

# 車体弾性振動低減のためのアクティブマスダンパの開発

秋山 裕喜\* 富岡 隆弘\* 瀧上 唯夫\*

Development of the Active Mass Dampers for Reduction of Flexural Vibration of Carbody

Yuki AKIYAMA Takahiro TOMIOKA Tadao TAKIGAMI

The vertical elastic vibrations of railway vehicle carbodies must be reduced from the viewpoint of riding comfort. In particular, more than one elastic vibrations having natural frequencies around 10Hz are known to have large impact on riding comfort. To reduce those elastic vibrations, this paper proposes a vibration control method of using active mass dampers (AMDs). The feasibility of the method was verified by the excitation test using a test vehicle with relatively large actuators on the rolling stock testing plant at RTRI. Further, a more practical AMD system with smaller and lighter actuators was examined by numerical analysis and excitation test. As a result, the effectiveness of the vibration control was confirmed.

キーワード：振動低減，アクティブマスダンパ，車体弾性振動，多モード制振，乗り心地

## 1. はじめに

最近の検討により，鉄道車両の車体は人間が上下加速度に比較的敏感とされる周波数である 10Hz 前後に複数の上下弾性振動の固有振動モードを持ち<sup>1)~3)</sup>，それらが乗り心地に影響を与えていることが示されている。それらのうち，特に図 1 (a) に示す車体断面がせん断変形を伴うモード (Diagonal distortion mode, 以下 D モード) と，図 1 (b) に示す車体床面に着目したときに中央付近に振動の腹をもち，はりの一次曲げに近い振動モード (Bending mode, 以下 B モード) の 2 つの振動モードは新幹線や在来線などの車種によらず存在すること，車体床面の加速度のパワースペクトル密度 (PSD) にはこれらのモードに対応した明瞭なピークが現れる場合が多いことなどから，他の振動モードに比べ乗り心地に与える影響が大きく，制振手法が必要とされている。

上述の 2 つの振動モードを同時に制振するため，筆者らは車体にばね支持された錘 (以下，振動体) を付加して，それをアクチュエータで加振するときの慣性反力を用い

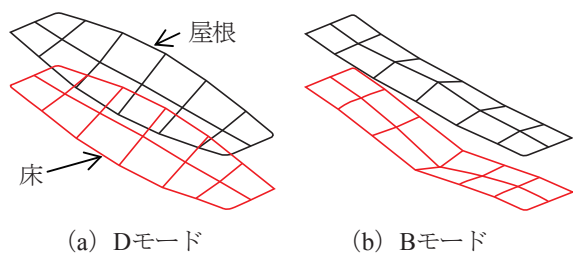


図 1 車体の弾性振動モード形状

て制振するアクティブマスダンパ (以下，AMD) による制振手法を検討している。

本報告では，AMD による多モード制振の実現可能性を検討するために実施した比較的大型のアクチュエータを用いた加振試験の結果と，その結果をもとに作成した数値解析モデルを用いた小型軽量化のための基礎検討，汎用のアクチュエータで構成した小型軽量 AMD を用いた加振試験の結果について述べる。

## 2. 原理実証のための加振試験


### 2.1 AMD 装置概要

AMD による B モードと D モードの多モード制振の実現可能性を検討するために，アクチュエータの最大発生力，振動体の質量，最大変位が十分に大きいと考えられる比較的大型のリニアアクチュエータ 2 台を用いて AMD を構成した (以下，これをシステム A とする)。システム A の概要を表 1 に，概略図を図 2 に示す。このアクチュエータは本 AMD システムとは別の目的で製作されたもの<sup>4)</sup> で，90kg の振動体と台枠，永久磁石を用いた電磁力方式のアクチュエータから成り，総質量は 1 台あたり 210kg である。振動体の上部と下部にはそれぞれの内圧を独立して調整できる空気ばねを有しており，この空気ばねの圧力を調整することで振動体の中立位置を保ちつつ固有振動数を変化させることができる。今回は上部の空気ばねには空気を入れず，下部の空気ばねにのみ空気を入れて使用した。AMD 装置を簡易なモデルで表現すると図 3 に示すばね・マス・ダンパ系の 1 自由度モデルとなる。

\* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：車両技術

表1 AMDシステムAの概要

外観	
振動体質量 (kg)	90
総質量 (kg)	210
最大変位 (mm)	50
高さ (mm)	700
最大発生力 (N)	2300

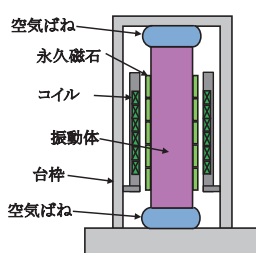


図2 AMDシステムAの概略図

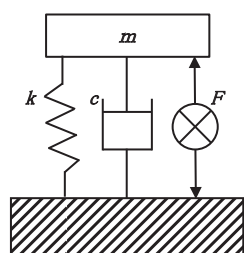


図3 AMDの1自由度モデル

制御に用いた各装置の接続図を図4に示す。床面に設置した加速度センサからセンサアンプ、アンチエイリアスフィルタ、制御用PCに搭載したAD変換ボードを通してデジタル信号として加速度信号を入力する。制御用PCでは制御指令用PCで生成した制御則に従い指令信号を生成し、DA変換ボードでアナログ信号に変換し、AMDのアンプを通じて2台のAMDに指令を入力している。

2.2 車両試験台での加振試験

2台のAMDによる多モード制振の実現可能性を検証するために、AMDシステムAを図5(a)に示すステンレス鋼製通勤形試験車両に搭載して、鉄道総研の車両試験台で加振試験を実施した。加振条件は通過帯域を3Hzから30Hzとしたバンドパスフィルタを適用したランダム波（以下、バンドランダム波）を用いて車両の4本の輪軸を全て上下に同位相で加振する四軸同相加振とした。四軸同相加振は速度無限大で走行する条件に相当し、実際の走行状態では現れない加振条件であるが、今回対象とするDモード、Bモードが顕著に生じるため、制振効果の検証には都合のよい加振方法である。AMDは制振対象モードの振幅が大きい部位に設置するのが有効であるため、車両の中央部、左右の腰掛け直近に設置した。設置状況を図5(b)に示す。また、図6に示す床面21点に上下加速度を測定するセンサを設置した。

AMDの制御には減衰付与効果を与える速度フィー

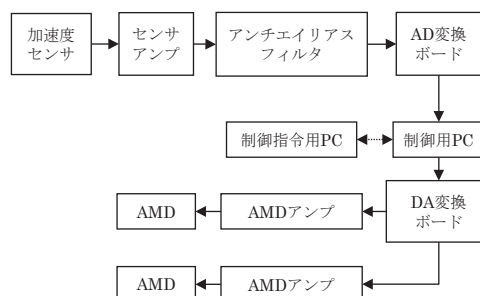


図4 制御装置接続図



(a) 通勤形試験車両



(b) AMDシステムA設置状況

図5 車両試験台での加振試験の様子

ドバック制御を用い、図6に示すf4Rとf4Lの測定点で測定された加速度  $A_{f4R}$  と  $A_{f4L}$  を入力として用いた。制御則のブロック線図を図7に示す。空間的な特性を用いて床面加速度の各振動モードを強調した信号を生成する信号処理（以下、空間フィルタ）でBモード成分を強調した信号 ( $A_{f4R} + A_{f4L}$ ) とDモード成分を強調した信号 ( $A_{f4R} - A_{f4L}$ ) を生成し、それぞれのモードに対する制御信号とした。これらの制御信号をフィルタ ( $G_B, G_D$ ) に通し、制御ゲイン ( $K_B, K_D$ ) をかけてAMD指令信号を作成している。このフィルタは、速度フィードバックのための積分器と制御対象外の低周波と高周波の影響低減、制御対象周波数で指令信号からAMDにより車体床面に加えられる力に比例すると考えられる振動体の加速度までの位相を補正する役割をもつ。

