部分構造を対象とした FEM による SEA パラメータの評価* (FEM-SEA の提案)

山崎 徹^{*1}, 黒田 勝彦^{*1}, 鎌田 実^{*2}

Estimation of SEA Loss Factors by Using Partial FEM Model (Proposal of "FEM-SEA")

Toru YAMAZAKI^{*3}, Katsuhiko KURODA and Minoru KAMATA

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Kanagawa University,
3-27-1 Rokkakubashi, Kanagawa-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 221-8686 Japan

This paper presents a method by using FEM for estimating SEA coupling loss factors, which is called "FEM-SEA". The FEM-SEA is a tool for designing structure in detail although analytical SEA can not reach the detail design. The FEM-SEA requires a FEM model which is corresponded to a part of structures including the junction and the neighbor subsystems. The FEM calculation is carried out to estimate internal and coupling loss factors. The nature of the FEM-SEA is dependent on the boundary conditions of the FEM model which are connected with the other subsystems in the whole system. Two kinds of the boundary conditions are discussed to show that the estimating loss factors are not dependent on the conditions at least in the same applicability as the analytical SEA. Further, it is also shown that the FEM-SEA can be applied more widely than the analytical SEA in case that the boundary condition set is similar to the actual conditions with the other subsystems. As a result, the FEM-SEA supplies the capability to design structure in detail and to apply widely than the analytical SEA does.

Key Words: Statistical Energy Analysis, FEM, Modal Analysis, Method of Vibration Analysis, Vibration of Continuous System, Forced Vibration, Simulation

1. はじめに

高周波数域の振動騒音解析手法として、統計的エネルギー解析法 (SEA) がある^{(1),(2)}。SEA はそのモデルの構築方法により、解析 SEA, 実験 SEA, FEM を用いた SEA に大別できる。

解析 SEA は、高モード密度構造物 (いわゆる高周波数域) の振動騒音問題に有効で、理論式に基づき SEA パラメータ (特に結合損失率) を評価する。その評価式は、主に対象系の材質やモード密度で記述され、要素形状や境界条件などの詳細な情報を含まない。そのため解析 SEA は、設計段階での利用が可能で、試作実験が困難な単品ものが多い航空宇宙、船舶、建物などの大型構造分野で盛んに用いられている^{(3),(4)}。また近年、解析 SEA は自動車などの小型構造分野の空気伝搬音解析に不可欠なツールとなっている⁽⁵⁾。

一方、大量生産品で試作実験が容易かつ構造が複雑

な小型構造分野の固体伝搬音解析には、実験 SEA^{(6)~(10)}や FEM を用いた SEA^{(11)~(15)}が用いられることが多い。

このような状況の中、著者らは実験 SEA を用いた機械製品の固体音低減プロセスを提案し、実製品の低騒音化を達成してきた⁽¹⁰⁾。このプロセスに従えば、実稼動状態の騒音低減に有効な構造箇所の特定が可能である。具体的な構造変更案を検討するためには、FEM などを援用した構造最適化手法の開発が必要で、そのためには FEM を用いた SEA モデルの構築手法の確立が不可欠である。

そこで本報では、固体音低減プロセスで特定した箇所に関する SEA 要素の構造検討を想定し、その部分だけに着目した FEM モデル (以降、部分モデルと称す) を用いて SEA パラメータを評価する手法—"FEM-SEA"—の提案を行う。

これまでの FEM を用いた SEA モデル構築手法^{(11)~(15)}は、全系を対象としており、部分モデルを用いる FEM-SEA とは異なる。部分モデルを用いる場合、全系での他部材との結合境界の条件設定が問題となる。FEM-SEA では、この境界条件は基本的に任意と考え

* 原稿受付 2008 年 4 月 4 日。

^{*1} 正員, 神奈川大学工学部 (〒221-8686 横浜市神奈川区六角橋 3-27-1)。

^{*2} 正員, 東京大学大学院工学系研究科 (〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)。

