

小型アクティブマスダンパによる 車体弾性振動の多モード制振効果

秋山 裕喜* 富岡 隆弘* 瀧上 唯夫*

**Multi-modal Vibration Control of Flexural Vibrations in Railway Vehicle Carbodies
using Compact Active Mass Dampers**

Yuki AKIYAMA Takahiro TOMIOKA Tadao TAKIGAMI

Complicated three dimensional vertical flexural vibrations tend to have influence on riding comfort in recent railway vehicle carbodies. A vibration control method using active mass dampers (AMDs) of reducing such vibrations was proposed by the authors and its feasibility has been verified using a commuter type test vehicle in their former studies. In this paper, three different tests using newly developed compact actuators as AMDs are described, i.e., an excitation test using a Shinkansen-type test vehicle in the rolling stock testing plant at RTRI, and running tests on a commercial line for a Shinkansen-train and a limited express train. As a result of those tests, vibration reduction effect on multi-modal flexural vibrations in the real running state is clearly shown.

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

1. はじめに

近年の鉄道車両では、さらなる乗り心地向上のために車体の上下弾性振動の低減が必要とされる事例が増加している。従来、車体の弾性振動は車体を一本の弾性はりとして考えることが多かったが、人が感じやすいとされる10Hz付近の周波数帯域には、三次元的な変形を伴う弾性振動モードが複数存在するケースが多いことが明らかになっている^{1) 2) 3)}。そして、乗り心地評価に用いる車体の振動加速度のパワースペクトル密度(PSD)には、それらの複数の固有振動数に対応した周波数にピークが存在することが多い。そのような場合、乗り心地向上には単一モードの制振のみでは不十分であり、複数のモードに対応した弾性振動を同時に低減できる多モード制振手法が必要となる。また、既存の車両への適用性やメンテナンス性などの観点から、できるだけ低コストで簡易な制振デバイスが求められている。

これに対して我々は、既存の車両の床の上に設置することで多モード制振を可能とするアクティブマスダンパ(以下、AMD)による多モード制振手法を提案している⁴⁾。そして、ステンレス鋼製通勤形試験車両を対象として鉄道総合技術研究所(以下、鉄道総研)の車両試験台における加振試験を実施し、可動部質量90kg(総質量210kg)、高さ700mmのアクチュエータ2台を用いるこ

とで多モード制振が可能であることを示した⁵⁾。さらに実用性を向上するため、数値解析と小型アクチュエータを用いて小型軽量化の検討を行ない⁶⁾、専用の小型AMD(総質量70kg、可動部質量58kg、高さ226mm)を製作した。本稿ではこの小型AMDによる車体弾性振動低減効果について述べる。

ところで、車体弾性振動の特徴は車体の構造と密接に関係することが示されている^{1) 2) 3)}。日本における最近の車体に関しては、新幹線や特急車両などの優等列車はアルミニウム合金製(長さ約25mあるいは20m)、通勤形車両はステンレス鋼製(長さ約20m)の例が多い。車体の材料が異なると構造も異なり、また、優等列車と通勤列車では側扉の数や窓の大きさなどの条件も異なるため、弾性振動の特徴が大きく異なる。これまで著者らは、通勤形試験車両を対象にAMDによる多モード制振の検討を行ってきたが、車体構造や走行条件の異なる車両に対する本手法の有効性を確認する必要がある。

そこで、本稿では、まず新規に製作した小型AMDの制振性能の確認と、新幹線車両に対するAMDを用いた多モード制振の有効性確認のために実施した鉄道総研の車両試験台における加振試験結果について報告する。そして、実際の走行状態における振動低減効果と、乗り心地向上効果の検証として実施した新幹線車両と特急車両による本線走行試験の結果について述べる。

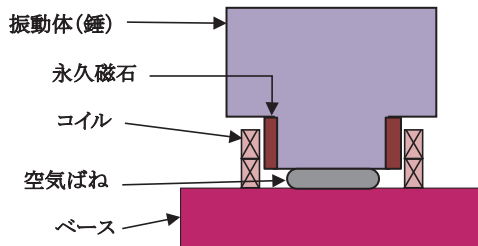
* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

