

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 28 年 6 月 6 日現在

機関番号：82627

研究種目：若手研究(B)

研究期間：2014～2015

課題番号：26820384

研究課題名(和文) 実海域を航走する船舶の主機負荷変動の最大値推定に関する基礎的研究

研究課題名(英文) A Fundamental Study on Estimation Techniques for Maximum Fluctuation of Loads to a Ship Main Engine under Actual Seaway

研究代表者

北川 泰士 (Kitagawa, Yasushi)

国立研究開発法人 海上技術安全研究所・その他部局等・研究員

研究者番号：50579852

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 1,800,000円

研究成果の概要(和文)：本研究は実海域を航行する船舶主機の回転数や負荷トルクの不規則な変動量の有義値と最大値を推定する方法を提案し、主機を搭載する際に検討する設計値などの諸量がこれらに及ぼす影響を調査することを目的とする。

まず、主機回転数と負荷であるプロペラトルクの不規則時系列変動を推定するための数学モデルを提案し、水槽模型試験結果と比較してその妥当性を検証した。次に従来の船舶工学で用いられてきた時系列変動の統計的有義値や最大値の推定法を拡張して回転数・トルク変動の変動量統計値を推定する手法を提案した。最後に主機ガバナーの比例ゲイン相当係数を例に感度調査を行い、変動量統計値との関係性を分析した。

研究成果の概要(英文)：Purposes of this research are introducing new techniques to estimate statistical significant value and maximum value for load fluctuations of ship main engines under irregular sea waves, and investigating relationships between these statistical values and design factors on main engines or installing an engine in a ship.

Firstly, mathematical models to calculate random time-series fluctuations of rotation speed of a main engine and acting propeller torque on it are introduced and validated by comparing to results of model test under regular or irregular waves. Secondly, statistical techniques to estimate significant or maximum value for random fluctuations of rotation speed of engine and acting torque are introduced, by expanding conventional statistical technique on marine engineering. Finally, relationships between these statistical values and a proportional gain of a mechanical governor of ship engine, as a design factor, are investigated by means of the sensitivity analysis.

研究分野：工学

キーワード：船舶推進・運動性能 船舶主機 主機負荷変動 不規則波 統計的変動量 主機設計

1. 研究開始当初の背景

国際海事機関 IMO によりエネルギー効率指標 EEDI が導入され船舶の省エネルギー化への研究開発の気運は一層高まり、近年では波浪中抵抗を抑制する省エネ装置の開発など実海域推進性能向上に関する研究が増加傾向である。一方、EEDI 規制値を達成する手段に搭載主機出力の抑制が挙げられ、このためプロペラ推力および舵効きの低下に伴う荒天下中の操船性能の悪化が懸念されている。そのため IMO においても船舶が有すべき最低限の主機出力に関する議論があり、日本船舶海洋工学会においても「IMO 最低出力ガイドライン策定方針研究委員会」が設置される等、主機特性と船舶流体力学が関連した研究は重要性を増すものと想定される。

船舶主機の負荷に対する応答特性を考慮して船舶性能を評価する手法の研究は例が少ないものの歴史は古い。例えば、縮尺模型船を用いた波浪中水槽試験に於いて、通常は模型船の駆動モーター回転数は一定速度とするが、モーターにトルク一定・馬力一定といった主機特性を模した制御を施して波浪中船速低下やトルク変動を計測した例、最近では船舶主機の構成要素ごとの応答特性を表した数学モデルを開発して波浪中の主機稼働を数値的に評価した例もある。また、代表者は前述の主機応答特性数学モデルを実装した模型船モーターを開発し、水槽模型試験にて実海域を航走する船舶の性能を直接計測できる水槽試験法の開発を行っている。一方、これらの主機応答に関する研究例における対象波条件は規則的に連続している波や一方向成分のみの不規則波であり、実際の海面である多方向性を有する不規則波に対しては検討例がない。また、このような実海象中の船舶主機の負荷に対する不規則な変動特性の評価手法は確立されていない。

