# 自動車用防音材の歪における固体伝播音への影響に関する研究

日大生産工(院) ○後藤 一斗 日本特殊塗料(株) 大川 功次郎 日本特殊塗料(株) 廣瀬 茂雄 日大生産工 髙橋 亜佑美 日本特殊塗料(株) 河村 洋志 日大生産工 見坐地 一人

#### 1. はじめに

近年,自動車業界において低燃費化を目的とする車 体重量軽量化が大変重要である.しかし、車室内を静 粛化するためには防音材を多く搭載する必要がある. そのため、車体重量軽量化と車室内静粛化は相反する 関係となり、これらを高次元で両立するのは大変難しい.そのため、高次元で両立するためには開発初期段 階で高精度の解析が必要であると考えられる.しかし、現状では歪を考慮した解析が行われていない.そこで、解析精度向上を目的とした、自動車用防音材が歪んだ 状態での材料特性の変化に着目した.

実車に搭載されている防音材のほとんどの箇所が一枚で構成される単層構造ではなく、複数枚で構成される積層構造となる。そのため、上部の防音材の重みで下部の防音材が歪んでしまう。そこで我々は、自動車用防音材を静的に歪ませ、防音材の材料特性を表すBiotパラメータを測定することで防音材のBiotパラメータの歪依存性を確認する。次に、有限要素法(Finite Element Method: FEM)と統計的エネルギー解析手法(Statistical Energy Analysis: SEA法)を併用したFEM-SEAハイブリッドモデルを振動実験システムに基づいて構築し、1[N]構造加振を行うことにより、歪の大きさによって変化するBiotパラメータが自動車用防音材の固体伝播音特性にどのような影響を与えるかを明確にする.

## 2. Biotモデル<sup>1)2)3)</sup>

自動車に搭載されている防音材のような多孔質材料の音響インピーダンス算出する際に適用されているBiotモデルについて説明する. Fig.1にBiotモデルの模式図を示す.

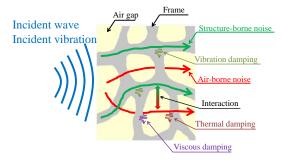


Fig.1 Biot model

Fig.1からBiotモデルとは入射音波あるいは入射振動が多孔質材料中の空隙部分を通って伝わる空気伝播音と多孔質材料中の骨格部の振動によって伝わる固体伝

播音,及びその間の相互作用を考慮した防音材特性予測手法のことである.

固体伝播音及び空気伝播音の運動方程式は固体伝播音と空気伝播音の相互作用を考慮した骨格部の変位 $\bar{u}^s$ と、流体の変位 $\bar{u}^f$ を用いて、それぞれ式(1)、式(2)のように表される.

$$((1-\phi)\rho_{s} + \rho_{a})\frac{\partial^{2}\vec{u}^{s}}{\partial t^{2}} - \rho_{a}\frac{\partial^{2}\vec{u}^{f}}{\partial t^{2}}$$

$$= (P-N)\vec{\nabla}(\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^{s}) + Q\vec{\nabla}(\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^{f})$$

$$+ N\vec{\nabla}^{2}\vec{u}^{s} - \sigma\phi^{2}G(\omega)\frac{\partial}{\partial t}(\vec{u}^{s} - \vec{u}^{f})$$

$$(1)$$

$$(\phi \rho_f + \rho_a) \frac{\partial^2 \vec{u}^f}{\partial t^2} - \rho_a \frac{\partial^2 \vec{u}^s}{\partial t^2}$$

$$= R \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^f) + Q \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^s)$$

$$+ \sigma \phi^2 G(\omega) \frac{\partial}{\partial t} (\vec{u}^s - \vec{u}^f)$$
(2)

ここで、tは時間、 $\rho_s$ は骨格部の密度、 $\rho_f$ は流体(本論では空気)の密度である。  $\rho_a$ は骨格部と流体の相互作用における粘性減衰を考慮した流体の等価密度を示しており、式(3)で表される。

$$\rho_{a} = \alpha_{\infty} \rho_{f} \left( 1 + \frac{\phi \sigma}{j \omega \rho_{f} \alpha_{\infty}} G(\omega) \right)$$

$$G(\omega) = \left( 1 + \frac{4j \mu \omega}{\Lambda^{2}} \frac{\alpha_{\infty}^{2} \rho_{f}}{\sigma^{2} \phi^{2}} \right)^{1/2}$$
(3)

