

車体弾性振動低減のための アクティブマスダンパの性能向上

秋山 裕喜* 瀧上 唯夫* 相田 健一郎*

Improvement of Performance of Active Mass Damper for Reducing Car Body Elastic Vibration

Yuki AKIYAMA Tadao TAKIGAMI Ken-ichiro AIDA

The elastic vibration of a railway vehicle car body tends to have an unfavourable influence on riding comfort. A vibration reduction method using active mass damper (AMD) to reduce such vibrations has been proposed by the authors. As a result of the running test on the actual track, it was confirmed that the vibration reduction effect can be obtained by this method. In this paper, the H-infinity control theory was used for the controller design in order to improve the control effect. An excitation test using the Shinkansen-type test vehicle was carried out and it was confirmed that multi-modal vibration reduction effect was obtained by the proposed method with the fewer acceleration sensors than those for the past method.

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， H^∞ 制御

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求められている。車体の上下弾性振動は、従来は車体を1本の弾性はりのみとし、その1次の曲げ振動を対象として多くの低減手法が提案されている^{1) 2)}。しかしながら、人が上下振動を感じやすいとされる10Hz付近の周波数帯域では、車体は三次元的な変形を伴う複数の振動モードを有することが明らかになっており^{3) 4)}、それらを同時に制振する手法（以下、多モード制振手法）が求められている。

これに対して著者らは、アクティブマスダンパ(AMD)を用いた多モード制振手法を提案している。これまでに、可動部質量90kg（総質量210kg）、高さ700mmの大型のアクチュエータを活用して原理実証を行い、実用化を目指して小型の専用のデバイスを製作した。そして、鉄道総研所内の車両試験台における加振試験、および営業線を用いた走行試験を実施し、2台のAMDを車両の床（車室内）に設置し、速度フィードバック制御することで多モード制振が可能であることを示している⁵⁾。しかしながら、従来手法では、1Hz前後の振動の影響（制振対象外）を抑えるために、車両中央2点に加えて、車端もしくは台車直上2点の合計4点の加速度を計測して、弾性振動の成分（10Hz前後）を強調した信号を生成する必要があり、加速度測定用センサのケーブルを車体の広い範囲に引き通す必要があった。

そこで、コントローラの周波数特性を整形できる H^∞ 制御理論を適用し、1Hz前後の振動の影響を抑制したコントローラを設計することで、より少ないセンサで制振

効果を得ることを目指した。本稿では、その制振性能および乗り心地向上効果確認のために実施した、車両試験台における加振試験結果について報告する。

2. アクティブマスダンパ (AMD) の概要

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、永久磁石とコイルで構成されたリニアアクチュエータで構成されており、リニア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ものである。そのため、対象物の振動を抑えるように振動体を駆動することで、振動を低減することができる。

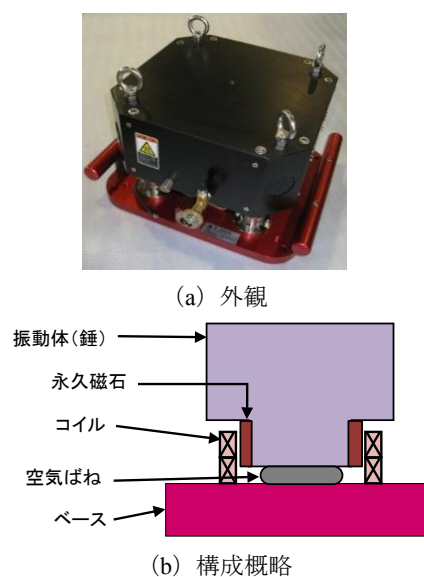


図1 アクティブマスダンパ (AMD)

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：車両技術

AMDの仕様を表1に示す。可動部である振動体の質量は58kg、総質量は70kgであり、概ね人間1人分の質量である。今回もこの装置を2台用いるため、合計で140kgの質量増加となる。寸法は概ね30cm四方であり、一般的な通勤型車両の腰掛下部などにも収納可能な高さとなっている。AMDを制御するための機器の構成を図2に示す。制振対象である床面に設置した加速度センサから、センサアンプ、エアアシティング防止のためのローパスフィルタ（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、指令用PCで生成したアルゴリズムに従って制御信号を生成し、DSPのDA変換ボードからアナログ信号を出力する。この信号をアンプで増幅し、AMDに入力することで2台のAMDを駆動する。なお、本章で示した機器構成は既報⁵⁾と同一である。

