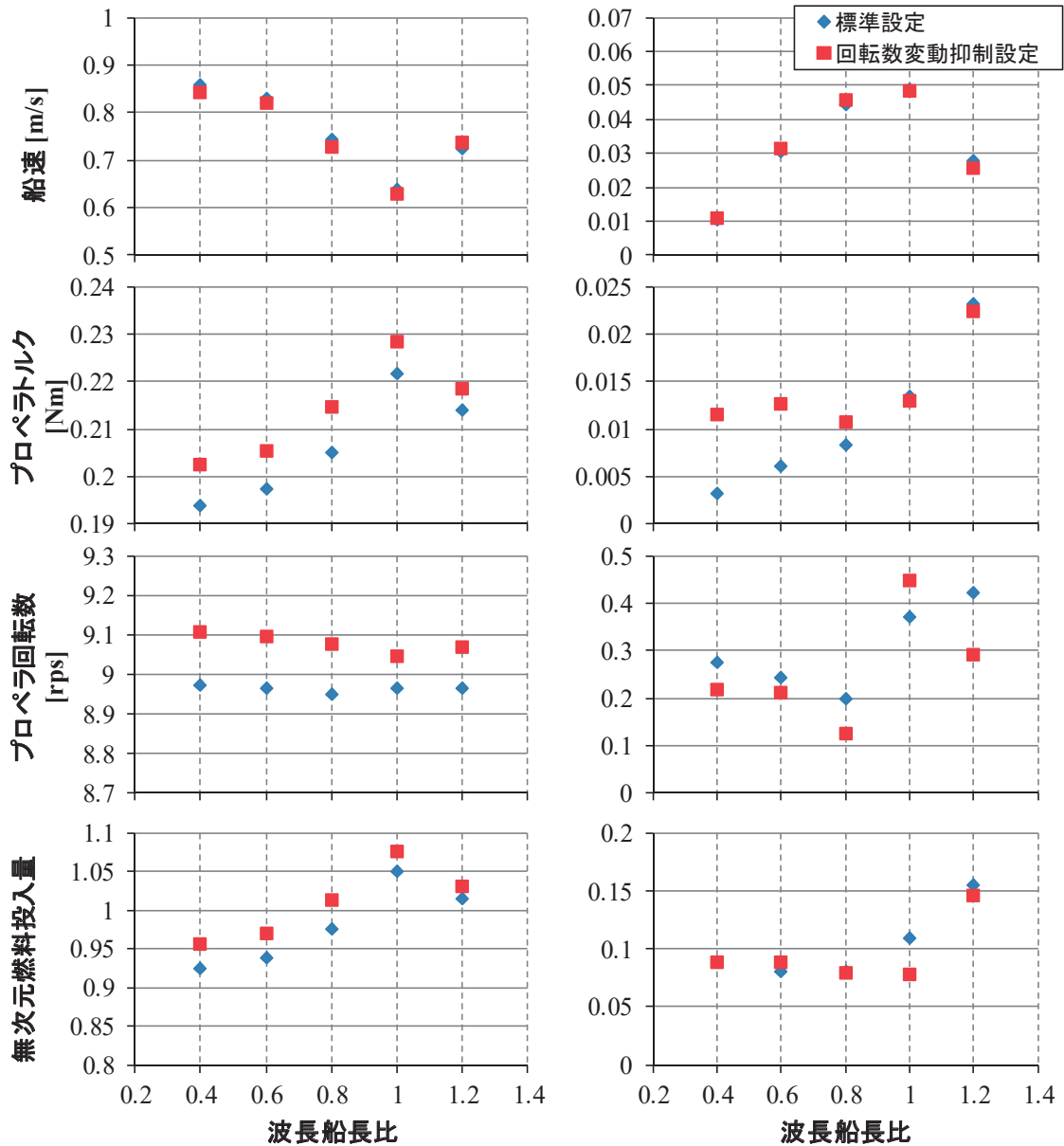


図 14 ガバナー設定による規則波航走中平均値と変動量の違い（左：時間平均値，右：変動両振幅）

比例ゲインに相当するセンサー係数 $K_S$ が抑制設定の方が大きいことが要因と考えられる。次に変動両振幅に注目すると、回転数は全体的に抑制設定が標準設定よりも低くなり、燃料投入量はガバナー設定による差は無い。これは抑制設定の設計思想に沿った結果であると言える。ただし、波長船長比 1.0 付近では標準設定の回転数変動

