太田 好彦*** 阿波 啓造**
白木 万博**Prediction Method of Coupled Vibration Response with Large-sized Engine and Hull
— Application of Measurements of Engine Support Points Mechanical Impedance —

By Yoshihiko Ohta, Keizo Awa, Kazuhiro Shiraki

A ship is equipped with a large engine that increases ship vibrations. Particularly, it may give rise to the serious large vibration problems due to the coupling effect of the large engine and the hull. So, it is important for us to grasp vibration characteristics of each support point of a large engine. However, a measuring method of vibration characteristics of support points of a large engine has not been established until now because a ship engine is too large. Therefore, we tried to apply Mechanical Impedance Method to prediction of mechanical impedance at each support point by the former paper. This paper confirms utility of the experimental analytic method for measuring impedance characteristics of support points of a large engine that we suggested. And we showed the effectiveness of Mechanical Impedance Method by using the experimental results of the engine and hull models on prediction coupling vibration.

1. 緒言

船舶に搭載される主機関から発生する起振力が、機関据え付け点を伝わって船体二重底と連成振動を引き起こし、船体各部を大きく振動させる問題が生じている。特に船体の巨大化に伴って主機関の大型化、ロングストローク化が進み、機関構造の固有振動数が低下して機関の常用回転数域に近づいてきている。そのため、前もって振動特性を把握し、振動トラブルを未然に防止する事が重要となっている。

振動特性を把握する方法として有限要素法による解析が広く知られているが、大型主機関のような複雑な構造物を精度良く解析するには多大な時間と労力を必要とするため、解析が困難な場合が多い。

そこで解析時間を短縮して振動特性を把握するために、ビルディングブロック法の一手法であるメカニカルインピーダンス法を適用することとした¹⁾。すなわち、機関据え付け点の機械インピーダンスを前もって知っておけば、構造物の部分的な変更に対してもその部分の機械インピーダンスを測定して計算しなおすだけで全体の特性を把握することができる。この手法は、自動車分野においては車体にエンジンを搭載した際の振動特性を把握する方法として用いられている手法であり、船体と機関についても適用可能と思われる。しかし機関据え付け点の振動特性を測定するには、自由支持状態にして水平方向に倒して加振実験を行わなければならないが、船舶に搭載されるような大型機関を水平に倒して横方向に加振する事は機関内部構造の強度などの面から困難であり、船舶機関の据え付け点インピーダンス特性を計測する方法は未だ確立されていないのが現状である。

*原稿受付 平成14年10月21日

**正会員 関西大学(大阪府吹田市山手町3-3-35)

***学生 関西大学大学院(大阪府吹田市山手町3-3-35)

本報では、先の報告(2)で提案した大型機関の据え付け点インピーダンスを実験解析的に算出する方法をもとに再度検討を行い、提案した手法の精度向上と有用性について確認するとともに、船体二重底と結合した際の連成振動挙動についてもメカニカルインピーダンス法を適用した振動予測法を提案し、その有用性の検討を行う。

2. 提案する算出法

大型機関にメカニカルインピーダンス法を適用させて機関据え付け点の機械インピーダンスを算出する事は困難である。そこで、以下に示すような手法を提案した。

Fig. 1は機関単体の算出手法を示している。これは機関を建造する際に機関据え付け点に相当する場所に振動特性が既知のばねを敷き、その上に機関を建造する。機関の完成後、ばねを含めた機関とばね複合系で加振実験を行い、得られた応答結果から計算によってばね特性を取り除き、機関単体の振動特性を算出する²⁾。

Fig. 1 Field Work

Fig. 2 Calculation Method

Fig. 2は機関を船体に搭載した際に生じる連成振動の振動特性を算出する方法を示している。大型機関と船体二重底の各据え付け点でのインピーダンスを実験や解析からそれぞれ独立に求めておき、メカニカルインピーダンス法を適用して機関と船

