

Kelvin セルを用いたウレタンフォームの吸音解析

黒	沢	良	夫 ^{*1}
北	村	武	輝 ^{*1}
北	條		花 ^{*1}
石	橋	圭	太 ^{*2}
伊	東	浩	幸 ^{*2}
鈴	木	啓	介 ^{*2}

Sound Absorption Analysis of Urethane Foam Using Kelvin Cell

Yoshio KUROSAWA
 Ibuki KITAMURA
 Hana HOJYO
 Keita ISHIBASHI
 Hiroyuki ITOU
 Keisuke SUZUKI

Sound-absorbing polyurethane foam is used to reduce noise from automobiles, houses, home appliances, etc. It consists of a skeleton and cavities, and although the cavities are connected to each other, the structure is very complex. Generally, when predicting the sound absorption coefficient of urethane foam, the Biot-Allard mode using the transfer matrix method is used. The Biot parameters used in the calculations must be measured using a dedicated measuring device. In addition, although computational studies can derive the relationship between Biot parameters and sound absorption coefficient, as well as maximizing sound absorption coefficient at specific frequencies, it is difficult to change these Biot parameters in actual product development. In this study, we used a simplified Kelvin cell to estimate the sound absorption characteristics of foam-based sound-absorbing materials and performed prediction calculations of normal incident sound absorption coefficients using a FE model without using Biot parameters. We report the results of sound absorption coefficient calculations for a FE model simulating normal incidence sound absorption coefficient measurements using an acoustic tube, as well as the results of parameter studies on cell diameter, skeleton thickness, hole diameter, etc.

1. はじめに

自動車・住宅・家電等の騒音低減のため、吸音用の発泡ポリウレタンフォームが用いられている。図 1 に

音響管計測用に切り出した直径 29mm、高さ 5mm の円柱状の吸音用ウレタンフォームの写真を示す。骨格や壁と空洞からなるセル構造をしていて、空洞同士は壁の破れた部分や壁の穴でつながっており構造が非常に複雑である。一般的にウレタンフォームの吸音率を予測計算する場合、伝達マトリックス法による Biot-Allard モデル⁽¹⁾ が用いられるが、計算で用いられる

* 1 帝京大学理工学部 総合理工学科 機械・航空宇宙コース
 * 2 石化・高分子研究センター ウレタン研究所
 機能性フォーム第 2G

Biot パラメータは専用の計測装置で計測する必要がある。また、計算検討では Biot パラメータと吸音率の関係や、特定周波数の吸音率の最大化等が導き出せるが、実際の材料開発で用いる指標（セルの大きさ、骨格や壁の厚さ、壁の穴あき具合など）を調整することによって Biot パラメータの変更を実現するのは困難である。

本研究では発泡系吸音材の吸音特性について簡易化された微視構造モデル（Kelvin セル）⁽²⁾⁻⁽⁵⁾ を用いて、Biot パラメータは用いず FE モデルによる垂直入射吸音率の予測計算を行った。Kelvin セルとは、セルの表面積を最小にして最も効率よく空間を充填できる構造で、正六角形 8 面、正方形 6 面からなる 14 面体である。図 1 のウレタンフォームの 1 つのセルを Kelvin セルとみなし、Kelvin セル内部の空洞部分を有限要素でモデル化し、空洞の繋がりは穴として音響解析を実施した。音響管による垂直入射吸音率計測を模した FE モデルで吸音率を計算し、Kelvin セルのセルの大きさ、骨格や壁の厚さ、穴の数、穴径を変更した場合の計算結果について報告する。

なお、本技術は自動車の CO₂ 排出削減という社会課題に対し、騒音対策に用いられているポリウレタンフォームの吸音性能を向上することで吸音材を軽量化し、燃費を向上することで CO₂ 排出削減に貢献することを目指している。

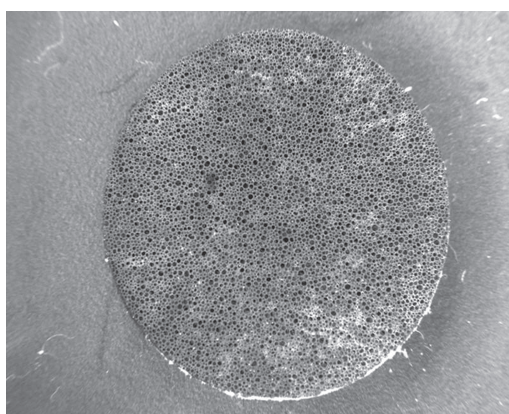


Fig. 1 Test piece of polyurethane foam (φ 29mm)