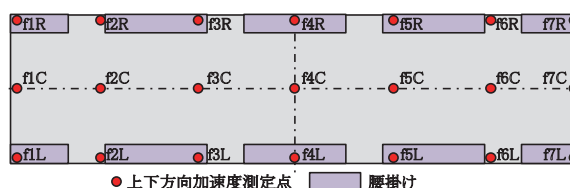


図6 車体床面の加速度測定点

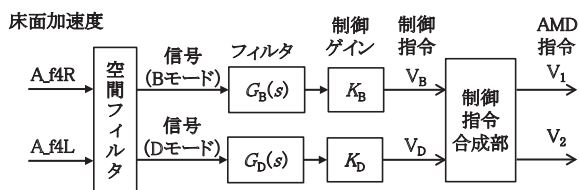


図7 制御則ブロック線図

BモードとDモードに対応する振動加速度のピークが顕著に現れる測定点 f4L (床面中央側寄り) での制御なしと制御ありの加速度 PSD を比較したものを図8に示す。この図から、AMD を制御することで7HzのDモードに対応するピークと10.7HzのBモードに対応するピークを同時に低減できており、AMDによる多モード制振が実現可能であることが確認できた。

### 3. 小型軽量化の検討

前章ではAMDの実現可能性検討のため比較的大型の既存のアクチュエータを用いた。次の段階として実用性を考慮し、通勤形車両の腰掛けの下に収納可能な大きさで必要な制振効果を得ることを目標に検討を行った。一般にアクチュエータを用いて制振する場合、発生力が大きいほど大きな制振効果が得られる。AMDでは、発生力  $F$  と振動体質量  $m$ 、変位  $x$  の間には、 $x(t)=Xe^{j\omega t}$  として、
$$F = m\ddot{x} = -m\omega^2 x \quad (1)$$
 の関係が成り立つ。ここで、 $X$  は変位振幅、 $\omega$  は角振動数、 $t$  は時間、 $j$  は虚数単位、 $\ddot{x}$  は  $x$  の  $t$  に関する二階微分 (加速度) を表している。式(1)から、アクチュエータの最大発生力に加えて、振動体質量、振動体の最大変位がAMDの制振効果に影響を与えると考えられるため、それらと制振効果の関係について調べた。

#### 3.1 数値解析モデルの構築

アクチュエータの最大発生力や振動体質量、最大変位と制振効果の関係を数値的に検討するために数値解析モデルを作成した。ここでは、BモードとDモードの2つの振動モードを含む3次元的车体弾性振動を表現できる鉄道総研独自のモデルである3次元箱形モデル (以下、箱形モデル) を用いた。箱形モデルは図9に示すように車体の屋根と床を弾性平板、側面を弾性はりの組み合わせ、妻部を剛体として表現し、各要素を仮想的なばねによって接続して、車体を6面体の構造物として表すものである。その詳細は既報<sup>5)</sup>に譲りここでは省略する。

本報告で対象とする車両の箱形モデルの自由度は575自由度とした。これは、有限要素法 (FEM) を用いて構築された数値解析モデル (数万~数十万自由度) と比較すると小さな自由度であり、周波数応答解析に用いるには十分に計算コストの低いモデルとなっている。しかし、

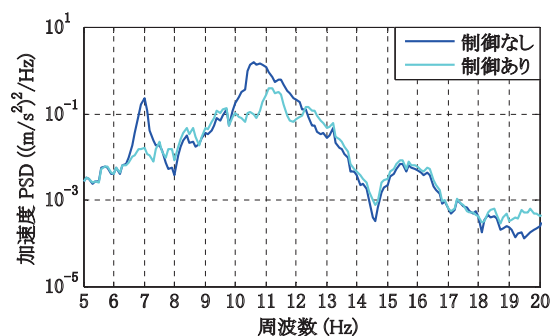


図8 システムAによる多モード制振の効果 (車両試験台での加振試験, 四軸同相加振, 測定点 f4L)

