

弾性体-粘弾性体-多孔体からなる自動車用防音構造の
サウンドブリッジの散逸エネルギーのFEM解析*山口 誉夫^{*1}, 中本 英良^{*2}
黒沢 良夫^{*3}, 松村 修二^{*3}Dynamic Analysis of Dissipated Energy for Automotive Sound-proof
Structures Including Elastic body, Viscoelastic body and Porous body
using FEM in Sound Bridge PhenomenaTakao YAMAGUCHI^{*4}, Hideyoshi NAKAMOTO,
Yoshio KUROSAWA and Shuuji MATSUMURA^{*4} Department of Mechanical System Engineering, Gunma University,
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

A numerical method is proposed to calculate dynamic dissipated energy for mixed structures including elastic body, viscoelastic body and porous body. A expression to calculate share of dissipated energy for an each element in mixed structures is derived. Using this expression, vibration transmission properties are analyzed for mixed structures composed of porous media sandwiched between steel beam and plastic sheet. Further, a spacer is installed between the steel beam and the plastic sheet in the structures, to analyze deterioration of vibration by the sound bridge phenomena.

Key Words: Damping, Damping Materials, Computer Aided Analysis, Dissipated Energy, Mixed Structure, Sound Bridge Phenomena

1. 緒 言

自動車の車室内は、快適性や車外状況の認識といった観点から静粛性が求められる。走行時に発生する騒音の一つとしてロードノイズがある。これは路面の凹凸によりタイヤが振動し、ホイール、サスペンション、車体フレーム、フロアパネルと伝達し、車室内へ音として放射される。そのため、フロアパネルでは制振材を積層したパネルと樹脂シートで多孔質材を挟み込んだ吸音二重壁構造が用いられている。この構造は、制振材によってパネルの共振を抑制し、さらに、多孔質材によって二壁間の振動を分離することで、パネル振動からの放射音が車室内に流入するのを防止する⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、実際の自動車などの構造物においてこれらの二重壁は、取り付けなどの必要から、ボルトや他の機能部品などにより連結されることがある。このような連結要素を介して振動が伝達することにより防音、防振効果が劣化してしまうサウンドブリッジ現象

が知られている⁽³⁾。そのため、二重壁間の連結要素を考慮した解析を行うことが、防音構造の最適化を行う上で必要である。

過去のサウンドブリッジ現象の解析例は少なく、しかも、高周波数領域のみに適用可能な検討となっている⁽³⁾。本報告のように自動車車体の防音構造をターゲットにする場合には、車体の振動モードが影響する低周波数領域(30Hz~500Hz)の特性も重要であり、過去の解析例を直接あてはめることができない。

先にも述べたが、自動車の車体パネル周辺の防音構造は、固体(弾性体、粘弾性体)と多孔体と気体(空気)とが混合して形成されている⁽¹⁾⁽²⁾。車体の振動の影響が顕著な500Hz以下のロードノイズを対象とした場合、自動車の車体パネルの振動場や車室内音場は、問題となる波長に比べ小さく、建築構造の制振設計や防音設計で用いられるような拡散振動あるいは拡散音場を仮定したアプローチ⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾の利用には限界がある。したがって、自動車の車体パネル周辺のサウンドブリッジ現象の数値解析には、定在波を含んだ振動音響連成問題を考慮でき、制振材や多孔体の減衰を考慮できる解析手法が要求される。サウンドブリッジ現象では吸音二重壁間を連結する部材があるので、境界条件や形状が複雑となる。したがって、任意境界条件および任意形状が扱える有限要素法や境界要素法などの数値解析法

* 原稿受付 2004年10月27日。

^{*1} 正員, 群馬大学工学部(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1)。^{*2} 学生員, 群馬大学大学院機械システム工学専攻。^{*3} 正員, 富士重工(株)スバル技術研究所(☎373-8555 太田市スバル町1-1)。

E-mail: yamagme4@me.gunma-u.ac.jp

が必要となる。

多孔質材を含む音場についての有限要素法の研究が, Craggs^{(29), (30)}, 加川ら⁽¹⁶⁾, 著者ら^{(10), (11), (12)}により報告されている。さらに境界要素法で多孔質材を含む音場の解析がUtsunoら^{(8), (9)}により行われている。これらの研究では音場と構造振動との減衰の連成は取り扱っていない。Kangら⁽¹⁴⁾, Attalaら⁽¹⁵⁾は, Biotの弾性多孔質材モデル⁽¹³⁾について, 有限要素法で取り扱い, 多孔質材を形成する骨格の振動と多孔質材内部空気の音場の連成を解析している。これらの研究では, サウンドブリッジ現象を取り扱っていない。また, これらの計算方法では, 固有モードと音場構造間の連成減衰特性との関係を詳細に知ることが難しい。