量が抑制設定より低くなり、燃料投入量変動は抑制設定の方が低くなっている。これは、燃料投入量の挙動を分析すると、抑制設定の燃料投入量は既に飽和状態に近くなり燃料投入による回転数調整代が減少したことが要因と考えられる。このように回転数変動抑制を意図して設計したガバナーは大凡狙い通りの効果があることが確認できた。ただし、船速など航走状態は同程度でも燃料投入量は標準設計の方が低く抑えられているため、省エネ性能を重視するなら標準設計が採用されるであろう。

以上のように水槽試験を活用することでガバナー設計の効果を検証できることを実例で示した。本手法は波浪中の省エネ運航や主機安全稼働に効果的な主機設計の議論や検証の手段として役立つであろう。

## 6. 波浪中主機応答理論計算法の提案と検証

### 6.1 主機応答計算のための数学モデル

4章では提案した船速相似法を用いれば水槽模型試験で同じ外乱中を航走する模型船の船速、プロペラ回転数、推力およびトルクを同外乱中の実船と相似で実船性能を直接計測できることを説明した。ただし、主機応答特性を考慮した回転数変動を与えるため従来の回転数一定を前提する試験法よりも計測される諸量の変動成分は実船相当に近いと考えられるが、本試験法の理論整備は基本的には時間平均成分を対象に行っているため変動成分は実船との相似性が保証されていない。また、水槽試験を行うためには模型船製作等に伴うイニシャルコストや施設使用によるランニングコストが発生することは否めない。そこで、本章では数値計算により波浪中のプロペラ回転数、推力およびトルクの変動量（以下、主機負荷変動とする）を予測するための計算手法を提案し、その推定精度を模型試験結果と比較する<sup>16)</sup>。

まず、主機応答特性を表す数学モデルは2章で示した(2.1)～(2.9)式の Bondarenko モデルを使用する。波浪中プロペラ推力及びトルクは 2.4.2 項の通り中村らによると平水中試験で取得したプロペラ単独特性と波浪中プロペラ有効流入速度によって(6.1)式のように推定できる<sup>17)</sup>。ただし、トルクモデルについては回転数の変化を前提としているため付加慣性モーメント項を追加している。ここで、 $K_T$ 、 $K_Q$ はプロペラ単独特性曲線から求めるスラスト係数、トルク係数である。なお、付加慣性モーメントは実船尺度プロペラ慣性モーメントの 25%相当とした。また、本章では付加慣性モーメントをプロペラトルクに含めており、(2.8)式では計算に含めていない。

$$\begin{cases} T = \rho n^2 D^4 \cdot K_T [J] \\ Q = \rho n^2 D^5 \cdot K_Q [J] / \eta_R + 2\pi I_{Pa} \frac{dn}{dt} \\ J = u_p / nD \end{cases} \quad (6.1)$$

