ビードを有する制振防音構造の 三次元有限要素法による減衰応答解析*

山口 誉夫^{*1}, 飛田 航宏^{*2}, 黒沢 良夫^{*3}

Damped Vibration Responses for Soundproof Structures Which Have Bead Panels Using Three Dimensional Finite Element Analysis

Takao YAMAGUCHI^{*1}, Kazuhiro TOBITA and Yoshio KUROSAWA

^{*1} Department of Mechanical System Engineering, Gunma University,
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu, Gunma, 376-8515 Japan

As a model for soundproof structures in car bodies, we deal with double walls composed of a porous material sandwiched between a damped steel plate and a cover plate. To analyze vibration transmission between the double walls in the low frequency range, we apply a numerical method previously proposed by the authors using three-dimensional finite element method. In our numerical method, we select displacement vectors as common unknown variables for the soundproof structures including porous materials, viscoelastic materials and elastic materials. We solve under coupled condition. Further, approximate expressions of modal loss factor for the soundproof structures are derived using asymptotic method. Using these techniques, eigenvalue analysis and frequency response analysis are performed. Especially, we focus on the influences of beads in the damped steel plate on vibration transmission from the steel plate to the cover plate. The porous material on the top of the bead in the steel plate is removed locally corresponding to the height of the bead. Because of short distance between the steel plate and the cover plate in this region, vibration transmission through this region increased.

Key Words : Damping, Finite Element Method, Noise, Computer Aided Analysis, Damping Material, Automobile

1. 緒 言

静寂性を高めるために自動車の車室内は、制振・防音効果を有する構造体が要求される^{(1),(2)}。主な振動、騒音の発生源の例として走行時のロードノイズが挙げられる。その対策のために自動車用フロアパネルには、鋼製パネルに制振材を積層した板（以降、ベースプレートと呼ぶ）と樹脂などで作られたもう一枚の板（以降、カバープレートと呼ぶ）で多孔質材を挟み込んだ吸音二重壁構造が用いられる場合がある。この構造は、粘弾性体である制振材により鋼製パネルの共振を減衰して抑制し、さらに柔らかい多孔質材によって二壁間の振動を分離することで、鋼製パネルの振動がカバープレートに伝達し、そこからの放射音が車室内に流入することを防止する。ここで、先の鋼製パネルが平板の場合、共振周波数が低いためにロードノイズの低周波数域での振動騒音性能を十分に発揮することが難しい。その対策としてパネルにビードと呼ばれる凹凸を追加して剛性を高くする方法が用いられることがある。しかし、吸音二重壁のパネルにビードを入れると、ビード上部の多孔体が削られ、ベースプレートとカバープレートとの間の距離が部分的に狭くなり振動伝達特性に影響を与えられと考える。そのような現象を数値解析などで検討された報告はない。

過去に、つぎのような数値解析による二重壁の動特性の研究がある。中空二重壁のサウンドブリッジ現象につ

* 原稿受付 2012 年 1 月 6 日

^{*1} 正員, 群馬大学工学部機械システム工学科 (〒376-8515 群馬県桐生市天神町 1-5-1)

^{*2} 群馬大学大学院工学研究科 (〒376-8515 群馬県桐生市天神町 1-5-1)

^{*3} 正員, 富士重工業(株) (〒327-0512 栃木県佐野市豊代町 1100)

E-mail: yamagume3@gunma-u.ac.jp

いて、Crocker らは統計的エネルギー解析法を用いた検討を行った⁽³⁾。これは、大きな構造と大空間の高周波数領域の問題に適用可能な研究であり拡散場を前提とする。ロードノイズの500Hz以下の周波数範囲(車体パネルの振動からの放射音の寄与が高い周波数範囲)を対象とした場合、振動や音波の波長に比べ車体構造や車室内の空間は大きいとはみなせない場合がある。よって、統計的エネルギー解析法などの拡散場を前提とした手法^{(3),(4)}には低周波数領域に適用限界がある。低周波数域の自動車用制振防音構造の応答解析には、定在波を含んだ振動音響連成問題を考慮できる計算法が必要である。さらに制振材や多孔体などの減衰要素の影響を考慮できる解析法が求められる。本問題であるビードを有する吸音二重壁では、対象とする構造の形状、境界条件が複雑となるので、有限要素法など任意境界条件、任意形状が扱える数値解析法が必要となる。