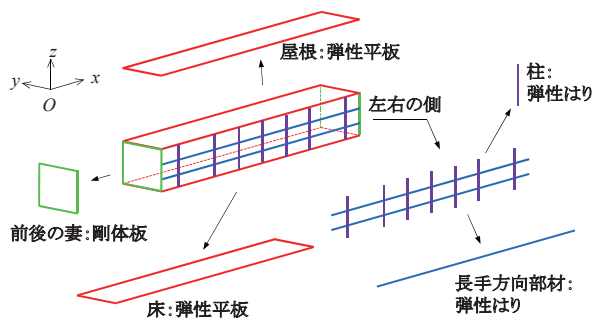


図9 箱形モデルの概要

AMDの発生力や変位を計算するためには、時刻歴応答解析を行う必要があり、実用的な計算時間で解析を行うためにはさらなるモデルの低次元化が必要である。そこで、着目する周波数帯域の振動に影響が小さいと考えられるモードを無視することで低次元化を行う手法により14自由度の解析モデルを構築した<sup>6)</sup>。

車両モデルの妥当性を確認するために、前章の原理実証試験で得られたAMD制御なし条件の床面中央側寄り (f4L) における上下加速度 PSD と、車両モデルで求められた計算結果の比較を図10に示す。この図から加振試験結果と計算結果は着目する周波数帯域である5Hz~15Hzでよく対応しており、作成した数値解析モデルの妥当性が確認できる。ただし、15Hz以上の周波数では、数値解析モデルで考慮していない振動モードの影響により差異が生じている。

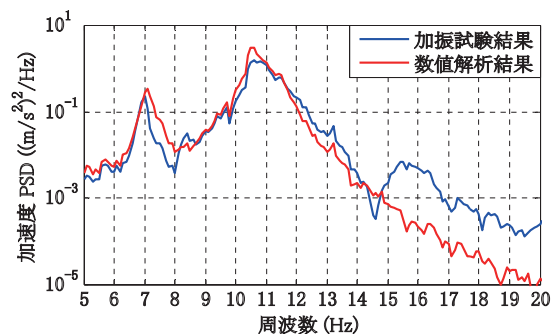


図10 加振試験結果と数値解析結果の比較 (車両試験台での加振試験, 四軸同相加振, 測定点 f4L)

AMDの数值解析モデル（以下、AMDモデル）は図3に示した1自由度系のばね・マス・ダンパ系とアクチュエータで表現し、指令信号から発生力までのアクチュエータの特性はAMDを定置した状態で特性同定試験を行い、同定された伝達関数を用いて考慮している。AMDモデルを車両モデルに加えて、加振信号は通過帯域を3Hzから30Hzとしたバンドランダム波、加振条件は四軸同相加振としてAMDによる制御なしと制御ありの加速度PSDの数值解析結果と図8に示した制御ありの実験結果の比較を図11に示す。この図から制御ありの数值解析結果と実験結果は5～15Hzでよく対応していることがわかる。

### 3.2 数值解析モデルによる小型軽量化の検討

数值解析モデルを用いてAMDの仕様（アクチュエータの最大発生力、最大変位、振動体質量）と制振効果の関係について調べる。ここで、制振効果は前節と同様に通過帯域を3Hzから30Hzとしたバンドランダム波による四軸同相加振で得られた床面中央側寄り（f4L）の加速度PSDの計算結果を用いて、上下方向の振動加速度に対する人の感じやすさを表す重み関数（乗り心地フィルタ）を考慮した乗り心地レベル $L_T$ <sup>7)</sup>を用いて、式(2)に示す $\Delta L_T$ で評価する。

