

## 自動車用防音材の非線形振動特性解析と固体伝播音に関する研究

日大生産工(院) ○鈴木 雄祐 日大生産工 高橋 亜佑美

日大生産工 見坐地 一人

## 1. はじめに

現在、自動車の低燃費化に伴い、車体軽量化が重要となっている。しかし、車室内を静粛化するためには防音材を多く積載する必要がある。そのため、車体軽量化と車室内の静粛化は相反する関係であり、これらの両立は難しい。そこで、これらの両立を可能とするために、軽量で制振・吸音・遮音効果の高い防音構造を構築する必要があると考えられる。

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。そこで我々は、自動車用防音材のヤング率と減衰係数を MECANUM 社の Quasi-static Mechanical Analyzer (QMA)<sup>1)</sup>を用いて歪ませた状態で測定し、ヤング率と減衰係数の歪依存性を確認する。次に、歪の大きさで変化するヤング率と減衰係数が防音材の固体伝播音特性にどの程度影響を与えるのか、Biot モデルを用いた解析 FEM-SEA ハイブリッドモデルを用いて明確にする。最後に、実際に用いられている防音材の目付を想定し、想定した範囲の目付ではどの程度固体伝播音特性に影響するのか明確にする。

2. Biot モデル<sup>2)3)4)</sup>

防音材のような多孔質材料の音響インピーダンスを予測するために適用されている Biot モデルの概要について説明する。

固体相及び流体相(本論の場合、空気)の運動方程式は、流体相と固体相の相互作用を考慮することにより、固体相の変位  $\bar{u}^s$  と、流体相の変位  $\bar{u}^f$  を用いて、それぞれ式(1)、式(2)のように表される。

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

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

ここで、 $t$  は時間、 $\rho_s$  は固体相の密度、 $\rho_f$  は流体相の密度である。 $\rho_a$  は固体相と流体相の相互作用における粘性減衰を考慮した流体相の等価密度を示しており、式(3)で表される。

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

ここで、 $\mu$  は動粘性係数と呼ばれるパラメータである。

次に特性インピーダンス  $P$ ,  $Q$ ,  $R$  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、固体相のせん断弾性率  $N$  と固体相の体積弾性率(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、 $K_f$  は固体相と流体相の相互作用における熱性減衰を考慮した流体相の等価体積弾性率(周波数依存)で、式(6)で表される。

$$\left. \begin{aligned} K_f &= \frac{\mathcal{P}_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left[ 1 + \frac{8\zeta}{j \omega \Lambda^2} H(\omega) \right]^{-1}} \\ H(\omega) &= \left( 1 + \frac{j \omega \Lambda^2}{16\zeta} \right)^{1/2} \end{aligned} \right\} (6)$$

ここで、 $\gamma$  は比熱比、 $\mathcal{P}_0$  は平衡状態の圧力、 $\zeta$  は温度拡散率である。

固体相と流体相の運動方程式(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。

最後に、Table1 に音響系 Biot パラメータと構造系 Biot パラメータを示す。

## Study on Non-linear Vibration Characteristics and Structure Borne Noise of Soundproof Materials for Automobile

Yuusuke SUZUKI, Ayumi TAKAHASHI and Kazuhito MISAJI

Table1 Biot Parameter

|                               |                                |                   |
|-------------------------------|--------------------------------|-------------------|
| Acoustical<br>Biot Parameters | Flow resistivity               | $\sigma$          |
|                               | Porosity                       | $\phi$            |
|                               | Tortuosity                     | $\alpha_{\infty}$ |
|                               | Viscous characteristics length | $\Lambda$         |
|                               | Thermal characteristics length | $\Lambda'$        |
| Structural<br>Biot Parameters | Density                        | $\rho$            |
|                               | Loss Fuctor                    | $\eta$            |
|                               | Young's modulus                | $E$               |
|                               | Poisson's ratio                | $\nu$             |

3. ヤング率と減衰係数の歪依存性測定<sup>1)</sup>

ウレタン、ハードチップウレタン、ソフトチップウレタンのヤング率と減衰係数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と減衰係数の算出式について示す。

## 3.1. 測定方法

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調節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、ネジを調節して防音材の歪を決定し、歪ませた状態で加振する。測定は各防音材の直径63[mm]、29[mm]を3つずつ行った。歪は防音材の厚み20[mm]に対し、3[%]~10[%]で測定を行った。測定結果は加振周波数32[Hz]の結果を用いた。以上がQMAを用いたヤング率と減衰係数の測定方法である。