2. 研究の目的

本研究では実海域を航走する船舶主機負荷の不規則な変動量の統計的な有義値や最大値を推定するための数学モデルおよび手法を提案する。また、主機を船舶に搭載する際に検討する設計要素や調整要素がこれら変動の統計的な特性にどのような影響を及ぼすかを提案手法により検証し、船舶運航時の主機安全稼働のための設計・調整条件に関する知見を得る。

3. 研究の方法

最初に文献調査を行い、主機の負荷に対する応答特性を表現するための数学モデル、波浪中のプロペラ推力およびトルクを推定するための数学モデル、不規則な変動時系列データから統計的な有義値を推定する方法、等の調査を行い、研究を展開するに当たっての礎とした。

次に規則波中および多方向不規則波中の主機応答(ここでは主機回転数、プロペラト

ルクとする)の時系列変動を計算するための数学モデルを考案・選定し、実際に計算コードを開発した。提案数学モデルと計算コードの検証のため、想定する波条件に対応する水槽模型試験結果と計算結果を比較した。その結果、プロペラトルク計算のための波浪中プロペラ有効流入速度モデルの一部が特定の波条件において推定精度に問題があることが判明したため、水槽試験結果を分析して新たな流入速度モデルを提案して計算精度の全体的な改善を得た。(研究成果項で詳述)

次に、波浪解析や船舶耐航性能の分野において従来から用いられている不規則変動のパワースペクトル密度の n 次モーメントから統計的変動値を推定する手法を波浪中主機応答にも応用し、主機応答の不規則変動の有義値や最大値を推定する方法を定式化した。そして前述計算コードを拡張してこれら有義値や最大値を計算して妥当性を確認した。

最後に、主機応答を計算するための主機応答特性数学モデル中の係数等がこれら統計的有義値等に与える影響を感度調査によって検証して波浪中安全稼働に関する考察を行った。この検証は主機の寸法検討や回転数调速機構のゲイン調整などの主機設計と実海象航走中の主機負荷変動特性の関係性を明らかにしようとするものである。

4. 研究成果

(1) 波浪中主機応答を計算するための数学モデルの提案

波浪中主機応答は入射による船体運動および入射波自体によるプロペラトルク変動による影響が支配的であるため、波浪中主機応答を推定するための数学モデルは主機回転数を入力とする波浪中プロペラトルクの推定モデルと負荷トルクを入力とする主機応答特性を表現する数学モデルで構成できる。本研究では主機応答特性モデルとして Bondarenko が提案した準定常モデル¹⁾を採用した。本モデルはディーゼル主機のガバナー(回転数调速機構)、エンジントルク発生モデル、推進軸系の運動方程式、の3つの主機構成要素の応答特性を表した数学モデルである。波浪中プロペラ推力 T ・トルク Q の推定モデルを[1]式に示す。平水中のプロペラ単独特性 K_T 、 K_Q と波浪中プロペラ有効流入速度 u_p から推定され、トルク推定においては回転数の時間変化が前提であるためプロペラ付加慣性モーメント項を追加している。波浪中プロペラ有効流入速度モデルを[2]、[3]式に示す。[2]式は規則波中、[3]式は多方向不規則波中に対応したモデルである。規則波中の流入速度成分は船体前後運動成分と波粒子運動成分の和で表現された中村らの提案²⁾に従う。不規則波中では規則波中における各成分を波成分ごとに線形的に重ね合わせた表現であり基本的には微小振幅波理論の前提に則っている。

$$\begin{cases} T = \rho n^2 D^4 \cdot K_T [J] \\ Q = \rho n^2 D^5 \cdot K_Q [J] / \eta_R + 2\pi I_{padd} \frac{dn}{dt} \\ J = u_p / nD \end{cases} \quad [1]$$

$$\begin{cases} u_p = (1 - w_p) \{ u_0 + \dot{\xi}(t) \} \\ \quad + \alpha \omega h_a \exp(-kz_p) \cos \chi \\ \quad \cdot \cos \{ \omega_e t - k(x_p + \xi(t)) \cos \chi \} \\ \xi(t) = \xi_a \cos(\omega_e t - \varepsilon_\xi) \end{cases} \quad [2]$$