本報告では, 自動車用吸音二重壁のサウンドブリッジ現象を解明するために, 著者らが先に提案した弾性体と粘弾性体, 多孔体が混在した混合体の動特性, モード減衰のFEMによる数値解析法⁽⁴⁾を応用する。この方法では, 粘弾性体や多孔体の減衰を考慮するとともに, 固体, 多孔体, 気体との連成問題を扱える。さらに解析法を拡張して, 各要素の散逸エネルギーの分担量を近似計算する式を導出し, 各要素のモード減衰への寄与率を求められるようにした。これを用いて, 自動車のフロア防音構造を模擬した制振ビームと樹脂シートで多孔質材をサンドイッチにした吸音二重壁における振動伝達特性の散逸エネルギーを分析した。この時, 制振ビームと樹脂シートの間を固体(弾性体, 粘弾性体)で連結し, 防振性能の劣化について解析した。サウンドブリッジ発生時の防振性能と固体と音場の間の減衰の連成の関係を調べた。

2. 解析方法

基本的には, 著者らが先に提案した弾性体と粘弾性体, 多孔体が混在した混合体の動特性, モード減衰のFEMによる数値解析法⁽⁴⁾を応用する。その概要を2章1節から2章4節に示す。この解析法では, 任意の境界条件, 任意の形態で混合した問題を減衰を含めた動連成を考慮して, 扱えるようにするために, 多孔体, 弾性体, 粘弾性体, 気体を, それぞれを有限要素で表現し重ね合わせる。さらにモード減衰の近似計算式を定式化したものである。

本報告では, さらに解析法を拡張し, 各要素の散逸エネルギーの分担量を求める式を導出し, これより, 各要素のモード減衰への寄与率が得られるようにした。その内容は2章5節に示す。

2.1 多孔体内部の音場の離散化⁽⁴⁾ 多孔体内部空気の二次元音場を有限要素で離散化する。

周期加振される非粘性圧縮性完全流体の運動方程式

は, 微小振幅の条件のもとでは次式となる^{(23), (24)}。

$$\text{grad } s = -\rho\omega^2 \{u_f\} \quad \text{----- (1)}$$

連続の式は次のようになる。

$$s = E \text{div} \{u_f\} \quad \text{----- (2)}$$

ここで, $\{u_f\} = \{u_{fx}, u_{fy}\}^T$ であり u_{fx} と u_{fy} は粒子変位の x, y 方向成分である。 s は圧力 p と $s = -p$ なる関係を有する。 E, ρ, ω は体積弾性率, 実効密度, 角周波数である。

要素内の粒子変位 $\{u_f\}$ と節点の粒子変位 $\{u_{fe}\}$ の関係を内挿関数 $[N_f]^T$ を用いて次のように近似する。

$$\{u_f\} = [N_f]^T \{u_{fe}\} \quad \text{----- (3)}$$

さらに非回転条件 $\text{rot}\{u_f\} = 0$ を考慮し, 式(1)から式(3)を用いて運動エネルギー, 歪みエネルギー, ポテンシャルエネルギーを求めエネルギー最小原理を用いた式を得る。

$$([K]_{fe} - \omega^2 [M]_{fe}) \{u_{fe}\} = \{f_{fe}\} \quad \text{----- (4)}$$

$$[M]_{fe} = \rho_e [\tilde{M}]_{fe} \quad \text{----- (5)}$$

$$[K]_{fe} = E_e [\tilde{K}]_{fe} \quad \text{----- (6)}$$

$\{f_{fe}\}$ は気体要素の節点力ベクトルである。 $[K]_{fe}$ は要素剛性行列, $[M]_{fe}$ は要素質量行列である。 ρ_e, E_e は要素内部に充填された媒質の実効密度, 体積弾性率である。 $[\tilde{M}]_{fe}$ と $[\tilde{K}]_{fe}$ は内挿関数とその導関数により構成される行列である。

式(4)から式(6)は線形の圧縮性完全流体の要素の運動方程式となる。これらは非減衰条件での気体の音響の要素方程式として用いることができる。

多孔質材の音響特性を表すモデルが多くの研究者から提案されてきている^{(4)-(19), (29), (30)}。その中で, 複素実効密度 ρ^* と複素伝搬速度 c^* を用いたモデルがある^{(7), (8), (9)}。ここで ρ^* と c^* は音響管を用いた improved cavity法⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾で容易に計測できる。

本報告では, 複素実効密度と複素体積弾性率を多孔体内の音場を表すモデルに用いる^{(4), (10), (11), (12), (17)}。すなわち, 式(5), 式(6)中の実効密度 ρ_e と体積弾性率 E_e を以下のように複素数 ρ_e^*, E_e^* とする。

$$\rho_e \Rightarrow \rho_e^* = \rho_{er} + j \rho_{ei} \quad \text{----- (7)}$$

$$E_e \Rightarrow E_e^* = E_{er} + j E_{ei} \quad \text{----- (8)}$$

j は虚数単位である。 ρ_{er} と ρ_{ei} は, 複素実効密度 ρ_e^* の実部と虚部である。また, E_{er} と E_{ei} は体積弾性率の実部と虚部である。式(8)の複素体積弾性率 E_e^* は, improved cavity法で計測された ρ_e^* と c_e^* を用いて, $E_e^* = \rho_e^* (c_e^*)^2$ により求めることができる。本モデルの有効性はすでに著者らにより検証されている^{(4), (10), (11), (12)}。このモデルでは多孔体内部の空気の運動が支配的と仮定し, 多孔体を構成する骨格を伝搬する弾性波は無視している。骨格が十分に柔軟で高減衰を有する多孔体に用いられる。Kiyotaらは自動車車体防音用の織

