

ハイブリッド SEA データベースを用いた防音仕様の解析

日大生産工(院)

○龍野 俊一

日大生産工

高橋 亜佑美

日大生産工

見坐地 一人

1. はじめに

近年では、自動車の低燃費化に伴い、車体の軽量化が重要となっている。しかし、車室内を静粛化するためには防音材を積載する必要がある。そのため、車体の軽量化と車室内の静粛化は相反する関係であり、これらを両立させるための防音仕様を検討する必要がある。我々は、自動車の走行時における高周波領域の高精度な振動騒音解析手法である実験・理論のハイブリッド SEA 法(Hybrid Statistical Energy Analysis Method: HSEA 法)^①による HSEA モデルを多数保有している。そこでまず我々は、車室内音圧レベル(Sound Pressure Level :SPL)は構造加振では固体伝播音、音響加振では空気伝播音による影響が大きいという仮説のもと、各 HSEA モデルに対し 1 ワット[W]構造加振と 1 ワット[W]音響加振を行うことで各 HSEA モデルの音響特性を把握する。また把握した音響特性に対して、防音材の積層構造や板厚を変えず、防音材の音響特性に関わる Biot パラメータを変更することで対策する。さらに、検討した防音仕様が効果的であるか検証する。

2. 解析手法

ここでは、まず HSEA 法について述べる。次に、防音材の音響特性に関わる Biot パラメータについて説明する。

2.1. HSEA 法

HSEA 法とは以下の手順に従って HSEA モデルを作成する手法である。手順について次の①～⑤の順で説明する。

- ① 解析 SEA モデル作成のための情報収集
- ② サブシステム作成
- ③ 防音材の定義
- ④ 実車による SEA パラメータ測定
- ⑤ ハイブリッド化

2.1.1. 解析 SEA モデル作成のための情報収集

解析 SEA モデル作成に必要な要素や SEA パラメータを求めるためには、Nastran データや実車の CAD 図面、実車に取り付けられている防音材情報を収集する。

2.1.2. サブシステム作成

2.1.1. で収集した Nastran データや CAD 図面を基に、解析対象車の構造系サブシステムと音響系サブシステムを作成する。Fig.1 に構造系サブシステム、音響系サブシステムを示す。

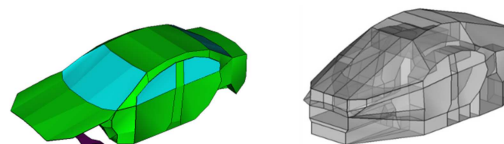


Fig.1 構造系サブシステム, 音響系サブシステム

2.1.3. 防音材の定義

2.1.1. で収集した防音材情報を基に、パネルや防音材の情報を定義し、防音材モデルを作成する。また、各要素の解析 SEA パラメータとエネルギー求め、解析 SEA モデルを作成する。

2.1.4. 実車による SEA パラメータ測定

解析対象車に加速度センサを取り付け、インパルスハンマによる構造加振実験と、マイクを取り付け、スピーカーによる音響加振実験から、SEA パラメータを測定する。

2.1.5. ハイブリッド化

ハイブリッド化とは、理論的に求めた解析値と実験から得た実験値を合わせこみ、エネルギー伝達率の差分を ± 3 [dB] 以内になるように結合損失率を調整することである。

以上が HSEA モデルを作成する手法である。この HSEA モデルを用いて研究を行う。

2.2. Biot パラメータ

Biot パラメータとは、多孔質材料の音響特性を予測するためのパラメータである。Biot パラメータは 5 つの音響系パラメータと 4 つの構造系パラメータがある。Table1 にこれらのパラメータを示す。

Table1 Biot パラメータ

音響系パラメータ		構造系パラメータ	
多孔度	ϕ	密度	ρ
迷路度	α_o	損失係数	η
流れ抵抗	σ	ヤング率	E
粘性特性長	Λ	ポアソン比	ν
熱性特性長	Λ'		