2. 計算手法と有限要素モデル

[1] 計算手法

音響管の内部空気やセルの空洞部分の計算は一般的な Helmholtz 方程式^[1]を用いた。セルとセルがつながっている穴については次のモデルを用いた。波長に対して極端に狭い空間では、空気の有する粘性により

壁面境界近傍において粘性減衰が生じる。また、音の伝播過程において膨張・圧縮により発生した熱は、空気の熱容量に比して大きい壁面材料に伝達し散逸する。そのため、微小な空間を伝播する音波については、微小振幅を仮定して線形化した Navier-Stokes 方程式、熱伝導方程式、質量保存則および状態方程式を基本支配方程式として考えるのが一般的である⁽⁶⁾。変位・圧力・密度・温度の変動を微小として方程式を線形化すると式(1)を得る。

$$\begin{aligned}\rho_0 j\omega v &= -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot v) \\ \kappa \nabla^2 \tau &= j\omega \rho_0 C_p \tau - j\omega p \\ \nabla \cdot v + j\omega \left(\frac{\delta}{\rho_0} - \frac{\tau}{T_0} \right) &= 0\end{aligned}\quad (1)$$

ρ_0 : 空気の密度、 j : 虚数単位、 ω : 角周波数、 p : 音圧変動、 μ : 粘性係数、 v : 速度変動、 κ : 熱伝導率、 τ : 温度変動、 C_p : 定圧比熱、 δ : 密度変動である。断面内で音圧が一定と仮定し、断面内において平均化し音圧のみを未知数にする計算手法⁽⁷⁾⁽⁸⁾を用いると計算負荷が低減できる。

[2] 有限要素モデル

図 2 に今回作成した音響解析用の Kelvin セルの FE モデルを示す。図中黄色い部分が骨格、赤・茶色・水色・紫部分が骨格の壁、白い部分が壁に空いた穴を示し、穴により Kelvin セル内の空気が隣のセルの空気と連続している。セルの大きさは今回は 0.5mm と 0.666 mm とし、ウレタンの骨格と壁は厚さ 2.0 μm、3.5 μm、5.0 μm、16.7 μm とした。図 2a は 1 つのセルにつき 2 つの正六角形の面に穴があいたモデル（裏側も含め穴 2 個）を示す。図 2b は 1 つのセルにつき裏側も含め穴 4 個で穴が斜めに空いているモデル、図 2c は穴 4 個で穴が縦に空いているモデル、図 2d は穴 8 個のモデルである。穴の直径は 0.05mm、0.08mm、0.12mm、0.16mm とした。図 3 は音響管計測で用いたテストピースをモデル化するため、図 2d のモデルを 22×22×7.5 個積み上げて実際の音響管計測で用いたサンプルサイズである直径 15mm、厚さ 5mm の円柱状にした FE モデルで、約 489 万要素である。このモデルに音響管内部空気の FE モデル化を組み合わせる垂直入射吸音率計測状態をモデル化し、計測同様上側から平面波の音波を入力し、入射波と反射波のエネルギー比から垂直入射吸音率を計算した。今回のモデルでは常温状態（気温 22℃）として、空気中の音速は 343.5m/s、空気の密度は 1.205kg/m³、損失係数は 0.001 とした。また、開口率は 48.5% とした。開口率とは、ウレタンフォー