規則波中のプロペラ有効流入速度 $u_p$ の推定は中村らの検討結果<sup>9)</sup>に著者らが波出合い角の影響を陽に考慮して提案した(6.2)式を用いる<sup>18)</sup>。ここで、 $u_0$ ：前後方向平均船速、 $\chi$ ：波出合い角（追波：0度）、 $\xi$ ：船体前後揺れ、 $\xi_a$ ：前後揺れ振幅、 $\varepsilon_\xi$ ：入射波と船体前後揺れの位相差、であり 2.4.2 項と重複する変数は記載していない。(6.2)式の第1項は船体前後運動成分であり、平均船速周りの前後揺れ速度とプロペラ有効伴流率の積で表す。第2項は波粒子運動成分でありプロペラ位置における波粒子運動による前後方向流速の理論値と船尾に於ける入射波振幅の減衰を表した減衰係数 $\alpha$ の積で表す。なお、本検討では船体前後運動成分は船体質量とフルードクリロフ力を考慮して周波数領域で求めた前後揺れ振幅と位相を使用している。

$$\begin{cases} u_p = (1 - w_T) \left\{ u_0 + \dot{\xi}(t) \right\} + \alpha \omega h_a \exp(-kz_p) \cos \chi \cos \left\{ \omega_e t - k(x_p + \xi(t)) \cos \chi \right\} \\ \xi(t) = \xi_a \cos(\omega_e t - \varepsilon_\xi) \\ \omega_e = \omega - k u_0 \cos \chi \end{cases} \quad (6.2)$$

減衰係数 $\alpha$ は著者らが 2 章で示した供試コンテナ船の規則波中試験結果から実験的に求めた(6.3)式を用いる。これは中村らが提案した $\alpha$ モデル<sup>9)</sup>が短波長中では過大な変動量を与えたことに対応した方策であり、詳細は参考文献に記載されている<sup>16)</sup>。

$$\alpha = \begin{cases} 0.343 \left( \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \right) + 0.136, & \text{for } \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \leq 2.52 \\ 1, & \text{for } 2.52 > \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \end{cases} \quad (6.3)$$

多方向不規則波中のプロペラ有効流入速度は(6.4)式を用いる。 $\varepsilon_i$ は波成分ごとの初期位相、 $N$ は波の成分数である。船体運動成分および波粒子運動成分は入射波の成分ごとの線形和としての表現であり、基本的には微小振幅波を前提とした線形理論に基づく取扱いである。なお、波の出会い角周波数は平均船速に対して算出し、減衰係数 $\alpha$ は波成分ごとに(6.3)式によって算出するものとする。

$$\begin{cases} u_p = (1 - w_T) \{ u_0 + u_\xi(t) \} + \sum_{i=1}^N \left[ \alpha_i \omega_i h_{ai} \exp(-k_i z_p) \cos \chi_i \cdot \cos \{ \omega_{ei} t - k_i (x_p + \xi(t)) \cos \chi_i - \varepsilon_i \} \right] \\ \xi(t) = \sum_{i=1}^N \xi_{ai} \cos(\omega_{ei} t - \varepsilon_{\xi i}) \\ u_\xi(t) = - \sum_{i=1}^N \omega_{ei} \xi_{ai} \sin(\omega_{ei} t - \varepsilon_{\xi i}) \\ \omega_{ei} = \omega_i - k_i u_0 \cos \chi_i \end{cases} \quad (6.4)$$

## 6.2 数学モデルの検証

前節で提案した数学モデルを検証するため、波浪中模型試験と同じ航走状態のプロペラ回転数、推力およびトルクを時系列計算してその変動量を試験結果と比較する。供試船は 2 章および 4 章と同じコンテナ船型であり主機応答特性数学モデルの係数は表 3 で示した通りである。計算に必要なプロペラ有効伴流係数 $w_T$ およびプロペラ効率比 $\eta_R$ は同供試船の平水中荷重度変更試験結果に基づいて見掛けのプロペラ前進定数 $J_H$ の線形近似関数として作成した(6.5)式を用いた。ここで、 $n_0$ は変動する回転数の時間平均値である。

$$\begin{cases} w_T = 0.171 + 0.187 J_H \\ \eta_R = 0.987 + 0.075 J_H \\ J_H = u_0 / n_0 D \end{cases} \quad (6.5)$$

