

大規模モデルを用いた船体振動解析手法

A method of vibration analysis using large-scale ship models



技術本部 技術研究所 構造研究 G

宮下 哲治

MIYASHITA Tetsuji

概要

設計段階で船舶の振動を防止するには高精度な振動予測が必要であり、全船モデルを用いた解析を実施している。解析精度を高めるには、今以上に精緻な大規模モデルを用いることが重要である。当社は、大規模モデルに適用可能な船体振動解析手法を開発した。大型かつ複雑構造である船体を詳細モデル化し、スーパーコンピュータ「京」を活用して、開発した船体振動解析手法の解析精度について検証を行った。その結果、振動モードや固有振動数は実船振動試験結果と一致し、提案手法は大規模モデルに適用可能であり、振動モード、固有振動数、振動応答量を精度よく推定できることを確認した。

Summary

An estimation of vibration phenomena in the design stage is highly advantageous for vibration prevention. A conventional method requires a large amount of time for large-scale models. Moreover, it has been difficult to handle large-scale models due to the computational power required. To address this, an explicit method of direct time integration using fluid-structure interaction with an outside fluid was developed. Validations were carried out for a large-scale ship model. The accuracy was verified by comparison between results obtained from the proposed method and the measurements. The results of natural frequency, vibration mode and velocity were in good agreement with the measurement. Therefore, the proposed method represents a feasible method for vibration analysis in large-scale models.

1. 緒言

乗組員の居住性や快適性を確保するために船体振動を防止することが必要である。船舶はオーダーメイドの大型構造物であり、試作による実験的検討は不可能である。したがって、設計段階において振動予測を行い、適切な防振対策を実施することが極めて重要となる。設計段階における検討方法の1つとして、有限要素法（FEM）を用いる方法がある。現在では計算機の性能や計算技術の発達に伴い、全船モデルによる解析手法が適用可能になっている¹⁾²⁾³⁾。この解析手法は

仮想質量法を適用したモーダル周波数解析である。この解析手法では、扱える自由度数が増加したとはいえ、依然として計算機能力の制約等により、100万自由度以下のモデルにせざるを得ない。そのため、詳細にモデル化する箇所と要素サイズを大きくし簡略にモデル化する箇所に分け、制限内のモデルとなるようにしている。

船舶の振動モードはさまざまであり、振動数の低い方から順におよそ、①主船体の節振動、②主船体高次振動、③上部構造と煙突の振動に分類することができる。上部構造や煙突は、船尾の上甲板に設置されるこ

とが多く、起振源となる機関室に近接し、振動が発生しやすい区画である。上部構造の振動特性として、居住区の前左右振動、ドジャールウィングの前左右振動、煙突の前左右振動が複雑に連成した振動モードが現れる。さらに、主船体の高次振動との連成振動が起きることもある。100 万自由度以下のモデルにおいて、主船体の節振動では固有振動数の推定誤差が約 5% である。上部構造や煙突が振動する振動モードでは、固有振動数の推定誤差が 5% を超えることもある。その理由として、各振動モードに対して適切な詳細モデル化ができていないことが考えられる。上述のモデル化法では高精度に定量的に評価することは困難な状況であり、経験則や過去の建造船での実験結果も取り入れて、防振対策の可否を総合的に判断している。

解析精度を高めるには、精緻な大規模モデルが適用可能な解析手法を構築すること、精緻にモデル化すべき範囲を明確にすることが課題となる。前者の課題に対し、当社は大規模モデルに適用可能な振動解析手法を開発した⁴⁵⁾。この解析手法を「提案手法」と呼ぶこととする。後者の課題に取り組むために、まず本稿では開発した船体振動解析手法を用いて、大規模モデル化による解析精度上の可能性について検証を行った。なお、本計算は理化学研究所のスーパーコンピュータ「京」を活用して得られたものである（課題番号：HP140037）。

2. 直接時間積分法による振動解析

当社にて開発した振動解析手法（提案手法）は LS-DYNA version R7.0 を用いた直接時間積分法を採用している。さらに、疑似ランダム荷重を生成する手法を本解析手法に組み合わせることで、任意の振動範囲の計算を 1 回の試行で完了できる。振動解析手法の詳細は文献⁴⁶⁾を参照されたい。

