

Biot パラメータの音響特性に関する感度解析

日大生産工(院) ○後藤 一斗 日大生産工 高橋 亜佑美
日大生産工 見生地 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、これらを高い次元で両立するのは大変難しい。そこで、開発初期段階で軽量且つ高性能な防音材構築する必要がある。

本論では、既存の防音材のBiotパラメータを変更させ、各パラメータが吸音特性や遮音特性、個体伝播音特性にどのような影響を与えるか、Biotモデルを適用した解析SEAモデルと解析FEM-SEAハイブリッドモデルにて入力加振値を1[W]又は1[N]とした感度解析を行い、これらを明確にし、各パラメータの傾向を把握する。

2. Biotモデル¹⁾²⁾³⁾

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の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。

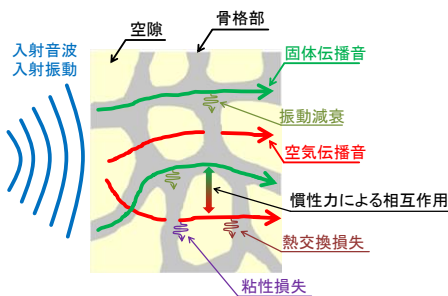


Fig.1 Biot model

Fig.1からBiotモデルとは入射音波が多孔質材料中の空隙部分を通し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。

$$\left. \begin{aligned} & ((1-\phi)\rho_s + \rho_a) \frac{\partial^2 \bar{u}^s}{\partial t^2} - \rho_a \frac{\partial^2 \bar{u}^f}{\partial t^2} \\ & = (P-N)\bar{\nabla}(\bar{\nabla} \cdot \bar{u}^s) + Q\bar{\nabla}(\bar{\nabla} \cdot \bar{u}^f) \\ & \quad + N\bar{\nabla}^2 \bar{u}^s - \alpha\phi^2 G(\omega) \frac{\partial}{\partial t} (\bar{u}^s - \bar{u}^f) \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} & (\phi\rho_f + \rho_a) \frac{\partial^2 \bar{u}^f}{\partial t^2} - \rho_a \frac{\partial^2 \bar{u}^s}{\partial t^2} \\ & = R\bar{\nabla}(\bar{\nabla} \cdot \bar{u}^f) + Q\bar{\nabla}(\bar{\nabla} \cdot \bar{u}^s) \\ & \quad + \alpha\phi^2 G(\omega) \frac{\partial}{\partial t} (\bar{u}^s - \bar{u}^f) \end{aligned} \right\} (2)$$

ここで、 t は時間、 ρ_s は骨格部の密度、 ρ_f は流体(本論では空気)の密度である。 ρ_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。

$$\left. \begin{aligned} & \rho_a = \alpha_\infty \rho_f \left(1 + \frac{\phi\sigma}{j\omega\rho_f\alpha_\infty} G(\omega) \right) \\ & G(\omega) = \left(1 + \frac{4j\mu\omega\alpha_\infty^2\rho_f}{\Lambda^2\sigma^2\phi^2} \right)^{1/2} \end{aligned} \right\} (3)$$

ここで、 μ 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。

$$\left. \begin{aligned} & P \approx \frac{4}{3}N + K_b + \frac{(1-\phi)^2}{\phi} K_f \\ & Q \approx (1-\phi)K_f \\ & R \approx \phi K_f \end{aligned} \right\} (4)$$

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_b を式(5)に示す。

$$\left. \begin{aligned} & N = \frac{E(1+j\eta)}{2(1+\nu)} \\ & K_b = \frac{2(1+\nu)}{3(1-2\nu)} N \end{aligned} \right\} (5)$$

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。

$$\left. \begin{aligned} & K_f = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left[1 + \frac{8\zeta}{j\omega\Lambda^2} H(\omega) \right]^{-1}} \\ & H(\omega) = \left(1 + \frac{j\omega\Lambda^2}{16\zeta} \right)^{1/2} \end{aligned} \right\} (6)$$

ここで、 γ は比熱比、 P_0 は平衡状態の圧力、 ζ は温度拡散率である。

Sensitivity analysis for the acoustic characteristic of the Biot parameters

Kazuto GOTO, Ayumi TAKAHASHI and Kazuhito MISAJI

骨格部と流体の運動方程式(1), (2), ρ_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。

Table1 Biot Parameter

Acoustical Biot Parameters	Flow resistivity	FR	σ
	Porosity	Por	ϕ
	Tortuosity	Tor	α_∞
	Viscous characteristics length	Vcl	Λ
	Thermal characteristics length	Tcl	Λ'
Structural Biot Parameters	Density	Den	ρ
	Loss Factor	LF	η
	Young's modulus	Ym	E
	Poisson's ratio	Poi	ν

