エネルギー解析による機械製品の実稼動時の入力パワーの推定*

黒田 勝彦^{*1}, 山崎 徹^{*2}, 橋本 崇史^{*3}

Estimation of Input Power to Structure in Machine Operation Using Energy Analysis

Katsuhiko KURODA^{*1}, Toru YAMAZAKI and Takashi HASHIMOTO^{*1} Department of Mechanical Engineering, Nagasaki Institute of Applied Science,
Aba-machi 536, Nagasaki, 851-0193 Japan

This paper presents a method for identifying the input power to structure in machine operation using energy analysis model such as Statistical Energy Analysis (SEA) and Energy Distribution (ED). The basis of the method is that the vibrational energies of the respective subsystems during working can be measured using the velocimeter or accelerometer at the same measuring positions of constructing the SEA and ED model. In this paper, the method is applied to three series coupled plates. It is shown that the accuracy of the identified input power using SEA and ED model are compared by applying two approaches to FEM analysis and a experimental test. The estimated results show that the method has excellent performance to identify the input power during working.

Key Words : Statistical Energy Analysis, Identification, Frequency Response Function, Loss Factors, Vibration of Continuous System, Forced Vibration, Simulation

1. はじめに

機械や機器の稼動状態における外力を同定することは、機械や機器の診断や動的設計、低振動・低騒音の実現のために重要である。従来の稼働中の機械に作用する外力の同定には、周波数応答関数（以下 FRF）に基づく手法が検討されている^{(1),(2)}。FRF に基づく手法では、外力作用位置が既知の場合に応答点との間の FRF を構築することが基本であるため、外力の作用位置が不明確な場合には、正しい同定が行えない。

一方、多モード系に対する振動音響解析手法としては、統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis; 以下 SEA)⁽³⁾ やエネルギー分布 (Energy Distribution; 以下 ED) がある。ED は、SEA では困難とされる低周波数帯域での要素エネルギーの予測精度向上を目的に Guyader らにより提案された⁽⁴⁾。両者を周波数帯域で区分すると、SEA は構造物のモード密度（単位振動数あたりのモード数）が高い周波数帯域に有効であり、ED は SEA よりモード密度が低い周波数帯域から有効である。有効周波数帯域が異なる原因としては、結合状態に注目すると、SEA は隣接した系のみを要素として考慮するが、ED は直接結合していない要素まで考慮することにある。しかし ED は、SEA に比べてモデル精度は良好となるが、全ての要素間の結合を考慮するため、モデルの構築が SEA に比べて大掛かりとなる欠点が Cuschieri らにより指摘されている⁽⁵⁾。そこで、複雑な構造物に対して、より短時間で低周波数帯域から高周波数帯域まで予測精度の良好なモデルの構築方法が望まれる。

これまで著者らは、SEA モデルを実験データから構築する、実験 SEA に基づく固体音低減プロセスを提案し、各種機械製品に適用しプロセスの有効性を検証してきた⁽⁶⁾。このプロセスでは、実稼動時の入力パワーを同定し、損失率の変動に対する感度解析結果に基づいて対策すべき箇所の特定制を行う。しかし、実稼動時の入力パワーの同定法に関する詳細な議論は行っていない。

実験 SEA に基づく入力パワーの同定方法はすでに、Langhe らにより提案されているが、同定結果とその精度についての議論はなされていない⁽⁷⁾。また、実機へ適用した報告も見受けられないようである。そのため、入力

* 原稿受付 2010 年 11 月 8 日

^{*1} 正員, 長崎総合科学大学工学部 (〒851-0193 長崎県長崎市網場町536)^{*2} 正員, 神奈川大学 工学部^{*3} 学生員, 神奈川大学 工学部

E-mail: KURODA_Katsuhiko@NiAS.ac.jp

パワー同定手法の確立が必要であると考えられる。

以上の背景の下、本研究では、SEA と ED を含めたエネルギー解析に基づくモデルを用いた機械製品の実稼動時の入力パワーを同定する手法の確立を行う。実稼動時の入力パワーは、エネルギー解析に基づき得られた損失率と実稼動時の要素エネルギーの計測結果により同定されるため、モデル構築での損失率の評価および実稼動時の要素エネルギーの評価は、同定結果に影響を及ぼす。

