Biot モデルを用いた歪状態における自動車用防音材の音響解析

日大生産工(院) 〇鈴木 雄祐 日大生産工(院) 高橋 亜佑美 日大生産工 見坐地 一人

1. はじめに

自動車用防音材の音響特性予測手法に Equivalent fluid モデルと Biot モデルがある. Equivalent fluid モデルは防音材の多孔質中の空隙を通って伝わる空気 伝搬音から音響インピーダンスを予測する数理モデルである. これに対し, Biot モデルは防音材の多孔質中の空隙を通って伝わる空気伝搬音と骨格部を伝わる固体伝搬音から音響インピーダンスを予測する数理モデルである. そのため, 固体伝搬音を考慮している Biot モデルの方が Equivalent fluidモデルよりも高い精度の音響インピーダンスを予測することが可能である.

実車の防音材は多層の積層構造であるため、上部の 重みで下部の防音材に歪が生じてしまう。そのため、 歪の生じない単層構造と積層構造では防音材の材料特 性が異なると考えられる。そこで今回我々は歪の影響 が大きいと考えられるヤング率に着目した。

本論はまず、自動車用防音材であるウレタン、チップウレタンをBiotパラメータ測定装置であるMECANUM社のQuasi-static Mechanical Analyzer (QMA)」を用いて歪ませた状態でヤング率を測定し、ヤング率の歪依存性を確認する。更に、歪によって変化するヤング率が防音材の音響特性にどのような影響を与えるのか、Biotモデルを用いたSEAモデル解析により明確にする。最後に、実際に用いられている防音材の目付を想定し、想定した目付でどの程度音響特性に影響するのか確認する。

2. Equivalent fluid モデルと Biot モデル 2)3)

2.1. Equivalent fluid モデル 2)

自動車用防音材であるウレタン,チップウレタンは空隙(air gap)と骨格部(frame)で構成される多孔質材料である. Equivalent fluidモデルは多孔質中の空隙を通って伝わる空気伝搬音から音響インピーダンスを予測する手法である. 多孔質中の空隙を通る空気伝搬音は,式(1)の波動方程式で表すことができる.

$$\frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial t^2} = \frac{\rho_{effective}}{K_{effective}} \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial x^2}$$
 (1)

ここで、 \bar{u} は粒子変位、t は時間、x は位置、 $\rho_{effective}$ は実行密度、 $K_{effective}$ は実行体積弾性率を表している.

次に、実行密度 $\rho_{effective}$ は式(2)、実行体積弾性率 $K_{effective}$ は式(3)で表すことができる.

$$\rho_{effective} = \alpha_{\infty} \rho_{0} \left(1 + \frac{\phi \sigma}{j \omega \rho_{0} \alpha_{\infty}} G(\omega) \right)$$

$$G(\omega) = \left(1 + \frac{4j \alpha_{\infty}^{2} \eta \rho_{0} \omega}{\sigma^{2} \Lambda^{2} \phi^{2}} \right)^{1/2}$$
(2)

$$K_{effective} = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left[1 + \frac{8\eta}{jA'B^2\omega\rho_0} \left(1 + j\rho_0 \frac{\omega B^2 A'^2}{16\eta} \right)^{1/2} \right]^{-1}}$$
(3)

ここで、Bはプラントル数、 P_0 は平衡時の圧力、 γ は比熱比を表している.

2.2. Biot モデル ³⁾

Biot モデルは骨格部が弾性体である物体に対し,音響インピーダンスを予測することが可能である. さらに,空隙を通って伝わる空気伝搬音と骨格部を伝わる固体伝搬音の相互作用を考慮することにより同時に予測することが可能である. 相互作用を考慮した固体伝搬音を式(4),相互作用を考慮した空気伝搬音の波動方程式を式(5)に示す.

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

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

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

$$(4)$$

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

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

$$+ \sigma \phi^2 G(\omega) \frac{\partial}{\partial t} (\vec{u}^s - \vec{u}^f)$$
(5)

The Acoustic Characteristics Analysis of the Automobile Soundproof Materials in the State of Strain by Using Biot Model

Yuusuke SUZUKI, Ayumi TAKAHASHI and Kazuhito MISAJI

次に骨格のせん断弾性率N, 特性インピーダンスP, Q, R を式(6)に示す.

