

## 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)

黒沢良夫\*<sup>1</sup>, 山口誉夫\*<sup>2</sup>  
榎本秀喜\*<sup>3</sup>, 松村修二\*<sup>1</sup>

### Vibration Properties of Automotive Body Panels Laminating Damping Materials (Vibration Analysis Using the Large-scale FE Model)

Yoshio KUROSAWA\*<sup>4</sup>, Takao YAMAGUCHI,  
Hideki ENOMOTO and Shuji MATSUMURA

\*<sup>4</sup> Fuji Heavy Industries LTD,  
1-1 Subarucho, Ota-shi, Gunma, 373-8555 Japan

We have developed a technique for estimating vibrations of vehicle body structures with damping materials using large-scale finite element (FE) model, which will enable us to grasp and to reduce high-frequency road noise (200~500 Hz). In the new technique, first order solutions for modal loss factors are derived applying asymptotic method. This method saves calculation time to estimate modal damping as a practical tool in the design stages of the body structures. Frequency responses were calculated using this technique and the results almost agreed with the test results. This technique can show the effect of damping materials on automotive body panels, and it enables the more efficient layout of the damping materials. Further, we clarified damping properties of car structures under coupled vibration between frames and panels with viscoelastic layers.

**Key Words**: Damping, Damping Material, Automobile, Finite Element Method, Computer Aided Engineering

#### 1. 序論

近年、環境問題や車内快適性への対応として自動車の騒音低減が進んできている。乗員が車室内部で走行時に聞く音は車内音と呼ばれ、その一つにロードノイズと呼ばれる現象がある。これは、おもに路面の凹凸によりタイヤが加振され、その振動がホイール→サスペンション→車体骨格→車体パネルと伝達し、車室に放射された音が乗員の耳に達する固体伝搬音である。広範囲の周波数域で発生して周波数域により振動騒音現象が異なることが特徴である。特にロードノイズは、乗員にとって耳障りで車内快適性を損なう騒音であるため、その対策が望まれている。

ロードノイズの性能評価技術としては、開発の効率化・コスト削減等のため、試作車製作前にCAE(Computer Aided Engineering)による予測・対策技術が発達してきた。低周波ロードノイズ(0~100Hz)については、有限要素法(FEM)による車体構造の振動解析と境界要素法(BEM)による車

室空間の音響解析を組み合わせた手法により、定性的な予測・対策が可能となっている<sup>(1)(2)</sup>。しかし高周波ロードノイズと呼ばれる200~500Hz域の振動騒音を予測する実用的な解析手法は確立されていなかった。高周波ロードノイズはフロアパネルから放射される音の寄与が大きいため制振材が積層されたフロアパネルの振動特性を正しく予測する必要がある。

制振材を積層した基本構造の振動減衰特性は、多くの研究者により解明されてきている。真直はりや平板に非拘束型制振材あるいは拘束型制振材を積層した構造の減衰特性は、Oberst<sup>(3)</sup>や Ungar<sup>(4)</sup>をはじめとした多くの研究者により理論解析がなされている<sup>(5)-(9)</sup>。制振材を積層した曲率構造(曲がりはり、円筒シェル、円筒曲板)について理論解析や有限要素法による数値解析がなされている<sup>(10)-(16)</sup>。さらに異方性板へ制振材を積層した問題も解明されてきている<sup>(17)</sup>。はり、あるいは板に制振材を部分積層した問題も報告されている<sup>(18)</sup>。しかし、自動車の車体パネルは複雑な三次元形状を有しており、これらの解析結果を直接用いることが困難な場合が多い<sup>(19)-(21)</sup>。

一方、任意の形状を持つ構造に制振材を積層した減衰回

\* 原稿受付 2002年12月18日。

<sup>1</sup> 正員、富士重工業(株)スバル技術研究所(☎373-8555 太田市スバル町1-1)。

<sup>2</sup> 正員、群馬大学工学部(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1)。

<sup>3</sup> 富士重工業(株)スバル技術研究所。

E-mail: kurosaway@gkh.subaru-fhi.co.jp

題を有限要素法で取り扱う報告もなされてきている<sup>(20)(21)</sup>。著者らを含めこれを自動車車体の部分構造に適用した報告もある<sup>(22)(23)</sup>。これらは主に制振材を積層したパネル構造についてのみ述べられている。実際には車体は、パネルと骨格で構成されており、両者が連成して振動する。また、今回対象としているロードノイズは、車体への入力位置がサスペンションの取り付け位置となっており、骨格から振動が入力しパネルへ伝達する現象である。したがって、従来のようにパネルのみではなく骨格を含んだ車体構造全体としての解析が設計上必要とされる。

以上の経緯から、本報告では自動車車体構造の高周波振動を予測する解析手法を提案する。制振材を積層した車体パネルと車体骨格とを含む大規模有限要素モデルを用いて、制振材の減衰の影響を考慮した振動解析を行う。大規模問題でも実用が可能な設計ツールとするために、減衰特性の高速計算法を検討した。本解析により得られた振動モード、モード減衰などの精度検証結果、および制振材の制振効果について得られた知見を報告する。さらに本解析手法を応用して、制振材の効率的な配置手法を開発したのでその結果も示す。

