

## SEA と TPA による入力源と伝達寄与に関する基礎検討

黒田 勝彦<sup>\*1</sup>

## Basic Study on SEA and TPA for Input Source and Contribution Rates

KURODA Katsuhiko

## Summary

This paper presents a method for comparing the Statistical Energy Analysis (SEA) and the Transfer Path Analysis (TPA) as to the input power and the contribution rates from source power to a structure in machine operation. Identifying external forces and contribution rates from source in machine operation is important to be able to diagnose machine, equipment, and dynamic designs. SEA is based on the systems with many resonant modes, the predicted results based on the space average. TPA is based on the Frequency Response Function using the data between the excitation point and the response point. In this study, new proposal method for comparing the SEA evaluated by the power injection method and the TPA evaluated by the matrix inversion method is verified through numerical analysis using the finite element method on two types of model, (i) an L plate, and (ii) a partial car model consisting of four subsystems. As a result, the new proposal method is effective and quantitative.

Keywords : (Statistical Energy Analysis, Frequency Response Function, Identification, Simulation)

## 1. はじめに

機械や機器の稼動状態における外力や加振源からの寄与を同定することは、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。著者はこれまでに、統計的エネルギー解析法(Statistical Energy Analysis; 以下 SEA)やエネルギー分布(Energy Distribution; 以下 ED)に代表されるエネルギーモデルを用いた機械製品の実稼動時の外力(入力パワー)の同定手法を、直列に3要素が接続した簡易な薄板構造物を対象に、解析的及び実験的に有効性を検証してきた<sup>(1)</sup>。そこで、本同定手法は、外力作用位置が明確でない場合の外力同定が可能で

あるという特徴をもつこと、そして、損失率の同定と実稼動時の応答結果に影響を及ぼす加振・応答位置及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。入力パワーについて、門松らは車室内の音響パワーと加振点の振動の入力パワーとの関係を明らかにしており<sup>(2)</sup>、車室内の低騒音を実現するためには、振動の入力パワーを精度よく同定する要素技術が求められている。

一方、周波数応答関数(Frequency Response Function; 以下 FRF)をベースとする伝達経路解析(Transfer Path Analysis; 以下 TPA)は、外力作用位置が既知の場合に外

<sup>\*1</sup> 工学部 機械工学科 准教授  
2012年3月19日受付  
2012年6月5日受理

力同定の精度が良好であり、複数の振動源や騒音源を同定した上で伝達経路の応答の寄与が評価できることから、自動車開発においては主に入力力の同定や構造変更を要す部位の特定を目的に、解析的及び実験的に検討が進められているようである。小林らは、TPA の入力同定精度や新しい入力同定法を提案しており<sup>(3)(4)</sup>、今後更なる精度向上や様々な構造物への適用が期待されている。これまでに SEA と TPA に関する研究としては、文献(5)で示すように SEA の予測精度向上を目的に、TPA で予測した力の結果を SEA の入力パワーとして算出式に代入して使用した例は見られるが、両手法に対して比較検討された文献は見受けられない。

以上の背景の下、本研究では SEA で得られる入力パワーの同定精度の向上と TPA の寄与結果のロバスト性の向上を目的に両手法を比較するための基礎検討として、振動系については加振源の入力と加振源からの伝達経路の寄与に関して両手法が比較できる評価法を提案し、有効性を検証するための簡易構造物として 2 要素の L 型構造物、そして、4 要素の自動車の部分構造物を対象に有限要素法 (Finite Element Method; 以下 FEM) による数値解析を実施する。

## 2. SEA と TPA の基礎理論

本章では、SEA と TPA (逆行列法) で算出される入力パワーまたは入力力と、パワーフローまたは伝達経路の寄与に関する基礎式を示す。

### 2.1 SEA 基礎式

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<sup>(6)</sup>。ここで、 $\omega$  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  $\eta_{i,i}$  (Internal Loss Factor; 以下 ILF) と結合損失率  $\eta_{i,j}$  (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、式(1)と式(2)に基づく算出方法の Bies らが提案した<sup>(7)</sup>パワー注入法を用いて損失率の評価を行う。2 要素系の場合、以下の式で表される。

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

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。

損失率の算出後、実稼動時の各要素エネルギー  $E_i$  を次式より算出する。

$$E_i = \frac{m_i}{2} \sum_{k=1}^n (v_{ik}^2 / n) \quad (4)$$

ここで、 $m_i$  は要素  $i$  の質量、 $v_{ik}$  ( $k=1 \sim n$ ) は要素  $i$  の応答点  $k$  における速度応答スペクトル、 $n$  は応答点の個数である。