3. 試験条件

3.1 供試車体およびAMD設置位置

本稿で対象とする供試車体の外観を図3(a)に示す。この車体は鉄道総研の所有する新幹線型試験車体で、近年の新幹線車体に準じ、アルミニウム合金製のダブルスキン構体を有しており、図3(b)に示すように車内には内装パネルや腰掛などを設置している。

従来の検討ではAMDを車内の床面に設置していたが、ここでは図4に示すように床下（車外）の模擬床下機器箱の中に取り付けた。

表1 AMDの仕様

総質量 (kg)	70
振動体質量 (kg)	58
最大発生力 (N)	630
高さ (mm)	226
幅 (mm)	390
奥行 (mm)	300
最大変位 (mmp-p)	40

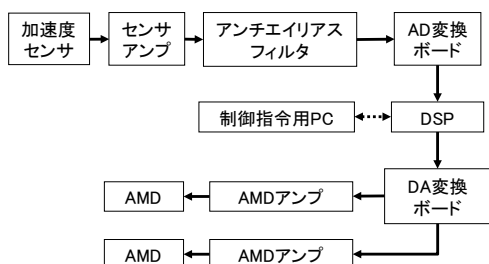


図2 制御装置の構成



(a) 外観



(b) 車内

図3 新幹線型試験車体

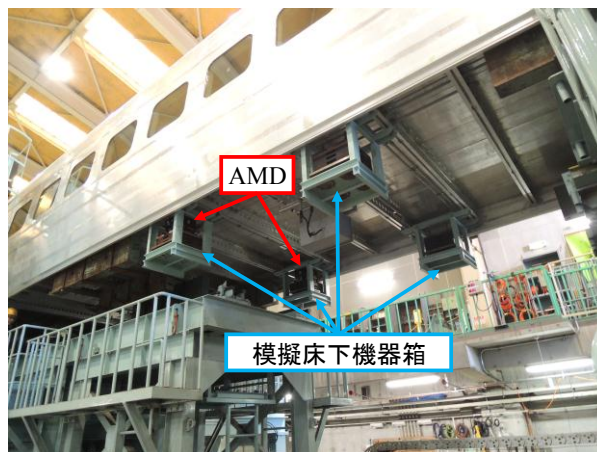


図4 AMD設置位置

3.2 加速度測定点

加速度の測定点を図5に示す。走行中の振動の入力として、4本の輪軸の上下・ロール・左右方向の振動を考慮するため、8つの軸箱の上下加速度と4つの軸箱の左右加速度を測定する。車体床面の乗り心地評価点としては、車体を長手（レール）方向に7点、幅（まくら木）方向に3点の21点を設定した。

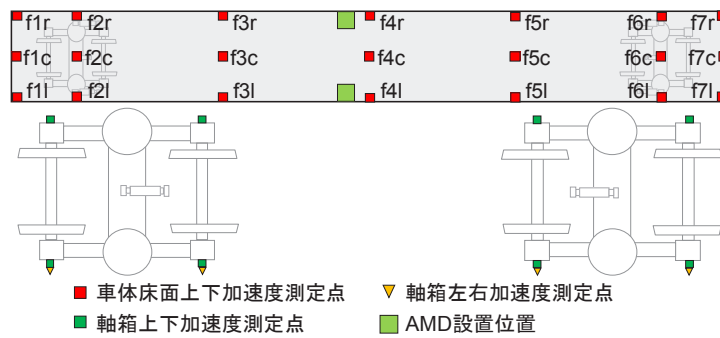


図5 測定点

4. 制御系設計用数値モデルの作成

AMDを制御するためのアルゴリズムとして、 H^∞ 制御理論を適用するためには、車両の振動特性を表現する数値モデルが必要となる。このため、はじめに車両試験台において加振試験を行い、車両の振動特性を把握し、数値モデルを作成する。加振条件は4つの輪軸を同位相で上下・左右・ロール方向に加振する4軸同相加振および実走行模擬加振(速度275km/h, 速度320km/h)とした。