## 2. 解析方法

### 2.1 解析手法

自動車のような大規模複雑構造物の振動問題を扱うには、通常 FEM が用いられる。離散化された弾性体構造物の要素内部の運動方程式は式(1)になる。

$$([K]_e - \omega^2 [M]_e) \{u_e\} = \{F_e\} \quad (1)$$

$[K]_e$ : 要素剛性行列,  $\omega$ : 角周波数,  $[M]_e$ : 要素質量行列,  $\{u_e\}$ : 節点変位ベクトル,  $\{F_e\}$ : 節点力ベクトルである。粘弾性体である制振材を有限要素で表現するには要素剛性行列を複素数にすれば良い<sup>(24)(25)</sup>。これにより式(1)中の要素剛性行列  $[K]$  も次式のように複素数になる。

$$[K]_e = [K_R]_e (1 + j\eta_e) \quad (2)$$

ただし,  $[K_R]_e$ : 要素剛性行列の実部 (以下添え字  $R$  は実部を表す)  $j$ : 虚数単位,  $\eta_e$ : 要素  $e$  の材料減衰である。式(2)を用いて式(1)を弾性体と粘弾性体が混在する構造物の全要素について重ね合わせると次式を得る。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - \omega^2 [M]_e) \{u_e\} = \{F\} \quad (3)$$

$e_{\max}$ : 全要素数,  $\{F\}$ : 外力ベクトルである。

上式で外力を与えて複素連立一次方程式を解けば、変位応答が求められるが、周波数ごとに連立方程式を解き直さなければならない。そのため、車体のような大規模構造物

の計算には不向きである。通常、非減衰条件では、モード座標に変換して解くことでその問題を回避している。本問題でモード座標に変換して解くためには、複素固有値計算が必要となる。しかし、複素固有値計算も車体のような大規模構造物の計算には計算時間が実用的ではない。大規模構造物の減衰特性の高速計算法としてモード歪みエネルギー法 (Modal Strain Energy Method; 以下 MSE 法と略す) が提案されている<sup>(22)(23)</sup>。この手法は有効ではあるが、複素固有モードの虚数部を無視した計算をしており、その根拠が不明確である。そこで、新たに大規模構造物の減衰特性計算にも適用可能な手法を導く。具体的には、式(3)の外力をゼロとした複素固有値問題の解を漸近展開することでモード減衰の近似計算法を導く<sup>(24)(32)-(34)</sup>。この漸近展開法を用いて、 $Ma$  は一種類の粘弾性体が混在する弾性構造物のモード減衰の第一近似式を求めている<sup>(24)</sup>。ここでは  $Ma$  の解析法を全ての要素で材料減衰が異なる一般問題へ拡張し、モード減衰の第一近似解を導く。

式(3)の複素固有値問題は次式となる。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} \left( (1 + j\eta_e) [K_R]_e - (\omega^{(n)})^2 (1 + j\eta_{tot}^{(n)}) [M_R]_e \right) \{\phi^{(n)*}\} = \{0\} \quad (4)$$

$\omega^{(n)}$ :  $n$  次の複素固有値の実部,  $\eta_{tot}^{(n)}$ :  $n$  次のモード減衰,  $\{\phi^{(n)*}\}$ :  $n$  次の複素固有ベクトルである。

ここで、材料減衰  $\eta_e$  に関し全要素のなかで最大のものを  $\eta_{\max}$  とする。また、以下の  $\beta_e$  を導入する。

$$\beta_e = \frac{\eta_e}{\eta_{\max}}, \quad \beta_e \leq 1$$

また、 $\eta_{\max} \ll 1$  と仮定し、微小量  $\mu = j\eta_{\max}$  を導入し式(4)の解を漸近展開すると

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi_R^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi_R^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi_R^{(n)}\}_2 + \dots \quad (5)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad (6)$$

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

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  $\mu$  と同様微小量となる。また、 $\eta_1^{(n)}, \eta_3^{(n)}, \dots$  は実数とする。ついで式(5)(6)(7)を式(4)に代入し  $\mu^0, \mu^1$  などの order ごとにまとめると次式になる。

・  $\mu^0$  の order

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} \left( [K_R]_e - (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e \right) \{\phi_R^{(n)}\}_0 = \{0\} \quad (8)$$

・  $\mu^1$  の order

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} \left( \mu\beta_e [K_R]_e - \mu\eta_1^{(n)} (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e \right) \{\phi_R^{(n)}\}_0 + \sum_{e=1}^{e_{\max}} \left( \mu [K_R]_e - \mu (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e \right) \{\phi_R^{(n)}\}_1 = \{0\} \quad (9)$$

さらに式(8)(9)を整理すると次式を得る.

$$\eta_1^{(n)} = \frac{\sum_{e=1}^{\max} (\beta_e \{\phi_e^{(n)}\}_0^T [K_R]_e \{\phi_e^{(n)}\}_0)}{\sum_{e=1}^{\max} ((\omega_0^{(n)})^2 \{\phi_e^{(n)}\}_0^T [M_R]_e \{\phi_e^{(n)}\}_0)} \quad (10)$$

$\mu'$  までの order を考慮すると式(6)(7)の右辺は第1項までとなり

$$(\omega^{(n)})^2 \cong (\omega_0^{(n)})^2 \quad j\eta_{tot}^{(n)} \cong \mu\eta_1^{(n)}$$

以上によりまとめると

$$\eta_{tot}^{(n)} = \sum_{e=1}^{\max} \eta_e \frac{U_e^{(n)}}{U_{tot}^{(n)}} \quad (11)$$

$$\left[ U_e^{(n)} = \frac{1}{2} \{\phi_e^{(n)}\}^T [K_R]_e \{\phi_e^{(n)}\} \right] U_{tot}^{(n)} = \frac{1}{2} \{\phi^{(n)}\}^T [K_R] \{\phi^{(n)}\}$$

$U_e^{(n)}$ : 要素  $e$  の  $n$  次のモード歪エネルギー,  $U_{tot}^{(n)}$ : 全要素の  $n$  次のモード歪エネルギーである.