$$\Delta L_T = L_{TC} - L_{TP} \quad (2)$$

ここで、 $L_{TP}$ 、 $L_{TC}$ はそれぞれ制御なし、ありの $L_T$ 値であり、 $\Delta L_T$ は値が小さいほど乗り心地改善効果が高いと評価される。数值解析による検討を行うにあたり、2章で述べた加振試験から対象とする車両の台車と車体を結ぶまくらばねの特性が変更になったため、車両モデルについても同様に特性を変更した。鉄道車両にはまくらばね上で車体が剛体として上下振動する剛体モード（固有振動数2Hz前後）が存在する。この影響を図7で示したフィルタ( $G_B$ )だけでは十分に低減できないため、Bモード用の空間フィルタを式(3)に示す形に変更した。

$$A \ f4R + A \ f4L - (A \ f2C + A \ f6C) \quad (3)$$

この処理により剛体モードの影響を低減しつつ、Bモードの信号を強調した制御信号を生成している。

前節の数值解析ではアクチュエータの特性は実物の試

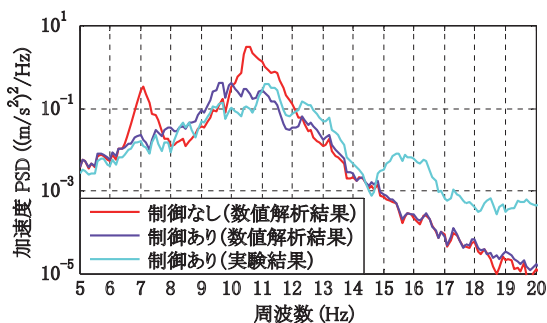


図11 多モード制振の効果  
(数值解析結果, 四軸同相加振, 測定点 f4L)

験結果から同定した伝達関数で考慮したが、この特性を事前に推定することは難しい。そこで、本節による検討では、アクチュエータへの指令ではなく発生力を直接与えることができるものとして検討を行った。

振動体の質量を40kgとし、アクチュエータの最大変位は十分に大きいものとして、アクチュエータの最大発生力と制振効果の関係を調べた結果を図12に示す。この図から最大発生力が大きいほど制振効果も大きくなるが、発生力がある程度大きくなると制振効果は一定の値（下限値）に収束する傾向があることがわかる。

次に、振動体質量40kg、アクチュエータの最大発生力500Nとし、図7に示した制御ゲイン( $K_B$ と $K_D$ )を様々な組み合わせで計算した時の振動体の最大変位と制振効果の関係を図13に示す。このとき、同等の最大変位で制振効果が最大となるものを近似曲線で結んだものを赤線で示す。この図から振動体の最大変位が大きいほど制振効果は大きくなるが、ただし、アクチュエータの発生力の上限によって制振効果にも上限が生じている。

アクチュエータの最大発生力を500N、振動体の質量を30kgから50kgまで5kg刻みで変化させた時の制振効果と最大変位の関係を調べた結果を図14に示す。この図からアクチュエータの最大発生力が同じ場合、制振効果は振動体の質量を変えてもほとんど変化しないといえる。

一方、最大変位と振動体質量は反比例の関係にあることがわかる。したがって、最大変位に物理的な上限が存在する場合は、振動体質量を大きくする必要がある。

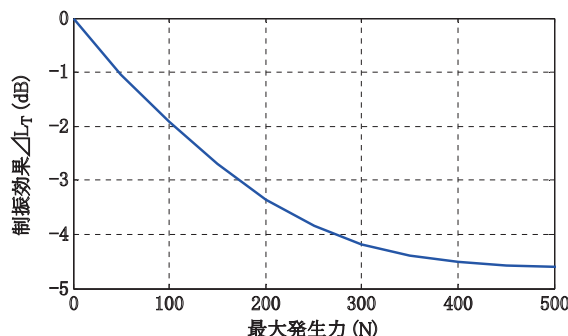


図12 最大発生力と制振効果の関係  
(振動体質量 40kg)

