

## 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1報, ビードパネルの減衰特性の実験結果と数値計算結果の比較)

山口 誉夫\*<sup>1</sup>, 黒沢 良夫\*<sup>2</sup>松村 修二\*<sup>2</sup>, 野村 章\*<sup>3</sup>Finite Element Analysis for Vibration Properties of Panels in Car Bodies  
Having Viscoelastic Damping Layer

(1st Report, Comparison of Damping Properties

between Experimental Results and Numerical Results for Stiffened Panel)

Takao YAMAGUCHI\*<sup>4</sup>, Yoshio KUROSAWA,

Shuuji MATSUMURA and Akira NOMURA

\*<sup>4</sup> Department of Mechanical System Engineering, Gunma University,  
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

This paper describes vibration phenomena for stiffened elastic panels having viscoelastic damping layer. The panels are stiffened by beads. The laminated panels are modeled using three-dimensional finite elements in consideration with complex modulus of elasticity. Further, applying asymptotic method to the discretized equations of motion, explicit expressions of modal loss factors for the laminates are derived. Consequently, the expressions have similar form to Modal Strain Energy Method, which is proposed by Jonson. Numerical code is developed related to the expressions. Vibration damping properties of the bead panels, which are calculated by the code, is consistent with experimental results. Temperature dependence of the damping properties by FEM also agreed well with the experiments. These investigations reveal that modal damping decreases due to beads of the panels.

**Key Words:** Damping, Damping Material, Automobile, Noise, Sound-Proof Structure, Computer Aided Analysis

## 1. 緒言

自動車が走行する時に発生する車室内騒音(以後, 車内音と呼ぶ)は, 乗員の疲労を増大させる。また, 車内音が大きいと各種警報が認知しにくくなる。したがって, 車内音を低減することは, 安全上重要である。

車内音は固体伝搬音と空気伝搬音とに大別される。空気伝搬音は, エンジンの爆発音や動弁音, 排気系からの気流音や放射音, タイヤのパターン音などが車室に流入してくる音である。固体伝搬音は, 振動が車体構造を伝搬し, パネル面で放射される音である。

走行時に発生する騒音の一つにロードノイズと呼ばれる現象がある。これは路面の微少な凹凸が起振源となり, タイヤ→サスペンション→車体骨格→車体パネル→車室音場へと伝搬する音が主要因である。この固体伝搬音成分を低減するために, 自動車には, 粘弾性材料(制振材)が積層され, 車体パネルの減衰を増大させ振動を抑えている。

平板や真直はりなどの単純な形状を有する構造に, 制振材を積層した場合の減衰特性は, 多くの研究者によって, 明らかにされている<sup>(1)-(4)</sup>。しかし, 車体パネルは, 剛性確保や部品の取り付けなどのために, 凹

凸(以後, ビードと呼ぶ)や曲面を有する複雑な三次元的形状となっている<sup>(5)-(7)</sup>。このような形状の違いは減衰を含めた振動特性に大きな影響を与えることが, 知られている<sup>(5)-(11)</sup>。

著者らは, 減衰メカニズムと振動低減効果を明らかにするために, 有限要素法(以降, FEMと呼ぶ)によるモード減衰の計算方法を検討して来た<sup>(1), (7)</sup>。本研究では, 図1のような非拘束型制振材をビード付きパネルに積層した場合の振動減衰問題を取り扱う。微小振幅の条件のもとで, 数値解析および実験解析を行い, 減衰のメカニズムを明らかにする。第一報では, ビードパネルの減衰特性について, 実験結果と数値解析結果を比較し, 解析方法の妥当性を検証する。その際, 基礎検討用のモデル実験結果および実際の車体パネルでの加振実験結果を数値解析結果とで比較し考察する。さらに減衰特性の温度依存性についても考察する。

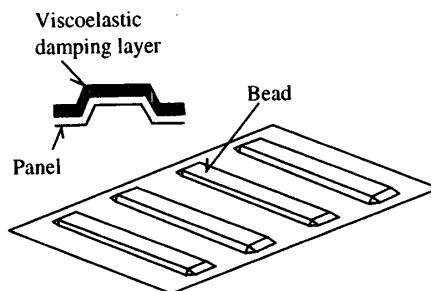


Fig.1 Bead panel with damping layer

\* 原稿受付 2002年6月18日。

\*<sup>1</sup> 正員, 群馬大学工学部(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1)。\*<sup>2</sup> 正員, 富士重工業(株)(☎373-8555 太田市スバル町1-1)。\*<sup>3</sup> 富士重工業(株)(☎373-8555 太田市スバル町1-1)。