式(11)から, モード減衰・材料減衰と歪エネルギーの分担率との積の全要素にわたる和から近似計算できることになる. また,  $\eta_e U_e^{(n)} / U_{tot}^{(n)}$  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への寄与が大きい要素となる. 式(11)は結果的にMSE法と同じ形式となった. これより, MSE法で得られるモード減衰は, 複素固有値計算で求められるモード減衰の一次の漸近解である<sup>(27)(28)</sup>. なお, 本法で用いる固有ベクトルは実数であり, 複素固有値計算に比べ高速に計算することができる.

実固有値解析から得られたモーダルパラメータと式(11)で算出したモード減衰を用いたイナータンス (以下応答は全て加速度応答) は式(12)になる<sup>(29)</sup>. なお, モード減衰は式(11)から算出した値に部材接合部の接触摩擦などによる減衰  $\Delta\eta$  を加えて表現した (式(13)). この  $\Delta\eta$  は制振材を用いていない車体の実験モード解析から同定した値である. 実験で得られた値の平均値を, 式(13)の  $\Delta\eta$  にモードによらず一定値として与えた.

$$\{A_{out}\} = \sum_{n=1}^{\max} \frac{-\omega^2 \{\phi_{in}^{(n)}\}^T \{F_{in}\} \{\phi_{out}^{(n)}\}}{m^{(n)} \left[ (\omega^{(n)})^2 - \omega^2 + j(\omega^{(n)})^2 \eta_{tot}^{(n)'} \right]} \quad (12)$$

$$\eta_{tot}^{(n)'} = \eta_{tot}^{(n)} + \Delta\eta \quad (13)$$

$\{A_{out}\}$ : 応答点の加速度ベクトル,  $\{F_{in}\}$ : 入力点の外力ベクトル,  $\{\phi_{in}^{(n)}\}$ : 入力点の  $n$  次のモードベクトル,  $\{\phi_{out}^{(n)}\}$ : 応答点の  $n$  次のモードベクトル,  $m^{(n)}$ :  $n$  次のモード質量,  $\Delta\eta$ : 制振材以外の要因で発生する減衰である. なお, 以上の解析手法は制振材が積層されたはりやビードパネル, 車体用パネル (フロアパネルのみのモデル化) の振動減衰解析に有効であることを著者らはすでに明らかにしている<sup>(27)(28)</sup>.

## 2. 2 有限要素モデル (FE モデル)

車体パネルは主に板厚 0.4mm~0.9mm の鋼板で構成され, プレス成形により作られる. 剛性確保・プレス成形の形状凍結や部品取り付けのために, パネルは複雑な凹凸や曲面により三次元形状を有している. 車体骨格は, 主に板厚 1.1mm~3.2mm の鋼板を曲げ加工して箱断面を形成し作られている. パネルや骨格は主にスポット溶接により接合され, 車体全体で外力を受け持つモノコック構造となっている.

図1に本解析に用いた大規模車体FEモデルを示す. 図中黒い部分はパネルに制振材が積層された部分である. 高周波まで実用的な解析精度を確保するために要素サイズを10mmとし, 必要な凹凸についてはさらに細かく要素分割を行い, 実際の形状を忠実に再現した. 計算に用いたFEモデル規模は約45万要素43万節点である.

制振材は板厚をオフセットさせたシェル要素 (パネル) の上にソリッド要素を重ねることで積層板を表現したモデル化である<sup>(22)</sup>. なお, 制振材の材料減衰・貯蔵弾性率は, 制振材を積層した鋼製の梁の加振実験 (中央加振法) を別途実施して同定した. 具体的には, 加振実験で得られた計測データから, Oberst 式(式(14))と Jones 式 (式(15))を用いて制振材の材料特性を算出した<sup>(30)(31)</sup>.

$$\eta_d = \frac{\{1 + 2en(2 + 3n + 2n^2) + e^2 n^4\} (1 + en)}{(3 + 6n + 4n^2 + 2en^3 + e^2 n^4) en} \eta_n \quad (14)$$

$$E_d = \frac{-(4 + 6n + 4n^2 - z^2)n + \sqrt{(4 + 6n + 4n^2 - z^2)^2 n^2 + 4n^4(z^2 - 1)}}{2n^4} E_l \quad (15)$$

$\eta_d$ : 制振材の材料減衰,  $\eta_n$ : 梁のモード減衰 (計測値),  $e$ :  $E_l/E_d$ ,  $n$ : 鋼の板厚と制振材の板厚の比,  $E_d$ : 制振材の貯蔵弾性率,  $E_l$ : 鋼の貯蔵弾性率,  $z$ : 制振材の有無による梁の曲げ剛性の変化率 (計測値) である. 本解析対象である車体は3種類の制振材を用いており, 上記の方法で算出した200Hzの材料特性を表1に示す. なお, 今回の解析の周波数範囲 (主に100~500Hz) では材料特性に大きな変化はなく (200Hzの値の前後10%程度) 解析結果の誤差は小さいことを確認済みである.

	材料減衰	貯蔵弾性率(N/m <sup>2</sup> )	密度(kg/m <sup>3</sup> )	ポアソン比
制振材①	0.22	2.52E+09	1.41E+03	0.45
制振材②	0.24	1.49E+09	1.38E+03	0.45
制振材③	0.38	1.30E+09	1.57E+03	0.45

Table1 Material characteristics of viscoelastic damping materials.