ムの表層全面積に対する穴面積（図1の黒い部分）の比である。

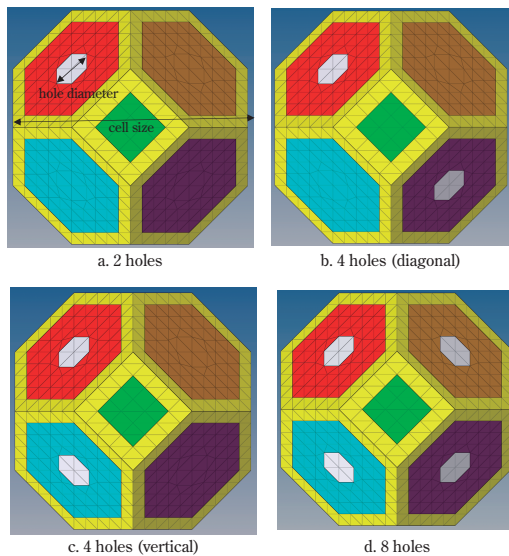


Fig. 2 Kelvin cell by FE model

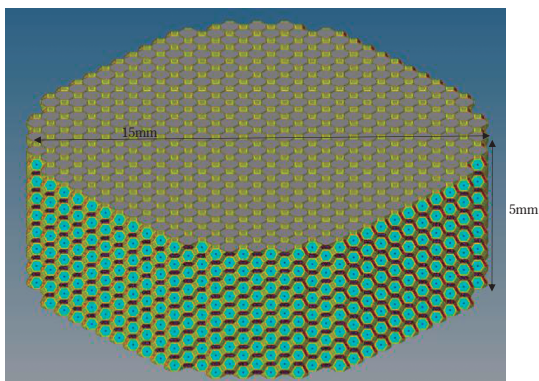


Fig. 3 FE model of polyurethane foam for cylindrical stacked Kelvin cell

3. 計算結果

図4に骨格と壁の厚さ $3.5\mu\text{m}$ 、穴の数8個、穴径 0.08mm の場合でセルの大きさを変えた Kelvin cell の吸音率の計算結果の比較を示す。図中紫線がセルサイズ 0.5mm 、緑線がセルサイズ 0.666mm の吸音率計算結果である。セルサイズを変更すると、セルサイズが小さい方が吸音率が大きい結果となった。

図5にセルサイズ 0.666mm 、穴の数8個、穴径 0.08mm の場合で骨格と壁の厚さを変えた Kelvin cell の吸音率の計算結果の比較を示す。赤線が厚さ $2.0\mu\text{m}$ 、緑線が厚さ $3.5\mu\text{m}$ 、青線が厚さ $5.0\mu\text{m}$ 、黒線が厚さ $16.7\mu\text{m}$ である。壁の厚さが大きくなるに従って吸音

率のピーク周波数が低周波に変化することが確認できた。

図6に壁のセルサイズ 0.666mm 、骨格と壁の厚さ $5.0\mu\text{m}$ 、穴径 0.08mm の場合で穴の数を変えた Kelvin cell の吸音率の計算結果を示す。赤線が穴の数2個（図2a）、黄色線が穴の数4個（図2b）、オレンジ線が穴の数4個（図2c）、青線が穴の数8個（図2d）である。穴の数が増えると吸音率のピーク周波数が高周波に変化する結果となった。また、穴の数が同じでも diagonal と vertical では若干異なる吸音率となった。これは、音の通り抜ける経路の違いによるものと考えられる。

図7に壁のセルサイズ 0.666mm 、骨格と壁の厚さ $5.0\mu\text{m}$ 、穴の数8個の場合で穴径を変えた Kelvin cell の吸音率の計算結果を示す。黒線が穴径 0.05mm 、青線が穴径 0.08mm 、オレンジ線が穴径 0.12mm 、赤線が穴径 0.16mm である。穴径が大きくなると吸音率のピーク周波数が高周波に変化する結果となった。

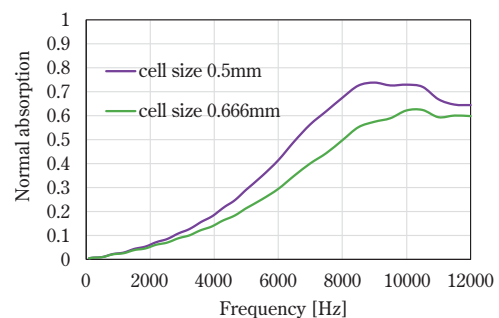


Fig. 4 Comparison of sound absorption calculation results due to differences in cell size (wall thickness : $3.5\mu\text{m}$, number of holes : 8, hole diameter : 0.08mm)

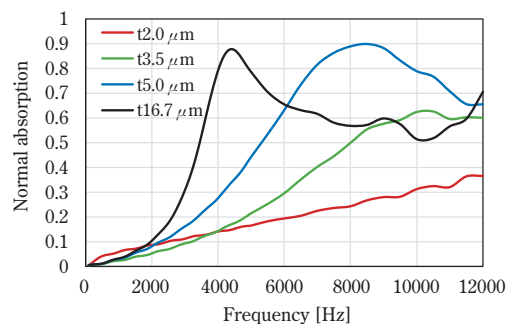


Fig. 5 Comparison of sound absorption calculation results due to differences in wall thickness (cell size : 0.666mm , number of holes : 8, hole diameter : 0.08mm)