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

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

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

$$R = \phi K_f$$
(6)

ここで、 ρ_s は骨格の密度、 ρ_f は空気の密度、 ρ_a は相互作用を考慮した密度、 \vec{u}^s は骨格の粒子変位、 \vec{u}^f は空気の粒子変位を示す、次に、骨格の体積弾性率(真空時) K_b 、空気の体積弾性率(周波数依存) K_f を式(7)に示す。

$$K_{b} = \frac{2(1+\nu)}{3(1-2\nu)}N$$

$$K_{f} = \frac{\gamma P_{0}}{\gamma - (\gamma - 1)\left[1 + \frac{8\eta}{jA^{2}B^{2}\omega\rho_{0}}\left(1 + j\rho_{0}\frac{\omega B^{2}A^{2}}{16\eta}\right)^{1/2}\right]^{-1}}\right\}$$
(7)

最後に、Table1 に材料特性である音響系 Biot パラメータと構造系 Biot パラメータを示す.

Table 1 Biot パラメータ

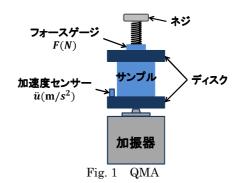
音響系 Biotパラメータ	流れ抵抗	σ
	多孔度	φ
	迷路度	α∞
	粘性特性長	Λ
	熱性特性長	Λ'
構造系 Biotパラメータ	密度	ρ
	ロスファクター	η
	ヤング率	E
	ポアソン比	ν

3. ヤング率の測定方法

ウレタン,ハードチップウレタン,ソフトチップウレタン,スーパーソフトチップウレタンのヤング率の歪依存性を確認するためにQMAで測定を行った.この章ではQMAの測定方法とヤング率の算出式について示す.

3.1. 測定方法 1)

QMA は Fig. 1 に示すように 2 枚のディスクがあり、下部のディスクには加振器と加速度センサー、上部のディスクには歪を調節するネジとフォースゲージが取り付けられている. 測定する際、まず防音材を下部の板に設置する. 次に、ネジを調整して歪を決定し、歪ませた状態で加振する. 測定はウレタン、ハードチップウレタン、ソフトチップウレタン、スーパーソフトチップウレタンの直径 100mm、63mm、29mm を各 3 つずつ行い、歪は厚み 20mm に対し、5%(1mm)、10%(2mm)、15%(3mm)で測定を行った.



3.2. ヤング率の算出

QMA では、フォースゲージで測定した加振力Fと下部の板の変位u(加速度 \ddot{u} の2 階積分により算出)を用いて、動剛性 Z_m を式(8)から求める.

$$Z_m(\omega) = \frac{F}{u} \tag{8}$$

次に、求めた動剛性 Z_m を用いて、式(9)からバネ定数 K_m を求める.

$$K_m(\omega) = \text{Re}(Z_m)$$
 (9)

最後に、求めたバネ定数 K_m 、防音材の厚さ(圧縮前) L、ディスクに接触している面積 Aを用いて、ヤング率 E を式(10)から求める.

$$E = \frac{L}{A} K_m \tag{10}$$

以上がQMAによるヤング率Eの求め方である.

4. ヤング率の歪依存性検証 QMA の測定結果を Fig. 2 に示す.

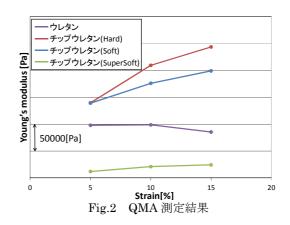


Fig. 2 より、ハードチップウレタン、ソフトチップウレタン、スーパーソフトチップウレタンは歪が大きくなるにつれ、ヤング率が大きくなる歪依存性があることが確認できた。これに対しウレタンは、歪が大きくなるにつれ、ヤング率が小さくなる歪依存性があることが確認できた。さらにウレタンは、歪が大きくな

ると柔らかくなる性質があると考えられる. 次に, ウ レタンは歪が大きくなると柔らかくなる性質があるの か確認するために、各防音材を静的に歪ませた. 測定 結果を Fig. 3 に示す. Fig. 3 の結果から, 今回測定に 用いたウレタンは目付が大きくなると歪みやすくなる 傾向が見られた. これに対しチップウレタンは目付が 大きくなると歪みにくくなる傾向が見られた. このこ とから、今回測定に用いたウレタンはソフトばね、チ ップウレタンはハードばねタイプの防音材であること が分かり、今回測定に用いたウレタンは歪が大きくな ると柔らかくなる性質があることが確認できた.

