

上下制振システムの振動低減効果に与える旅客乗車の影響

菅原 能生* 小島 崇**
瀧上 唯夫* 山口 輝也*

Influence of Passengers on the Vibration Suppression Performance of Primary Damping Control System of Railway Vehicles

Yoshiki SUGAHARA Takashi KOJIMA
Tadao TAKIGAMI Teruya YAMAGUCHI

To improve the ride comfort in railway vehicles, we are developing a primary suspension damping force control system for suppressing the vertical bending vibration of the car body. The excellent vibration suppression performance of the system has been confirmed by vehicle running tests without on-board passengers. Previous researches, however, indicated that passengers have an influence on the characteristics of elastic vibration of the car body. This paper reports the results of vibration excitation tests of the railway vehicle equipped with this control system with/without passenger on the rolling stock testing plant, and verifies that the system could provide the good vibration suppression performance regardless of the on-board passengers.

キーワード：鉄道車両，弾性振動，乗り心地，振動制御，可変減衰ダンパ

1. はじめに

最近の新幹線車両では、セミアクティブサスペンション¹⁾、アクティブサスペンション²⁾などの振動制御装置によって左右方向の乗り心地が大幅に向上した結果、相対的に上下振動が大きく感じられる傾向がある。新幹線電車の場合、人間が上下振動を敏感に感じる4～8Hzに近接した周波数帯に固有振動数を有する上下振動として、車体の曲げ振動（特に、1次曲げ振動）があり、上下振動乗り心地への寄与が大きい場合が多い³⁾。

そのため、この振動を低減するために多くの方策が提案されているが⁴⁾、そのうちのひとつとして、筆者らは車両の1次ばね系（車軸軸受を収めた軸箱と台車枠間）の減衰制御による車体振動低減手法を提案している⁵⁾。これは、車両の1次ばね系の減衰制御を行って車体への主要な加振源である台車振動を抑制して車体の振動を低減するもので、車体や2次ばね系には一切手を加えないという特徴がある。

本手法に基づき、実走行が可能な1次ばね系の減衰制御システムを開発し、数カ所の新幹線電車に適用して走行試験を実施したところ、車体1次曲げ振動を加速度PSDピーク値で1/5程度に低減し、 L_T 値を3dB程度低減できることを確認した⁵⁾。

ところで、このシステムを適用した際の走行試験は、いずれも空車条件で行ってきた。一般に、車体の弾性振動は、乗客が乗車することにより特性が変化し、それは

単なるおもり（鉄塊等）を積載した場合と異なることが知られている^{6, 7, 8, 9)}。したがって、乗客による車体振動特性の変化が、この制振システムの振動低減効果に影響を及ぼす可能性がある。特に、車両モデルに依存した制御則を適用した場合は、制御系設計に使用するモデル（以下、ノミナルモデルという）と実車両との間のモデル化誤差により、振動低減性能が低下する恐れがある。

そこで、車両試験台において、実際に乗客が車両に乗車した状態で全ての軸箱から実軌道走行を模擬する加振を行い、車両の振動特性と制振性能の評価を行った。本稿では、乗客および鉄塊を積載したときの車両の振動状態の相違、および乗客の乗車の有無による1次ばね系の減衰制御システムの振動低減効果について調査した結果を報告し、乗客の乗車の有無にかかわらず、本システムにより安定した車体1次曲げ振動低減効果が得られることを示す。

2. 1次ばね系の減衰制御システムの構成

2.1 全体構成

1次ばね系の減衰制御システムの構成を図1に示す。制

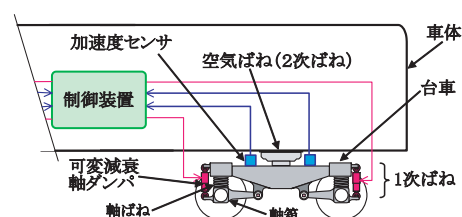


図1 1次ばね系の減衰制御による上下制振システム

* 車両構造技術研究部（車両振動）

** 車両構造技術研究部（走り装置）

特集：車両技術

御システムは、減衰力制御が可能な“可変減衰軸ダンパ”（4本/1台車）、上下振動加速度センサ（2個/1台車）、および制御装置（1台/1両）により構成される。

2.2 可変減衰軸ダンパ

可変減衰軸ダンパは、制御装置から供給される指令電流により減衰力を制御することができるダンパで、その外観を図2に示す。ダンパの最大減衰力は約6kN、最小減衰力は約0.5kNであり、ピストン速度0.01m/s以上の領域では約5.5kNの減衰力可変範囲を有している。