ここで, $\mu$ は動粘性係数と呼ばれるパラメータである

次に弾性係数P,Q,Rは式(4)に示すように近似的に表すことができる.

$$P \approx \frac{4}{3}N + K_b + \frac{(1-\phi)^2}{\phi}K_f$$

$$Q \approx (1-\phi)K_f$$

$$R \approx \phi K_f$$
(4)

ここで、骨格部のせん断弾性率Nと骨格部の体積弾性率(真空時)  $K_h$ を式(5)に示す.

$$N = \frac{E(1+j\eta)}{2(1+\nu)}$$

$$K_b = \frac{2(1+\nu)}{3(1-2\nu)}N$$
(5)

Study on Influence for Structure-borne Noise in Strain of Soundproof Material

Kazuto GOTO, Ayumi TAKAHASHI, Kojiro OHKAWA Hiroshi KAWAMURA, Shigeo HIROSE, Kazuhito MISAJI 次に、 $K_f$  は骨格部と流体の相互作用における熱性減衰を考慮した流体の等価体積弾性率(周波数依存)で、式(6)で表される.

$$K_{f} = \frac{\gamma P_{0}}{\gamma - (\gamma - 1) \left[ 1 + \frac{8\zeta}{j\omega A'^{2}} H(\omega) \right]^{-1}}$$

$$H(\omega) = \left( 1 + \frac{j\omega A'^{2}}{16\zeta} \right)^{1/2}$$
(6)

ここで、 $\gamma$  は比熱比、 $P_0$  は平衡状態の圧力、 $\zeta$  は温度拡散率である.

骨格部と流体の運動方程式(1), (2),  $\rho_a$  を示す式(3),  $K_f$  を示す式(6)に含まれる関数  $G(\omega)$  と  $H(\omega)$  は, 空気の流路が円形である場合の理論解に近くなるように定義した経験的な関数である.

Table1に5種類の音響系Biotパラメータと4種類の構造系Biotパラメータを示し、以下に各Biotパラメータの概要を説明する.尚、以下の括弧内の英訳の次に略称を示している.

Table 1 Biot Parameter

Acoustical Biot parameters	Flow resistivity	FR	σ
	Porosity	Por	φ
	Tortuosity	Tor	$\alpha_{\infty}$
	Viscous characteristics length	Vcl	Λ
	Thermal characteristics length	Tcl	Λ'
	Density	Den	ρ
Structural	Loss factor	LF	η
Biot parameters	Young's modulus	Ym	E
	Poisson's ratio	Poi	υ

流れ抵抗(Flow Resistivity: FR)は多孔質材料中を通過する流れにくさを表現するパラメータのことである.流れ抵抗が大きいと空気が通りにくくなる.

多孔度(Porosity:Por)は多孔質材料中の空気の含有 量の割合である. 多孔度が大きいと多孔質材料中の 空気が多いということになる. 迷路度(Tortuosity: Tor)は、多孔質材料の厚さに対する、材料内部を流れ る流体(本論では空気)の流体の経路の長さの割合を 表現するパラメータである. 粘性特性長(Viscous characteristics length: Vcl)は気泡入口付近での粘性抵 抗による音響エネルギー損失に関連した(形状に依存 する)パラメータである. 熱性特性長(Thermal characteristics length: Tcl)は気泡表面での音響エネル ギーの熱変換量に関連した(形状に依存する)パラメ ータである. 密度(Density: Den)は単位体積当たりの 質量を表現するパラメータである. 損失係数(Loss Factor: LF)は振動エネルギーの熱変換量に関連した パラメータである. ヤング率(Young's modulus: Ym) は多孔質材料の変形のしにくさを表現するパラメー タである. ポアソン比(Poisson's ratio: Poi)とは多孔質 材料を引っ張り, あるいは圧縮させた時の縦歪と横 歪の比率のことである.