要素エネルギーの計測の後、各周波数帯域の各要素の系外からの入力パワーを予測する。2 要素系の場合、以下の式で表される。

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \eta_{1,1} + \eta_{1,2} & -\eta_{2,1} \\ -\eta_{1,2} & \eta_{2,2} + \eta_{2,1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (5)$$

入力パワーは、式(5)のように角振動数と損失率、そして位相情報を持たない要素エネルギーの積で示されるため、位相情報は持たない。また、SEA では要素間のパワー伝達が、要素  $i$  と要素  $j$  のパワーフロー  $P_{ij}$  として、CLF と実稼動時の各要素エネルギーから次式より算出される。

$$P_{ij} = \omega(\eta_{i,j}E_i - \eta_{j,i}E_j) \quad (6)$$

### 2.2 TPA 基礎式

TPA は、対象とする系をいくつかの系に分離し、各分系に作用する入力とそれらに対応する FRF の積として応



答に占める寄与を同定する。TPA 基礎式は、次式で表される。

$$\{v_m\} = [H_{mn}] \{F_n\} \quad (7)$$

ここで、 $[H_{mn}]$ は FRF 行列、 $\{F_n\}$ は入力ベクトル、 $\{v_m\}$ は出力ベクトルであり、添え字  $m$  は応答点番号、 $n$  は入力点番号を表す。 $[H_{mn}]$ は実稼動の前に加振実験により計測し、 $\{v_m\}$ を実稼動時に計測する。また、FRF 行列内のそれぞれの応答は、以下のように振幅と位相から生成される。

$$H_{mn} = \left| \frac{v_m}{F_n} \right| (\cos \theta + j \sin \theta) \quad (8)$$

ここで、 $j$ は虚数単位である。よって、逆行列法における入力の予測は、式(7)より、

$$\{F_n\} = [H_{mn}]^{-1} \{v_m\} \quad (9)$$

となる。予測された入力ベクトルも、FRF 行列、出力ベクトルともに位相情報があるため、位相情報を有する。

加振源からの伝達経路の寄与については、出力評価点を  $p$ 、式(9)より同定した入力力を  $\{F_n\}$ とすると、

$$v_p = [H_{pn}] \{F_n\} \quad (10)$$

となり、更に評価点における応答を  $n$  個の入力の重ね合わせで表わすと、

$$v_p = \{H_{p1}, \dots, H_{pn}\} \{F_n\} = H_{p1}F_1' + \dots + H_{pn}F_n' \quad (11)$$

ここで、式(11)の右边各項が各入力点からの寄与を示す。式(11)の右边各項を  $v_p$  で割ることにより、評価点における寄与率  $C_{pn}$  が求められる。

$$C_{pn} = \left\{ \frac{H_{p1}F_1'}{v_p}, \dots, \frac{H_{pn}F_n'}{v_p} \right\} \times 100 \quad [\%] \quad (12)$$

### 3. 両手法を比較するための評価法の提案

本章では、振動系について加振源の入力と加振源からの伝達経路の寄与に関して SEA と TPA を比較するため、2章で示した逆行列法による TPA の基礎式から SEA の物理単位であるパワー[W]に注目した比較評価法を提案する。

#### 3.1 加振源の入力について

TPA に関して、2.2 節で示した逆行列法による式(9)で同定した入力力とその入力点の応答を用いて、次式より入力パワーで定義する。

$$P_n = \frac{1}{2} \text{Re} \left[ F_n' V_n^* \right] \quad (13)$$

ここで、 $\text{Re}[\ ]$ は実数部、 $V_n$ は入力点  $n$  の応答速度、 $*$ は複素共役である。これより、式(5)で示す SEA の算出式は、空間平均した要素の入力パワーを表わし、式(13)で表わす TPA の算出式は入力点の入力パワーとして、両手法の比較が可能となる。

#### 3.2 加振源からの伝達寄与について

SEA では、式(6)で示すパワーフローの式を変形し、次式のように要素間でのパワーフローの割合として伝達寄与を定義する。

$$\begin{aligned} C_{i,j} &= \frac{\omega \eta_{i,j} E_i}{\omega (\eta_{i,j} E_i + \eta_{j,i} E_j)} \times 100 \\ &= \frac{\eta_{i,j} E_i}{\eta_{i,j} E_i + \eta_{j,i} E_j} \times 100 \quad [\%] \end{aligned} \quad (14)$$

一方 TPA では、式(11)と(12)をパワーの次元に変形し、次式で伝達寄与を定義する。

$$C_{pr} = \left\{ \frac{H_{p1}F_1'F_1'}{p_p}, \dots, \frac{H_{pn}F_n'F_n'}{p_p} \right\} \times 100 \quad [\%] \quad (15)$$

$$\begin{aligned} p_p &= \{H_{p1}, \dots, H_{pn}\} \{F_n\} \{F_n'\} \\ &= H_{p1}F_1'F_1' + \dots + H_{pn}F_n'F_n' \end{aligned} \quad (16)$$