多孔体を含む吸音性の音場について、有限要素法を用いた研究がCraggs⁽⁵⁾、加川ら⁽⁶⁾によりなされ、境界要素法を用いた研究がUtsunoら^{(7),(8)}により行われている。これらの研究では吸音性の音場と振動減衰を有する構造との連成は取り扱われていない。弾性多孔質材のモデル⁽⁹⁾について、Kangら⁽¹⁰⁾、Attalaら⁽¹¹⁾により、多孔体を形成する骨格の振動と多孔体内部空気の音場の連成を考慮したFEMによる動解析が行われた。これらの方法では、構造と音場の間の減衰連成と固有モードの関係を解析することは困難である。多孔体の内部空気の運動が支配的とした条件で、著者らは先に吸音二重壁の振動特性について次のような一連の検討を行ってきた。ベースプレートが真直はりの条件⁽¹²⁾(無限長の幅を持つ長方形平板の条件での二次元FEM解析)、有限長方形板の条件(三次元FEM解析)⁽¹³⁾でカバープレートへの振動伝達特性を数値計算した。さらに二重壁間を連結する部材を追加した場合の振動絶縁性能の劣化とモード減衰への影響について二次元解析^{(14),(15)}および三次元解析⁽¹⁶⁾を行った。この一連の検討では、フラットなベースプレートのみを取り扱った。また、これらは弾性体と粘弾性体、多孔体が混在した混合体の動特性、モード減衰の二次元および三次元有限要素法による解析法を提案し用いた。具体的には、多孔質材内部の吸音場を粒子変位を未知数として離散化し、体積弾性率と実効密度を複素数で与えた。これより、音圧と体積ひずみの間のヒステリシス減衰と流れ抵抗による減衰を考慮した。さらに多孔体要素と固体要素を連結した全系の離散化方程式の複素固有値問題の式を、減衰に関する微小パラメータで漸近展開することでモード減衰の近似計算式を得ている。また、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。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、気体との減衰の連成問題を扱える。これらの手法の実験検証を自動車用構造で行い有効性を示している⁽²⁾。

本研究では、ビードによる吸音二重壁の振動伝達特性の変化を、前述の提案法を用いて数値解析した。先にも述べたが吸音二重壁のパネルにビードを入れると、ビード上部の多孔体が削られ、ベースプレートとカバープレートの間の距離が部分的に狭くなる。これが二重壁間の振動伝達特性に与える影響に着目して検討を行った。今回の報告では、ベースプレートを点加振した条件で検討を行った。

2. 解析モデル詳細, 境界条件

解析モデルを図1と図2に示す。厚さ0.7mm、辺長126.0×112.27mmの鋼製パネルに厚さ2.0mmの非拘束型制振材を上面に積層した板をベースプレートとする。その上に、厚さ15.0mmの多孔体層と厚さ0.6mmのカバープレート(材料特性は鋼製パネルと同様)を積層し、吸音二重壁構造(図1)を形成した(Case1)。

Fig.1 FEM model (Case1: Flat panel)

Fig.2 FEM model (Case2: Bead panel)

次に、ベースプレート（鋼製パネル+制振材）に高さ 10mm のビードを追加したビードパネルを用意した。これに Case1 同様に多孔体とカバープレートを積層した二重壁構造（図 2）を Case2 とした。この時ビード上部の多孔体が削られ、ベースプレートとカバープレートの距離が部分的に狭くなり、二重壁の間の振動伝達特性に影響を与える可能性がある。

要素分割は、Case1 は鋼製層、制振材、カバープレートは厚さ方向に 1 分割し、多孔体は 5 分割した。ビードパネルを用いた二重壁構造はビード部を 5 分割し。これに合わせ多孔体は厚さ方向 7 分割とした。奥行方向は全て 3mm ピッチで要素分割を行った。境界条件は、鋼製パネルと制振材の周縁は固定とした。多孔体の端部は剛壁境界とし、カバープレートの周囲はフリーとした。剛壁境界では、側面に対し法線方向の粒子変位がゼロ、接線方向の粒子変位がフリーとなる。また、多孔体内部空気の粒子変位とベースプレート（およびビードパネル）の変位は、境界面に対し法線方向のみ連続となるようにした。多孔体内部空気の粒子変位とカバープレートの変位も、同様の連続条件とした。

