ピエゾ素子を用いたパッシブ制振による鉄道車両の弾性振動低減* (角筒模型を用いた実現可能性の検討)

瀧上 唯夫*¹, 富岡 隆弘*¹, 鈴木 康文*²

Passive Vibration Suppression of Railway Carbody with Piezoelectric Elements (Feasibility Study by Using Pipe Model)

Tadao TAKIGAMI*³, Takahiro TOMIOKA and Yasufumi SUZUKI

*³ Vehicle Noise and Vibration Lab., Railway Technical Research Institute,
2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo, 185-8540 Japan

In this study, piezoelectric elements are applied to passive vibration suppression of beam structure, or a primitive model of railway carbody. Piezoelectric devices are electrically shunted by an external electric circuit, *e.g.*, a serial connected inductor and resistor. Results of excitation tests show that piezoelectric elements more effectively increase the loss factor of the structure than damping layers that have already been put into practical use. According to simulation results, it is expected that the 1st mode bending vibration can be suppressed successfully even if the structure is as large as an actual railway carbody.

Key Words: Piezoelectric Element, Railway Carbody, Bending Vibration, Vibration Suppression, Riding Comfort, Damping Material

1. は じ め に

近年の鉄道車両は、軽量化等による剛性低下が主因となり、車体の上下弾性振動を生じる例が見受けられる。このような弾性振動は人間が最も敏感な周波数帯域に発生することが多く、乗り心地悪化の原因となっている。これに対し、これまでに車体の剛性向上や車体台車結合要素の特性変更⁽¹⁾⁽²⁾のほか、アクティブ⁽³⁾、セミアクティブ制御⁽⁴⁾などによって振動低減を図る手法が提案されており、現在も研究が進められている。また、車体にダンピングを付加して弾性振動の低減を図る事例として、粘弾性層と拘束層からなる制振材を用いたもの⁽⁵⁾が挙げられ、これについてはすでに一部の幹線で実用に供されている。

一方最近になって、ピエゾ素子によって振動のエネルギーを電気エネルギーに変換し、電力を外部回路で散逸させて機械的なダンピングを得る、パッシブ制振の手法についての研究が注目されている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。しかしながら、これらに関する報告はほとんどが全長数～十数

[cm], 大きくても数十 [cm] の小型構造物を対象としており、数 [m] 以上の大型構造物に適用した例は見受けられないため、鉄道車両にこの手法をそのまま適用できるかどうかは、現在までのところ明らかにされていない。

本報告では、その実現可能性を検討するための最初のステップとして、そもそも小型構造物にしか適用されてこなかった手法が、大型の構造物にも適用できるかどうかの見通しを得ることを目的とし、全長 3[m] の角筒模型に対して、この制振手法の適用を試みる。以下の各節では、対象物のモデル化について説明した後、模型を対象としたシミュレーションおよび加振試験を実施して制振性能を評価した結果を示し、続いてその加振試験で得られた性能を、すでに実用化されている制振材を用いた場合の性能と比較した結果について述べる。また、最後に実用化への展望として、実車を対象としたシミュレーションを行い、制振性能について検討を行った結果を示す。

2. 制振対象のモデル化

2.1 制振対象 本報告で制振の対象としたのは、図 1 に示した全長 $L_b = 3[\text{m}]$ 、肉厚 $t_b = 2[\text{mm}]$ 、一辺