スポット溶接部は, 部材間にナゲット径に相当する大きさのソリッドを配置し, ソリッドと部材を接合するモデル

化を行った。これより、部材の溶接部を点で接合（節点共有）する場合に比べ共振周波数が2割弱程度（振動モードにより異なる）上昇し、解析精度が向上できた。

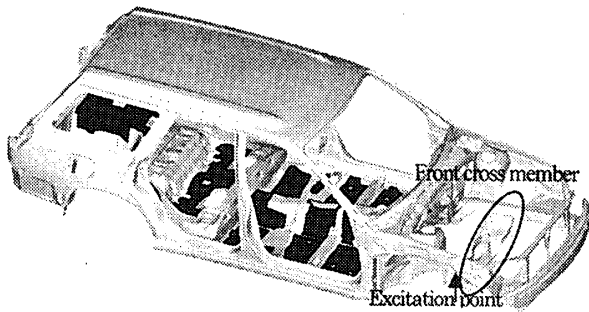


Fig.1 Finite element model of white body.

### 3. 解析結果と実験検証

2章1節に示した方法の解析システムを構築した。式(11)一式(13)に対応する FORTRAN コードを作成し、式(11)中の実固有ベクトルについては汎用有限要素コード MSC/NASTRAN を用いて計算した。モード減衰 (modal loss factor) の算出については、実験・計算ともに温度を 20°C とした。

#### 3.1 車体構造のモード減衰の解析

図2に式(11)から求めたモード減衰を示す。図中の黒点が各振動モードに対するモード減衰の値である。今回対象とした500Hzまでに約1000個の共振が現れ、振動モードによりモード減衰が大きく変化していることが分かる。図3にモード減衰の小さい振動モード6個、図4にモード減衰の大きいモード12個を抽出し、固有値解析結果（左側；色の濃い部分は歪みエネルギーが集中しているところ）と実験モーダル解析結果（右側）の比較を示す。解析結果は実現象をよく再現している。

図5に、図3図4の振動モードについて実験モーダル解析から求めたモード減衰と、式(11)および式(13)から算出されたモード減衰との比較を示す。ほぼ同様な値となり、式(11)を用いたモード減衰の計算が自動車車体のような複雑大規模の減衰特性予測に有効であることを示している。

図3より、主に骨格および骨格の接合部が変形する振動モード（骨格モード）はモード減衰が小さい。これは、骨格は主に大きな断面を有する箱型断面部材で構成されているため曲げ剛性が大きく、Oberst 式(14)中の鋼の貯蔵弾性率が大きくなる条件に相当し、制振材の効果を得られ難くなるためである。また、図6（固有値解析結果）のような制振材が積層されてないパネルが面外方向に振動する振動モードもモード減衰が小さいことを確認した。

図4より、モードモード減衰の大きい振動モードは制振

材が積層されているパネルが面外方向に振動する振動モード（パネルモード）である。これは、式(11)から制振材に歪みエネルギーが集中する振動モードほどモード減衰の値が大きくなるためである。また、これらの中間の減衰値が得られるパネルと骨格とが連成振動する振動モード（図7：固有値解析結果）も、中間の周波域に多く見られた。

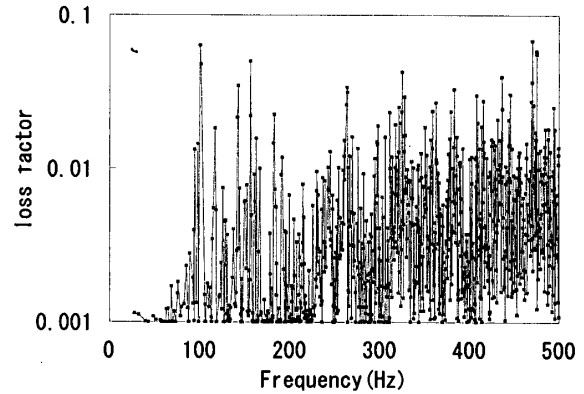


Fig.2 Modal damping of body vibration mode.

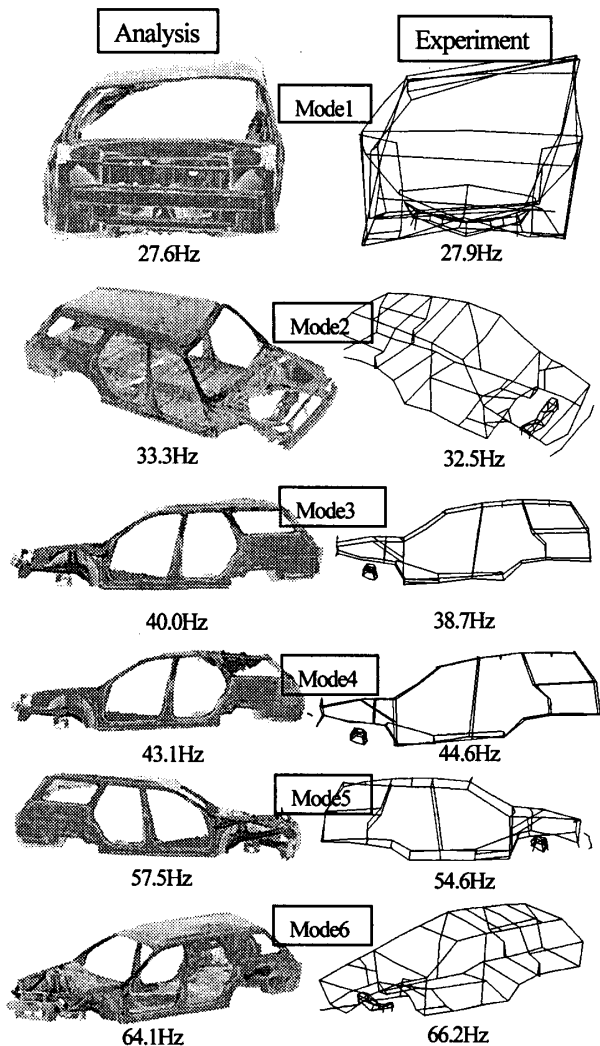


Fig.3 Vibration mode of small modal damping.