ダンパのピストン速度を0.06m/s一定とした場合の指令電流-減衰力特性を図3に示す。このダンパの減衰制御機構には、反転式¹⁰⁾と呼ばれる減衰力制御弁を採用した。指令電流が小さいときには、伸び行程で大きな減衰力を発生するが、縮み行程では最小減衰となる。指令電流を大きくするとこの逆となり、中間の電流では伸び・縮みいずれの行程に対しても減衰力を発生しない。このように、このダンパは1個の制御弁の電流値の大きさにより、減衰力の発生方向および大きさの両者を制御することができる。そのため、変位センサなどでダンパの伸縮方向を測定せずに制御を行うことができる。

なお、このダンパは、システム電源断時には現用パッシブダンパとほぼ同等の大きさの減衰力を発生する伸び効きダンパとなり¹¹⁾、このとき、既存パッシブダンパ使用時とほぼ同等の車体・台車振動となる。

2.3 制御則

制御則には、車両の力学モデルを使用せずに制御を行うスカイフック制御と、ノミナルモデルに基づくLQG制御則を適用した。それぞれのブロック線図を図4に示す。

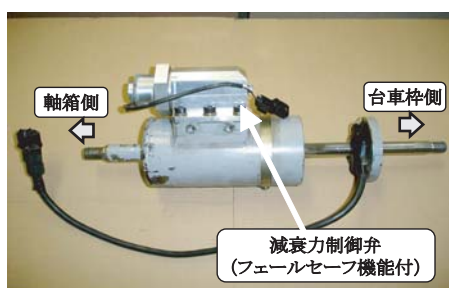


図2 可変減衰軸ダンパ

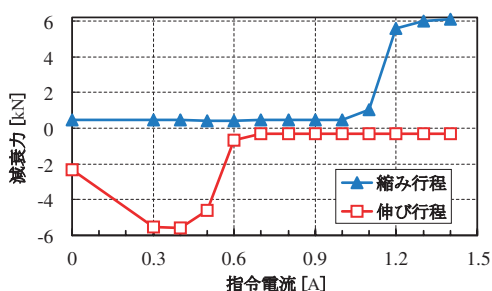


図3 可変減衰軸ダンパの減衰力特性

2.3.1 台車枠のスカイフック制御

台車枠の上下振動加速度を台車枠の振動モード別（上下並進，ピッチング）に分離・積分し、モード別の速度を計算する。そして、この速度に比例して逆向きの力をダンパで発生させることによって台車枠の振動を低減する（図4（a））。

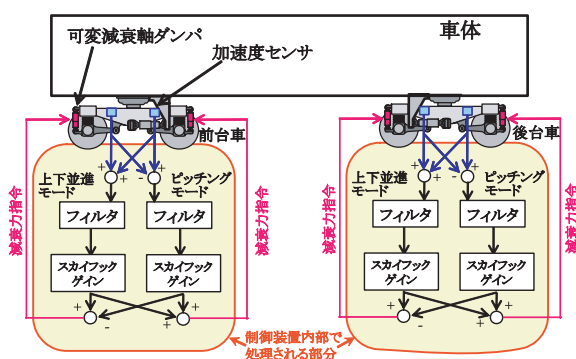
この手法は、車体の振動モードを考慮せずに台車の振動を低減するため、原理的には、制御側で乗客の乗車などによる車体の振動特性の変化を考慮する必要はない。

2.3.2 LQG 制御

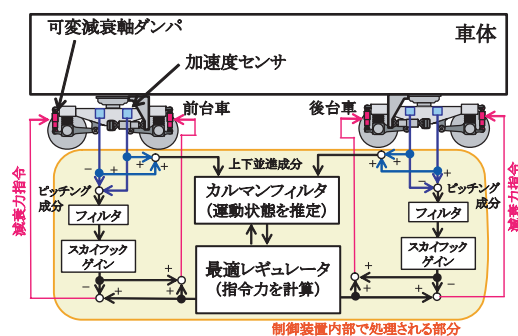
LQG制御則は、確率的最適制御と呼ばれる現代制御論の一つである。この制御則を用いると、車体の振動モードを考慮した制御を行えるため、選択的に車体の1次曲げ振動を低減することが可能になる。

