

FE・SEA Hybrid 法を用いた自動車の ルーフとフロアの振動解析

日大生産工 ○高橋 亜佑美 日大生産工(院) 鈴木 雄介
(株)本田技術研究所 井出 史彦 日大生産工 見坐地 一人

1 はじめに

自動車走行時の車室内の静粛性を向上するために、自動車に車両用防音材の適用すること必要不可欠である。一方で、自動車の燃費向上は重要であり、防音材の適用による車両重量増加はできる限り避けたい。従って、車両軽量化による燃費の向上と車室内の静粛性向上を両立するために、防音材の質量効率を上げることは重要である。

自動車走行時の車室内騒音の寄与は、主に高周波領域(800[Hz]以上)では空気伝播音が支配的であり、中周波領域で固体伝播音と空気伝播音が混在している¹⁾。空気伝播音に関しては、実験・理論のハイブリッドSEA法²⁾を用いることにより、質量効率の高い防音仕様が検討出来るようになってきた。しかし固体伝播音に関しては、実車ベースで防音仕様の検討できるシミュレーション技術が確立していない。

そこで、中周波領域の固体伝播解析が可能なFEとSEAのハイブリッド法がある。本研究は、FE・SEAハイブリッド法を実車の部位に適用し、手法の妥当性を検証する。具体的に、FE・SEAハイブリッド法をRoof部とFloor部に適用し、振動速度を解析する。そしてRoof部とFloor部のFEモデルもそれぞれ構築し、同様に振動速度を解析、FE・SEAモデルの解析値と比較する。またFloor部に関しては、FE・SEAモデルの振動速度の解析値と、FEモデルの振動速度の解析値、振動速度の実測値を比較し、構築したFE・SEAモデルの妥当性を検証する。

2 FE・SEA ハイブリッド法³⁾

FE・SEAハイブリッド法の基本的な考え方について説明する。ここでの説明は、図1に示すパネルのみの構造系モデルを用いる。Fig. 1のモデルは右側がSEAサブシステム (要素 m)と、左側がFEモデルとなっている。また

Fig. 2は要素 m のエネルギーフローを表す。ここで、左端がFEモデルとの境界面で、決定論的境界(Deterministic boundary)と呼び、右端がランダム境界(Random boundary)と呼ぶ³⁾。Fig. 1のFEモデルに外力 $\mathbf{s}_{ff}^{ext}$ (力 f のクロススペクトルマトリクス)が作用したときの要素 m のパワーの釣り合い式を式(1)に示す。

$$P_{in,dir}^{(m)} = P_{out,rev}^{(m)} + P_{dis,m}^{(m)} \quad (1)$$

ここで $P_{in,dir}^{(m)}$ はFEモデルから要素 m へ流れる入力パワー、 $P_{out,rev}^{(m)}$ は要素 m からFEモデルへ流れる出力パワー、 $P_{dis,m}^{(m)}$ は要素 m で消失する散逸パワーを表す。