2.1 100 万自由度モデル

本節では提案手法に適用した解析モデルと解析条件について説明する。調査対象は、全長約 335 m、幅 60 m、深さ約 30 m、積載量 30 万重量トンの大型原油タンカーとした。図 1 の左図に構造モデルを示す。構造モデルの要素数は 104,443、節点数は 59,434 であり、これ以降、100 万自由度モデルと呼ぶ。要素サイズは船尾や機関室付近で約 1 m、船体中央部から船首にかけて約 3 m とした。内部構造もモデル化した。船体中央部から船首にかけて要素サイズが大きいので、防撓材はモデル化していない。本モデルでは有限要素法で幅広く用いられているシェル要素と梁要素を用い

た。座標系は船の長さ方向を X とし、船の幅方向を Y、高さ方向を Z とした。境界条件は船首端喫水位置にて X、Y、Z 方向の変位および Y 軸周りの回転変位を拘束した。加振位置は実船振動試験時における振動発生機の設置位置に対応させた。構造モデルに与える減衰は、広域周波数減衰とし、2 Hz から 20 Hz の振動数範囲で減衰比を 1% とした。提案手法では流体の解析にソリッド要素を用いる。図 1 の右図に流体モデルを示す。流体要素数は 73,898、節点数は 77,510 である。流体端部の境界条件は無限流体となるように設定した。喫水は 4 m とし、流体と船体外板の境界面上で節点を共有させた。材料定数を表 1 に示す。

表 1 材料定数

Table 1 Material constants

	構造	流体
密度 [ton/mm ³]	7.85×10 ⁻⁹	1.025×10 ⁻⁹
ヤング率 [MPa]	2.058×10 ⁵	/
ポアソン比	0.3	/
音速 [mm/s]	/	1.478×10 ⁶
重力加速度 [mm/s ²]	/	9,800

2.2 5000 万自由度モデル

図 2 に 5000 万自由度の構造モデルおよび流体モデルを示す。構造モデルの要素数は 8,753,706、節点数は 8,383,277 であり、これ以降、5,000 万自由度モデルと呼ぶ。要素サイズは平均で約 200mm とした。構造部材は全てシェル要素でモデル化した。流体モデルの要素数は 1,219,292、節点数は 1,270,296 である。流体部分のモデル化方法は 2.1 節と同様である。材料定数は表 1 に示した通りである。この大規模モデルを用いた解析は現実的な計算機環境（CPU=3 GHz、主メモリ=32 GB）では計算できず、「京」のような大規模並列コンピュータが必要であった。

3. 解析結果と実船計測結果の比較

主船体の節振動と上部構造に着目し、実船振動試験結果と解析結果を比較した。実船振動試験では、船尾左舷の甲板上に設置した加振力 1 トンの振動発生機で、振動数 3 Hz から 15 Hz まで 0.05 Hz 刻みで船体に加振し、甲板上、上部構造、煙突の各部に配置した加速度センサーで振動応答を計測した。

3.1 主船体の節振動の比較

主船体の節振動について、モデル規模による差を確認するため、100 万自由度モデルと 5,000 万自由度モデルの結果を比較した。解析結果と実船振動試験結果を表 2 に示す。なお、振動発生機では 3Hz 以下の振

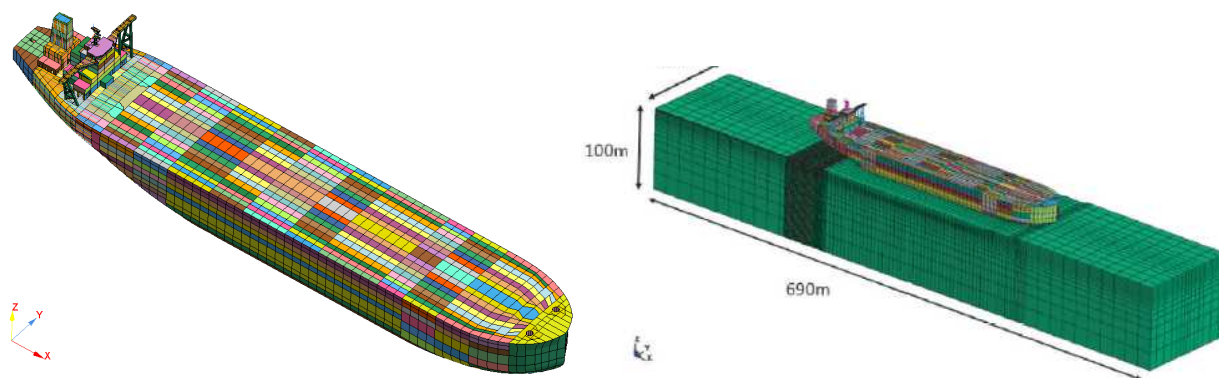


図1 全船モデル (100 万自由度)