なお、実用化のためには計算負荷を極力軽くすることが望ましい。そこで、これまでの走行試験で特に1次曲げ振動への影響が大きかった台車の上下並進モードについてのみLQG制御を行い、ピッチングモードについては前出のスカイフック制御を適用した（図4（b））。

LQG制御を行う際に使用した車両モデルを図5に示す。このモデルは、各台車の上下並進モード、および車体の上下並進、ピッチング、1次曲げモードを扱うことができる。ただし車体は、質量 m_B 、ピッチング慣性モーメント J_B とし、空気ばねによって2箇所支持されている両端自由の均一な弾性はりと仮定した。このようなモ



(a) 台車枠スカイフック制御



(b)LQG 制御

図4 制御アルゴリズム

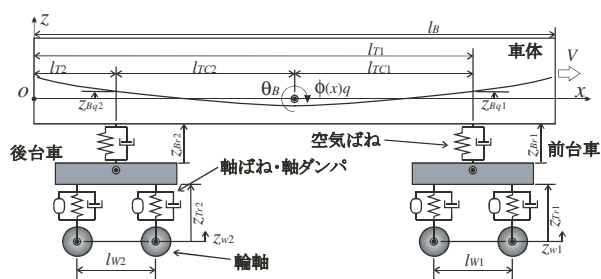


図5 LQG制御に使用した車両の5自由度モデル

デルに対して状態方程式を導出して、LQGコントローラを設計した（詳細については文献^{5, 11)}を参照）。

この制御則では、カルマンフィルタによって車両の状態量（車両がモデルに従って運動しているとした場合の各部の物理量）を推定し、最適レギュレータによってその推定した状態量から振動低減に最適な指令力を計算する。したがって、コントローラを設計する際に使用したモデル（ノミナルモデル）と実際の車両とのモデル化誤差が大きくなると制振性能が低下する可能性がある。特に本稿では、車体への質量付加による車体の振動特性の変化が予測されるため、この特性変化があった場合にもLQG制御による振動低減効果が得られるかどうか、検証を行う。

3. 車両試験台による実軌道走行模擬加振試験

3.1 試験条件

軸箱からの確定的な加振により車両の振動状況を調査するため、鉄道総研の新車両試験台にて加振試験を実施した。図6に試験風景を示す。

試験に使用した車体は、ダブルスキン構造の新幹線相当アルミ合金製車体で（図6 (a)）、車体長24.5m、車体質量約31tonである（空車時）。前後の台車は、同一形式の新幹線用台車であり、通常軸ダンパを可変減衰軸ダンパに交換して使用した（図6 (b)）。乗客が乗車した場合の車内の様子を図6 (c) に示す。試験車両のため、腰掛は脚、背もたれとも鉄製で、座ぶとんなどのクッションは設けられていない。乗客の着席姿勢は、靴底を床面に付け、背中を腰掛の背もたれにつけた状態とした。

乗客による車体振動特性への影響に関する調査は、単純な質量（鉄塊）と乗客が乗車した場合の相違、および人数（質量の大きさ）の相違による車体振動の変化の傾向を把握することに配慮して、表1に示す5パターンの車両条件で加振試験を実施した。このときの、乗客の乗車位置およびその質量（体重は自己申告に基づく）を図7に示す。この車両の腰掛は、通常の新幹線のリクライニングシートとは異なる試験用であり、図7に示すような幅を持ち、腰掛1列あたりの定員が特に定められてい



(a) 車両試験台試験風景



(b) 試験車両の台車に設置した可変減衰軸ダンパ



(c) 乗客が乗車した際の車内の様子

図6 車両試験台試験風景

表1 車両の荷重条件

No	積載したもの	積載量	積載質量
1	なし（空車）	—	0 kg
2	乗客	23名	1258 kg
3		43名	2823 kg
4	鉄塊	23名相当	1380 kg
5		43名相当	2760 kg

ない。そこで、腰掛の幅を考慮して、基本的に腰掛1列あたり1名+2名の乗客配置とした。なお、乗客の代わりに鉄塊を積載する場合は、各乗客の着席位置（腰掛の座面）に、ほぼ乗客に相当する質量の鉄塊を置いた。ただし、質量の調整は約15kg単位（鉄塊1個あたりの質量）で行ったため、乗客乗車と鉄塊積載の場合とで、質量には多少の差がある。