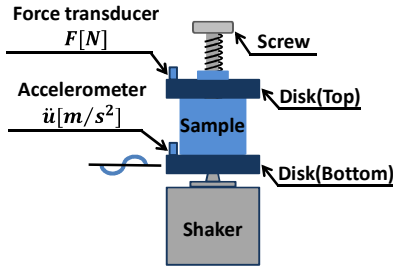


Fig. 1 QMA

## 3.2. ヤング率と減衰係数の算出式

QMAでは、測定した加振力 $F(\omega)$ と測定した下部のディスクの加速度 $\ddot{x}(\omega)$ より算出した変位 $x(\omega)$ を用いて、動剛性 $Z(\omega)$ を式(7)から求める。

$$Z(\omega) = \frac{F(\omega)}{x(\omega)} \quad (7)$$

次に、求めた動剛性 $Z(\omega)$ を用いて、式(8)から減衰係数 $\eta(\omega)$ 、式(9)からバネ定数 $K(\omega)$ を求める。

$$\eta(\omega) \approx \frac{\text{Im}(Z(\omega))}{\text{Re}(Z(\omega))} \quad (8)$$

$$K(\omega) = \text{Re}(Z(\omega)) \quad (9)$$

最後に、求めたバネ定数 $K(\omega)$ 、防音材の元の厚さ $L$ 、防音材がディスクに接触している面積 $A$ を用いて、ヤング率 $E(\omega)$ を式(10)から求める。

$$E(\omega) = \frac{L}{A} K(\omega) \quad (10)$$

以上がQMAを用いたヤング率と減衰係数の算出式である。

## 4. ヤング率と減衰係数の歪依存性検証

QMAを用いて測定したハードチップウレタン、ソフトチップウレタン、ウレタンのヤング率と減衰係数の測定結果をFig.2, Fig.3に示す。

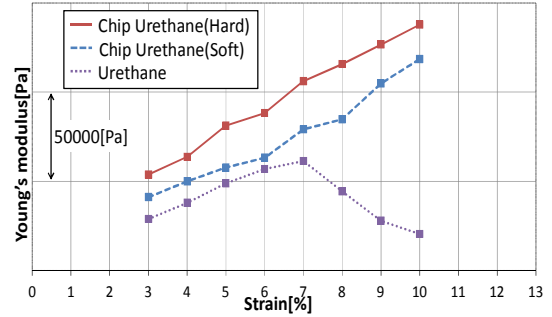


Fig. 2 Measurement result of young's modulus

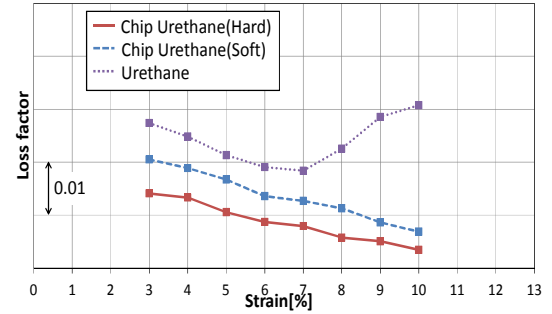


Fig. 3 Measurement result of Loss factor

Fig.2, Fig.3より、今回測定に用いたチップウレタンは歪が大きくなるにつれてヤング率は大きく、減衰係数は小さくなる歪依存性があることが分かった。これに対し、今回測定に用いたウレタンは歪が3[%]~7[%]の間ではヤング率は大きく、減衰係数は小さくなり、歪が7[%]~10[%]の間ではヤング率は小さく、減衰係数は大きくなる歪依存性があることがわかった。さらに、Fig.2の結果から今回のウレタンでは、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、測定に用いたチップウレタンとウレタンがどの程度の目付でどの程度歪むのか確認するために圧縮試験機を用いて各防音材を静的に歪ませた。測定結果をFig.4に示す。

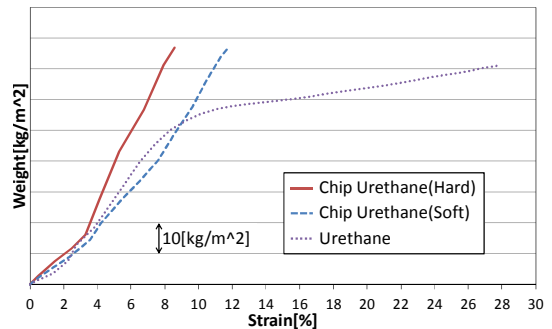


Fig.4 Result of the compression test

Fig.4の結果、チップウレタンは上部に積載される防音材の目付が大きくなると歪みにくくなる傾向を示し、ウレタンは上部に積載される防音材の目付が大きくなると歪みやすくなる傾向を示した。この結果から、測定に用いたチップウレタンは歪が大きくなると固くなり、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。

