

## 内部音響空間を評価対象とした SEA と逆行列 TPA の比較

黒田 勝彦\*

### Comparison between SEA and Inverse Matrix TPA in case of regarding the Internal Sound Fields as Evaluation Target

KURODA Katsuhiko

#### Summary

Identifying external forces and contribution rates from input power sources during machine operation is important for analyzing machine and equipment, and dynamic designs. The comparison method between input powers and contribution rates from power sources to a simple structure consisting of two flat plates and a partial car model consisting of four subsystems in machine operation determined by SEA and inverse matrix TPA was proposed by the authors in the past studies, and the validity of this method was shown. However, it is necessary to extend to the sound fields in order to realize utilization of this comparison method. In this paper, the method is validated through numerical analyses, using a finite element method of a simple structure consisting of seven plate structure including one internal sound field. As a result, the SEA vibrational input power is spatial averaged over each subsystem quantitatively agrees with the TPA input power expressed as the product of the force and velocity at the excitation point. The SEA acoustical energy qualitatively agrees with the TPA acoustical energy. Contribution rates from a power source, when applying the new method to make a comparison between the SEA and TPA results, the effectiveness of the method has been verified.

**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評価点まで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。著者らはこれまでに、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外力作用位置が明らかでないある 1 点に入力がある場合について、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

---

\* 工学部 機械工学科 准教授

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。

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。小泉らは、複数の伝達経路を有する複雑な構造物を対象に寄与を可視化できる方法を提案しており<sup>(2)</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 (3) で示すように SEA の予測精度向上を目的に、逆行列 TPA で予測した力の結果を援用し SEA の入力パワーとして使用された例は見られるが、両手法で得られた様々な結果において比較検討された文献は見受けられない。そこで著者らは、両手法を比較するための基礎検討として、振動系について複数の加振源の入力と加振源から評価点までの伝達経路の寄与に関して両手法が比較できる評価方法を提案し、2 要素以上で構成される薄板や薄板とフレーム構造を組み合わせた複合構造物を対象に有限要素法による数値解析を用いて提案法の有効性を検証してきた<sup>(4)(5)</sup>。本報では、車の内部音響空間を模擬した簡易な板構造物を対象に、その内部音場を評価対象とした場合の SEA と逆行列 TPA による比較評価方法を提案し、その有効性を数値解析により検証することを目的とする。

## 2. SEA と TPA の基礎理論

本章では、SEA と逆行列法による TPA で算出される入力パワーまたは力による入力と、パワーフローまたは加振源から評価点までの伝達経路の寄与に関する基礎式、及び加振源の入力と加振源からの伝達寄与に関する SEA と TPA の比較評価法を示す<sup>(4)</sup>。

**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、

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

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、Bies らが提案した<sup>(7)</sup> パワー注入法 (power injection method: 以下 PIM) 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。

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

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。構造要素において入力パワー  $P_j$  と  $E_i^j$  は、以下の式より算出する。

$$P_j = \frac{1}{2} \text{Re} [F_{jl} V_{jl}^*] \quad (3)$$

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

ここで、 $\text{Re}[\ ]$  は実数部、 $F_{jl}$  は要素  $j$  の入力点  $l$  への荷重、 $v_{jl}$  は要素  $j$  の入力点  $l$  における速度応答スペクトル、\* は複素共役、 $m_i$  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。音場要素において、 $E_i^j$  と  $P_j$  は、以下の式より算出する<sup>(8)</sup>。

$$P_j = \frac{p_j^2 S_j^2}{4m_j} \sigma_{rad} \quad (5)$$

$$E_i^j = \frac{V_i p_i^2}{\rho c^2} \quad (6)$$

ここで、 $S_j$  は要素  $j$  の面積、 $\sigma_{rad}$  は音響放射効率、 $V_i$  は要素  $i$  の体積、 $p_i$  は要素  $i$  における音圧応答スペクトル、 $\rho$  は密度 (本報では  $1.21 \text{ kg/m}^3$ )、 $c$  は音速 (本報では  $343 \text{ m/s}$ ) である。損失率の算出後、実稼動時の各要素の振動エネルギー  $E_i$  を算出する。各要素エネルギーの計測後、各周波数帯域の各要素の系外からの振動入力パワーを予測する<sup>(4)</sup>。2 要素系の場合、以下の式で表される。