実走行を模擬する加振外乱は、新幹線電車の走行試験で得た軸箱上下振動加速度より上下およびロール成分について作成し、315km/h走行に相当する位相差で各軸を加振した。ただし、車両試験台の加振振幅制限のため、振幅を実走行時の0.9倍とした。

特集：車両技術

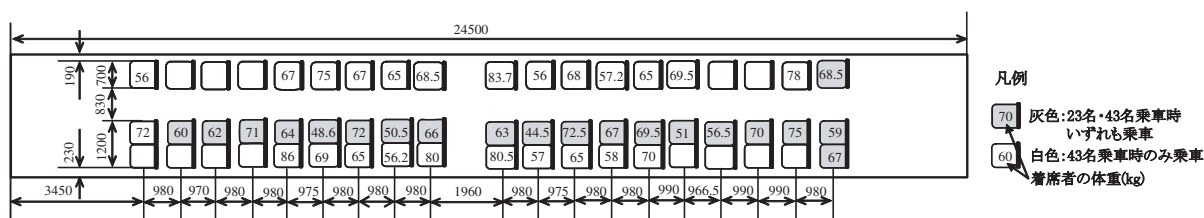


図7 乗客の乗車位置と質量

3.2 非制御時の乗客による車体振動への影響

まず、可変減衰軸ダンパの制御を行わずに、乗客が乗車したことによる車両振動への影響について確認した。

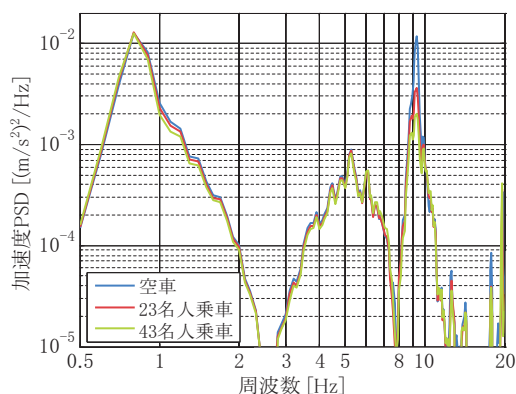
乗客および鉄塊を積載した場合の車両の上下振動加速度パワースペクトル密度 (PSD) を図8に示す。空車時の車体中央では、車体1次曲げ振動による加速度 PSD ピークが9Hz付近に見られる(図8 (a) (b) 青線)。乗客が乗車した場合は、乗車人数の増加に伴いこの PSD ピークの高さが低下するが、ピーク周波数の変化は非常に小さいことがわかる(図8 (a) 赤線, 緑線)。一方、乗客相当の質量を有する鉄塊を積載した場合にもピーク高さが低下するが(図8 (b) 赤線, 緑線)、鉄塊の積載量を増加させても PSD ピークの高さはあまり変化が見られなかった。また、図8 (a) と比較して鉄塊積載時にはピーク周波数が低周波側に移動することがわかる。これらの傾向は、過去に実施された試験例⁷⁾ と概ね一致している。この結果は、文献⁹⁾ で説明されているとおり、乗客が乗車した場合は、乗客自身が持つ質量・ばね・減衰特性により動吸振器の効果があるのに対し、鉄塊積載の場合は車体に対する質量増としてのみ作用するためと考えられる。

なお、このときの台車枠の上下振動加速度 PSD を図8 (c) に示す。乗客や鉄塊を積載しても台車側の振動の変化はほとんど観測されないことから、台車枠の上下振動は、20～40名程度の乗車人数では付加質量の影響をほとんど受けないものと考えられる。

