主機関負荷に与える船体曲げ応力の影響

井関 俊夫*・石塚 正則**・大津 皓平*

Influence of Longitudinal Bending Stress on the Main Engine Load

Toshio ISEKI, Masanori ISHIZUKA and Kohei OHTSU

Abstract

It is the purpose of this paper to clarify the influence of longitudinal bending stress on a fluctuation of main engine load. We adopted a stochastic approach using a Multi-variate Auto Regressive (MAR) model in order to analyze vector time series which were obtained in the several on board experiments. And, we derived relative power contributions, impulse response functions and frequency response functions for the stress-engine system from the fitted MAR coefficient matrix.

The results of these analysis are as follows. The relative power contribution of the longitudinal bending stress to a power spectrum of a fluctuation of main engine load takes maximum value in quartering seas. And, a strong correlation is observed between them in case that the stress was based on ship motions. Furthermore, according to the result of impulse response functions, the main engine load increases in hogging condition but decreases in sagging condition.

In this paper, we describe the outline of these analysis, and discuss a few points about the mechanism of that phenomenon.

1. 緒 言

船舶の主機関に加わる負荷は、周囲の波浪の影響と、その結果として起こる船体運動の影響とを受けて常に変動している。一方、船体は波浪中で運動することにより、変動する縦曲げモーメント等の波浪荷重の影響を受け、いわゆるホギング、サギングの状態を繰り返す。したがって、主機関の負荷変動と波浪荷重の変動は大部分において共通する要因によって発生しており、強い相関を持つものと考えられる。これらの相関が明らかにされれば、船舶の荒天運航に対する新しい安全指針を得ることが可能であると思われる。すなわち主機関の負荷の状態は常に監視することが可能であるから、主機関の負荷変動から船体の受けている波浪荷重を推定できれば、過大な波浪荷重によって船体あるいは貨物に損傷を受けるような事態を回避することが可能となるからである。荒天中における船舶の運航が現在においても操船者の経験と勘によって行われていることを考えると、科学的に裏付けられた客観的な安全運航指針が与えられることは非常に有効であると考えられる。さらにこの考え方を進めると、主機関の負荷変動と波浪荷重の変動との相関を明らかにすることは、主機関と船体強度とを同時に監視するシステムの研究開発や新しい電子ガバナンスシステムの開発⁽¹⁾等に対しても十分役立つものと考えられる。しかしながら、主機関の負荷変動に関する研究と波浪荷重に関する研究はそれぞれ異なった分野に属するために、これらの相関を取り上げた研究は著者らの知る限りほとんどないようである。

本研究では、波浪荷重が主機関の負荷変動に与える影響を明らかにすることを目的として、東京商船大

* 正会員 東京商船大学 (〒135 東京都江東区越中島 2-1-6)

** 正会員 東京商船大学研究生 (〒135 東京都江東区越中島 2-1-6)

学附属練習船汐路丸を用いて実船データを収集した。さらにその結果をもとに多次元自己回帰モデルによるクロススペクトラム解析^②を行い、主機関の負荷変動ならびに船体縦曲げ応力の変動に対して雑音寄与率^③の解析を行うことを試みた。得られた結果を検討することによって若干の知見を得たので、その結果について報告する。

2. 解析方法

2.1 インパルス応答

解析の対象となる k 種類の時系列 $x_i(s)$, $i=1, \dots, k$ が観測され、それぞれの時系列が次に示すような多次元線形フィードバックシステムで表されると仮定する。

$$x_i(s) = \sum_{j=1}^k \sum_{m=1}^M h_{ij}(m) x_j(s-m) + u_i(s), \quad i=1, 2, \dots, k \quad (1)$$

ここで、 $h_{ij}(m)$ は $x_j(s)$ から $x_i(s)$ へのインパルス応答関数で、 $h_{ii}(m)=0$ とする。また M はモデルの次数であり、 $u_i(s)$ は i 番目のループに入り込む有色ノイズであるとする。

このモデルにおいて、有色ノイズ $u_i(s)$ を次のような L 次の自己回帰モデルで表すことによりノイズの白色化を行う。

$$u_i(s) = \sum_{l=1}^L c_i(l) u_i(s-l) + \varepsilon_i(s) \quad (2)$$

ただし、 $\varepsilon_i(s)$ は白色ノイズである。ここで、 $u_i(s)$ を消去するために (1) 式を次のように変形し、

$$u_i(s) = x_i(s) - \sum_{j=1}^k \sum_{m=1}^M h_{ij}(m) x_j(s-m) \quad (3)$$

この式を (2) 式に代入して整理すれば、以下に示す k 次元自己回帰モデルに変換することができる。

$$X(s) = \sum_{m=1}^M A(m) X(s-m) + W(s) \quad (4)$$

ただし、

$$X(s) = \begin{pmatrix} x_1(s) \\ x_2(s) \\ \vdots \\ x_k(s) \end{pmatrix}, \quad W(s) = \begin{pmatrix} \varepsilon_1(s) \\ \varepsilon_2(s) \\ \vdots \\ \varepsilon_k(s) \end{pmatrix}$$

$$A(m) = \begin{pmatrix} A_{11}(m) & A_{12}(m) & \cdots & A_{1k}(m) \\ A_{21}(m) & A_{22}(m) & \cdots & A_{2k}(m) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{k1}(m) & A_{k2}(m) & \cdots & A_{kk}(m) \end{pmatrix}$$

