# 船体振動の減衰同定法の研究(第2報) 実船起振機試験の同定結果

敷\*\* 田 根 木 正員 武 正員 楠 本 正員

Identification Method of Damping for Ship Structural Vibration (2nd Report)

Yu Takeda, Member Isao Neki, Member by Hiroki Kusumoto, Member

Summary

In order to prevent harmful vibration in ships at the early stage of design, anti-vibration design is required on the basis of accurate estimation methods. To investigate vibration response of superstructure, very large scale of 3-dimensional finite element analysis including hull structure is sometimes conducted, however, significant improvement of accuracy is not yet achieved due to the difficulty in estimating damping and exciting forces.

In the 1<sup>st</sup> report, a new identification method of damping factor is proposed by calculating dynamic response directly on the basis of Rayleigh's damping:  $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$ . Then the capability of this method is verified by

the measured data of frame structure model.

In this 2<sup>nd</sup> report, this method is applied to the measured data of a 280,000DWT VLCC's superstructure and its ability is confirmed in the following procedures:

1) Precise transfer functions of superstructure vibration were obtained by the sweep exciter test of the superstructure. This test was performed with the aid of the active mass damper controlled by electromagnetic force recently developed <sup>6)</sup>, which enabled to oscillate the superstructure with fine frequency increment.

2) 3 dimensional FE model of superstructure including hull structure is analyzed to investigate the influence of FE modeling manner on the calculated natural frequency, in particular the influence of FE model realization of local structures such as radar mast, funnel and etc. Consequently the guideline of FE modeling of superstructure is proposed to estimate the accurate natural frequency of superstructure vibration.

3) By means of the above accurate superstructure model with hull structure, the new identification method described in the 1st report was adapted to identify the measured response of the VLCC's superstructure. As a result of this identification, calculated response showed a good agreement with the measured data in both ballast condition and full load condition.

4) Obtained damping ratio is  $\zeta = 0.00896$  and 0.01025 in ballast condition,  $\zeta = 0.01297$  and 0.01626 in full load condition. These values almost agree to the assumed lower limit of the published damping ratio<sup>10)</sup>.

		記号 一覧			
[M]	:	質量マトリクス	α, β	:	减衰同定係数
[C]	:	減衰マトリクス	ζ	:	臨界減衰係数
[K]	:	<b>凹性マトリクス</b>	ω	:	円振動数
+石	川島	播磨重工業(株)技術開発本部			
**	(株)	アイテック			

原稿受理 平成14年1月10日 春季講演会において講演 平成14年5月15,16日

ε,	β	:	减衰问定係数
•			いた田とや方はもしっも

**長係数に対する減**衰比

# 1. 緒 言

船体構造で生じる振動のうちで重要なものの1つが 上部構造の振動である。これは船体上部構造が居住区や 操舵室として使用されるため、万一上部構造で振動が発 生したとすると快適な居住性が阻害されるだけでなく、 航海計器などの電子機器の保全にも影響する可能性が あるためである。したがって初期設計の段階で上部構造 の固有振動数が正確に推定できるようになれば、また万 一共振した場合には応答レベルが精度良く予測できる ようになれば、防振設計にとってきわめて大きな助けと なる。

ところで上部構造の振動においては、上部構造単独の 振動が発生する場合よりも、むしろ上部構造が主船体と 連成したモードで振動する場合が多い。このため上部構 造の固有振動数や応答を推定する際には、主船体を含め た振動特性をいかに評価するかが重要になる。主船体の 数値モデル化手法には、主船体を等価な梁としてモデル 化する方法や、2次元的にモデル化する方法などがある が、精度確保やモデル化のやり易さの観点から、現在で は船体全体を3次元有限要素法(以下 FEM と略記)に よりモデル化する方法が主流のようである<sup>1).2).3).4).5)</sup>。