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

## 2. 解析方法

粘弾性材と弾性材が任意の形態で複合された構造の振動減衰特性を有限要素法により解析する。

まず、調和励振を受け微小変形を仮定した弾性構造物の有限要素による運動方程式を記述する<sup>(16), (17)</sup>。

応力と歪みの関係および歪みと変位の関係は次式となる。

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon\} \quad (1)$$

$$\{\varepsilon\} = [A] \{u\} \quad (2)$$

ここで、 $\{\sigma\}$  は応力ベクトル、 $\{u\}$  は変位ベクトル、 $\{\varepsilon\}$  は歪みベクトルである。また  $[A]$  は微分演算子で構成される行列、 $[D]$  は弾性率  $E_e$ 、ポアソン比  $\nu_e$  で構成される行列である。

適当な内挿関数  $N_i$  ( $i=1, 2, \dots$ ) を用いて要素内の変位  $\{u\}$  と節点の変位  $\{u_e\}$  の関係を次式のように近似する。

$$\{u\} = [N]^t \{u_e\} \quad (3)$$

式(1)、式(2)、式(3)より運動エネルギー  $\hat{T}$ 、歪みエネルギー  $\hat{U}$ 、ポテンシャルエネルギー  $\hat{V}$  を求め、エネルギー最小原理  $\delta(\hat{U} - \hat{T} - \hat{V}) = 0$  を適用すると次式を得る。

$$([K]_e - \omega^2 [M]_e) \{u_e\} = \{F_e\} \quad (4)$$

$\omega$  は角周波数、 $\{F_e\}$  は力ベクトル、 $[K]_e$  は要素剛性行列、 $[M]_e$  は要素質量行列である。

粘弾性体である制振材を有限要素で表現するには、式(1)の  $[D]$  の中の弾性率  $E_e$  を複素数とすれば良い<sup>(18)</sup>。これより式(4)中の要素剛性行列  $[K]_e$  も次式のごとく複素数となる。

$$[K]_e = [K_R]_e (1 + j \eta_e) \quad (5)$$

$\eta_e$  は要素  $e$  に対応する材料の損失係数、 $[K_R]_e$  は要素剛性行列の実部である。なお、上式は  $\eta_e$  を微小とすることで弾性体をも表現できる。

式(4)を弾性体と粘弾性体とが混在する構造物の全要素について重ね合わせる。さらに式(5)を用いると次式を得る。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j \eta_e) - \omega^2 [M]_e) \{u_e\} = \{F\} \quad (6)$$

式(6)の複素固有値問題は次式となる。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j \eta_e) - (\omega^{(n)})^2 (1 + j \eta_e^{(n)})) \times [M]_e \{\phi^{(n)*}\} = \{0\} \quad (7)$$

添え字  $(n)$  は  $n$  次振動モード、 $\omega^{(n)}$  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  $\eta_e$  ( $e=1, 2, 3, \dots, e_{\max}$ ) に関し全要素の中で最大のものを  $\eta_{\max}$  とする。また、以下の  $\beta_e$  を導入する。

$$\beta_e = \eta_e / \eta_{\max}, \beta_e \leq 1 \quad (8)$$

ここで  $\eta_{\max} \ll 1$  と仮定し、微少量  $\mu = j \eta_{\max}$  を導入し、式(7)の解を漸近展開すると<sup>(12)-(15)</sup>、

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad (9)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad (10)$$

$$j \eta_{tot}^{(n)} = \mu \eta_1^{(n)} + \mu^3 \eta_3^{(n)} + \mu^5 \eta_5^{(n)} + \mu^7 \eta_7^{(n)} + \dots \quad (11)$$

ただし、 $\beta_e \leq 1$  であるので  $\eta_{\max} \beta_e \ll 1$  が成立し  $\mu \beta_e$  も  $\mu$  と同様に微少量となる。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。

ついで式(9)式(10)式(11)を式(7)に代入し、 $\mu^0$  と  $\mu^1$  の量ごとにまとめると次式を得る。

$\mu^0$  の量:

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e - (\omega_0^{(n)})^2 [M]_e) \{\phi^{(n)}\}_0 = \{0\} \quad (12)$$

$\mu^1$  の量:

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} (\mu \beta_e [K_R]_e - \mu \eta_1^{(n)} (\omega_0^{(n)})^2 [M]_e) \{\phi^{(n)}\}_1 + \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\mu [K_R]_e - \mu (\omega_0^{(n)})^2 [M]_e) \{\phi^{(n)}\}_1 = \{0\} \quad (13)$$

さらに式(12)、(13)を整理すると次式を得る。

$$\eta_{tot}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\eta_e S_e^{(n)})$$

$$S_e^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{\max}} \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 \quad (14)$$

