

# 繊維系防音材の吸音特性に関する温度依存性を 考慮した繊維度の最適設計に関する研究

日本大学 生産工学部 数理情報工学科 特任教授 見坐地 一人

本稿は、当社と日本大学見坐地研究室との共同研究で得られた成果の発展研究に関する内容です。  
なお、本稿は「2022年度 公益社団法人 自動車技術会 関東支部 学術研究講演会」(2023年3月9日)にて報告された「繊維系防音材の数理モデルを用いた透過音と放射音の最適仕様に関する研究」および参考文献5)、7)に記載の内容をもとに執筆されたものです。

## 1. はじめに

近年、自動車業界において、車外騒音規制と燃費基準の強化<sup>1)</sup>により、静粛性と低燃費化の両立が重要となっている。静粛性と低燃費化を両立する手法の一つとして、エンジンの周りを防音材で囲う技術が挙げられる<sup>2)、3)</sup>。エンジンの周りを囲うことによって、自動車全体の防音材の重量を減らすことができ、燃費の向上も期待できる。エンジンは高温になりやすいため、耐熱性能の高い繊維系防音材を用いられることが想定される。高温状態における防音性能を予測するためには、防音材で用いられる Biot パラメータが温度によってどう変わるかを検討することが重要である。また、温室効果ガスの排出が大きな問題となっており、温室効果ガスの削減を行う取り組みが行われている。日本政府は、国内販売車の電動化について、「2035年までに新車販売で電動車100%を実現する」と表明した<sup>4)</sup>。今後はエンジン車から電気自動車、水素自動車など温室効果ガスをほとんど排出しない自動車へ転換するとみられる。自動車の電動化によって動力源が変わるため、静粛性と低燃費（低電費）化の両立を実現するためには、動力源の温度に対応した繊維系防音材設計が必要になってくる。この観点から、温度環境に応じて防音性能が最適となる材料設計を検討する

必要がある。これらの背景を踏まえ、本研究では、温度依存性を考慮した吸音特性を予測する数理モデルを構築し、そのモデルと「遺伝的アルゴリズム (GA)」最適化手法により繊維度の最適設計を実施する。これにより、温度依存性を考慮した繊維素材を含めた音響設計を可能にすることを目的とする。

## 2. 音響インピーダンス

繊維系防音材の吸音特性を予測する上で必要な音響インピーダンスの求め方について説明する。まず粒子速度に関する1次元の波動方程式を式(1)、音圧に関する1次元の波動方程式を式(2)に示す。

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $v$  は粒子速度、 $p$  は音圧、 $c$  は音速、 $x$  は1次元の方向、 $t$  は時間を示す。

式(1)の波動方程式を解くことにより式(3)が得られる。

$$v(x, t) = v_0 \cos \omega \left( t - \frac{x}{c} \right) \dots\dots\dots (3)$$

式(2)の波動方程式の両辺を  $x$  で積分し、式(3)を用いることにより式(4)を得ることができる。

$$p(x, t) = \rho c v_0 \cos \omega \left( t - \frac{x}{c} \right) \dots\dots\dots (4)$$

式 (3) と式 (4) から (固有) 音響インピーダンスは式 (5) より求められる。

$$\frac{p(x, t)}{v(x, t)} = \rho c \dots\dots\dots (5)$$

なお、音速  $c$  は防音材の体積弾性率  $K$  と密度  $\rho$  から式 (6) より求めることができる。

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \dots\dots\dots (6)$$

すなわち音響インピーダンスは防音材の密度  $\rho$  とその防音材内を通る音速  $c$  または体積弾性率  $K$  が定義できれば求めることができる。

### 3. JCA (Johnson-Champoux-Allard) モデル<sup>5), 6)</sup>

本稿では繊維系防音材の音響インピーダンスを求める数理モデルとしてJCA(Johnson-Champoux-Allard) モデルを用いた。前章で示したように音響インピーダンスは解析対象とする防音材の密度  $\rho$  とその防音材内の音速  $c$  または、体積弾性率  $K$  が分かれば求めることができる。JCAモデルでは、材料中の隙間を通過する空気伝播音を、空気の粘性摩擦によるエネルギー減衰を考慮した実効密度  $\tilde{\rho}(\omega)$ 、および、空気の圧縮膨張による熱的散逸を考慮した実効体積弾性率  $\tilde{K}(\omega)$  で表現したモデルである。式 (7) に実効密度の理論式、式 (8) に実効体積弾性率の理論式を示す。

$$\tilde{\rho}(\omega) = \frac{\alpha_\infty \rho_0}{\phi} \left[ 1 + \frac{\sigma \phi}{i \omega \rho_0 \alpha_\infty} \sqrt{1 + i \frac{4 \alpha_\infty^2 \mu \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2}} \right] \dots\dots (7)$$

$$\tilde{K}(\omega) = \frac{\gamma P_0 / \phi}{\gamma - (\gamma - 1) \left[ 1 - i \frac{8 \kappa}{\Lambda^2 \omega} \sqrt{1 + i \frac{\Lambda'^2 \omega}{16 \kappa}} \right]^{-1}} \dots\dots (8)$$