E-mail: toru@kanagawa-u.ac.jp

る。この考えは、境界条件の詳細を必要としない解析 SEA と同様である。解析 SEA は要素形状を情報として有さないため⁽¹⁶⁾、要素形状の詳細検討は困難である。一方、FEM-SEA は FEM モデルを用いるために要素形状の検討が可能である。また、要素形状の情報を有するため、解析 SEA に比べ、対象系、周波数域の適用可能な範囲が広がる利点を有す。

本報では、はじめに、各種 SEA の概要と FEM-SEA の解析手順および特長を示す。次いで、部分モデルの境界条件と FEM-SEA の特長について数値シミュレーションを用いて議論する。

2. SEA

本章では、SEA の基礎式（すなわち SEA モデル）を示し、各種のモデル構築方法について概説する。

2・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、以下で表される⁽¹⁾⁽²⁾。

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

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

ここで、 ω は中心角周波数、 $\mathbf{E}$ 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、要素 i の内部損失率 $\eta_{i,i}$ (Internal Loss Factor; 以下 ILF) と、要素 i から j への結合損失率 $\eta_{i,j}$ (Coupling Loss Factor; 以下 CLF) を成分とする。

2・2 各種モデル構築手法 SEA モデルの構築は、ILF と CLF を評価し、損失率マトリクス $\mathbf{L}$ を生成することである。SEA モデルは、理論式に基づく手法（解析 SEA）、計測データに基づく手法（実験 SEA）、さらに FEM を用いる手法により構築できる。以下、各手法の概要を述べる。

2・2・1 解析 SEA ILF は要素内で熱エネルギーとして損失する減衰を表す。減衰の予測が困難であるのと同様、ILF の予測は難しく、実験データベースの利用が一般的である⁽¹⁾⁽²⁾。

CLF は SEA 固有のパラメータで、結合要素間のエネルギー伝達を表す。構造や音場の要素形状が単純な場合、CLF の理論式はこれまでに多くの研究者によって導出されている。例えば、板要素どうしが結合長さ

L_{ij} で結合しているとき、CLF (η_{ij}) は次式より机上で評価できる⁽¹⁾⁽²⁾。

$$\eta_{i,j} = \frac{c_{gi} L_{i,j}}{\pi \omega S_i} \tau_{i,j} = \frac{L_{i,j}}{\pi^2 c_{gi} n_i} \tau_{i,j} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 $\tau_{i,j}$ は要素 i から j のエネルギー透過率、 c_{gi} と S_i は要素 i の曲げ波群速度と表面積、 n_i はモード密度（角周波数あたりのモード数）で、板要素の場合、

$$n_i = \frac{S_i \omega}{\pi c_{gi}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

で表される。解析 SEA は、次式のモーダルオーバーラップ係数 (MOF) が 1 を超えるような系において有効とされる⁽¹⁾。

$$MOF = \omega n_i \eta_{i,i} \quad \dots\dots\dots (5)$$

以上、解析 SEA において CLF は式(3)のように、要素の表面積、板厚、材質、結合長さなどの概寸およびモード密度で記述され、要素形状や境界条件の情報を含まない⁽¹⁶⁾。それゆえに、解析 SEA は構造仕様の詳細が決まっていない設計の上流段階で利用可能であるが、要素形状などの詳細検討はできない。

2・2・2 実験 SEA 対象系が既存の場合、加振実験で入力パワーと要素エネルギーを計測すれば、ILF と CLF が評価できる。パワー注入法 (Power Injection Method: 以下、PIM)⁽⁶⁾ は ILF と CLF を同時に評価する方法であるが、3 要素以上の系では計測が大掛かりで、逆行列が求まらなかったり、負の損失率が得られたりと実用的には困難な場合が多い。

一方、隣接要素だけに着目し CLF を評価する方法として、近似的パワー注入法⁽⁷⁾がある。この方法は、計測規模は小さく安定した CLF の評価が可能で実用的と言える。この場合、ILF の評価には、室内音響で利用される残響時間を用いる方法⁽⁹⁾、SEA 基礎式と CLF から算出する方法⁽⁸⁾などがある。