### 6.2.1 規則波中模型試験結果との比較

図 15 に規則波航走中主機負荷変動の試験結果と計算結果について変動両振幅の比較を示す。試験は 4 章で述べた規則波中速力試験と同じ要領で実施されている。主機特性自航装置に設定した指令回転数は 12.0rps であり、計算ではガバナー数学モデル上の指令回転数に同じ値を入力している。波条件は、出会い波向きが向波と追波、波高が 4.0cm、8.0cm である。計算時に設定する平均船速は波条件ごとに試験値を入力した。結果を分析すると、向波時の波長船長比 1.0 付近のピーク付近は改善の余地はあるが、計算結果は全体的に試験結果と良好に一致しているため、提案した数学モデルによる数値計算は妥当な結果が得られていると言えよう。

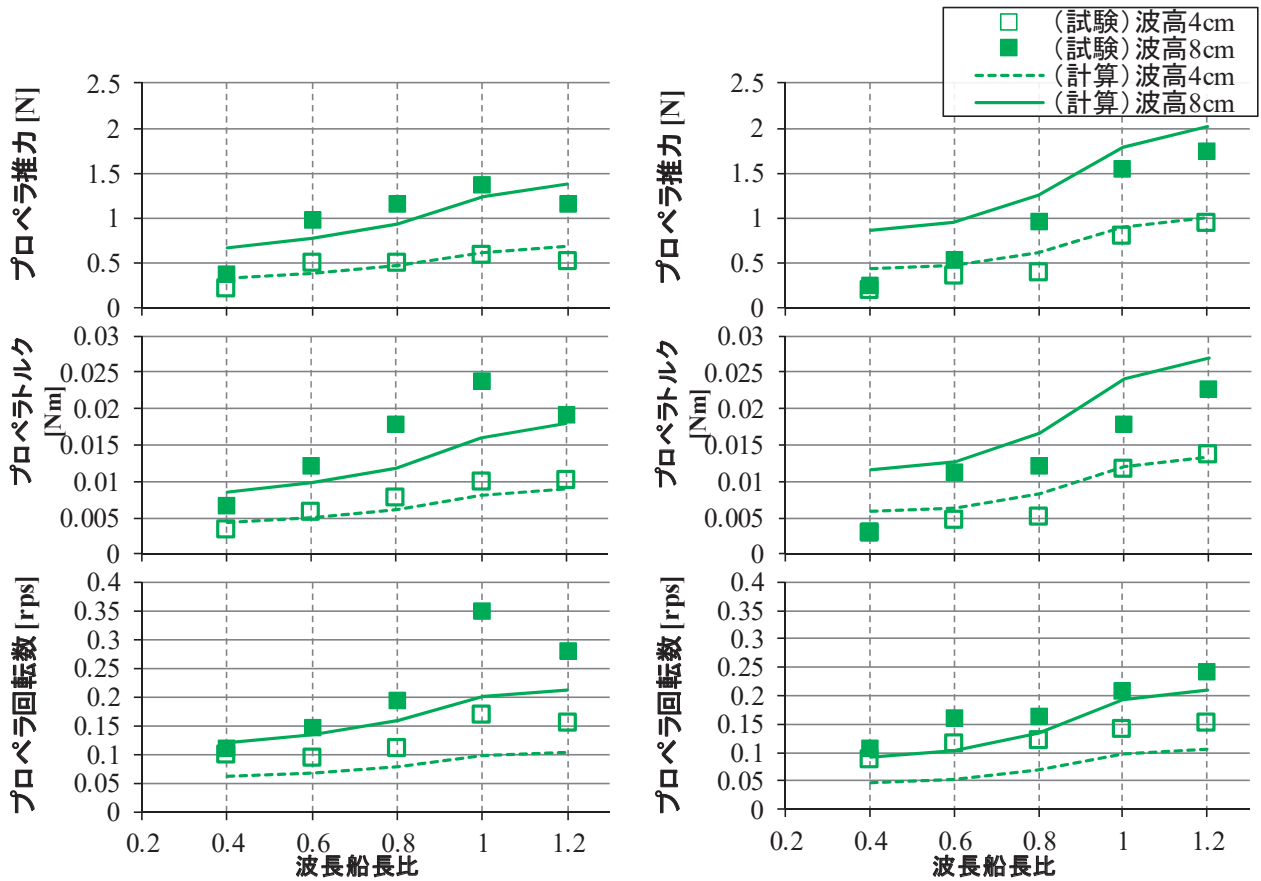


図15 規則波中主機負荷変動の両振幅 理論計算値と試験結果の比較 (出会波向き 左：向波中，右：追波中)

### 6.2.2 多方向不規則波中模型試験結果との比較

多方向不規則波の検証用波条件は4.3節で述べた多方向波とし、有義波高と平均波周期はビューフォート風力階級8相当とする。数値計算上で発生させる波は(6.6)式の波方向スペクトル $S^*(f, \theta)$ に沿って生成した。ここで、 $f$ ：波周波数、 $\theta$ ：波方向角、 $\theta_0$ ：波主方向、 $H_{1/3}$ ：有義波高、 $T_{01}$ ：平均波周期、 $\Gamma$ ：ガンマ関数、である。波の成分数は512とし、各波成分の周波数は等エネルギー分割法で与え、シングルサンメーション法によって振幅と方向角を決定し、初期位相は一様乱数を生成して与えた。これら波条件は模型試験時の造波条件と同じであり、模型船の航走方向も波の主方向と同じである。

$$\left\{ \begin{array}{l} S^*(f, \theta) = S(f) \cdot G(\theta) \\ S(f) = 0.11 H_{1/3}^2 T_{01} (T_{01} f)^{-5} \exp\{-0.44 (T_{01} f)^{-4}\} \\ G(\theta) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma(2)}{\Gamma(1.5)} \cos^2(\theta - \theta_0) & \text{for } |\theta - \theta_0| \leq \frac{\pi}{2} \\ 0 & \text{for } |\theta - \theta_0| > \frac{\pi}{2} \end{cases} \end{array} \right. \quad (6.6)$$

図16に変動時系列から解析したパワースペクトル密度を示す。計算では本研究で提案した $\alpha$ モデルに加え、中村らが提案した $\alpha$ モデルによる結果も参考に示している。結果を分析するとプロペラ推力と回転数は提案モデルの方がやや試験値に近いがトルクは中村モデルの方が試験値に近い。プロペラ推力は提案モデルの方が幾分妥当な結果が得られていることを考慮すると、これは計算に用いている自航要素のプロペラ効率比は平水中の試験結果から得られているため、実際の不規則波中航走時よりも大きいことが要因と推察できる。更に考察すると、適