2. AMD の概要

今回新規に製作した小型 AMD の外観と構成の概略を図 1 に示す。この装置は空気ばねで支持された振動体と、コイルに電流を流すことで作られる電磁石と永久磁石の引力・斥力を用いるリニアアクチュエータで構成されており、アクチュエータで上部の振動体を加振することで、その慣性反力を制振対象に加えることができる。AMD の諸元を表 1 に示す。既報⁶⁾で述べたように数値的検討により必要な加振力を決めるとともに、乗客 1 人分程度の質量で通勤形車両のロングシートの下に納まる高さを目安に設計を行い、総質量は 70kg、振動体の質量 58kg、高さは 226mm とした。今回はこの装置を 2 台用いて多モード制振を行った。



(a) 外観



(b) 構成概略

図 1 小型 AMD

表 1 小型 AMD の諸元

総質量 [kg]	70
振動体質量 [kg]	58
最大発生力 [N]	630
最大加速度 [m/s^2]	9.8
高さ [mm]	226
幅 [mm]	390
奥行 [mm]	300
最大変位 [mmp-p]	40

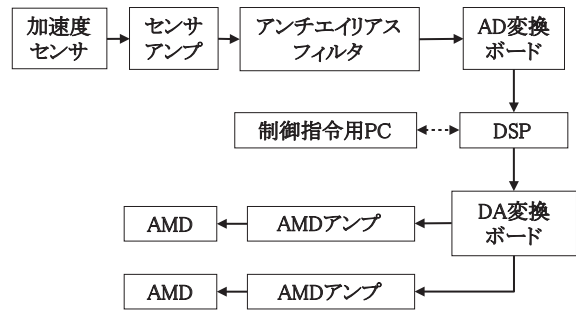


図 2 制御装置の構成

AMD を制御するための機器の構成を図 2 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、AD 変換ボードを通してデジタル信号としてデジタルシグナルプロセッサ (DSP) に加速度信号を入力する。DSP では制御指令用 PC で生成した制御則に従い制御信号を生成し、DSP の DA 変換ボードでアナログ信号に変換し、2 台の AMD に指令を入力している。

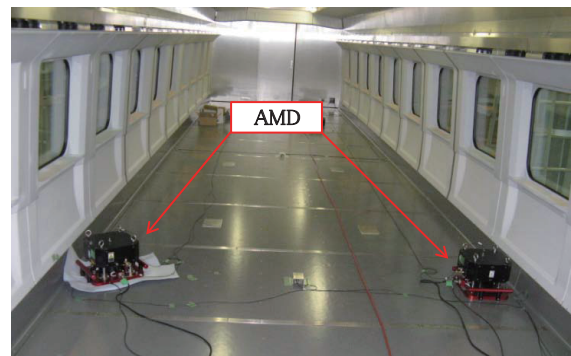
3. 車両試験台における加振試験

3.1 試験概要

新規に製作した小型 AMD の制振性能の確認のため、アルミニウム合金製の新幹線車両を対象に鉄道総研の車両試験台において加振試験を実施した。供試車両を図 3



(a) 供試車両



(b) AMD設置状況

図 3 車両試験台における加振試験の様子

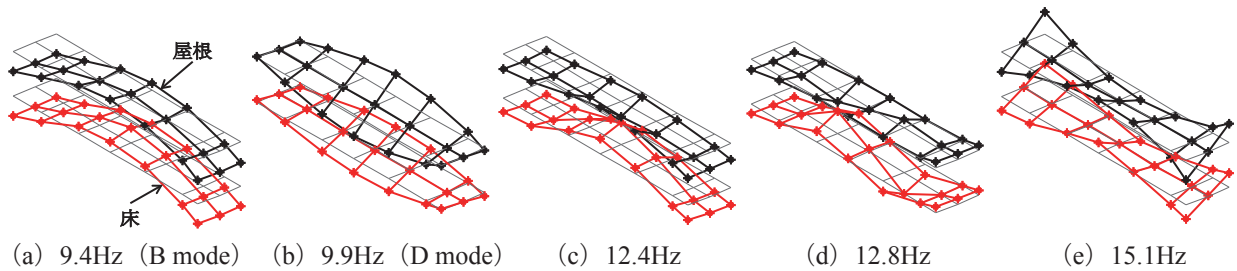


図4 新幹線形試験車両の固有振動数と振動モード形

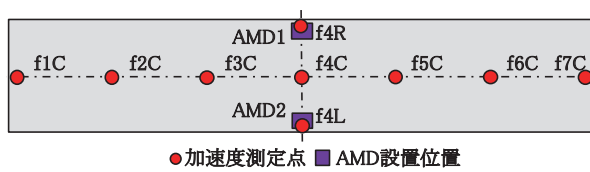


図5 加速度測定点と AMD 設置位置 (車体床面)