2・2・3 FEM を用いた手法 FEM は、対象系の形状の制限がほとんど無く、寸法、境界、荷重などの解析条件を実物に即して作成すれば、任意の周波数、任意の位置の詳細な応答予測が可能である。高次モード域（すなわち高周波数域）まで FEM で解析する場合、有限要素サイズを小さくする必要があり、解析規模は大きくなる。

FEM を用いた手法^{(11)~(15)}では、ILF は FEM モデルで設定した減衰に依存し、それに応じた CLF が求められ、実験 SEA でしばしば経験される ILF による CLF の変化⁽¹⁷⁾を表現できる。しかし、実構造物の減衰の同

定および机上での減衰の予測は難しい。また、解析 SEA では前述のとおり、CLF は ILF に依存しない。そのため ILF と CLF の関係を議論した論文は見当たらず、CLF の評価だけに着目した報告となっている。

またこれらの手法は、系全体の FEM モデルを対象とするもので、本報のように部分構造を対象とした議論は見られない。ただし、文献(12)と(14)は要素単位の固有モードを用いている。しかし前者では、剛性が大きく異なる要素間の適用を前提とするため、同程度の剛性の要素間の適用性は不明である。また後者では全系の固有モードを求めるために部分構造合成法を利用しているにとどまる。

3. FEM-SEA

2・2・1 節で述べたように、解析 SEA では要素形状などの詳細な検討は不能である。そこで、詳細な要素構造設計を目的に FEM-SEA の提案を行う。

FEM-SEA は、系全体を対象とするのではなく、注目する結合部とそれにより接続される SEA 要素の部分モデルを対象に、FEM モデルで設定した減衰に応じた ILF と CLF の算出を行う。

そこで本章では、はじめに、FEM-SEA の解析手順を示す。次いで、解析 SEA との対比から FEM-SEA の特長を述べる。なお、FEM-SEA における部分モデル使用の有効性は、次章で平板構造物を対象に議論する。

3・1 解析手順 FEM-SEA は以下の手順に従い、ILF と CLF を評価する。

- (1) 注目する結合部とそれにより接続される SEA 要素からなる部分構造の FEM モデル (部分モデル) を作成する。この際、FEM 要素や結合部のモデルは、従来の FEM 解析と同様とする。また、部分モデルの全系における他部材との結合部の境界条件は任意とする。
- (2) 部分モデルの固有値解析を行い、固有振動数と固有モードを算出する。
- (3) 一点加振による強制振動応答速度を節点毎に、モード重ね合わせ法に基づく次式から算出する⁽¹⁶⁾。

$$V_{je} = \sum_{k=1}^N \frac{j\omega \phi_k(x) \phi_k(x_F) F}{\omega_k^2 (1 + j\eta_k) - \omega^2} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 F は加振力、 ω は加振角周波数、 ω_k と η_k 、 $\phi_k(x)$ はそれぞれ第 k 次の固有角周波数と損失係数および正規モード、 x_F は加振点座標、 N は採用モード数、 j は虚数単位をそれぞれ表す。

- (4) SEA 要素ごとに、入力パワーで正規化した要素エネルギー $e_i^j(\omega)$ を次式から算出する。

$$e_i^j(\omega) = \frac{m_i \sum_r V_{ir} V_{ir}^* / N_i}{\text{Re}(F_{je} V_{je}^*)} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 $e_i^j(\omega)$ は要素 j を点加振したときの要素 i の入力パワーで正規化した要素エネルギー、 F_{je} と V_{je} は要素 j の節点 e を加振したときの加振力と加振点速度、 m_i と V_{ir} は要素 i の質量と節点 r の速度、 N_i は要素 i の応答速度の算出する節点数、 $*$ は複素共役をそれぞれ表す。