上式からモード損失係数  $\eta_{tot}^{(n)}$  は材料減衰  $\eta_e$  と歪みエネルギー分担率  $S_e^{(n)}$  との積の全要素にわたる和から計算できることとなる。ここで、 $\eta_e S_e^{(n)}$  は各要素の散逸エネルギーの分担率に相当し、これが大きい要素ほどモード減衰  $\eta_{tot}^{(n)}$  への影響が大きい場所となる。このように本手法を用いると、モード減衰に対する各要素の寄与が求められ、現象分析が可能となる。これが本手法のメリットである。

式(14)中の固有ベクトル  $\{\phi^{(n)}\}_0$  は式(12)から求められる。同時に式(12)から固有角周波数  $\omega^{(n)}$  が求められる。

なお、式(14)は、Johnsonらが開発したモード歪みエネルギー法<sup>(18)(19), (1)</sup>と結果的に同様な形式になっている。

制振材の材料特性(材料減衰  $\eta_D$  と貯蔵弾性率  $E_D$ )には周波数、温度依存性がある。したがって材料特性の周波数依存性と固有値解析の結果得られる共振周波数  $f_n = \omega^{(n)} / (2\pi)$  との対応をとるための繰り返し計算を行った。それを能率的に行なうために次の

換算式(WLF式)を用いて材料特性をまとめた<sup>(20)(3)</sup>.

$$\log_{10} \alpha_T = -C_1(T-T_g)/(C_2+(T-T_g)) \text{-----} (15)$$

ここで、 $\alpha_T$ は移動因子、 $C_1$ と $C_2$ は定数である。 $T_g$ は制振材のガラス転移温度、 $T$ は温度である。(15)式で得られる $\alpha_T$ と周波数 $f$ の積の対数 $\log_{10}(\alpha_T f)$ を横軸にとれば、制振材の材料減衰 $\eta_D$ と貯蔵弾性率 $E_D$ はそれぞれ一本の曲線にまとめることができる。それはノモグラムと呼ばれる。一例を図2に示す。これをFEMの材料データとして使用した。実際のFEMの計算では、制振材に相当する要素の弾性率 $E_e$ と材料減衰 $\eta_e$ に、それぞれノモグラムの $E_D$ と $\eta_D$ を与える。

式(14)は制振材の粘弾性に起因する減衰効果が考慮されている。それ以外の要因(部材接合部での摩擦に起因する減衰効果etc.)による減衰 $\Delta \eta^{(n)}$ を求めて次式でモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ を $\eta_{tot}^{(n)}$ に補正した。

$$\eta_{tot}^{(n')} = \eta_{tot}^{(n)} + \Delta \eta^{(n)} \text{-----} (16)$$

$\Delta \eta^{(n)}$ は制振材を積層していないパネルの加振実験から求めた。

ついで式(16)から求めたモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ と固有値解析から得られたモーダルパラメータを用いて周波数応答を次式で計算する<sup>(21)</sup>。

$$\{A\} = -\sum_{n=1} \omega^2 \{\phi^{(n)}\}_0^T \{F\} \{\phi^{(n)}\}_0 / (m_n^{(n)}((\omega^{(n)})^2 - \omega^2 + j(\omega^{(n)})^2 \eta_{tot}^{(n)})) \text{-----} (17)$$

ここで $\{A\}$ ; 加速度分布ベクトル,  $m_n^{(n)}$ ; モード質量,  $\{F\}$ ; 入力ベクトル,  $\omega$ ; 加振角振動数である。