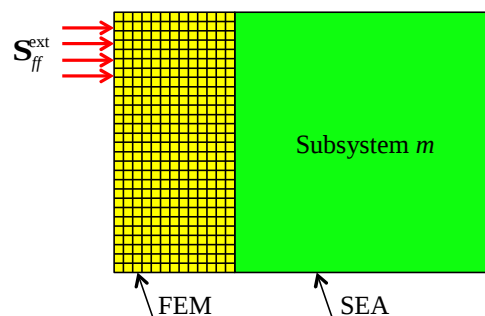


Fig. 1 Structural model of FE・SEA

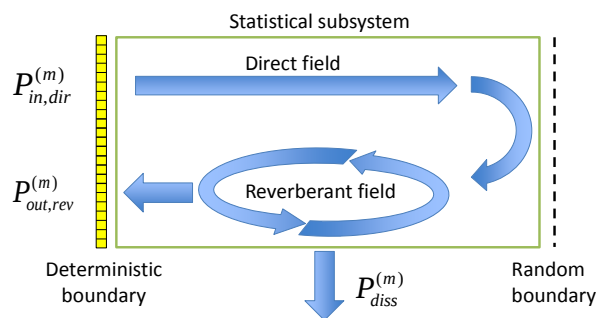


Fig. 2 Response of statistical subsystem

Vibration Analysis of Vehicle Roof and Floor Panel Using Hybrid Method of FE・SEA

Ayumi TAKAHASHI, Yusuke SUZUKI, Fumihiko IDE and Kazuhito MISAJI

入力パワー $P_{in,dir}^{(m)}$ は、決定論的境界上の変位 q のクロススペクトル応答のアンサンブル平均 $\langle S_{qq} \rangle$ と、要素 m の Direct field の動剛性マトリクス $\mathbf{D}_{dir}^{(m)}$ を用いて、式(2)から求まる。

$$P_{in,dir}^{(m)} = \frac{\omega}{2} \sum_j \text{Im} \{ D_{dir,j}^{(m)} \} \langle S_{qq,j} \rangle \quad (2)$$

ここで、

$$\langle S_{qq} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \langle S_{ff}^{ext} \rangle \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (3)$$

$$\mathbf{D}_{tot} = \mathbf{D}_d + \sum_m \mathbf{D}_{dir}^{(m)} \quad (4)$$

となる。 $\mathbf{D}_d$ は FE モデルの動剛性マトリクス、また j はサブシステムと決定論的境界上の節点番号を表し、記号 $^{-H}$ は複素共役転置を表す。

次に要素 m から FE モデルへ流れる出力パワー $P_{out,rev}^{(m)}$ は、式(5)となる。

$$P_{out,rev}^{(m)} = \frac{\omega}{2} \sum_j S_{qq,j}^{(m),rev} \text{Im} \{ D_{d,j} \} \quad (5)$$

$S_{qq}^{(m),rev}$ は要素 m の Reverberant field から FE モデルの決定論的境界へ与える変位のクロススペクトル応答を表し、この変位のクロススペクトル応答のアンサンブル平均 $\langle S_{qq}^{(m),rev} \rangle$ は式(6)に置き換えることができる²⁾。

$$\langle S_{qq}^{(m),rev} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \langle S_{ff}^{(m),rev} \rangle \mathbf{D}_{tot}^{-H} = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \frac{4E_m}{\pi\omega n_m} \text{Im} \{ \mathbf{D}_{dir}^{(m)} \} \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (6)$$

E_m は要素 m のエネルギー、 ω は角周波数、 n_m は要素 m のモード数を表す。したがって、式(5)の出力パワーは、以下の式となる。

$$P_{out,rev}^{(m)} = \frac{E_m}{n_m} h_m^\alpha \quad (7)$$

$$h_m^\alpha = \frac{2}{\pi} \sum_j \text{Im} \{ \mathbf{D}_{d,j} \} \left(\mathbf{D}_{tot}^{-1} \text{Im} \{ \mathbf{D}_{dir}^{(m)} \} \mathbf{D}_{tot}^{-H} \right)_j \quad (8)$$

次に、要素 m の散逸パワー $P_{diss,m}$ は式(9)で表される。

$$P_{diss,m} = \omega \eta_m E_m \quad (9)$$

ここで η_m は要素 m の内部損失率を表す。

3 FE・SEAモデル構築

本研究では、クロスビームが無い場合の Roof 部とクロスビームがある場合の Roof 部、Floor 部のハイブリッド FE・SEA モデル(以下 FE・SEA モデル)をそれぞれ構築した。Fig. 3 にクロスビームが無い場合の Roof 部、Fig. 4 にクロスビームがある場合の Roof 部、Fig. 5 に Floor 部を示す。Roof 部は、クロスビーム部分を FE でモデル化し、フラットなパネル部分を SEA でモデル化した。Floor 部は、フラットなパネル部分を SEA でモデル化し、それ以外を FE でモデル化した。2 種類の Roof 部、Floor 部の FE 部の平均メッシュサイズは 15mm である。また、クロスビームが無い場合の Roof 部と Floor 部の減衰特性は 1%、クロスビームがある場合の Roof 部の減衰特性は 0.1% である。さらに FE 部と SEA 部の結合部は線結合とした。