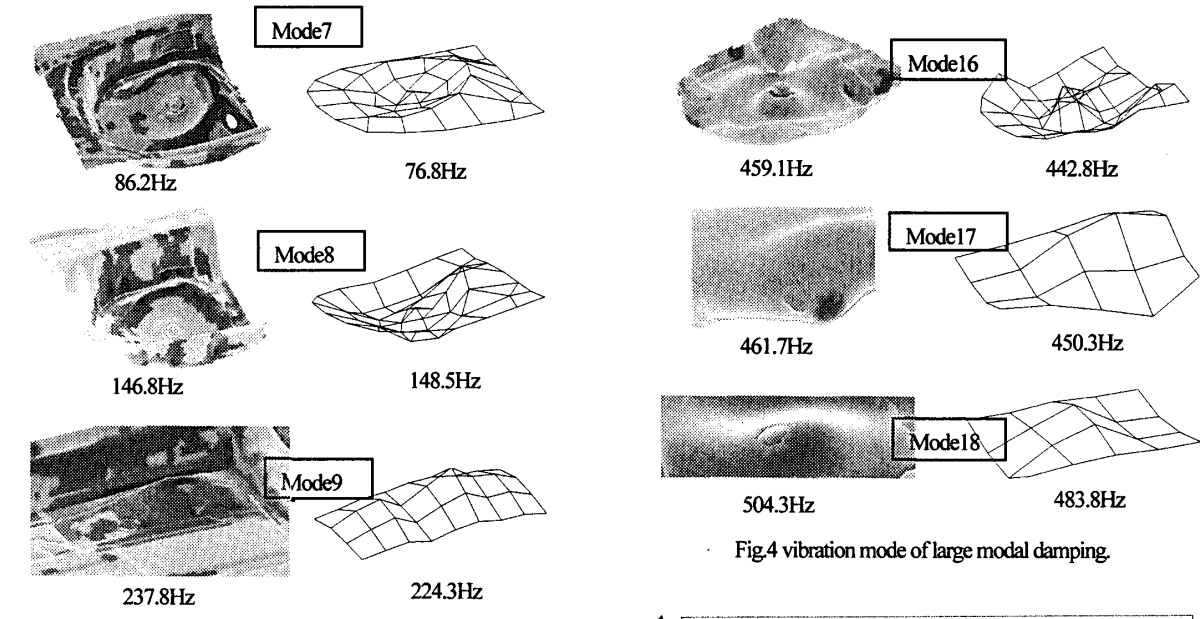


Fig.4 vibration mode of large modal damping.

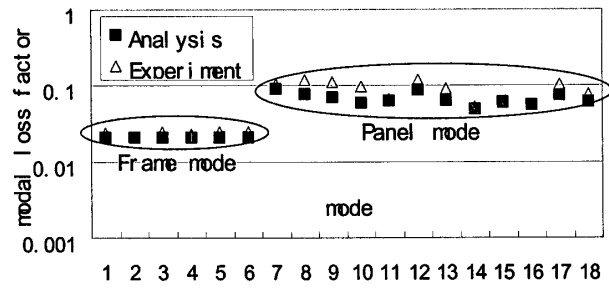


Fig.5 Calculation result of modal damping using MSE method.