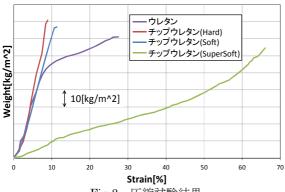


Fig.3 圧縮試験結果

5. 解析 SEA モデル作成

前章で確認した歪によるヤング率の変化が防音材の 音響特性にどのような影響を与えるのか確認するため に、Biot モデルを用いた解析 SEA モデルを作成した. 加振室(Cavity Lower: Cav Lwr), 受音室(Cavity Upper: Cav Upr), 鉄板(Plate)からなる3要素の解析 SEAモデルをFig. 4に示す. 鉄板の寸法は1.2[m]×1[m] で, 厚みは 1[mm]である. 受音室と加振室音場の寸法 $tat.2[m] \times 1[m] \times 1[m]$ robs.

なお,解析 SEA モデル作成には, ESI 社の VA-one を 用いた.

6. ヤング率の変化に対する音響特性への影響

前章で作成した解析 SEA モデルを用いて、ヤング率 の変化に対する各防音材の挿入損失(IL)を算出した. ヤング率は,4章で示した歪 5%(1mm),10%(2mm), 15%(3mm)のときのヤング率を用いた.解析結果は一例 として, ハードチップウレタンの解析結果について述 べる. ハードチップウレタンの挿入損失の解析結果を Fig. 5 に示す. この結果, 挿入損失は歪が大きくなる と,800[Hz]で性能が向上するのに対し,1000[Hz]以降 は悪化した. このことから歪が大きくなると, 静粛性 に影響があることが確認できた. 防音材の静粛性は, 防音材の上部の吸音性能と, その面での遮音性能によ って決まる.次に、ハードチップウレタンの吸音率(α) と透過損失(TL)の解析を行った. 吸音率の解析結果を Fig. 6, 透過損失の解析結果を Fig. 7 に示す. この結果, 吸音率は歪が大きくなっても全周波数で影響は見られ なかった. 遮音性能は, 歪が大きくなるにつれて, 800[Hz]で向上するのに対し,1000[Hz]以降は悪化した. このことから歪が大きくなると, 遮音性能に影響があ ることが確認できた. さらに, この結果は, 挿入損失

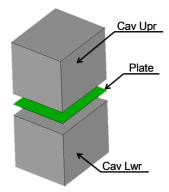
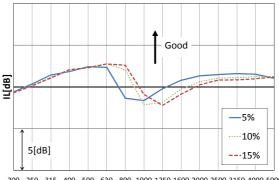
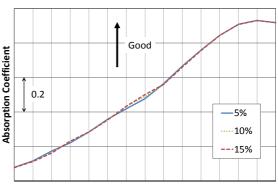


Fig. 4 解析 SEA モデル



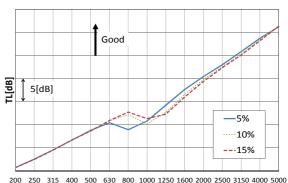
200 250 315 400 500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 5000 1/3 Oct. Freq. [Hz]

Fig. 5 挿入損失(ハードチップウレタン)



200 250 315 400 500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 5000 1/3 Oct. Freq. [Hz]

Fig. 6 吸音率(ハードチップウレタン)



1/3 Oct. Freq. [Hz]

Fig. 7 透過損失(ハードチップウレタン)

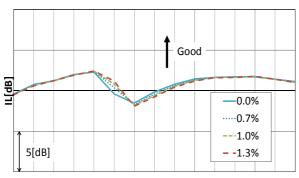
の解析結果と同じ傾向であるため、ハードチップウレタンの静粛性は、遮音性能の影響が大きいことが確認できた.以上の結果から、歪によって変化するヤング率の影響を確認することができた.