* 原稿受付 2002 年 2 月 18 日。

*¹ 正員, (財)鉄道総合技術研究所車両構造技術研究部(〒185-8540 国分寺市光町 2-8-38)。

*² 正員, (財)鉄道総合技術研究所鉄道力学研究部。

E-mail: takigami@rttri.or.jp

Fig. 1 Pipe, Piezoceramics and Acceleration Pickups

$b_b = 98$ [mm] (外寸) の正方形断面を持つアルミ合金製の角筒で、質量は約 7.0 [kg] である。空気ばね支持された鉄道車両は両端自由支持に近いことから、両端自由はりの 1 次曲げ振動モード形状の節の位置 (全長に対して端から 22.4% の位置) で吊り下げて支持することにした。この角筒に対し、1 次曲げ振動のひずみが最も顕著に現れると考えられる長手方向中央部に、全長 $L_p = 155$ [mm]、幅 $b_p = 40$ [mm]、厚さ $t_p = 1$ [mm] の piezoelectric ceramics をエポキシ樹脂接着剤で貼付し、電極に取り付けられたリード線の他端を、インピーダンス Z の外部電気回路に接続している。piezoelectric elements は厚さ方向に片側 2 枚ずつ重ねて貼り付け、1 枚のみ、片側 1 枚ずつ計 2 枚、片側のみ 2 枚、全 4 枚、と制振に用いる素子の枚数を使い分けて性能の比較を行えるようにした。ここで用いた piezoelectric elements (1 枚あたり) の諸元は、末尾の表 2 (Type 1) にまとめた示した。なお、角筒に対する piezoelectric elements の質量比は全 4 枚で約 2.8% である。

また、角筒には図中の●で示した位置に加速度ピックアップが取り付け、振動加速度を計測した。

2.2 はりの運動方程式 対象とした角筒が上下方向のみに運動する単純はりともみなすと、長手方向を x 軸、はりのたわみを $y(x, t)$ 、時刻を t として、運動方程式は以下ようになる。

$$EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + DEI \frac{\partial^5 y(x, t)}{\partial x^4 \partial t} + \rho A \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = M_p(t) [\delta'(x - x_1) - \delta'(x - x_2)] + f(t) \delta(x - x_f) \quad (1)$$

ただし、 EI ははりの曲げ剛性、 ρA は線密度を示す。 M_p は piezoelectric elements が発生する曲げモーメントに関する量で、 δ はディラックのデルタ関数、 δ' はその x に関する微分を表す。 $()'$ 記号は以下、他の関数でも同様とする。はりの減衰項としては粘性減衰としての扱いに便利のため、減衰を表す定数 D を EI に乗じた形で導入している。 x_1, x_2 は piezoelectric elements の両端位置であり、中央部に貼付する場合は、 $x_1 = (L_b - L_p)/2$ 、 $x_2 = (L_b + L_p)/2$ である。加振外乱は位置 $x = x_f$ に

おける一点加振力 $f(t)$ とした。なお、曲げ剛性と線密度は、本来角筒と piezoelectric elements 両者を合わせて考える必要があるが、ここでは近似的に piezoelectric elements の効果を無視した。すなわち、piezoelectric elements は (1) 式右辺で示したモーメント発生機構のみとしてモデル化している。

はりのたわみを $y = \sum_{i=1}^N \phi_i(x) q_i(t)$ のように振動モードごとに変数分離すると、(1) 式を変形して、 i 次振動モードについての運動方程式が以下のように得られる。

$$\ddot{q}_i(t) + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = (\phi'(x_2) - \phi'(x_1)) M_p(t) + \phi_i(x_f) f(t) \quad (2)$$

ただし $()'$ 記号は時間微分を示し、 $\zeta_i = D\omega_i/2$ とおいた。また、 $\omega_i, \phi_i(x)$ はそれぞれ i 次モードの固有角振動数、振動モード形状関数である。

なお、鉄道車両において弾性振動が問題となるのは主に 1 次曲げ振動であるため、以下では $i = 1$ のみを考えることにする。

2.3 piezoelectric elements の効果 次に式 (1) における M_p の項、すなわち piezoelectric elements が発生するモーメントについて考える。piezoelectric elements はひずみを加えると電圧を発生する圧電効果と、電圧を加えるとひずみを発生する逆圧電効果をあわせ持っており、ここで考えるように外部回路を利用したパッシブ制御では、piezoelectric elements が同時に両者として機能していると考えられる。piezoelectric elements の等価回路は、図 2 の点線内に示したよう