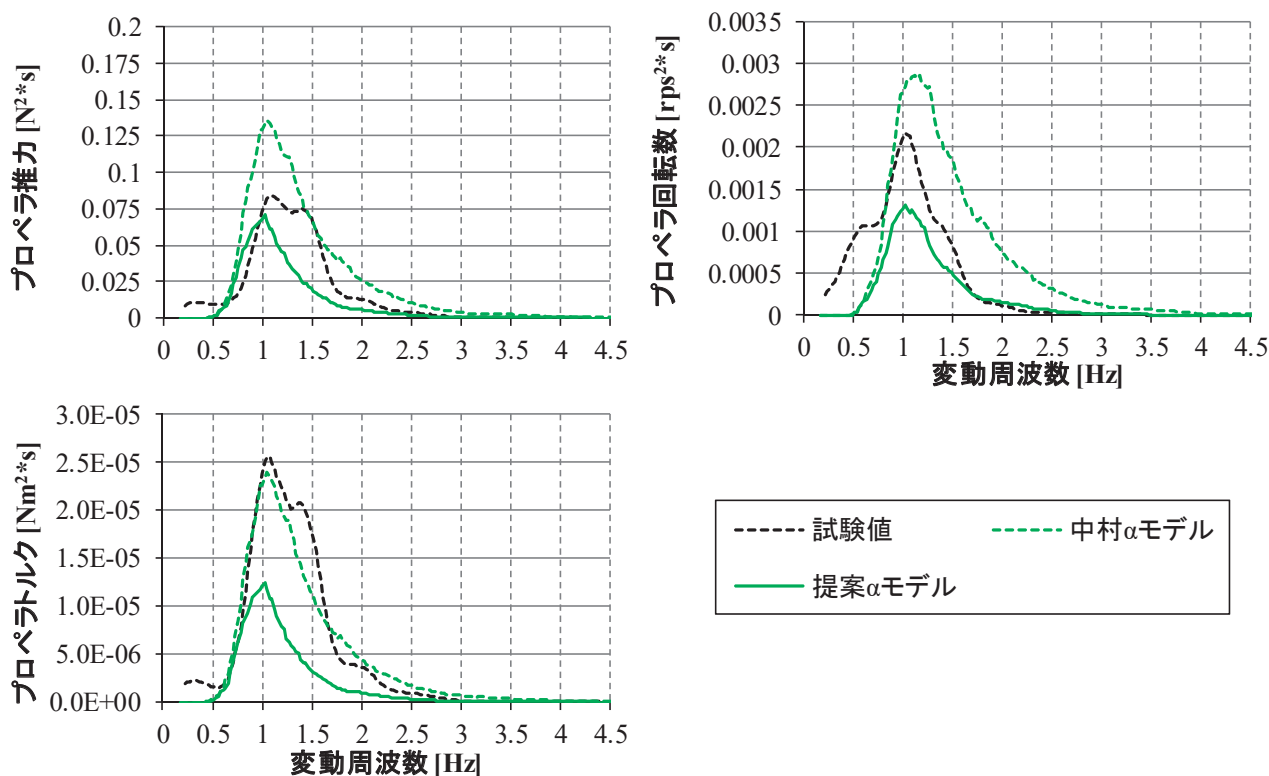


図 16 多方向不規則波中主機負荷変動のパワースペクトル密度 理論計算値と試験結果比較

切なプロペラ効率比を与えれば提案 $\alpha$ モデルのパワースペクトルは全体的に増加することが予想されるが、その場合は主機特性を考慮するとプロペラ回転数の変動量が増加するため推力の変動も併せて増加し、結果的に提案 $\alpha$ モデルの計算結果はより試験値に近づくことが期待される。

以上の分析により、本研究で提案する比較的取扱いが容易な数学モデルによって多方向不規則波中の主機負荷変動の特性がある程度精度良く推定できることが明らかとなった。これは実海象下の主機負荷状態や船舶推進性能を数値計算で評価する上では有意義であり、模型試験を行えない場合の代替手法としても有用であると言える。なお、本検討では模型試験結果との比較を行ったが、実船尺度の計算を行うためには自航要素の実船尺度値を ITTC 法などで適切に求めて置き換えるのみで可能である。

## 7. 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できる水槽試験法“船速相似法”を開発し、波浪中速力試験を実施して計測データからその有用性を検証した。また、本試験法の応用として水槽試験を活用した主機設計の展望を論じた。さらに、波浪中主機負荷変動量を数値計算で推定するための理論計算法を提案した。本研究で得られた具体的な成果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ため、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、規則波中曳航試験結果と同状態の数値予測結果より実船主機の挙動が再現されていることを確認した。
- (2) 補助推力装置を開発し、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主に無次元運動方程式から考察を施し、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