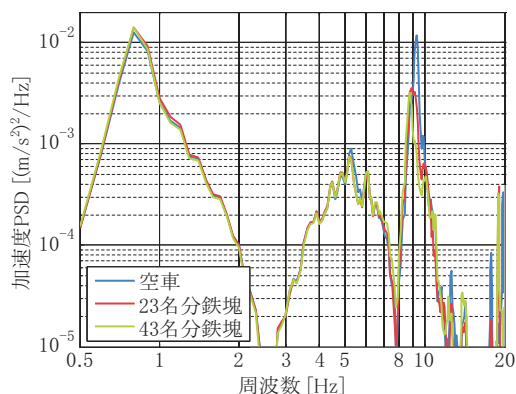
3.3 乗客による制振性能への影響

乗客が乗車した場合、しない場合それぞれについて、2種類の制御則を適用したときの車両の加振試験結果を図9、および図10に制御則別に示す。

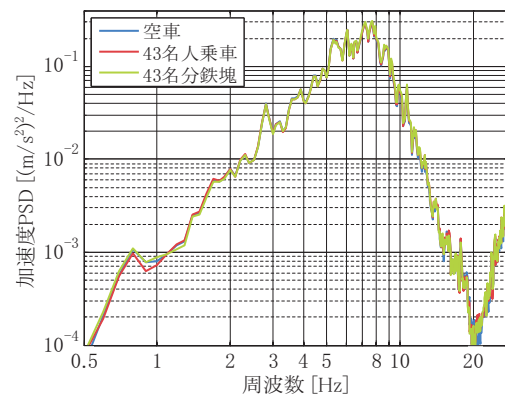
空車時および43名乗車時にスカイフック制御を行うと(図9 (a) 赤線, 橙線)、いずれの場合についても制御なし(青線, 緑線)に対して制御ありの方が9Hz付近の車体1次曲げ振動による加速度 PSD ピーク値が減少した。その際、他の周波数帯で制御による振動増加はみられなかった。また、空車時の制御ありと、43名乗車時の制御ありを比較した場合、すべての周波数帯で後者の PSD が前者のそれを上回ることがなく、乗客が乗車することによる制振効果の低下はみられなかった。



(a) 乗客が乗車した場合の車体中央上下



(b) 鉄塊を積載した場合の車体中央上下



(c) 後位側台車枠の上下並進成分

図8 制御なしの場合の上下振動加速度 PSD の比較

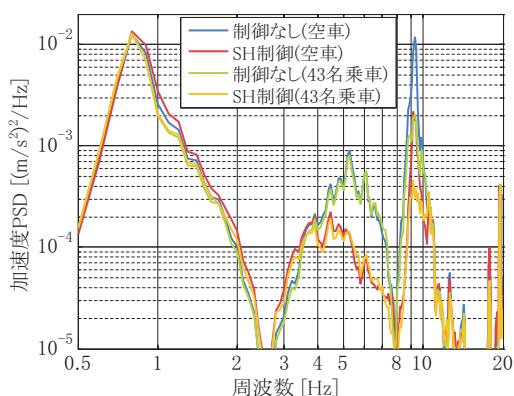
空車時および43名分の鉄塊積載時にスカイフック制御を行った場合についても(図9 (b)), 乗客が乗車した場合と概ね同様の傾向であった。ただし、鉄塊を積載した場合、車体曲げ振動による9Hz付近のピーク値がやや低

い周波数に移動するため、主たる制御対象である9Hz付近のピークの傍の8～9Hz付近で振動が増加した。

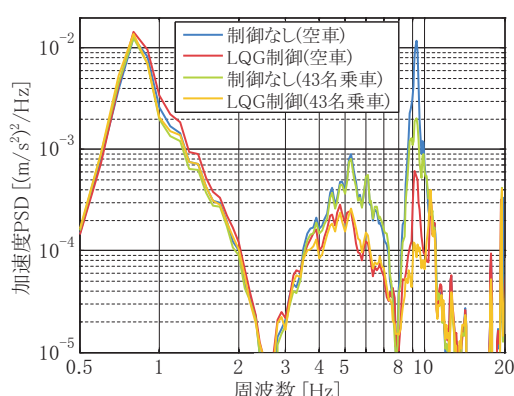
次に、LQG制御を適用した場合の結果を図10に示す。LQG制御は、車両のノミナルモデルを使用した制御により車体の1次曲げ振動を選択的に低減する効果がある。図9(a)と図10(a)を比較すると、LQG制御による9Hz付近のピーク値低減効果はスカイフック制御より大きいことがわかる。また、乗客が乗車した際に、ノミナルモデルでは考慮されていない乗客の動特性による車体への減衰付与効果や、微妙な固有振動数の変化などが、制御に悪影響を与えることが懸念された。しかし、図10(a)

より、空車時、43名乗車時いずれについても制御によって9Hz付近のPSDピーク値、およびその他の周波数帯の振動が低減され、また、43名乗車時の制御ありの加速度PSDが空車時の制御ありの加速度PSDを下回っていることから、乗客による制御への悪影響はほぼ無いと考えられる。