に示す。この車両は営業に用いられるものとはほぼ同様の車体構造を有しており、基本的な内装部材も設置されている。ただし、腰掛けと荷棚は未設置であり、床下機器は鉄塊で模擬している。この車両の主な固有振動モード形と固有振動数を図4に示す。今回は後述する四軸同相加振を行った際に車体床面の加速度 PSD に顕著なピークが見られた(a)と(b)の振動モードを制振対象とした。以下、はりの一次曲げ振動に近い形状で振動する9.4HzのモードをBモード(Bending mode)、車体断面がせん断変形を伴う9.9HzのモードをDモード(Diagonal distortion mode)と呼ぶ。

加速度の測定点とAMDの設置位置を図5に示す。AMDは対象とする弾性振動の腹にあたる場所に設置することで最大の制振効果が期待できる。そこで、BモードとDモードのいずれについても振動の腹となる、車体床面中央の左右に振り分けて設置した。制御に用いるPCやAMDのドライバは車端部に設置した。

加振条件は車体の固有振動モードに対応した加速度 PSD のピークが確認できる、四本の輪軸を同位相で上下とロール方向に加振する四軸同相加振とした。加振信号は2～30Hzのバンドパスフィルタを通したランダム波を用いた。

3.2 制御則

AMDの制御則は減衰付与効果を与える速度フィードバック制御とし、床面4点(図5のf1C, f4R, f4L, f7C)の測定点で測定された加速度(それぞれ、 A_{f1C} , A_{f4R} , A_{f4L} , A_{f7C} と記述する)を入力として用いた。制御則のブロック線図を図6に示す。測定された加速度から空間的な特性を用いてBモードとDモードの成分を分離する信号処理(以下、空間フィルタ)を行い、

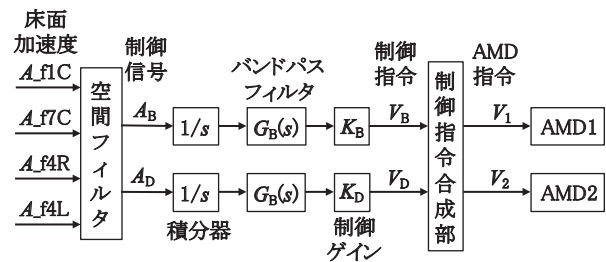


図6 AMDの制御則

それぞれのモードに対する制御信号(A_B , A_D)を生成する。Bモード用の制御信号を作るための空間フィルタを式(1)に、Dモード用を式(2)に示す。

$$A_B = (A_{f4R} + A_{f4L}) - (A_{f1C} + A_{f7C}) \quad (1)$$

$$A_D = A_{f4R} - A_{f4L} \quad (2)$$

次に、速度フィードバック制御を行うための加速度信号を速度信号に変換する積分器と、バンドパスフィルタ(G_B , G_D)を通し、制御ゲイン(K_B , K_D)をかけることで制御指令 V_B , V_D を生成する。そして、制御指令を次式のように合成してAMDに対する指令信号(V_1 , V_2)を生成し、2台のAMDに入力する。