3. 解析方法

著者の中の Yamaguchi らにより、先に提案された解析方法を用いる^{(2),(12)~(16)}。モード減衰の近似計算法であり著者の一部が提案した MSKE 法 (Modal Strain and Kinetic Energy Method) と三次元有限要素法 (Finite Element Method) を組み合わせて、高速に減衰応答を計算した。本章では、その主要内容を記す。

3・1 多孔体内部空気の三次元音場の離散化

多孔体内部空気の三次元音場を有限要素で離散化する。周期的に加振される非粘性圧縮性完全流体の運動方程式は、微小振幅の条件の下では次式で表すことができる。

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

音圧と体積ひずみの関係は、次式となる。

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

ここで、 $\{u_f\} = \{u_{fx}, u_{fy}, u_{fz}\}^T$ であり、 u_{fx}, u_{fy}, u_{fz} : 粒子変位の x, y, z 方向成分、 p : 音圧、 E : 体積弾性率、 ρ : 実効密度、 ω : 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 $\{u_{fe}\}$ の関係を適当な内装関数行列 $[N_f]^T$ を用い近似すると、

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

を得る。式(1)~(3)を考慮し、要素の運動エネルギー、歪みエネルギー、ポテンシャルエネルギーを導出する。さらに、ラグランジュの方程式を適用すると次式を得る。

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

$$[K]_{fe} = E_e [\tilde{K}]_{fe} \quad (5)$$

$$[M]_{fe} = \rho_e [\tilde{M}]_{fe} \quad (6)$$

$\{f_{fe}\}$: 気体要素の節点力ベクトル、 $[K]_{fe}$: 要素剛性行列、 $[M]_{fe}$: 要素質量行列、 E_e, ρ_e : 要素内部に充填された気体の体積弾性率と実効密度である。また、 $[\tilde{K}]_{fe}, [\tilde{M}]_{fe}$: 内挿関数と、その導関数により導かれる行列である。

多孔体内部の音場を表すモデルとして、実効密度と体積弾性率を複素数とするモデルが提案されており、有効性が検証されている^{(2),(7),(8),(12),(13)}。したがって、

$$\rho_e \Rightarrow \rho_e^* = \rho_{eR} + j\rho_{eI} \quad (7)$$

$$E_e \Rightarrow E_e^* = E_{eR} + jE_{eI} \quad (8)$$

ρ_{eR}, ρ_{eI} : 複素実効密度の実部と虚部, E_{eR}, E_{eI} : 複素体積弾性率の実部と虚部, j : 虚数単位である。
これは多孔体の内部空気の運動が支配的としたモデルであり、自動車吸音二重壁用の繊維系多孔質材料への適用の有効性も、著者らは過去に報告してある⁽²⁾。式 (7) を式 (6) に代入すると

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

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

$[M]_{fe}$: 要素質量行列, $[M_R]_{fe}: [M]_{fe}$ の実部, χ_e : 流れ抵抗に起因する材料減衰である。
式 (8) を式 (5) に代入すると

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

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

$[K]_{fe}$: 要素剛性行列, $[K_R]_{fe}: [K]_{fe}$ の実部, η_e : 体積弾性率に起因する材料減衰である。
多孔体に相当する有限要素は、八節点アイソパラメトリック六面体要素を用いた。

3・2 固体に関する振動場の離散化

弾性体、粘弾性体からなる固体の振動場については、微小振幅を仮定し通常の線形有限要素で離散化をする。応力と歪み、ならびに歪みと変位の関係式は次式となる。

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (13)$$

$$\{\varepsilon\} = [A]\{u_s\} \quad (14)$$

ここで、 $\{\sigma\}$: 応力ベクトル, $\{\varepsilon\}$: 歪みベクトル, $\{u_s\}$: 要素内部の変位ベクトル, $[D]$: 弾性率とポアソン比で構成される行列, $\{u_s\}$: 微分演算子で構成される行列である。