$$\begin{cases} u_p = (1 - w_p) \{ u_0 + u_\xi(t) \} \\ \quad + \sum_{i=1}^N [\alpha_i \omega_i h_{ai} \exp(-k_i z_p) \cos \chi_i \\ \quad \times \cos \{ \omega_{ei} t - k_i (x_p + \xi(t)) \cos \chi_i - \varepsilon_{\xi i} \}] \\ \xi(t) = \sum_{i=1}^N \xi_{ai} \cos(\omega_{ei} t - \varepsilon_{\xi i}) \\ u_\xi(t) = - \sum_{i=1}^N \omega_{ei} \xi_{ai} \sin(\omega_{ei} t - \varepsilon_{\xi i}) \\ \omega_{ei} = \omega_i - k_i u_0 \cos \chi_i \end{cases} \quad [3]$$

ここで、[2], [3]式中の α は波粒子運動成分に係る係数であり入射波の振幅と船体等の攪乱によりプロペラ位置に於いて減衰した波振幅の比を示している。これは中村らがコンテナ船型の試験結果を基に導入²⁾した実験近似モデルであり、本研究の供試船もコンテナ船型であったため当初は提案式のモデル係数を用いて規則波中模型試験結果と計算結果の比較を行ったが、主に短波長域を対象に推定精度が十分でなく、その要因がこの α モデルにあることが明らかとなった。そのため、模型試験結果を解析して供試コンテナ船の α モデルを直接同定して計算を実施すると全体的に推定精度の改善が確認できた。得られた修正 α モデルを[4]式に示す。ただし、この修正モデルは全船種に適用可能である保証は無く、基本的には対象供試船ごとに α モデルを同定するか波粒子運動成分自体を詳細に検討することが望ましい。これは今後の課題である。

$$\alpha = \begin{cases} 0.343 \left(\frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \right) + 0.136, & \text{for } \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \leq 2.52 \\ 1, & \text{for } 2.52 > \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \end{cases} \quad [4]$$

- 1) O. Bondarenko, et.al : 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年.
- 2) 中村彰一, 他: 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年.

(2) 波浪中主機応答計算結果

(1)項で提案した数学モデルを用いて規則波中および多方向不規則波中の時系列変動を計算して模型試験結果と比較する。

まず図1に規則波向波中、図2に追波中の変動両振幅の結果を示す。主機特性を考慮してプロペラ回転数が変動している結果(図中 Eng)に加え、回転数を一定とした結果(図中 Fix)も併せて示す。一部の波条件で計算結果がピーク傾向を捉えられていないが、全体的には計算値は試験値と良好に一致している。

次に、多方向不規則波中の変動特性を検証するため、平均値周りのパワースペクトル密度の計算値と模型試験値を図3に示す。多方向波の波条件として、WMOのビューフォート風力階級8相当の有義波高と平均波周期を設定し、周波スペクトルにはISSC型スペクトル、方向分布には \cos^2 型を選定した。計算値には修正 α モデルに加えて比較のため中村らの α モデルを用いた結果も示す。まずどちらの計算値も試験値と定性的に一致しており、全体的には修正 α モデルの方が試験値と良好に一致している。ただし、トルクについては元の α モデルの方が試験値との一致が良いが、これはトルク計算に使用しているプロペラ効率比 η_R が模型試験時より過大であることが要因と考えられ改善が望まれる。