3. 各 HSEA モデルの音響特性解析

各 HSEA モデルに対し、1W 構造加振と 1W 音響加振を行うことで各 HSEA モデルの防音仕様の音響特性を把握する。ここでは、自動車の走行時に生じるロードノイズに対して解析を行うため、構造加振では Fr Floor、音響加振では Cav Interior Under を加振する。Fig.2 に入力点、Fig.3 に構造加振、音響加振したときの音の伝達を示す。また各カテゴリの代表として Sedan A, SUV A, Hatchback A を 1W 構造加振したときの車室内音圧レベルの解析結果を Fig.4, Fig.5, Fig.6, 1W 音響加振したときの車室内音圧レベルの解析結果を Fig.7, Fig.8, Fig.9 に示す。

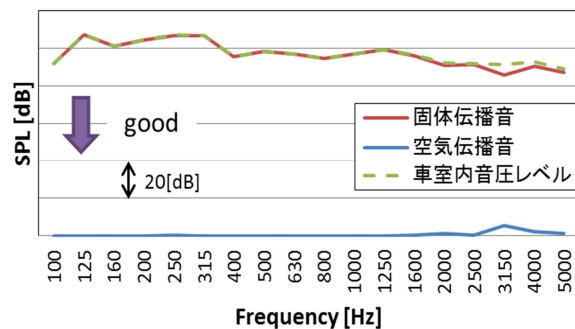
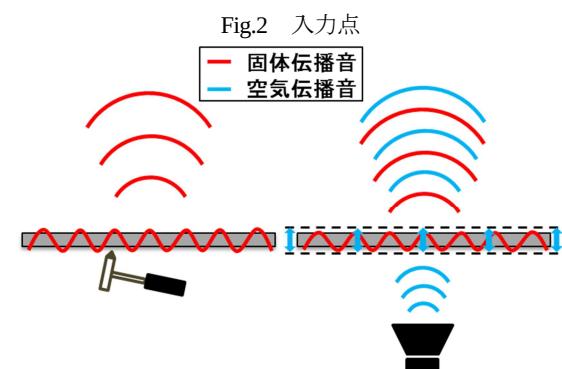
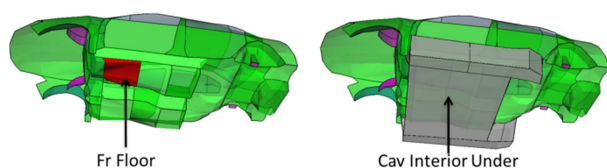


Fig.4 1W 構造加振による SPL (Sedan A)

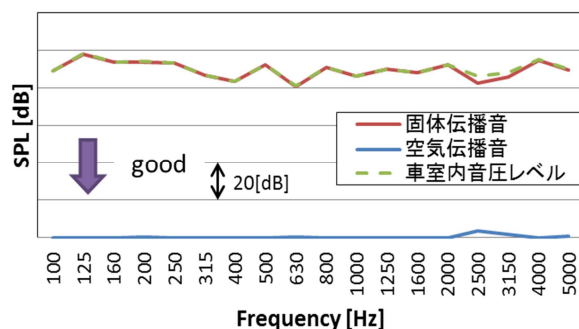


Fig.5 1W 構造加振による SPL (SUV A)

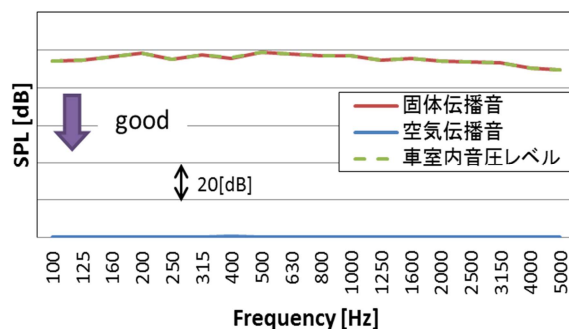


Fig.6 1W 構造加振による SPL (Hatchback A)

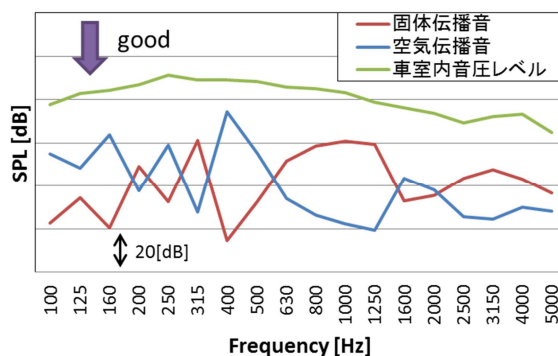


Fig.7 1W 音響加振による SPL (Sedan A)

