

船体構造・主機・主軸連成振動解析法による低振動船の設計

Low-Vibration Ships by Coupled Vibration Analysis
of Hull Structure, Main Engine and Main Shafting

技 術 本 部 柳 和 久^{*1} 水 早 純^{*2}
長 崎 造 船 所 白 木 原 浩^{*3} 雲 石 隆 司^{*4}
寺 田 伸^{*5}

低振動設計は船舶の設計において大きな課題となっている。この中で当社では、従来の船体構造を中心とした防振対策に加え、更なる低振動化を目的として、船体構造及び主機関・主軸双方の詳細な振動特性を考慮した連成振動解析法を開発し、D/H（ダブルハル）VLCCの実設計に適用した。これにより、船体振動において支配的な起振力成分とその伝達経路を解明し、これを有効に低減する対策を策定した。その結果、本解析法を適用して設計した新造船では従来船に比べ大幅な振動低減を達成し、また解析法の妥当性を確認することができた。

Low vibration ships have been an important goal in ship design. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., has developed coupled vibration analysis with detail vibrational characteristics of hull structure and main engine and shafting to reduce ship vibration. The analysis has been applied to new double-hull VLCC in addition to previous methods in which the hull structure was the focus. Dominant factors of excitation and its transmission have been clarified by the analysis, and effective measures to reduce such excitation have been determined. Consequently, ship vibration is much lower than in previous ships and propriety of the analysis has been confirmed.

1. ま え が き

近年、主機関が高出力化、高回転数化する中で、船体防振設計を取巻く条件はますます厳しくなっており、低振動設計は船舶の設計において大きな課題となっている。この中において当社では、船舶の品質向上のために更なる低振動設計を目指し、船体構造の防振設計を中心とした従来の手法に加え、船体構造及び主機関・主軸双方の詳細な振動特性を考慮し、船体振動伝達力の解明とこれの低減に着目した新しい防振設計への取組みを行った。

本報では、この取組みの中で開発された船体構造・主機・主軸連成振動解析法について説明するとともに、本解析法の適用により解明された振動伝達メカニズムとその低減化のための具体的対策及び実船での検証結果について述べる。

2. 従来の防振設計手法

大型ディーゼル主機関を搭載した船舶では主機起振力成分による船体振動応答が問題となるケースが多い。

従来、主機起振力の船体構造への伝達経路やその定量的評価には不明な点が多く、古くから構造設計者は簡易推定法等により上部構造等の主要構造物の固有振動数を推定し、これを起振周波数から共振回避することにより過大振動の発生を防止することを第一の目標としてきた。

数値計算技術の発達に伴い、固有振動数の推定に関しては上部構造や機関室、船尾構造を含んだ三次元 FEM 計算を行うなどその精度は向上したが、それでも応答レベルの推定に関しては、類似船からの設計変更によるスライド計算によることが多かった。

最近では、ハードウェアの急速な発達により、主船体構造に簡略な主機モデルを搭載した全船一貫 FEM 解析⁽¹⁾まで行うことが可能となったが、計算上の制約から主機モデルの精密化には限界があり、応答レベルの推定精度には問題が残っていた。

3. 新しい防振設計手法への取組み

1998 年から 2000 年にかけて当社長崎造船所では国内船主向けの D/H（ダブルハル）VLCC のシリーズ建造を行っている。

本シリーズ船（新設計船）の振動上の要目を、従来の D/H VLCC と比較して表 1 に示す。表 1 に見られるとおり、新設計船では従来船に比べ主機出力及び回転数が増加している。これは主機起振力が増大し、定性的に船体振動上の条件が厳

表 1 新設計船と従来船の要目比較
Comparison of particulars between new design ship and previous ship

要 目	新設計船	従来船
全 長	330.0 m	340.0 m
垂線間長	319.0 m	328.0 m
型 幅	60.0 m	56.0 m
型深さ	28.8 m	31.8 m
計画型喫水	19.2 m	21.3 m
載貨重量	260 000 t	280 000 t
主機関	7 UEC 85 LS II	7 UEC 85 LS II
定格連続最大出力	36 750 PS	32 000 PS
定格最高回転数	76.0 rpm	69.0 rpm