これまでの式(12)で評価する TPA の寄与率は、位相を表わすことができるため、寄与の値が 100%を超える場合（その際他方からの影響を加算することにより合計で 100%となる）があり、式(15)のままでは式(14)で提案する SEA の寄与の結果と比較することは困難である。そこで、式(15)と(16)の評価点における応答  $H_{pn}$  を以下のように振幅のみで表わすことを提案する。

$$H_{pn} = \left| \frac{v_p}{F_n} \right| \quad (17)$$

これにより、式(14)で示す SEA は要素間の入力要素からの寄与、式(15)で示す TPA は入力点から評価点への寄与として両手法の比較が可能となる。

#### 3.3 検討手順

振動系について、加振源の入力と加振源からの伝達経路の寄与に関して両手法を比較するための検討手順は、

1) モデル構築 (SEA では、式(3)の損失率を同定すること. TPA では、式(7)の $[H_{mm}]$ を同定すること. ), 2) 実験動試験, 3) 入力と伝達寄与の同定, である.

#### 4. 数値解析による評価法の検証

本章では、前章で示した SEA と TPA による加振源の入力と加振源からの伝達経路の寄与に関して提案する評価法の有効性を、FEM による数値解析結果を基に検証する.

##### 4.1 対象構造物と解析内容

本研究で対象とする 2 要素の L 型鋼性構造物の展開図を図 1 に示す. 板厚は 0.8mm である. モデルの材料特性は、ヤング率  $2.1 \times 10^{11}$  [Pa], 密度  $7800 \text{ kg/m}^3$ , ポアソン比 0.3125 とする. 質量は、要素 1 が 1.87kg, 要素 2 が 1.12kg で、境界条件は周辺単純支持とする.

図 1 中の×は入力位置 (要素辺り 1 点), ●は応答位置 (要素辺り 5 点), そして▲は出力評価点である. それぞれの手法で評価する位置と個数は、検討手順 1) と 2) について、原則 SEA と TPA で同じである. しかし、加振源からの伝達寄与については、検討手順 1) では TPA が図 1 の▲で示す出力評価点を用いている. その出力評価点の位置は、式(14)で示す SEA の要素間のパワーフロー割合と比較するため要素間の結合に近い位置とした. また、本来実験 SEA では、対象とする解析周波数において全てのモードを励起するように複数の入力点を設けることが望ましいが、本報では、モデル構築に必要な最低限の入力点数とし、応答位置については、ランダムに配置した.

解析には、PAM-VAOne2010 を用い、解析対象周波数は 16 Hz から 2k Hz までの 1/3 オクターブ帯域とする. 解析対象周波数について、本来 TPA は離散周波数で整理するが、本報では比較評価法の検討のため、帯域で比較する. FEM の要素サイズは、2.4k Hz までの曲げ波長に 6 節点が含まれるよう、一辺長を 16mm 程度とする. またモデルに与える内部損失率は、FEM 要素や周波数に関係なく一律に 5%とする.

本研究では 3.3 節で示した、検討手順 1) と 2) を PAM-VAOne2010 で求め (各変位応答結果は大きさと位

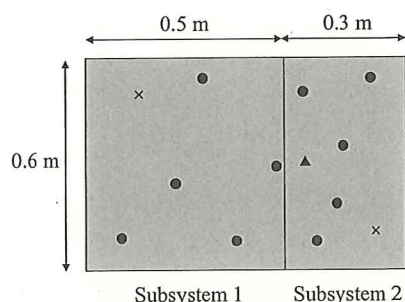
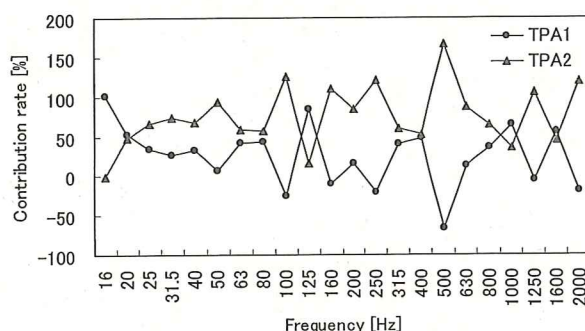
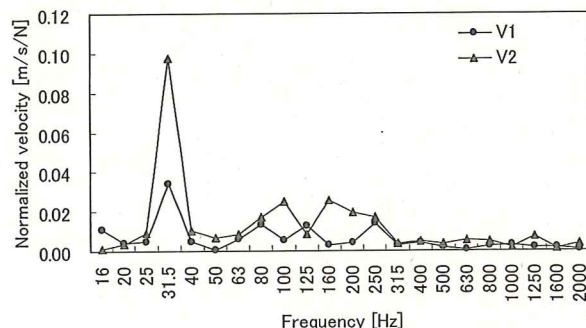