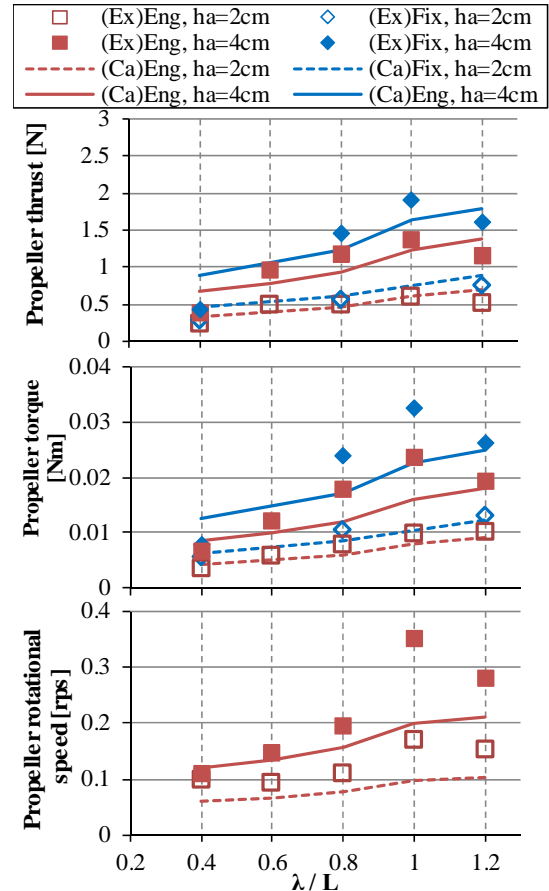


図1 規則波向波中の変動両振幅

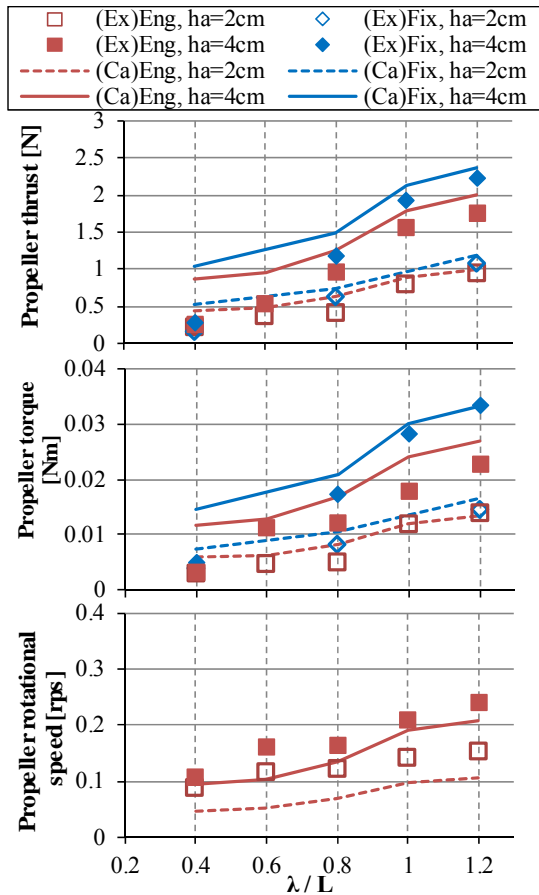


図2 規則波追波中の変動両振幅

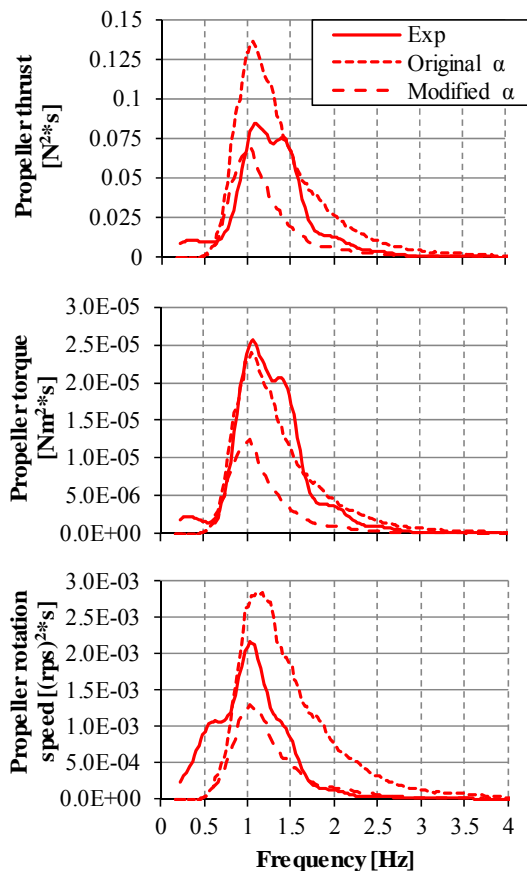


図3 多方向不規則波中の平均値周りパワースペクトル密度

(図 1,2 の補足：縦軸 上からプロペラ推力・トルク・回転数、横軸 波長船長比、赤：主機特性考慮により回転数が変動、青：回転数一定、点：試験値、線：計算値、中塗り点と実線：波振幅 8cm、中抜き点と点線：波振幅 4cm)