である。また、(1) 式のインパルス応答関数 $h_{ij}(m)$ と自己回帰係数行列 $A_{ij}(m)$ との関係は、

$$\left. \begin{aligned} h_{ij}(1) &= A_{ij}(1) \\ h_{ij}(m) &= A_{ij}(m) + \sum_{l=1}^{m-1} A_{ij}(l) h_{ij}(m-l) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

で与えられる。

したがって、観測された時系列 $x_i(s)$, $i=1, \dots, k$ から最小自乗法を用いて自己回帰係数行列 $A(m)$ を決定すれば、(5) 式からインパルス応答関数を求めることができる。なお、モデルの次数 M は MAICE 法^④によって決定できる。

2.2 パワースペクトラムと雑音寄与率

多次元自己回帰モデル (4) 式のフーリエ変換をとり、 $B(f) = (I - A(f))^{-1}$ とおくと (4) 式は、

$$X(f) = B(f) \cdot W(f) \quad (6)$$

と表される。 $X(s)$ のパワースペクトラム $S_{xx}(f)$ は、

$$S_{xx}(f) = E[X(f) \cdot X^*(f)] \quad (7)$$

で与えられるので、 $S_{xx}(f)$ の対角項 $s_{ii}(f)$ に注目すると、

$$s_{ii}(f) = E \left[\sum_{j=1}^k |b_{ij}(f)|^2 \varepsilon_i^2(f) \right] + E \left[\sum_{j_1=1}^k \sum_{j_2=1}^k b_{ij_1}(f) b_{ij_2}(f)^* \varepsilon_{j_1}(f) \varepsilon_{j_2}^*(f) \right] \quad (8)$$

なる式が得られる。ここでもし $E[\varepsilon_{j_1}(f) \varepsilon_{j_2}^*(f)] = 0$ 、すなわち j_1 ループと j_2 ループのノイズが無相関であるならば、上式の右辺第 2 項はゼロとなり、結局 $x_i(s)$ のオートスペクトラム $s_{ii}(f)$ は

$$s_{ii}(f) = \sum_{j=1}^k |b_{ij}(f)|^2 s_{\varepsilon_j}^2(f) \quad (9)$$

のように $\varepsilon_j(s)$ のスペクトラムの和によって表現されることが分かる。この式を用いて雑音寄与率

$$r_{ij}(f) = \frac{|b_{ij}(f)|^2 s_{\varepsilon_j}(f)}{s_{ii}(f)} \quad (10)$$

を定義することができる。

3. 結果および考察

3.1 実船実験データの概要

解析に用いた実験データは平成 4 年 3 月から平成 5 年 7 月までに行われた実験航海ならびに学生実習航海において計測されたものであり、館山湾から伊豆大島にかけての海域において船速 12 ノットから 14 ノットで直進しているときのデータを選び出したものである。計測項目は針路、船首上下加速度、縦揺れ、横揺れ、波高、船体 2 カ所における縦曲げ応力、主機回転数、主機負荷指針および舵角の計 10 項目とした。歪ゲージは汐路丸の船体の 4 カ所に貼付してあり、その中で計測に用いたものは船体中央部の船底外板ならびに船楼甲板に貼付されたものを選んだ。また、波高データは本船船首部に搭載されたマイクロ波式波高計によって得られたものであり、主機負荷指針は燃料ポンプラック位置の変動量 (mm) を計測したものである。これらのデータは本船の研究データ収集システム上のラインコンピュータによってサンプリングされ、内蔵のハードディスクに記録される。なお、データのサンプリング周期は 0.5 秒とした。

3.2 雑音寄与率の解析手順ならびに解析結果

2. で述べたように、雑音寄与率を求める場合には、寄与する複数の雑音がそれぞれ無相関である必要があるので、実際の解析では図 1 に示すように 3 段階に分けて解析を行った。すなわち、まず第 1 段階として船体曲げ応力が主機関の負荷変動に与える影響を調べるために、船体曲げ応力単独の雑音寄与率を計算した。次に船体曲げ応力のパワースペクトラムがどのような雑音の影響を受けているかを調べるために、船体運動と波高の雑音寄与率をそれぞれ分けて計算した。したがって、第 2 段階として船体運動から船体曲げ応力への雑音寄与率を計算し、第 3 段階として波高から船体曲げ応力への単独の雑音寄与率を計算した。なお、船体運動データは比較的相関の低いと考えられる横揺れ、縦揺れおよび船首揺れの 3 つを選んだ。