### 3. Biotパラメータの歪依存性検証

防音材のBiotパラメータの歪依存性を確認するために、防音材を静的に歪ませ、9種類のBiotパラメータの測定を行った.本研究では、測定に用いた防音材(ウレタンフォーム)を3種類(A,B,C)に加え、各防音材の厚み

違いを2種類(20[mm],30[mm])の全6種類の防音材の測定を行った。本論では一例としてヤング率及び損失係数の測定方法について説明する.

本研究で、防音材を静的に歪ませてヤング率を測定する際、治具がインピーダンスに接触し、測定を行うのが困難であった。そこで、ポアソン比とせん断弾性率を測定し、ヤング率との関係式から逆算することでヤング率を算出した。

まず、 $100[mm] \times 100[mm]$ に切り出したサンプルを2枚用意する. 切り出した2枚のサンプルをインピーダンスヘッドと繋がっている中央のプレートの両面に貼り付け、サンプルの両側をベースプレートで挟み込むことで防音材を圧縮させることが可能となる. 規定の圧縮率に達した時に加振器によって中央のプレートをせん断方向に振動させ、せん断方向の力F[N]と加速度 $\ddot{x}[m/s^2]$ がインピーダンスヘッドによって計測される.インピーダンスヘッドで計測された力と加速度から得られる伝達関数の共振ピーク周波数からせん断弾性率を算出する共振法を用いる. Fig.2にせん断弾性率の測定システムを示す.

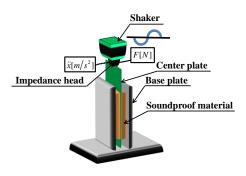


Fig.2 Measurement of Shear modulus

上記の方法により算出されたせん断弾性率 N を用いて前章の式(5)上部に,算出したせん断弾性率 N とポアソン比 V を当てはめ,実部だけを取り扱いヤング率 E を算出する.

次に、損失係数 $\eta$ の測定方法はFig.2と同様のシステムで伝達関数の共振ピーク周波数 $f_0[Hz]$ 用いる.次に応答関数の共振ピーク周波数から3[dB]低い周波数2点 $(f_1[Hz],f_2[Hz])$ を用いて算出する半値幅法を用いて損失係数を算出する.

最後に静的に歪ませ防音材の Biot パラメータを測定した結果を変化率でまとめたグラフを Fig.3 に示す、本論では一例として、ウレタンフォーム A(20[mm]) の結果を示す.

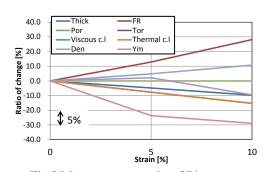


Fig.3 Measurement results of Biot parameters

Fig.3 より、増加傾向が見られたパラメータは、流れ抵抗(FR)がほぼ線形的に増加、嵩密度(Den)が線形的に増加し、損失係数(LF)は歪が 5[%]の時は増加したが、歪が 10[%]の時は減少する傾向が見られた.次に、減少傾向が見られたパラメータは熱性特性長(Tcl)と粘性特性長(Vcl)が線形的に減少し、ヤング率(Ym)は 5[%]から 10[%]の変化が緩やかに減少するという測定結果となった. また、歪を大きくしても変化が見られなかったパラメータは多孔度(Por)、迷路度(Tor)、ポアソン比(Poi)となった. この測定結果から防音材のウレタンフォーム A(20[mm])に Biot パラメータの歪依存性があることが確認できた.

#### 4. 固体伝播音特性

防音材の音響特性を評価するにあたって,吸音性能, 遮音性能,固体伝播音特性に分類し,評価する.本論 では固体伝播音特性について説明する.

固体伝播音とは、Fig.1から多孔質材料中の骨格部の 振動を起源とした音のことである. 本論では固体伝播 音特性の評価として振動レベル、音響放射効率で評価 する.