*1 長崎研究所振動研究室

*2 技術管理部技術企画グループ

*3 造船設計部計画課主席

*4 造船設計部機装設計課主席

*5 造船設計部船殻設計課

しくなっていることを意味する。この状況の中、本シリーズ船の設計に際し、当社では従来の船体構造を中心とする防振設計手法に替えて、船体構造及び主機関・主軸双方の詳細な振動特性を考慮し、振動伝達メカニズムの解明とその低減化を目的とした新しい防振設計手法に取り組んだ。

3.1 船体構造・主機関・主軸連成振動解析法

本解析法では、船体構造を主構造、主機関・主軸構造を従構造としてあらかじめ求めた両者の単体での固有振動特性をモード座標上で結合する多点結合サブストラクチャ法を用いた⁽²⁾。

図1に船体構造・主機関・主軸連成系振動解析モデルを示す。また、図2に各単体構造のFEM振動解析モデルを示す。本解析法では、図2中に示すように各単体構造ごとに固有振動解析を行うので、船体構造、主機関・主軸構造双方の詳細な振動特性を考慮することができる上に各構造の振動特性の変更影響を容易に評価することができる。

船体単体構造の固有振動特性は自由境界条件（非拘束型）で固有値解析を行って求める。また、主機関・主軸単体構造の固有振動特性は船体構造との結合点を固定条件（拘束型）で固有値解析を行って求める。従構造（主機関・主軸構造）の変形は、主構造（船体構造）との結合点における主構造からの強制変位に対する静変形と、結合点を拘束したときの弾性変形の線形結合で表す。この場合、各構造単体の運動方程式は以下の式(1)(2)のようになる。

・主構造（船体構造）

$$M_M \ddot{x}_M + C_M \dot{x}_M + K_M x_M = \begin{bmatrix} M_{11} & 0 \\ 0 & M_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

・従構造（主機・主軸構造）

$$M_S \ddot{x}_S + C_S \dot{x}_S + K_S x_S = \begin{bmatrix} M_{33} & 0 \\ 0 & M_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{33} & C_{34} \\ C_{43} & C_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{33} & K_{34} \\ K_{43} & K_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_3 \\ f_4 \end{bmatrix} \quad (2)$$

従構造の変形は式(3)で与えられる。

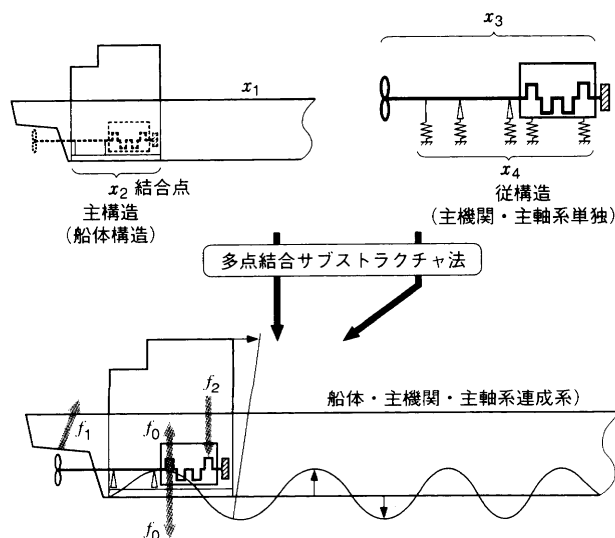
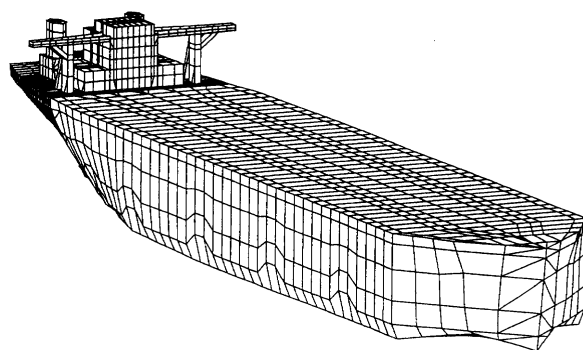
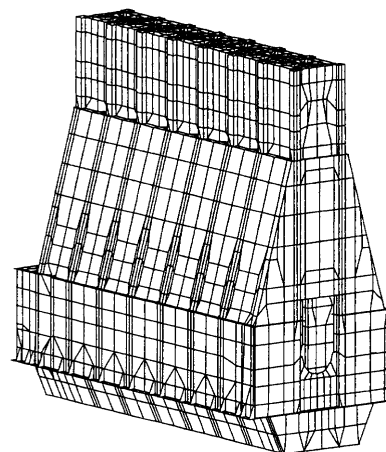