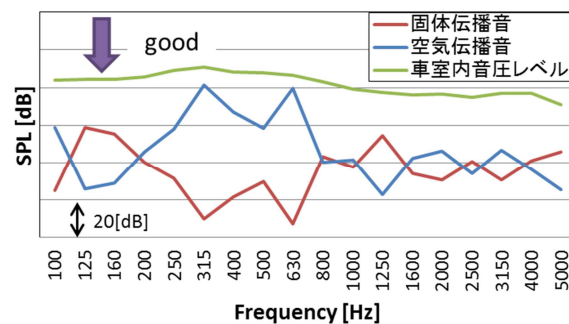


Fig.8 1W 音響加振による SPL (SUV A)

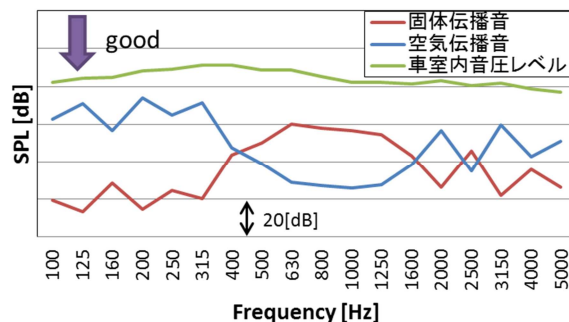


Fig.9 1W 音響加振による SPL (Hatchback A)

Fig.4, Fig.5, Fig.6 より全てのカテゴリにおいて Fr Floor を 1W 構造加振したときの車室内音圧レベルは固体伝播音が支配的であることがわかった。

しかし、Fig.7, Fig.8, Fig.9 より Cav Interior Under を 1W 音響加振したときの車室内音圧レベル

は全てのカテゴリにおいて、中周波～高周波にかけて固体伝播音と空気伝播音の両方の影響が大きいことがわかった。この結果について考察する。Fig.10に1W音響加振したときのFr Floorの振動レベル(Vibration Level: VL)を示す。Fig.10より、音響加振にも関わらずFr Floorで振動レベルが発生していることがわかる。これはFr Floorが音響パワーで励起されたことによって振動が生じたと考えられる。そのため、固体伝播音が生じ車室内音圧レベルに影響が出たと考えられる。

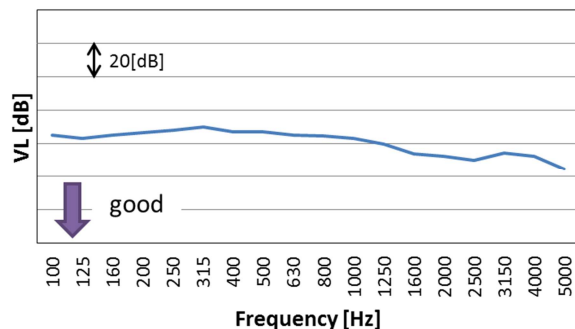


Fig.10 1W音響加振によるFr Floorの振動レベル (Sedan A)

これらの結果から、音響加振においても固体伝播音対策の防音仕様を検討する必要がある。

4. Biotパラメータ変更による車室内音圧レベルへの影響

前章より、自動車の音響加振においても固体伝播音対策の防音仕様を検討する必要があることがわかった。そこで本章では、多数あるHSEAモデルの中から例として一台(Sedan A)を用いて防音材のBiotパラメータを変更することで、各パラメータによる車室内音圧レベルへの影響を確認し検討する。今回は、多数ある防音材の中からポリウレタン(PUR)のBiotパラメータを変更して検討する。また、固体伝播音を対策するため構造系Biotパラメータのみパラメータを変更する。Biotパラメータを変更する際の値は元々定義されている値(standard)と1/2倍した値、2倍した値を用いて検証する。ただし、ポアソン比は値を一定とする。構造系Biotパラメータの変更値についてTable2に示す。