また、これらのモデル化には、FE・SEA ハイブリッド法が実装されている ESI 社の VA-One を使用した。

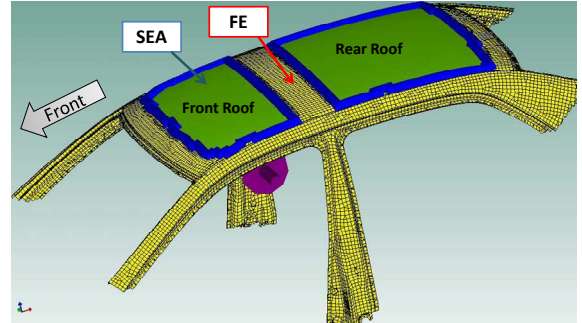


Fig. 3 Roof without cross beams (FE・SEA model)

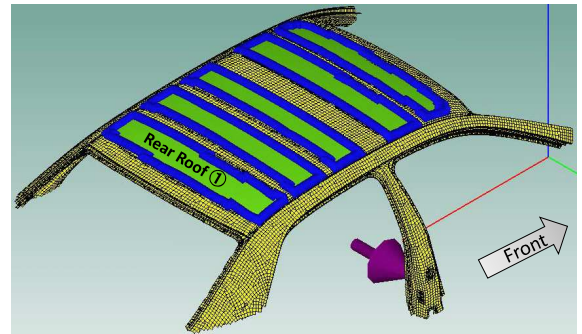


Fig. 4 Roof with cross beams (FE・SEA model)

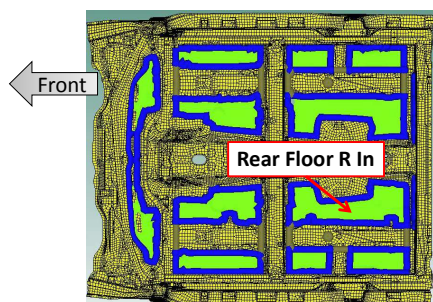


Fig. 5 Floor (FE・SEA model)

4 検証方法

構築したFE・SEAモデルの妥当性を検証するために、クロスビームが無い場合のRoof部とクロスビームがある場合のRoof部、Floor部のFEモデルによる解析結果と比較する。さらにFloor部は、実測値と比較する。

4.1. FEモデル

Fig. 6はクロスビームが無い場合のRoof部のFEモデルを示し、Fig. 7はクロスビームがある場合のRoof部のFEモデルを示す。そしてFig. 8はFloor部のFEモデルを示す。それぞれのFEモデルの平均メッシュサイズは、FE・SEAモデルと同様、15mmである。また、減衰特性も同様に、クロスビームが無い場合のRoof部とFloor部は、減衰特性1%、クロスビームがある場合のRoof部の減衰特性は0.1%である。

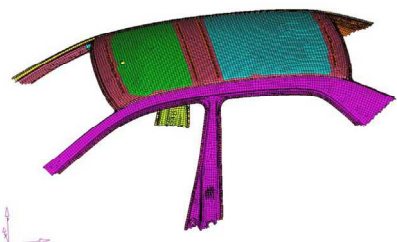


Fig. 6 Roof without cross beams (FE model)

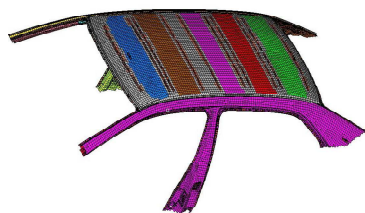


Fig. 7 Roof with cross beams (FE model)