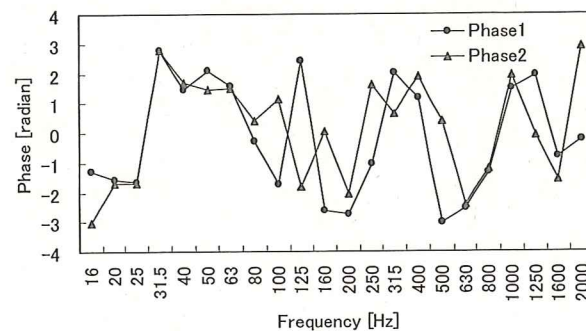
Fig.1 Apparatus of test plate structure in development view, including the excitation (crosses), response (circles), and evaluation (triangle) locations of each subsystem.



(a) Contribution rate by original TPA



(b) Velocity results of the evaluating point



(c) Phase results of the evaluating point

Fig.2 Original TPA results in the case of simply supported to the L plate.



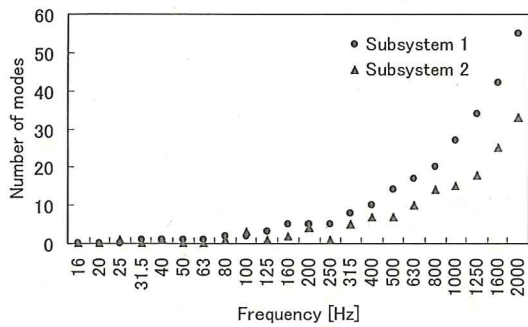
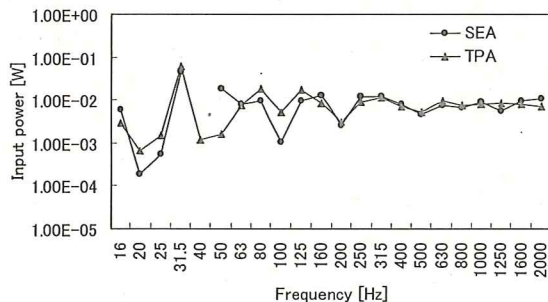
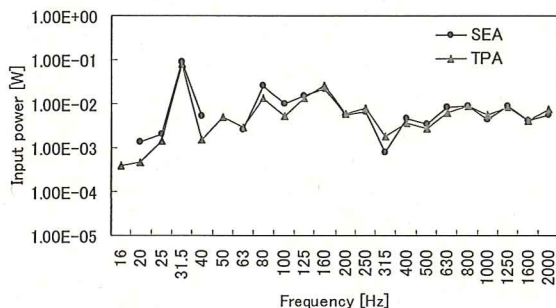


Fig.3 Number of modes per band for each subsystem.



(i) Input power of subsystem 1



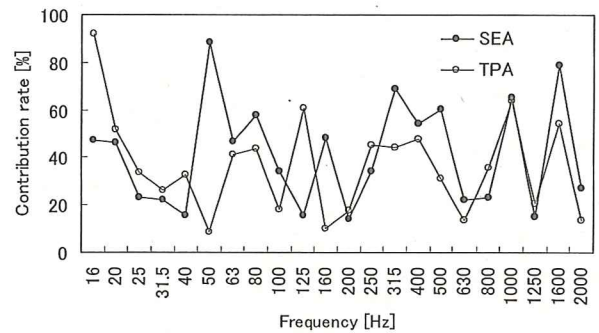
(ii) Input power of subsystem 2

Fig.4 Comparison of the input power between SEA and TPA.

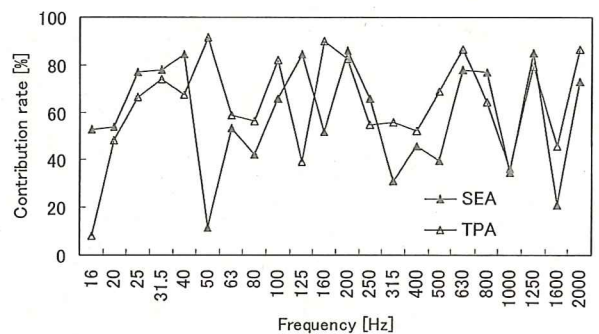
相で出力される), 3) を MATLAB で計算する. また, モデル構築と実稼動試験ともに加振入力単位入力を与える. 実稼動試験における加振入力単位入力は同位相の単位入力とする. TPA のモデル構築においては, 1 要素辺り 5 点の応答があるため, 式(9)の  $[H_{mm}]^{-1}$  は 10 行 2 列,  $\{v_m\}$  は 10 行 1 列となり, MATLAB の擬似逆行列により入力ベクトルを求める.