しかしながらその一方で、船体全体を3次元 FEM で モデル化して、上部構造の振動を解析したとしても、固 有振動数、応答値ともに良好な一致を見せる解析例は少 ないようである。全船を FEM でモデル化したものを使 用しても精度が向上しない原因として考えられるのは、 ①起振力と減衰の推定精度に問題がある、②上部構造の 振動特性に影響を与える局部構造のモデル化を省略し ている、などである。

さて本研究全体では船のような大規模構造物の応答 推定精度を向上するために減衰特性をどのように表現 するかを研究しているが、本論文ではその一環として、 つぎの手順に従って、船体上部構造のモデル化手法を検 討したあと、減衰同定の検討を行った。

最初に VLCC を供試船として、上部構造頂部に設置し た電磁式アクティブ制振装置<sup>®</sup>(以下 AMD と略記)を 起振機として使用し、上部構造の前後方向のスイープ加 振試験を行い、既知の起振力に対する上部構造の応答特 性を計測した。AMD を起振機として使用したのは、従 来の機械式起振機に比較して、精密な周波数分解能での 計測を行い、高精度な伝達関数の取得を可能とするため である。

つぎに上部構造の振動特性に影響を与える可能性の ある局部構造を忠実にモデル化した FEM モデルを使用 してシリーズ計算を行い、それぞれが上部構造の固有振 動数に与える影響を検討し、精度良い FEM モデルを作 成するためのモデル化指針を検討した。

さらにこの精度良い FEM モデルに対して、前報 <sup>1</sup>で 示した同定法を適用して、本船上部構造の減衰係数を同 定して上構応答を解析した。その結果、十分実用的な精 度で推定できたことを報告する。

また本船上部構造の減衰係数を過去の計測データと 比較し、得られた知見もあわせて報告する

## 2. 実船起振機試験

前報<sup>1)</sup>では、船体上部構造を模擬した架台模型を用いた起振機試験結果から減衰係数を同定した。本論文では、 実船での起振機試験結果から減衰係数の同定を行うため、28万 DWTのVLCCを供試船とし、上部構造の前後方向すなわち船長方向に起振試験を実施し、精密な伝達関数の取得を行った。

### 2.1 起振機試験の概要減衰同定係数の算定法

供試船の一般配置をFig.1に、主要目をTable 1に示 す。計測は満載状態とバラスト状態の2ケースで実施し たため、両状態での排水量も合せて示す。さらに、セン サー配置と計測システム構成をFig.2に示す。図中黒丸 印で示しているのが、前後方向の加速度検出位置である。



Fig.1 General Arrangement of VLCC

Table 1 Principal Dimensions and Test Condition

Principal	$L \times B \times D =$			
Dimensions	$316.6 \times 60.0 \times 28.9$ (m)			
Main Engine	7RTA84T			
Shaft Rev. (rpm)	70.1 (NOR), 74.0 (MCR)			
Propeller Blade	5			
Condition	FULL	BALLAST		
Displacement	297,589 (MT)	123,915 (MT)		

- 船体振動の減衰同定法の研究(第2報)



Fig.2 Arrangement of Exciter Test System

本試験では、文献<sup>6</sup>で記述した上部構造制振用に開発 した AMD を起振機として使用し、起振信号の出力およ び伝達関数の演算にはサーポアナライザーを使用した。

AMD は制振用の指令信号に従って動作するが、制振 用信号に代えて正弦波スイープ信号を入力することに より、起振機としても動作する。したがって、サーボア ナライザーから正弦波スイープ信号を AMD へ入力する ことにより上部構造を起振して、AMD より出力される 起振力信号と各加速度計からの信号をサーボアナライ ザーに取込むことにより、伝達関数の取得をシステム化 することが可能となる。

また電磁作動式であるため指令信号に対する追随性 が優れているため、電動モーター駆動により不平衡力を 発生させる方式の起振機に比較して、周波数分解能の高 い高精度な起振力を発生させることができる。したがっ て細かな周波数刻みでのスイープ試験を実施できるた め、高精度な伝達関数が取得できることになる。