そこで本研究では、結合関係のない要素間において SEA では予測精度が良好でない直列に 3 要素が接続した構造物、すなわち、インダイレクト CLF を考慮しない場合に対して、SEA モデルと ED モデルで入力同定の精度を有限要素法（以下 FEM）による数値解析と加振試験により検証し、これらの比較によりエネルギー解析に基づくモデルを用いた入力同定手法の有効性を示す。

2. エネルギー解析による入力パワーの同定

本章では、エネルギー解析に基づくモデルを用いて実験的に入力パワーを同定する手法について総括する。

2・1 モデル構築

本報では、エネルギー解析モデルとして、SEA と ED を扱う。

2・1・1 SEA モデル

SEA は、対象系（system）を要素（subsystem）の集合体とみなし、要素間のパワー平衡に着目する。 r 要素からなる系の SEA 基礎式は、

$$\mathbf{P} = \mathbf{L}\mathbf{E} \quad (1)$$

$$\mathbf{L} = \omega \begin{pmatrix} \eta_{1,1} + \sum_{i \neq 1}^r \eta_{1,i} & -\eta_{2,1} & \cdots & -\eta_{r,1} \\ -\eta_{1,2} & \eta_{2,2} + \sum_{i \neq 2}^r \eta_{2,i} & \cdots & -\eta_{r,2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1,r} & -\eta_{2,r} & \cdots & \eta_{r,r} + \sum_{i \neq r}^r \eta_{r,i} \end{pmatrix} \quad (2)$$

である⁽³⁾。ここで、 ω は中心角振動数、 $\mathbf{E}$ は要素エネルギーベクトル、 $\mathbf{P}$ は入力パワーベクトルである。損失率マトリクス $\mathbf{L}$ は、内部損失率 η_{ii} (Internal Loss Factor; 以下 ILF) と結合損失率 η_{ij} (Coupling Loss Factor; 以下 CLF) を成分とする。ILF と CLF を評価し、損失率マトリクス $\mathbf{L}$ を生成することを SEA モデルの構築と称す。

実験 SEA モデルの構築は、著者らはこれまで Lalor らの方法⁽⁸⁾により評価してきたが、この算出方法は近似的に CLF を求める方法であるため、式(1)と式(2)に基づく算出方法の Bies らが提案した⁽⁹⁾パワー注入法を用いて損失率の評価を行う。例えば図 1 のように直列結合した 3 要素系の場合、以下の式で表される。

$$\begin{pmatrix} \eta_{1,1} \\ \eta_{1,2} \\ \eta_{2,1} \\ \eta_{2,2} \\ \eta_{2,3} \\ \eta_{3,2} \\ \eta_{3,3} \end{pmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{pmatrix} E_1^1 & E_1^1 & -E_2^1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -E_1^1 & E_2^1 & E_2^1 & E_2^1 & -E_3^1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -E_2^1 & E_3^1 & E_3^1 \\ E_1^2 & E_1^2 & -E_2^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -E_1^2 & E_2^2 & E_2^2 & E_2^2 & -E_3^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -E_2^2 & E_3^2 & E_3^2 \\ E_1^3 & E_1^3 & -E_2^3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -E_1^3 & E_2^3 & E_2^3 & E_2^3 & -E_3^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -E_2^3 & E_3^3 & E_3^3 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} P_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P_3 \end{pmatrix} \quad (3)$$

ここで、 E_i^j は要素 j を P_j の入力パワーで加振したときの要素 i の応答エネルギーを表す。E は 9×7 の行列式であるが、マトリクス中に結合関係のない E_3^1 と E_1^3 を含むため、実験回数は後述する全て結合していると考える ED と同じである。