#### 4.1.1 解析結果と考察

まず, 検討手順 1) と 2) に従い逆行列法の TPA による式(9)より同定した入力, 境界条件と減衰の違いに関わらず, 全ての周波数域において単位入力を示した. ま



(i) From subsystem 1 to subsystem 2



(ii) From subsystem 2 to subsystem 1

Fig.5 Comparison of the contribution rates between SEA and TPA.

た, 式(12)よりこれまでの TPA による図 1 の評価点における寄与の結果及び変位と位相の結果の一例を図 2 に示す. 図 2(a)で示すように, TPA による寄与の評価は, 100%を超えることもあり, 図 2(c)より位相が反転し正負の値を示す際に, 寄与の結果も正負で表わされる. また, 寄与の大きさは, 図 2(b)より変位結果の大きさの影響が小さいこともわかる. また, 図 3 に本対象の要素ごとのモード数を示す. 図 3 より 100 Hz 程度から複数のモードが見られている.

#### 4.1.2 加振源の入力について

加振源の入力パワーの結果を図 4 に示す. 式(5)より予測した SEA の入力パワーは負の値を示す周波数域があり, その値はプロットされていない.

図 4 より SEA の結果において, 定量的にも SEA は TPA の結果に近く, 空間平均した要素の結果である SEA の入力パワーと入力点のみの応答結果である TPA との違いは小さいと言える.

SEA が負の入力パワーを示す原因として数式的には, (a) 式(5)より負の損失率を示した場合, (b) 式(5)よりマイ

ナスの項に関する結合損失率が大きい場合、がある。本対象で複数のモードがある周波数域において、負の入力パワーを示すことはなかったが、入力パワーが負になる対象条件については今後の検討課題とする。

#### 4.1.3 加振源からの伝達寄与について

加振源からの寄与の結果を図5に示す。式(17)で提案した位相を考慮せずに振幅のみを使用することで TPA の寄与が 100%を越える場合や負の値を示すことがなくなり、両手法の比較が可能となっている。図5より結果は概ね定性的に一致しているが、50Hz, 125Hz, 160Hz, 400Hz や 500 Hz のように傾向が逆になっている周波数域も見られ、TPA での出力評価点位置を検討する必要がある。

#### 4.2 対象構造物と解析内容

本節で対象とする図6(図中の#は要素番号を示す)の4要素の自動車のフロア一部の部分構造物は、解析ソフト PAM-VAOne のチュートリアルモデルであり、幅約 1.45m, 奥行き約 0.5m, 高さ約 0.6m, 板厚は 0.8mm である。モデルの材料特性は、前節と同様である。図6の線で区切られた各要素の質量は、要素1が 4.42kg, 要素2が 1.78kg, 要素3が 0.88kg, 要素4が 1.79kg で、境界条件は周辺単純支持とする。図6は3.3節の検討手順2)の実稼動試験の状態を表わしており、図中の矢印は入力位置(要素辺り1点), ●は応答位置(要素辺り5点), 要素3の中央付近の●は出力評価点である。よって本節では出力評価点のある要素3への各要素からの寄与を検討対象とする。

解析対象周波数は 16 Hz から 1k Hz までの 1/3 オクターブ帯域とする。FEM の要素サイズは、1.2k Hz までの曲げ波長に 6 節点が含まれるよう、一辺長を 15mm 程度とした結果、全節点数は 8373, 全要素数は 8184 である。モデルに与える内部損失率は、FEM 要素や周波数に関係なく一律に 1%とする。

TPA のモデル構築においては、1要素辺り5点の応答があるため、式(9)の $[H_{mm}]^{-1}$ は 20 行 4 列、 $\{v_m\}$ は 20 行 1 列となる。また、SEA のモデル構築においては、損失率の数が 14 個となり、式(3)の行列は、エネルギー行列が 16 行 14 列、パワーベクトルが 16 行 1 列となり、MATLAB の擬似逆行列により損失率を求める。