なお起振のスイープレートは、種々のスイープレート での予備試験の結果から伝達関数が安定するスイープ 時間を選択し、4~20Hzを10分間で起振することとした。

#### 2.2 試験結果

計測結果の一例として、上部構造最上層のコンパス デッキ前後振動の伝達関数をFig.3およびFig.4に示す。 Fig.3 は満載状態、Fig.4 はパラスト状態である。各図 において、上段は位相角(単位:度)、下段はコンプラ イアンス(単位:mm/kN)を示している。なお振動数表 示範囲は共振点近傍のみとしている。

いずれの状態においても、5.0Hz 近傍と7.2Hz 近傍に2 つの顕著な共振点が存在することがわかる。便宜上、前者を第1共振点、後者を第2共振点と称する。



Fig.3 Transfer Function of Longitudinal Vibration at Compass Deck (Full Load Condition)



Fig.4 Transfer Function of Longitudinal Vibration at Compass Deck (Ballast Load Condition)

レーダーマストやドジャー等に関しても、Fig.3 や Fig.4 と同様の伝達関数の計測を行っており、これらを 用いて第1および第2共振点についての振動モードの検 討を行った。Fig.5 に第1共振点の振動モードを、Fig.6 に第2共振点の振動モードを示す。両図とも満載状態の 振動モードであるが、バラスト状態でもモードはほとん ど同一である。なお、Fig.5 ではレーダーマスト上端振 幅を、Fig.6 ではドジャー端部振幅をペースとしてモー ドを正規化している。

Fig. 5 より、第1共振点はレーダーマストが主体となって振動するモードであることがわかる。またコンパス デッキからの相対位相を見ると、レーダーマストとドジャーも同位相で振動していることがわかる。一方、Fig. 6 より、第2共振点は上部構造、レーダーマストおよびド ジャーがほとんど同じ振幅で振動し、この振動モードで は、コンパスデッキに対するレーダーマストとドジャー の相対位相は逆位相となっていることがわかる。 日本造船学会論文集 第191号







Fig.6 Vibration Mode of Superstructure at No.2 Resonance Peak of 7.2 Hz

以上の振動モードに関する検討より、供試船の上部 構造の振動特性は、レーダーマストやドジャーなどの局 部構造と上部構造がきわめて密接に連成したものであ ることが明確となった。

### 3. 全船 FEM モデル作成要領の検討

上部構造の振動応答を同定するためには、まず固有振動数の計算値が計測値と一致することが必要であるが、 上部構造モデル化のやり方の相違によって、解析される 固有振動数には差異が生じる。このため、応答の同定に 先立って、上部構造の FEM モデル化のやり方により固 有振動数の計算値がどの程度変化するかを検討し、精度 良い固有振動数推定に役立つ FEM 解析モデルの作成指 針を検討する。

## 3.1 上部構造を含む全船 FEM 初期モデルの作成

上部構造の固有振動数推定では、上部構造の振動モー ドに機関室や主船体が連成する場合が多いため、これら



Fig.7 Original Hull Structure FEM Model (Model No.0)

を含む全船 FEM モデルを使用するのが一般的である。 供試船の全船 FEM モデルを Fig.7 に示す。この解析で は、上部構造の振動特性に影響を与える可能性のある局 部構造のモデル要領を検討するシリーズ計算を行うた めに、最初にレーダーマストや煙突などをモデル化して いないものを作成し、それをモデル番号 0 として比較の ベースとした。解析モデルは上部構造の前後方向振動応 答を解析するので、片舷モデルとし船体中央線で対称条 件とした。

主船体は船長方向に1トランススペースを1分割、船 幅方向に4ロンジスペースを1分割、高さ方向には4ロ ンジスペースを1分割のメッシュサイズとした。また上 部構造では船長方向および船幅方向のメッシュサイズ は主船体と同一とし、高さ方向は層間高さを1分割とし た。