2・1・2 エネルギー分布モデル

ED は SEA を拡張した手法であり、グローバルモードと全要素間の結合を考慮することで、モード密度の低い低周波数帯域の振動・騒音問題を扱うことが可能である⁽⁴⁾。本報では、グローバルモードを要素間の結合部を介して要素が連続して 1 枚板のように揺れるモードと定義する。ED の基礎式は、

$$\mathbf{E} = \mathbf{A}\mathbf{P} \quad (4)$$

で表される。式(4)を式(5)に書き改めることで、SEA の損失率との比較が可能となる。

$$\mathbf{P} = \mathbf{A}^{-1}\mathbf{E} \quad (5)$$

3 要素系の場合、 $\mathbf{A}^{-1}$ は以下で示される。

$$\mathbf{A}^{-1} = \omega \begin{pmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & A_{1,3} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & A_{2,3} \\ A_{3,1} & A_{3,2} & A_{3,3} \end{pmatrix} \quad (6)$$

ここで、 A をエネルギー影響係数 (Energy Influence Coefficient ; 以下 EIC) と称す。式(5)と式(6)を式(3)に対応するように示すと、以下のようになり、式(3)で得られる SEA の損失率と対応し比較が可能となる。

$$\begin{pmatrix} A_{1,1} \\ A_{1,2} \\ A_{1,3} \\ A_{2,1} \\ A_{2,2} \\ A_{2,3} \\ A_{3,1} \\ A_{3,2} \\ A_{3,3} \end{pmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{pmatrix} E_1^1 & E_1^1 & E_1^1 & -E_2^1 & 0 & 0 & -E_3^1 & 0 & 0 \\ 0 & -E_1^1 & 0 & E_2^1 & E_2^1 & E_2^1 & 0 & -E_3^1 & 0 \\ 0 & 0 & -E_1^1 & 0 & 0 & -E_2^1 & E_3^1 & E_3^1 & E_3^1 \\ E_1^2 & E_1^2 & E_1^2 & -E_2^2 & 0 & 0 & -E_3^2 & 0 & 0 \\ 0 & -E_1^2 & 0 & E_2^2 & E_2^2 & E_2^2 & 0 & -E_3^2 & 0 \\ 0 & 0 & -E_1^2 & 0 & 0 & -E_2^2 & E_3^2 & E_3^2 & E_3^2 \\ E_1^3 & E_1^3 & E_1^3 & -E_2^3 & 0 & 0 & -E_3^3 & 0 & 0 \\ 0 & -E_1^3 & 0 & E_2^3 & E_2^3 & E_2^3 & 0 & -E_3^3 & 0 \\ 0 & 0 & -E_1^3 & 0 & 0 & -E_2^3 & E_3^3 & E_3^3 & E_3^3 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} P_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P_3 \end{pmatrix} \quad (7)$$

SEA では、モード密度が低い周波数帯域では CLF が負の値を示すことがあり⁽¹⁰⁾、その値の扱いが困難であるが、エネルギー分布では、負の値も意味のある数値として扱う。

2・2 実稼動エネルギーの計測

実稼動エネルギーの計測は、モデル構築時と同じ計測位置で実稼動状態における各要素エネルギーを計測する。加速度計を n 個使用した場合、要素 i の要素エネルギー E_i^i を次式より算出する。

$$E_i^i = \frac{m_i \sum_{k=1}^n (a_{ik}^2 / n)}{2\omega^2} \quad (8)$$

ここで、 m_i は要素 i の質量、 $a_{ik}(k=1 \sim n)$ は要素 i の加速度応答スペクトルである。

2・3 入力パワーの同定

実稼動時の入力パワーの同定とは、2・1節で得られた各損失率と2・2節で得られた各要素エネルギーを用いて、各周波数帯域における各要素の系外からの入力パワーを求めることである。以下に図1の直列結合した3要素の場合のSEAの算出式を式(9)に、EDの算出式を式(10)に示す。

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \eta_{1,1} + \eta_{1,2} & -\eta_{2,1} & 0 \\ -\eta_{1,2} & \eta_{2,2} + \eta_{2,1} + \eta_{2,3} & -\eta_{3,2} \\ 0 & -\eta_{2,3} & \eta_{3,3} + \eta_{3,2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1^1 \\ E_2^2 \\ E_3^3 \end{pmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} A_{1,1} + A_{1,2} + A_{1,3} & -A_{2,1} & -A_{3,1} \\ -A_{1,2} & A_{2,2} + A_{2,1} + A_{2,3} & -A_{3,2} \\ -A_{1,3} & -A_{2,3} & A_{3,3} + A_{3,2} + A_{3,1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1^1 \\ E_2^2 \\ E_3^3 \end{pmatrix} \quad (10)$$