### 3. 解析法の検証

**3.1 計算精度の検証** 2章に示した解析法にもとづき、三次元有限要素法のプログラムとモード減衰の計算プログラムとを独自に作成した。本章では両者の妥当性を理論解および実験により検証する。

**3.2 計算条件** 以降の計算において粘弾性体および弾性体に相当する有限要素には非適合モードを考慮した8節点アイソパラメトリック六面体要素<sup>(17)</sup>を用いた。この六面体要素で表現できない部分は

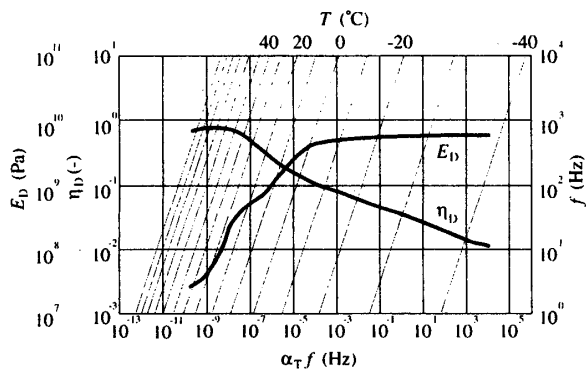


Fig.2 Nomogram for the damping layer

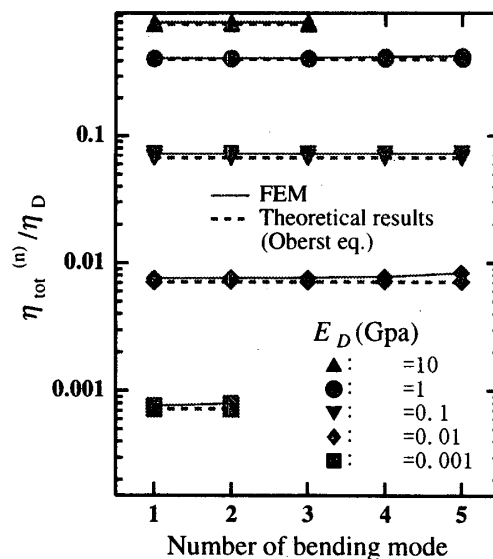


Fig.3 Modal loss factor of beam with damping layer

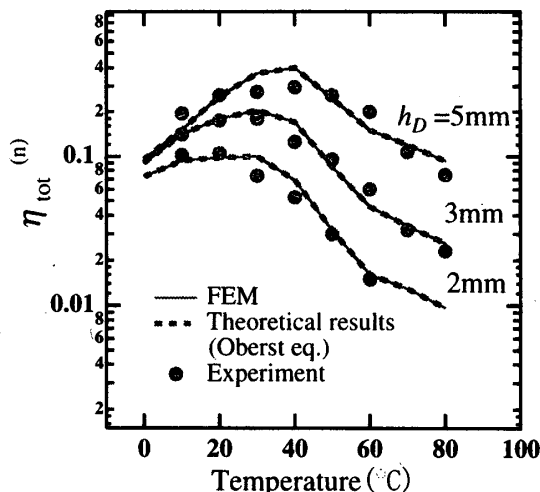


Fig.4 Modal loss factor of beam with damping layer

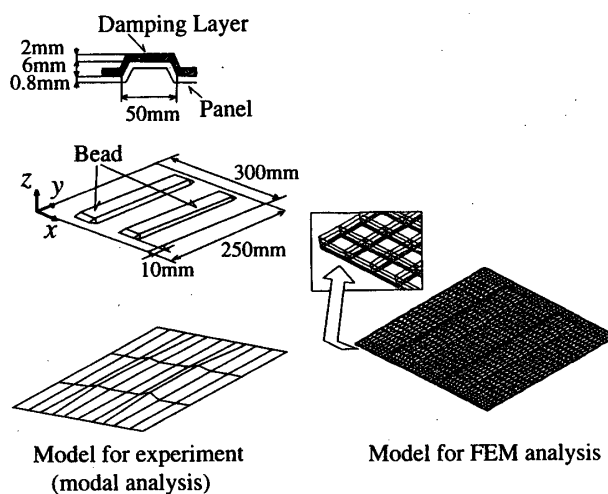


Fig.5 Numerical model of bead panel with damping layer

定ひずみ四面体要素<sup>(16)(17)</sup>を併用しパネルをモデル化した。計算モデルは制振材とパネルについて、ともに厚さ方向に各層を二つに要素分割にした。

**3.3 片持ちはりでの精度検証** 前段階として図3と図4に単純な条件(非拘束型制振材を積層した鋼製片持ち梁)での計算精度を示す。片持ち梁は厚さ0.8mmとした。はりの長さは220mm,幅10mmである。制振材の質量密度は $1.45 \times 10^3$  (kg/m<sup>3</sup>)とした。図3では貯蔵弾性率 $E_D$ を変化させモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ をFEMで計算し、Oberst式<sup>(1)</sup>(付録を参照)による理論値と比較した。制振材の厚さ $h_D$ は $h_D=2$ mmとした。図3の縦軸はモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ と制振材の材料減衰 $\eta_D$ ( $\eta_D=0.333$ )の比である。横軸は片持ちはりの曲げ固有モードの次数である。図からFEMで求めたはりの $\eta_{tot}^{(n)}/\eta_D$ と理論値は一致している。図4は温度を変化させモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ を加振実験,FEM,前述のOberst式により求め比較した。片持ち梁の諸元は図3の条件と同じである。制振材の厚さ $h_D$ を2mm,3mm,5mmと変えた結果が図中に記載されている。制振材の貯蔵弾性率 $E_D$ と材料減衰 $\eta_D$ は図2のノモグラムのデータを用いた。実験,FEM,Oberst式から得られるモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は良く一致している。

図3と図4から本計算法と開発プログラムは、非拘束型制振材を積層した真直はりのモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ の計算に良好な精度を持つことがわかった。

**3.4 ビード付きパネルでの精度検証** 図5の形状を持つパネルに、制振材を積層し、減衰特性を解析した。計算(FEM),実験(モーダル解析)モデルを図5に示す。両者ともパネルの周囲を鋼板層のみ変位を拘束した。ただし、FEMモデルでは、周縁の拘束