シリーズ計算では積付状態は、いずれを選択しても検 討には差し支えないのでバラスト状態とし、喫水は実船 での計測結果に一致させて、船体外板廻りの有限要素に 特異点分布法<sup>8),9)</sup>と連成させて付加水質量を分布させた。 またバラスト水は、その重量が均一に分布するとして、 バラストタンク内部の節点に集中質量として与えた。

上部構造の重量は、最初に構造モデルに対して船殻重 量が一致するように材料の比重を調節したあと、各層ご との艤装品重量を上構床面の重量増加として比重調整 により与えた。

# 3.2 モデル化が上部構造固有振動数計算値に与える影響

モデル番号0を初期モデルとして上部構造および主船 体の構造モデル化要領を変化させたものを7種類作成し、 前報<sup>1)</sup>に示された直接応答解析手法により上部構造の周 波数応答を計算して共振曲線を求め、この曲線のピーク から上部構造の固有振動数を求め、その変化の様子を検 討した。モデル番号が大きいものは、それよりも番号の 若いものの変更点を全部含んだ構造となっている。

構造モデル番号1では、上部構造にレーダーマストを 追加し、その頂部の重量を 6.3 ton としたものである。 船体振動の減衰同定法の研究(第2報)



Fig.9 Inside View of Superstructure FEM Model (Model No.7)

コンパスデッキから上の部分を取り出して基部を固定 としたときの、レーダーマスト単体の固有振動数は 5.73Hz である。

構造モデル番号2では、左右非対称に存在する船長方 向の上部構造仕切壁を片舷モデルに入力するために板 厚を平均化して取り扱ったものである。

構造モデル番号3は、上部構造下部2層の側部に設け られた扉および窓の開口部をモデルに考慮したもので ある。

構造モデル番号4は、レーダーマスト頂部の重量を実 船にあわせて 6.6ton としたものである。

構造モデル番号5は、上部構造最上層の操舵室まわり に設けられた扉および窓の開口部をモデルに考慮した ものである。

構造モデル番号 6 では、船長方向の上部構造仕切壁が 実際にはコルゲート鋼壁となっていることを考慮して、 板厚を剪断剛性低下を考慮した等価板厚とし、上下方向 剛性を Shell 要素の異方性で調整したものである。

構造モデル番号 7 は、煙突のモデル化の影響を見るために、煙突とその基部構造をモデル化したものである。 このモデル番号の上部構造 FEM モデルを Fig.9 および Fig. 10 に示す。Fig.9 は上部構造モデルを船体中心線側 から見たもの、Fig.10 は船側側から眺めたものである。

モデル化の変更に伴う上部構造第1共振点と第2共振 点の固有振動数の変化をFig.11に示す。Fig.11では、 横軸に構造変更したモデル番号を、縦軸に各モデル番号 の固有振動数をプロットしてある。また同図には2章の 起振機試験結果から得られた上部構造の固有振動数、す なわちバラスト状態で第1共振点5.00Hz、第2共振点 7.30Hzを記入した。この図より初期モデルでは第1共振 点、第2共振点ともに計算値が実測値を大きく上回って いるが、局部構造を考慮することなどにより、良い一致 を見せることがわかる。



Fig.10 Outside View of Superstructure FEM Model (Model No.7)



Fig.11 Change of Calculated Natural Frequency due to Alteration of FEM Model

## 3.3 上部構造モデル化上の留意点

Fig.11 に示す計算結果から、上部構造の固有振動数を 精度良く求めるためにはモデル化時に、つぎのような点 に配慮する必要があることがわかった。

1)上部構造内部の仕切壁は一般的に左右対称に配置されるとは限らない。左右非対称の場合の仕切壁は、左右の板厚を平均化して算入するのが実用的である。

2) 仕切壁としては、防撓材を省略するためにコルゲート 壁を使用する場合があるが、このときはコルゲートによ る剪断剛性の低下を考慮した等価板厚で仕切壁をモデ ル化し、上下方向の剛性は Shell 要素の異方性で調整す るのが有効である。