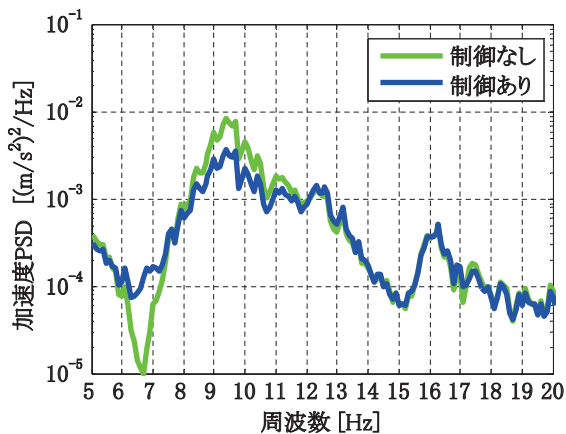
$$V_1 = V_B + V_D \quad (3)$$

$$V_2 = V_B - V_D \quad (4)$$

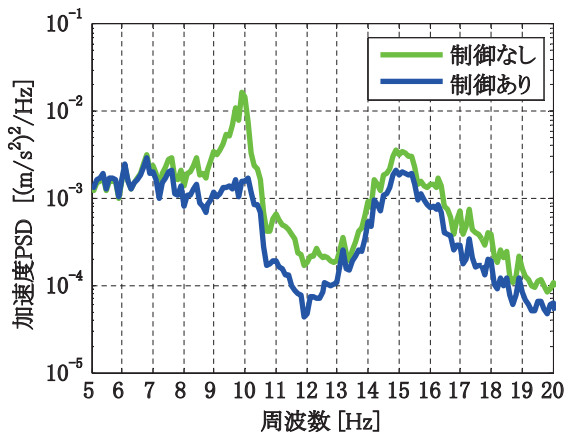
ここで、図4(a)に示したようにBモードは2台のAMDの設置位置では同位相で、(b)のDモードは逆位相で振動するため、指令 V_1 と V_2 において、 V_B は同位相、 V_D を逆位相とする。また、バンドパスフィルタ G_B , G_D は制御対象外の低周波と高周波の影響低減に加えて、AMDに入力する指令から振動体の加速度(車体床面に加えられる力に比例すると考えられる)までの位相を補正する役割を担っている。

3.3 試験結果

床面の測定点の中から、BモードとDモードに対応した加速度 PSD のピークが顕著に表われた測定点の加速度 PSD を図7に示す。(a)は図5の測定点f1C(車端部)、(b)はf4L(中央側寄り)での結果である。この図から制御なしのとき、f1Cでは9.4Hzに、f4Lでは9.9Hzに加速度 PSD のピークが見られる。これらのピーク



(a) f1C (車端部)



(b) f4L (中央側寄り)

図7 小型AMDによる多モード制振効果
(車両試験台における加振試験結果, 四軸同相加振)

はそれぞれBモードとDモードに対応しており、制御することで両方のピークが同時に低減されていることがわかる。また、その他の周波数では加速度PSDが大きく増加している帯域は見られない。

以上の結果から、製作した小型AMDが多モード制振を実現できる性能を有していることが確認できた。また、従来検討に用いていたステンレス鋼製通勤形試験車両とは構造の異なる、アルミニウム合金製の新幹線形試験車両でもAMDによる多モード制振が有効であることがわかった。以降ではこの小型AMDを用いた実際の走行時の振動低減効果について述べる。

4. 本線走行試験 (新幹線車両)

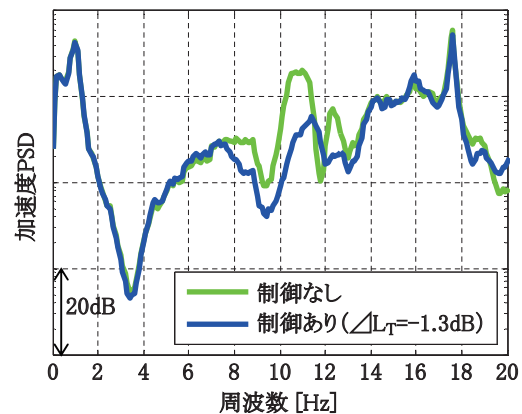
4.1 試験概要

実際の走行状態でのAMDを用いた多モード制振による振動低減効果について調べるため、新幹線車両での本線走行試験を実施した。なお、この車両は前述の試験車

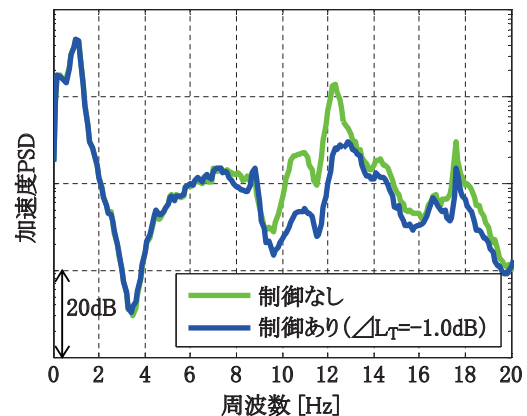
両とは異なり、腰掛けや荷棚、床下機器を有する車両である。制御なしとありの条件で同一の区間(約100km)を走行速度一定(約320km/h)で走行して、車体床面の加速度を測定した。床面の加速度の測定点とAMDの設置場所は前章の車両試験台での試験時と同様に図5の位置とした。制御則は図6に示したものを採用しているが、前章の試験とは対象車両が異なるためBモードとDモードの固有振動数が異なり、制御対象周波数を変更する必要がある。そこで、バンドパスフィルタと制御ゲインを今回の車体の固有振動数に対応するように変更した。