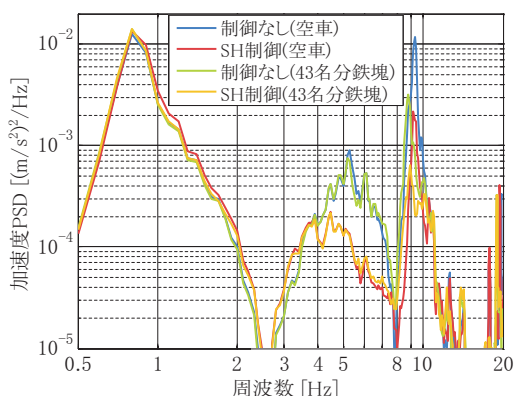
一方、空車時および43名分の鉄塊積載時にLQG制御を行った場合、空車時同士、および鉄塊積載時同士を比較すると、制御により9Hz付近のPSD低減効果が得られ、かつその他の周波数帯で制御による振動増加が見られなかった。ただし、鉄塊を積載した場合、スカイフック



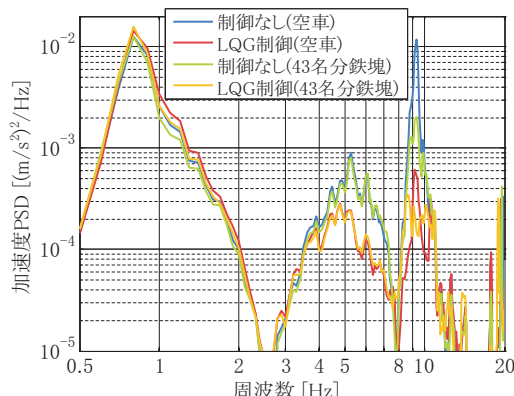
(a) 乗客が乗車した場合の車体中央上下



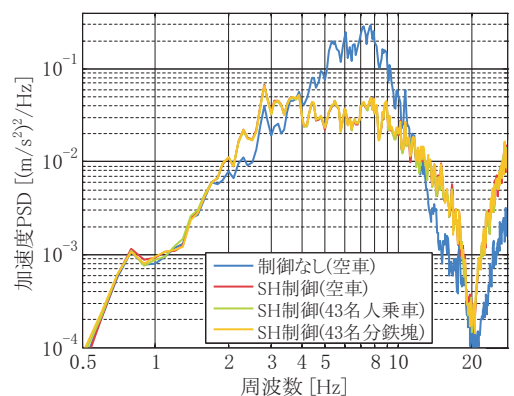
(a) 乗客が乗車した場合の車体中央上下



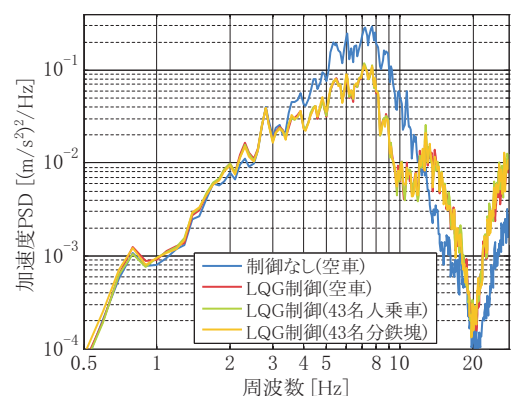
(b) 鉄塊を積載した場合の車体中央上下



(b) 鉄塊を積載した場合の車体中央上下



(c) 後位側台車枠の上下並進成分



(c) 後位側台車枠の上下並進成分

図9 スカイフック(SH)制御時の上下振動加速度PSDの比較

図10 LQG制御時の上下振動加速度PSDの比較

特集：車両技術

ク制御時と同様に主たる制御対象である9Hz付近のピークの傍の8～9Hz付近で振動が増加し、その相違はスカイフック制御時より顕著になった。

これは、ここで用いたLQGコントローラが、乗客を考慮しないノミナルモデルに従って、9Hz付近に存在する車両の1次曲げ振動を選択的に低減するよう設計されているため、鉄塊積載により車体の固有振動数が変化することがモデル化誤差となり、本来の性能を発揮できていないことによるものと考えられる。

なお、図9(c)、10(c)より、いずれの制御則を適用した場合にも、乗客や鉄塊の積載の有無による制御時の台車振動の変化はほとんどみられなかった。今回の乗車人員が着席定員の半分程度であったため、定員乗車時の場合については改めて確認すべきであるが、乗客の有無による車体の曲げ振動への影響を検討する際には、車体支持装置の特性変化(例えば空気ばね内圧の上昇に伴うばね特性の変化など)を考慮しなくてもよい可能性がある。