3) 側壁に設けられたドアや開口部は上部構造の前後方 向剛性に影響するので、大型のものを忠実にモデル化す る必要がある。

4) レーダーマスト、煙突、ドジャーもモデル化する必要 がある。

#### 日本造船学会論文集 第191号

以上の知見からわかるように、固有振動数の同定のみ ならず応答の同定まで考慮した構造モデルを作成する 場合には、上部構造を高精度なモデルで表すことが必要 である。また供試船のように上部構造と大型艤装品で近 接した固有振動数が存在する船に対しては、2章の起振 機試験結果からもわかるように、上部構造の前後振動に はドジャーやレーダーマストなどの局部構造も連成し ていることから、主船体や機関室のみならず局部構造も 適切にモデル化することが求められる。

## 4. 減衰同定結果と考察

#### 4.1 減衰同定結果

3章で得られた構造モデルのうちモデル番号7を用い て、バラスト状態および満載状態での起振機試験結果と の同定解析を行った。Fig. 12 はバラスト状態でのコンパ スデッキのコンプライアンスと位相角を、Fig. 13 は満載 状態でのものを表す。また Table3 に同定された減衰同 定係数α、βや減衰比ζを一覧にして示す。同定された コンプライアンスおよび位相角は、バラスト状態ならび に満載状態のいずれでも良い一致を示し、高精度の構造 モデルを使用すれば、実用上問題なく同定できることが わかる。

またα、βから求められたζは、パラスト状態では第 1 共振点で0.01095、第2共振点で0.00893、満載状態で は第1共振点で0.01297、第2共振点で0.01626となっ た。



Fig.12 Comparison of Measurements and Identified Results (Ballast Condition)

# 4.2 従来の減衰計測値との比較

文献<sup>10)</sup>によれば、DNV では138,000DWT タンカーの 上部構造でインパクト加振試験を実施し、1 次から3 次 のモードで周波数に比例して増加する減衰を得ている。 その結果  $C = \alpha M + \beta K$  の形の減衰で、 $\alpha = 0$ 、 $\beta$ =2.6×10<sup>-4</sup> s/rad としている。この結果にさらに4 隻 の計測データを追加し、上部構造の固有振動数範囲を 7.9~8.95Hz と想定して、上部構造主体の振動モードの 減衰最低推定値として $\beta = 1.8 \times 10^{-4}$  s/rad を与えてい るので、この結果との比較を試みる。

文献<sup>10)</sup>では減衰比くと減衰同定係数 $\alpha$ 、 $\beta$ との関係として $\zeta = \beta \omega/2$ を想定して計測データからの同定を行っているのに対し、本論文では

Table 3 Identified Damping Coefficients

Peak No.	Load. Cond.	Freq. (Hz)	α	β	ξ
1	Rollage	5.10	0.58915	0.0001103	0.01095
2	Dallast	7.28			0.00896
1	Eall	5.01	0.19726	0.0006251	0.01297
2	Fuir	7.17			0.01626



Fig.13 Comparison of Measurements and Identified Results (Full Load Condition)

$$\zeta = \frac{1}{2} \left( \frac{\alpha}{\omega} + \beta \omega \right)$$

と考えているので、βの直接比較ではなくるに換算して 比較する。Fig. 14 に減衰比の比較を示す。

その結果、本船で同定された上部構造の減衰比はバラ スト状態でく=0.00896 と 0.01095、 満載状態でく =0.01297 と 0.01626 となっており、これは文献にて過去 の計測データとして示された、上部構造単独の振動モー ドにおける減衰比の想定下限値にほぼ対応しているこ とがわかった。