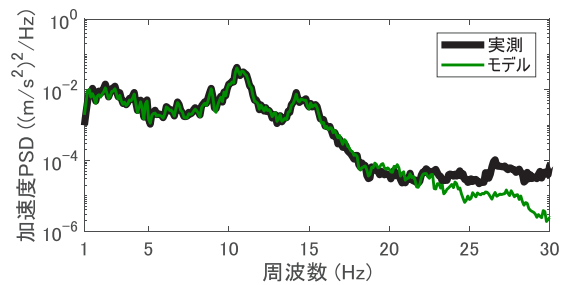
4.1 軸箱加速度入力に対する状態空間モデル

上述の3条件の加振試験の結果から入力(軸箱の上下および左右加速度)と出力(図5のf1c, f4r, f4l, f7cにおける上下加速度)の関係を、内部をブラックボックスとした状態空間モデルとして表現し、モデル化した⁶⁾。モデル作成には数値計算ソフトウェアMATLABのSystem Identification Toolboxを使用した。

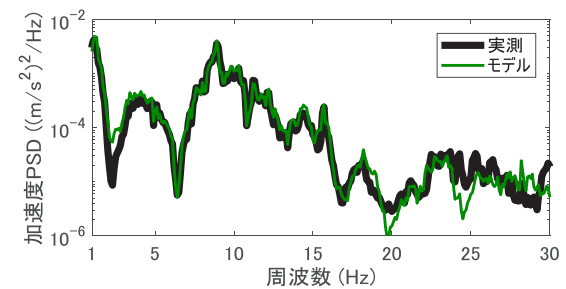
得られた状態空間モデルを用いて、各加振条件に対する、床面の測定点f4rの上下加速度のパワースペクトル密度(PSD)を求めた結果を図6に示す。これらの図から作成した状態空間モデルは1~20Hzの車両の振動特性を精度良く表していることがわかる。

4.2 AMD指令電圧に対する状態空間モデル

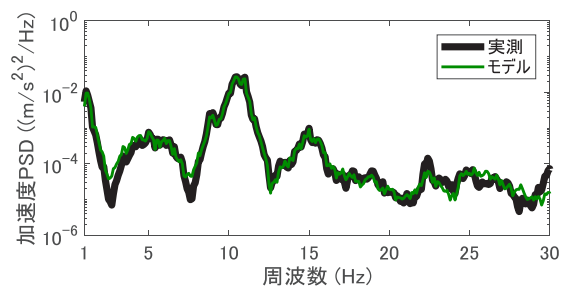
次に、AMDを含むモデルを作成する。1台のAMDに5~50Hzを通過帯域とするバンドパスフィルタを通したランダム波を入力し、その指令電圧と車体床面代表点の加速度を測定した。得られた結果から前節と同様にして状態空間モデルを作成した。図7に指令電圧から測定点f4rの加速度までの周波数応答関数(FRF)のゲインと位相を示す。この図から、作成したモデルは5~30Hzの特性を精度よく表していることがわかる。なお、AMDは2台設置しているため、同様の手順をもう1台のAMDに対しても行い、2台のAMDそれぞれの指令電圧に対して車体床面の応答を求めることができる状態空間モデルを構築した。



(a) 4軸同相加振



(b) 実走行模擬加振 (275km/h走行相当)



(c) 実走行模擬加振 (320km/h走行相当)

図6 床面上下加速度 PSD (測定点 f4r)

4.3 制御コントローラ設計のためのモデル

上述の軸箱加速度入力に対する状態空間モデルとAMD指令電圧に対する状態空間モデルを組み合わせ、図8に示す制御コントローラ(以下、コントローラ)設計のための一般化プラントモデルを構築した。ここでは、図9に示す2つの振動モード(車体断面が菱形に変形するDモードと、はりの一次曲げに対応するBモード)を対象とするため、それぞれのモードを強調した信号