体二重底複合系での据え付け点インピーダンスを算出し、連成振動応答を予測する。

3. 機関モデルの振動解析

3.1 機関の簡易モデルの検討 機関架構の横振動として、Fig. 3に示すような振動モード形状が示されている³⁾。これ以上の高次モード形状は機関の常用回転数よりも高い領域にあるため一般には現われない。そこでエンジンモデルを作成するにあたり、機関の基本振動モードが現われ易く、且つ単純な形状としてFig. 4に示すようなT字型の板構造モデルを適用する事とした。モデルはアクリル模型を用い、Fig. 5の②～⑤点に示すように据え付け点はモデルを支持するのに必要な最小限の4点として実験を行ったが、実機ではもっと多くの据え付け点で計測される。

Fig. 3 Vibration Mode of Large Engine

Fig. 4 Equivalent Model of Actual Engine

Fig. 5 Specification of Engine Model

このモデルの固有モードを調べるため、有限要素法解析ソフト MSC—NASTRAN を用いて固有値解析を行った。得られた結果の一部として基本振動モードを Fig. 6 に示す。この結果から、このモデルは大型機関の基本振動モードを再現できることが確認できた。また、ここに示すモードより高周波数領域では、これらのモードが重なり合った複雑なモード形状を示す結果が得られた。

Fig. 6 FEM Vibration Mode of Engine Model

3.2 機関モデルの実験解析 作成した機関モデルを用いて実験を行い、本研究で提案した算出法の有用性を確認する。ここで用いる伝達関数は、機械系のインピーダンスの一つであるモビリティを扱うこととする。モビリティは入力される力 F と応答点で求まる速度 V の比であらわれ、次式で与えられる⁴⁾。

$$M_{ij} = \frac{V_i}{F_j} \dots\dots\dots (1)$$

式中の添字はそれぞれ起振点 j と応答点 i を表わしており、複素量である。また、起振点と応答点と同じ場合をポイントモビリティ、異なる場合をトランスファモビリティと定義する。

ここで考えるモデルは、Fig. 5 で示す機関モデルの①点を起振点として各据え付け点②～⑤をばねで支える系とする。この全体系を機関単体の起振点と各据え付け点の系、及びばね系に分割して考える。機関モデル単体の系について考えると、①点を加振した時の応答速度 V についての方程式は式 (2) に示すようになる。

$$\left. \begin{aligned} V_{11} &= M_{11}^E F_1 + M_{12}^E F_2 + M_{13}^E F_3 + M_{14}^E F_4 + M_{15}^E F_5 \\ V_{21} &= M_{21}^E F_1 + M_{22}^E F_2 + M_{23}^E F_3 + M_{24}^E F_4 + M_{25}^E F_5 \\ V_{31} &= M_{31}^E F_1 + M_{32}^E F_2 + M_{33}^E F_3 + M_{34}^E F_4 + M_{35}^E F_5 \\ V_{41} &= M_{41}^E F_1 + M_{42}^E F_2 + M_{43}^E F_3 + M_{44}^E F_4 + M_{45}^E F_5 \\ V_{51} &= M_{51}^E F_1 + M_{52}^E F_2 + M_{53}^E F_3 + M_{54}^E F_4 + M_{55}^E F_5 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

同様に据え付け点のばね系について考えると、関係式は式 (3) のようになる。

$$V_k^S = M_k^S F_k^S \dots\dots\dots (3)$$

据え付け点で支持するばねは全て同じ特性のものを用いているので、関係式は式 (3) であらわす事ができる。また、それぞれの式中で右肩の添字に E の付くものは機関単体の各据え付け点のモビリティをあらわし、添字 S はばねのモビリティを示し、下の添え字は k 据え付け点番号を示している。ここで式 (2)、式 (3) について境界条件を考慮すると、各据え付け点での応答速度は式 (4) のようにあらわす事ができる。

$$\left. \begin{aligned} V_{21} &= V_2^S \\ V_{31} &= V_3^S \\ V_{41} &= V_4^S \\ V_{51} &= V_5^S \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

また、各据え付け点の力の釣り合いを考慮すると、式 (5) のようになる。

$$\left. \begin{aligned} F_2 + F_2^S &= 0 \\ F_3 + F_3^S &= 0 \\ F_4 + F_4^S &= 0 \\ F_5 + F_5^S &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