流れ抵抗(Flow Resistivity : FR)と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ことから, 音が通りにくくなる。

多孔度(Porosity : Por)とは多孔質材料中の空気の含有量の割合である。つまり, 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)とは, 多孔質材料の厚さに対する, 多孔質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)と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)と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。

ここまですが, 音響系 Biot パラメータである。

密度(Density : Den)と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)とは多孔質材料の制振特性の評価指標の 1 つである。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)と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。また, 応力と歪の間の比例定数の総称である。

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。

ここまですが構造系 Biot パラメータであり, 全 9 種類のパラメータで構成される。

3. 音響特性評価

多孔質材料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。

以下に各特性についての説明をする。

3.1 吸音特性

吸音特性とはFig.2に示すように入射波に対し, 反射せず, 多孔質材料中で吸収あるいは透過する特性のことである。

本論では, 吸音特性評価を吸音率で表す。Fig.2に吸音について示す。

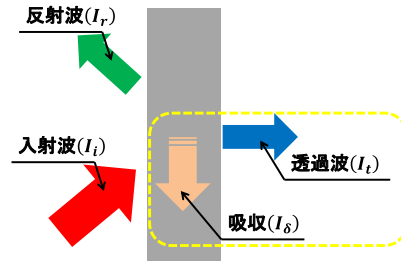


Fig.2 Sound absorption

Fig.2から得られる釣り合い式を式(7)に示す。

$$I_i = I_r + I_\delta + I_t \quad (7)$$

次に, 吸音率 α の算出式を式(8)に示す。

$$\alpha = \frac{I_i - I_r}{I_i} = \frac{I_\delta + I_t}{I_i} \quad (8)$$

3.2 遮音特性

遮音特性とは, 前節の吸音とは異なり, 入射波に対し透過せず, 多孔質材料中で吸収あるいは反射する特性のことである。

本論では, 遮音特性評価を音響透過損失で表す。

Fig.3に遮音について示す。Fig.3から得られる釣り合い式は前節にも述べた式(7)となる。

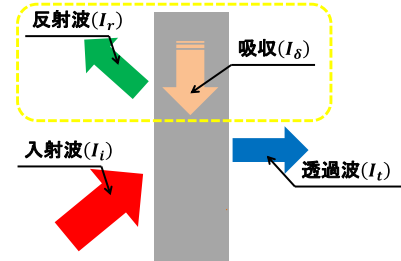


Fig.3 Sound insulation

まず, 透過率 τ の算出式を式(9)に示す。

$$\tau = \frac{I_r + I_\delta}{I_i} = \frac{I_t}{I_i} \quad (9)$$

次に, 式(9)の透過率 τ を用いて音響透過損失(Transmission Loss : TL)を算出する。算出式を式(10)に示す。

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} \quad [dB] \quad (10)$$

3.3 固体伝播音特性

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音響放射効率のことを表す。

音響放射効率とは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(11)に示す。

$$\sigma = \frac{W}{\rho c A \tilde{v}^2} \quad (11)$$

式(11)より σ は音響放射効率, W は音響放射パワー, ρ は流体の密度, c は流体の速度, A は多孔質材料と媒質(本論では空気)の境界面の表面積, \bar{v}^2 は時間-空間平均速度の2乗である.

4. 解析モデル

本論の解析をするにあたって解析モデルを2種類構築した. 音から音への影響が著しい高周波領域では解析SEAモデルを用いる. 振動から音になりやすい中周波領域の解析では解析FEM-SEAハイブリッドモデルを用いる. 以下に各モデルの説明をする.

尚, 双方のモデルはESI社のVA-Oneを用いた.

4.1 解析SEAモデル

解析SEAモデルではFig.4に示すように, 受音場(Cavity), 鉄板(Plate), 加振音場(Cavity)の3要素で構成されるモデルとなる. 共通寸法としてはX軸[m]とY軸[m]はそれぞれ1.0[m], 1.2[m]となる. 受音場と加振音場のZ軸[m]は1.0[m]とする. 鉄板の厚みを1[mm], その上に厚さ20[mm]に単層の防音材を搭載されていると想定したモデルとなっている. 加振条件として加振音場から1[W]の音響加振で加振した.

また, 解析周波数範囲は100~5000[Hz]であるが, SEA解析においては100~800[Hz]の低・中周波領域の解析精度が低いため, 本論では無視する.

本モデルで評価する特性は吸音特性, 遮音特性の2つである.