##### 4.2.1 解析結果と考察

まず、モード解析を行った結果、対象構造物の 1 次の

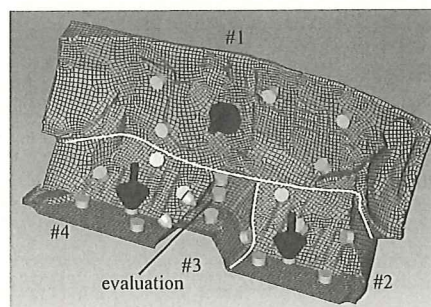
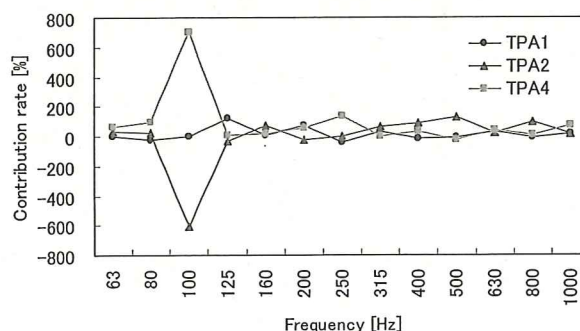
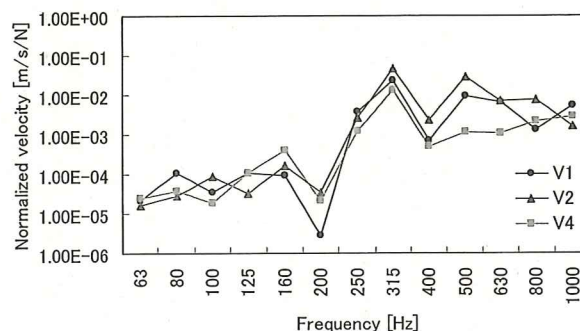


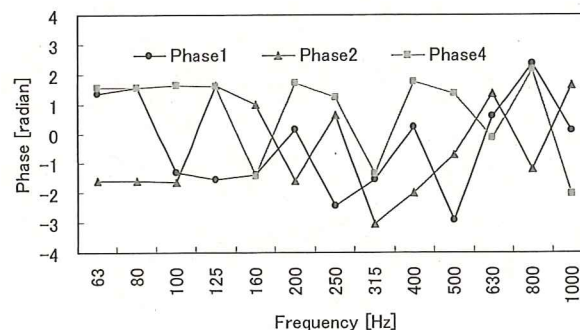
Fig.6 Apparatus of test plate structure, including the excitation (arrow), and response (circles) locations of each subsystem.



(a) Contribution rate by original TPA



(b) Velocity results of the evaluating point



(c) Phase results of the evaluating point

Fig.7 Original TPA results in the case of simply supported to the partial car model.



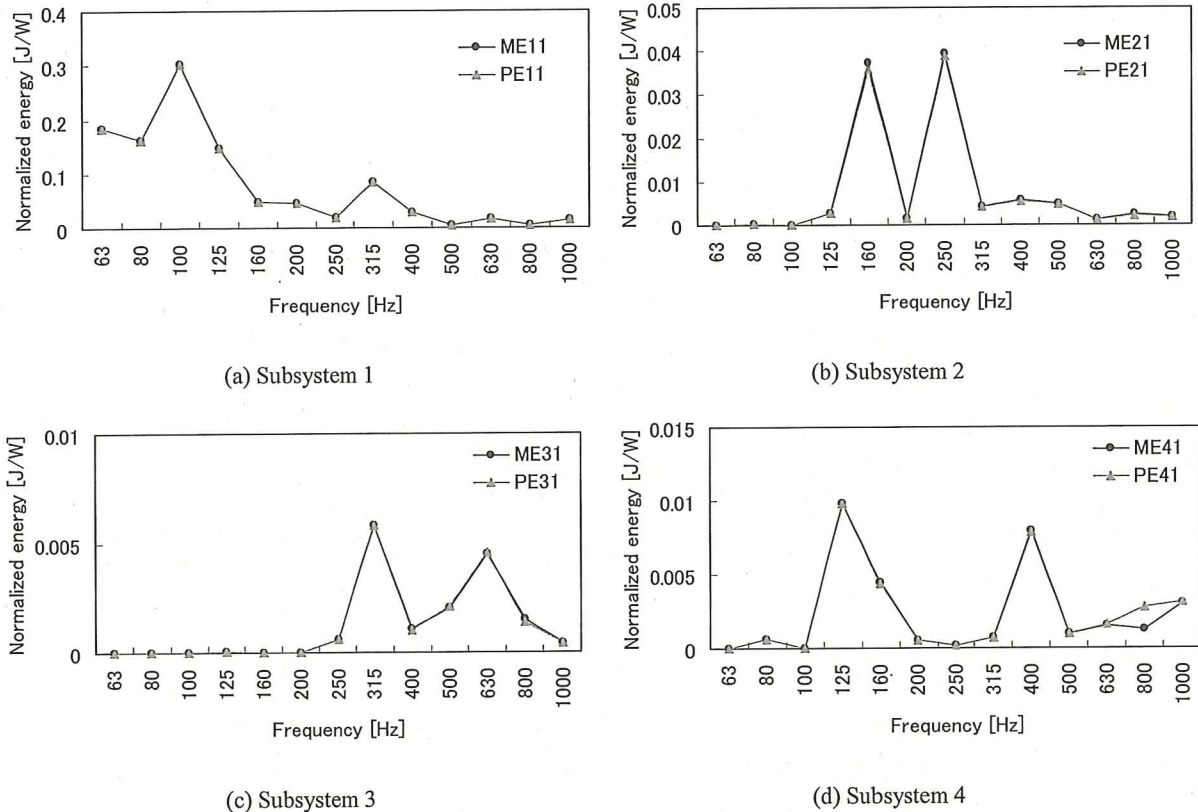


Fig.8 Comparison of subsystem energy between measured and predicted by SEA model constructed in the case of power injected on subsystem 1.