ここで、 $\tilde{\rho}(\omega)$  は実効密度、 $\alpha_\infty$  は迷路度、 $\phi$  は多孔度、 $\sigma$  は流れ抵抗、 $i$  は虚数単位、 $\omega$  は角振動数 ( $\omega = 2\pi f$   $f$ : 周波数) を示す。また、 $\mu$  は空気粘度、 $\Lambda$  は粘性特性長、 $\gamma$  は比熱比、 $P_0$  は平衡時の圧力、 $\kappa$  は温度拡散率 (熱拡散率)、 $\Lambda'$  は

熱的特性長を示す。音響特性をBiotパラメータで表現することにより、周波数領域に連続的に表現された吸音率スペクトルをBiotパラメータに縮約することができる。以下の表1にBiotパラメータの一覧を示す。Biotパラメータは音響系Biotパラメータ (Acoustical Biot Parameters) と構造系Biotパラメータ (Structural Biot Parameters) の2種類に分けられる。Biotパラメータの $\rho$ は嵩密度を示し、真密度の $\rho_t$ とは以下の関係式が成り立つ。

$$\rho = \rho_t (1 - \phi) \dots\dots\dots (9)$$

Table.1 Biot Parameter

Acoustical Biot Parameters		Structural Biot Parameters	
$\sigma$	Flow resistivity [Ns/m <sup>4</sup> ]	$\rho$	Bulk density [kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi$	Porosity [-]	$\eta$	Loss factor [-]
$\alpha_\infty$	Tortuosity [-]	$E$	Young's modulus [N/m <sup>2</sup> ]
$\Lambda$	Viscous characteristic length [m]	$\nu$	Poisson's ratio [-]
$\Lambda'$	Thermal characteristic length [m]		

### 4. 音響系Biotパラメータ推定<sup>5)</sup>

繊維系防音材の素材設計には繊維径  $D$ 、嵩密度  $\rho$ 、真密度  $\rho_t$  等の繊維特性がある。その繊維特性と各Biotパラメータを用いることによって、以下の式 (10)、(11) において熱的特性長  $\Lambda'$ 、粘性特性長  $\Lambda$  を求めることができる。

$$\Lambda' = \frac{\phi}{2(1 - \phi)} D \dots\dots\dots (10)$$

$$\Lambda = \sqrt{\frac{8 \mu \alpha_\infty}{\sigma \phi}} \frac{1}{c} \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 $\phi$  は多孔度、 $\mu$  は空気粘度、 $\alpha_\infty$  は迷路度を示す。式 (11) の  $c$  は多孔質体の空隙形状に依存するパラメータを示し、おおむね1であることが知られている。

### 5. JCAモデルを用いた吸音特性の算出

3章で説明したJCAモデルの実効密度と実効体積弾性率を用いて、吸音特性を求めた。その算出方法を示す。算出には特性音響インピーダンスや

伝搬定数, 比音響インピーダンス, 音圧の反射率, 音響エネルギー反射率を求めることが必要である。

### 5.1 特性音響インピーダンス

インピーダンスとは吸音材量の音圧を粒子速度で割った音響抵抗であり, 特性音響インピーダンスは材料固有の音響抵抗を表している。式 (12) は, 特性音響インピーダンス  $Z_c$  の理論式を示したものである。

$$Z_c = \sqrt{\tilde{\rho}(\omega)\tilde{K}(\omega)} \quad \dots\dots\dots (12)$$

### 5.2 伝搬定数

伝搬定数とは吸音材量の音波の伝搬速度と減衰の程度を表すものである。式 (13) は, 伝搬定数  $\gamma$  の理論式を示したものである。

$$\gamma = i\omega \sqrt{\frac{\tilde{\rho}(\omega)}{\tilde{K}(\omega)}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