要素内の変位 $[A]$ と節点の変位 $\{u_{se}\}$ との関係を適当な内装関数行列 $[N_s]^T$ を用いて次式のように近似する。

$$\{u_s\} = [N_s]^T \{u_{se}\} \quad (15)$$

式 (13) ~ (15) を用いて要素の運動エネルギー、歪みエネルギー、ポテンシャルエネルギーを導出する。さらに、ラグランジュの方程式を適用すると次式を得る。

$$([K]_{se} - \omega^2 [M]_{se}) \{u_{se}\} = \{f_{se}\} \quad (16)$$

$$[K]_{se} = [K_R]_{se} (1 + j\eta_e) \quad (17)$$

ここで, $\{f_{se}\}$: 固体要素の節点力ベクトル, $[K]_{se}$: 要素剛性行列, $[K_R]_{se}$: $[K]_{se}$ の実部, $[M]_{se}$: 要素質量行列, η_e : 応力と歪みの間のヒステリシスに関連する材料損失係数である. 式 (17) は周期外力に対し, 応答の位相が遅れるヒステリシス現象を考慮して, 弾性率を複素数で表している.

固体に相当する有限要素は, 非適合モードを考慮した八節点アイソパラメトリック六面体要素を用いた.

3・3 全系離散化方程式

固体と気体の境界, 固体と多孔体の境界では, 境界に対し法線方向の変位のみが連続となる. 固体, 多孔体, 気体からなる全要素を重ね合わせて全系離散化方程式を得る.

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - \omega^2 [M_R]_e (1 + j\eta_e)) \{u_e\} = \{f\} \quad (18)$$

$e_{\max}$: 要素数, $\{f\}$: 外力ベクトル, $[K_R]_e$: $[K_R]_{fe}$ と $[K_R]_{se}$ からなる要素剛性行列, $[M_R]_e$: $[M_R]_{fe}$ と $[M_R]_{se}$ からなる要素質量行列である. 式 (18) 中のマトリックスとベクトルは全系の自由度のサイズにしてある.

3・4 全系のモード減衰の近似計算 (MSKE 法)

全系のモード減衰の近似計算について考えると, 式 (18) の複素固有値問題は次式となる.

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - (\omega^{(n)})^2 (1 + \eta_{tot}^{(n)}) [M_R]_e (1 + j\chi_e)) \{\phi^{(n)*}\} = \{0\} \quad (19)$$

$(\omega^{(n)})^2$: n 次複素固有値の実部, $\{\phi^{(n)*}\}$: n 次複素固有モードである.

ここでは, 式 (18) の外力項を $\{0\}$ とし, 解を次式で仮定している.

$$\{u_e\} = \{\phi^{(n)*}\} \exp(j\omega^{(n)*} t)$$

材料減衰 χ_e , η_e ($e = 1, 2, 3, \dots, e_{\max}$) に関して全要素の中で最大のものを $\eta_{\max}$ とし, 以下の量を定義する.

$$\beta_{se} = \eta_e / \eta_{\max}, |\beta_{se}| \leq 1, \quad \beta_{ke} = \chi_e / \eta_{\max}, |\beta_{ke}| \leq 1 \quad (20)$$

$|\eta_{\max}| \ll 1$ と仮定し, 微小量 $\mu = j\eta_{\max}$ を導入し, 式(18)の複素固有値問題の解を漸近展開し, 次式を得る.

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad (21)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad (22)$$

$$j\eta_{tot}^{(n)} = \mu\eta_1^{(n)} + \mu^3\eta_3^{(n)} + \mu^5\eta_5^{(n)} + \dots \quad (23)$$

ただし, $|\beta_{se}| \leq 1$ および $|\beta_{ke}| \leq 1$ であるので $|\eta_{\max}| \ll 1$ ならば $|\eta_{\max} \beta_{ke}| \ll 1$ と $|\eta_{\max} \beta_{se}| \ll 1$ 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, $\{\phi^{(n)}\}_0, \{\phi^{(n)}\}_1, \{\phi^{(n)}\}_2, \dots$ と $(\omega_0^{(n)})^2, (\omega_2^{(n)})^2, (\omega_4^{(n)})^2, \dots$ および $\eta_1^{(n)}, \eta_3^{(n)}, \eta_5^{(n)}, \dots$ は実数とする. 漸近展開で得られた式 (21) ~ (23) を式 (19) に代入し, μ^0 と μ^1 のオーダーまでをまとめると以下のモード損失係数の近似式を得る.