これらを考慮してばねに関する応答速度と加わる力を機関に関する V と F に置き換えて行列であらわすと、式 (6) のようになる。

$$\left[\begin{array}{ccccc|cccc} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -M_{12}^E & -M_{13}^E & -M_{14}^E & -M_{15}^E \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -M_{22}^E & -M_{23}^E & -M_{24}^E & -M_{25}^E \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -M_{32}^E & -M_{33}^E & -M_{34}^E & -M_{35}^E \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -M_{42}^E & -M_{43}^E & -M_{44}^E & -M_{45}^E \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -M_{52}^E & -M_{53}^E & -M_{54}^E & -M_{55}^E \\ \hline 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & M_2^S & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & M_3^S & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & M_4^S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & M_5^S \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} V_{11} \\ V_{21} \\ V_{31} \\ V_{41} \\ V_{51} \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} M_{11}^E \\ M_{21}^E \\ M_{31}^E \\ M_{41}^E \\ M_{51}^E \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right] F_1 \dots\dots\dots (6)$$

これと同様の式を②点から⑤点を加振点とした場合についても求め、これらに実験から求めたモビリティを代入し、求めたい周波数領域について繰り返し演算して機関単体での各点のモビリティを算出する^{5), 6)}。

3.3 実験方法 実験はFig. 7で示すように、機関据え付け点をばねで固定して支持し、起振点を加振機により求めたい周波数領域で加振する。ここで、より実験精度を向上させるため、加振力をインピーダンスヘッドに正確に伝達するためにワイヤを介して加振した。インピーダンスヘッドによって力信号と加速度信号を測定し、得られた力信号と加速度信号はチャージアンプによって増幅され、加速度信号については一回積分され速度信号となってFFTアナライザに記録される。この実験で得られたデータと、すでに測定してあるばねのモビリティを式(6)に代入して行列計算を行い、機関単体のモビリティを算出する。

Fig. 7 Experimental Apparatus

3.4 解析結果 以上の計算から得られた解析結果について以下に示す。ここで、提案した実験解析手法の結果について、Fig. 7での機関モデルをばね支持する代わりに、柔らかいマット上において自由支持状態を想定して振動応答実験を行った結果と比較し、提案した計算手法の算出結果の有用性について評価を行う。ここでは解析結果の一例としてFig. 8に①点を加振した時の①点の振動応答のモビリティを、Fig. 9に①点を加振した時の②点の振動応答のモビリティを示す。

これらの結果から、双方とも高周波領域になるにつれて波形に幾分のずれが生じてきている事がわかる。これは機関モデルとばねの結合部で、ばねがサージング現象を起こし、このような振動挙

Fig. 8 Mobility M_{11}^E of Engine Model
(Case of: input force point ①, output point ①)

Fig. 9 Mobility M_{21}^E of Engine Model
(Case of: input force point ①, output point ②)

動を含んだ実験結果を用いて計算したため精度に悪影響が現われたと考えられる。しかし、機関の基本振動モードが現われる領域までは良く一致している。また、前報と比較すると特にトランスファモビリティの計算精度が向上しており、以上のことから、結果が定量的に一致していない範囲があるもののおおよその傾向は合致し、検討対象としているX、H、U型振動の領域では良好な結果を示している事がわかる。他点でのモビリティについても同様の結果が得られたことから、提案した方法で比較的良好な精度で算出し得る事が判明した。

4. 船体二重底モデルの検討

4.1 船体二重底のモデル化 続いて、メカニカルインピーダンス法を用いて大型機関と船体二重底の連成振動を予測する方法について検討を行う。大型機関については3章で用いたモデルを用いるので、ここでは船体二重底を想定したモデルを考え、そのモデルについての検討を行う。本研究では定性的な検討を主としているので、船体二重底についても忠実に船体二重底を再現するのではなく、付加水質量や積荷による影響など船体に関する影響を取りまとめて簡略化した台形の亚克力板構造モデルに置き換えて実験を行った。船体二重底のモデル図をFig10に示す。このモデル中の番号はそれぞれ機関モデルの据え付け点に対応している。