3. 3要素が直列接続した系のFEMによる入力パワーの同定

2・3節で示したように、実稼動時の入力パワーの同定は、中心角振動数、損失率および実稼動時の要素エネルギーの積によって求められる。したがって、同定した入力パワーの結果は、モデル構築および要素エネルギー計測時の加振・応答位置や加振・応答点数により大きく影響される。

そこで本章では、入力パワーの同定精度を検証するため、FEMによる数値解析を行い、加振・応答位置および加振・応答点数と入力同定精度との関係について検証する。また2・1節で示したモデル構築方法の違いによる入力パワー同定結果への影響を検討する。

(a) Two excitations and six responses model

(b) Three excitations and eight responses model

(c) Four excitations and twelve responses model

Fig.1 Apparatus of test plate structure include excitation and response positions of each subsystem

3・1 対象構造物と解析内容

SEA と ED によるモデル構築の違いを示すためには、最低3要素以上の構造物で検討する必要がある。図1に3枚の鋼製の板を直列に接続した構造物の概略図を示す。要素1 (Plate 1) と要素3 (Plate 3) の板厚は4mm, 要素2は3mmで、図中の×が入力位置, ●が応答位置を表す。質量は、要素1, 要素2, 要素3がそれぞれ、37.4kg, 16.4kg, 25.0kgで、境界条件は自由支持とする。本報では、境界条件が自由支持の場合について論じるが、他の境界条件 (周辺単純支持) においても同様の検討を行った結果、本質的な知見に違いはないことを付しておく。

入力パワー同定精度を検討するための加振点数と応答点数の条件は、図1に示すように要素辺りそれぞれ(a)加振点数2, 応答点数6, (b) 加振点数3, 応答点数8, (c) 加振点数4, 応答点数12とし、偏りがないよう各要素で概ね均等に配置する。図1の要素1に示す点線および添え字については次節にて記述する。

(a) In case of the input position three on the subsystem 1

(b) In case of the input position six on the subsystem 1

(c) In case of the input position nine on the subsystem 1

Fig.2 Comparison of input power between measured and predicted by SEA model

Fig.3 Comparison of input power between SEA model and ED model in case of the input position six on the subsystem 1

解析には、PAM-VAOne2007 を用い、解析対象周波数は 16Hz から 500Hz までの 1/3 オクターブ帯域とする。要素サイズは、600Hz までの曲げ波長に 6 節点が含まれるよう、一辺長を 30mm 程度とする。またモデルに与える内部損失率は、解析対象周波数帯域でのモーダルオーバーラップファクターが 1 以上の条件⁽¹¹⁾を満たすため、要素や周波数に関係なく一律に 0.3 とする。同定した入力パワーの結果に対する内部損失率の影響については、今後の検討課題とする。

3・2 入力パワーの同定結果の比較

2 章で示したそれぞれのモデル構築手法に従い、加振と応答の位置と点数の異なる 3 条件において SEA と ED でモデル構築を行う。その後、実稼動状態を模擬するために、図 1 に示す点線で 12 箇所に分けられた部分のそれぞれ中央付近に、図 1(a)に示す 1 から 12 まで順番に解析対象周波数の範囲で一律に単位入力を与える。そして、次式で示す方法によりある 1 点の節点の加振パワーの直接計測と、式(9)と式(10)で示したモデル構築で得られた損失率と各要素の実稼動エネルギーから求めた同定結果を比較する。

$$P = \frac{1}{2} \text{Re}[FV^*] \quad (11)$$

ここで、 $\text{Re}[\ ]$ は実数部、 $*$ は複素共役である。

同定結果の一例として、図 2 に要素 1 の入力位置が図 1(a)で示した 3, 6, 9 の場合の結果と SEA モデルを用いて式(9)から予測した結果の比較を示す。図中凡例の Exact が式(11)の直接計測した結果を表し、例えば Predicted 2-6 が加振点数 2、応答点数が 6 の場合の予測結果を表している。また、図 3 に要素 1 の入力位置が 6 で加振点数 4、応答点数 12 の場合の SEA と ED モデルで予測した結果の比較を示す。