Table2 PURの構造系Biotパラメータ変更値

	1/2倍	standard	2倍
密度	27.5	55	110
損失係数	0.05	0.1	0.2
ヤング率	4.75.E+04	9.50.E+04	1.90.E+05
ポアソン比	0.34	0.34	0.34

Table2に示す構造系Biotパラメータを用いた防音材をHSEAモデルに搭載しCav Interior Underを1W音響加振する。それぞれの構造系Biotパラメータ

タを変更し解析した車室内音圧レベルとstandardの車室内音圧レベルとの差分をFig.11～Fig.13に示す。

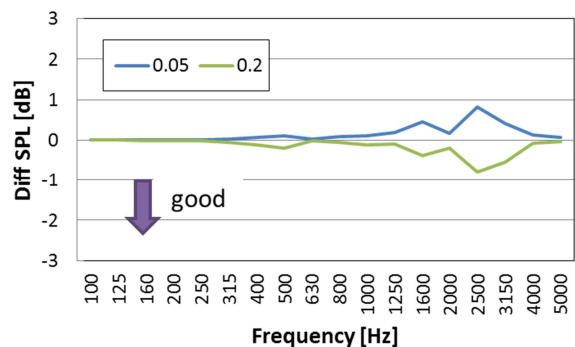


Fig.11 損失係数変更(PUR)

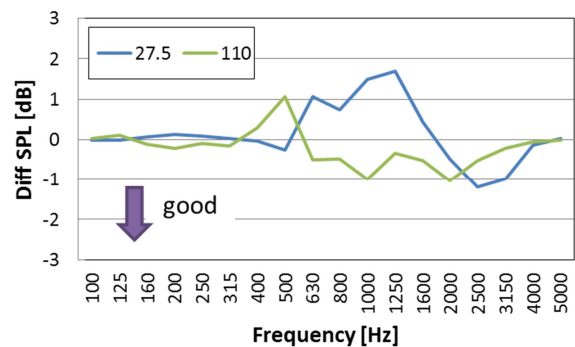


Fig.12 密度変更(PUR)

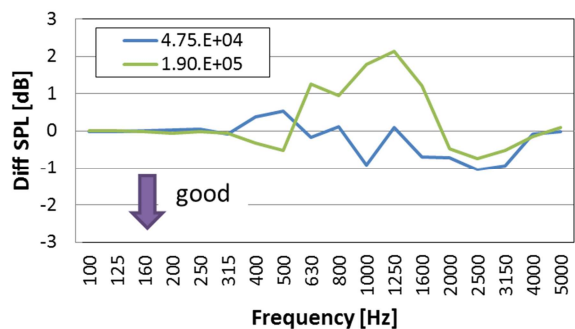


Fig.13 ヤング率変更(PUR)

Fig.11より損失係数は値を上げると1250～4000[Hz]において車室内音圧レベルが最大0.8[dB]下がることがわかった。

Fig.12より密度は値を上げると630～4000[Hz]において車室内音圧レベルが最大1.0[dB]下がることがわかった。

Fig.13よりヤング率は値を下げると800～4000[Hz]において車室内音圧レベルが最大1.0[dB]下がることがわかった。

これらの結果からPURの優れた構造系BiotパラメータはTable3となることが確認できた。

Table3 PUR の優れた構造系 Biot パラメータ

	standard	best
密度	55	110
損失係数	0.1	0.2
ヤング率	9.50.E+05	4.75.E+04
ポアソン比	0.34	0.34

5. 防音仕様の検証

前章で求めた構造系 Biot パラメータを用いた防音仕様の Sedan A に対して、Cav Interior Under を 1W 音響加振し防音仕様を検証する。次に Fr Floor を 1W 構造加振し防音仕様を検証する。最後に、Cav Interior Under の 1W 音響加振と Fr Floor の 1W 構造加振を行い防音仕様を検証する。

Sedan A を 1W 音響加振したときの防音仕様変更前と変更後の車室内音圧レベルの差分を Fig.14, 1W 構造加振したときの防音仕様変更前と変更後の車室内音圧レベルの差分を Fig.15, 1W 構造音響加振したときの防音仕様変更前と変更後の車室内音圧レベルの差分を Fig.16 に示す。