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \eta_{1,1} + \eta_{1,2} & -\eta_{2,1} \\ -\eta_{1,2} & \eta_{2,2} + \eta_{2,1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (7)$$

入力パワーは、式(7)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<sup>(6)</sup>。

$$P_{ij} = \omega(\eta_{i,j}E_i - \eta_{j,i}E_j) \quad (8)$$

**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、各分系に作用する力による入力（単位は N）とそれらに対応する FRF（モビリティ、単位は m/(Ns)）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。

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

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  $m$  は応答節点番号、 $n$  は入力節点番号を表わす。 $[H_{mn}]$  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。

$$H_{mn} = \left| \frac{v_m}{F_n} \right| (\cos \theta + j \sin \theta) \quad (10)$$

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(9)より、

$$\{F_n\} = [H_{mn}]^{-1} \{v_m\} \quad (11)$$

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(11)より同定した入力を  $\{F_n\}$  とすると、

$$v_p = [H_{pn}] \{F_n\} \quad (12)$$

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

$$v_p = \{H_{p1}, \dots, H_{pk}\} \{F_k\} = H_{p1}F_1 + \dots + H_{pk}F_k \quad (13)$$

ここで、式(13)の右辺各項が各入力点からの寄与を示す。式(13)の右辺各項を  $v_p$  で割ることにより、評価点における寄与率  $C_{ps}$  が求められる。

$$C_{ps} = \frac{H_{pk}F_k}{v_p} \times 100 \quad [\%] \quad (14)$$

音場を評価する場合には、式(11)より  $k$  点の入力の同定後式(13)に代わって、次式で出力評価点  $p$  の音圧が予測できる。

$$p_p = \sum_{k=1}^n \left( \frac{P_k}{F_k} \times F_k \right) \quad (15)$$

また、音場の評価点までの入力点からの寄与率  $C_{pa}$  は、以下の式で評価される。

$$C_{pa} = \frac{\frac{P_k}{F_k} \times F_k}{\sum_{k=1}^n \left( \frac{P_k}{F_k} \times F_k \right)} \times 100 \quad [\%] \quad (16)$$

**2.3 SEA と TPA の振動場の比較評価法** 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、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した<sup>(4)</sup>。

**2.3.1 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(11)で同定した入力とその入力の応答を用いて、次式より入力パワーで定義する。

$$P_n = \frac{1}{2} \text{Re} [F_n V_n^*] \quad (17)$$

ここで、 $V_n$  は入力点  $n$  の応答速度である。これより、式(7)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(17)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。

**2.3.2 加振源からの伝達寄与について** SEA では、 $j$  要素に評価点がある場合、文献(4)より式(18)で示す CLF を使った寄与式を提案している。

$$C_{i,j} = \frac{\omega \eta_{i,j} E_i}{\omega(\eta_{i,j} E_i + \eta_{j,i} E_j)} \times 100 = \frac{\eta_{i,j} E_i}{\eta_{i,j} E_i + \eta_{j,i} E_j} \times 100 \quad [\%] \quad (18)$$

また文献(5)より寄与率が負の値となる場合への対策法として、式(19)で示す要素エネルギー比を使った寄与式を

提案している。式(19)による評価は、加振要素と評価要素間を SEA の特徴である入力パワーで正規化した空間平均の要素エネルギー比と各要素の実稼動エネルギーを用いて寄与率を算出しており、寄与率が正の値で表される、及び式(2)の逆行列計算により損失率を求める必要がないため計算コストが低い、などの特徴がある。

$$C_{i,j}' = \frac{E_j^i/P_i \times E_i}{(E_j^i/P_i \times E_i + E_j^j/P_j \times E_j)} \times 100 \quad [\%] \quad (19)$$