特集：車両技術

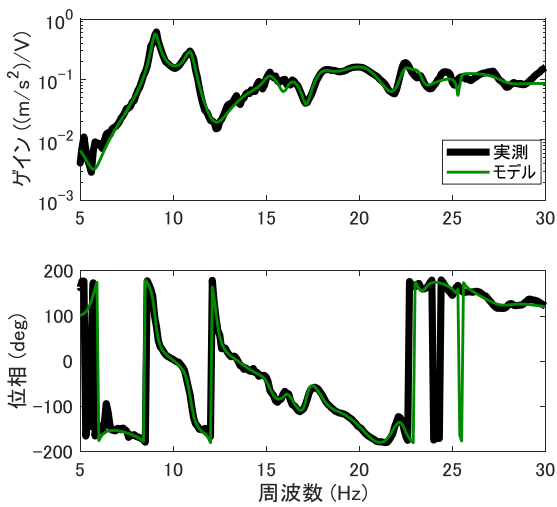


図7 AMD 指令電圧から測定点 f4r の加速度までの FRF

(f4r-f4l, f4r+f4l) と車端部での悪化を防ぐために f1c と f7c の加速度を制御量 (低減を図る状態量) として採用した。また、モデル作成時に考慮していない高周波成分の影響と AMD の変位への影響が大きい低周波の成分を抑えるためにコントローラからの出力を制御量に加えた。図 8 に示したそれぞれの重み関数の特性を図 10 に示す。重み関数は各制御量の周波数ごとの重要度を定めるもので、ゲインが大きい周波数の出力を抑える制御器を作成する。そのため、B モードと D モードに対する重み関数 (w1 と w2) は、それぞれの固有振動数に対応する 11Hz と 9Hz でゲインを最大とした。また、車端部の悪化を防止するための重み関数 (w3) は w2 と同様に 11Hz でゲインを最大としている。AMD の指令電圧であるコントローラからの出力に対する重み関数 (w4) は、制振対象の周波数に対して低周波と高周波の重みを大きくするため、9Hz に最小値をもつ特性とした。従来⁵⁾ は、剛体モードの影響を除去するため、車端部 (f1c と f7c) の加速度をコントローラへの入力として用いていたが、今回は H^∞ 理論を適用して、重み関数を調整することでコントローラの周波数特性を整形し、剛体モードの影響を除去することが可能となった。そのため、従来手法で用いていた車端部もしくは台車直上の加速度は不要となり、コントローラへの入力を f4r と f4l の 2 点の加速度