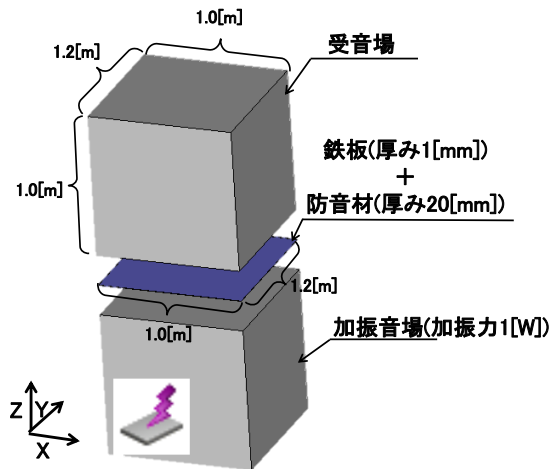


Fig.4 Analytical SEA model

4.2 解析FEM-SEAハイブリッドモデル⁴⁾

解析FEM-SEAハイブリッドモデルは上記で述べた解析SEAとは異なり, Fig.5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.

基本寸法は解析SEAモデルと同様である. しかし, 相違点として本モデルでは鉄板をFEMで定義する. その他防音材を含めた受音場はSEAで定義する. 加振条件はモード節を避けるため, 鉄板の中央からわずかにずらし, 1[N]でポイント構造加振する.

また, 解析周波数範囲は200~1000[Hz]の中・高周波領域を解析する.

本モデルで評価する特性は固体伝播音特性である.

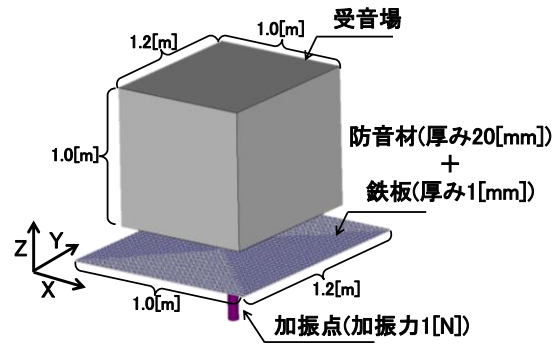


Fig.5 Analytical FEM-SEA Hybrid model

5. Biotパラメータの比率変更

前章で説明した解析モデルを用いてBiotパラメータの比率を変更し, 各特性の影響を確認する.

本研究では, 3種類の防音材データを用いて, 0.5倍~2.0倍の0.25倍刻みで解析を行ったが, 本論では一例としてChip Urethane Softの比率変更0.5倍と2.0倍の吸音率, 音響透過損失, 音響放射効率の順に解析結果を以下に示す. 尚, 基準諸量での解析結果(Standard: Std)を黒の点線で示す. これにより, 基準諸量からどの程度変化したかを明確にすることが可能である.

尚, 多孔度と迷路度, ポアソン比は一定の数値内で定義する必要があるため, 比率を変更した際に上下限値を超えた時の解析は行っていない. また, 解析結果のグラフはTable1のBiotパラメーター一覧の略称を適用する.

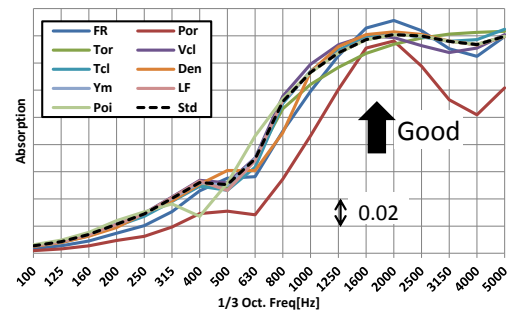


Fig.6 Absorption (*0.5)

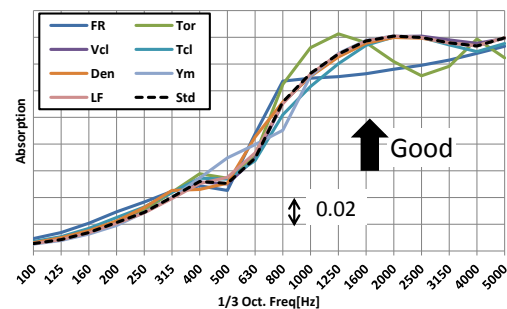


Fig.7 Absorption (*2.0)

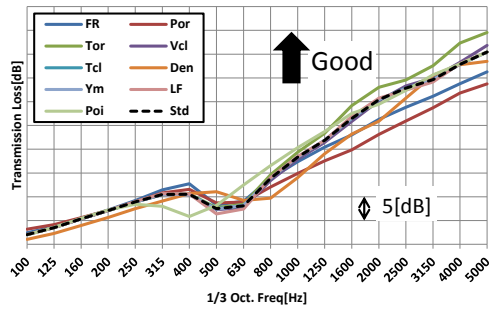


Fig.8 Transmission Loss (*0.5)