図1 連成系振動解析モデル 多点結合サブストラクチャ法により連成構造系の振動応答特性を求める。
Analytical model of coupling vibration system



(a) 船体構造モデル



(b) 主機関構造モデル

図2 単体構造振動解析FEMモデル
各単体構造を詳細にモデル化できる。
Finite element model of each individual structure

$$x_S = x_{Se} + x_{Ss} = x_{Se} + R \cdot x_4^* \quad (3)$$

ここで、

x_{Se}, x_{Ss} : 弾性変形成分, 静変形成分

x_4^* : 結合点での強制変位

R : 単位強制変位に対する従構造の静変形

M : 質量マトリックス

C : 減衰マトリックス

K : 剛性マトリックス

添字M: 主構造

S: 従構造

1: 従構造との結合点以外での主構造の自由度

2: 従構造との結合点での主構造の自由度

3: 主構造との結合点以外での従構造の自由度

4: 主構造との結合点での従構造の自由度

ここで、振動変位 x_M, x_S を各単位構造の固有振動モード Φ_M, Φ_S の線形結合で表して整理すると次式(4)を得る。

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} \quad (4)$$

ここで、

a, b : 主構造と従構造のモーダル座標

T : 物理座標系～モーダル座標系間の座標変換行列

式(1), (2)をまとめて連成系の運動方程式を構築して, 式(4)により座標変換するとモーダル座標系における主構造・従構造連成系の運動方程式は次式(5)のように書ける.

$$\tilde{M} \begin{bmatrix} \ddot{a} \\ \ddot{b} \end{bmatrix} + \tilde{C} \begin{bmatrix} \dot{a} \\ \dot{b} \end{bmatrix} + \tilde{K} \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \tilde{F} \quad (5)$$

式(5)では, モーダル座標を用いることで自由度を大幅に縮小することができる. 式(5)で外力項を0とし, 減衰項を無視して固有値解析を行って, 連成振動系の固有振動数と固有振動モードを得る.

3.2 等価起振力解析法

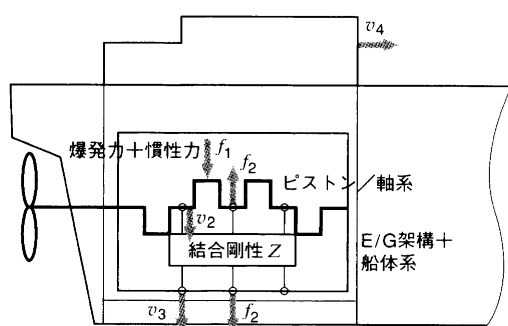
次に, ピストン・主軸構造に実際の起振力を作用させた場合の船体・主機関構造の振動応答と等しい振動応答を発生させる等価起振力の概念を導入した. 図3(a)で模式的に示すようにピストン・主軸構造から船体・主機関構造に作用する伝達力 f_2 が船体・主機関構造の振動応答(例えば v_4)を誘起するがこれと等しい振動応答を発生させる力を等価起振力と称する. 検討の結果, この等価起振力は以下の特徴を有することが分かった.

- (1) 等価起振力は, 図3(b)に示すように基礎を剛として, 主軸構造非連成モデルでの基礎への振動伝達力 f_1 と等しい.
- (2) 等価起振力の作用点は, 主軸構造と主機関構造との結合点である.