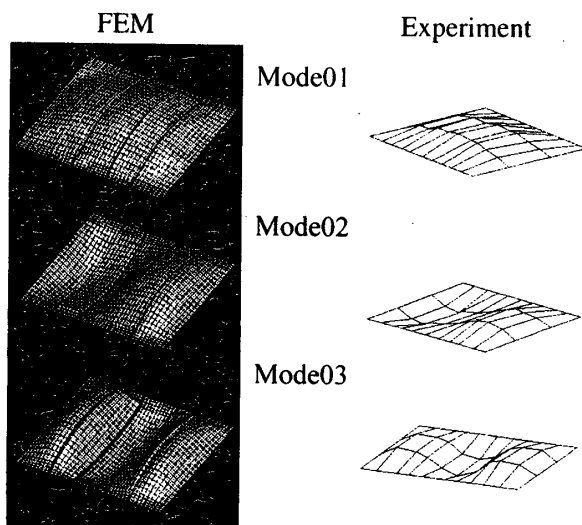


Fig.6 Vibration modes of bead panel with damping layer

部で、厚さ方向(z方向)の変位=0,x方向およびy方向の面内変位は弾性拘束とした。この弾性拘束のばね定数は、パネルの最低次数から三次までの共振周波数の計算値と実験値とが一致する条件から同定した。制振材の材料特性には図2のノモグラムを使用した。パネルの減衰に対するビードの影響と対比するため、同じ制振材を積層した長方形平板パネルも解析した。まず、温度が20°Cの条件で計算を行った。

図6にビード付きパネルの振動モードの計算結果と実験結果を示す。実験と計算で得られた固有モードは一致している。図7に各振動モードのモード損失係数の計算結果(式(14)および式(16))と実験結果を示す。モード損失係数は式(14)による計算値 $\eta_{tot}^{(n)}$ に、式(16)を用いて境界固定部の摩擦など制振材以外の減衰値 $\Delta\eta^{(n)}$ を加算して $\eta_{tot}^{(n)}$ に補正すれば、実験値と良く一致する。なお、 $\Delta\eta^{(n)}$ は制振材を積層していないビードパネルと平板パネルの実験から振動モードごとに同定した。

表1に一次振動モードに対応する共振周波数(計算値と実験値)を示す。表1から、平板をビードで補剛すると、パネルの共振周波数は上昇することがわか

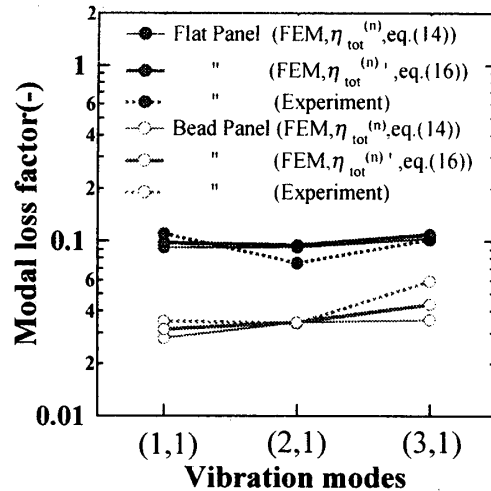


Fig.7 Modal loss factors of bead panel with damping layer

Table 1 Resonant frequency

	FEM	Experiment
Bead panel with damping layer	336Hz	330Hz
Flat panel with damping layer	91.7Hz	87.5Hz

る。これらの傾向は実験と計算で一致している。図8は、ビード付き制振パネルについて制振材有無による応答の違いを実験と計算で比較したものである。加振点の座標は  $(x, y, z) = (33, 83, -0.8)$  であり、観測点の座標は  $(x, y, z) = (183, 83, -0.8)$  である。上図は計算値、下図は実験値である。細い実線は制振材なしの場合、太い実線は制振材を積層した場合の応答である。計算と実験は定性的に一致している。なお、図8にOberst<sup>(1)</sup>式(平板での理論式)から得られるモード損失係数を用いて、計算した応答を破線で記載した。具体的には、パネルを構成する鋼板の厚さと弾性率、制振材の厚さと弾性率と材料減衰を用いて、付録の式(18)でモード損失係数を求め、式(16)と式(17)で応答を求めた。この時、モード損失係数以外のモーダルパラメータは、制振材積層ビードパネルのFEMにより求めた値を用いている。この応答(破線)と、FEMで求めたモード減衰を用いて、応答を計算した結果(太い実線)とを比較すると、Oberst式は過大な減衰を与えることがわかる。したがって、このような場合にはFEMで減衰を求める必要がある。

ついで温度を50℃、35℃、20℃と変化させた場合のモード損失係数と周波数応答を図9と図10に示す。加振点の座標は  $(x, y, z) = (33, 83, -0.8)$  であり、観測点の座標は  $(x, y, z) = (33, 83, -0.8)$  である。これより、実験結果と計算結果は良く一致している。本制振