(図 3 の補足：縦軸 上からプロペラ推力・トルク・回転数、横軸 周波数、”Exp”：試験値、”Original α ”：中村らの α モデルによる計算値、”Modified α ”：修正 α モデル)

(3) 波浪中主機応答の統計的性質の推定
変動極大値分布の確率密度関数

本研究で目標とする不規則な波浪中主機応答の変動有義値や最大値の推定手法は、海洋波や船体運動を対象とした手法と同様に、ガウス過程を前提とすれば平均値周りのパワースペクトル密度関数 ϕ_0 の n 次モーメントを用いて推定できることを式導出により確認した。具体的には[5]式で表現できる変動極大値分布を表す確率密度関数を用いる。海洋波や船体運動を対象とした確率密度関数との違いは変数 x が平均値 \bar{x} 周りの表記であること、 n 次モーメント m_n ではなく平均値周り n 次モーメント m_{0n} を用いた点にある。

$$\left\{ \begin{aligned} f_x(x) &= \frac{\varepsilon_0}{\sqrt{2\pi m_{00}}} \exp\left(-\frac{(x-\bar{x})^2}{2m_{00}\varepsilon_0^2}\right) \\ &+ \frac{\sqrt{1-\varepsilon_0^2}}{m_{00}} (x-\bar{x}) \cdot \exp\left(-\frac{(x-\bar{x})^2}{2m_{00}}\right) \\ &\times \left\{ \frac{1}{2} + \operatorname{erf}\left(\frac{x-\bar{x}}{\varepsilon_0} \sqrt{\frac{1-\varepsilon_0^2}{m_{00}}}\right) \right\} \\ m_{0n} &= \int_0^\infty (2\pi f)^n \phi_0(f) df \\ \varepsilon_0 &= \sqrt{1 - m_{02}^2 / m_{00} m_{04}} \end{aligned} \right. \quad [5]$$

1/3 最大振幅 (有義振幅)

変動の極大値と平均値の差を高い方から全体の $1/n$ 選んでその平均を取った値は $1/n$ 最大振幅 $\zeta_{1/n}$ と言われ、船舶工学において $n=3$ の場合は有義振幅と呼ばれる。この $\zeta_{1/n}$ は[5]式の確率密度関数を用いて[6]式のように計算する。[6]式中の $\zeta_{1/n}$ は[7]式から決定できる。

$$\overline{\zeta_{1/n}} = n \int_{\zeta_{1/n}}^\infty x \cdot f_x(x) dx \quad [6]$$

$$1/n = \int_{\zeta_{1/n}}^\infty f_x(x) dx \quad [7]$$

変動振幅の最大値推定

不規則変動の最大振幅を決定する手法は、パワースペクトル密度が狭帯域である場合は[5]式の確率密度関数がいわゆるレーリー分布と見なせるため Longuet-Higgins の漸近式による計算方法を使用できるが、狭帯域で

無い場合および本研究の目的である波浪中主機応答が対象の場合は煩雑な数値積分を実行すれば計算可能である。

そこで本研究では簡易な計算で波浪中主機応答の最大振幅を予測する方法を提案する。まず変動時系列における極値数 n_{Peak} を決定する。これは変動時系列の想定時間を[8]式で計算される極値間周期 T_m で割れば決定できる。想定時間の設定は基本的には十分長い時間であれば任意に決めてよいが、短期海象を前提とすれば波浪場がその性質を保持するのは一般には 25 分程度とされているため、本研究では 25 分を想定時間に推奨する。 n_{Peak} が決定されればこれを[7]式中の n に代入して $\zeta_{1/n}$ を計算すればよい。これは n_{Peak} 番目に高い振幅を求めると同義だが、想定時間を十分長く (n_{Peak} を大きく) 取ればこの振幅は最大値に近くなるであろう。

$$T_m = 2\pi\sqrt{m_{02}/m_{04}} \quad [8]$$

計算例

ビューフォート風力階級 8 相当の多方向不規則波中のプロペラ回転数とトルクの模型船スケールの時系列変動と 項の 1/3 有義振幅と 項の変動振幅の最大値を推定して図 4 にて比較する。1/3 有義振幅はやや過小評価だが、尤もらしい値が得られていると言える。