Fig.1 Structure model, 1 million degrees of freedom and Fluid-structure interaction model

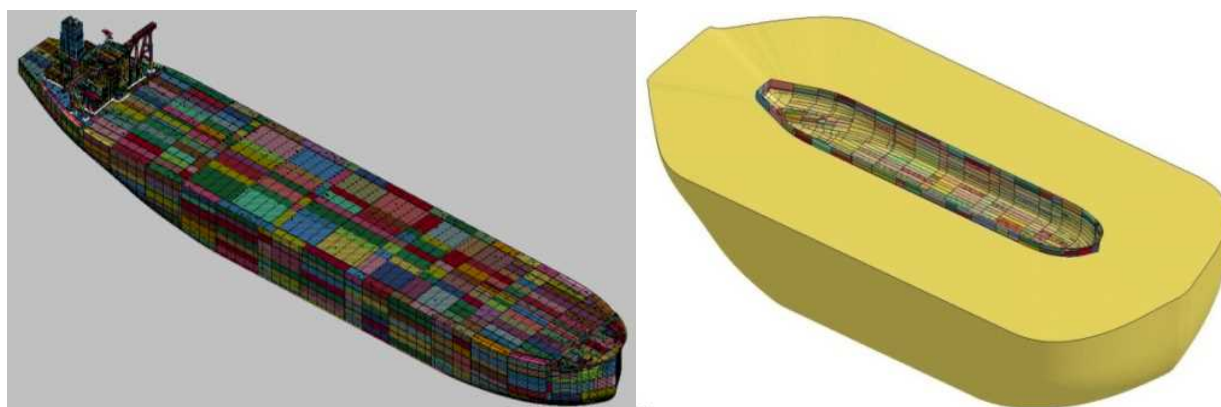


図2 全船モデル (5000 万自由度)

Fig.2 Structure model, 50 million degrees of freedom and Fluid-structure interaction model

動数を発生させることはできず、5 節以下の試験データは取得できていない。提案手法で求めた代表的な振動モードを図 3、図 4、図 5 に示す。表 2 に示した主船体の節振動の固有振動数を比較すると、100 万自由度モデルと実測との差は 7%あるが、5,000 万自由度モデルは実測と一致する。つまり大規模モデルにより節振動の固有振動数の解析精度向上が確認された。

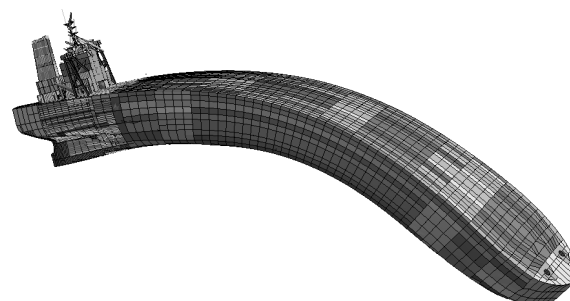


図3 2 節の振動モード (100 万自由度)

Fig.3 Vibration mode of 2 nodes, 1 million dof

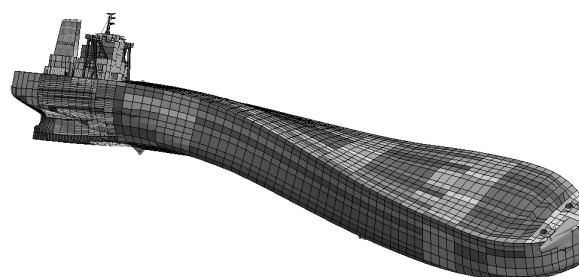


図4 ねじりの振動モード (100 万自由度)

Fig.4 Vibration mode with torsion, 1 million dof

表 2 船体節振動の固有振動数の比較

Table 2 Comparison of natural frequencies of hull girder

振動 モード	提案手法		振動 試験
	100 万 dof	5000 万 dof	
2 節	0.65	0.60	—
3 節	1.40	1.40	—
振り	1.65	1.60	—
4 節	2.20	2.10	—
5 節	3.00	2.90	—
6 節	3.75	3.50	3.50