繊維材の加振実験を行い、繊維材内部の空気を真空にすると、繊維材の動ばね定数が著しく低下することを示し、空気ばねの寄与が支配的であることを報告している⁽²⁰⁾。自動車用に用いられる防音材(フェルトetc.)の多くは、このように空気ばねの寄与が支配的となり、本報告で用いるような複素実効密度と複素体積弾性率を用いた多孔体モデルが利用可能となる。なお、多孔体が金属繊維や硬質樹脂など剛な骨格で形成されている場合は、本モデルの適用外である。その場合には、骨格の弾性波を考慮するBiotのモデルを用いる必要がある⁽¹³⁾⁻⁽¹⁵⁾。ただし、Biotのモデルを用いた場合には本報告で後述するような方法でモード減衰を高速に求めることは困難となる。

式(7)を式(5)へ代入すると、要素質量行列 $[M]_{fe}$ は次式となる。

$$[M]_{fe} = [M_R]_{fe}(1+j\chi_e) \quad (9)$$

$$\chi_e = \rho_{e1} / \rho_{eR} \quad (10)$$

ただし、 $[M_R]_{fe}$ は $[M]_{fe}$ の実部である。同様に、式(8)を式(6)へ代入すると、要素剛性行列 $[K]_{fe}$ は次式となる。

$$[K]_{fe} = [K_R]_{fe}(1+j\eta_e) \quad (11)$$

$$\eta_e = E_{e1} / E_{eR} \quad (12)$$

上式で $[K_R]_{fe}$ は $[K]_{fe}$ の実部である。

以上から、多孔体内部の音場を表す要素では、 $[K]_{fe}$ と $[M]_{fe}$ がともに複素数で表現される。

2.2 固体の振動場 固体の振動場は通常の線形有限要素で離散化する。要素の離散化方程式は次式となる。

$$([K]_{se} - \omega^2[M]_{se})\{u_{se}\} = \{f_{se}\} \quad (13)$$

$\{f_{se}\}$ は固体要素についての節点力ベクトル、 $[K]_{se}$ は要素剛性行列、 $[M]_{se}$ は要素質量行列である。

粘弾性体では、ヤング率が複素数になることに起因し次式のように $[K]_{se}$ も複素数となる^{(21), (25), (26), (27)}。

$$[K]_{se} = [K_R]_{se}(1+j\eta_e) \quad (14)$$

η_e は要素 e の材料損失係数、 $[K_R]_{se}$ は要素剛性行列の実部である。

2.3 全系の離散化方程式⁽⁴⁾ 固体と気体の境界、固体と多孔体の境界では、境界に法線方向の変位のみが連続となる。これを考慮し式(4)から式(14)を用いて対象とする場(気体、多孔体、固体の複合空間)の全要素について重ね合わせ、全系離散化方程式を得る。

$$\sum_{e=1}^{e_{max}} ([K_R]_e(1+j\eta_e) - \omega^2[M_R]_e(1+j\chi_e))\{u_e\} = \{f\} \quad (15)$$

$\{f\}$ は節点力ベクトルである。 $\{u_e\}$ は節点変位ベクトルで $\{u_{se}\}$ と $\{u_{fe}\}$ からなる。 $[K_R]_e$ は $[K_R]_{fe}$ と

$[K_R]_{se}$ からなる。 $[M_R]_e$ は $[M_R]_{se}$ と $[M_R]_{fe}$ からなる。

2.4 モード減衰の近似計算^{(4), (21), (10), (11), (12)} 全系のモード減衰の近似計算法を示す。式(15)の複素固有値問題は次式となる。

$$\sum_{e=1}^{e_{max}} ([K_R]_e(1+j\eta_e) - (\omega^{(n)})^2(1+j\eta_{tot}^{(n)})[M_R]_e(1+j\chi_e))\{\phi^{(n)*}\} = \{0\} \quad (16)$$

添字 (n) は n 次固有モードを表す。 $(\omega^{(n)})^2$ は複素固有値の実部、 $\{\phi^{(n)*}\}$ は複素固有モード、 $\eta_{tot}^{(n)}$ はモード損失係数である。

材料減衰 η_e, χ_e ($e=1,2,3,\dots,e_{max}$) に関して全要素の中で最大のものを η_{max} とする。また、以下の量を定義し導入する。

$$\beta_{se} = \eta_e / \eta_{max}, \beta_{se} \leq 1, \beta_{ke} = \chi_e / \eta_{max}, \beta_{ke} \leq 1 \quad (17)$$

ここで $\eta_{max} \ll 1$ と仮定し、微小量 $\mu = j\eta_{max}$ を導入し、式(16)の解を漸近展開すると、

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu\{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2\{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad (18)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2(\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4(\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad (19)$$

$$j\eta_{tot}^{(n)} = \mu\eta_1^{(n)} + \mu^3\eta_3^{(n)} + \mu^5\eta_5^{(n)} + \mu^7\eta_7^{(n)} + \dots \quad (20)$$