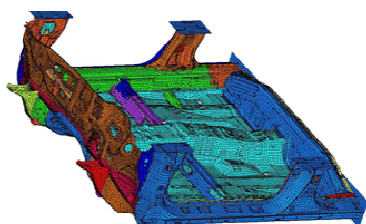


Fig. 8 Floor (FE model)

4.2. Floor部の測定方法

解析手法の妥当性を検証するため Fig.9 に示す Dash+Floor コンポーネント(Floor 部とする)を実車のホワイトボディから切出した。表面の振動応答は非接触のレーザードプラー変位計で測定した。図中の白い点は測定ポイントの反射板である。この切り出した Floor 部の支持条件とし 4 隅を非常に柔らかいバネで吊るした。

Fig.10 に加振位置を示す。加振位置はフロントサイドフレームと Dash 部の結合部近傍のサブフレーム取付け位置とし、電磁加振器を用いて、一定の加振力で加振した。



Fig. 9 Dash and Floor component

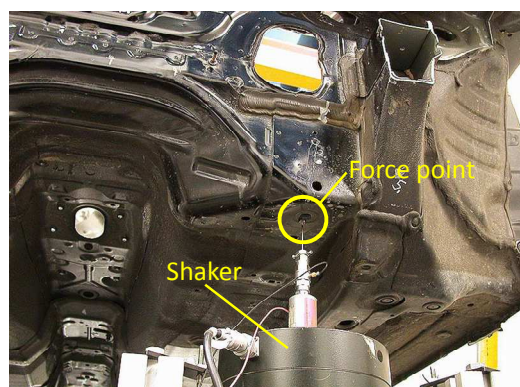


Fig. 10 Excitation point

5 精度検証

本章では、3章で構築したFE・SEAモデルの妥当性を検証する。Roof部のFE・SEAモデルの解析値は、FEモデルの解析値と比較し、Floor部のFE・SEAモデルの解析値は、FEモデルの解析値及び実測値で比較する。Fig. 11 に、B-Pillar部を面外方向に加振させたときのFront Roof (Fig. 3) に対するFE・SEAモデルとFEモデルの平均速度の解析値を示す。Fig. 12に、B-Pillar部を面外方向に加振させたときのRear Roof① (Fig. 4) に対するFE・SEAモ

デルとFEモデルの平均速度の解析値を示す。これらの結果から、Roof部のFE・SEAモデルの解析値は、Roof部のFEモデルの解析値に概ね一致していることがわかる。以上の結果から、Roof部のFE・SEAモデルの解析精度は、FEモデルと同等の解析精度であることが分かった。

次に、サブフレーム取付け位置(Fig. 10)を加振したときのRear Floor R In (Fig. 5)に対するFE・SEAモデルとFEモデルの平均速度の解析値、実測値を比較した。その結果をFig. 13に示す。この結果から、Floor部のFEモデルの解析値は、実測値と概ね一致していることがわかるが、FE・SEAモデルは、実測値よりも全

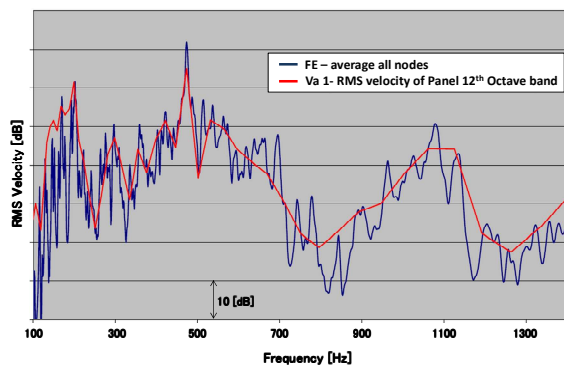


Fig. 11 RMS Velocity of Rear Roof
(Roof without cross beams)