- (5) それぞれの SEA 要素内の節点を個別に加振点として rain-on-the-roof 加振を模擬し、上記(2)～(4)を繰り返して、 $e_i^j(\omega)$ を算出する。
- (6) SEA 要素ごとに、当該要素内の加振点数分の $e_i^j(\omega)$ の平均 $E_i^j(\omega)$ を求め、解析周波数バンドごとに周波数平均する。
- (7) PIM⁽⁶⁾に基づき ILF と CLF を算出する。部分モデルが 2 要素の場合、その算出式は以下となる。

$$\begin{bmatrix} \eta_{1,1} \\ \eta_{1,2} \\ \eta_{2,1} \\ \eta_{2,2} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} E_1^1 & E_1^1 & -E_2^1 & 0 \\ 0 & -E_1^1 & E_2^1 & E_2^1 \\ E_1^2 & E_1^2 & -E_2^2 & 0 \\ 0 & -E_1^2 & E_2^2 & E_2^2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (8)$$

3・2 特長 FEM-SEA は、部分構造の FEM モデルを用いるため、解析 SEA では不能な要素形状などの詳細検討が可能である。部分モデルの全系における他部材との結合部の境界条件は任意とする。この考えは、解析 SEA が SEA 要素の詳細情報や境界条件によらないことに基づく。そのため、要素形状の情報を有する FEM-SEA の適用範囲は、解析 SEA の適用範囲 ($MOF > 1$) より広くなる。また、全系の結合部に近い境界条件を部分モデルに用いれば、FEM-SEA の適用範囲はさらに広くなる。これらの詳細は次章にて論じる。

また FEM-SEA では、SEA 要素の減衰に応じた ILF と CLF が評価でき、実験 SEA で経験される ILF による CLF の変化⁽¹⁷⁾を再現できる。

また FEM-SEA では、SEA 要素の減衰に応じた ILF と CLF が評価でき、実験 SEA で経験される ILF による CLF の変化⁽¹⁷⁾を再現できる。

なお、3・1 節において部分モデルではなく全系モデルを対象とすれば、計算機上での実験 SEA として SEA モデルを構築することができる。また、全系の全ての結合部ごとの部分モデルを用いて全系の SEA モデルを構築できるが、この詳細は別報にて報告する。

以上、解析 SEA との対比において、FEM-SEA の特長をまとめると以下となる。

- (a) 複雑構造の SEA 要素にも適用可能で、要素形状などの詳細な構造検討が可能である
- (b) 要素形状などの詳細な情報を有するため、解析 SEA の適用範囲である $MOF > 1$ はもちろんのこと、それ以上の適用範囲を有する
- (c) FEM モデル上の減衰の設定に応じた ILF と CLF の評価が可能である

4. 部分モデル使用の有効性

本章では、FEM-SEA の根幹となる部分モデルの全系における他部材との結合部の境界条件の扱いについて議論する。

4.1 検討方法 対象系全てを考慮した全系モデルと部分モデルによって算出される CLF および式(3)による CLF をそれぞれ比較する。

部分モデルの他部材との結合部の境界条件は、自由支持と単純支持の二種類を検討する。自由支持は FEM モデル上での設定が不要であり、単純支持は自由支持や固定支持より他要素が接続した状態に近いと考えられるためである。また、解析 SEA および FEM-SEA の適用範囲を議論するため、二種類の減衰 (式(6)の損失係数) で検討する。

対象とする構造物は、図 1 の平板構造物である。各平板は鋼製で板厚 2mm とし、他の平板との結合辺以外は自由支持とする。図 1(a)の構造物を全系モデルとし、平板要素 1 と 2 間の CLF ($\eta_{1,2}$ と $\eta_{2,1}$) を算出する部分モデルを図 1(b)とする。図 1(b)の太線は、他部材 (平板要素 3) との結合部で、この境界条件を、自由支持とした場合と単純支持とした場合を考える。

FEM 解析には ANSYS Ver.8.0 を用いる。有限要素には二次元シェル要素を使用し、要素の一辺長は 3.5mm (2kHz の曲げ波長の 6 分の 1) 以下とする。検討対象周波数は、1/3 オクターブバンド 100Hz から 800Hz とする。強制振動応答は、2kHz までの固有振動数と固有モード、損失係数 (全モードで一律に 0.05 もしくは 0.025) を用いて、80Hz から 900Hz まで 1Hz