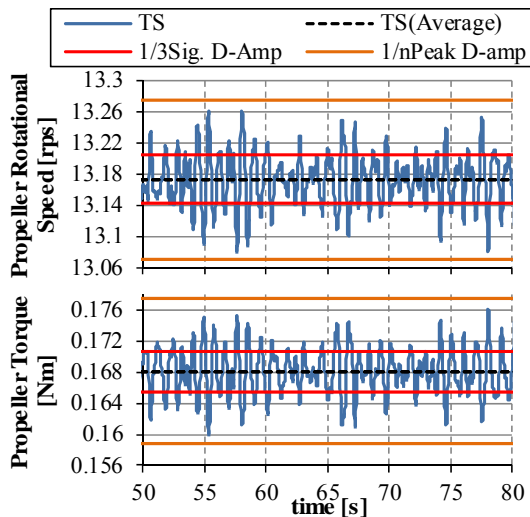


図 4 多方向不規則波中のプロペラ回転数・トルク変動と統計的有義値の比較 (青線: 変動時系列、黒点線: 時系列の平均値、赤線: 1/3 有義振幅、橙線: 最大振幅の予測値)

(4) 波浪中主機応答統計値と主機設計要素の関係性調査

主機設計・調整要素が(3)項において提案した 1/3 有義振幅と最大振幅予測値に及ぼす影響を感度調査によって検討した。図 5 に機械式ガバナーの比例ゲインに相当するセンサー係数の検討例を示す。横軸は Bondarenko によって提案された係数値との比率であり、この比率が増加することは同じ指令回転数

と実回転数の差に応じて決定される燃料投入量が増加するというものであり、物理的な作用として回転数変動は抑制されることが予想される。図 5 の結果はこの予想に従うものであるが、1/3 有義振幅が線形的に増減しているのに対して、最大振幅予測値の変化は二次関数的でやや勾配も大きい。

以上により、本研究で提案した手法により不規則に変動する主機応答と設計・調整要素の関係性を検討することができる。これは主機設計の観点からは貴重であろう。

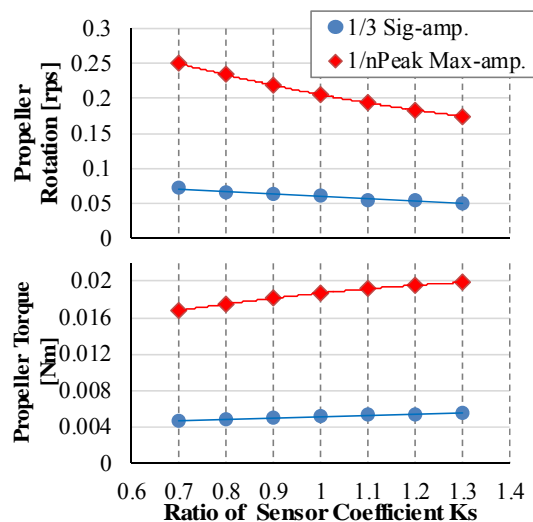


図 5 ガバナーセンサー係数と主機応答統計値との関係

5. 主な発表論文等

[学会発表](計 2 件)

北川泰土、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、公益社団法人日本船舶海洋工学会、2015 年 11 月 16 日、「東京大学生産技術研究所 (東京都目黒区)」

北川泰土、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、公益社団法人日本船舶海洋工学会、2016 年 5 月 27 日、「福岡県中小企業振興センター (福岡県福岡市博多区)」

6. 研究組織

(1) 研究代表者

北川 泰土 (Kitagawa Yasushi)

国立研究開発法人 海上技術安全研究所・その他部局・研究員

研究者番号: 50579852

(2) 研究分担者

なし

(3) 連携研究者

なし