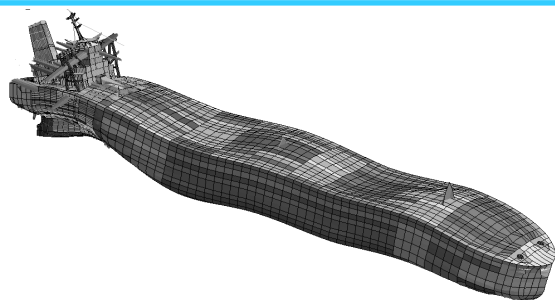


図5 6節の振動モード (100 万自由度)
Fig.5 Vibration mode of 6 nodes, 1 million dof

3.2 大規模モデル化による解析精度

つぎに、上部構造の固有振動数を比較した。評価位置はドジャーウィング先端と煙突頂部とした。各位置における振動数と振動応答量の関係を図6、図7に示す。図中には実船振動試験結果も合わせて示した。この応答曲線のピーク位置における振動モードを調べ、実船振動試験結果の振動モードと一致する振動数を表3に記載した。括弧内には振動試験結果との差を示す。

図6に示すドジャーウィングの振動応答曲線では、実船振動試験と同じ9.7 Hzに明瞭なピークが現れた。また、図7に示す煙突の振動応答曲線では、実船振動試験結果および5000万自由度モデルでは7.6 Hzと8.2 Hzの付近に明瞭なピークが観察され、その推定誤差は1%以内である。100万自由度モデルに比べて大幅に改善されたことがわかる。図8～図10に、代表的な振動モードとして、実船振動試験の8.2 Hzの振動モードと、それに対応する解析結果の振動モードを示す。図8は実船振動試験で得た計測点における変位量をワイヤーフレームで表示している。図9は100万自由度モデル、図10は5,000万自由度モデルでの振動モードである。100万自由度モデルでは実船振動試験に対し、レーダー柱と居住区が逆位相で振動し、一致が見られないのに対し、5,000万自由度モデルでは居住区の前後振動を除き位相が一致しており、解析精度の向上が認められる。また、図9、10の振動モードを見比べると、5,000万自由度モデルの方が船尾の振動(変形)が大きく出ており、船尾と上部構造が連成振動していることが確認できる。船尾を精緻にモデル化することで振動モードが再現できたと考えられる。

以上の結果から、自由度数を大幅に増やし詳細にモデル化することで、従来モデル規模では捉えることができなかった振動モードが再現できるようになり、固有振動数の解析精度も大幅に向上し、実船振動試験結果との誤差1%以内であることが確認できた。

ただし、煙突の振動応答曲線において、6.5 Hzと7 Hz付近に実船振動計測では把握されなかったピークが現れている。原因は6.5 Hz付近のピークは船体左右振動および煙突の内筒との連成、7 Hz付近は煙突の内筒との連成であった。煙突の重量分布を正確に入力するために内筒をモデル化したが、サポート部の結合を十分に行わず、剛性が十分に保てていなかった。内筒のモデル化の際には局部振動を発生させないような工夫が必要である。

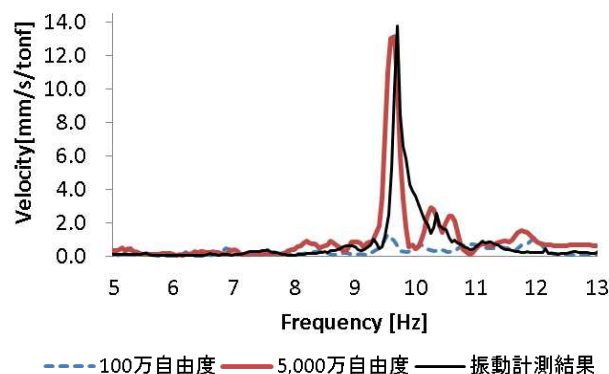


図6 ドジャーウィングでの応答曲線 (提案手法)

Fig.6 Frequency response curves at dodger wing

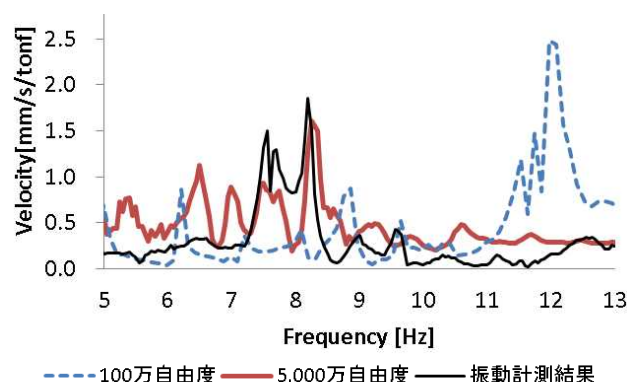


図7 煙突での応答曲線 (提案手法)