固有振動数は、61.1 Hzであった。これより本節では、63 Hz から 1k Hz までの結果を示すこととする。

検討手順 1) と 2) に従い逆行列法の TPA による式(9)より同定した入力は、全ての周波数域において単位入力を示した。また、式(12)よりこれまでの TPA による寄与の結果及び変位と位相の結果を図 7 に示す。なお図 7(b)は低い周波数での結果を明らかにするために縦軸を対数としている。これまでの結果と同様、TPA による寄与の評価が 100%を超えるときは、図 7(c)より位相が反転し正負の値を示す際に、寄与の結果も正負で表わされている。これまでと同様、寄与の結果への変位の結果の影響は小さいことも図 7(b)よりわかる。

また SEA についてはこれまでの 2 要素と異なり、図 6 で示す要素 2 と 4 の間に物理的結合がなく式(3)がフルマトリクスとならないため、SEA モデルの精度を検証する必要がある。図 8 に SEA モデルの精度を示した結果の一例として、要素 1 にのみ振動入力を与えた場合の各要素の結果を示す。図中の M が実測の正規化エネルギー（入

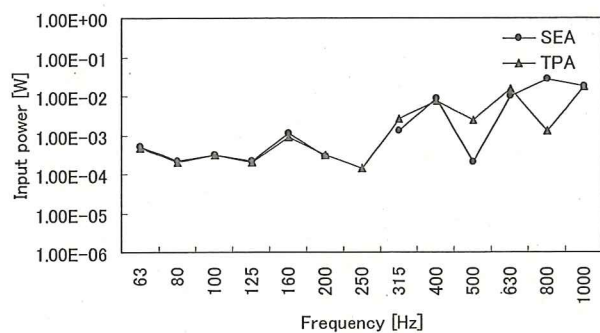
力パワーで正規化）、P が SEA パラメータを用いて予測したエネルギーである。これらの結果から 1k Hz までは概ね有効なモデルであると言える。

#### 4.2.2 加振源の入力について

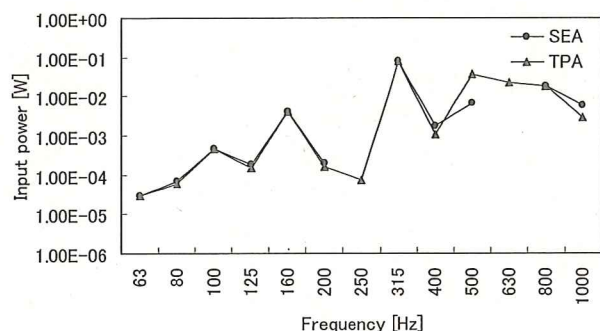
加振源の入力パワーの結果を図 9 に示す。要素 3 については実稼動時の入力要素ではないため同定していない。なおプロットされていない周波数域は値が負であることを示しており、要素 1 と要素 2 で見られる。簡易構造物で得られた結果と同様、複雑構造物においても図 9 より定量的にも比較的良好な結果が得られると言える。

#### 4.2.3 加振源からの伝達寄与について

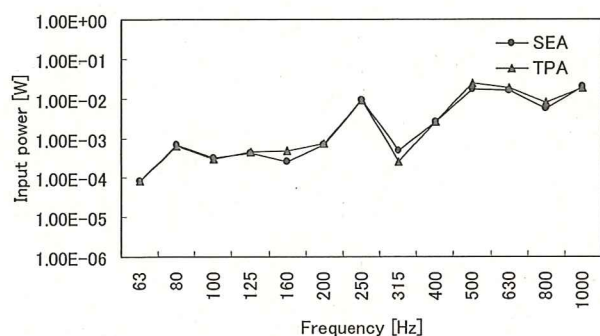
加振源からの寄与の結果の比較を図 10 に示す。SEA では負の寄与を示すことがあるが、結合損失率が負の値を示した場合である。簡易構造物で得られた結果と同様、定性的には両手法の結果は概ね良好であるが、500 Hz や 800 Hz のように傾向が逆になっている周波数域も見られ、TPA での出力評価点位置に及ぼす影響について検討する必要がある。



(i) Input power of subsystem 1



(ii) Input power of subsystem 2



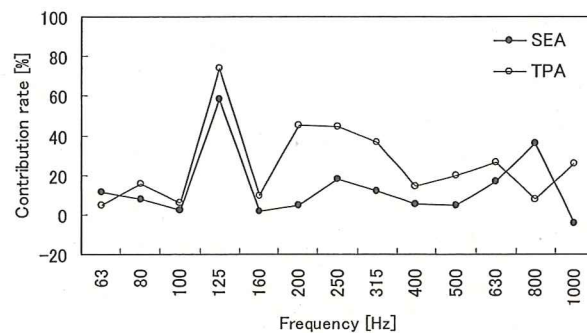
(iii) Input power of subsystem 4

Fig.9 Comparison of the input power between SEA and TPA to the partial car model.