ただし、 $\beta_{ke} \leq 1$ および $\beta_{se} \leq 1$ であるので $\eta_{max} \ll 1$ ならば $\eta_{max}\beta_{ke} \ll 1$ および $\eta_{max}\beta_{se} \ll 1$ が成立し、 $\mu\beta_{se}$ および $\mu\beta_{ke}$ も μ と同様に微小量となる。また、 $\{\phi^{(n)}\}_0, \{\phi^{(n)}\}_1, \dots$ と $(\omega_0^{(n)})^2, (\omega_2^{(n)})^2, \dots$ および $\eta_1^{(n)}, \eta_3^{(n)}, \dots$ は実数とする。

ついで式(18)から式(20)を式(16)に代入し、 μ^0 と μ^1 の量までをまとめると次式を得る。

$$\eta_{tot}^{(n)} = \eta_{se}^{(n)} - \eta_{ke}^{(n)} \quad (21)$$

$$\eta_{se}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{max}} (\eta_e S_{se}^{(n)}), \eta_{ke}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{max}} (\chi_e S_{ke}^{(n)}),$$

$$S_{se}^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^T [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{max}} (\{\phi^{(n)}\}_0^T [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0)$$

$$S_{ke}^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^T [M_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{max}} (\{\phi^{(n)}\}_0^T [M_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0)$$

この式から、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は弾性率に関連する材料減衰 η_e とひずみエネルギー分担率 $S_{se}^{(n)}$ との積の全要素にわたる和 $\eta_{se}^{(n)}$ および実効密度に関連する材料減衰 χ_e と運動エネルギー分担率 $S_{ke}^{(n)}$ との積の全要素にわたる和 $\eta_{ke}^{(n)}$ から近似計算できる。

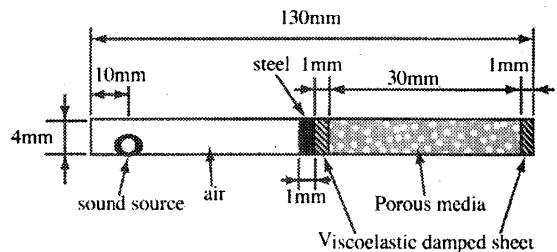


Fig.1 FEM model for a closed pipe including porous media with solid layers

2.5 散逸エネルギーの分担量 各要素の相対的な散逸エネルギーの分担量 $D_e^{(n)}$ は式(21)から次式で表すことができる。

$$D_e^{(n)} = \eta_n \Delta_{se}^{(n)} - \chi_e \Delta_{ke}^{(n)} \quad (22)$$

これが大きい要素が混合体のモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ への寄与が高い要素となる。

3. 解析法の検証

3.1 計算条件 以降の計算では多孔体に相当する有限要素には四節点アイソパラメトリック四辺形要素⁽¹⁶⁾を用いた。多孔体内部空気の実効密度は $\rho_R = 1.4 \text{ kg/m}^3$, $-\chi_e = 0.5$ とし体積弾性率は $E_R = 1.19 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, $\eta_R = 0.1$ なる値を用いた。

固体の要素には、非適合モードを考慮した四節点アイソパラメトリック四辺形要素⁽²²⁾を用いた。制振材および樹脂シート材料特性として、貯蔵弾性率 $8.00 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, 質量密度 $1.45 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 材料損失係数 0.333 を用いた。

3.2 有限要素法による計算精度 閉管に弾性体(鋼), 粘弾性体(制振材, 樹脂シート), 多孔体を図1に示す構成で挿入した。この構成の垂直入射吸音率および表面インピーダンスを有限要素法で求め伝達行列法による理論解^{(19), (28)}と比較した。管壁と多孔体の境界は剛壁境界である。この時, 管壁と法線方向の粒子変位は0とし壁面に沿う方向の運動はフリーとした。また, 弾性体および粘弾性体は, 管壁との境界において管壁に沿って抵抗なく滑ると仮定した。管壁と法線方向の変位については固定とした。有限要素法を用いて管内の粒子変位分布をもとめ, その結果から, 2点マイク法を用いて混合構造の表面インピーダンスおよび垂直入射吸音率を計算した。なお, 2点マイク法については, 従来法では, 伝達関数として音圧を用いて定式化されていたが, 粒子変位の伝達関数により定式化^{(4), (7), (8)}されたものを用いた。