刻みでモード重ね合わせ法により式(6)より振動応答を算出し、式(7)と式(8)から ILF と CLF を算出する。なお、3 要素系である全系モデルの ILF と CLF の算出は、3.2 節で述べたように、3.1 節に従う (式(8)は 9 元連立方程式となる) 計算機上の実験 SEA である。

図 1 の対象系の $MOF > 1$ となる解析 SEA の適用範囲は、面積が最小の平板要素 2 により、損失係数が 0.05 のとき 315Hz バンド以上、0.025 のとき 630Hz バンド以上である⁽¹⁶⁾。

4.2 ILF と CLF の比較 比較結果の例として、平板 1 の ILF ($\eta_{1,1}$) と平板 1 から 2 の CLF ($\eta_{1,2}$) の比較結果を、損失係数が 0.05 の場合を図 2、0.025 の場合を図 3 にそれぞれ示す。

図 2(a)と図 3(a)の ILF については、全系モデルおよび二種類の部分モデルのどの結果も、設定した損失係数と概ね一致している。また単純支持とした部分モデルの結果 (Extracted-Pinned) の方が、自由支持の結果 (Extracted-Free) よりも、全系モデルの結果 (Whole system) に近いことがわかる。

図 2(b)と図 3(b)の CLF については、解析 SEA の適用範囲 (図 2(b): 315Hz バンド以上、図 3(b): 630Hz バンド以上) において、全系モデルおよび二種類の部分モデルの結果はいずれも、解析 SEA の結果 (Analytical) とよく一致している。

次に、全系モデルと部分モデルの FEM-SEA の ILF と CLF の結果を比較すると、図 2(b)と図 3(b)より、境界条件を自由支持とした部分モデルの結果 (Extracted-Free) は、全系モデルの結果と解析 SEA の適用範囲を超えて低い周波数 200Hz バンドでも概ね一致している。一方、境界条件を単純支持とした場合 (Extracted-Pinned) には、さらに低い 100Hz バンドでも概ね一致している。このように、FEM-SEA は、解析 SEA に比べ要素形状の情報を有するため、適用範囲は解析 SEA より広くなるものと思われる。また、部分モデルの境界条件は単純支持の方が自由支持より、全系モデルのライン結合状態に近いと、より広い範囲で一致が確認できるものと言える。この理由については、次節にて正規モードの観点より考察する。

以上、解析 SEA の適用範囲では境界条件によらず良好な ILF および CLF の評価が可能であることがわかる。また、要素形状の情報を含むため、FEM-SEA の適用範囲は解析 SEA より広く、境界条件が全系に近いほどその適用範囲はさらに広がることわかる。

4.3 正規モードによる境界条件の考察 ここで、正規モードの視点から、境界条件によって適用範囲が広がることについて考察する。

Fig.1 Test structures (Unit:m)

(a) ILF ($\eta_{1,1}$) (b) CLF ($\eta_{1,2}$)

Fig.2 Comparison of loss factors calculated by the whole model, the extracted model and analytical SEA in case that loss factor is 0.05

全系モデルおよび二種類の部分モデルにおいて、それぞれの正規モードにおける各平板要素内の最大値（絶対値）を図 4（モデル毎の結果）と図 5（平板要素毎の結果）に示す。全系モデルの結果（図 4(a)）、部分モデルの結果（図 4(b)と(c)）は、図 5 に示すように、全系モデルの結果（図中の■）とそれぞれの部分モデルの結果（単純支持の場合×，自由支持の場合○）の分布は、200Hz 以上では固有周波数のずれはあるもののどれも似たもの（重なるか近い値）となっている。特に、単純支持の場合（図 5 中の×）には、全系モデルの結果（■）と 100Hz 以下でも似ている。一方、自由支持の場合（図 5 中の○）は、低次の（低い）周波数域では全系モデルの結果（■）の違いは大きい。