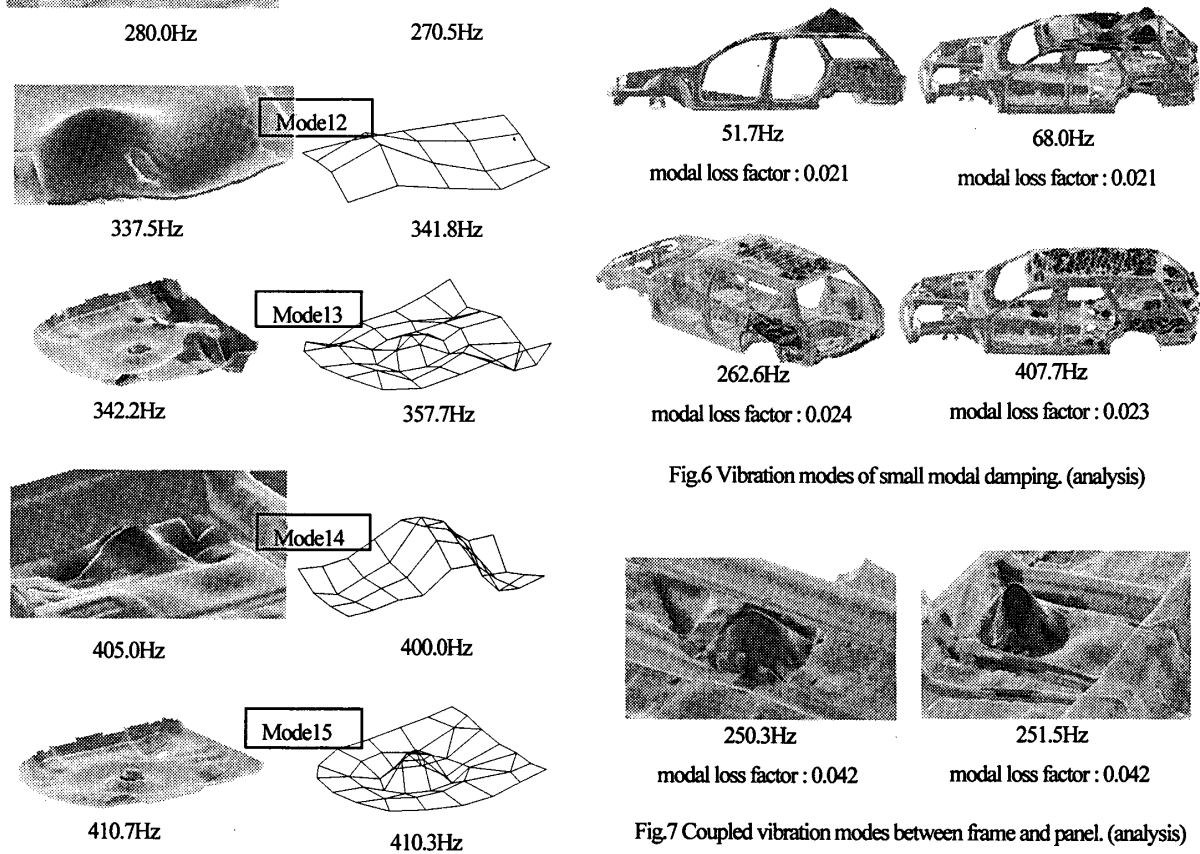


Fig.6 Vibration modes of small modal damping. (analysis)

Fig.7 Coupled vibration modes between frame and panel. (analysis)

### 3. 2 フロアパネルの加振点応答

図8にフロント(以下Ft)フロアパネルへ直接、入力を加えた条件でのFtフロアパネルの加振点応答(実験、計算)結果を示す。この条件では応答曲線に現れるモードの密度が低く、実験と計算とで詳細な比較が可能である。実験で得た応答曲線と計算で得た曲線は、共振周波数・振動レベルがほぼ一致している様子がわかる。

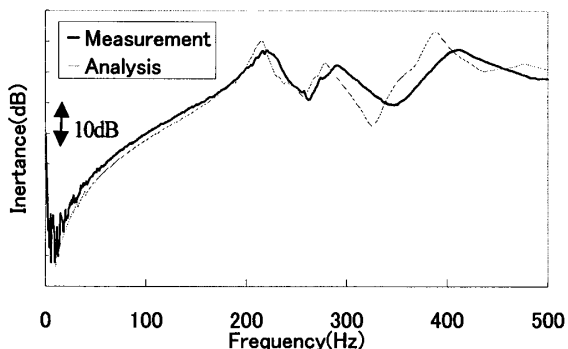


Fig.8 Frequency response function of front floor panel.

### 3. 3 サスペンション取り付け部入力時のフロア応答伝達関数

図9にFtクロスメンバーのロアアーム(サスペンション)取り付け部入力(図1参照)時のFtフロア応答の伝達関数について解析精度検証を行った結果を示す。共振周波数・ピークレベルに若干の違いはあるものの、定性的には特徴をとらえていて十分実用的な精度である。以上により、本解析手法は制振材を積層した車体パネルの高周波振動予測に有効であることが確認できた。

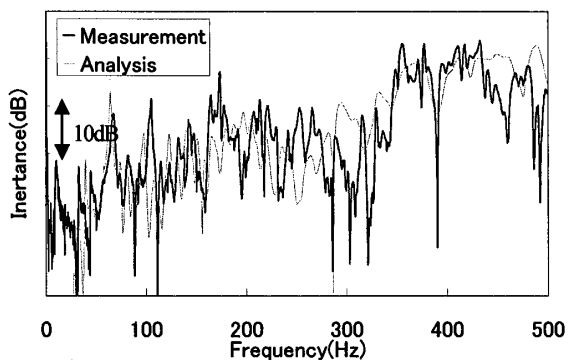


Fig.9 Frequency response function of front floor panel.

(driving point: front cross member)

## 4. 制振材配置検討

### 4. 1 制振材の制振効果

図10に制振材が積層されている実車と制振材を外した実車のFtフロアパネルの加振点応答の計測結果の比較を示す。本グラフから、制振材が積層されていない場合はピークの波形が鋭くなっており、制振材の減衰の効果が見て

取れる。また、制振材が積層されている場合はピークの共振周波数が高くなっており、剛性増大の効果があることもわかる。また、本計測点では単位面積あたりの制振材の質量が車体パネル単体の質量の約4割あり、質量増大による制振効果も考えられる。

図11に本解析手法を用いて図9同様ロアアーム取り付け部入力フロアパネル応答計算結果を、フロア全面について空間的に平均し1/3オクターブバンドごとに表した数値実験結果を示す。振動レベルの高い順に、制振材を全て外した解析モデルの応答計算結果(図中太線、減衰値は0.02で一定;CASE1)、制振材はイニシャル状態でモード減衰を一定値(式(13)で $\eta=\Delta$   $\eta=0.02$ ;制振材以外の要因のみによる減衰値)とした計算結果(図中破線;CASE2)、制振材はイニシャル状態で式(13)によるモード減衰を用いた計算結果(図中細線;CASE3)である。CASE1とCASE3の差が制振材の制振効果、CASE1とCASE2の差が制振材による剛性増大・質量増大の効果、CASE2とCASE3の差が制振材による減衰の効果を表す。本図より骨格モード(図3)が多い低周波域は制振材の効果は小さく、パネルモード(図4)が多い中・高周波域は制振材の制振効果が大きいことがわかる。

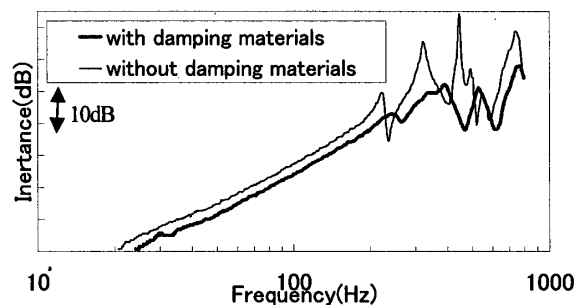


Fig.10 Effect of damping materials on front floor panel.