図 2 より、加振点数と応答点数が少ない場合には、入力位置に関係なく低周波数域でばらついた結果が得られた。加振点数が 4、応答点数が 12 の場合には、図 2(c)を除いて直接計測した結果と良く一致している。図 2(c)で得られた傾向は入力位置が 1 の場合にも見られ、入力位置が構造物の端部にあるため揺れ易く、要素のある 1 点の節点の値を用いる直接計測の結果が大きくなったと考えられる。また図 3 より、低周波数域を除いて、SEA と ED の入力結果に大きな違いは見られない。これは、式(10)で示した入力パワーの予測式を多要素系へ展開した式

Fig.4 Contribution rate of power input to subsystem 1 at 25Hz by the change of some parameters in case of the input position one on the subsystem 1

Fig.5 Contribution rate of power input to subsystem 1 by the change of some parameters in case of the input position one on the subsystem 1

(12)の第二項で示すように、結合要素間のパワーが相殺されるために大きな違いが現れないと考えられる。

$$P_i = \omega A_{i,i} E_i^i + \omega \sum_{j \neq i}^n (A_{i,j} E_i^i - A_{j,i} E_j^j) \quad (12)$$

3・3 入力パワーの同定結果の各変数の影響

入力パワーの同定は、中心角振動数、損失率および実稼動時の要素エネルギーの積によって求められるが、同定精度を検討する上で、同定した入力パワーへの各変数の寄与を求めることは、重要である。各周波数帯域における各変数の入力パワーに対する寄与の算出手順は、前節で示した結果を用いて、各変数の基準値から±10%の範囲で実験回数 n を2の変数の個数乗（本報では、変数の数はSEAで10、EDで12）としてランダムに実験（2水準要因計画）を行い、その結果を用いて最少二乗法を用いたテラーの線形近似から各変数の寄与を算出した。

結果の一例として、モデル構築が図1(c)（加振点数4、応答点数12）のEDの場合で入力位置が1のときの25Hz帯域における要素1の入力パワーに対する各変数の寄与の結果を図4に示す。図4より、ILF1とCLF12、そしてE1（要素1の実稼動エネルギー）の寄与が他の変数と比較して大きいことがわかる。また同じ条件において、各帯域におけるILF1、CLF12、E1の結果を図5に示す。入力パワーの同定結果には、E1が全ての帯域で大きく影響し、低周波帯域ではCLF12、周波数帯域が高くなるとILF1が大きく影響していることがわかる。このことよ

Fig.6 Comparison of relative error of input power to subsystem 1 by the change of some parameters in case of the input position six on the subsystem 1

Fig.7 Comparison of relative error of input power between SEA model and ED model in case of the input position six on the subsystem 1

Table 1 Number of modes per band by FEM calculation

Frequency [Hz]	Mode numbers
16	2 (1)
20	2 (1)
25	2 (1)
31.5	2 (0)
40	2 (1)
50	4 (0)

り、モデル構築によって算出される損失率と実稼動時の要素エネルギーの計測が非常に重要であることがわかる。ここでは、入力位置が 1 の場合の結果を示したが、他の入力位置の場合においても、概ね同様の傾向が得られた。

3・4 入力パワーの同定精度

3・2 節で示した入力パワー結果の同定精度を相対誤差により検討する。図 6 に SEA モデルにおいて、入力位置が 6 の場合の、式(11)から求めた直接計測した結果と式(9)から予測した結果の相対誤差の比較を示す。また、図 7 に同じく入力位置が 6 の場合の SEA と ED の比較を示す。図 6 より、50Hz 程度までの低い周波数帯域では、加振と応答点数の影響が大きく、加振と応答点数が増えることによって相対誤差は小さくなっている。また図 7 より、SEA と ED では、低周波数域のみ違いが現れ ED の結果が比較的良好であることがわかる。