### 5.3 比音響インピーダンス

比音響インピーダンスは固有の抵抗である特性音響インピーダンスに対し, 吸音材量の板厚による音響インピーダンスが得られる。以下の式 (14) は, 比音響インピーダンス  $Z$  の理論式を示したものである。

$$Z = Z_c \coth \gamma d \quad \dots\dots\dots (14)$$

式 (14) の  $\coth$  が双曲線関数,  $d$  は板厚を示している。

### 5.4 音圧の反射率・音響エネルギー反射率

音圧の反射率  $r$  は, 吸音材量の入射音圧と反射音圧の比で定義される波動特性である。また, 音響エネルギー反射率はエネルギー量であり, 音圧の反射率の絶対値の2乗で定義される。以下の式 (15) は, 音圧の反射率の理論式を示したものであり, 式 (16) は音響エネルギー反射率の式を示したものである。

$$r = \frac{Z - \rho c}{Z + \rho c} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$|r|^2 = \left| \frac{Z - \rho c}{Z + \rho c} \right|^2 \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで,  $\rho$  は空気密度,  $c$  は空気の音速を示している。

### 5.5 垂直入射吸音率

吸音率の測定は入射音の角度によって吸音率が変化する。そのため, 入射音の角度を統一する必要がある。本研究では入射音の角度を垂直とし, 吸音特性を求めた。垂直入射吸音率は式 (16) で示した音響エネルギー反射率を用いて, 以下の式 (17) で求めることができる。

$$\alpha = 1 - |r|^2 \quad \dots\dots\dots (17)$$

## 6. 流れ抵抗の温度依存性検証<sup>7)</sup>

空気粘性の変化や材料の軟化により, Biotパラメータが温度によって変化する可能性がある。そこで, 最適化解析に用いる流れ抵抗の温度依存性について検証した。流れ抵抗は空気粘性が影響することから, 空気粘性の温度変化で推定できると考えられる。そこで, 常温25℃の流れ抵抗の実測値を基準に, 各温度の空気粘性の比率を乗じて流れ抵抗の温度依存性を推定した。なお, 常温の流れ抵抗は流れ抵抗測定装置で測定したものである。図1に常温から300℃までの流れ抵抗の推定値の倍率を示す。図中の横軸が温度, 縦軸が流れ抵抗の倍率を示す。●は実験値 (Exp) を示し, ▲は推定値 (Calc) を示す。なお, 図中の実験値はニチアス(株)

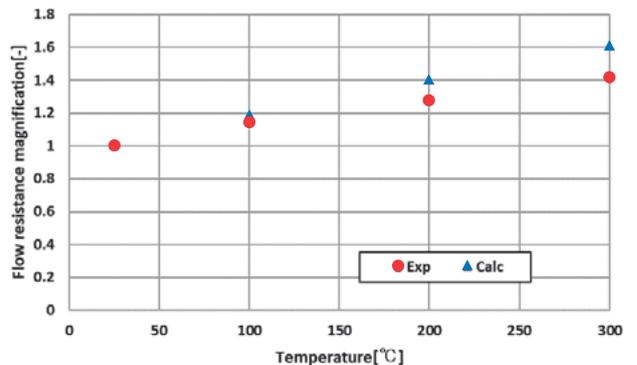


Fig.1 Temperature change of flow resistance

浜松研究所の三木氏が高温吸音率測定装置で測定した吸音率から算出したデータであり、25℃の流れ抵抗の実験値を基準としたときの倍率である。実験では、流れ抵抗を変数、実測吸音率を目的関数としたJCAモデルによる理論計算を行い、実測吸音率との誤差が最小となる値を逆解析し求めた。

図1より、温度が上昇するにつれて、実験値と推定値ともに流れ抵抗の倍率が上がっていることが分かる。実験値と推定値の傾向はおおよそ一致することから、流れ抵抗は空気の温度依存性で説明できることが確認できた。

## 7. GAを用いた繊維特性最適化解析

### 7.1 繊維特性の最適化

3章で説明したJCAモデルと6章で示した流れ抵抗の実験値、遺伝的アルゴリズム (GA) の最適化手法を用いて繊維特性の最適設計を温度 (25℃, 100℃, 200℃, 300℃) ごとに行った。数理モデルは図2で示す測定試料の外観をもとに構築した。

#### 7.1.1 設計変数

設計変数は図2に示す繊維径と空隙部の割合で決まる高密度の2つとし、既存設計実績から設計可能な範囲を定めて解析を行った。なお、真密度に関しては温度に関係なく一定の値とした。