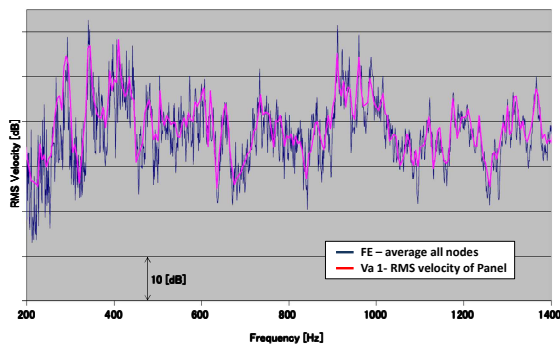


Fig. 12 RMS Velocity of Rear Roof ①
(Roof with cross beams)

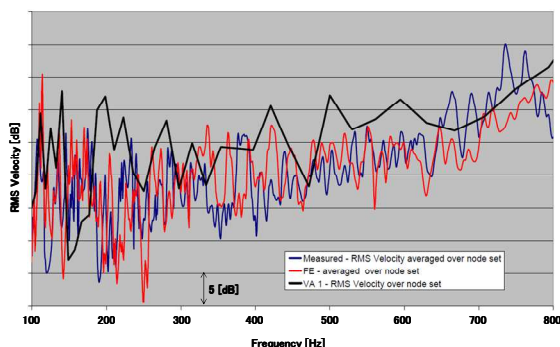


Fig. 13 RMS Velocity of Rear Floor R In
(Floor)

周波数領域で高めになったことがわかった。その理由として、SEAが成り立つ条件の満足度の低さが解析精度に影響したと考えられる。Fig. 14に、2種類のRoof部のSEA要素のモード数とFloor部に対するSEA要素のモード数を示す。Fig.14よりFloor部のSEA要素は、Roof部のSEA要素(Roof with/without cross beams)よりもモード数が少なく、SEAが成り立つ環境が整っていなかったと考えられる。すなわち、FE・SEAモデルの構築において、SEAの成り立つ条件が影響すると言える。

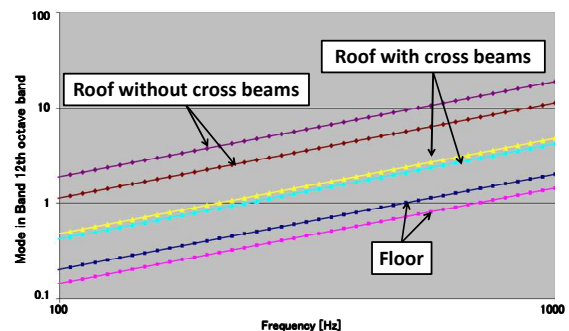


Fig. 14 Modes in Band 12th octave bands

7 まとめ

以上の結果から以下のことが明らかとなった。

- FE・SEA ハイブリッド法の振動速度の解析精度は、Roof部においてFEモデルの解析精度と同等である。
- FE・SEA モデルにおける SEA 部の解析精度は、SEA が成り立つ条件に影響する。

今後はパネル部に防音材が適用されたモデルとそれに音場を加えたモデルの FE・SEA ハイブリッド法の妥当性及び有用性について検討していきたい。

「参考文献」

- 1) "空気伝搬音と固体伝播音低減フロアカーペットの開発", 見坐地一人, 自動車技術会シンポジウム「自動車の振動騒音問題とうまくつきあう方法」, No08-09, 2009.
- 2) 高橋亜佑美, 古株慎一, 見坐地一人: 実験・理論のハイブリッド SEA 法による自動車の車室内音響解析, 自動車技術会論文集 42(1), 31-36, 2011-01
- 3) P. J. Shorter , R. S. Langley : Vibro-acoustic analysis of complex systems, Journal of Sound and Vibration, Volume 288, Issue 3, 6 December 2005, Pages 669-699.