振動レベルとは鉄板(Plate)自体の振動の大きさを表し、振動レベルを求める式は式(8)に示す。

$$VL = 10\log_{10}\left(\frac{a}{a_0}\right)^2 \tag{8}$$

式(8)より、VLは振動レベル、a は加速度、a。は基準加速度( $1[m/s^2]$ )である.

音響放射効率 $\sigma$ とは防音材の振動から音へと変化する比率のことであり、音響放射効率を求める式は式(9)に示す.

$$\sigma = \frac{W}{\rho c A \tilde{\upsilon}^2}$$
 (9)

式(9)より $\sigma$ は音響放射効率、Wは音響放射パワー、 $\rho$ は流体の密度、cは流体の速度、Aは多孔質材料と媒質(本研究では空気)の境界面の表面積、 $\tilde{v}^2$ は時間-空間平均速度の2乗である.

本論では、上記の固体伝播音特性とは別に、総合評価として受音場内(Cavity)での音圧レベルの評価を行った。音圧レベルを求める式は式(10)に示す.

$$SPL = 10\log_{10}\left(\frac{P}{P_0}\right)^2 \tag{10}$$

式(10)よりSPLは音圧レベル、Pは音圧、 $P_0$  は基準音圧  $(2.0 \times 10^{-5}[Pa])$ である.

#### 5. 解析モデル4)

前章にて防音材の歪の大きさによって変化するBiot パラメータが固体伝播音特性にどのような影響を与えるかを確認するためにBiotモデルを用いた解析 FEM-SEAハイブリッドモデルをFig.5の振動実験システムに基づき構築した.解析モデルはFig.4に示すように鉄板(Plate)と受音場(Cavity)の2要素で構成されるモデルとなる.自動車の運転席の足元を想定し,防音材と鉄板のX軸[mm],Y軸[mm]の寸法はそれぞれ550[mm]、250[mm]となり,鉄板の厚みは1.2[mm],防音材の厚みは20[mm]で定義する.次に,受音場は本論

では開空間(無響室)を想定し、鉄板から直上100[mm] で音圧を解析する構造となる。また、鉄板の中央にセンサーを取り付け、振動レベルを解析する。鉄板はFEM で定義し、鉄板の縁は6自由度拘束、減衰特性は鋼の一般的な特性を考慮し1[%]とする。加振条件は1[N]のポイント構造加振し、加振箇所は鉄板の中央とし、前章で説明した固体伝播音特性に加え、音圧レベルの解析を行う。

尚,解析FEM-SEAハイブリッドモデルの構築には ESI社のVA-Oneを用いた.

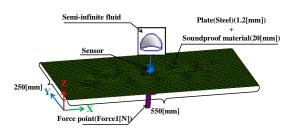


Fig.4 Analytical FEM-SEA hybrid model

次に、上記で構築した解析モデルの有用性を確認するために、解析モデルと同様の加振実験を行い、そこから得た実測値と解析値を比較し、解析モデルの有用性を確認する. Fig.5には振動実験の風景を示し、鉄板のみの時の振動レベルの実測値と解析値の比較をFig.6に示す.

Fig.6より、低周波領域(0[Hz]~200[Hz])では実測値と解析値が一致しており、中周波領域(200[Hz]~1000[Hz])では、ピーク周波数はほぼ一致した.高周波領域(1000[Hz]~1600[Hz])ではピーク周波数や、振動レベルにずれが生じる結果となった.しかし、高周波領域のずれにおいては実験時の治具の締め付けトルクが解析モデルに適用できないため、差異が生じ結果に反映されたと考えられる.このことから解析モデルの有用性があると考えられる.



Fig.5 Vibration test

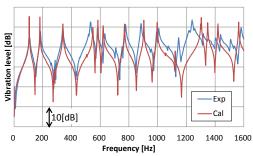


Fig.6 Comparison result

#### 6. 解析結果

3章にて歪の変化によるBiotパラメータの測定結果を基に4章で構築した解析FEM-SEAハイブリッドモデルに適用し、歪による防音材の固体伝播音特性及び音圧レベルへの影響を算出した. 防音材の厚みに対する歪[%]は、それぞれ無負荷時を0[%]、負荷時に防音材を5[%]、10[%]歪ませた時の防音材のBiotパラメータを用いて解析を行った. 本論では一例としてウレタンフォームA(20[mm])の解析結果について述べる.