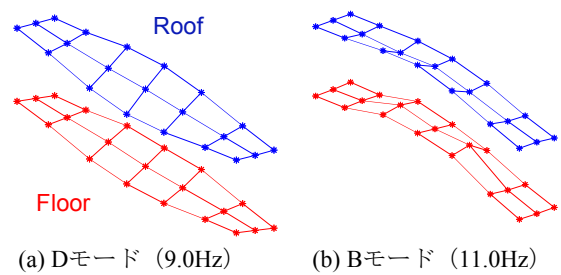


図9 制振対象の振動モード

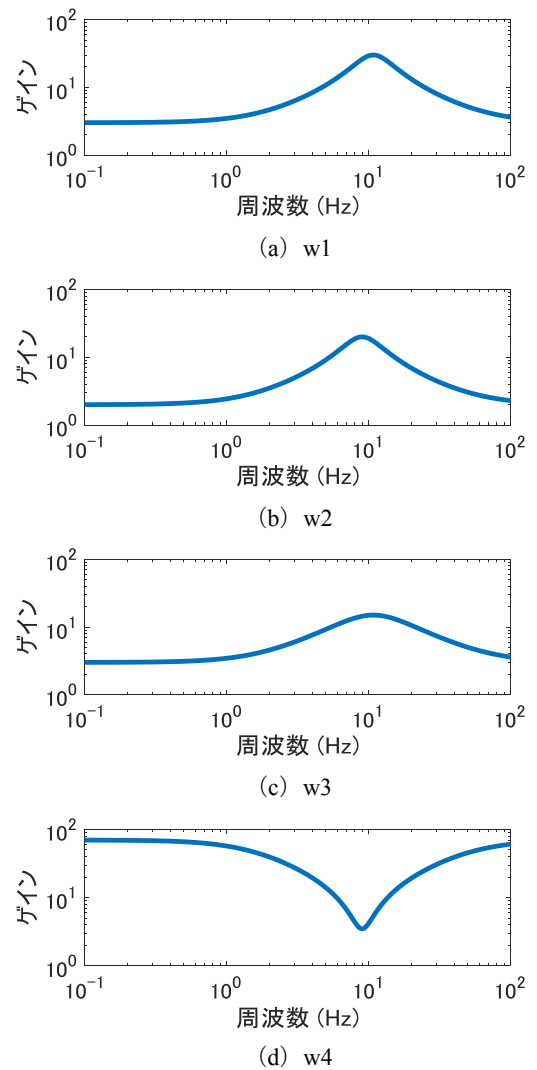


図10 各重み関数の周波数特性

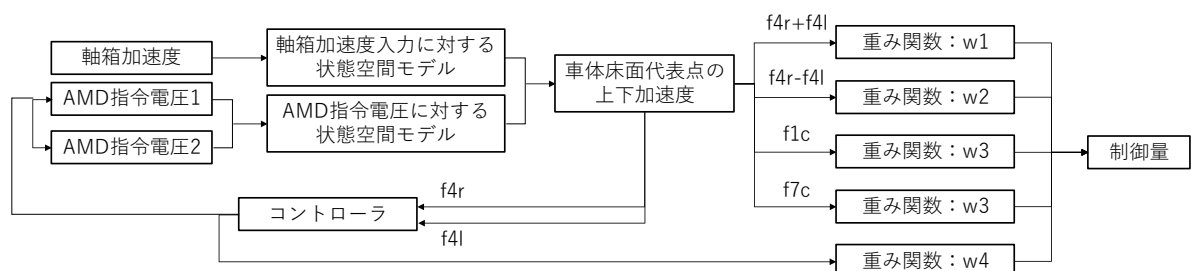


図8 制御コントローラ設計のための一般化プラントモデル

とすることができた。上記の一般化プラントから数値計算ソフトウェア MATLAB の Robust Control Toolbox を援用して制御コントローラを作成し、図 2 に示した DSP に実装した。

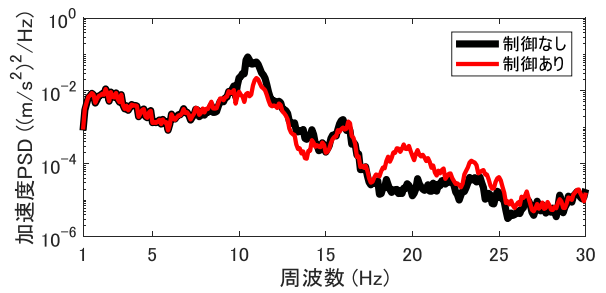
5. 車両試験台における加振試験

前章で作成したコントローラの性能を確認するために、車両試験台において加振試験を行った。4 軸同相加振および実走行模擬加振（速度 300km/h，速度 320km/h，速度 240km/h）の結果得られた，AMD 制御の有無における床面 f4c と f4r の上下加速度 PSD を図 11 ～ 14 に示す。また，実走行模擬加振試験結果については，車体床面各部位での制振効果を確認するため，図 5 に示した車体床面の測定点（21 点）における制御なしと制御ありの乗り心地レベル (L_T) の差を求めたものを合わせて示す。この図ではタイル状のパターンの個々の領域は各測定点に対応しており，数値が小さいほど（寒色系の色が濃いほど）乗り心地レベル (L_T) が低減し，乗り心地が向上していることを表す。なお，ここでは数値モデルの作成に使用していない条件である，300km/h と 240km/h の実走行模擬加振試験の結果についても示している。

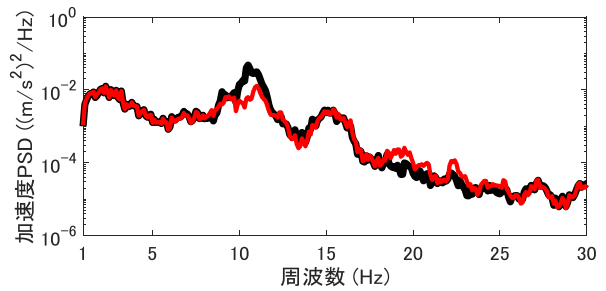
加速度 PSD の図から，いずれの加振条件においても AMD の制御によって 11Hz 近傍に顕著に認められる B モードに対応したピークを低減できていることがわかる。また，今回の条件では 11Hz のピークと比べると影響は小さいが，図 11(b) と図 12(b)，図 14(b) に示すように 9Hz 近傍に認められる D モードに対応したピークについても低減されていることがわかる。なお，20Hz 近傍では高周波の影響を小さくするための重み関数 (w_4) の大きさを十分に大きくできなかったため，振動増加が認められるが，その周波数は制御なしの条件で振動が小さい領域であるため，今回はピーク周波数における低減量と比較すると十分に小さく，乗り心地への悪影響はないと考えている。