Fig. 10 Model of Hull

4.2 実験結果 このモデルについて有限要素法による固有値解析を行った。その結果の4次モードまでをFig. 11に示す。またこのモデルについて、機関据え付け点に相当する点で自由支持状態の加振実験を行い、各点でのモビリティを測定した。その結果と有限要素法のシミュレーション結果と比較する。以下に結果の一例として、②点加振の時の②点のモビリティ及び④点のモビリティをそれぞれFig. 12, Fig. 13に示す。

Fig. 11 Vibration Modes of Hull Model

Fig. 12 Mobility M_{22}^H of Hull Model
(Case of: input force point ②, output point ②)

Fig. 13 Mobility M_{42}^H of Hull Model
(Case of: input force point ②, output point ④)

これらの結果から、船体二重底モデルの固有モードは機関モデルの固有値とほぼ同じ点にあり、このモデルと機関モデルを組み合わせるとお互いのモデルが影響しあって連成振動を引き起こすことが予測できる。

5. 機関—船体二重底の連成振動挙動解析

5.1 連成振動の解析 機関と船体二重底モデルを結合し、連成振動挙動をメカニカルインピーダンス法によって予測する算出法の有用性について検討を行う。

Fig. 14に機関モデルと船体二重底モデルの結合図を示す。図中②～⑤点でモデルを結合し、モデルの間には幅5mmのワッシャーを挟み、ボルトとナットで締結する。このように点で結合する事で、各モデルの据え付け点のみで励振力が伝達される事になる。

この結合モデルについてメカニカルインピーダンス法を適用する。機関に関する系と船体二重底

Fig. 14 Engine and Hull Models

に関する系に分けて考えると、①点を加振点とした場合、機関に関しては式(2)と同様にあらわす事ができる。また船体二重底に関しては、各点での応答速度について方程式をたてると式(7)に示すようになる。

$$\left. \begin{aligned} V_2 &= M_{22}^H F_2 + M_{23}^H F_3 + M_{24}^H F_4 + M_{25}^H F_5 \\ V_3 &= M_{32}^H F_2 + M_{33}^H F_3 + M_{34}^H F_4 + M_{35}^H F_5 \\ V_4 &= M_{42}^H F_2 + M_{43}^H F_3 + M_{44}^H F_4 + M_{45}^H F_5 \\ V_5 &= M_{52}^H F_2 + M_{53}^H F_3 + M_{54}^H F_4 + M_{55}^H F_5 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

式(7)中の右肩の添字 H は船体二重底単体の各点でのモビリティを示している。また、各据え付け点のボルトやナットの影響に関しては、点で強く剛結合している事からそれらの影響を無視して取り扱う事にする。

以上の式において、各据え付け点での境界条件について3章の場合と同様に考えて機関—船体二重底複合系にまとめると、式(8)に示すようになる。

$$\left[\begin{array}{ccccc|cccc} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -M_{12}^E & -M_{13}^E & -M_{14}^E & -M_{15}^E \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -M_{22}^E & -M_{23}^E & -M_{24}^E & -M_{25}^E \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -M_{32}^E & -M_{33}^E & -M_{34}^E & -M_{35}^E \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -M_{42}^E & -M_{43}^E & -M_{44}^E & -M_{45}^E \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -M_{52}^E & -M_{53}^E & -M_{54}^E & -M_{55}^E \\ \hline 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & M_{22}^H & M_{23}^H & M_{24}^H & M_{25}^H \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & M_{32}^H & M_{33}^H & M_{34}^H & M_{35}^H \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & M_{42}^H & M_{43}^H & M_{44}^H & M_{45}^H \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & M_{52}^H & M_{53}^H & M_{54}^H & M_{55}^H \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} V_{11} \\ V_{21} \\ V_{31} \\ V_{41} \\ V_{51} \\ F_{21} \\ F_{31} \\ F_{41} \\ F_{51} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} M_{11}^E \\ M_{21}^E \\ M_{31}^E \\ M_{41}^E \\ M_{51}^E \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\} F_{11} \dots\dots\dots (8)$$