防音材の歪が有り無しの振動レベルの差分をFig.7に示し、防音材の歪が有り無しの音響放射効率の差分をFig.8に示し、防音材の歪が有り無しの音圧レベルの差分をFig.9に示す.

Fig.7の振動レベル差の解析結果から、低周波領域 (0[Hz]~200[Hz])においては、歪が10[%]の時よりも歪が 5[%]の時の方が無負荷時よりも差が生じやすい傾向となった。次に中周波領域(200[Hz]~1000[Hz])においては、800[Hz]以降で周波数によっては歪が5[%]の時のほうが悪化しやすい傾向となった。高周波領域 (1000[Hz]~1600[Hz])においては、歪が5[%]の方が悪化しやすい傾向となった。

Fig.8の音響放射効率の差の解析結果から, 低周波領域(0[Hz]~200[Hz]) では, 無負荷時と負荷時ではほぼ差が生じない結果となった. 中周波領域

 $(200[Hz]\sim1000[Hz])$ では、全体的に無負荷時よりも音響放射効率が低減する傾向が見られ、歪が5[%]の方が低減する結果となった。 高周波領域 $(1000[Hz]\sim1600[Hz])$ では、歪が5[%], 10[%]では大きな変化が見られないが、中周波領域と同様、歪が5[%]の方が低減する傾向となった。

Fig.9の音圧レベル差の解析結果から、低周波領域(0[Hz]~200[Hz])では、80[Hz]付近で無負荷時よりも最大2.5[dB]低減する結果となった。中周波領域(200[Hz]~1000[Hz])では、無負荷時よりも全体的に音圧レベルが悪化する傾向が見られ、900[Hz]付近では、歪が10[%]の時で最大4.5[dB]悪化する結果となった。高周波領域(1000[Hz]~1600[Hz])では、無負荷時よりも負荷時の方が低減する結果となり、歪が5[%]の方が低減する結果となった。

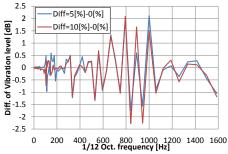


Fig.7 Diff. of Vibration level

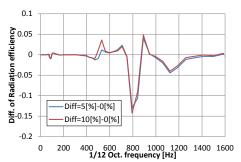


Fig.8 Diff. of Radiation efficiency

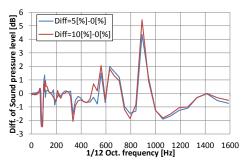


Fig.9 Diff. of Sound pressure level

#### 7. 結論

以上の結果から以下のことがわかった.

- 1. 本論で用いたウレタンフォームAのBiotパラメータに歪依存性があることが確認できた.
- 2. 解析FEM-SEAハイブリッドモデルによる防音材の固体伝播音特性の解析結果から、歪の大きさによるBiotパラメータの変化が固体伝播音特性及び音圧レベルに影響を与えることが確認できた.

今後は、本論で示した実験装置を用いて歪依存性を考慮した防音材の音響特性を実測値と解析値を比較検証 し、本モデルの有用性を確認していきたい.

#### 謝辞

本研究を進めるにあたり日本大学生産工学部数理 情報工学科見坐地研究室 4 年の末崎翔伊君の協力に 感謝します.

#### 「参考文献」

- (1) 見坐地一人, 井出史彦, 多田寛子: 空気伝播音と固体 伝播音低減フロアカーペットの開発, 自動車技術会シ ンポジウム, No.08-09, 20094780, P40-44
- (2) VA One 2011 Foam Module User's Guide, Theory & QA(released: Dec-11)
- (3) 山本崇史,丸山新一,泉井一浩,西脇眞二,寺田賢二郎:均質化法による多孔質吸音材の等価特性の導入, 日本機械学会論文集(C編),No.10-0134,P75-88
- (4) P. J. Shorter , R. S. Langley: On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading, J. Acoust. Soc. Am. Volume 117, Issue 1, pp. 85-95 (2005).