Fig. 2 Equivalent Circuit of Piezoelectric Element

に、ひずみによって発生する電圧源 v_p とキャパシタ C_p が直列に結合されたものとして表される⁽⁸⁾。パッシブ制振を行う際はこの両端にインピーダンス Z の外部回路を接続する。このときのピエゾ素子の両端電圧 (外部回路の両端電圧も同じとなる) を v_a とする。

はりが振動すると、圧電効果によりピエゾ素子内に電圧 v_p が発生する。すなわち、ピエゾ素子は振動センサとして働いていることになる。この電圧 v_p はピエゾ素子内のキャパシタンス C_p と外部回路 Z で分圧され、 Z の両端電圧が v_a となってピエゾ素子に電圧を加え、逆圧電効果によってはりにモーメントを加える。この場合、ピエゾ素子はアクチュエータとして機能している。以上のことを定式化すると、以下のようになる。

● センサ方程式⁽⁸⁾

ピエゾ素子にひずみが生じたときに発生する電圧 v_p は、

$$v_p = \frac{K_s}{C_p} (y'(x_1) - y'(x_2)) \quad (3)$$

となり、素子の両端の傾きの差に比例する。ここで K_s は素子の性能や形状によって決まる定数である。なお、以下時刻を示す t は省略する。

● アクチュエータ方程式⁽⁸⁾

逆に、電圧 v_a を印加したときに発生するモーメントは、

$$M_p = K_a(u(x-x_1) - u(x-x_2))v_a \quad (4)$$

である。 $u(x)$ はステップ関数を示し、 K_a は素子の性能や形状によって決まる定数である。上式は、ピエゾ貼付部分では発生するモーメントが一様であることを示しており、以後 M_p は位置 x によらず、時刻 t のみに依存する関数として扱う。

以上の関係をまとめ、 i 次モードに着目してブロック線図として表したものを図3に示す。各々のブロック、変数の下添字 i は i 次モードを示す。図中の $G_b(s)$ ははりの運動方程式、 $G_z(s)$ は外部回路を接続した際の v_p 、 v_a 間の伝達関数であり、ブロック線図より、外部回路は発生電圧を入力、印加電圧を出力とした、フィードバック制御系を構成していると解釈することもできる。

Fig. 3 Block Diagram of i th Mode Vibration

2.4 外部回路の効果 前述したように、曲げモーメントを与える原因となるピエゾの両端電圧 v_a は、元々ひずみによって発生した電圧 v_p を、ピエゾ素子の内部キャパシタンスと外部回路で分圧した結果として生じるものであり、この回路の特性が制振性能に大きな影響を与える。これまでに提案されているものとしては、純抵抗 R のみ (以下、単に R 回路と記述)、もしくは R とインダクタンス L を直列結合したもの (以下、 $L-R$ 回路と記述) が挙げられる。これらを接続した場合に、モーメントを与える電圧 v_a がどのような挙動を示すかについて以下に示す。また、比較のため回路がない場合についても述べる。

● 短絡した場合

外部回路のインピーダンス $Z = 0$ 、明らかに $v_a = 0$ である。すなわちピエゾ素子はモーメントを発生しない。よって、このときのはりの運動は、機械的な運動法則のみに従う。

● 開放した場合

$Z \rightarrow \infty$ の場合、 v_p は分圧されることなく、すべて外部回路 Z に印加され、 $v_a = -v_p$ となる。このとき、

$$M_p = K_a v_a = -K_a v_p = -K_{as} (y'(x_1) - y'(x_2)) \quad (5)$$

である。ただし $K_{as} = K_a K_s / C_p$ とおいた。上式より、ピエゾ素子による曲げモーメントが、はりのたわみ角に比例しており、一種の変位フィードバックを形成していることがわかる。よって、短絡時と比較して剛性が向上し、固有振動数が増大することが予想される。