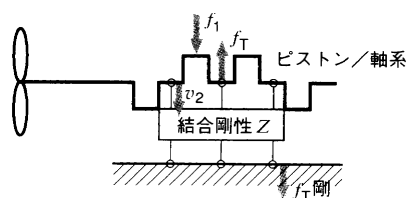
4. 適用事例

4.1 伝達力解析と寄与度評価

24万トン型VLCC(主機関: 7気筒低速ディーゼル機関)を解析対象船として前章に示した振動解析法を用いて主軸構



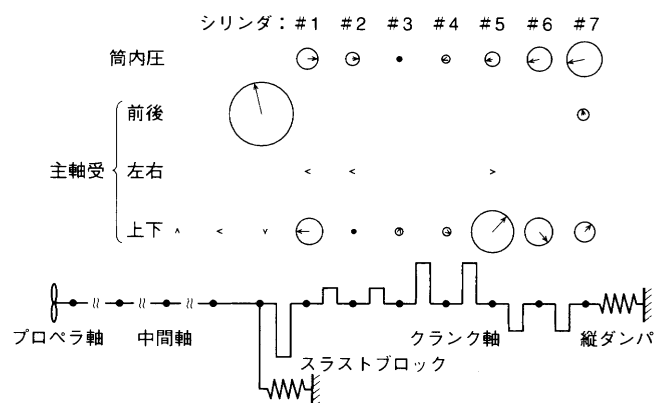
(a) 軸系と主機関・船体連成モデル



(b) 非連成モデルにおける振動伝達力

図3 等価起振力の概要 船体・主機関関係の振動応答が等しくなる等価起振力が存在する.
Equivalent exciting force on ship structure

造を介して船体・主機関構造に作用する等価起振力を計算した. さらに, 各等価起振力を単独に作用させた場合の上部構造前後方向の振動応答, すなわち上部構造振動応答に対する各等価起振力の寄与度を計算した. 図4に常用出力時の主機関気筒数次成分振動応答に対する各起振力の寄与度をベクトル表示で示す. 図4中において円の大きさが各起振力により発生する上部構造振動応答量を表し, 矢印の向きが位相差を表す. 図4から筒内圧成分と主軸受上下方向成分は略々相殺するので結局スラスト軸受と主軸先端に装備される軸縦振動ダンパ部の前後方向等価起振力による振動応答成分が卓越することが確認された. したがって, 主機関の弾性振幅に伴う各主軸受から作用する起振力は十分小さいので, 高出力低速ディーゼル機関を搭載するVLCCの上部構造振動応答低減には主軸構造から前後方向に作用する起振力の低減が有効であることが分かった.



軸受: #12 #11 #10 #1 #2 #3 #4 #5 #6 #7 #8 #9

図4 寄与度ベクトル図 上部構造振動に対する各部作用力の寄与度を示す.
Contribution vector to superstructure vibration

4.2 船体構造及び主機関・主軸構造の最適化設計

前節に述べた解析結果を基にして, 前述したD/H VLCCの新設計船の防振設計を実施した. 起振力側の防振対策としては, 前後方向の等価起振力低減対策に関して検討した結果, 軸ねじれ振動モードの固有振動数の低下と軸縦ダンパのバイパス弁の流量最適化による軸縦振動モードの高減衰化が有効であることが分かり, 本船の防振設計に反映させた.

図5に新設計船の前後方向軸系伝達力解析結果を示す. まず, 図5(a)に示すとおり, 軸縦ダンパのバイパス弁流量や受圧面積及び取付部剛性を変化させて軸縦ダンパの等価剛性と等価減衰を図中に星印で示す4つの点に設定した. ここで, 軸縦ダンパの等価剛性, 等価減衰とは軸縦ダンパ取付部剛性を考慮した軸縦ダンパの剛性, 減衰を表す. 次に, この4点に対して図5(b)に示すとおり軸系前後方向の伝達力を計算した. 以上により軸縦ダンパの最適化により軸系伝達力を低減できることを定量的に確認できた.

船体構造側の防振対策としては, 軸回転数の上昇に応じて上部構造と機関室構造の補強要領を検討した. 機関室構造は, 主機関構造の固有振動数などを考慮して内底板の増厚やウェ

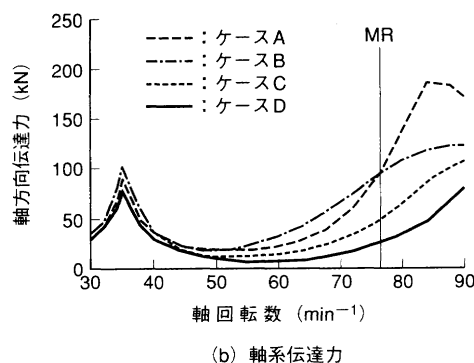
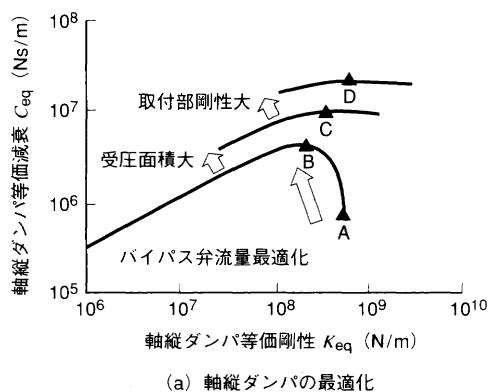