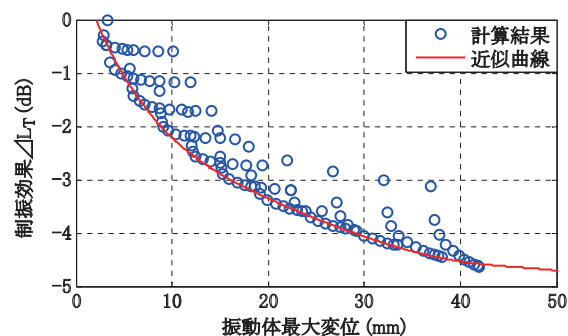


図13 振動体最大変位と制振効果の関係  
(振動体質量 40kg, 最大発生力 500N)

以上の結果より、AMD に期待される制振効果から発生力が、寸法の制約から最大変位が決まり、最後に振動体の質量を決めるという手順で、AMD の仕様を決定できることがわかった。

数値的な検討結果をもとに、乗客が体感できるとされる 3dB 以上の  $L_T$  低減効果を期待できる汎用のアクチュエータを選定した。図 12 より最大発生力は 200N 以上として、通勤形車両の腰掛け下に収納できる範囲で、振動体質量と最大変位が大きなものとした。表 2 に、選定したアクチュエータ（これをシステム B とする）の概要を示す。同一品が入手できなかったため 2 台のアクチュエータの型式は異なるが、制振性能に大きく影響する振動体質量、最大変位、最大発生力は両者ではほぼ等しい。

### 3.3 車両試験台における制振性能確認試験

システム B を用いて 2 章と同様に車両試験台で通勤形試験車両の加振試験を行った。AMD は車両中央の腰掛けの下に設置した。設置状況を図 15 に示す。制御則は前節の数値解析と同一のものを使用して、アクチュエータの特性は補正フィルタを用いることで制御対象とする周波数帯域では理想的な比例関係に近づけている。ただし、車両のまくらばねの条件が 2 章と異なり、AMD の質量が変化した影響で車体の固有振動数がわずかに変化している。

まず、四軸同相加振による多モード制振性能確認試験を実施した。2 台の AMD を用いて B モードと D モードの同時制振を行った結果を図 16 に示す。この図から B モード (11Hz) と D モード (7.2Hz) に対応する振動のピークが同時に低減されていることがわかる。なお、車両試験台での加振試験の結果を前述の  $\Delta L_T$  で評価すると -3.1dB であった。これに対し前節の数値解析モデルを用いてシステム B による制振効果を同一の条件で見積もったところ、 $\Delta L_T$  は -3.1dB となった。以上の結果から小型軽量なシステムで多モード制振が可能であること、今回行った数値解析による検討の妥当性が示された。

次に、実走行模擬加振による乗り心地向上効果の検証を行う。走行試験で得られた軸箱加速度を再現する加振信号を用いて、走行速度に応じて 4 本の輪軸間で位相差を設けた加振を行った。走行速度が変化すると車体の振動状態も変化するため、加振条件は 73.5km/h, 82.8km/h, 100km/h 相当の 3 条件で実施した。

制御なしと制御ありの加速度 PSD の比較結果を図 17 の (a) ~ (c) に示す。凡例には乗り心地向上効果を表す  $\Delta L_T$  の値を示している。(a) に示した 73.5km/h 相当と、(b) に示した 82.8km/h 相当では制御することで D モードに対応する 7Hz 付近と B モードに対応する 11Hz 付近で加速度 PSD が低減されている。(c) に示した 100km/h 相当では 7Hz 付近ではもともと加速度 PSD が