● R 回路を接続した場合

外部回路を純抵抗 R のみとした場合、 v_p を入力、 v_a を出力と考えた場合の伝達関数、すなわち図3中の $G_z(s)$ は以下ようになる。ただし後との区別のため、ここでは $G_z(s)$ に相当する伝達関数を $G_R(s)$ と記述する。

$$v_a(s) = G_R(s)v_p(s), \quad (6)$$

$$G_R(s) = -\frac{RC_p s}{RC_p s + 1}$$

1 次曲げ固有角振動数を ω_1 とすると、 $\omega_1 \ll 1/(RC_p) \ll \infty$ のとき、固有角振動数 ω_1 付近では $G_R(s) \simeq -RC_p s$ が成り立つため、

$$v_a \simeq -RC_p \dot{v}_p \quad (7)$$

のように印加電圧は発生電圧の微分に比例し、速度フィードバックを実現することができる。速度

フィードバックは系の減衰を増加させることがよく知られており、振動抑制に効果が高い。

ところで、減衰付加が振動低減に効果があるのは明白であるが、式(7)のような関係を満たすためには、 R を小さくする必要があり、 v_a の絶対値としては小さくなってしまふ。逆に R を大きくすると、 v_p を超えない範囲で v_a の絶対値は大きくなるが、位相が0度に漸近するため開放時の特性に近づき、減衰は付加されず剛性に影響を与えるのみとなる。純抵抗 R を用いたパッシブ制振においては、このようにゲイン、位相間のトレードオフが存在するため、実際の R の調整にあたっては、変位フィードバックと速度フィードバックの効果のバランスを考え、 $\omega_1 = 1/(RC_p)$ が成り立つ程度に調整した場合が最も効果的であると考えられる。

また、 $G_R(s)$ は周波数特性として山、谷を持っていないため、後述する $L-R$ 直列回路と比較して制振性能は劣るが、固有振動数が若干ずれても、性能がほとんど変化しないという特徴がある。

● $L-R$ 回路を接続した場合

この場合の外部回路のインピーダンスのラプラス変換表現は、 $Z(s) = R + sL$ であり、(6)式に対応する伝達関数として以下が成り立つ。

$$G_{L-R}(s) = -\frac{LC_p s^2 + RC_p s}{LC_p s^2 + RC_p s + 1} \quad (8)$$

ここで、 G_{L-R} の極の絶対値を ω_1 に合致させる、すなわち $L = 1/(\omega_1^2 C_p)$ が成り立つように調整を行うことで、 ω_1 の近傍では v_a を v_p よりはるかに大きくすることができ、非常に高い制振効果が得られる。この条件は後述するように $L-R$ 回路のインダクタンス L とピエゾ素子のキャパシタンス C_p とが、共振回路を構成することに相当し、 G_{L-R} は非常に急峻なピークを持っているため、回路のチューニングをうまく行わないと、著しく性能が低下する恐れがあるという欠点もある。

なお、 $L-R$ 回路のパラメータ L がピエゾ素子のキャパシタンス C_p とともに回路の共振周波数を決定するのに対して、 R は消費する電力を調整し、機械的には減衰を決定するパラメータとなる。よって、 L 、 R の調整はそれぞ力学系の動吸振器におけるマス、ダンパを調整することに類似しており、 L の値を大きくするとチューニング周波数は低くなる。このとき主系、ここでは角筒の共振曲線の固有振動数の位置に谷が発生するが、 R の値を小さくするとその谷は深くなり、逆に大きくすると谷は見られなくなる。

3. シミュレーション

前節で導出したモデルを用い、制振性能確認のためのシミュレーションを行った。はりの加振は、次節の加振試験に合わせて端部から510[mm]の点を下から垂直に行うものとし、入力を加振力[N]、出力をはりの中央点における加速度[m/s²]とする周波数応答(FRF)を求めた。なお、(2)式の減衰比 ζ は、あらかじめ行った予備加振試験の結果より算出した値を用いた。短絡、開放、 R 回路、 $L-R$ 回路付加時のFRFゲインを、図4に示す。

R のみの場合は制振効果が低かったため、4枚すべてを用いた場合の結果を示し、 $L-R$ については片側のみ2枚、両側1枚ずつ、4枚全て、の3種類の条件の結果を比較してある。なお、複数枚のピエゾ素子を用いた場合の接続は全て直列とした。図中の括弧内の値は、機械的な特性のみを示す短絡状態のピークの値を100%とした時の各々のFRFのピークの値を、パーセンテージで示したものである。