材の貯蔵弾性率 $E_D$ は、図2のノモグラムから温度上昇とともに小さくなる。したがって、共振周波数は温度が上昇するにつれて、低くなる。一方、図2のノモグラムから20℃から50℃の範囲では、材料減衰 $\eta_D$ は温度上昇とともに増えている。しかし、図9から温度上昇とともにビードパネルのモード損失係数は小さくなり、対応して温度上昇とともに図10の周波数応答の共振ピークは増大している。これは温度上昇とともに貯蔵弾性率 $E_D$ が急激に小さくなり、対応して式(14)中の制振材層の歪みエネルギー分担率が小さくなり、結果としてモード損失係数が小さくなっている

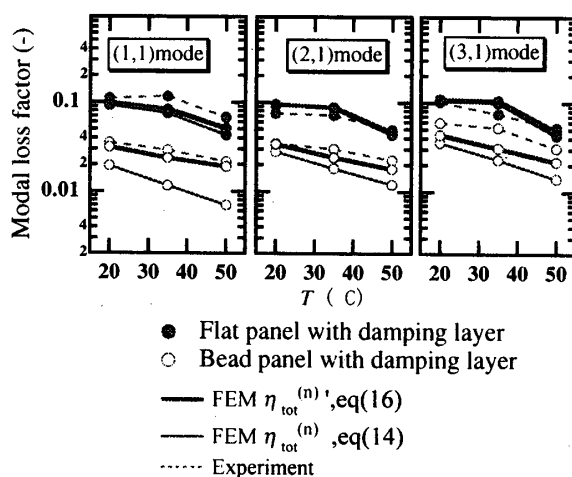


Fig.9 Modal loss factors of bead panel with damping layer

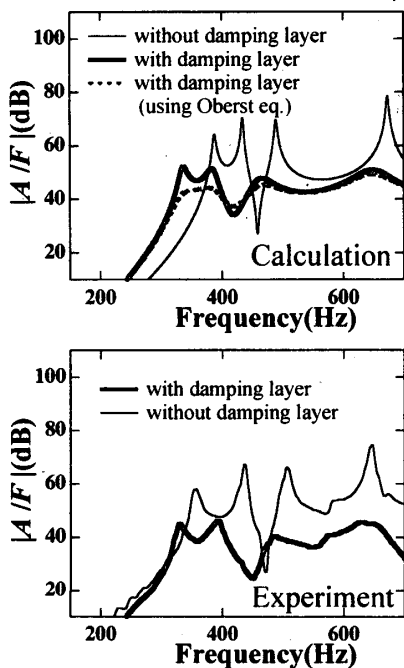


Fig.8 Frequency response of bead panel with damping layer

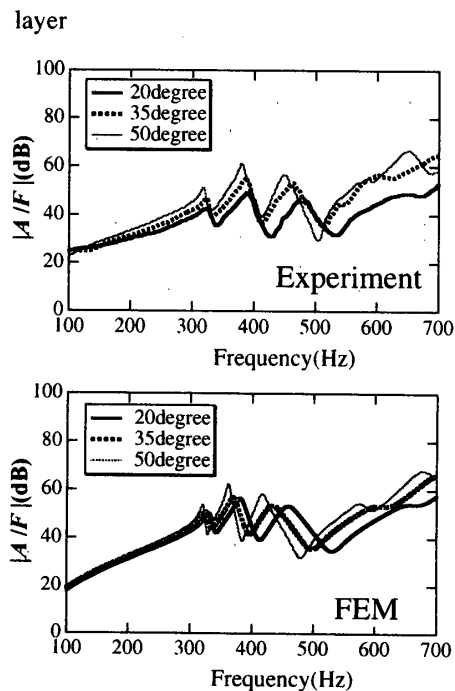


Fig.10 Frequency response of bead panel with damping layer

ことに起因する。材料減衰 $\eta_D$ の増大よりも、制振材層の歪みエネルギー分担率の減少の影響が大きかったために、この現象となった。

以上より非拘束型制振材を積層したビードパネルの減衰特性の温度依存性の解析に本手法が有効であることがわかった。

**3.5 ビードによるモード減衰の変化の歪みエネルギーによる分析** 図7より平板パネルにビードを入れると、制振材の減衰効果 $\eta_{tot}^{(m)}$ が小さくなるのがわかる。これは寺師ら<sup>(6)</sup>にも指摘されている現象である。ここでは制振材層と鋼製パネル層とのひずみエネルギーの分担率から分析を行う。