$$\eta_{tot}^{(n)} = \eta_{se}^{(n)} - \eta_{ke}^{(n)} \quad , \quad \eta_{se}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\eta_e S_{se}^{(n)}) \quad , \quad \eta_{ke}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\chi_e S_{ke}^{(n)}) \quad (24)$$

$\eta_{tot}^{(n)}$: n 次モード損失係数, $S_{se}^{(n)}$: 歪みエネルギー分担率, $S_{ke}^{(n)}$: 運動エネルギー分担率である.

この式より, モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は弾性率に関連する材料減衰と歪みエネルギー分担率との積の全要素にわたる和, および実効密度に関する材料減衰と運動エネルギー分担率との積の全要素のにわたる和から近似計算できる. 著者らは本手法を MSKE 法 (Modal Strain and Kinetic Energy Method) と呼んでいる. 実固有値解析から得られたモーダルパラメータと式 (24) のモード減衰を用い加速度応答を計算した⁽²⁾. これらの計算法をもとにした有限要素法による計算コードを独自開発してある.

この提案解析法と計算コードによる自動車用吸音二重壁の振動減衰応答の計算結果は, 今回とは詳細なサイズなどは異なる条件ではあるが, 著者らによる先の報告⁽²⁾で実験による検証がなされている. また, 各種の条件での理論解と計算値を比較し有効性を示している^{(12),(13)}. 一方, 今回の解析モデルの部分構造である制振材を積層したビードパネルの振動特性(共振周波数, モード減衰, 固有モード, 加速度応答)についても, 詳細なサイズ等は異なるが, 計算値と実験値で良く一致することを報告済みである⁽¹⁷⁾.

4. 解析結果

本解析では, つぎの材料特性を用いた. 多孔体内部空気の実効密度は $\rho_R = 1.400 \text{ kg/m}^3$, $\chi_e = -0.500$, 体積弾性率は $E_R = 1.19 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, $\eta_e = 0.100$ とした. 制振材の材料特性として貯蔵弾性率は $9.80 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, 材料損失係数は $\eta_e = 0.330$ を用いた. 鋼製パネルの材料損失係数は $\eta_e = 0.001$ とした.

4・1 カバープレートの平均振動加速度レベルの比較

ベースプレート (鋼製パネル+制振材) をホワイトノイズで点加振した. カバープレートの全表面の平均振動加速度レベル A_{av} を計算し 1/3 オクターブバンドごとに整理して評価した. Case1 と Case2 の A_{av} の解析結果を図 3 に示す. また加振位置は鋼製パネルの裏面の点 $(x, y, z) = (21.57, 21.00, 0.00)$ である. 図中縦軸で $0 \text{ dB} = 1[(\text{m/s}^2)/\text{N}]$ となっている.

図 3 より Case2 (ビード有) は 2000Hz バンドより低い周波数バンドでは, Case1 (平板) よりもカバープレートの平均振動加速度レベル A_{av} が減少している. ベースプレートの曲げ一次共振は平板では 519Hz, ビードパネルでは 1910Hz で現れ, さらに高い周波数で各ベースプレートの高次共振が現れる. したがって, 2000Hz より低い周波数領域においてビードによる剛性が高くなったことに起因し, ベースプレートの振動が減少し, カバープレートの平均振動加速度レベル A_{av} が改善されたといえる. 2000Hz バンド以上では, Case2 の平均振動加速度レベル A_{av} は Case1 の値とのレベル差が縮小し, レベルは, ほぼ同等となっている. これはビードパネルの低次モードの曲げ共振が発生したことによる影響である.