乗り心地レベルの差を表した図からは，いずれの加振条件においても乗り心地レベルが大きく悪化する測定点はなく，車体床面の広い範囲で乗り心地向上効果を得られていることがわかる。また，弾性振動の影響が大きな車体中央部 (f4r, f4c, f4l) では，2.1dB から 4.4dB の乗り心地向上効果を得られていることがわかる。

以上の結果から，従来手法と比べて少ない加速度測定点で車体床面の広い範囲で乗り心地向上効果を得ることができる制御コントローラを作成できたといえる。

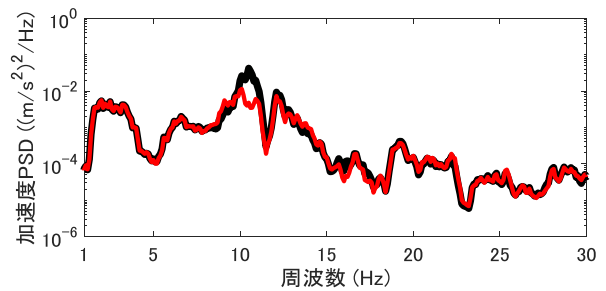


(a) 測定点f4cにおける上下加速度PSD

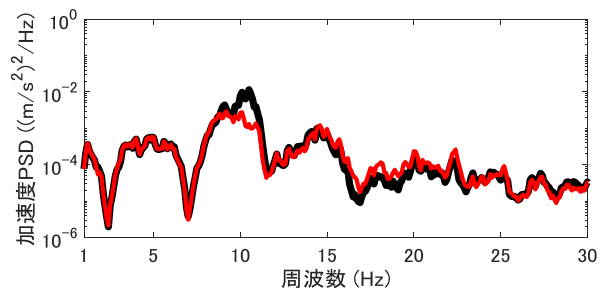


(b) 測定点f4rにおける上下加速度PSD

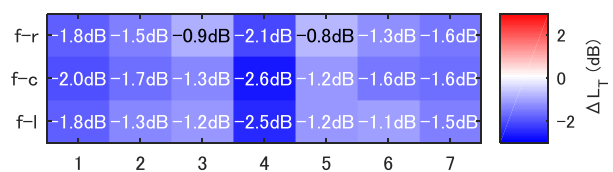
図 11 4 軸同相加振試験結果



(a) 測定点f4cにおける上下加速度PSD



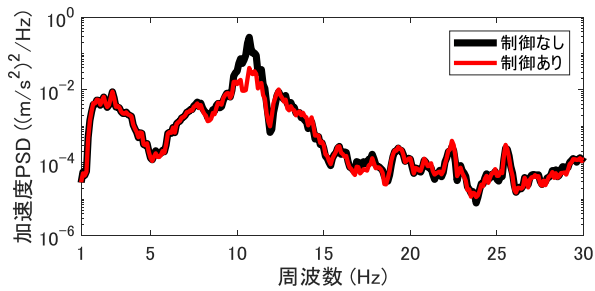
(b) 測定点f4rにおける上下加速度PSD



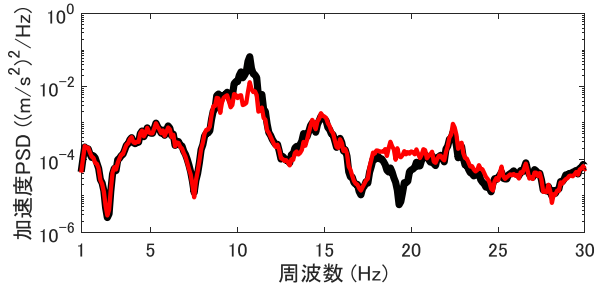
(c) 車体床面測定点における乗り心地レベルの差

図 12 実走行模擬加振試験結果（速度 300km/h）

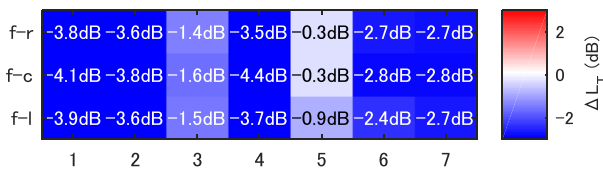
特集：車両技術



(a) 測定点f4cにおける上下加速度PSD

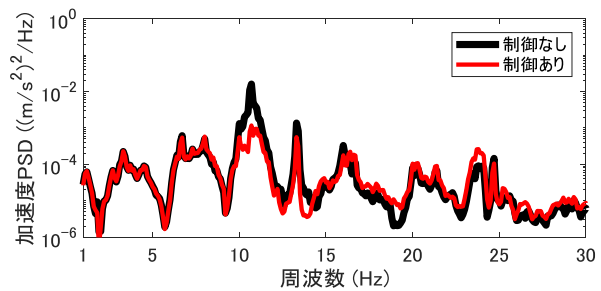


(b) 測定点f4rにおける上下加速度PSD

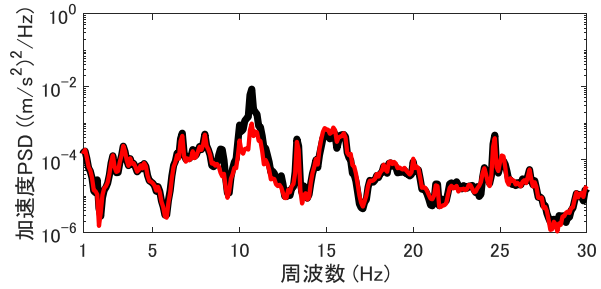


(c) 車体床面測定点における乗り心地レベルの差

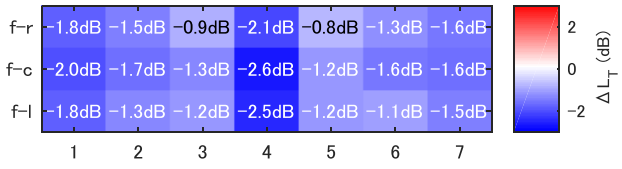
図 13 実走行模擬加振試験結果 (速度 320km/h)



(a) 測定点f4cにおける上下加速度PSD



(b) 測定点f4rにおける上下加速度PSD



(c) 車体床面測定点における乗り心地レベルの差

図 14 実走行模擬加振試験結果 (速度 240km/h)

6. まとめと今後の予定

AMD による車体弾性振動の多モード制振手法について、従来手法より少ないセンサで大きな制振効果を得るために、近年の制御コントローラ設計に広く用いられている H^∞ 制御理論を適用し、その効果を確認するための加振試験を行った。得られた知見は以下の通りである。