図11にビード付きパネル、図12に平板パネルの一次振動モードの歪みエネルギー密度(=要素歪みエネルギー/要素体積)の分布を示す。それぞれ積層板を表(制振材層)と裏(鋼板層)から見た結果を記載してある。ビードがある場合は平板パネルに比較して相対的に制振材層の歪みエネルギー分担率が低下している。一方、モード減衰を計算する式(14)から制振材層の歪みエネルギー分担率が大きいほど、減衰は大きい。以上から、平板パネルにビードが付くと減衰効果が小さくなる理由は、ビードにより制振

材の歪みエネルギー分担率が減少するためである。

**3.6 減衰に対する寄与率解析** モード減衰を計算する式(14)から、制振材層の中で歪みエネルギー密度が高い部位は減衰に対する寄与率が高い。すなわち「制振材層の歪みエネルギー密度分布」=「減衰に対する寄与率分布」となる。よって図11, 12の制振材層の歪みエネルギー密度分布も減衰効果に対する寄与率分布を表している。これより平板パネルの場合はよく知られているように「モードの腹」「固定端」の寄与率が高くなっている。ビードパネルの場合は「モードの腹」「固定端」「ビードの応力集中部」の影響が大きい。

**3.7 車体パネルにおける減衰応答の数値解析** 実際の車体パネルに非拘束型制振材を積層した場合の加振点応答を実験と数値解析とで求めた。この

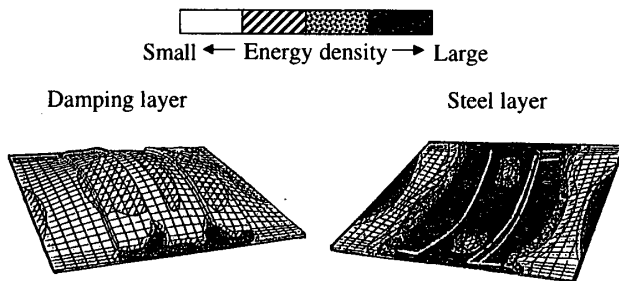


Fig.11 Strain energy density of bead panel with damping layer

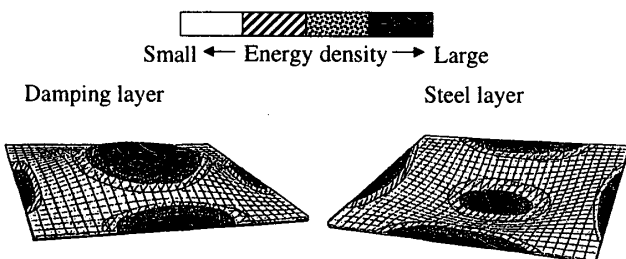


Fig.12 Strain energy density of flat panel with damping layer

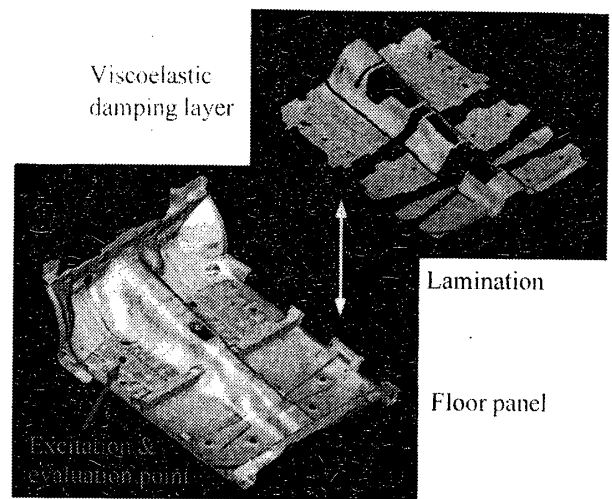


Fig.13 bead panel with damping layer in an actual car

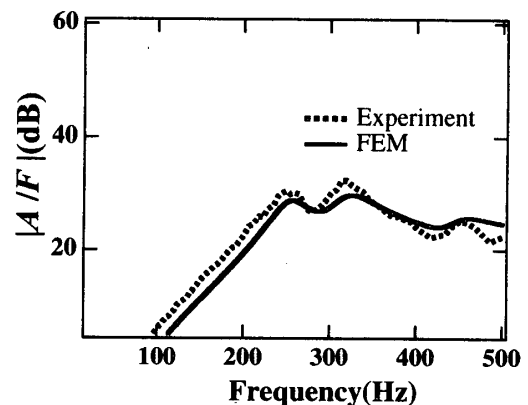


Fig.14 Frequency response of bead panel with damping layer

車体パネルには高さ5mm~10mm程度のビードが図13のように配置されている。板厚0.4mm~0.9mmの鋼板をプレス成形してパネルは作られる。部材間はスポット溶接で接合されている。パネルには2mm~4mmの制振材が積層されている。パネル周辺の剛なフレームとパネルとを接続している境界を支持し、車体パネルと制振材のFEMモデルを作成した。今までの例では全て、自主開発したプログラムコードで計算を行ってきた。本例に限って、式(14)中の固有ベクトルを求めるのに、汎用FEMソルバーであるNASTRANを使用した。モード損失係数と周波数応答の計算には開発したプログラムを用いた。図14に応答を示す。これより実験結果と数値解析結果はよく一致しており、本報告で示した解析方法が有効であることがわかった。