図 4 はカバープレートへの振動伝達量 A_{av} / A_{av0} の計算結果である. ここで A_{av0} は多孔体とカバープレートが

Fig.3 Acceleration level of cover plate
(Influences of bead on acceleration level)

Fig.4 Vibration transmission between cover plate and base plate
(Influences of bead on acceleration level)

無い条件で計算したベースプレート（鋼製パネル+制振材）の全表面の平均振動加速度レベルである。この図4中のCase1の結果は A_{av0} にビードが無い状態の値を用い、Case2の結果は A_{av0} にビードが有る状態の値を用いている。図4の A_{av}/A_{av0} [dB]がプラスの場合は増幅、マイナスの場合は防振効果（以降、この周波数領域を防振領域と呼ぶ）が認められることになる。図4の A_{av}/A_{av0} から吸音二重壁の2モデルのうち、Case1（平板）は200Hzバンド、Case2（ビード有り）では250Hzバンドでいずれもカバープレートの応答が増幅している。これはカバープレートが主に質量の役割、多孔体中に封入された空気が主にばねの役割を持ち、その共振によって振動を増幅させるためである^{(12),(13)}。吸音二重壁構造におけるベースプレートからカバープレートへの振動伝達量は、この共振よりも高い周波数領域で、2枚のプレートが独立に動けるようになっていくために減少し、防振領域を得ることができる。図4でCase1（平板）とCase2（ビード有り）を比較すると、Case2の振動絶縁効果が少なく防振領域が狭くなっている。これは、ベースプレートにビードを追加したことで多孔体厚さが局所的に削られ、ビード上面部で部分的に内部空気の弾性により振動伝達が増加していることが原因と考えられる（詳細は4・2で後述する）。これはサウンドブリッジ現象の一種と考えられる。

以上より図3のビードによるベースプレートの振動低減効果が、図4で示したサウンドブリッジによるカバープレートへの振動伝達量 A_{av}/A_{av0} の劣化の効果を上回ったといえる。

4・2 変形モード図と歪みエネルギー分布図の比較

Case1（平板）とCase2（ビード有り）について各固有モードの変形の状態をモード図で、各固有モードにおけ

Fig.5 Eigenmodes and Strain energy

Fig.6 Eigenmodes and Strain energy

Fig.7 Eigenmodes and Strain energy

Fig.8 Eigenmodes and Distribution of Strain energy (Steel sheet is a flat Case1)

る歪みエネルギーの状態を歪みエネルギー分布図（色が濃いほど歪みエネルギーが大きい）で画像化した。その中でそれぞれの吸音二重壁の固有周波数が近く、かつ変形パターンが似たモードを選定し、図5および図6に示す。また各モデルは変形の様子および歪みエネルギーの分布状態を分かりやすくするため、各層の間隔を空けて表示してある。

図5は多孔体中に封入された空気がばねの役割を持ち、上下に変形するモードであり、図4の振動伝達量が増幅した周波数バンドに現れる。双方の二重壁ともにベースプレートの変形が少ないモードである。Case2（ビード有り）ではビード上部の多孔体層の分担率が高いことから、局所的に空気弾性が増しサウンドブリッジ現象を引き起こしてカバープレートを変形させたことがわかる。一方、Case1（平板）は多孔体厚さが一様なため、歪みエネルギー分布は同層全体に広がる。したがって、空気弾性はCase2と比較して小さいことを意味し、共振周波数が低くなり、多孔体による振動絶縁効果の周波数範囲が広がることがわかる。

次に図5においてモード損失係数 η_{tot} を比較する。このモードではベースプレートの変形はほとんど認められないが、Case2はビードを追加したことによりCase1（平板）よりも、モード損失係数 η_{tot} が減少している。板厚

が削られて薄くなった部分の多孔体内空気弾性の増加により、材料減衰が小さいカバープレートの変形と歪みエネルギー分担率が増え、Case2（ビード有り）のモード損失係数 η_{tot} がCase1（平板）の値に比べて減少したと考えられる。

図6はカバープレート主体の変形モードである。振動伝達量 A_{av}/A_{av0} においてCase2（ビード有り）の防振領域が狭くなった理由は、多孔体中で局所的に空気弾性が増加し、サウンドブリッジ現象が発生したことからわかる。したがって、多孔体により上下の板が強固な空気ばねで連結され、加振点からの振動伝達量 A_{av}/A_{av0} を増幅させたと考える。ただし、図3のカバープレートの振動加速度レベル A_{av} がCase1より減少したのは、加振点剛性が増加し加振点のモードベクトルが減少したためである。