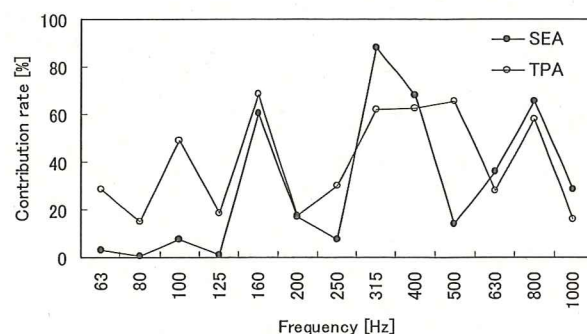
## 5. おわりに

本報は、SEA と TPA を比較するための基礎検討として、振動系について加振源の入力と加振源からの伝達経路の寄与に関して、SEA の物理単位であるパワーに注目した比較評価法を提案し、2 要素の L 型構造物、そして 4 要素の自動車の部分構造物を対象に提案する評価法の有効性を数値解析により検証した。本報で得た知見は以下のとおりである。

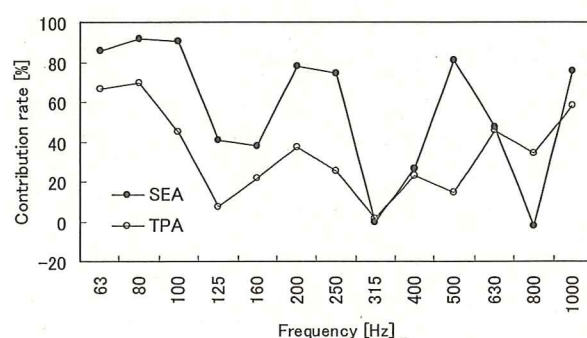
(1) 加振源の入力について、要素平均の結果である



(i) From subsystem 1 to subsystem 3



(ii) From subsystem 2 to subsystem 3



(iii) From subsystem 4 to subsystem 3

Fig.10 Comparison of the contribution rates between SEA and TPA to the partial car model.

SEA の入力パワーと TPA の逆行列法から得た入力点の力の応答結果を用いた入力パワーの値は比較的一致しており、提案式の有効性が示された。

(2) 加振源からの伝達寄与について、TPA に関して位相を考慮せずに振幅の応答結果のみを使用することで寄与が 100%を越える場合や負の値を示すことがなくなり、両手法の比較が可能となることを示した。また、提案した両手法の寄与の結果は定性的に一致する傾向にあり、提案式の



有効性が示せた。

on, Vol.70, (1980), pp. 187-204.

今後は両手法について、無相関な入力の場合についての検討、SEA の損失率が負にならないようモデル構築の際の入力点や応答点の位置と個数についての検討、SEA の入力パワーが負となることがありその物理的な現象の調査、TPA の出力評価点によって結果が左右されることからロバスト性の検討、さらに本比較手法から得られた両手法の使用指針についても検討を進めていく予定である。

## 謝辞

本研究の一部は、日本機械学会研究分科会 RC-D10 より助成を受けたものでありここに謝意を表する。

## 参考文献

- (1) 黒田勝彦, 山崎徹, 橋本崇史: 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, 日本機械学会論文集C編, Vol. 77, No. 777 (2011), pp. 1737-1747.
- (2) 門松晃司, 岩永良久: 車体音響感度と加振点コンダクタンスの考察, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.14 (2002), pp.55-59.
- (3) 小林樹幸, 吉村卓也: 動質量行列を用いた入力同定手法の提案, 日本機械学会論文集C編, Vol. 75, No. 753 (2009), pp. 1500-1507.
- (4) 小林樹幸, 吉村卓也: 逆行列を用いた入力同定の分散評価, 日本機械学会論文集C編, Vol. 77, No. 776 (2011), pp. 1342-1355.
- (5) David Copley, D.W.Herrin, Harvind Raman, and Jiantie Zhen : Obtaining Structure-Borne Input Power for a SEA Model of an Earthmoving Machine Cab, SAE Technical Paper,2011,doi:10.4271/2011-01-1732.
- (6) R. H. Lyon : Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Application, MIT Press, (1975).
- (7) 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*