4.2 試験結果

多モード制振の対象としたBモードとDモードに対応したピークが顕著に見られた図5の測定点f4C(中央)とf4L(中央側寄り)の加速度PSDを図8に示す。凡例の ΔL_T は鉄道の乗り心地評価に一般的に用いられる乗り心地レベル⁷⁾(L_T)の制御ありとなしの差(制御ありの L_T -制御なしの L_T)で、数値が小さいほど乗り心地が向上したことを表している。ここでは、 ΔL_T が-1.0dBのとき、 L_T 改善効果は1.0dBであると記述する。



(a) f4C (中央)



(b) f4L (中央側寄り)

図8 小型AMDによる多モード制振効果
(新幹線車両での走行試験結果, 走行速度320km/h)

この車両では、これらの測定点で見られる加速度 PSD の 11Hz と 12Hz 付近のピークがそれぞれ B モード、D モードに対応している。なお、1Hz 付近の加速度 PSD のピークは空気ばねにより支持された車体が剛体として上下に振動するモード（以下、剛体モード）に対応しており、17Hz 付近のピークは軌道から受ける強制加振によるものであると考えられる。今回これらのピークについては制振対象としていない。

AMD による多モード制振を行うことで、図 8 (a) に示すように f4C では 11Hz に顕著に見られる B モードに対応した加速度 PSD のピークを、(b) に示した f4L では 12Hz にある D モードに対応したピークを低減できていることがわかる。今回の条件における L_T 改善効果は f4C で 1.3dB、f4L で 1.0dB である。この試験で対象とした車両では制振対象としていない 1Hz 付近の剛体モードや 17Hz 付近の強制加振が乗り心地に与える影響が大きかったため、 L_T 改善効果は 1dB 程度となったが、B モードと D モードがより卓越する車両ではさらに大きな L_T 改善効果が得られると考えられる。

以上の結果から、AMD を用いた多モード制振によって実走行状態で B モードと D モードの 2 つのモードを同時に制振可能で、それにより L_T 改善効果が得られることを確認した。ただし、今回の新幹線車両では AMD 設置位置近傍以外の測定点では L_T 改善効果がほとんどみられず、AMD を床上に設置すると発生力により床板が局所的に大きく振動する現象が発生した。この車両は、床面と構体の間に空調用ダクトが通っており、床板は根太とよばれる車体の長手方向に渡されたはりの上に載せられている構造となっている。そのため、車体全体に十分に AMD の発生力を伝達できず、これが設置位置近傍以外の測定点で制振効果を得られなかった原因であると考えられる。このような床構造の車両に対し、車体全体で制振効果を得るためには、AMD を車体の主構造である構体に強固に取り付けるなどの工夫が必要と考えられる。

5. 本線走行試験（特急車両）

5.1 試験概要

次に、アルミニウム合金製の構体をもつ在来線特急車両を対象とした本線走行試験を行った。AMD の制御なしとありの条件で同一の区間（約 2.7km）を走行速度一定（約 120km/h）で走行した。床面の加速度の測定点と AMD の設置場所は図 5 に示す位置と同じである。制御則は前章までの試験と同様のものを用いているが、制御に用いる加速度の測定点を 2 箇所（f1C から f2C、f7C から f6C）変更している。そのため、B モードの制御番号 (A_B) の空間フィルタを式 (5) に示す形とした。

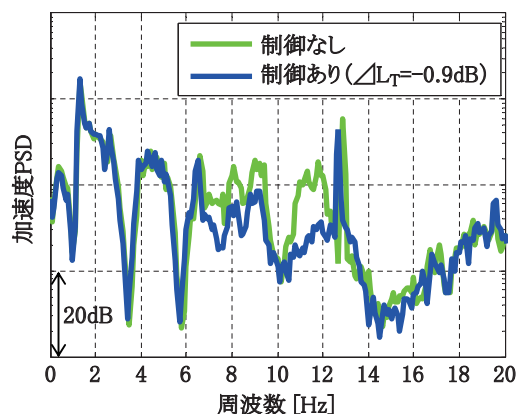
$$A_B = (A_{f4R} + A_{f4L}) - (A_{f2C} + A_{f6C}) \quad (5)$$