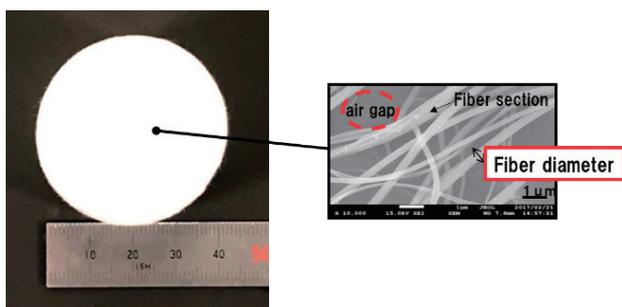


Fig.2 Measurement sample

#### 7.1.2 目的関数

目的関数は、高温吸音率測定装置で測定した吸音率 (実測吸音率) を使用し、解析値との差分が最小になるように目的関数を定めた。

#### 7.1.3 GAの世代数・個体数

GA最適化解析においてはGAの世代数・個体

数の設定を行う必要がある。今回は、GAの世代数を20、個体数を100として解析を行った。

#### 7.1.4 GA解析の流れ

GA最適化解析のフローチャートを以下の図3に示す。

図3のフローチャートは、今回行った繊維特性最適化解析における流れについて示している。GAで発生させた繊維径と高密度を実行ファイルに書き込むことで吸音特性の解析を行い、その後、吸音特性の解析結果をGAに読み込ませることで、目的関数を満たしているか、GAの世代数・個体数の上限を満たしているか判別している。図3で示した一連の動作を繰り返すことによって、繊維特性 (繊維径、高密度) の最適値を求めた。

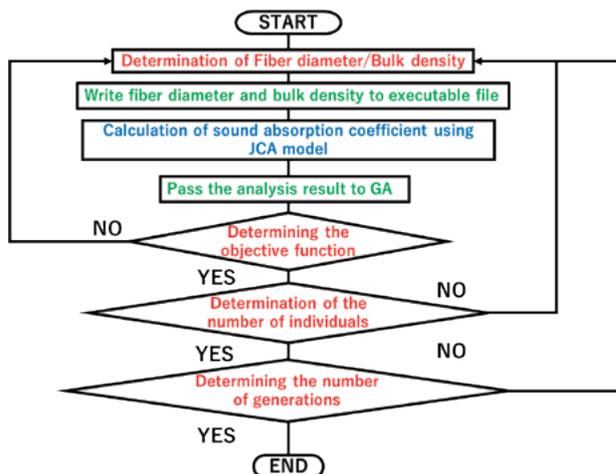


Fig.3 Optimization flowchart

### 7.2 解析結果

GA最適化解析で求めた結果を示す。はじめに解析値と実験値の差分を小さくさせる繊維特性は以下の図4、図5となった。図4は、25℃の繊維径最適値を基準としたときの温度ごとの最適値の倍率、図5は25℃の高密度最適値を基準としたときの温度ごとの最適値の倍率のグラフである。

図4、図5の横軸が温度、縦軸はそれぞれ繊維径最適値の倍率、高密度最適値の倍率を示す。図4の繊維径のグラフから見ると、およそ0.9倍～1.1倍の傾向となっていることが分かった。一方、図5の高密度のグラフから見ると、およそ0.7倍～1倍の傾向となっており、温度が上がるにつれて常温の高密度最適値よりも小さくなっていることが分

かった。繊維径・嵩密度ともに温度によって大きく変化することが分かった。

続いて、繊維径最適値、嵩密度最適値を入れたときの吸音特性最適結果を示す。ここでは、常温の吸音特性最適値を基準としたときの温度ごとの吸音特性最適値の変化のグラフを図6に示す。

図6の横軸は周波数を示し、縦軸は25℃の吸音率を基準とした(1とした)時の温度ごとの差分を示す。図6の実線が常温25℃の吸音率、点線が100℃の吸音率、破線が200℃の吸音率、一点鎖線が300℃の吸音率を示す。図6のグラフから見