開放時は短絡時と比較して剛性が向上しているはずであるが、それによる固有振動数の変化は0.06[Hz]とわずかであり、グラフからはほとんど読み取れない。また減衰は付加されないため、ピークの高さも両者で変化は見られない。

R 回路における抵抗の最適値は、前節で述べたように以下の式を満たすように決定した。

$$R = \frac{1}{C_p \omega_1} \quad (9)$$

ただし、ピエゾ素子を4枚直列に結合しているため、ここで用いた C_p は個別のピエゾ素子のキャパシタンスの4分の1である。短絡時と比較すると減衰は付加されているものの、効果は低く、FRFゲインの大きさも1割減程度にとどまっている。

$L-R$ 回路の最適値の決定法については、文献⁽⁶⁾等に手法が提案されているが、この手法は短絡時と開放時の共振周波数の差より、 L の値を決定するものである。しかしながら、図4より、本対象物の場合はその差が極めて小さいため、実際の加振試験から同定するのは困難であり、仮に求められたとしても信頼性は低いと考えられる。そこで、 L については、ピエゾ素子のキャパシタンスと共振回路を構成するように、

$$L = \frac{1}{C_p \omega_1^2} \quad (10)$$

によって求めることにした。ここでも使用するピエゾ素子の枚数によって、上記の C_p の値を変化させている。このように決定した根拠は以下のとおりである。直感的に考えて、対象物に減衰を与えるためには、機

Fig. 4 FRFs Calculated from Simulation Results

(Effects of Variety of Shunt Circuit and Number of Piezoceramics)

機械的な振動エネルギーを電気的エネルギーに変換した後、その電気エネルギーを効率的に散逸させる必要がある。インダクタ L やキャパシタ C_p では電力を消費しないため、抵抗 R に流れる電流 i_R (正確には Ri_R^2) が極大のとき、最も多くのエネルギーが散逸されているものと考えられる。そのためには ω_1 付近の周波数で C_p と L の直列合成インピーダンスは小さい方が望ましく、式 (10) を満たす場合は理論的に 0 となり、この条件は共振回路を構成する条件に他ならない。なお、 $L-R$ 回路中の R については明確な決定基準がないことから、FRF ゲインの最大値が最も小さくなる R を探索して、その値を用いた。

この場合を R 回路のみの場合と比較すると、はるかに大きい振動低減効果が得られることがわかる。またグラフからはわかりにくい、同じ 2 枚を用いた場合では、両側 1 枚ずつの場合より片側 2 枚の方が若干振動低減性能が高かった。これは、はりの中立軸から外側の素子までの距離が遠いため、曲げモーメントが大きくなることによるものと考えられる。使用するピエゾ素子の枚数を 4 枚に増やすとさらに性能が向上し、FRF のピークは短絡時の 3 割まで低減した。

4. 加 振 試 験

対象物の加振には動電型加振器を用い、はりの端部から 510[mm] の位置を下から垂直に加振した。加振器への入力信号にはバンドランダム信号を用いたが、計測のサンプリング周波数を 2000[Hz] としたため、ナイキスト周波数を考慮し、ランダムノイズ発生器から発生した擬似ホワイトノイズを、カットオフ周波数 800[Hz] のローパスフィルタに通したものとした。測定データより加振力 [N] と中央部の加速度 [m/s^2] との

Fig. 5 FRFs Calculated from Experimental Results

(Effects of Variety of Shunt Circuit and Number of Piezoceramics)

間の FRF を同定した結果を図 5 に示す。項目はシミュレーション結果を示した図 4 と同様であるが、 R 回路のみ場合についてはシミュレーションにより効果が低いことが確認されたため、加振試験は行わなかった。なお、 $L-R$ 回路の最適値は 4 枚の場合で $L = 149[\text{H}]$ 、 $R = 5.36[\text{k}\Omega]$ となり、インダクタンスについては受動素子として実装するには大きすぎるため、オペアンプ回路を用いて等価的な合成インダクタンス回路⁽⁶⁾を構成した。