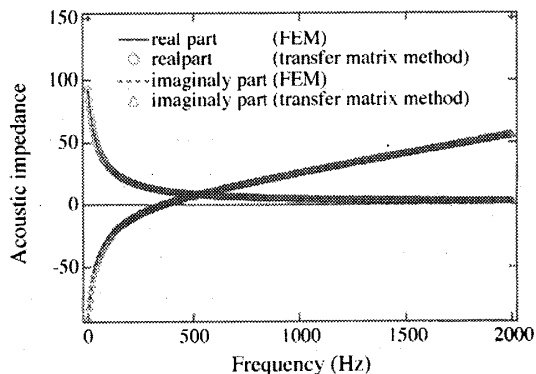


Fig.2 Acoustic impedance of porous media including solid layers

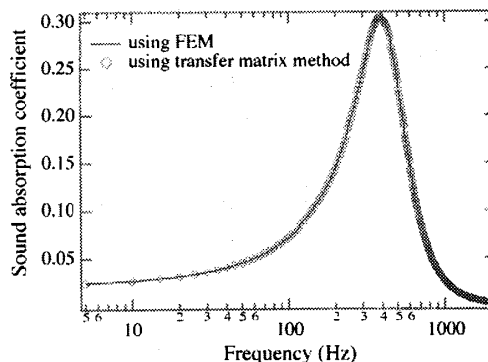


Fig.3 Sound absorption coefficient of porous media including solid layers

図2および図3に結果を示す。図より伝達行列法による解析解と有限要素法による数値解は, 表面インピーダンス, 垂直入射吸音率ともに一致しており, 有限要素法による計算が妥当であるといえる。

3.3 混合体の減衰特性解析 両端を固定した長さ1mm, 長さ200mmの鋼製ビームに厚さ3mmの制振材と, 多孔体20mm, 樹脂シート3mmを積層し, いわゆる吸音二重壁を形成した。この構造はビームの振動が樹脂シートに伝達しないように, 空気ばねよりも柔らかい多孔体を挿入してある。ビームを点加振した時の樹脂シートの全空間領域の平均振動加速度レベル α_{av} で吸音二重壁の性能評価を行った。制振材と樹脂シートの両端も固定とし, 多孔体の両端は剛壁境界とした。鋼層, 制振材, 樹脂シートは厚さ方向に2分割, 多孔体は8分割して要素を作成した。ビームの長手方向は2.5mmピッチで要素を分割した。多孔体には制振材と樹脂シートが接するが, それぞれの境界で, 境界と法線方向の変位を連続として以後の計算を行っている。

サウンドブリッジの影響を調べるために, 上記の積層構造の中にビームと樹脂シートを接続するスペーサをビーム長手方向の中央に図4のように設置した。スペーサの厚さは5.0mmである。スペーサと樹脂シートの接合およびスペーサと鋼層の接合は剛結合とした。加振位置は図の $(x, y) = (20, 0)$ であり, 加振波形はホワイトノイズである。

図5にスペーサが無い吸音二重壁(Case1), 鋼製(ヤング率 $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 質量密度 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 材料損失係数 0.001)のスペーサを設置した吸音二重壁(Case2), Case2のスペーサの材料特性をヤング率を $2.1 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ に減らし, 材料損失係数を 1.0 と大きくした吸音二重壁(Case3)についての樹脂シートの平均振動加速度レベル α_{av} を示す。

なお, 図中には, 参考のために多孔体, 樹脂シート, スペーサを取り去り, 制振材のみを積層した鋼製ビー

ム (損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}=0.129$, 以降, 制振ビームと呼ぶ) の平均振動加速度レベル (Case4) も記載した。

図5で, Case4とCase1を比較すると, 多孔体および樹脂シートを積層しても制振ビームの曲げ一次共振137Hzピークの低減はわずかである。対応するCase1での共振の固有モード, 共振周波数, モード損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}$ を図6(Case1, Model1)に示す。このモードでは制振ビームと樹脂シートが一体となり曲げ一次モードと似た変形をしている。共振周波数は質量増大の影響で137Hzから図中の122Hzへと低くなる。モード損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}$ は図中の0.144と制振ビームの損失係数0.129よりもわずかに増加している。これは, 多孔体や樹脂シートと連成した運動となることに起因して減衰の連成が起こったためである。また, Case4とCase1を図5でもう一度比較すると250Hzバンドの共振を境に挙動が大きく変化する。250Hzバンドの共振は, 図6(Case1, Mode2, 共振周波数237Hz)に示すように制振ビームと樹脂シートが逆相で動き, 多孔体中に封入された空気がばね効果をもっている。これにより振幅が増幅される。なお, このモードのモード損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}$ は図中の0.113であるが, 多孔体が空気の場合のモード損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}$ は0.026であった。すなわち, 制振ビームと多孔体で減衰の連成が認められた。この250Hzバンドの共振よりも低い周波数域では, Case1の構造は制振ビームと樹脂シートがほぼ一体で動くために振動絶縁効果は少ない。この共振より高い周波数域では, ビームと樹脂シートの連成が空気ばねのフローティングにより小さくなる。その結果, 周波数が高くなるにつれ別々に動くようになり, 振動絶縁効果が大きくなる。その効果は図6のCase1の固有モードで, 制振ビームと樹脂シートの連成が周波数が高いモードほど小さくなっていくことから確認できる。なお, 多層構造としての減衰値は主体に変形する層のモード損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}$ に近い値になる。