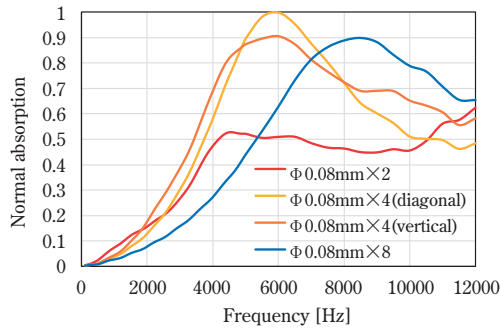


Fig. 6 Comparison of sound absorption calculation results due to differences in number of holes (cell size : 0.666mm, wall thickness : 5.0 μ m)

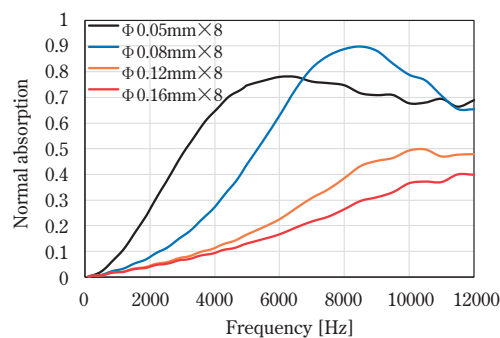


Fig. 7 Comparison of sound absorption calculation results due to differences in hole diameter (cell size : 0.666mm, wall thickness : 5.0 μ m)

4. まとめ

Kelvin セルを用いてポリウレタンフォームの構造を有限要素モデル化し、垂直入射吸音率を計算した。セルの大きさ、骨格や壁の厚さ、穴の数、穴径のパラメータスタディを行い、以下の知見を得た。

- ・セルサイズを変更すると (0.5mm \rightarrow 0.666mm)、セルサイズが小さい方が吸音率が大きい。
- ・壁の厚さが大きくなると (2.0 μ m \rightarrow 3.5 μ m \rightarrow 5.0 μ m \rightarrow 16.7 μ m)、吸音率のピーク周波数が低周波に変化した。
- ・穴の数が増えると (2個 \rightarrow 4個 \rightarrow 8個)、吸音率のピーク周波数が高周波に変化した。また、穴の数と同じでも若干異なる吸音率となった。これは、音の通り抜ける経路の違いによるものと考えられる。
- ・穴径が大きくなると (0.05mm \rightarrow 0.08mm \rightarrow 0.12mm \rightarrow 0.16mm)、吸音率のピーク周波数が高周波に変化した。

今後は、今回の Kelvin セルと流れ抵抗の関係について検討を行う予定である。また、今回は空洞部分のみの FE モデル化であったので、今後は骨格や壁の

FE モデル化を実施し、本構造検討で得られた知見を実際のウレタンフォームの高吸音化へ役立てる予定である。

文 献

- (1) Allard, J. F. and Atalla, N., *Propagation of sound in porous media*, John Wiley & Sons, Inc. (2009)
- (2) 朝倉由貴、山本崇史、発泡系吸音材の低周波域音響特性の向上検討、自動車技術会関東支部学術研究講演会 (2023)
- (3) 廣澤邦一、村上駿、石川覚志、多孔質弾性材料のユニットセル形状と膜の有無が Biot-Allard モデルのパラメータと吸音性能に及ぼす影響への数値解析的検討、2023 年春季大会学術講演会公演予稿集 (2003)
- (4) 高橋秀俊、山本崇史、山川啓介、桂大詞、遊川秀幸、摂動法を用いた発泡系吸音材の吸音特性ばらつき予測、日本機械学会 Dynamics and Design Conference (2023)
- (5) 山本崇史、李知桓、独立気泡を混在した多孔質材による低中周波域吸音材の向上検討、日本機械学会 Dynamics and Design Conference (2023)
- (6) Kampinga, W. R., Wijnant, Y. H. Boer, A., Performance of several viscothermal acoustic finite elements, *Acta Acustica united with Acustica*, **96**, 115-124 (2010)
- (7) Beltman, W. M., Hoogt, P. J. M., Spiering, R. M. E., Tjiedeman, H., Implementation and experimental validation of a new viscothermal acoustic finite element for acoust-elastic problems, *Journal of Sound and Vibration*, **216**, 159-185 (1998)
- (8) 山本崇史、黒沢良夫、微小音響空間の粘性減衰と熱散逸を考慮したモデル化と等価特性の検討、日本機械学会論文集、**81** (830)、1-16 (2015)