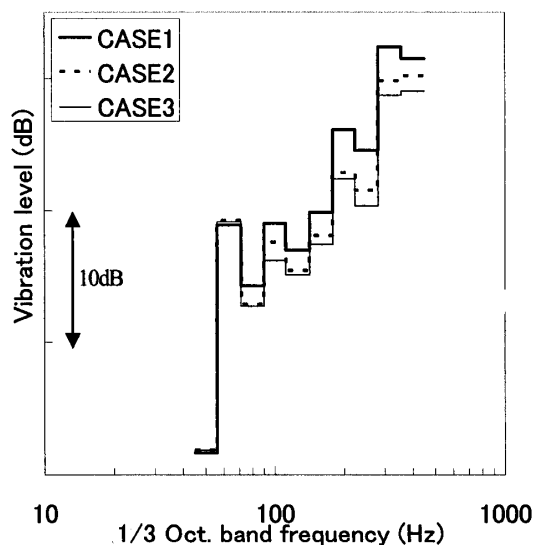


Fig.11 Effect of damping materials on automotive body panels.

(analysis)

#### 4. 2 制振材配置手法

モード減衰に対する制振材各要素の寄与度から配置位置の検討を行う手法を開発した。式(11)から算出される歪エネルギーの分担率 (=モード減衰の寄与率) にモード減衰をかけて重み付けをし、全てのモードについて和をとったものを減衰寄与量と定義する。

$$C_i = \sum_{n=1}^{\max} \sum_{e_i} \eta_{tot}^{(n)} \frac{U_{e_i}^{(n)}}{U_{tot}^{(n)}} \quad (16)$$

$C_i$ :  $i$  番目の部分の制振材の減衰寄与量,  $e_i$ :  $i$  番目の部分の制振材の要素番号である。

図 12 に車体パネルに積層されている制振材をそれぞれが同じ体積になるよう 160 ヶ所の部分に分割した場合の減衰寄与量の分布を示す。色が濃い部位は減衰寄与量が大きく、振動低減に寄与することを示している。逆に、色が薄い部位は制振材が減衰に寄与していないため削減対象となる。この減衰寄与量をもちいて Ft フロア (図 12 枠内) 制振材の配置検討を行った。図 13 に上記手法を用いて Ft フロア制振材を制振効果の大きさにより 2 値化した結果を示す。色の濃い部分は減衰寄与量が大きく (Ft フロア制振材の減衰寄与量の総和の 99%) 振動低減に寄与していると考えられる部位 (最適レイアウト) である。また、色の薄い部位は減衰寄与量が小さい (Ft フロア制振材の減衰寄与量の総和の 1%) ため削減可能な部位であり、Ft フロア制振材の重量の約 4 割に相当する。

図 14 にロアアーム取り付け部入力-Ft フロア応答伝達関数 80 点の計測結果を空想的に平均し 1/3 オクターブバンドごとに表した結果を示す。振動レベルの高い側は、制振材を全て外した実車の伝達関数計測結果 (図中太線)、図 13 の色の薄い部分の制振材を外した実車の計測結果 (図中破線)、制振材はイニシャル状態の計測結果 (図中細線) である。グラフから振動レベルの増加を極力抑えて約 4 割の制振材 (Ft フロア) の削減が可能であることがわかる。制振材には減衰・剛性増大・質量増大の制振効果があるが、減衰寄与量から制振材の効率的な配置検討が行えることが確認できた。

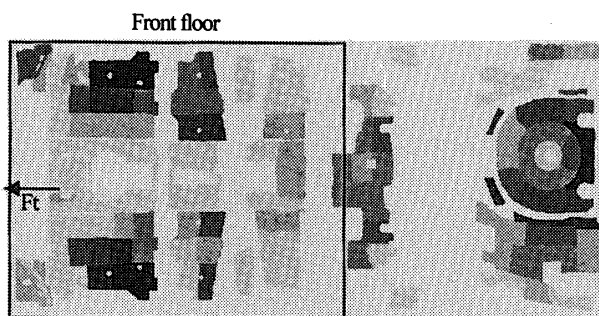


Fig.12 Damping contribution of automotive body panels laminating damping materials using MSE method.

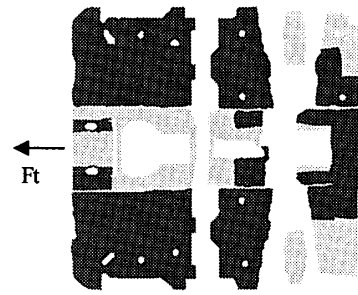


Fig.13 Efficient layout of viscoelastic damping materials on front floor.