そこで、3・3 節で示した入力パワーへの各変数の寄与と対象構造物のモード形状および固有振動数の個数を基に、同定精度の検討を行う。表 1 に、相対誤差の大きい 50Hz までの各周波数帯域の固有振動数の個数（モード数）を示す。括弧内の数は、グローバルモードの数である。まず、図 6 の 25Hz、40Hz、50Hz 帯域において加振と応答点数による差が大きいのは、これはモード形状の結果より応答位置の偏りのためであると考えられる。63Hz 程度から加振と応答点数による差が小さいのは、各要素のローカルモードが支配的になるためであると考えられる。表 1 より 40Hz 帯域まではグローバルモードがあり、例えば図 4 から CLF13 の入力パワーへの寄与も小さいながらも見られる。よって図 7 より 40Hz 帯域までの低周波数では、全ての結合を考慮しグローバルモードを扱う ED モデルが SEA モデルに比べて相対誤差において良好な結果が得られたと考えられる。紙面の都合上省略したが、同様に加振と応答点数の異なる他の 2 条件においても変動幅は大きくなるが低周波数域では、ED モデルが SEA モデルに比べて良好な結果が得られた。

これらの結果より、加振と応答位置および加振と応答点数が要素内で適切に配分できれば、エネルギー解析を用いた入力パワーの同定は定量的に正しく予測できると言える。また、入力パワーの同定結果に及ぼすモデル構築の違いは、グローバルモードが支配的な低周波数域にのみ影響があると言える。

4. 3 要素が直列接続した系の加振試験による入力パワーの同定

前章では FEM を用いて入力パワーの同定手法を検討し、エネルギー解析に基づくモデルを用いた入力パワーの同定手法の有効性を示した。本章では、加振試験による同定手法の有効性を検証する。

4・1 対象構造物

図 8 で示すように、3 章で検討した構造物を 3 枚の板をすみ肉溶接して実際に作成した。板の拘束は、図 8 の ■ で示す 8 個のゴム製のブロック上に置かれた状態とする。図中の × が入力位置（各要素辺り 4 点）、● が応答位置（各要素辺り 12 点）、▲ が加振器（WILCOXON ; Model F3）の位置を表す。

4・2 モデルの構築

SEA と ED モデルの構築は、インパルスハンマー（KISTLER ; 9724A2000）による打撃加振と加速度計（B&K ; 4397）による応答計測により損失率を算出する。打撃平均は 5 回とし、矩形窓関数を用いてパワースペクトルを加算平均した。解析対象周波数は 16Hz から 4kHz までの 1/3 オクターブ帯域とする。インパルスハンマーによる要素 j への入力パワー P_j と要素 i のエネルギー E_i^j は、それぞれ以下の式より算出し、これらを式(3)と式(7)で示した各種モデルの算出式に代入することで、損失率の算出を行った。

$$P_j = -\frac{\text{Im}(F_j a_{jl}^*)}{2\omega} \quad (13)$$

$$E_i^j = \frac{m_i \sum_{k=1}^{12} (a_{ik}^2 / 12)}{2\omega^2} \quad (14)$$

ここで、 $\text{Im}[\ ]$ は虚数部、 F_j は打撃力スペクトル、 a_{jl} ($l=1\sim 4$) は加振点近傍の加速度応答スペクトルである。また、 m_i は要素 i の質量、 a_{ik} ($k=1\sim 12$) は要素 i の加速度応答スペクトルである。

損失率の一例として、ED について要素ごとに整理した結果を図 9 に示す。図中の白抜きでプロットされている帯域は、負の値を示している。図 9 より負の値は主に低い周波数帯域で見られ、特に SEA では結合関係のない $A_{1,3}$ と $A_{3,1}$ 、および板厚が薄い要素の内部損失率である $A_{2,2}$ に多く見られる。

Fig.8 Apparatus of test plate structure include excitation and response positions of each subsystem

(a) Loss factors regarding subsystem 1

(b) Loss factors regarding subsystem 2

(c) Loss factors regarding subsystem 3

Fig.9 Comparison of loss factors by ED model

Fig.10 Comparison of input power between SEA model and ED model

Fig.11 Comparison of relative error of input power between SEA model and ED model