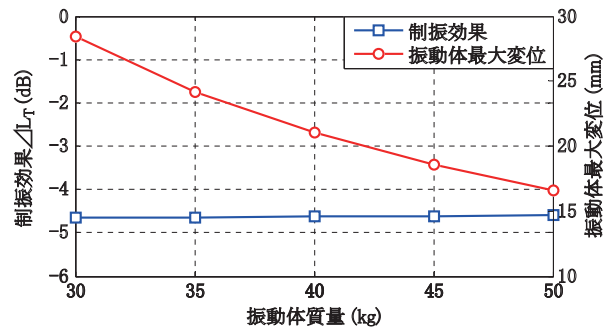

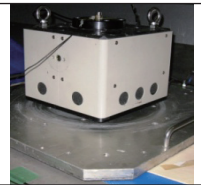


図 14 振動体質量と制振効果・振動体最大変位の関係 (最大発生力 500N)

表 2 AMD システム B の概要

外観		
振動体質量 (kg)	34	35
総質量 (kg)	62	50
最大変位 (mm)	25	25
高さ (mm)	150	220
最大発生力 (N)	490	490

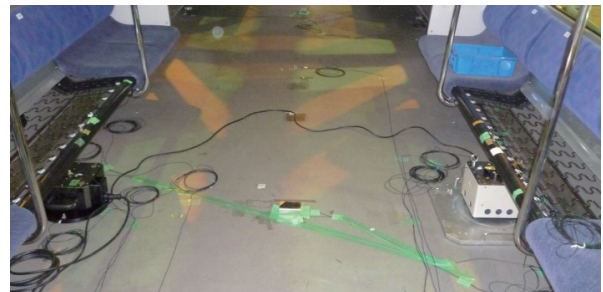


図 15 AMD システム B の設置状況

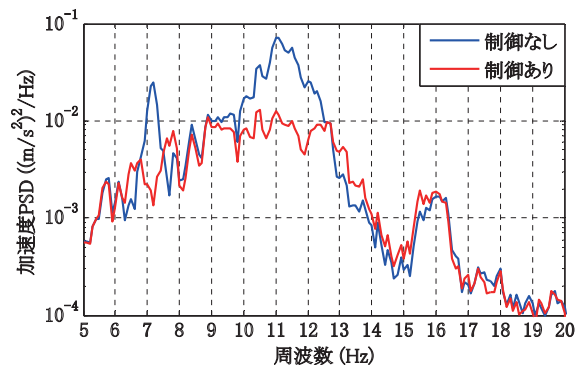


図 16 システム B による多モード制振の効果 (車両試験台での加振試験、四軸同相加振、測定点 f4L)

特集：車両技術

小さいため、制御の有無で差異は小さいが、11Hz付近では他の加振条件と同様に制振効果が見られる。今回示した3種類の走行速度条件では、AMDを用いたBモードとDモードの多モード制振によって制振効果が得られることがわかった。また、 $L_T$ の値は2.6dB～3.4dB低減しており、人間が体感できるとされる3dB程度の乗り心地向上効果が得られた。

4. まとめ

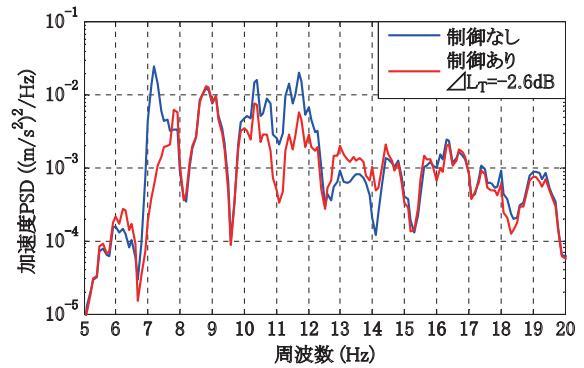
鉄道車両の乗り心地に影響を与えるBモードとDモードの複数の車体弾性振動モードを対象に、AMDによる多モード制振の実現可能性と、そのための実用的なシステムについて検討した。通勤形試験車両を対象に加振試験と数値解析による検討を行い、以下の知見を得た。