#### 4. 結 言

微少振幅の条件のもとで、非拘束型制振材をビード付きパネルに積層した場合の振動減衰問題を取り扱った。得られた結果を要約すると次のようになる。

漸近法により粘弾性体(制振材)と弾性体からなる混合体のモード減衰の計算式を導出した。結果的にJohnsonらが開発したモード歪みエネルギー法と同じ形式の式が得られた。提案した解析法と開発したプログラムを用いて、非拘束型制振材を積層したビードパネルの減衰特性を計算し、実験結果と比較した。基礎検討用のモデル実験および実際の車体パネルでの実験結果と本計算法で得られる減衰特性(モード減衰, 周波数応答)は良く一致した。その際に減衰特性の温度依存性も精度よく計算できた。ビードの影響で、パネルのモード減衰が減少する現象を、本計算法でとらえることができた。

#### 5. おわりに

第二報では、ビードの幾何学的な諸元(長さ, 高さ etc.)が、振動減衰特性にあたる影響を数値解析により詳細に調べた結果を報告する<sup>(22)</sup>。

#### 参 考 文 献

- (1) Oberst, H., *Akustische Beihefte*, Heft 4, (1952), 181-194.
- (2) Ross, D., Ungar, E. E. and Kerwin, E., *Structural Damping*, (1959), 49-87, Pergamon Press, New York.
- (3) 酒井秀夫, 上玉利恒夫, 井上茂, 早野公朗, 騒音対策用材料の特性試験, 昭和60年度自工会受託研究報告書, (1986), 1-64.
- (4) 赤松克児, 山口誉夫, 金澤純一, 機論65-633C, (1999), 1865-1872.
- (5) Qian, Y., Aggarwal, A. and Khan, H., *SAE paper*, 971930, (1997), 495-499.

- (6) Terashi, S., Asai, M. and Naito, J., *SAE paper*, 891135, (1989), 103-110.
- (7) 山口誉夫, 佐藤直人, 大空和仁, 自動車技術, 46-6, (1992), 37-42.
- (8) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, 機論54-498C(1988), 402-409.
- (9) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, 機論54-508C(1988), 2957-2964.
- (10) Markus, S., *J. of Sound Vib.*, 48-4 (1976), 511-524.
- (11) 井上喜雄, 岡田徹, 上田宏樹, 機論66-644, (2000), 1089-1096.
- (12) MA, B. A. and HE, J. F., *J. Sound Vib.*, 152-1, (1992), 107-123.
- (13) 山口誉夫, 機論66-648C(2000), 2563-2569
- (14) 山口誉夫, 機論66-646C(2000), 1842-1848
- (15) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 機論68-665C (2002), 1-7.
- (16) Zienkiewicz, O. C. 著, 吉識雅夫ほか訳, マトリックス有限要素法, (1970), 倍風館.
- (17) 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 I 基礎編, (1981), 1-427, 倍風館.
- (18) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., *Shock and Vibration Bulletin*, 51(1981), 71-81.
- (19) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., *AIAA Journal*, 20-9, (1982), 1284-1290.
- (20) Ferry, J. D. 著, 祖父江他訳, 高分子の粘弾性, (1964), 194-231, 東京化学同人.
- (21) 長松昭男, モード解析, (1985), 倍風館.
- (22) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 澤田耕吉, 村上聡, 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), 機論69-678C(2003).

#### 付録 Oberst式

Oberst<sup>(1)</sup>は、真直はりや平板に非拘束型制振材を積層した構造について、複素曲げ剛性を用いて、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ と制振材の材料減衰 $\eta_D$ との関係を、次式のように求めている。

$$\eta_{tot}^{(n)} = \eta_D (\xi \bar{e} / (1 + \xi \bar{e})) (3 + 6\xi + 4\xi^2 + 2\bar{e}\xi^3 + \bar{e}^2\xi^4) / (1 + 2\bar{e}(2\xi + 3\xi^2 + 2\xi^3) + \bar{e}^2\xi^4) \quad (18)$$

ただし、 $\bar{e} = E_D/E_1$ ,  $\xi = h_D/h_1$ である。また、 $h_1$ と $h_D$ は、それぞれ鋼層および制振材層の板厚である。 $E_1$ と $E_D$ は、それぞれ鋼層および制振材層の弾性率である。この場合には、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は、振動モードに依らない値となることが知られている。