

株式会社名村造船所

## 機関室二重底の台形式化による 主機 H 型振動への影響検証

松尾 亮\*

Matsuo Ryo



日本貴 秀一\*\*

Yamatoki Shuichi



神崎 雄介\*\*

Kanzaki Yusuke



防振の観点で船舶の主機を支える台構造に対する規則やガイドラインは存在しない。また、エンジンメーカーのショップテストでは、陸上の土台に主機が設置されて各種振動確認が実施されているため、剛性の異なる実際の船舶の機関室への搭載後に主機に振動問題が生じないかどうかは、各造船所の実績に頼っている。そのような背景において、船体重量削減のため、機関室二重底の構造を当社では採用したことの無い台形式に変更することを目指したが、主機と船体を両方考慮した振動データは公表されておらず、構造変更の是非を判断するには変更による影響度の確認が必要になった。そこで、変更前の実船において振動計測とFE解析(Finite Element Analysis)の比較を行うことで解析の妥当性を確認後、変更後の構造モデルにて解析を実施し、構造変更による振動固有値と応答の変化を定量的に求め、主機台形式への変更が防振の観点から問題無いことを確認した。また、簡易モデルによる検証を行うことで解析結果の妥当性を確認した。なお、主機の振動として存在するモードのうち、本研究ではH型振動を対象とした。

### 1. 緒言

低燃費の船舶の実現が、昨今のGHG削減に対するソリューションを構成する要素の1つである。その目的達成のために取り組むべき多くの項目の中で、船体重量の削減は目標に大きく貢献できる重要な要素である。造船所においても様々な手法や考え方によって、船体重量削減に取り組んでいるが、主機の下部構造である機関室二重底高さを削減することができれば少なくとも効果があると考えられる。

主機下部構造は、CSR-B&T<sup>1)</sup>から抜粋した第1図のように2つのタイプに分かれている。Type 1は、主機直下のエンジンベッドと呼ばれる厚板と、機関室二重底高さが一致しているタイプで、Type 2は、エンジンベッド高さが二重底高さと異なるタイプである。Type 1の方が、ケープサイズバルクキャリアやVLCCのような大型貨物船を建造する多くの造船所での建造実績として存在し、主機ライセンス作成の主機据付ガイドラインでも、より一般的なType 1を代

表させて図示されていることが確認できる。一方、二重底高さを下げるといった目的を達成するためには、エンジンベッド高さと二重底高さを一致させる必要のないType 2の採用が求められる。

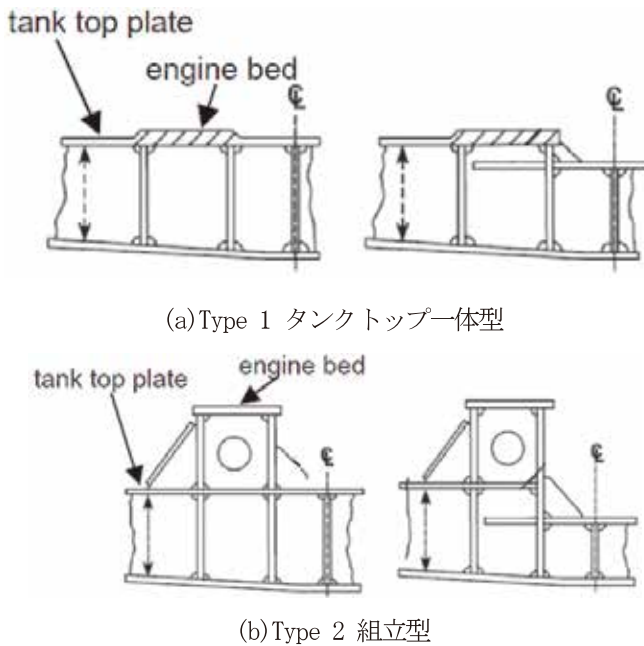
当社では、Type 1の数多くの建造船実績があるものの、Type 2を設計した経験がないため、新たにType 2を採用するにあたり、二重底高さを削減による主機の振動固有値低下による共振が懸念された。また、エンジンメーカーのショップテストでは、陸上の土台に主機が設置されて各種振動確認が実施されているため、剛性の異なる実際の船舶の機関室への搭載後に主機に振動問題が生じないかどうかは、各造船所の実績に頼っている。基本的には、主機下部構造は剛性が高い方が振動問題に対して有効であるというのが一般的な考え方<sup>2)3)</sup>でもある。そのため、Type 2の構造自体は一般的なものであるものの、当社として採用するためには、懸念を解消し問題が無いことを確認する