一方 TPA では、式(13)と(14)をパワーの次元に変形し、次式で寄与率  $C_{psp}$  を定義する。

$$C_{psp} = \frac{H_{pk} F_k' F_k'}{v_{pp}} \times 100 \quad [\%] \quad (20)$$

$$v_{pp} = \{H_{p1}, \dots, H_{pk}\} \{F_k'\} \{F_k'\} = H_{p1} F_1' F_1' + \dots + H_{pk} F_k' F_k' \quad (21)$$

これまでに提案された式(14)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味することにより合計で 100 % となる）や負を示す場合があり、式(20)のままでは一般的には正の損失率で表される式(18)で定義する SEA の寄与率の結果と比較することは困難であると考えられる。SEA 要素の応答結果である要素エネルギーは、速度応答結果の空間二乗平均で表されており位相情報を有していない。そこで、両手法による寄与率が比較できるよう、式(20)と(21)の評価点における応答  $H_{pk}$  を以下のように振幅の大きさのみで表わす。

$$H_{pk} = \left| \frac{v_p}{F_k} \right| \quad (22)$$

これにより、式(18)、(19)で示す SEA は要素間における入力要素から評価要素への寄与率、式(20)で示す TPA は入力点から評価点への寄与率として両手法の比較が可能となる。

### 3. 音場を評価対象とした場合の両手法を比較する評価法の提案

本章では音場の評価について、振動入力による音場の応答と振動入力源から音場への伝達経路の寄与に関して SEA と逆行列 TPA を比較するため、2章で示した TPA の基礎式から SEA の物理単位であるエネルギー[J]とパワー

[W]に注目した比較評価法を提案する。

#### 3.1 振動入力による音場の応答予測について

SEA では、式(1)の SEA 基礎式から音場のエネルギーを予測することができる。一方 TPA に関して、2.2 節で示した逆行列法による式(15)で評価点の音圧を予測することができるが、SEA と比較するため、構造入力パワーで正規化した評価点音場のエネルギー、力で除算した振動入力点の速度と同定した力  $F_k'$  を掛け合わせることににより、式(23)で評価点の音場エネルギーを定義する。

$$E_{ar} = \sum_{k=1}^n \left( \frac{E_a}{P_k} \times \frac{v_k}{F_k} \times F_k' \times F_k' \right) \quad (23)$$

ここで、 $E_a$  は音場エネルギーで式(6)で表わす SEA と算出式は同じであるが、SEA が空間平均した音場エネルギーであるのに対して、式(23)は評価点における音場のエネルギーである。よって SEA は、空間平均した要素の音場エネルギーを表わし、式(23)で表わす TPA は評価点の音場エネルギーとして、両手法の比較が可能となる。

#### 3.2 加振源から評価音場への伝達寄与率について

SEA では、これまで構造場で提案している式(18)、(19)で示す要素間でのパワーフローの割合として伝達寄与率を定義する。一方 TPA では、式(23)と(24)より伝達寄与率  $C_{pap}$  を定義する。

$$C_{pap} = \frac{\frac{E_a}{P_k} \times \frac{v_k}{F_k} \times F_k' \times F_k'}{\sum_{k=1}^n \left( \frac{E_a}{P_k} \times \frac{v_k}{F_k} \times F_k' \times F_k' \right)} \times 100 \quad [\%] \quad (24)$$

これにより、式(18)、(19)で示す SEA は要素間の入力要素から評価する空間音場への寄与率、式(24)で示す TPA は入力点から音場の評価点への寄与率として両手法の比較が可能となる。

**3.3 検討手順** 振動入力による音場の応答予測と加振源から評価音場への伝達寄与率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(2)の損失率を同定すること。TPA では、式(9)の  $[H_{mm}]$  を同定すること。)、2) 実稼動試験、3) 振動入力、音場応答と加振源から評価音場への伝達寄与の同定、である。