図7は、先に示したベースプレート（鋼製パネル+制振材）の曲げ一次共振に対応するモード図である。式(24)のモード減衰の値（モード損失係数）は、Case1の平板の値（0.140）のほうが、Case2のビードパネルの値（0.124）よりも大きい。非拘束型制振材は、平板に使用した方が、ビードパネルに使用した場合よりもモード減衰が大きいことが知られており^{(17)~(19)}、本解析もそれに対応した結果になっている。

Mode 1 $f=0.00$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0010$		Mode 2 $f=0.00$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0010$

Mode 3 $f=0.00$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0010$		Mode 4 $f=216$ [Hz] $\eta_{tot}=0.101$

Mode 5 $f=234$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0959$		Mode 6 $f=242$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0978$

Mode 7 $f=262$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0714$		Mode 8 $f=324$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0634$

Mode 9 $f=382$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0531$		Mode 10 $f=422$ [Hz] $\eta_{tot}=0.0317$

Fig.9 Eigenmodes and Distribution of Strain energy (Steel sheet with bead Case2)

最低次から第 10 モードまでの Case1 と Case2 の固有モード，歪みエネルギー分布図，モード損失係数を図 8，9 に示す．最低次から第 6 モードまではカバープレートの剛体モード，それ以降は曲げモードである．図 9 を見ると Mode5, 6, 8, 9 で，Case2 のビード上部の多孔体に歪みエネルギーが集中している．これらのモードでは，いずれもビード上部において多孔体が顕著に変形している．ただし，Mode1, 2, 3, 4, 7, 10 では，ビード上部において多孔体の変形が節になっており小さく，ビード上部の多孔体に歪みエネルギーが現れていない．

4・3 カバープレートの材料減衰変更による影響

カバープレートの材料減衰を鋼の $\eta_e = 0.001$ から制振材と同等の $\eta_e = 0.330$ に変更し，再度，平均振動加速度レベル A_{av} とカバープレートへの振動伝達量 A_{av}/A_{av0} を比較した．ただし，密度など他の材料特性は鋼から変えていない．吸音二重壁では，多孔体層が主にばねの役割，カバープレートが主に質量の役割を持つ共振が現れ，カバープレートへの振動伝達量を増幅するとともに，その共振周波数より高い周波数領域では，振動絶縁効果が得られることが知られている．またカバープレートの質量を増加すると，その共振周波数が低周波数側にシフトするために，振動絶縁効果が得られる周波数範囲が拡大することも知られている．ベースプレートがビードパネルの場合も同様な結果が容易に考えられる．カバープレートの材料減衰とともに質量を同時に増やしてしまうと，どちらの効果であるかははっきりしなくなってしまう．したがって本報告ではカバープレートの材料減衰のみを増大させ，その影響を調べた．結果を図 10 と図 11（変更した吸音二重壁モデルは破線）に示す．

はじめに図 10 の平均振動加速度レベル A_{av} を比較する．カバープレートの材料減衰を大きくすると，Case1（平板），Case2（ビード有り）ともに，カバープレートの平均加速度レベルが減少している．ただし，Case1（平板）では 600Hz より高い周波数領域で，Case2（ビード有り）に比べて，その振動低減効果が大きい．

また図 11 でベースプレートからカバープレートへの振動伝達量 A_{av}/A_{av0} を見ると，Case2（ビード有り）ではカバープレートの材料減衰の効果が，Case1（平板）に比べて本例では少ないことがわかる．

Fig.10 Acceleration level of cover plate
(Influences of bead on acceleration level)

Fig.11 Vibration transmission between cover plate and base plate
(Influences of bead on acceleration level)

5 結 言

吸音二重壁構造を三次元有限要素にてモデル化し，ベースプレートのビードの有無による振動伝達特性，歪みエネルギー分布状態を，著者らが提案した数値解析により明らかにした．今回の報告では，ベースプレートを点加振した条件で検討し，以下の結言を得た．

吸音二重壁を構成するベースプレートを平板からビードパネルに変更した場合にも，多孔体層が主にばねの役割，カバープレートが主に質量の役割を持つ共振が現れ，カバープレートへの振動伝達量を増幅する．その共振周波数より高い周波数領域では，振動絶縁効果が得られる．ただし，この周波数領域では，ベースプレートを平板からビードパネルに変更すると，ビード上部の多孔体が削られ，ベースプレートとカバープレート間の距離が部分的に狭くなる．よって，その部分の高い空気弾性のためにサウンドブリッジ現象が発生し，カバープレートへの振動伝達量が増加する．