## 5. 解析 FEM-SEA ハイブリッドモデル作成<sup>5)</sup>

前章で確認した歪によるヤング率と減衰係数の変化が防音材の固体伝播音特性(本論では防音材を設置した時の鉄板の振動レベル, 防音材の音響放射効率, 受音場の音圧レベルを指す)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 FEM-SEA ハイブリッドモデルを作成した. 受音場(Cavity)と鉄板(Plate)で構成された 2 要素の解析 FEM-SEA ハイブリッドモデルとモデルの模式図を Fig. 5 に示す. 模式図の赤い線は加振位置, 青い線は鉄板, 緑の線は受音場を示している. 今回作成した解析モデルは受音場と防音材を SEA モデル, 鉄板を FEM モデルで作成した. 鉄板の寸法は 1.2[m]×1[m]で, 厚みは 1[mm]とし, 減衰特性は 1%である. 受音場の寸法は半径 1[m]である. 加振位置は鉄板の中心とし, 1[N]の力で加振した.

なお, 解析 FEM-SEA ハイブリッドモデル作成には, ESI 社の VA-One を用いた.

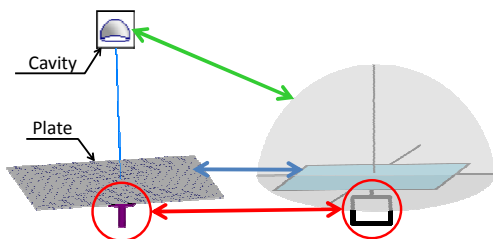


Fig. 5 Analytical FEM-SEA hybrid model

6. 構造系 Biot パラメータの固体伝播音特性への影響  
作成した解析 FEM-SEA ハイブリッドモデルを用いて, ヤング率と減衰係数の変化に対する防音材の固体伝播音特性を算出した. ヤング率と減衰係数は, 4 章で示した歪 3%, 5%, 8%, 10%の値を用いた. 本論では一例として, ソフトチップウレタンの解析結果について述べる.

### 6. 1. ヤング率の変化に伴う固体伝播音特性への影響

防音材のヤング率を変化させたときの鉄板の振動レベルの解析結果を Fig. 6, 防音材の音響放射効率の解析結果を Fig. 7, 受音場の音圧レベルの解析結果を Fig. 8 に示す. 最初に, Fig. 6 の解析結果から, 鉄板の振動レベルは歪が大きくなるにつれて 315[Hz]～445[Hz]で悪化し, 500[Hz]～1000[Hz]で向上する傾向が見られた. この結果から歪が大きくなると鉄板の振動レベルに影響があることが確認できた. 次に, Fig. 7 の解析結果から, 防音材の音響放射効率は歪が大きくなるにつれて 794[Hz]～1000[Hz]で悪化し, 445[Hz]～667[Hz]で向上する傾向が見られた. この結果から歪が大きくなると防音材の音響放射効率に影響があることが確認できた. 最後に Fig. 8 の解析結果から, 受音場の音圧レベルは歪が大きくなるにつれて 794[Hz]～1000[Hz]で悪化し, 445[Hz]～667[Hz]で向上する傾向が見られた. この結果から歪が大きくなると受音場の音圧レベルに影響があることが確認できた. 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.

### 6. 2. 減衰係数の変化に伴う固体伝播音特性への影響

防音材の減衰係数を変化させたときの鉄板の振動レベルの解析結果を Fig. 9, 防音材の音響放射効率の解析結果を Fig. 10, 受音場の音圧レベルの解析結果を Fig. 11 に示す. Fig. 9, Fig. 11 の解析結果から, 鉄板

の振動レベル, 受音場の音圧レベルは歪が大きくなっても全周波数で影響が見られなかった. 次に Fig. 10 の解析結果から, 防音材の音響放射効率は歪が大きくなるにつれて 630[Hz]～707[Hz]で悪化する傾向が見られた. 以上の結果から, 歪によって変化する減衰係数の影響を確認することができた.