全系モデルと部分モデルとで正規モードが似たものであれば、式(6)の右辺の分子にある正規モード $\phi_k(x)$ に違いは出ず、多点加振平均（すなわち rain-on-the-roof 加振）により $\phi_k(x_F)$ の影響も小さくなる。したがって、以上の正規モードの比較から、前節で述べたように自由支持の場合 200Hz バンド以上、単純支持の場合 100Hz バンドでも、部分モデルと全系モデルの CLF の算出結果は近くなると理解できる。

(a) ILF ($\eta_{1,1}$) (b) CLF ($\eta_{1,2}$)

Fig.3 Comparison of loss factors calculated by the whole model, the extracted model and analytical SEA in case that loss factor is 0.025

(a) The whole model

(b) The extracted model with pinned support

(c) The extracted model with free support

Fig.4 Comparison of maximum magnitude of mass normalized modes per plate subsystem on both the whole and the extracted models

(a) In the subsystem 1

(b) In the subsystem 2

Fig.5 Comparison of maximum magnitude of mass normalized modes per plate subsystem on both the whole and the extracted models

5. ILF による CLF の変化の記述

図 2(b)と図 3(b)からわかるように, FEM-SEA では, CLF の値が ILF (すなわち損失係数) によって変化する. ここでは, 実験結果との比較より, この CLF の変化を FEM-SEA で模擬できることを示す.

5.1 検討条件 図 1(b)に示す L 型の構造物を作製し, 制振材を貼付することで減衰を変化させ, 実験 SEA による ILF と CLF の評価結果, FEM-SEA での算出結果の比較を行った.

製作した L 型の構造物において, 両平板要素ともに制振材 (横浜ゴム製ハマダンパー, 板厚 3mm) を貼付しない場合と貼付した場合, さらに, 平板要素 1 だけに貼付した場合の 3 種類を用意した. 結合辺に平行な二辺の両隅 (計四隅) でゴム吊りした自由支持状態で実験を行った. 一要素当たりの加振点を 2 点, 要素のエネルギー計測は一要素当たり 6 点で加速度計により行った.

FEM-SEA では, 図 1(b)の部分モデルを利用し, 実験と境界条件が一致するように全周囲を自由支持とした. 各平板要素の結合辺を除く全ての節点を加振点とした rain-on-the-roof 加振下において, 損失係数を 5 水準, 全モード一律として 3・1 節に従い ILF と CLF を算出した.

5.2 比較 実験 SEA と FEM-SEA で求めた平板要素 1 の ILF と CLF の結果の一例 (1/3 オクターブ 630Hz バンド) を解析 SEA の結果と共に図 6 に示す.

Fig.6 Description of CLF change due to subsystem damping by FEM-SEA (630Hz in 1/3 octave band)

なお, $MOF > 1$ となるのは ILF が 0.02 以上の場合である.

実験 SEA の結果 (Measured 1: 制振材なし, 2: 平板要素 1 片面全面に制振材を貼付したもの, 3: 両平板要素片面全面に制振材を貼付したもの) は, 制振材の貼付により ILF はもちろんのこと CLF も変化している. また FEM-SEA の結果も, ILF の変化と共に CLF が変化し, その変化量が実験結果とよく一致している. さらに, CLF の変化は ILF の増加と共に, $MOF > 1$ となる ILF が 0.02 以上で式(3)の解析 SEA の結果に漸近していく傾向を見出すことができる.

$MOF > 1$ の場合, 文献(16)で示したように, 解析 SEA の式(3)の CLF は要素形状や境界条件に依存しない. これは, $MOF > 1$ では個々の共振ピークの重なり具合が強いため, 共振ピークを与える要素形状や境界条件の影響はなくなるということを表している. そのため, 共振ピークを与える要素の減衰 (つまり ILF) の影響もなくなり, $MOF > 1$ の場合には FEM によって算出した CLF は ILF によって変わらなくなると言える. 一方, $MOF < 1$ の場合には共振ピークの影響が無視できなくなり, その結果として要素形状や境界条件さらには要素の減衰すなわち ILF によって FEM によって算出した CLF は解析 SEA の結果と異なると言える.

以上, FEM-SEA では損失係数の設定により ILF はもちろんのこと, CLF の変化を再現することができると言える.