- (1) 4 軸同相加振および実走行模擬加振 (速度 300km/h, 速度 320km/h, 速度 240km/h) を行い、種々の加振条件において、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) 車体床面の広い範囲で乗り心地向上効果を得られることを示した。特に、弾性振動の影響の大きな車体中央部 (f4r, f4c, f4l) では、2.1dB から 4.4dB の乗り心地向上効果を得られた。

今回の取り組みにより、車端部もしくは台車直上への加速度センサ設置が不要となり、追加する機器類は車体中央部に集約され、設置性を大きく向上することができた。今後は、営業線における走行試験を行い、本稿で提案した手法の乗り心地向上効果を検証する予定である。

文献

- 1) Suzuki, Y., Akutsu, K., Maebashi, E., Sasakura, M. and Tomioka, T., "Method for Flexural Vibration Damping of Rolling Stock Carbody," QR of RTRI, Vol.38, No.3, pp.123-128, 1997.
- 2) 菅原能生, 風戸昭人, 小金井玲子, 富岡隆弘: 軸ダンパと空気ばねの減衰制御を併用した車両の上下振動低減, 鉄道総研報告, Vol. 22, No. 2, pp. 17-22, 2008
- 3) 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
- 4) 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 谷口宏次, 今岡憲彦: 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
- 5) 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: 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, 鉄道総研報告, Vol.27, No.12, pp. 29-34, 2013
- 6) 足立修一: MATLAB による制御のためのシステム同定, 東京電機大学出版局, p.100-102, 1996