短絡および開放時については、固有振動数、ピークの高さともにシミュレーション結果と加振試験結果がほぼ一致しているが、 $L-R$ 回路付加時には、試験時の制振性能がやや低下している。これについては、接着材の影響も考えられるが、 $L-R$ 回路のチューニングによる影響が大きいものと推察される。片側 2 枚、および両側 1 枚ずつ使用時については、ピーク的位置が高周波側にシフトしているため、 L の値が若干低く調整されており、それが原因で制振性能の低下を招いたものと考えられる。また、シミュレーションでは片側に集中させた方が若干性能が良く、加振試験でも同様の結果が得られているが、実験結果で見られる差異は中立軸からの距離によるものではなく、やはり回路のチューニングのずれに起因しているものと推測される。

4 枚使用時については、ピーク的位置は変化していないため、 L のチューニングは適切であったと思われるが、シミュレーションで見られる 75[Hz] 付近の谷が試験時には見られない。これは $L-R$ 回路中の R の値が大きかったためと考えられ、これらを修正することにより、制振性能が向上する可能性がある。

加振試験結果からもわかるように、 $L-R$ 回路のう

ち L の調整のずれが制振性能に大きな影響を与えるため、実装にあたってはチューニングを常に適切に行う必要がある。最近の報告⁽⁹⁾では、鉄道車両に乘客が乗っても固有振動数は大きく変動しないことがわかってきたため、広範囲での調整は不要であると考えられるが、微調整が可能な手法の開発が必要である。

5. 制振材との性能比較

筆者の一人は車体の弾性振動低減を目的として、制振材を用いた手法を提案しており⁽⁵⁾、すでに一部の幹線にて実用に供されているが、実際に鉄道車両に適用する前に、今回対象とした角筒を用いた加振試験を行っている。ここでは、その際に得られた制振性能と、今回得られた結果を比較する。

制振材を用いた手法は、はりの上にまず粘弾性層としてゴムを貼付し、その上に拘束層である CFRP を重ねて貼付するものである。試験に用いた制振材は、長さが $L_r = 0.3, 0.9, 1.5, 2.1$ [m] の 4 種類、幅が $b_r = 80$ [mm]、厚さが $t_r = 3$ [mm] であり、うち粘弾性層が 2 [mm]、拘束層が 1 [mm] であり、合計の質量は 1 [m] あたり約 344 [g] である。今回用いた piezo 素子とは寸法が異なり、同形状での比較ができないことから、質量に対する損失係数の値を求めた結果を図 6 に示す。piezo 素子を用いた場合の結果は、質量 0 は外部回路短絡時、それ以外は外部回路として $L-R$ 回路を用い、片側 1 枚、片側 2 枚、両側 2 枚ずつを使用したものであり、図 5 に対応している。損失係数は FRF より半値幅法によって算出した。なお、ここでは接着剤の質量と、piezo 素子に接続する外部回路の質量は考慮していない。

Fig. 6 Comparison of Loss Factors
(Using Piezoceramics and Damping Layer)

グラフの横軸は質量で、制振材は長さを変化させた場合、piezo 素子は厚さを変化させた場合の結果であるため同一条件での比較とは言えないが、同程度の質量であれば、piezo 素子を用いた方がダンピングの付

加にかなり有利であることがわかる。また、制振材を用いた場合は貼付長さに最適値が存在し、0.3 [kg] 付近で損失係数が極大となっているが、piezo 素子については、今回調査した範囲では質量に応じて損失係数がほぼ線形で増加しており、素子を大きくするか、もしくは使用する枚数を増やすことにより、更なる性能向上の可能性はある。

6. 実車両適用のための基礎的検討

6.1 実車両を対象としたシミュレーション 前節までの結果より、全長 3 [m] の角筒を対象とした場合については、piezo 素子を用いたパッシブ制振の可能性が示され、従来の制振材よりも高いダンピング付加性能を有することが確かめられた。ここでは、3 節で作成したシミュレーションモデルに実車両に相当する諸元を代入し、鉄道車両をはりとみなしてシミュレーションを行った結果について述べる。想定したのは試験用高速車両で、諸元のうち主なものを表 1 に示す。これらの値は図面上の寸法と、別の機会に行った加振試験結果から同定して算出した。