4・3 入力パワーの同定と同定精度

実稼動状態の計測は、慣性型加振器を図8に示すように要素1に取り付けランダム信号を発生させた後、ハニング窓を用いて20秒間のパワースペクトルを加算平均式(14)より各要素エネルギーを算出する。その際、直接計測した結果となる加振器の入力パワーは、インピーダンスヘッドから計測される力と加速度応答スペクトルから式(13)より算出する。

図10に要素1の入力パワーの同定結果を示し、図11に相対誤差の結果を示す。加振器の性能上20Hz帯域以下のデータは信頼できないが、参考として示している。図10と図11より定性的には63Hzを除いて概ね良好な結果が得られている。63Hz帯域は、加振器の共振周波数であるため空間平均したエネルギー解析に基づくモデルの同定結果が大きくなったと考えられる。また定量的には、500Hz程度から平均して15%程度の誤差で予測できている。3章の数値解析の結果で示したように、低周波数域ではSEAとEDの予測結果が異なっているが、周波数が高くなるとその違いは見られない。

以上より、エネルギー解析に基づくモデルの構築と実稼動時の各要素エネルギーの計測が正しく行えれば、複雑な構造物においても、本同定手法により実稼動時の各要素の入力パワーを定量的に予測できると言える。

5. おわりに

本報は、エネルギー解析に基づくモデルを用いた機械製品の実稼動時の入力パワー同定手法の確立を目的に、対象構造物の特性が明らかな簡易モデルに対しFEMを用いた入力同定と、加振試験に基づいた入力同定を行い、本手法の有効性を検証した。本報で得た知見は以下のとおりである。

- (1) 損失率および実稼動時の要素エネルギーの積によって求められる、SEAとEDを含むエネルギー解析に基づくモデルを用いた実稼動時の入力パワー同定手法を総括した。
- (2) 入力パワー同定手法を簡易構造物に適用した結果、加振と応答位置および加振と応答点数が要素内で適切に配分できれば、同定した結果は定量的に有効であることを示した。
- (3) SEAとEDで入力パワーを同定した結果、グローバルモードの影響により低周波数域にのみ影響が表れることを示した。

文 献

- (1) C.-K. MA, J.-M. Chang, and D.-C. Lin, INPUT FORCES ESTIMATION OF BEAM STRUCTURES BY AN INVERSE METHOD, *Journal of Sound and Vibration*, 259(2), (2003), pp. 387-407.
  - (2) 呉 在應, 康 明順, 徐 相炫, 車 周憲, “多次元スペクトル解析によるガソリンエンジンのパワー寄与評価に関する研究”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No.481 (1986), pp.2330-2335.
  - (3) R. H. Lyon, Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Application, MIT Press, (1975)
  - (4) J. L. Guyader, C. Boisson and C. Lesueur, Energy Transmission in Finite Coupled Plates, Part I: Theory, *Journal of Sound and Vibration*, 81(1), (1982), pp. 81-92.
  - (5) J. M. Cuschieri and J. C. Sun, Use of statistical energy analysis for rotating machinery, Part I: Determination of dissipation and coupling loss factors using energy ratios, *Journal of Sound and Vibration*, 170(2), (1994), pp. 181-190.
  - (6) 山崎 徹, 黒田 勝彦, 森 厚夫, “SEA による機械製品の固体音低減プロセス”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No.726 (2007), pp.446-452.
  - (7) K. De Langhe and P. Sas, Statistical analysis of the power injection method, *Journal of Acoustical Society of America*, 100(1), (1996), pp. 294-303.
  - (8) N. Lalor, Practical Considerations for the Measurement of Internal and Coupling Loss Factors on Complex Structures, ISVR Technical Report No.182.
  - (9) D. A. Bies, and S. Hamid, In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method, *Journal of Sound and Vibration*, 70, (1980), pp. 187-204.
  - (10) K. Shankar and A. J. Keane, Vibrational energy flow analysis using a substructure approach: The application of receptance theory to FEA and SEA, *Journal of Sound and Vibration*, 201(4), (1997), pp. 491-513.
  - (11) F. Fahy and J. Walker, Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration, Spon press, (2004), pp. 510-511.
-