図5 軸系伝達力解析結果 軸縦ダンパの最適化により伝達力が低減する。
Transmission force from line shafting

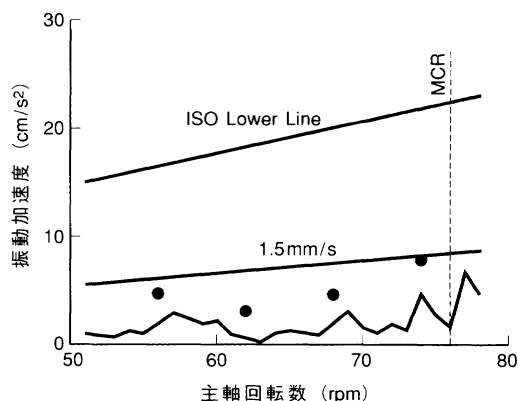


図6 上部構造振動レベル ISO 6954 Lower Lineを更に下回る低振動を達成した。
Vibration level at superstructure

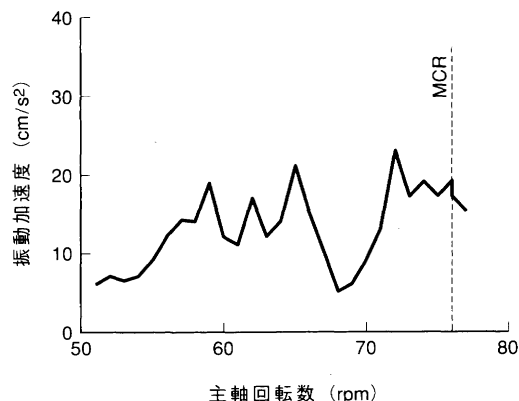


図7 主機頂部振動レベル 20 cm/s^2以下の低振動を達成した。
Vibration level at top of main engine

ブフレーム増設を実施した。上部構造はエンジンケーシングから大型ブレーシングで支持することで剛性増加を図り、固有振動数を上昇させて共振回避を図った。

4.3 海上試運転時振動計測結果

前節で述べた防振設計による振動低減効果を確認するため、新設計船の海上試運転時に船体各部の振動計測を実施した。図6にブリッジ、図7に主機関頂部でそれぞれ計測した主機関気筒数次成分に対する前後方向振動加速度を示す。また、図6中に本振動解析法により求めた計算結果を●印で併せて示す。上部構造（居住区）の振動応答に関しては、評価基準としてISO 6954 (Guidelines for the overall evaluation of vibration in merchant ships) のガイドラインと対比することが一般的であるが、図6より新設計船の上部構造での振動応答は全軸回転数にわたり1.5 mm/s以下というISO 6954のLower Lineを更に下回る十分に低いレベルであることが確認された。また同時に、本船で適用した新しい振動解析法による計算結果は実船での計測結果と良く一致しており、本解析手法の妥当性・有効性も確認された。本船の振動レベルは従来船と比較すると約1/3程度というレベルである。さらに、図7より主機関頂部の振動加速度はおおむね20 cm/s以下であり、これも従来船の約1/3程度という十分に低いレベルを達成した。

5. む す び

本解析法を用い、船体構造及び主機関・主軸のそれぞれ詳細な振動特性を連成系として解き、また、主機関からの起振力の伝達に対して等価起振力の概念を導入することにより、実船での振動状態を精密に再現し、船体振動応答の推定精度を向上することができた。また、本解析法を実船の設計に適用することにより、設計段階において有効な振動低減策を構ることが可能となり、船体振動の大幅な低減を実現した。

本報で紹介したD/H VLCCの新設計に関しては、当社神戸造船所UE設計課と一体となり、主機関に関する詳細なデータを活用し当社の総合力を最大限に生かしたことにより、低振動化という船舶としての品質向上につなげることができた。

今後は、本解析法の適用を大型ディーゼル主機搭載のコンテナ船等にも展開し、低振動化という顧客のニーズに幅広く対応すべく努力していく所存である。

参 考 文 献

- (1) 藤田一誠ほか、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(1994-3) p.287~300
- (2) 水早 純ほか、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(1998-12) p.393~400