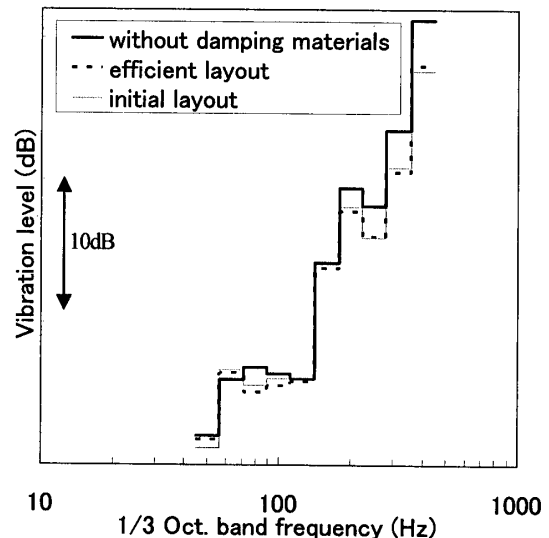


Fig.14 Result of frequency response about effective layout of damping materials. (experiment)

#### 5. 結論

大規模 FE モデルを用いた振動解析を行い、制振材を積層した自動車車体構造の減衰特性を解析した。得られた結果を要約すると以下ようになる。

- (1) 制振材を積層した車体のモード減衰を FEM をベースとして高速に計算する方法を検討した。モード減衰の計算値と実験値との比較から、車体構造の減衰特性の解析に本計算法が妥当であることがわかった。さらに、高周波数ロードノイズを想定した車体構造の振動特性 (周波数応答) の予測にも、本手法が有効であることが分かった。
- (2) 車体構造で、モード減衰が大きい振動モード (パネルモード) とモード減衰が小さい振動モード (骨格モード) とを実験と解析により解明した。関連して、制振材の制振効果 (減衰・剛性増大・質量増大) がこれらの車体の振動モードにより異なることを示した。
- (3) 車体パネルにおいて、制振材の効率的な配置検討が行える手法を開発した。検証実験の結果、本手法の有用性とフロアパネルの制振材の軽量化が可能であることを確認できた。

## 参考文献

- (1) 鈴木信二, 今井守之, 石山慎一, 機論 52-473C(1986), 310-317.
- (2) 榎本秀喜, 佐藤直人, 村上聡, 自動車技術会シンポジウム No. 9909(1999), 37-42.
- (3) Oberst, H., Akustische Beihefte, Heft 4, (1952), 181-194.
- (4) Ross, D., Ungar, E. E. and Kerwin, E., Structural Damping, edited by J. E. Ruzicka, New York, Pergamon Press, (1959), 49-87.
- (5) 中川紀壽, 劉泳勳, 機論 60-578C(1994), 3293-3299.
- (6) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, 機論 53-495C(1987), 2177-2182.
- (7) 宇津野秀夫, 杉本明男, 木村康正, 田中俊光, 機論 57-540C(1991), 2548-2553.
- (8) 出羽宏規, 機論 57-535C(1991), 706-713.
- (9) 鹿内元治, 佐藤喜一, 福野克哉, 機論 57-533C(1991), 69-75.
- (10) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, 機論 54-498C(1988), 402-409.
- (11) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, 機論 54-508C(1988), 2957-2964.
- (12) Markus, S., J. of Sound Vib., 48-4 (1976), 511-524.
- (13) 伊藤秋一, 斎藤聡, 柴田勝久, 高津直夫, 機論 57-542C(1991), 3145-3151.
- (14) Ramesh, T. C. and Ganesan, N., J. Sound Vib. 172-3, (1994), 359-370.
- (15) Ramesh, T. C. and Ganesan, N., J. Sound Vib. 171-5, (1994), 577-601.
- (16) Ganesan, N. and Ramesh, T. C., J. Sound Vib. 170-3, (1994), 289-301.
- (17) Ramesh, T. C. and Ganesan, N., J. Sound Vib. 175-4, (1994), 535-555.
- (18) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, 機論 53-486C(1987), 300-307.
- (19) Terashi, S., Asai, M. and Naito, J., SAE paper, 891135, (1989), 103-110.
- (20) 山口蒼夫, 佐藤直人, 大空和仁, 自動車技術, 46-6 (1992), 37-42.
- (21) Qian, Y., Aggarwal, A. and Khan, H., SAE paper, 971930, (1997) 495-499.
- (22) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., AIAA Journal, 20-9, (1982), 1284-1290.
- (23) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., Shock and Vibration Bulletin, 51(1981), 71-81.
- (24) MA, B. A. and HE, J. F., J. Sound Vib., 152-1 (1992), 107-123.
- (25) 赤松克児, 山口蒼夫, 金澤純一, 機論 65-633C (1999), 1865-1872.
- (26) 井上喜雄, 岡田徹, 上田宏樹, 機論 66-644C(2000), 1089-1096.
- (27) 山口蒼夫, 黒沢良夫, 松村修二, 野村章, 機論 69-678C(2003), 1-7.
- (28) 山口蒼夫, 黒沢良夫, 松村修二, 村上聡, 澤田耕吉, 機論 69-678C(2003), 8-15.
- (29) 長松昭男, モード解析, (1985) 倍風館
- (30) Jones, D. I. G, J. Sound Vib. 33-4, (1974), 451-470.
- (31) 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.
- (32) 山口蒼夫, 機論 66-648C(2000), 2563-2569
- (33) 山口蒼夫, 機論 66-646C(2000), 1842-1848
- (34) 山口蒼夫, 黒沢良夫, 松村修二, 機論 68-665C(2002)
- (35) Zienkiewicz, O. C. 著, 吉謙雅夫ほか訳, マトリックス有限要素法, (1970) 倍風館
- (36) 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
- (37) 山口蒼夫, 黒沢良夫, 松村修二, 機論 69-677C(2003), 34-41.