- (1) 車両試験台での加振試験により、比較的大型のアクチュエータで構成したAMDを用いることで、BモードとDモードの多モード制振が実現可能であることを示した。
- (2) 上述の試験結果を精度よく表現できる数値解析モデルを作成し、AMDの制振性能に影響を与える仕様(最大発生力、振動体質量、最大変位)を決定するための手順を示した。
- (3) 通勤形車両の腰掛け下部の空間に収納可能な小型軽量AMDを用い、車両試験台において走行速度73.5km/h、82.8km/h、100km/h相当の走行状態を模擬した加振試験を行い、小型軽量AMDによる多モード制振を実現するとともに2.6dB～3.4dBの乗り心地向上効果を確認した。

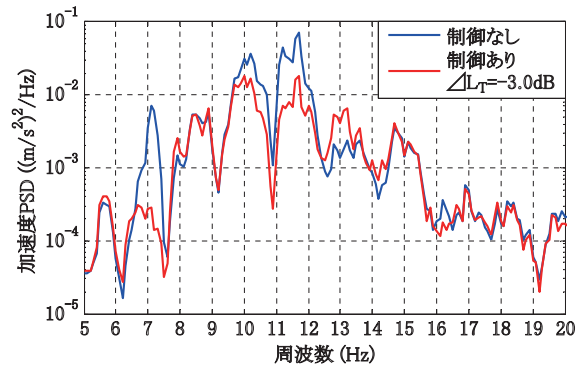
以上の結果を踏まえ、通勤形車両の腰掛け下部の空間に収納可能で、表2に示したシステムBより発生力の大きい専用のAMDを開発している。今後、加振試験により制振性能を確認するとともに、特急や新幹線車両など様々な車両に対する制振効果を検討していく予定である。

文献

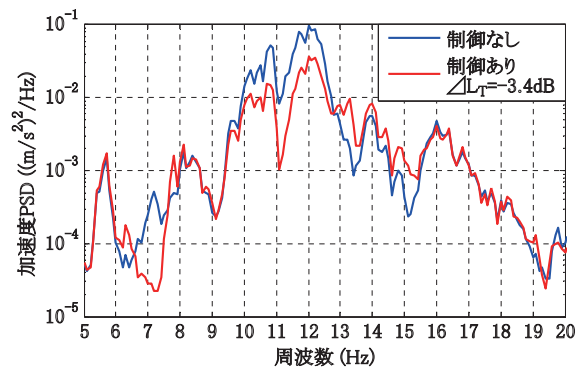
- 1) 瀧上唯夫, 富岡隆弘: 最近の軽量車両の固有振動モード特性, 鉄道総研報告, Vol.16, No.5, pp.23-28, 2002
- 2) 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 谷口宏次, 今岡憲彦: 車体構造の違いによる在来線車両の車体固有振動モード特性の比較, J-Rail2007 講演論文集, pp.143-146, 2007
- 3) 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: 様々な鉄道車両の車体固有振動モード特性の比較, J-Rail2010 講演論文集, pp.325-328, 2010
- 4) 佐々木君章, 鴨下庄吾, 菅原能生: 自動同調ダイナミックダンパの開発, 鉄道総研報告, Vol.18, No.5, pp.5-10, 2004



(a) 走行速度73.5km/h相当



(b) 走行速度82.8km/h相当



(c) 走行速度100km/h相当

図17 システムBによる多モード制振の効果  
(車両試験台での加振試験結果, 測定点f4L)

- 5) T.Tomioka, T. Takigami, and Y. Suzuki: Numerical Analysis of Three-Dimensional Flexural Vibration of Railway Vehicle Car Body, Vehicle System Dynamics, Vol.44, Suppl. pp. 272-285, 2006.
- 6) 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: 鉄道車両の車体上下弾性振動多モード制振用アクティブマスダンパの性能向上に関する検討, Dynamics and Design Conference 2011CD-ROM 論文集, No.11-2, No.119, 2011
- 7) 谷藤克也: 乗り心地管理のための振動解析システムの開発 第一報, 振動解析システムの概要, 日本機械学会論文集(C編), Vol.52, No.481, pp2405-2408, 1986