この式に、実験や計算から求めた各モデルの据え付け点モビリティを代入して求めたい周波数領域で計算を行い、結合系でのモビリティを算出す

る。これと同様にして②点から⑤点を加振点とした場合についてもモビリティを算出する。

5.2 解析結果 以上の計算結果の一例として、①点を加振した時の①点の応答のモビリティと、②点を加振した時の④点の応答のモビリティをそれぞれFig. 15, Fig. 16に示す。添字 T は、複合系全体のモビリティを示す。計算結果の評価対象として、有限要素法を用いて結合モデルを自由支持状態でシミュレーションした値を用いる。

Fig. 15 Mobility M_{11}^T of Engine-Hull Model (Case of: input force point ①, output point ①) Fig. 16 Mobility M_{42}^T of Engine-Hull Model (Case of: input force point ②, output point ④)

これらの結果から、双方とも低周波、高周波領域でいくらかの誤差があるものの、全体的に傾向は良く合致しているといえる。 M_{11}^T については据え付け点での振動挙動ではないので、据え付け点の影響があまり現われず、機関主体のモードがよく現われている。これは機関単体の M_{11}^E のモビリティとよく似ている事がわかる。

また、 M_{42}^T は据え付け点でのモビリティをあらわしているので、それぞれのモデルの固有モードが影響しあって複雑に連成した振動挙動を示している事が確認できる。特に80Hz, 120Hz, 200Hz付近については、モデル単体で得られた挙動には現われない固有値が存在する事から、それぞれ単体の振動応答では現われない連成した振動モードが現われることがわかる。この結果からそのような振動挙動に対してもよい精度で計算できている事がわかる。また、ここで示していない他の点でのモビリティに関しても、同様によい精度で測定できている事が確認できた。

以上の事から、モデルを結合して生じる連成振動についても、メカニカルインピーダンス法を適用してその傾向を十分把握できる精度で算出できるといえる。

6. まとめ

前報では、船舶に搭載されるような大型機関にメカニカルインピーダンス法を適用して据え付け点インピーダンス特性を実験解析的に算出する新しい方法を提案した。その手法をもとに、本報で解析の精度向上を図るとともにその手法の有用性について検討した。また、船体二重底との連成振動の予測についてもメカニカルインピーダンス法を適用し、その精度について検討を行った。その結果の要約を以下にまとめる。

(1) 機関モデル単体の据え付け点モビリティの実験解析的な算出法について、多少精度の問題があるが、モデルの振動応答の傾向は比較的良く一致して算出し得る事が分かった。この事から、提案した算出法の有用性は確認できたものと考えられる。

- (2) 機関モデルと船体二重底モデルを結合した時の連成振動の予測方法については、それぞれのモデルの振動モードが影響しあって、複雑な振動応答を示したが、それらのモード特性を把握する際にも十分予測可能な範囲で解析できる事が分かった。このことから、メカニカルインピーダンス法が、連成振動系についても有効な算出手法であるといえる。
- (3) 大型機関の各気筒から発生する複数の起振力の影響によって、結合系での各据え付け点に生じる振動挙動が変化するため、その応答を把握する必要がある。そのため、さらに各起振力に位相差が生じている多点加振状態とした時の据え付け点モビリティについて、メカニカルインピーダンス法を適用した算出法を検討し、今後その可能性についても研究を進める。

参考文献

- 1) 根津ほか2名, 日本海事協会誌, No.152 (昭50-7), 336
- 2) 盛光ほか3名, 日本船用機関学会誌, 33-11 (平10-11)
- 3) 白木・山口, 三菱技報, 11-4 (昭49-7), 870
- 4) 谷口, 振動工学ハンドブック, 養賢堂
- 5) 長松・大熊, 部分構造合成法, (平3-1), 91, 培風館
- 6) 大久保, 機械のモーダルアナリシス, (昭57), 121, 中央大学出版社

太田 好彦

阿波 啓造

白木 万博