Case1とCase2を比較し, 吸音二重壁の防振効果へのスペーサの影響を調べる。図5からCase2では, 鋼製の剛なスペーサでビームと樹脂シートが接続されているので, そこからの振動伝達により500Hzバンド以上の周波数で, Case1と比べ, 防振効果が著しく劣化している(サウンドブリッジ現象)。図6(Case2)にスペーサがある場合の固有モードを示す。制振ビームと樹脂シートが逆相となるモードは, スペーサによる補剛効果に起因して低次には現われなくなっている。また, Case2では鋼製スペーサからのサウンドブリッジの影響で高周波数域モードにおいても制振ビームと樹脂シートの強い連成がみられ, スペーサが無い条件のCase1のようなフローティング効果は少ない。

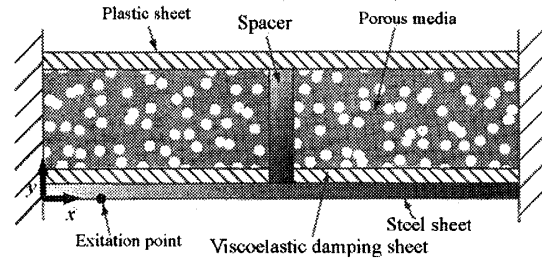


Fig. 4 Mixed structure having solid body, porous media and spacer

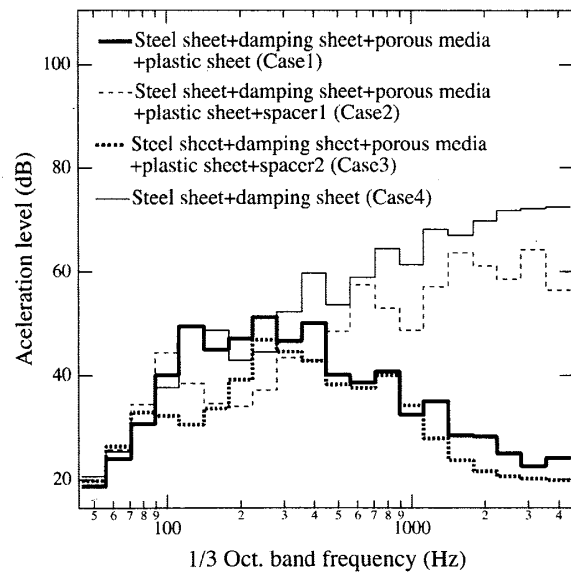


Fig. 5 Sound-proof performance of mixed structures with spacer

図5のCase3はCase2のスペーサのヤング率を空気程度まで小さくし, スペーサの材料損失係数 χ_e を大きくした場合の振動レベルを示したものである(ただし, 密度は変化させていない)。図より, スペーサが無い場合(Case1)と同程度の防振性能となっていることが分かる。

図7(a), (b)はそれぞれ, Case2, Case3について, スペーサの材料損失係数 χ_e のみを変化させた場合の振動レベルを示したものである。図7(a)よりCase2(鋼製スペーサ)ではスペーサの材料損失係数 χ_e の変化に対するモード損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}$ の変化はわずかである。それに対し, Case3(空気程度の弾性を持つスペーサ)では多くのモードで, スペーサの材料損失係数 χ_e の変化に対して, モード損失係数 $\eta_{hor}^{(n)}$ が大きく変化する。ここで, 式(22)に示す要素の散逸エネルギーの分担量 $D_e^{(n)}$ をスペーサについて考える。スペーサは弾性体であるので $\chi_e=0$ となり $\eta_e S_{se}^{(n)}$ のみを考えれば良い。大きな $D_e^{(n)}$ を得るためには材料損失係数 η_e が大きいだけで


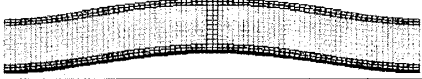

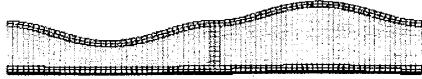
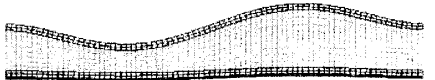
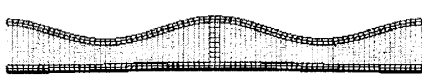


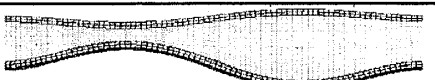


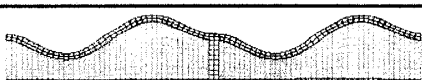
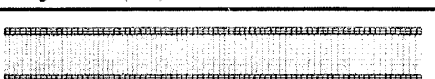
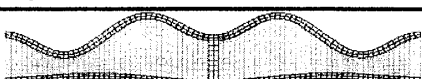
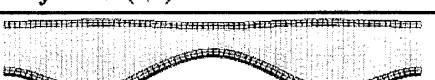


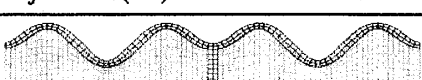
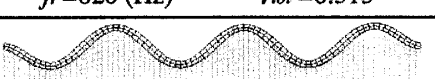