### 4. 数値解析による評価法の検証

本章では、3章で示した SEA と逆行列法による TPA の振動入力による音場の応答と振動入力源から音場への伝

達経路の寄与に関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** 本節では提案法を適用するための基礎検討として、7 要素の板構造物に囲まれ 1 要素の内部空間（体積は  $2.52 \text{ m}^3$ ）を持つ簡易な自動車構造を模擬した図 1 で示す単純構造を対象とする。パネルの板厚は  $0.8 \text{ mm}$  である。板モデルの材料特性は、ヤング率  $2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 、密度  $7800 \text{ kg/m}^3$ 、ポアソン比  $0.3125$  とする。図中の#は要素番号を示し、要素 7 の四隅を固定支持とする。要素の名称、要素の表面積及び質量情報を表 1 に示す。

図 1 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）である。図 1 は検討手順 2) の実験動試験を示しており、要素 1 と 7 に入力があることを示している。要素 8 の音場の応答位置は、図 1 で示す O 点を原点とすると、 $(0.2, 0.06, 0.1)$ 、 $(0.14, 0.2, 0.06)$ 、 $(0.08, 0.3, 0.04)$ 、 $(0.18, 0.36, 0.14)$  とドライバーの耳位置付近  $(0.04, 0.14, 0.18)$  の計 5 点である。また、音場の入力位置は、 $(0.55, 1.0, 0)$  で音場の下面の表面の位置であり、拡散場  $1 \text{ Pa}$  の入力である。それぞれの手法で評価する入力と応答の位置と個数は、検討手順 1) と 2) について、原則 SEA と TPA で同じであるが、TPA には音場側の入力は存在しない。また、加振源からの伝達寄与について、検討手順 1) の TPA での出力評価点は、ドライバー耳位置の 1 点を用いる。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複数の入力点を設けることが望ましいが、本報では、SEA モデル構築に必要最低限の入力点数（要素辺り 1 点）としている。

解析対象周波数は  $16 \text{ Hz}$  から  $500 \text{ Hz}$  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、 $675 \text{ Hz}$  までの曲げ波長に 5 節点が含まれるよう、構造場の一辺長は  $25 \text{ mm}$  程度、音場の一辺長は  $130 \text{ mm}$  程度とした結果、構造場の全節点数は 20036、全要素数は 26492、音場の全節点数は 1773、全要素数は 8231 である。またモデルに与える損失係数は、周波数に関係なく構造要素と音場要素ともに  $3\%$  とした。

本研究では 3.3 節で示した、検討手順 1) と 2) を

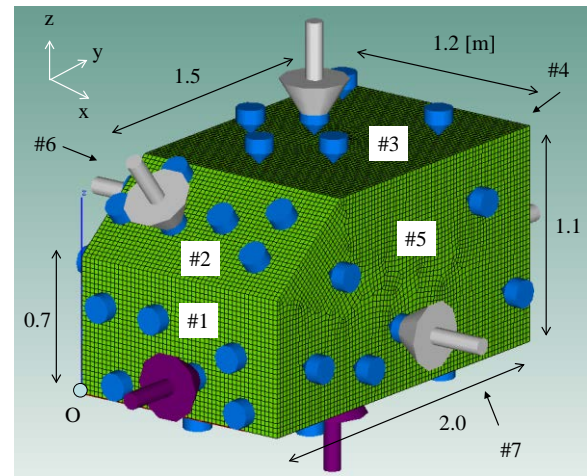


Fig.1 Test structure, including excitation (arrow), response (circles) of each subsystem.

Table 1 Subsystem information.