4. まとめ

本稿では、乗客の有無による上下制振システムの振動低減効果への影響を調査するため、新幹線相当車両に可変減衰軸ダンパを用いた制振システムを適用し、車両試験台において乗客を乗車させた状態で加振試験を実施した。その結果、以下の知見を得た。

- 乗客が乗車した場合、1次曲げ振動による車体の振動加速度PSDピークの高さが低下するが、周波数はほとんど変化しない。この状態で1次ばね系の制振制御を行うと、台車枠のスカイフック制御、および車両のノミナルモデルに基づいたLQG制御則のいずれによっても良好な振動低減効果が得られた。
- 鉄塊を積載した場合、1次曲げ振動による車体の振動加速度PSDピークの周波数が低くなる。この状態で1次ばね系の制振制御を行うと、いずれの制御則によってもごく一部の周波数帯でやや振動低減効果が低下することがあり、とくにスカイフック制御則よりもLQG制御則の方がその傾向が強かった。
- 前記の2種類の制御則を用いた場合、制御時の台車枠上下振動加速度PSDは乗客や鉄塊の積載の影響をほとんど受けない。乗客の有無による車体の曲げ振動への影響を検討する際には、車体支持装置の特性変化を考慮しなくてもよい可能性がある。

以上の結果から、1次ばね系の減衰制御システムを適用する際、車体への付加質量が乗客である場合には、その影響による車体の振動特性の変化を考慮せずに制振制

御を行っても概ね問題はないと考えられる。

なお、乗客を考慮した車両のモデルを用いた1次ばね系の減衰制御システムの振動低減効果を検討するためのシミュレーションを別途実施している¹²⁾。今回実施できなかった定員乗車時の性能評価等については、このシミュレーションによって実施する予定である。

謝辞

本試験実施にあたり、多大なご協力を頂いた東日本旅客鉄道(株)、日立オートモティブシステムズ(株)の関係各位に心より感謝の意を表する。

文献

- 1) 佐々木君章ほか：鉄道車両用セミアクティブサスペンション、鉄道総研報告、Vol.10, No.5, pp.25-30, 1996
- 2) 小泉智志：鉄道車両の乗り心地向上のためのアクティブ制御技術、計測と制御、Vol.45, No.9, pp.779-784, 2006
- 3) 鈴木康文ほか：車体の曲げ振動解析－車体曲げ剛性と振動乗り心地に関する一考察－、鉄道総研報告、Vol.3, No.2, pp.44-50, 1989
- 4) 富岡隆弘：鉄道車両の車体曲げ振動の解析と低減技術、車両技術、No.231, pp.96-106, 2006
- 5) 菅原能生ほか：鉄道車両の1次ばね系の減衰制御による上下振動低減(新幹線電車による高速走行試験結果)、日本機械学会論文集(C編)、Vol.74, No.741, pp.1222-1230, 2008
- 6) 兼田哲男ほか：人体が車両構体の振動に及ぼす影響に関する研究、日本機械学会関西支部第75期定時総会講演会講演論文集、No.004-1, pp.29-30, 2000
- 7) 富岡隆弘ほか：乗客重量が鉄道車両の車体振動に与える影響、日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会講演論文集(D&D 2001)、講演番号712, 2001
- 8) 富岡隆弘：旅客の乗車で車体振動が変る、RRR、Vol.66, No.7, pp.18-21, 2009
- 9) 遠竹隆行ほか：乗客質量と弾性車体との連成振動を考慮した鉄道車両の運動解析、日本機械学会論文集(C編)、Vol.72, No.716, pp.1115-1121, 2006
- 10) 木村隆：セミアクティブサスペンションシステムの開発、自動車技術、Vol.58, No.4, pp.76-80, 2004
- 11) 菅原能生ほか：鉄道車両の1次ばね系の減衰制御による上下振動低減(フェールセーフ機能統合型減衰力制御弁による走行試験結果)、平成21年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集、pp.59-61
- 12) 小金井玲子ほか：旅客乗車時の車両モデルの検証と制振効果の確認、日本機械学会交通・物流部門講演会講演論文集(Translog 2010)、講演番号2204, 2010