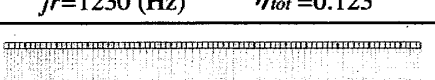
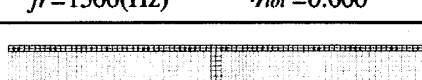
	Case 1 (without sound bridge)	Case 2 (with sound bridge)
Mode 1		
	$f_r=123$ (Hz) $\eta_{tot}=0.144$	$f_r=100$ (Hz) $\eta_{tot}=0.140$
Mode 2		
	$f_r=237$ (Hz) $\eta_{tot}=0.113$	$f_r=310$ (Hz) $\eta_{tot}=0.242$
Mode 3		
	$f_r=294$ (Hz) $\eta_{tot}=0.199$	$f_r=328$ (Hz) $\eta_{tot}=0.241$
Mode 4		
	$f_r=381$ (Hz) $\eta_{tot}=0.263$	$f_r=560$ (Hz) $\eta_{tot}=0.145$
Mode 5		
	$f_r=404$ (Hz) $\eta_{tot}=0.125$	$f_r=648$ (Hz) $\eta_{tot}=0.151$
Mode 6		
	$f_r=572$ (Hz) $\eta_{tot}=0.294$	$f_r=701$ (Hz) $\eta_{tot}=0.309$
Mode 7		
	$f_r=729$ (Hz) $\eta_{tot}=0.600$	$f_r=733$ (Hz) $\eta_{tot}=0.284$
Mode 8		
	$f_r=755$ (Hz) $\eta_{tot}=0.125$	$f_r=1300$ (Hz) $\eta_{tot}=0.300$
Mode 9		
	$f_r=820$ (Hz) $\eta_{tot}=0.313$	$f_r=1340$ (Hz) $\eta_{tot}=0.322$
Mode 10		
	$f_r=1120$ (Hz) $\eta_{tot}=0.321$	$f_r=1360$ (Hz) $\eta_{tot}=0.255$
Mode 11		
	$f_r=1230$ (Hz) $\eta_{tot}=0.123$	$f_r=1500$ (Hz) $\eta_{tot}=0.600$
Mode 12		
	$f_r=1460$ (Hz) $\eta_{tot}=0.600$	$f_r=1500$ (Hz) $\eta_{tot}=0.600$

Fig.6 Effect of spacer on eigen modes of mixture

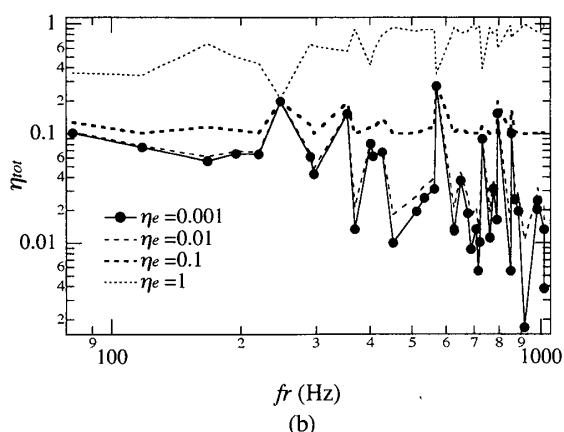
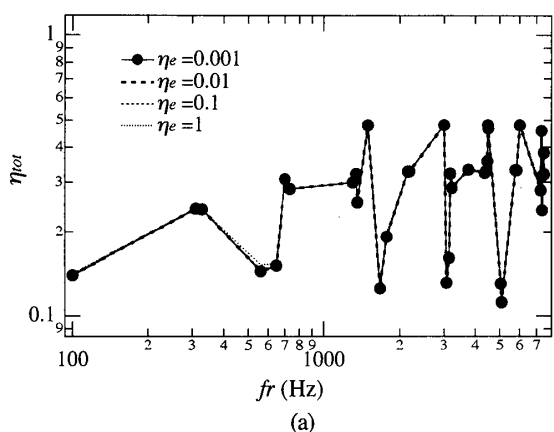


Fig.7 Effect of material damping of spacer on modal loss factor

はなく、歪みエネルギー $S_{se}^{(n)}$ も大きい必要がある。

図6のCase2(鋼製スペーサ)の固有モードを観察するとスペーサは、今回計算した周波数領域内では弾性変形していない。Mode1は上下方向の剛体運動、Mode2, 4, 6, 8, 10は剛体回転しているのみで、弾性変形が少なく、スペーサの歪みエネルギー $S_{se}^{(n)}$ が小さい。このため材料損失係数 η_e をいくら大きくしてもモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ が大きくなる。

Case3では、スペーサのヤング率が空気の体積弾性率程度まで小さくしてあり、スペーサ自体が弾性変形しやすくなっている。したがって、スペーサの歪みエネルギー $S_{se}^{(n)}$ が大きくなる。その結果、図7(b)に示すようにスペーサの材料損失係数 η_e が大きくなるとモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ が増加する。

なお、図6中のcase1のMode7とMode12は多孔質材層の内部空気のx方向の一次共鳴と二次共鳴である。case2のMode11とMode12も同様に多孔質材層の内部空気のx方向の共鳴である。スペーサで左右に空間が分割されているので、Mode11とMode12の二つの共鳴が現れている。空間共鳴に対応するモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$