原稿受理日：July 31, 2023

\*株式会社名村造船所 船舶海洋事業部 設計本部 造船設計部 機電設計課

\*\*株式会社名村造船所 船舶海洋事業部 設計本部 基本設計部 船殻設計課

必要があると考え、Type 1 の実船での振動計測結果と FE 解析結果を確認して解析結果の妥当性を確認したうえで、Type 2 へ解析モデルを変更し、構造変更による振動固有値と応答の変化を定量的に確認する。



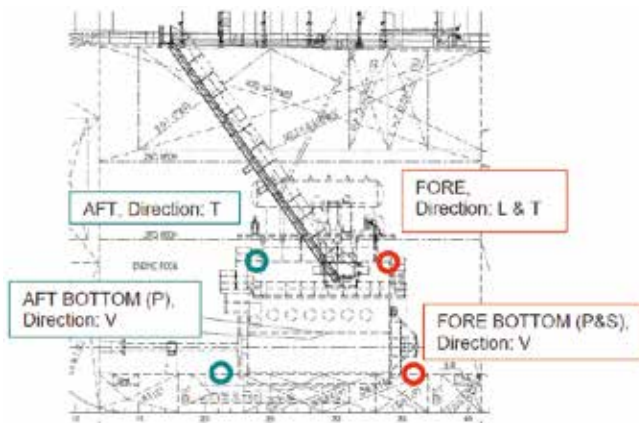
第1図 主機下部構造の種類

## 2. 実船における主機振動固有値の計測 (Type 1)

本章では、実船における主機振動固有値計測の実施内容とその結果について述べる。計測の目的は、次章で行う FE 解析との比較のためのデータ取得である。

### 2. 1 Type 1 の振動固有値の計測

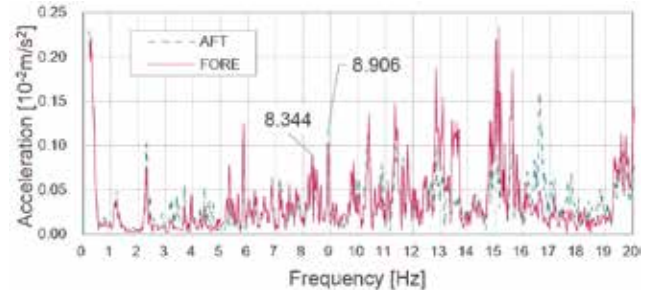
対象船は 183,000 DWT ケープサイズバルクキャリアで、計測方法として海上公試時のアンカリング試験中に多点同時計測を行った。計測点は第2図に示す通りである。



第2図 計測点

### 2. 2 Type 1 の実船計測結果

計測結果を第3図に示す。主機の振動には、縦振動と H 型、X 型の 3 つのモードが存在する<sup>4) 5) 6)</sup>が、ここでは H 型振動を対象とする。同定の過程は割愛するが、同型船の加振機試験結果とモード図の確認結果から、主機の H 型の振動固有値は 8.344Hz であることが確認できた。



第3図 計測結果

## 3. FE 解析の妥当性検証 (Type 1)

本章では、FE 解析を実施し主機 H 型の振動固有値を推定し、前章で得た計測結果と比較することで、解析の妥当性を検証する。

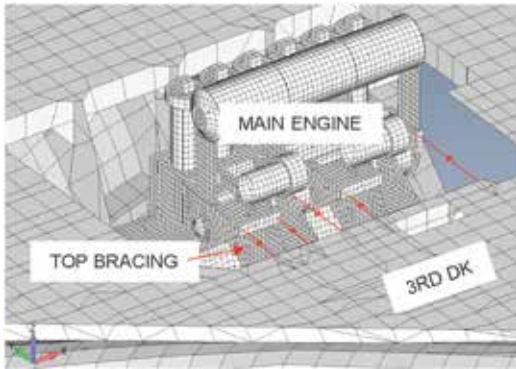
解析モデルは第4図に示す通り全船モデルで解析を実施した。Top bracing は、油圧式と機械式<sup>7) 8)</sup>があるが、本船は機械式を採用している。主機本体の解析モデルはライセンスである MAN Energy Solutions 様が提供するモデルを利用した。解析ソルバーは汎用ソフトである Altair Engineering 社の OptiStruct®である。