Subsystem number and name	Area ( $\text{m}^2$ )	Weight (kg)
1. Front panel	0.84	5.242
2. Window panel	0.7684	4.795
3. Upper panel	1.8	11.23
4. Back panel	1.32	8.237
5. Right panel	2.1	13.1
6. Left panel	2.1	13.1
7. Base panel	2.4	14.98
8. Cavity	-	3.049

PAM-VAOne2010.5 で求め（各節点の応答結果は速度で大きさと位相で出力される）、3) を MATLAB で計算する。また、モデル構築と実験動試験ともに構造場への加振入力には単位入力 (1N) を与える。実験動試験における加振入力は要素に関わらず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(11)の  $[H_{mm}]^{-1}$  は 35 行 7 列、 $\{v_m\}$  は 35 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。

**4.2 解析結果と考察** まずモード解析を行った結果、構造場の 1 次の固有振動数は、 $2 \text{ Hz}$  であり、 $100 \text{ Hz}$  までに 370 個のモードが存在した。音場の 1 次の固有振動数は、 $89 \text{ Hz}$  であり、その後、 $144, 159, 170, 173, 196 \text{ Hz}$  にある。さらに、 $500 \text{ Hz}$  までに 43 個のモードが存在した。検討手順 1) と 2) に従い逆行列法の TPA による式(11)より同定した入力は、要素 1 と 7 の全ての周波数域におい

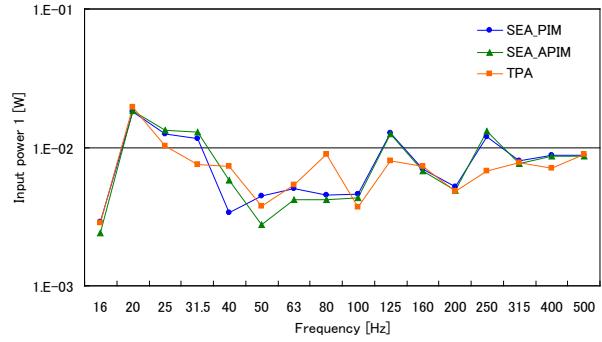
て単位入力の結果が得られモデルの有効性が示された。一方、検討手順 1) による式(2)より同定した SEA の損失率の結果においては、式(18)より寄与率を算出する際に必要な要素 1 と要素 8、要素 7 と要素 8 において、負の損失率があり TPA との結果を比較することが不可能な周波数が見られた。本報におけるこの現象は、対象構造物の大きさに対して、応答点数が少ないために起こったものと思われる。そこで、結合損失率が正の値となる Lalor が提案した<sup>9)</sup>隣接要素のみを考慮する以下の式で示す近似的パワー注入法 (approximated power injection method : 以下 APIM) の結果も併記することとした。

$$\eta_{i,j} = \frac{E_j^i / P_i}{\omega E_i^i / P_i \times E_j^j / P_j} \quad (25)$$

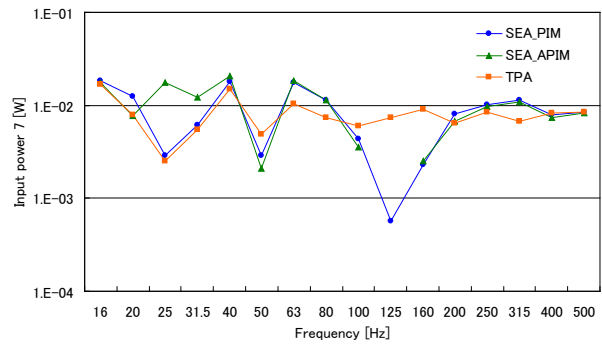
$$\eta_{i,i} = \frac{1 - \omega \sum_{j \neq i} (\eta_{i,j} E_j^i / P_i - \eta_{j,i} E_j^j / P_j)}{\omega E_i^i / P_i} \quad (26)$$