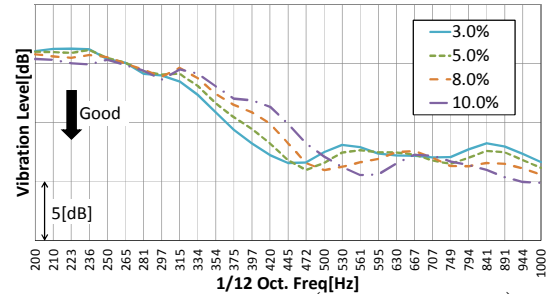


Fig. 6 Vibration level (Young's modulus)

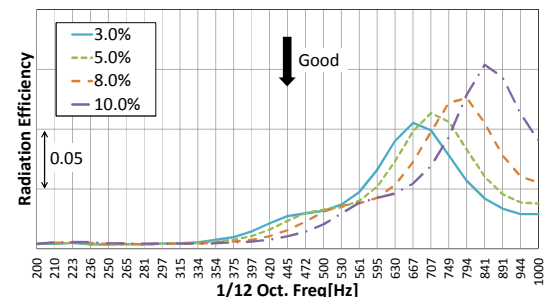


Fig. 7 Radiation Efficiency (Young's modulus)

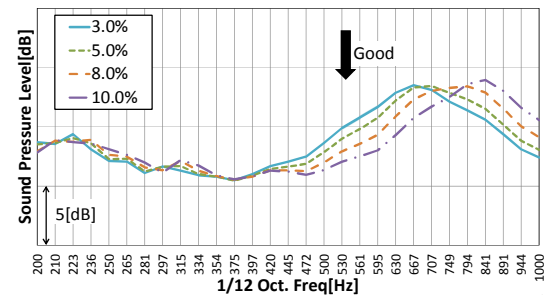


Fig. 8 Sound Pressure level (Young's modulus)

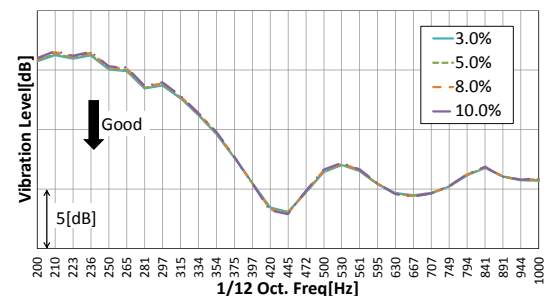


Fig. 9 Vibration level (Loss factor)

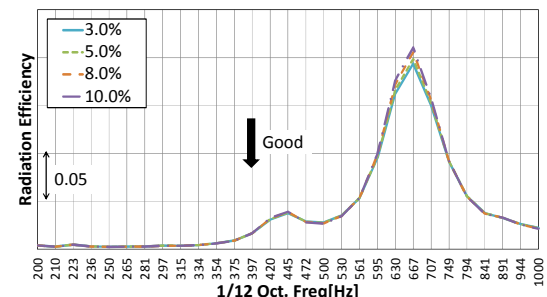


Fig. 10 Radiation Efficiency (Loss factor)

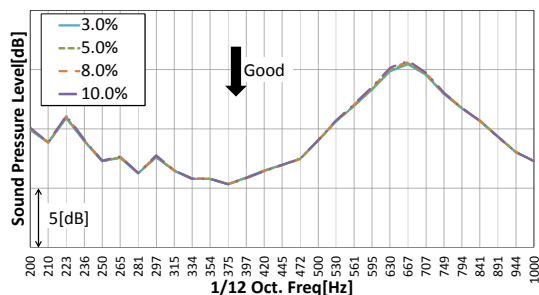


Fig. 11 Sound Pressure level (Loss factor)