考案した。そして、模型船の船速を同外乱下の実船と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) 船速相似法を用いて規則波中および多方向不規則波中の自由航走速力試験を実施し、従来のプロペラ回転数を一定とする手法による計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ることを示し、船速相似法を用いることで実船の実海域推進性能が水槽模型試験で直接得られることを示した。
- (4) 船速相似法を活用した主機設計の展望として、ターボチャージャーモデル付き主機特性自航装置を開発してターボチャージャーも含めた波浪中主機応答の計測例を分析した。また、水槽試験による主機設計事例の一環として、主機回転数変動を抑制するガバナー設定を検討して水槽試験でその効果を検証した。
- (5) 波浪中の主機回転数、プロペラ推力およびトルクの変動量を推定するための数学モデルを提案し、波浪中模型試験結果と計算結果を比較することで提案モデルの妥当性を確認した。

## 謝 辞

本研究の一部は科研費（23246153 および 26820384）の助成を受けている。関係各位に篤く謝意を表する。

## 参考文献

- 1) 川島英幹，久米健一，坂本信晶：プロペラ一体型省エネデバイスの研究，海上技術安全研究所報告，第14巻 第2号（2014），pp.19-34，
- 2) 辻本勝，粉原直人，黒田麻利子，櫻田顕子：実運航性能シミュレータ VESTA，海上技術安全研究所報告，第15巻 第4号（2010），pp.55-65．
- 3) 例えば，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（1982），pp.25-34．
- 4) Resolution MEPC. 212(63): 2012 GUIDELINES ON THE METHOD OF CALCULATION OF THE ATTAINED ENERGY EFFICIENCY DESIGN INDEX (EEDI) FOR NEW SHIPS, IMO MEPC 63/23 (2012).
- 5) INTERIM GUIDELINES FOR THE CALCULATION OF THE COEFFICIENT  $f_w$  FOR DECREASE IN SHIP SPEED IN A REPRESENTATIVE SEA CONDITION FOR TRIAL USE : IMO MEPC.1/Circ.796 (2012).
- 6) 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（2009），pp.335-338．
- 7) 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 (2012), pp.83-96.
- 8) 佐々木紀幸，辻本勝，黒田麻利子，粉原直人，一ノ瀬康男，臼井謙彰，上野道雄，藤原敏文，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巻 第4号（2010），pp.1-46．
- 9) 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（1975），pp.37-46．
- 10) 塚田吉昭，上野道雄，谷澤克治，北川泰士，宮崎英樹，鈴木良介：補助推力装置を用いた新しい自由航走模型試験，海上技術安全研究所報告，第15巻 第3号（2015），pp.1-25．
- 11) ITTC performance committee : REPORT OF PERFORMANCE COMMITTEE, ITTC Proceedings, Vol.1 (1978), pp.359-393.
- 12) 例えば，関西造船協会編，造船設計便覧（第4版）（1983）．

- 13) 北村文俊, 上野道雄, 藤原敏文: 船舶風圧力簡易推定プログラムについて, 海上技術安全研究所報告, 第 9 巻 第 3 号 (2009), pp.61-67.
- 14) 北川泰士, 谷澤克治, 塚田吉昭, 上野道雄: 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, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 22 号 (2015), pp.21-34.
- 15) 北川泰士: 波浪中船速低下およびプロペラ力の数値予測に関する基礎的検討, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 21 号 (2015), pp.337-342.
- 16) 北川泰士, 原口富博, 塚田吉昭, 谷澤克治: 波浪中プロペラトルクおよび回転数変動の計算方法に関する基礎的研究, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 22 号 (2016), pp.209-214.
- 17) 中村彰一, 内藤林, 井上隆一: 波浪中に於けるプロペラ単独特性と負荷変動について, 関西造船協会誌, 第 159 号 (1975), pp.41-55.
- 18) Ueno M., Tsukada Y. and Tanizawa K.: Estimation and Prediction of Effective Inflow Velocity to Propeller in Waves, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 18 Number. 3 (2013), pp.339-348.