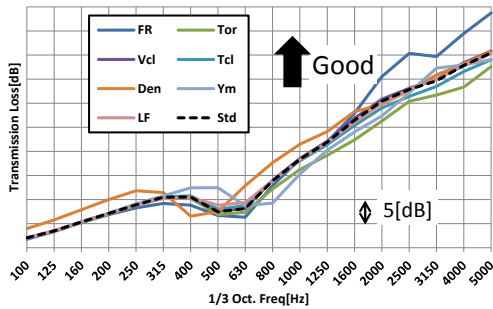


Fig.9 Transmission Loss (*2.0)

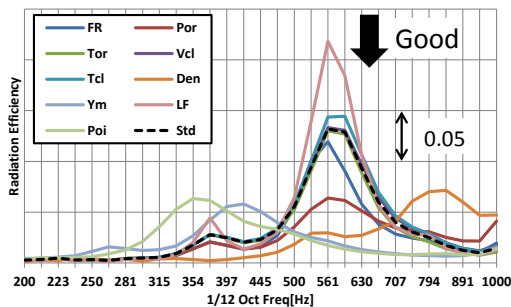


Fig.10 Radiation Efficiency (*0.5)

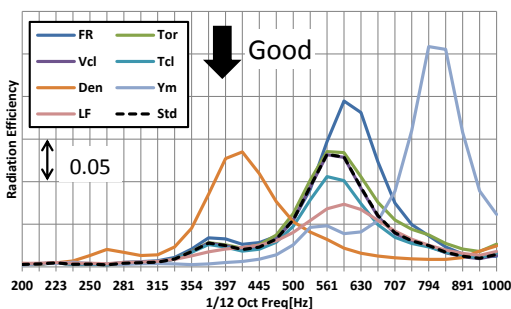


Fig.11 Radiation Efficiency (*2.0)

Fig.6, Fig.7の吸音率より, 0.5倍時では多孔度が全周波数帯で悪化が顕著に現れた。多孔度が小さいことにより, 材料中での減衰が損なわれるためだと考えられる。その他は一意性の無い変化が主だが, 1600~2500[Hz]の時に流れ抵抗が向上した。しかし, それ以外の周波数帯において全体的に悪化する傾向となった。2.0倍時では800~5000[Hz]で流れ抵抗が悪化した。また, 迷路度が800~1600[Hz]で向上していたが, 1600~5000[Hz]では悪化してしまう傾向となった。

Fig.8, Fig.9の音響透過損失より, 0.5倍時では迷路度が1000~5000[Hz]で向上した。迷路度とは多孔質材料中の経路の複雑さを示すパラメータであるため, 本来悪化する傾向となると推測したが, 向上する結果となった。また, 密度, 多孔度, 流れ抵抗が800~5000[Hz]で悪化する傾向となった。2.0倍時では1600~5000[Hz]で流れ抵抗が向上した。密度も800~2000[Hz]で向上した結果となった。流れ抵抗と密度の共通点として, 表面反射が大きくなることから結果に反映されたと考えられる。しかし, 多孔度, ヤング率, 熱性特性長は800~5000[Hz]で悪化する傾向となった。

Fig.10, Fig.11の音響放射効率より, 比率変更0.5倍時に損失係数, 熱性特性長は561~630[Hz]のピーク時に悪化する。また, 損失係数では354~397[Hz]で悪化する。その他のパラメータは561~630[Hz]のピークは抑えられるが, 他の周波数では基準値の時よりも悪化する結果となった。比率変更2.0倍時では, 悪化が見られたパラメータは周波数毎で異なるが, 流れ抵抗, 密度, ヤング率, 迷路度となった。

6. 結論

以上の結果から以下のことがわかった。

Biotパラメータの比率を変更させ, 各音響特性を解析した結果, 各パラメータの影響を確認することができた。しかし, 単純に比率を変更すれば, 全周波数帯において一定の向上, あるいは悪化が見られるわけではなく, 周波数毎で悪化あるいは向上するという周波数依存が起こると考えられる。このことから, 防音対策仕様検討の際に, どの周波数帯でどのような対策を練る必要があるか等のターゲットを絞る必要があるという結論となった。また, 本来実験値が一番信頼性のある結果であるため, シミュレーションでは定量的な結果を得ることができないが, 定性的に傾向を予測することができた。

本研究では, 比率変更シミュレーションのみとなったが, 今後は本研究の解析結果を基に各音響特性の質量効率を目的とした最適化仕様検討シミュレーションを行っていきたい。

「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).

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年の江森郁麻君, 上山直樹君, 小島伸介君の協力に感謝します。