また本船での周波数範囲は文献で示された上部構造 共振ピークの過去の計測範囲からは、より低い範囲に存 在している。過去の計測船の詳細が不明であるので、周 波数範囲が相違する原因は究明することができないが、 今回の計測と過去の計測の間に 15 年以上の間隔があい ているので、その間に上部構造の設計方法が変化したこ とも原因として考えられる。

# 5. 結 論

船のような大規模構造物を対象として、その振動応答 推定精度を向上するために、船体上部構造の減衰同定を 行うにはどのような FEM モデル化が望ましいかの検討 を行い、以下の結論を得た。

1) 28 万 DWT の VLCC を供試船として、上部構造頂 部に設置した電磁式アクティブ制振装置を起振機とし て使用し、上部構造の前後方向のスイープ加振試験を行 い、高精度の応答特性を計測した。満載、パラストのい ずれの状態でも、5.0Hz 近傍と7.2Hz 近傍に2つの顕著 な共振点が存在した。また得られた振動モードを解析し たところ、供試船の上部構造の振動特性は、レーダーマ ストやドジャーなどの局部構造と上部構造がきわめて 密接に連成したものであった。

2) 上部構造の振動特性に影響を与える可能性のある局 部構造を忠実にモデル化した FEM モデルを使用してシ リーズ計算を行い、それぞれが上部構造の固有振動数に 与える影響を検討し、精度良い FEM モデルを作成する ためのモデル化指針を得ることができた。

3) 高精度の FEM モデルに対して、前報で示した同定 法を適用して、本船上部構造の減衰係数を同定して上構 応答を解析し、十分実用的な精度で推定できた。

4)本船で同定された上部構造の減衰同定係数と減衰比はバラスト状態で、α=0.58915、β=0.0001103、ζ
=0.00896 と0.01095、また満載状態ではα=0.19726、β
=0.0006251、ζ=0.01297 と0.01626 となっている。これは過去の計測データと比較して、上部構造単独の振動モードにおける減衰比の想定下限値にほぼ対応している。また本船での周波数範囲は文献で示された上部構造共振ピークの過去の計測範囲からは、より低い範囲に存在している。



Fig.14 Damping Ratio for Fundamental Mode of Superstructure Comparison of Identified and Published Damping Ratio

# 参考文献

 水早純、藤田一誠、太田和秀、荒木数幸、香川洸二: 船体/主機連成振動応答解析法の研究、日本造船学会論 文集、第184号、平成10年12月、pp.393-400
2) 笹島洋、水野博介、楠本裕己、金山維史:コンテナ 船就航時の振動計測および特異点分布法を用いた数値 計算、関西造船協会誌、第223号、平成7年3月、 pp.113-118

 3)藤田一誠、山崎幸治、渡辺栄一:船体振動応答一貫 解析手法に関する研究、西部造船会会報、第87号、平 成5年11月、pp.287-300

4) 山脇義朗、近藤公雄、黒木友博、亀井前人、青木和 美、鷺山光彦:大型コンテナ船の構造解析、日立造船技 報、第55巻、4号、平成7年1月、pp.15-21

5) 松本<u>瓦</u>平:船体振動の予測推定精度の現状、日本造 船学会誌、第807号、平成8年9月、pp.17-21

6) 武田裕、楠本裕己、岩崎到、小池裕二:船体上部構 造用電磁式アクティブ制振装置の開発、日本造船学会論 文集、第190号、平成13年11月、pp.625-632

7) 武田裕、根木勲:船体振動の減衰同定法の研究(第1報)、日本造船学会論文集、第189号、平成13年5月、pp.273-279

8)根木勲、笹島洋:有限要素法と特異点分布法の連成に よる弾性体の接水振動解析、石川島播磨技報、第20巻 第4号、昭和55年10月

9) 根木勲、笹島洋:構造物の接水振動問題の一解法 特異点分布法と有限要素法の連成による応用一、日本造 船学会誌、第 640 号、昭和 57 年 10 月、pp. 544-549 10) DNV: Vibration Control in Ships、1985 年、pp. 4. 34