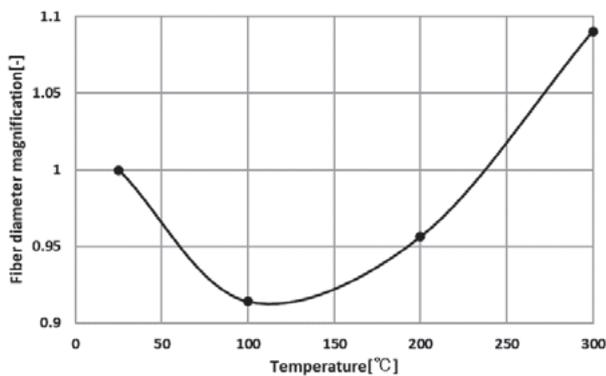


Fig.4 Temperature change of Fiber diameter

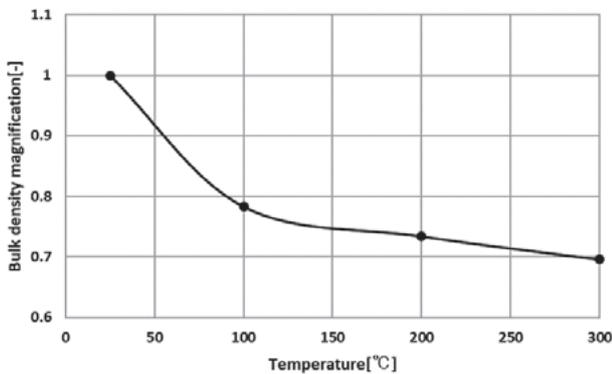


Fig.5 Temperature change of Bulk density

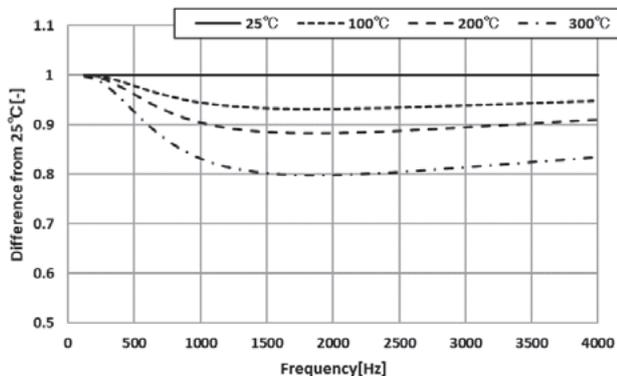


Fig.6 Sound absorption coefficient for each temperature

ると、温度が上がるにつれて、吸音率が下がっていることが分かった。つまり、高温になるにつれて吸音特性は低下することが分かった。

## 8. ま と め

- (1) 温度依存性を考慮した吸音特性を予測する数理モデルを構築し、GA最適化手法により繊維度の最適設計を行うことができた。
- (2) 繊維度の最適値は繊維径、嵩密度ともに雰囲気温度によって大きく変化することが分かった。

これにより、温度依存性を考慮した繊維素材の繊維度設計が可能になる。このことは防音材の軽量化による低燃費化と静粛性の両立の一助になると考えられる。今後は得られた繊維特性の材料を作製し、今回予測した解析結果についての精度検証を進めたい。

## 参 考 文 献

- 1) GRB Expert Group on Regulation 51 : Proposal for the 03 series of amendments to Regulation No. 51 (Noise of M and N categories of vehicles), Informal Documents for the 58th GRB session, GRB-58-04, pp. 1-74 (2013)
- 2) Drewitz, H, Stiglmaier, M, Noise reduction on Trucks of 6 to 10 t gw Through Engine Encapsulation, Noise Control Engineering Journal, 33-1, pp.5-10 (1989)
- 3) 田中 文晴：エンジンカプセル化による中型トラックの加速走行騒音の低減と熱影響について、自動車技術会論文集, 28巻, 4号 pp. 55-60 (1997)
- 4) 通常国会での施政方針演説 (2021)
- 5) 見坐地 一人, 石井 仁樹, 高橋 亜佑美, 三木 達郎, 藤澤 生磨, 安藤 大介：繊維体吸音材料のBiot パラメータの推定, 自動車技術会論文集, 49巻 4号 pp. 787-792 (2018)
- 6) J. F. Allard and N. Atalla, Propagation of Sound in Porous Media, John Wiley & Sons, Inc. (2009).
- 7) 三木 達郎, 見坐地 一人, 高橋 亜佑美, 平野 洗祐, 佐々木 俊輔, 小野寺 正剛, 繊維質防音材の温度依存性を考慮した音響特性最適化に関する研究, 自動車技術会2021年秋季大会, [セッションNo.103], 2021.10.13

## 筆 者 紹 介



### 見坐地 一人

日本大学 生産工学部 数理情報工学科 特任教授  
日本合成樹脂技術協会(公社)自動車技術会 博士(工学), 自動車技術会フェロー 主として自動車用防音材の音響解析, 遮音ガラスの音響解析, 数理モデル化, シミュレーション工学, 人体数理モデルに関する研究に従事