**4.2.1 加振源の振動入力について** 加振源の入力パワーの結果を図 2(a), (b)に示す。図 2(b)より APIM での 25 Hz, 125 Hz と PIM での 125 Hz を除いて概ね定量的に一致している。APIM での 25 Hz においては、概ね良好な PIM の結果と比較したところ、要素 7 から他の要素へ伝達するパワーに関係のある損失率が大きめに見積もられている。また、125 Hz においては入力パワーが負の結果を示しているが、要素 1 に関する伝達パワーが大きめに見積もられており負の値を示していた。PIM での 125 Hz においては、他の要素から要素 7 へ伝達するパワーが大きめに見積もられ、要素 7 の入力パワーが小さめに見積もられていた。

**4.2.2 振動入力による音場の応答予測について** 実験時の構造入力パワーで正規化した音場のエネルギー結果を図 3 に示す。4.2 節で示したように音場の 1 次の固有振動数は 89 Hz であるが、参考までに 16 Hz からの結果を示す。PIM では式(2)のようにフルマトリクスから損失率を算出しており、音場エネルギーを式(1)より  $E=1/\omega L^{-1}P$  のように逆算して求める際にも安定した解が得られていると考えられる。しかし、APIM は音場モードの無い 80 Hz 程度まで PIM と大きく結果が異なっており、PIM と比較して簡易に結合損失率を求めることは



(a) Input power of subsystem 1



(b) Input power of subsystem 7

Fig.2 Comparison between SEA and TPA vibrational input power.

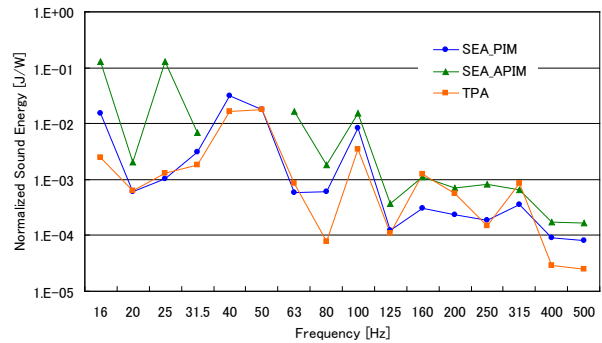
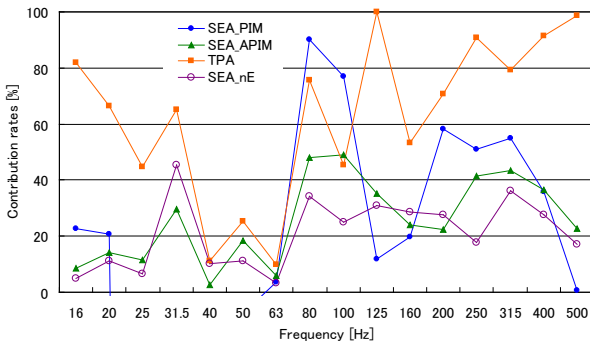
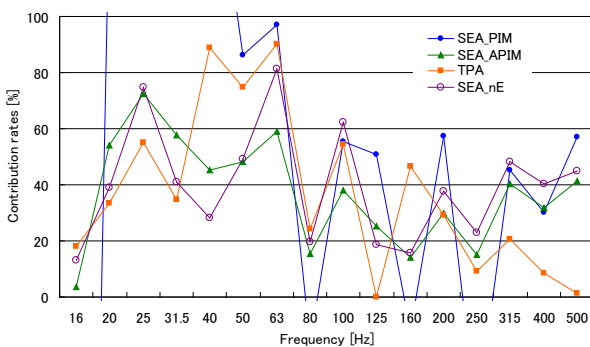


Fig.3 Comparison between SEA and TPA normalized sound energy.

可能であるが、損失率がフルマトリクスから算出されるわけではないため、予測精度が良好で無いものと思われる。音場のモードがある周波数においては、空間平均した SEA と評価点の結果である TPA は定性的には概ね一致していることが確認できる。しかし前項で示したように、2次元平面で表される振動入力パワーでは、定量的な一致が見られたが 3次元空間である音場では、定量的



(a) Contribution rates from subsystem 1 to subsystem 8



(b) Contribution rates from subsystem 7 to subsystem 8

Fig.4 Comparison between SEA and TPA Contribution rates.