また、制御則のバンドパスフィルタと制御ゲインについても、今回の車体の固有振動数に対応するように変更している。

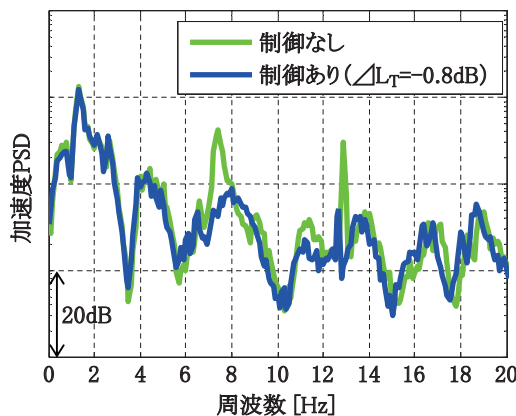
5.2 試験結果

測定点 f4C と f4L での、加速度 PSD を図 9 に示す。この図から f4C では 1Hz、13Hz 付近で、f4L では、1Hz、7Hz、13Hz 付近に顕著なピークが見られる。このうち、D モードに対応するピークは 7Hz で、B モードに対応するピークは加速度 PSD の結果では顕著には現れていないが 11Hz であることが別途行った解析からわかっている。また、1Hz は車体が空気ばね上で上下に振動をする剛体モード、13Hz の鋭いピークは車輪の回転に対応した強制加振の影響によるものであると考えられ、今回、これらのピークについては制振対象としていない。なお、凡例には制御ありとなしの乗り心地レベルの差 (ΔL_T) を示している。

制御の有無を比較すると f4C では 11Hz 付近の B モードに対応した加速度 PSD のピークを、f4L では 7Hz 付



(a) f4C (中央)



(b) f4L (中央側寄り)

図9 小型 AMD による多モード制振効果 (特急車両での走行試験結果, 走行速度 120km/h)

特集：車両技術

近のDモードに対応したピークを低減できていることがわかる。また、今回の条件での L_T 改善効果はf4Cで0.9dB、f4Lで0.8dBであった。以上の結果から在来線特急車両でもAMDによる多モード制振が実際の走行状態で有効であり、 L_T 改善効果を得られることがわかった。

6. まとめ

AMDによる車体弾性振動の多モード制振のため、専用の小型AMDを新規に製作した。その装置を用いて、人が上下振動に比較的敏感とされる10Hz付近に固有振動数をもつ代表的な2つの弾性振動モード(BモードとDモード)を制振対象とし、鉄道総研の車両試験台における加振試験、新幹線と特急車両での本線走行試験を行った。ここで得られた知見は以下の通りである。

- (1) 車両試験台での加振試験により、小型AMDを用いてBモードとDモードに対応した加速度PSDのピークを低減できることを示した。
- (2) 本線走行試験により、実際の走行状態でもBモードとDモードに対応した加速度PSDのピークを低減できること、それにより乗り心地レベル(L_T)の改善効果が得られることを示した。

本稿で対象とした車両はいずれもアルミニウム合金製の車体構造を有する車両であるが、既報で述べたステンレス鋼製通勤形車両を対象とした結果とあわせ、日本で使われている代表的な車体構造の車両に対する本手法の有効性が示された。

今後は、新幹線車両の車体全体で多モード制振効果を得るためのAMDの設置方法の検討や、制御対象周波数

の広帯域化について検討を行なっていく予定である。

最後に、本線走行試験に関して多大なご協力を頂いた東日本旅客鉄道株式会社の関係各位に謝意を表します。

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: 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) 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: アクティブマスダンパを用いた鉄道車両の車体弾性振動の多モード振動制御(解析モデルの作成と実車による基礎試験), 日本機械学会論文集(C編), Vol.77, No.777, pp.1836-1849, 2011
- 5) 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: AMDを用いた鉄道車両の車体弾性振動多モード制振による乗り心地改善, 第19回交通・物流部門大会(TRANSLOG2010)講演論文集, No.10-54, pp.125-128, 2010
- 6) 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: 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, 鉄道総研報告, Vol.27, No.5, pp.17-22, 2013
- 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(1986), pp.2405-2408