図 1 実際の解析手順

図 2 ならびに図 3 は、船体と波との出会い角に対する雑音寄与率の変化を示すグラフである。グラフの中の丸印は 1 回の計測で得られた時系列データを解析した結果であり、グラフ中の曲線は丸印のデータ点に対してフーリエ *cosine* 級数の 3 次の項までをとった曲線である。また、船体と波との出会い角は、追い波状態を 0 度とし、正面向かい波状態を 180 度と定義している。これらの 2 つの図のなかで、図 2 は船体曲げ応力から主機負荷変動への雑音寄与率の変化を表示しており、雑音寄与率は横波状態と追い波状態で低く、正面向かい波状態と斜め追い波状態で大きくなる傾向があることを示している。図 3 はその逆の主機負荷変動から船体曲げ応力への雑音寄与率の変化を表示しており、雑音寄与率は全ての出会い角に対して低いことが示されている。これらの図から船体曲げ応力の変動と主機負荷変動の関係は一方向的な関係

であることがわかる。

波との出会い角に対する船体曲げ応力からの雑音寄与率の変化(図2)を詳しく見るために、図4(a)から図4(d)に斜め向かい波、横波、斜め追い波、追い波の4つの状態における主機負荷変動のパワースペクトラムを示す。ここでは4つの状態における海象条件をできるだけ等しくするために、船載式波高計データから計算される有義波高が0.9mから1mとなるデータを選んで比較している。なおこれらの図において、船体曲げ応力からのスペクトラムの寄与分は疎なハッチングで表されており、主機負荷変動自身の雑音の寄与分は密なハッチングで表されている。また、それぞれの雑音の囲む面積が全体のパワースペクトラムの囲む面積に占める割合をパーセンテージで図中に示している。向かい波状態から追い波状態になるにしたがってピーク周波数が低周波側へ移動するとともに、斜め追い波状態で船体曲げ応力からの寄与率が最大となる様子が良くわかる。

図2 船楼甲板曲げ応力変動から主機負荷変動への雑音寄与率

図3 主機負荷変動から船楼甲板曲げ応力変動への雑音寄与率

図4(a) 主機負荷変動のパワースペクトラム
斜め向かい波状態(出会い角155度)

図4(b) 主機負荷変動のパワースペクトラム
横波状態(出会い角106度)

図 4(c) 主機負荷変動のパワースペクトラム
斜め追い波状態 (出会い角 60 度)

図 4(d) 主機負荷変動のパワースペクトラム
追い波状態 (出会い角 6 度)

次に、図 4 に示した状態における船体曲げ応力が船体運動ならびに波高からどのように影響を受けているかを見るために、図 5(a) ならびに図 5(b) に船体曲げ応力変動のパワースペクトラムの一例を示す。これらの図は斜め向かい波状態における結果であり、図 4(a) と同じ実験データから得られたものである。図 5(a) と図 5(b) は同一の結果であるが、図 5(a) が横揺れ、縦揺れ、船首揺れの 3 つの船体運動からの雑音寄与率を示しているのに対し、図 5(b) は波高からの雑音寄与率を示しているところが異なる。これらの図を見ると、この状態における船体曲げ応力変動のパワースペクトラムには 2 つのピークが存在し、低周波側のピークのほとんどは船体運動の寄与によって成り立っており、高周波側のピークのほとんどは波高の寄与によって成り立っていることがわかる。すなわち、低周波側のピークは船体運動を伴う船体縦曲げモーメントに基づくものであり、高周波側のピークは船体運動を伴わない船体のホギング・サギングモーメントに基づくものであるといえる。参考までに高周波側のピーク周波数を出会い周波数とする波の波長を計算すると 39.8m となり、汐路丸の垂線間長 46.0m の波方向の *cosine* 成分 41.7m に非常に近い値となっていることがわかる。さらに、これらの図と図 4(a) とを比較すると、高周波側のピークに対応するピークは主機負荷変動のパワースペクトラムには現れていないことがわかる。したがって、船体運動に基づく船体曲げ応力が主機負荷変動に影響を与えているといえる。

図 5(a) 船楼甲板曲げ応力変動のパワースペクトラム
船体運動からの寄与 (出会い角 155 度)

図 5(b) 船楼甲板曲げ応力変動のパワースペクトラム
波高からの寄与 (出会い角 155 度)