6. おわりに

本報では, SEA 要素形状の詳細な検討が可能な SEA モデル構築手法として, FEM を援用した “FEM-SEA” を提案した. FEM-SEA では, 結合部とそれによって連結される要素だけを考慮した部分モデルを用いる. 部分モデルの他部材との結合部の境界条件は, 特に留意しなくても, $MOF > 1$ となる解析 SEA 適用範囲より広い範囲で良好な ILF と CLF の評価が可能である. ま

た, その境界条件が全系の結合状態と近いほど, FEM-SEA の適用範囲はさらに広がる。

今後は, 文献(10)のプロセスにより特定した変更箇所の CLF を所望の値となるように, SEA 要素構造を最適化する技術について報告する。

文 献

- (1) R.H.Lyon, R.G.DeJong, *Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Second Edition*, (1998), RH Lyon Corp.
- (2) M.P.Norton, *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*, (1989), CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS.
- (3) R.J.M.Craik, The Prediction of Sound Transmission through Buildings Using Statistical Energy Analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.82(4), (1982), pp.505-516.
- (4) H.Syuri, H.Kobayashi, T.Kitano, Prediction of Structure-Borne Sound Transmission in a Large Floating Structure Using Statistical Energy Analysis, *Proceedings of novem 2000*, (2000), 146.pdf.
- (5) Misaji K et al, Prediction of the SEA Input Parameters for the Sound Package, *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan, Autumn Conference*, No.95-02, (2002), pp.25-28.
- (6) D.A.Bies, S.Hamid, In Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method, *Journal of Sound and Vibration*, 70(2), (1980), pp.187-204.
- (7) N. Lalor, Practical Considerations for the Measurement of Internal and Coupling Loss Factors on Complex Structures, *ISVR Technical Report*, No.182, (1990).
- (8) T.Yamazaki, M.Kamata, M.Nakano, T.Mori, Application of Experimental SEA for Prediction of Mid-High Frequency Vibration Responses on SUV, *Proceedings of Japan Society of Automotive Engineers*, No.108-00, (2000), 20005423, pp.11-14.
- (9) T.Yamazaki, M.Kondo and Y.Asahara, Applicability of experimental statistical energy analysis to an engine structure, *JSAE Review*, No.24, (2003), pp.263-267.
- (10) Yamazaki T, Kuroda K and Mori A, A Structural Design Process for Reducing Structure-Borne Sound on Machinery using SEA, *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers, Series.C*, Vol. 73, No.726, (2007), pp.446-452.
- (11) C.Simmons, Structure-borne sound transmission thorough plate junctions and estimates of SEA coupling loss factors using the finite element method, *Journal of Sound and Vibration*, 144, (1991), pp.215-228.
- (12) L. Maxit, J.-L. Guyader, Estimation of SEA coupling loss factors using a dual formulation and FEM modal information Part 1: theory, Part 2: numerical applications, *Journal of Sound and Vibration*, 239, (2001), pp.907-948.
- (13) C.R.Fredo, A SEA-Like Approach for the Derivation of Energy Flow Coefficients with A Finite Element Model, *Journal of Sound and Vibration*, 199(4), (1997), pp.645-666.
- (14) B.R.Mace, P.J.Shorter, Energy Flow Models from Finite Element Analysis, *Journal of Sound and Vibration*, 233, (2000), pp.369-389.
- (15) F.J.Fahy, A.D.Mohammad, A study of uncertainty in applications of SEA to coupled beam and plate systems, Part 1: computational experiments, *Journal of Sound and Vibration*, 166, (1992), pp.429-461.
- (16) T.Yamazaki and K.Kuroda, Verification of Modal Density Descriptions of Analytical SEA Parameters for Structure-Borne Sound by Using FEM, *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers, Series.C*, Vol.74, No.744, (2008), accepted.
- (17) F.F.Yap, J.Woodhouse, Investigation of Damping Effects on Statistical Energy Analysis of Coupled Structures, *Journal of Sound and Vibration*, 197(3), (1996), pp.351-371.