な比較は難しいと言える。

**4.2.3 加振源から評価音場への伝達寄与率について**  
加振源から評価音場への寄与率の結果を図 4(a), (b)に示す。凡例の白抜き丸で示したものが式(19)による損失率を使用せずに算出した結果である。前項と同じように、参考までに 16 Hz からの結果を示す。図 4(a), (b)より APIM の結果は TPA の結果と比較が可能ではあるが、PIM の結果は損失率が負の値を示しており、伝達寄与が 100 %内に収束していない。またモードのある 100 Hz 以上においても定性的に一致している箇所も少なく、両手法を比較することは難しいと言える。よって、音場を対象とした場合には、APIM による評価もしくは式(19)による評価が有効である。TPA では比較的要素 1 の寄与率が大きく表れている。これは、評価点であるドライバーの耳位置が要素 7 に比べて要素 1 に近い箇所にあるためであると思われる。

以上より、伝達寄与の比較において、TPA が力を同定した結果を基に算出するのに対して、SEA は要素間での

損失率またはエネルギー比を基に算出している。今回の対象では、要素 1 と 7 に入力があると仮定しており、その結果、TPA では要素 1 と 7 に入力がありその影響しか伝達寄与には含まれていないのに対して、SEA は全ての要素からの影響が加味されていることから、結果に違いが発生している。よって今後 SEA と TPA の結果の比較を有効利用できるようにするためには、SEA の伝達寄与の算出において実稼動時の入力パワーを用いて検討する必要があると思われる。そして、今後は両手法について、①構造変更が寄与率結果に及ぼす影響についての検討、②途中経路を含めた両手法の比較法の検討、が挙げられる。

## 5. おわりに

本報では、車の内部音響空間を模擬した簡易な板構造物を対象に、その内部音場を評価対象とした場合の SEA と逆行列 TPA による比較評価方法を提案し、その有効性を数値解析により検討した。本報で得た知見は以下のとおりである。

- (1) 振動入力による音場の応答予測について、新たに逆行列 TPA で提案した方法により両手法の比較は可能であり、定性的な一致が見られた。しかし、2次元の振動場に対して3次元の音場では、応答点位置の影響が大きく表れるため、定量的な比較を行うことは難しいことも判明した。
- (2) 加振源から評価音場への伝達寄与率について、従来 SEA で提案した方法は音場を対象とした場合にも有効であることがわかった。新たに逆行列 TPA で提案した方法により両手法の比較は可能ではあるが、結果は大きく異なっており、更なる検討が必要である。

## 謝辞

本研究の一部は、(公財) JKA の競輪の補助 (25-101) により助成を受けたものであり、ここに謝意を表す。

## 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) 小泉孝之, 辻内伸好, 仲村潔郎, 城戸一郎, 橋岡正人: 多岐伝達経路を有する構造体の振動伝達特性の抽出と可視化, 日本機械学会論文集C編, Vol. 76, No. 772 (2010), pp. 3301-3308.
- (3) 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.
- (4) 黒田勝彦, 山崎徹: SEAとTPAによる機械構造物の入力パワーと伝達寄与に関する一考察, 日本機械学会論文集C編, Vol. 79, No. 799 (2013), pp. 495-506.
- (5) 黒田勝彦: エネルギー解析と伝達経路解析による薄板フレーム構造物の入力パワーと寄与率の比較検討, 長崎総合科学大学紀要, Vol. 53, (2013), pp. 17-24.
- (6) Lyon, R. H.: Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Application, MIT Press, (1975).
- (7) Bies, D. A., and Hamid, S.: In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.70, (1980), pp. 187-204.
- (8) 黒田勝彦: CAEを用いたSEA音場モデル構築法に関する基礎検討, 長崎総合科学大学大学院新技術創成研究所所報, Vol. 8, (2013), pp. 71-76.
- (9) N.Lalor, ISVR Technical Report, No.182, (1990).