主機の H 型の振動固有値を求めるために、振動固有値解析(modal analysis)を実施した結果、20Hz までに約 610 個という多くのモードが存在した。その中から H 型振動モードを視覚的に判断するのは非常に困難である。そのため改めて、周波数応答解析(frequency response analysis)を実施し、主機上部を左右方向に加振し、応答が大きくなるモードから主機の H 型の振動固有モードを特定することとした。加振力は全周波数で 1,000N 一定の単位荷重とし、構造減衰は実船計測結果から算出し使用した。結果を第5図に示す。

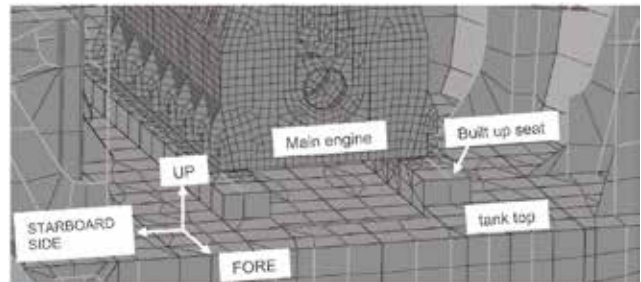
振動固有値は 8Hz 台にあると考えられるので、近傍の 4 つのピークを振動固有値の候補とした。各候補のモード図を確認した結果、主機の H 型の振動固有値は 8.958Hz と判断した。参考に、振動固有値だと判断したモード図のみを第6図に示す。実船での振動計測結果から求めた振動固有値 8.344Hz と解析結果である 8.958Hz の差は 7.4%となり、解析と計測は良好に一致することが確認された。