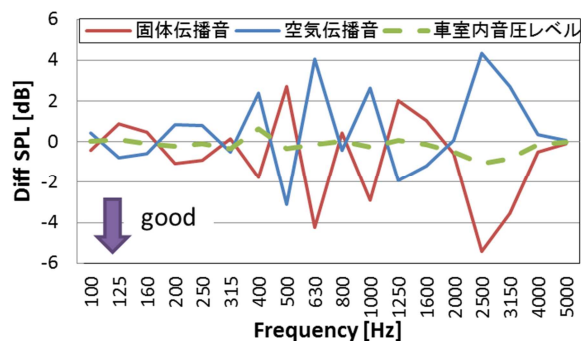


Fig.14 1W 音響加振したときの SPL(Sedan A)

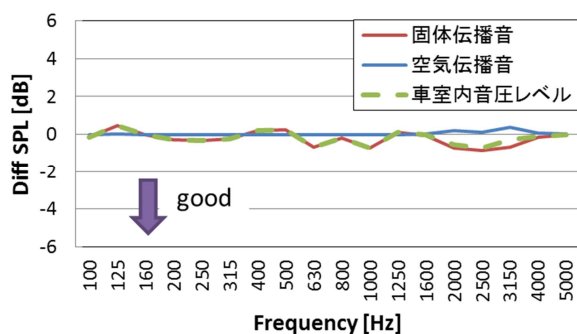


Fig.15 1W 構造加振したときの SPL(Sedan A)

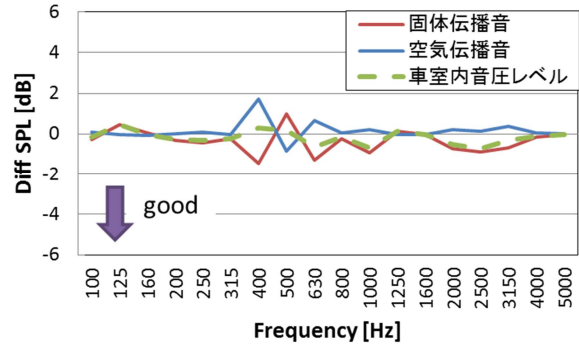


Fig.16 1W 構造音響加振したときの SPL(Sedan A)

Fig.14 より、1W 音響加振において固体伝播音は、500[Hz]、1000～2000[Hz]で悪化し、630[Hz]、2000～4000[Hz]で最大 5.0[dB]低減した。また空気伝播音は、630[Hz]、2000～4000[Hz]で悪化し、500[Hz]、1000～2000[Hz]で最大 3.0[dB]低減した。さらに車室内音圧レベルは 2500～4000[Hz]では、空気伝播音は悪化しているが、固体伝播音が低減しているため結果的に低減していることがわかった。

Fig.15 より、1W 構造加振において固体伝播音は、800～1000[Hz]、1600～4000[Hz]で最大 1.0[dB]低減した。また空気伝播音は影響が少ないことがわかった。さらに車室内音圧レベルは、空気伝播音の影響が少ないため固体伝播音の影響が大きく、1600～4000[Hz]で最大 1.0[dB]低減していることがわかった。

Fig.16 より、1W 構造音響加振において固体伝播音は、630～1250[Hz]、1600～4000[Hz]で最大 1.2[dB]低減した。また空気伝播音は、400[Hz]において車室内音圧レベルが悪化していることがわかった。さらに車室内音圧レベルは、1600～4000[Hz]で最大 1.2[dB]低減していることがわかった。

6. 結論

以上の結果から以下のことがわかった。

1. 各 HSEA モデルに対し 1W 構造加振と 1W 音響加振を行うことで各 HSEA モデルの音響特性を把握することができた。
2. 1W 音響加振の固体伝播音に対しても構造系 Biot パラメータを変更することで対策可能であることがわかった。
3. 提案した防音仕様が音響加振だけではなく構造加振においても効果的であることがわかった。さらに防音仕様が固体伝播音と空気伝播音が混在する中高周波において効果的であることを確認することができた。

7. 参考文献

- (1) 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.
- (2) 鈴木 雄祐, 龍野 俊一, 高橋 亜佑美, 見坐地 一人: Biot モデルを用いた積層構造防音材の音響特性解析, 2012 年度自動車技術会関東支部学術研究講演会