Table 1 Specifications of Railway Carbody

Parameter	Value	Unit
Mass (m)	11.4×10^3	[kg]
Length (L)	24.0	[m]
Bending Rigidity (EI)	2.4×10^9	[Nm ²]
Natural Frequency (f_1)	13.8	[Hz]

6.2 貼付方法 piezo 素子は、従来の制振材と比較して大型寸法の素子を製作しづらく、また仮にできたとしても、もろく割れやすいため取り扱いが難しいという問題点がある。そこで、寸法拡大の手法として、1 片の piezo 素子は現状程度の寸法とし、これをタイル状に並べて配置することを考えた。シミュレーションでは piezo 素子の厚さを $t_p = 2.5$ [mm] とし、模型試験時と同様に厚み方向に 2 枚重ねた合計 5 [mm] で 1 組として、幅、長手方向にそれぞれ 10 組、合計 100 組並べて片面のみ、例えば車体底だけに貼付するものとした。本節でのシミュレーションに使用する piezo 素子の諸元を、表 2 (Type 2) に示す。なお、模型試験時のように piezo 素子を直列に接続すると発生電圧が非常に高くなってしまうため、ここでは全て並列に接続するものとした。以上のような条件で求めた外部回路のパラメータ最適値は、 $L = 4.81$ [H]、 $R = 26.1$ [Ω] となった。

なお、このように接続した場合、(3)(4) 式の関係を用いると、幅、長さがそれぞれ 10 倍の大型素子を 1

枚貼付した場合と、上述した寸法の素子を 100 枚貼付した場合での発生電圧および曲げモーメントは、車体の振動形状が変化しない限り同一となる。振動形状の変化については、本来詳細に確かめる必要があると考えられるが、車体長 24[m] に対して素子の貼付長さが 1.55[m]、車体高 3.5[m] に対して厚さが合計 5[mm] といずれも小さいことから、ここでは素子を貼付しても車体をはりとみなしたときの振動形状が変化しないものとして扱った。このように考えた場合、上述した 2 種類の貼付方法は、いずれも同様の制振性能が得られることになる。

6.3 シミュレーション結果 実車両を対象として行ったシミュレーション結果を、加振力、車体中央加速度間の FRF について図 7 に示す。ピエゾ素子の車体に対する質量比はわずか 0.2[%] 程度であるが、1 次曲げ振動の振幅を 3/4 程度まで低減できるという結果を得た。

次に、実際の走行試験における振動加速度に基づいて、回路内の電圧、電流値について調べる。走行中に実測した床中央の上下加速度のうち、13.8[Hz] 付近の成分は最大で $1[\text{m/s}^2]$ 程度であり、このときの発生電圧 v_p は、(3) 式より約 8.6[V] と算出される。このとき外部回路の L とピエゾ素子の C_p とで共振が成立しているため、 R の両端電圧は v_p と等しく 8.6[V] となり、一方 L 、 C_p には逆位相で同じ大きさの電圧が印加され、これらはピーク値で約 138[V] である。また回路に流れる電流は 0.33[A] となり、実用に耐えうる値であることが確認できた。

Fig. 7 FRFs Calculated from Simulation Results (Using Specifications of Actual Carbody)

7. お わ り に

本報告では全長 3[m] の角筒を対象に、長さ比約 5.2%、質量比約 2.8% のピエゾ素子を用いたパッシブ制振を試み、以下の結果を得た。

- 1 点加振時の 1 次曲げ振動について、FRF ゲインのピークを、シミュレーションで約 7 割、加振試験においても約 6 割減少させることができた。
 - 加振試験における損失係数は、制振を行わないときの 3 倍以上に増加した。
 - 同じ質量比で比較した場合、すでに実用化されている粘弾性層と拘束層からなる制振材を用いる場合より、損失付加効果が大きいことを確かめた。
- また実用化への展望として、以下のことを述べた。