図 6(a) と図 6(b) にインパルス応答を求めた結果の一例を示す。これらの図は斜め追い波状態における結果であり、図 4(c) と同じ実験データから得られたものである。図 6(a) と図 6(b) はともに船体曲げ応力から主機負荷変動へのインパルス応答であるが、図 6(a) が船体中央部船楼甲板に貼付された歪ゲージからのデータを用いて計算したのに対し、図 6(b) は船体中央部船底外板に貼付された歪ゲージからのデータを用いて計算しているところが異なる。どちらの歪ゲージのデータも圧縮を正として計測しているため、これらの結果より主機関の負荷はサギングのインパルスに対しては軽くなる応答を示し、ホギングのインパルスに対しては重くなる応答を示していることがわかる。この現象は追い波状態における波の流体粒子の運動方向と船体の進行方向との関係から理解することができる。すなわち、サギング状態において船体は波の谷に位置することになるが、そのときの *orbital motion* に基づく流体粒子の運動方向は船体の進行方向とは逆向きであり、プロペラ流入速度を増加させる方向であるために主機関の負荷は軽減されると考えられる。これとは逆のホギングの状態においては、船体は波の山に位置していると考えられ、そのときの流体粒子の運動方向は船体の進行方向と同じであることから、プロペラ流入速度を減少させ、結果として主機関の負荷を増大させるものと考えられる。

図 7 に斜め向かい波、横波、斜め追い波、追い波の 4 つの状態における船体曲げ応力から主機負荷変動への周波数応答関数を示す。計算に用いたデータは図 4 の計算で用いたものと同じものである。これらの結果のみから知見を得ることは困難であるが、ただ一つ注目されることとして次のことが言えると思われる。すなわち、波との出会い角によって応答振幅のピーク周波数は変化するが、最大値はほぼ一定であり、その値は約 $1.2 \text{ (mm}^2/\text{kg)}$ であることである。この応答振幅の値を実際の値に換算して考えるならば、船体中央部船楼甲板における縦曲げ応力 $1 \text{ (kg/mm}^2)$ に対して主機関の馬力変動が約 60PS であることを意味する。この馬力は汐路丸の航海速力 14 ノットに対する出力 1,200PS の 5% に相当する。

図 6(a) 船楼甲板曲げ応力変動から主機負荷変動へのインパルス応答 (出会い角 60 度)

図 6(b) 船底外板曲げ応力変動からの主機負荷変動へのインパルス応答 (出会い角 60 度)

図 7 船楼甲板曲げ応力変動から主機負荷変動への周波数応答

4. 結 言

本報告では、実船実験によって得られたデータをもとに、多次元自己回帰モデルを用いた解析法により雑音寄与率、インパルス応答関数ならびに周波数応答関数を求め、船体縦曲げ応力が主機関の負荷変動に与える影響を調べた。得られた結果をまとめると次のようになる。

1. 船体曲げ応力から主機負荷変動への寄与は斜め追い波状態で最大となる。
2. 主機負荷変動から船体曲げ応力への寄与は波との出会い角に関係なくほとんど無い。
3. 船体運動によって生ずる船体曲げ応力の変動は、主機関の負荷変動に大きく寄与する。
4. 船体曲げ応力に対する主機関負荷変動の応答振幅は、波との出会い角によってピーク周波数は変化するものの、その最大値はほぼ一定であり約 $1.2(\text{mm}^3/\text{kg})$ であった。

上述の結果の中には、本実船実験の供試船特有のものもあると思われるが、各種船型についてこの種のデータを蓄積して行けば荒天中における運航指針に関する情報を導き出せるのではないかと考えられる。またそのためには、船体曲げ応力が主機関の負荷変動に影響を与えるメカニズムを理論的に解明することが今後の課題であると思われる。

5. 謝 辞

本研究の発案ならびに遂行に際して、東京商船大学附属練習船汐路丸堀田敏行機関長には貴重な助言とご討論を賜りました。また実船実験に際しては、汐路丸歴代船長をはじめ乗組員の方々にはいつも快いご協力を頂きました。心から感謝の意を表します。さらに、本論文の作成に当たりご協力下さいました織田美千子さんに厚く御礼申し上げます。最後に、本研究は東京商船大学百周年記念事業奨学寄付金および教育研究学内特別経費の援助を得て行われたものであることを付記し、併せて関係各位に御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 石塚正則, 他: 主機関の統計的同定と最適制御に関する研究 (第 1 報), (第 2 報), 日本造船学会論文集, 第 170 号 (1991), 第 171 号 (1992)
- (2) 大津皓平, 他: 保針運動の統計的同定と最適制御, 日本造船学会論文集, 第 139 号, (1976)
- (3) 赤池弘次, 他: ダイナミックシステムの統計的解析と制御, サイエンス社, (1972)