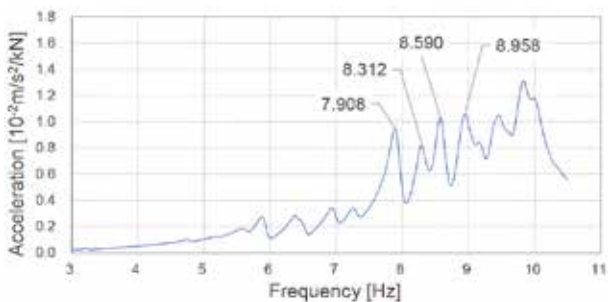
(a) 全船 FE モデルの外観



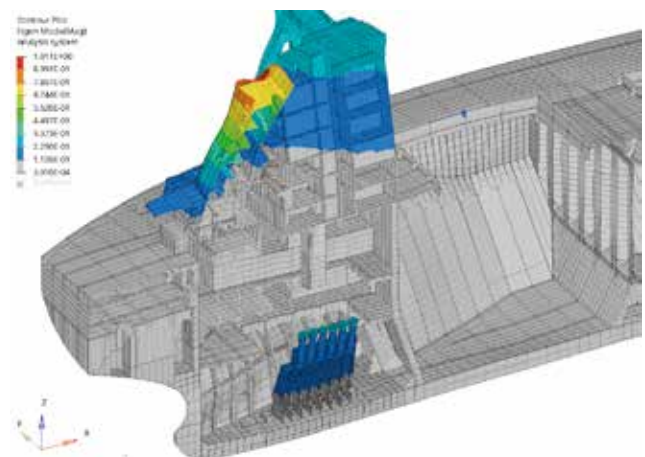
(b) 主機周辺のモデルの様子  
第4図 解析モデル



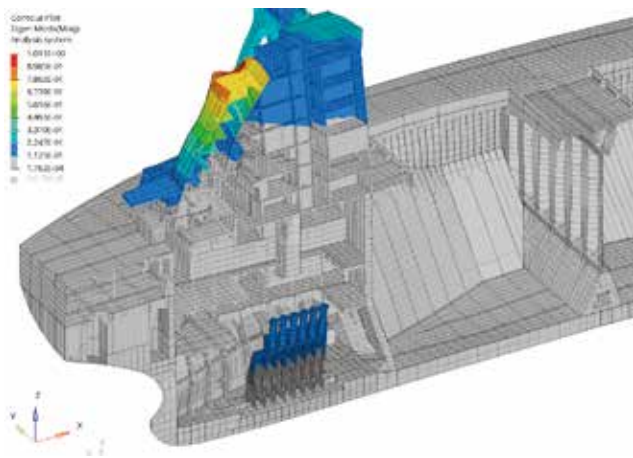
第7図 Type 2 解析モデル(主機下部構造)



第5図 解析結果(Type 1)



第8図 主機のH型振動固有モード(Type 2)



第6図 主機のH型振動固有モード図(Type 1)

#### 4. FE 解析による Type 2 の振動固有値推定

本章では、前章にて妥当性が確認された FE 解析手法を用いて、Type 2 のモデルにて、主機 H 型振動固有値の変化を確認する。

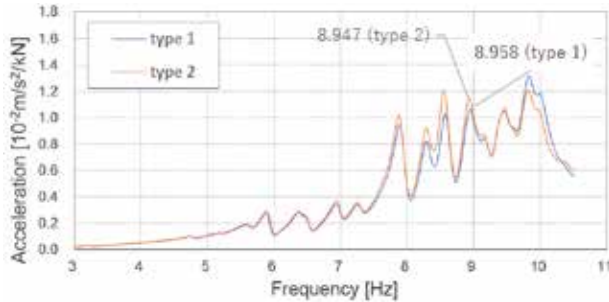
Type 2 の解析モデルでの主機下部構造を第 7 図に示す。このモデルにおいて、周波数応答解析を実施した結果として、主機の H 型振動固有値を 8.958Hz と判断した。その際の振動固有モード図を第 8 図に示す。

Type 1 の FE 解析結果から Type 2 の FE 解析結果の主機の H 型の振動固有値の変化を第 1 表に示す。Type 1 から Type 2 への構造変更による主機の H 型の振動固有値の変化は、0.12% という非常に小さなものであることが分かった。

次に、Type 1 と Type 2 の振動応答値の変化を第 9 図に示す。振動応答解析の結果からも、Type 1 と Type 2 には有意な差はなく、ほぼ同じ値になることが確認できた。したがって、台形式の適用は、振動面からは問題ないと判断できる。

第1表 Type 1およびType 2の解析結果の比較

Natural frequency obtained		
in FE analyses [Hz]		Variation [%]
Type-1	Type-2	
8.958	8.947	-0.12



第9図 Type 2の振動応答解析結果

### 5. 簡易計算による確認計算

全船モデルによる振動解析によって、Type 1 から Type 2 に構造変更した場合でも主機のH型の振動固有値および振動応答の結果には有意な影響がないことを確認したが、簡単なモデルを使用して、結果の妥当性を確認する。

前章までで実施したFE解析において、主機剛体横倒れ振動のモード図について断面を切って見ると、第10図の(a)のようになっている。これを(b)のように簡易モデル化して、二重底剛性と top bracing 剛性の関係について考察する。

主機剛体横倒れ振動を、主機下端を支点とした剛体回転振動としてモデル化する。主機の下端周りの回転慣性モーメントを  $i$ 、剛体回転振動に対する回転剛性を  $K$  とすると、運動方程式は下記ようになる。

$$i\ddot{\theta} = -K\theta \quad (1)$$

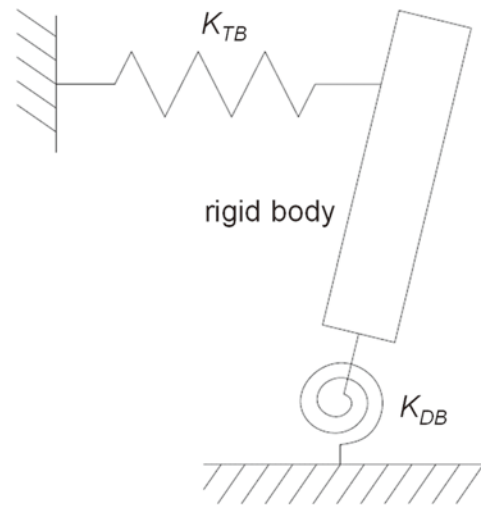
$$\ddot{\theta} + \frac{K}{i}\theta = 0 \quad (2)$$