7. 実際の防音材における歪と影響

Fig. 3 の結果を用いて, 目付が 5 [kg/m²], 3.3 [kg/m²], 2.5[kg/m²], 0.0[kg/m²]での各防音材の歪を確認する. 確認した各防音材の歪を Table2 に示す. 次に, 4章で 測定した QMA の結果を関数化し、Table2 で確認した歪 で、ヤング率がどの程度の大きさになるか予測した. そして, 予測したヤング率を解析 SEA モデルに用いて, 各防音材の音響特性を確認した.解析結果は一例とし て,ハードチップウレタンの解析結果について述べる. ハードチップウレタンの挿入損失の解析結果を Fig. 8, 吸音率の解析結果を Fig. 9, 透過損失の解析結果を Fig. 10 に示す. この結果, ハードチップウレタンの静 粛性は, 歪が大きくなるにつれて, 630[Hz] で向上す るのに対し,800[Hz]以降は悪化した.この結果,実際 の歪でも静粛性に影響があることが確認できた.次に, 吸音率は実際の歪でも全周波数で吸音性能に影響が見 られなかった. 最後に, 透過損失は歪が大きくなるに つれて,630[Hz] で向上するのに対し,800[Hz]以降は 悪化した. この結果, 実際の歪でも静粛性に影響があ ることが確認できた. 以上の結果から, 実際の目付に よる歪でも防音材の音響特性に影響があることが確認 できた.

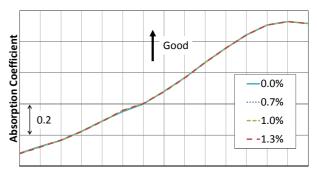
Table2 実際の目付による歪

目付\材料名	ウレタン	チップウレタン (Hard)
$5.0[kg/m^2]$	1.4%	1.3%
3.3[kg/m ²]	1.2%	1.0%
2.5[kg/m ²]	0.7%	0.7%
$0.0[kg/m^2]$	0.0%	0.0%
目付\材料名	チップウレタン (Soft)	チップウレタン (SuperSoft)
5.0[kg/m ²]	1.6%	6.3%
3.3[kg/m ²]	1.2%	4.3%
2.5[kg/m ²]	0.8%	3.2%
$0.0[kg/m^2]$	0.0%	0.0%



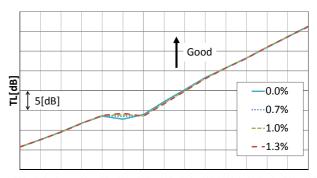
200 250 315 400 500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 5000 1/3 Oct. Freq. [Hz]

Fig.8 挿入損失(ハードチップウレタン)



200 250 315 400 500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 5000 **1/3 Oct. Freq. [Hz]**

Fig.9 吸音率(ハードチップウレタン)



200 250 315 400 500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 5000 **1/3 Oct. Freq. [Hz]**

Fig10 透過損失(ハードチップウレタン)

8. 結論

以上の結果から以下のことがわかった.

- 1. チップウレタンは歪が大きくなるとヤング率が大きくなる歪依存性があることが確認できた. それに対し、ウレタンは歪が大きくなるとヤング率が小さくなる歪依存性があることが確認できた.
- 2. 解析 SEA モデルによる防音材の音響特性の解析結果から、ヤング率の変化に伴う、音響特性の変化を明確にすることが出来た
- 3. 実際の防音材の目付の範囲内(3kg~5kg) においても音響特性に 1.0[dB]~1.5[dB]の影響があった
- 4. 以上の結果を踏まえると、解析モデルに用いるヤング率は歪んだ状態を考慮した値を用いる必要がある

今後は、歪による音響特性への影響をシミュレーションで確認したが、実験でも確認していきたい.

参考文献

- 1. Porous Material Elastic Properties with Quasi-static Mechanical Analyzer(QMA), MECANUMinc.
- 2. 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
- VA One 2011 Foam Module User's Guide, Theory & QA(released: Dec-11)