- 実車両にピエゾ素子を貼付する際、製作上、取り扱い上の問題点を回避するため、小型素子をタイル状に並べて配置することを考えた。
- 実車両の諸元を用いたシミュレーションにおいて、ピエゾ素子の厚さを $2.5 \times 2 \text{ 層} = 5[\text{mm}]$ 、全長、幅をそれぞれ $1550 \times 400[\text{mm}]$ にすることにより、FRF ゲインのピークが 3/4 程度まで低減されるという結果を得た。この場合のピエゾ素子の質量比は約 0.2% である。

このうち質量あたりの制振性能については、本報告の検討では外部回路の質量を考慮に入れなかったため、この点について確かめることが課題として挙げられる。

また今回行ったモデルの加振試験では、パッシブ制振を目指しながらも、外部回路の最適インダクタンス値 L が大きく素子を手に入できなかったため、電源を必要とする合成インダクタンス回路を用いた。実車両では、モデルと比較して振動エネルギーがかなり大きいものとなることから、電子回路の定格電圧を超えた場合に出力電圧が飽和して制振性能が発揮できなかったり、最悪の場合は耐圧を超過して破壊する恐れがあることも想定しておく必要がある。パッシブ制振は安全性が高いことが大きなメリットであり、このような意味では、電子回路を用いず、純粋な受動回路のみで実装できた方が望ましいと考えられる。

今後は純パッシブ回路による実装を目指すとともに、複数の振動モード、もしくは局所的な振動を対象とした制振についての検討を行い、スケールアップしたモデル試験、最終的には現車試験を行って効果を確認する予定である。

Table 2 Configurations of Piezoceramics

Parameter	Type 1	Type 2	Unit
Piezo. Coef. (d_{31})	195	300	$[10^{-12} \text{ m/V}]$
Young's Mod. (Y_{33})	5.8	6.4	$[10^{12} \text{ N/m}^2]$
Capacitance (C_p)	121	138	[nF]
Thickness (t_p)	1.0	2.5	[mm]
Width (b_p)	40		[mm]
Length (L_p)	155		[mm]
Mass (m_p)	48.4	119.4	[g/(piece)]

最後に、本研究の加振試験を行うにあたってご協力いただいた(財)鉄道総合技術研究所の三田仁土研究員に感謝いたします。

文 献

- (1) 富岡隆弘, 鈴木康文, 上野友寛, 鉄道車両の車体, 台車および車体・台車間結合要素特性が振動乗心地に与える影響, 機論, 66-645, C(2000), 1636-1644
- (2) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 鈴木康文, 車体構造および台車・車体結合要素変更による振動乗心地改善効果, 機構論, 00-6, (2000), 551-556
- (3) 永井正夫, 沢田康宏, 柔構造弾性車体のアクティブ支持制御, 機論, 53-492, C(1987), 1750-1757
- (4) 菅原能生, 瀧上唯夫, 上下セミアクティブサスペンションによる車体曲げ振動の制御, 機構論, 010-1, 2001, 315-316
- (5) 鈴木康文, 鉄道車両の振動解析法ならびに制振法に関する研究, 鉄道総研報告, 特別 16, (1997), 77-135
- (6) 藤田隆史, 野村浩央, ほか 3 名, ピエゾ素子を用いたスマート構造によるパッシブ微振動制振の基礎的研究, 機論, 66-644, C(2000), 1097-1101
- (7) 何信宗, 松久寛, 本田善久, 圧電素子によるはりの曲げ振動の受動制御, 機論, 66-644, C(2000), 1097-1101
- (8) J. Dosch, D. Inman, A Self-Sensing Piezoelectric Actuator for Collocated Control, J. of Intll. Mater. Syst. and Struct., 3, (1992), 166-185.
- (9) 兼田哲男, 小林秀和, 他 2 名, 人体が車体構体の振動に及ぼす影響に関する研究, 機構論, 004-1-2, (2000), 29-30