これを解くと円固有振動数  $\omega_n$  および振動固有値  $f_n$  は下記の通りとなる。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{i}}, f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{i}} \quad (3)$$



(a) 主機剛体横倒れ振動(解析モデル)



(b) 主機剛体横倒れ振動(簡易モデル)

第10図 主機剛体横倒れ振動モデル

二重底の回転バネ剛性を  $K_{DB}$ 、top bracing の主機剛体回転に対する剛性を  $K_{TB}$  とすると、 $K = K_{DB} + K_{TB}$  となる。別途FE解析を用いて、対象船については  $K_{DB} : K_{TB} = 1.0 : 1.262$  となることを確認しており、top bracing の剛性が、多少だが二重底のバネ剛性より大きいことが分かる。

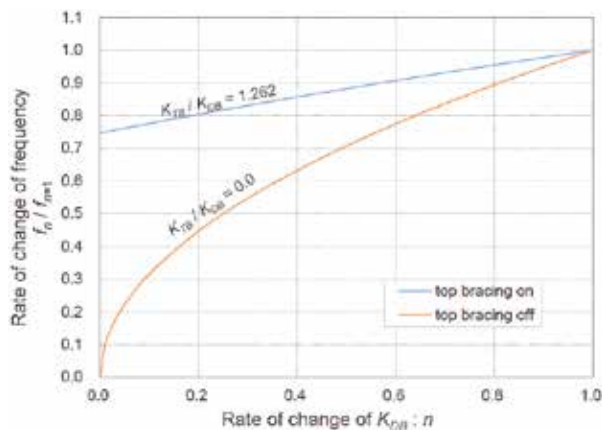
振動固有値  $f$  は、 $K_{DB}$  と  $K_{TB}$  を用いて下式で表される。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{DB} + K_{TB}}{i}} \quad (4)$$

本研究の対象船では  $K_{DB} : K_{TB} = 1.0 : 1.262$  となることから、 $K_{DB}$  が  $N$  倍になり  $K_{TB}$  が変わらない場合、振動固有値  $f$  は  $\sqrt{((N+1.262)/2.262)}$  倍となる。第11図に  $N$  が変化した場合の振動固有値の変化を示す。このグラフから、二重底の剛性が落ちていく ( $N$  が 1 から小さくなっていく) 場合に、top bracing が有ることを示す青色の線 ( $K_{TB}/K_{DB} = 1.262$ )

の変化が、top bracing が無いことを示すオレンジ色の線 ( $K_{TB} / K_{DB} = 0.0$ ) よりも抑えられていることが分かる。

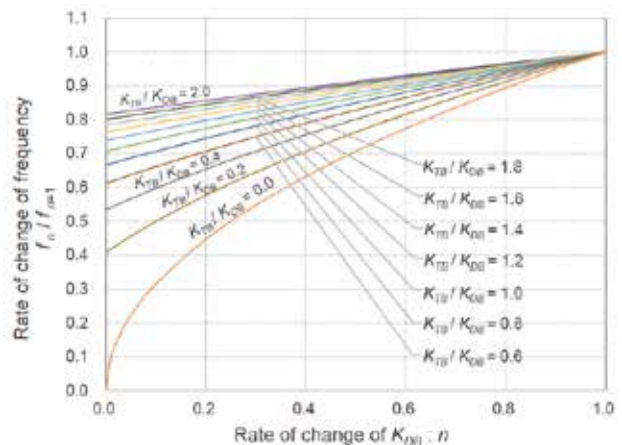
対象船では Type 1 から Type 2 への変更で  $K_{DB}$  が 0.85 倍に低下することを別途 FE 解析で確認している。このとき振動固有値は、top bracing が無い場合 ( $K_{TB}=0$ ) で 0.922 倍、top bracing が有る場合で 0.966 倍までしか低下しないことがグラフから分かる。ここにさらに主機自身の変形振動、機関室外の主船体の振動の連成影響が加わるため、実船での主機 H 型振動の振動固有値の低下率は小さくなる。