は、複素実効密度に関連し流れ抵抗に起因する材料減衰 $\chi_e=0.5$ と複素体積弾性率に関連しヒステリシスに起因する材料減衰 $\eta_e=0.1$ の和となり、0.600と大きな値となる。これらの特性(共鳴周波数、モード損失係数)は、同じサイズの閉管に、この多孔質材を充填した場合の特性と一致することを確認してある。図7(b)で、スペーサの材料減衰 η_e を変化させても、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ があまり変化しないモードがいくつかあるが、これらは、多孔体層の空間共鳴である。

4. 結 言

有限要素法を援用して、弾性体と粘弾性体、多孔体からなる混合体の各要素の散逸エネルギーの分担量を求める式を定式化した。これを用いて、吸音二重壁の振動伝達特性の散逸エネルギーについて分析した。さらに二重壁間を連結するスペーサによるサウンドブリッジに起因する防振劣化現象への減衰の影響について分析し以下の結果を得た。

(1) スペーサが存在すると、固有モードにおいて二重壁間の連成が高次モードにいたるまで強くなる。その結果、二重壁の防振性能が劣化する結果(サウンドブリッジ現象)を数値計算で求められた。

(2) 本系における構造と音場で減衰の連成が認められた。

(3) スペーサのヤング率が高すぎると、スペーサの材料減衰を大きくしても、サウンドブリッジに影響が大きい二重壁間の連成モードのモード減衰を大きくできない。

参 考 文 献

- (1) 谷谷ほか, 騒音対策用材料ハンドブック, (1989), 1-461, 日本自動車工業会日本自動車研究所.
- (2) 日本自動車技術会振動騒音部門委員会ダンピングWG, 自動車におけるダンピング技術, 技術報告シリーズ23, (1996), 日本自動車技術会, 127-136.
- (3) Crocker, M. J., Battacharya, M. C. and Price, A. J., Trans. of ASME, J. Engineering for Industry, (1971), 775-782.
- (4) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 機論 69-677C (2003), 34-41.
- (5) Zwikker, C. and Kosten, C., A., *Sound Absorbing Materials*, (1949), 1-70, Elsevier, New York.
- (6) Allard, J. F., *Propagation of Sound in Porous Media*, (1993), Elsevier Applied Science, London and New York.
- (7) Utsuno, H., Tanaka, T. and Fujikawa, T., J. Acoust. Soc. Am, 86-2 (1989), 637-643.
- (8) Utsuno, H., Wu, T. W., Seybert, A. F. and Tanaka,

- T., AIAA Journal, 28-11(1990), 1870-1875.
- (9) 宇津野秀夫, 田中俊光, 森沢吉高, 吉村登志雄, 機論
56-532 C(1990), 3248-3252.
- (10) 山口誉夫, 機論 66-648C(2000), 2563-2569
- (11) 山口誉夫, 機論 66-646C(2000), 1842-1848
- (12) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 機論 68-665C
(2002), 1-7.
- (13) Biot, M. A., J. Acoust. Soc. Am, 28-2(1955),
168-191.
- (14) Kang, Y. J. and Bolton, S., J. Acoust. Soc. Am,
98-1(1995)635-643.
- (15) Attala, N., Panneton, R. and Debergue, P.,
J. Acoust. Soc. Am, 104-3(1998)1444-1452.
- (16) 加川幸雄, 有限要素法による振動・音響工学/基
礎と応用, (1981), 1-228, 倍風館.
- (17) 佐藤宗純, 藤森威, 三浦甫, 日本音響学会誌 33-11
(1979), 628-636.
- (18) 子安勝, 建築音響シリーズ<材料編>1 吸音材料,
(1976), 1-86, 技報堂.
- (19) 子安勝, 建築音響シリーズ<材料編>2 遮音材料,
(1976), 1-103, 技報堂.
- (20) Kiyota, Y., Asai, M., Sugita, H. and Akiyama, A.,
SAEpaper, 951241(1995), 57-62.
- (21) MA, B. A. and HE, J. F., *J. of Sound Vib.*, 152-1
(1992), 107-123.
- (22) 鷲津久一郎, 宮本博, 山田嘉昭, 山本善之, 川井忠
彦, 有限要素法ハンドブック 1 基礎編, (1981),
1-427, 倍風館.
- (23) 江島聞夫, 石井哲, 村井秀児, 日本音響学会誌
44-6(1988), 460-468.
- (24) 弓削康平, 江島晋, 宇田川亮太, 岸川洋, 笠井康治,
機論 60-570A(1994), 535-552.
- (25) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 野村章, 機論 69-
678C (2003), 297-303.
- (26) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 村上聡, 澤田耕吉,
機論, 69-678C(2003), 304-311.
- (27) 黒沢良夫, 山口誉夫, 榎本秀喜, 松村修二, 機論 69
-687C(2003), 2983-2990.
- (28) 太田光夫, 岩重博文, 日本音響学会誌 34-1
(1978), 3-10.
- (29) Craggs, A., *J. of Sound Vib.*, 61-1(1978), 101-
111.
- (30) Craggs, A., *J. of Sound Vib.*, 66-4(1979), 605-
613.