## 7. 実際の防音材における歪と影響

Fig. 4 の結果を用いて、積載する防音材の目付が  $5.0[\text{kg}/\text{m}^2]$ ,  $3.5[\text{kg}/\text{m}^2]$ ,  $2.0[\text{kg}/\text{m}^2]$ ,  $0.0[\text{kg}/\text{m}^2]$  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、Fig. 2, Fig. 3 の結果を線形補間し、Table2 で確認した歪で、ヤング率と減衰係数がどの程度の大きさになるか予測した。そして、予測したヤング率と減衰係数を解析 FEM-SEA ハイブリッドモデルに用いて、各防音材の固体伝播音特性を算出した。ここで、解析する際の防音材の厚みは歪んだ状態の厚みを用いた。鉄板にソフトチップウレタンを設置した時の鉄板の振動レベルの解析結果を Fig. 12, 防音材の音響放射効率の解析結果を Fig. 13, 受音場の音圧レベルの解析結果を Fig. 14 に示す。最初に、Fig. 12 の解析結果から、鉄板の振動レベルは歪が大きくなるにつれて、 $236[\text{Hz}] \sim 375[\text{Hz}]$ ,  $472[\text{Hz}] \sim 561[\text{Hz}]$  で悪化し、 $397[\text{Hz}] \sim 445[\text{Hz}]$ ,  $595[\text{Hz}] \sim 1000[\text{Hz}]$  で向上した。この結果から実際の歪でも鉄板の振動レベルに影響があることが確認できた。次に Fig. 13 の解析結果から、防音材の音響放射効率は歪が大きくなるにつれて、 $595[\text{Hz}] \sim 1000[\text{Hz}]$  で悪化し、 $445[\text{Hz}] \sim 561[\text{Hz}]$  で向上した。この結果から実際の歪でも防音材の音響放射効率に影響があることが確認できた。最後に、Fig. 14 の解析結果から、受音場の音圧レベルは歪が大きくなるにつれて、 $595[\text{Hz}] \sim 1000[\text{Hz}]$  で悪化し、 $375[\text{Hz}] \sim 561[\text{Hz}]$  で向上した。この結果から実際の歪でも受音場の音圧レベル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固体伝播音特性に影響があることが確認できた。

Table2 Strain for the weight

| 目付/材料                       | チップウレタン<br>(Hard) | チップウレタン<br>(Soft) | ウレタン |
|-----------------------------|-------------------|-------------------|------|
| $0.0[\text{kg}/\text{m}^2]$ | 0.0%              | 0.0%              | 0.0% |
| $2.0[\text{kg}/\text{m}^2]$ | 0.4%              | 0.5%              | 0.8% |
| $3.5[\text{kg}/\text{m}^2]$ | 0.7%              | 0.9%              | 1.4% |
| $5.0[\text{kg}/\text{m}^2]$ | 1.0%              | 1.3%              | 1.7% |

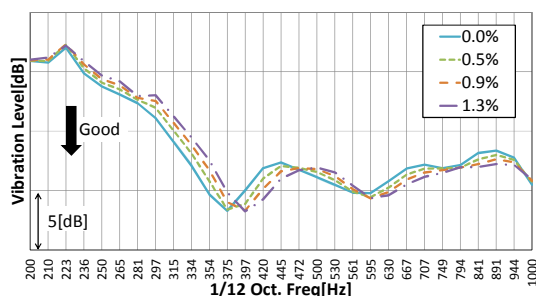


Fig.12 Insertion Loss (Real strain)

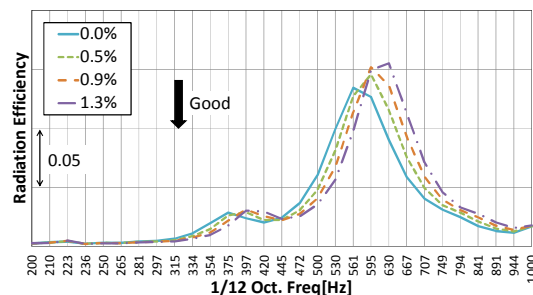


Fig.13 Absorption Coefficient (Real strain)

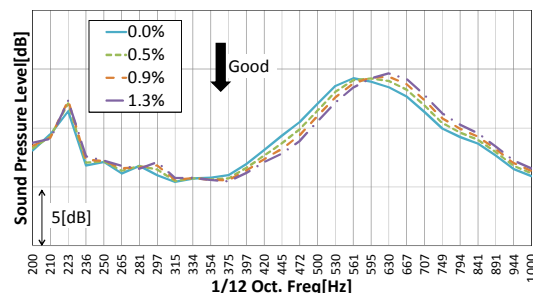


Fig.14 Transmission Loss (Real strain)

## 8. 結論

以上の結果から以下のことがわかった。

1. 今回測定に用いたウレタン、チップウレタンのヤング率と減衰係数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、ヤング率と減衰係数の変化に伴う、防音材の固体伝播音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においても固体伝播音特性に  $0.5[\text{dB}] \sim 1.5[\text{dB}]$  の影響があることが確認できた。

今後は実験を行い、今回の解析結果と比較し、防音材の固体伝播音特性を検証していきたい。

## 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
- (3) VA One 2011 Foam Module User's Guide, Theory & QA (released: Dec-11)
- (4) 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
- (5) 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年の岩井賢人君, 小倉春輝君, 後藤一斗君の協力に感謝します。