文 献

- (1) 黒沢良夫, 山口誉夫, 榎本秀喜, 松村修二, “制振材が積層された自動車パネルの振動減衰特性, 大規模 FE モデルを用いた振動解析”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 687 (2003), pp. 2983-2990.
- (2) 黒沢良夫, 山口誉夫, 松村修二, “制振材・防音材が積層された自動車パネルの振動減衰応答解析”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 776 (2011), pp. 1191-1200.
- (3) Crocker, M. J., Battacharya, M. C. and Price, A. J., “Sound and vibration transmission through panels and tie beams using statistical energy analysis”, *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Industry*, August, (1971), pp. 775-782.
- (4) Zwikker, C. and Kosten, C., A., *Sound Absorbing Materials*, (1949), Elsevier Press.
- (5) Craggs, A., “A Finite Element Model for Rigid Porous Absorbing Materials”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 61, No.1 (1978), pp.101-111.
- (6) Kagawa, Y., Yamabuchi, T. and Mori, A., “Finite Element Simulation of an Axisymmetric Acoustic Transmission System with a Sound Absorbing Wall”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.53, No.3 (1977), pp.357-374.
- (7) Utsuno, H., Wu, T. W., Seybert, A. F. and Tanaka, T., “Prediction of Sound Fields in Cavities with Sound Absorbing Materials”, *AIAA Journal*, Vol.28, No.11 (1990), pp. 1870-1875.
- (8) 宇津野秀夫, 田中俊光, 森沢吉孝, 吉村登志雄, “多層形吸音材垂直入射吸音率の境界要素法による予測”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 532 (1990), pp. 3248-3252.
- (9) Biot, M.A., “Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. II. Higher frequency range”, *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 28 (1956), pp.179-191.
- (10) Kang, Y.J. and Bolton, S., “Finite Element Modeling of Isotropic Elastic Porous Materials Coupled with Acoustical Finite Elements”, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.98, No.1 (1995), pp.635-643.
- (11) Attala, N., Panneton, R., and Debergue, P., “A Mixed Pressure-displacement Formulation for Poroelastic Materials”, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.104, No.3 (1998), pp.1444-1452.
- (12) Yamaguchi, T., Kurosawa, Y. and Matsumura, S., “FEA for Damping of Structures Having Elastic Bodies, Viscoelastic Bodies, Porous Media and Gas”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.21, No.1, (2007) ,pp.535-552.
- (13) Yamaguchi, T., Kurosawa, Y. and Enomoto, H., “Damped Vibration Analysis Using Finite Element Method with Approximated Modal Damping for Automotive Double Walls with a Porous Material”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 325(2009), pp. 436-450.
- (14) 山口誉夫, 中本英良, 黒沢良夫, 松村修二, “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”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 71, No. 708(2005), pp. 2477-2484.
- (15) Yamaguchi, T., Shirota, I., Enomoto, H. and Kurosawa, Y., “Vibration Transmission between Double Walls in Cars with Damping and Sound Bridges”, *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 58, No. 3, (2010), pp.273-282.
- (16) 山口誉夫, 保泉寛彰, 黒沢良夫, 榎本秀喜, “自動車用の制振防音構造の三次元有限要素法による減衰応答解析 (二重壁間の連結部材のモード減衰への影響)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 76, No. 768 (2010), pp. 2016-2023.
- (17) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 野村章, “制振材を積層した自動車車体用パネルの減衰特性の有限要素解析(第一報 ビードパネルの減衰特性の実験結果と数値解析結果の比較)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 678 (2003), pp. 297-303.
- (18) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 村上聡, 澤田耕吉, “制振材を積層した自動車車体用パネルの減衰特性の有限要素解析(第二報 ビードパネルの幾何学的形状がモード減衰に与える影響)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 678 (2003), pp. 304-311.
- (19) 山口誉夫, 竹前康德, 黒沢良夫, 松村修二, “制振材を積層した自動車車体用パネルの減衰特性の有限要素解析(第三報 散逸エネルギーの分布を集約できるビード形状)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 70, No. 699 (2004), pp. 3062-3069.