第 11 図 二重底剛性変化による主機振動固有値変化

ここで、 $K_{TB}$  と  $K_{DB}$  の比が本船のものではない一般化された場合について第 12 図に示す。  $K_{TB} / K_{DB} = 0.0$  の場合は top bracing が無い場合を示しており  $K_{TB} / K_{DB} < 1.0$  の場合は、top bracing の剛性が二重底のそれよりも小さい場合を示す。  $K_{TB} / K_{DB} = 0.0$  の結果よりも、  $K_{TB} / K_{DB} < 1.0$  の結果の方が振動固有値の変化が抑えられていることが分かる。

本研究で、Type 1 から Type 2 へ二重底の剛性が低下したにもかかわらず、主機 H 型振動固有値の変化が小さかった理由は、top bracing の剛性が二重底のそれより大きいからだと考えがちである。しかし、たとえ top bracing の剛性が二重底のそれより小さくても、top bracing の効果があることが第 12 図から確認されたことになる。つまり、全体の系から考えれば、主機 H 型振動固有値に対して二重底の剛性が占める割合は決して大きくなく、二重底の剛性低下が主機 H 型振動固有値に与える影響は限定的であったことが、主機 H 型振動固有値の変化が小さかった理由であると考えられる。



第 12 図 一般化された二重底剛性変化による主機振動固有値変化

## 6. 結言

主機の下部構造形式を二重底とエンジンベッド高さが一致している Type 1 から、両者高さが一致していない Type 2 へ変更することによって、主機振動にどのような影響があるのかを計測と解析を用いて検証した。その結果、以下のような結論を導いた<sup>9)</sup>。

- ・振動計測と解析の結果に良好な一致が見られたので、本研究で実施した解析手法は妥当であることが確認された。
- ・二重底とエンジンベッド高さが一致していない台形式の主機下部構造でも、振動固有値の低下や振動応答量の増加は見られなかったため、台形式の採用は、振動面からの判断としては問題無い。
- ・簡易的な振動モデルの検討により、主機下部の二重底剛性低下が主機 H 型振動固有値に与える影響は限定的であることが判明した。

## 謝辞

本稿執筆あたり、主機の解析モデルを提供して頂いた MAN Energy Solutions 様、FE 解析に関するアドバイスを頂いた株式会社三井 E&S 様、関係者の皆様に深く御礼申し上げます。

## 参考文献

- 1) International Association of Classification Societies: Common structural rule for bulk carriers and oil tankers, 2021, Part 1 Chapter10 Section 2
- 2) International Association of Classification Societies: Guidelines for the identification of

vibration issues and recommended remedial measures on ships, Recommendations No. 167 Corrigenda, 2021

3) Okumoto Y, Takeda Y, Mano M, Okada T : Design of ship hull structures, A practical guide for engineers, Tokyo, Springer, 2009, p. 491-511

4) American Bureau of Shipping : Guidance notes on ship vibration, 2021, Section 3

5) Lloyd' s Register. Ship vibration and noise guidance notes, 2006, Section 7

6) Nippon Kaiji Kyokai : Guide to ship vibration, Tokyo, Technaut Associates Ltd. and Senpaku Insatsu K. K, 1984, p. 88-128

7) Holtmann M, Frandsen MH : Experimental and numerical investigations about hydraulic top bracings and its influence on engine and vessels superstructure vibrations, In: Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS), Yokohama, Japan, 2019, p. 387-407

8) Kim S-S, Eom J-K, Han S-Y : A Countermeasure of ship vibration due to M/E excitation by automatic control of hydraulic top bracing, Journal of the Society of Naval Architects of Japan 1999

9) R. Matsuo, S. Yamatoki, H. Onizuka : "High Effectiveness of Stays against H-Mode Vibration of a Main Engine even with a Foundation Having Reduced Rigidity on a Merchant Ship", OMAE 2023