Fig.7 Frequency response curves at funnel

表3 煙突、ドジャーの固有振動数の比較

Table 3 Comparison of natural frequencies of dodger and funnel

主たる 振動箇所	振動試験 [Hz]	100 万 dof[Hz] (提案手法)	5,000 万 dof[Hz] (提案手法)
煙突	7.6	8.9※	7.7 (1%)
	8.2	※モード不一致	8.3 (1%)
ドジャー	9.7	10.0 (3%)	9.7 (0%)

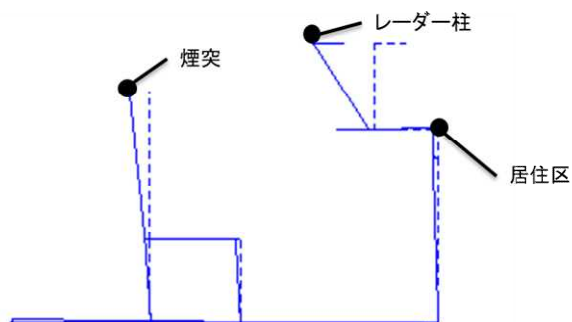


図8 実船振動試験の8.2Hzでの振動モード

Fig.8 Vibration mode of measurement

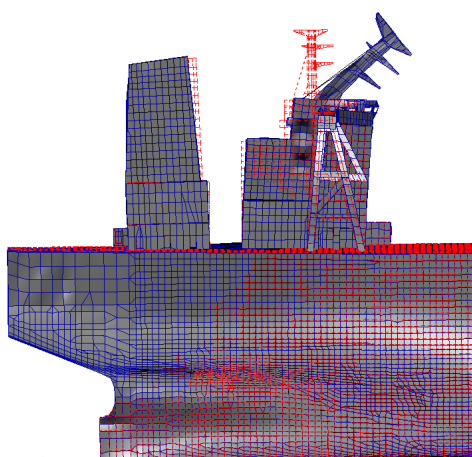


図9 100万自由度モデルにおける8.9Hzでの振動モード

Fig.9 Vibration mode with 1-million dof model



図10 5000万自由度モデルにおける8.3Hzでの振動モード

Fig.10 Vibration mode with 50-million dof model

4. 結 言

本稿では、当社で開発した流体-構造連成を考慮した船体振動解析手法を用いて、大規模モデル化による解析精度の向上について検証した。得られた主な知見を以下に示す。

1. 当社で開発した提案手法は、船舶のような大型かつ複雑構造の流体-構造連成問題に対しても実行可能である。

2. モデルを大規模詳細化することにより、節振動の固有振動数の解析精度向上が見込める。
3. ドジャーウィングと煙突においては、5,000万自由度で大規模詳細化することにより、固有振動数の解析精度が大幅に向上した。さらに100万自由度モデルでは再現できなかった振動モードを捉えることができた。船尾を精緻にモデル化することで振動モードが再現できたと考えられる。
4. 本検討では主船体の6節振動、ドジャーウィング、および煙突での固有振動数の解析精度誤差は1%以内であった。

今後は精緻にモデル化すべき範囲を明確にすることに取り組んでいく予定である。

参考文献

- 1) 高橋 弘行, 楠本 裕己, 武田 尚, 寺上 大介: 基本設計段階での次元全船 FEM モデルを使用した防振設計, 日本造船学会講演会論文集 第3号, 2004, pp.13-14.
- 2) 遠山 泰美: 大型タンカーの防振技術 -ブリッジウィングの防振設計-, 日本造船学会講演会論文集 第3号, 2004
- 3) Hiroyuki Takahashi: Investigation on the Vibration Response Analysis Using Whole Ship Model, The 26th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structure, 2012, pp.257-261.
- 4) 宮下 哲治, 岡澤 重信, 中村 哲也, 平川 真一, 高橋 弘行: 大規模モデルに適用可能な流体-構造連成を考慮した船体振動解析手法の開発 - 第1報: 直接時間積分による船体振動解析手法の構築と簡易箱モデルによる検証 -, 日本計算工学会論文集, 2018
- 5) 宮下 哲治, 岡澤 重信, 中村 哲也, 平川 真一, 高橋 弘行: 大規模モデルに適用可能な流体-構造連成を考慮した船体振動解析手法の開発 - 第2報: 大規模モデルへの適用 -, 日本計算工学会論文集, 2018



宮下 哲治