

空気ばね並列油圧ダンパの減衰力制御による車体上下振動低減

菅原 能生* 小島 崇**
風戸 昭人** 森下 隼人**

Suppression of Vertical Vibration of Railway Vehicles by Damping Control of Secondary Vertical Oil Damper

Yoshiki SUGAHARA Takashi KOJIMA
Akihito KAZATO Hayato MORISHITA

To improve ride comfort of railway vehicles running on the track with large irregularity, the suppression of vertical rigid-body-mode vibration is important. For suppressing this vibration, the secondary suspension damping force control system with variable vertical damper is being developed. This paper reports the results of running test carried out applying this system to meter-gauged railway vehicle. The control algorithm which controls variable damper is based on sky-hook control theory. The results of vehicle running tests on the local line demonstrate that this system can reduce PSD peak value of vertical vibration acceleration in the rigid body mode to about 20%, and can also reduce the bending mode vibration of car body simultaneously.

キーワード：鉄道車両，可変減衰ダンパ，空気ばね，振動制御

1. はじめに

軌道不整が小さい線区を走行する車両（新幹線電車など）の上下方向の振動乗り心地向上のためには、車体の1次曲げ振動を主体とする弾性振動の低減を必要とする場合が多い¹⁾。そのため、この振動の低減を目的とした様々な手法が提案されている^{2, 3)}。

しかし、在来線の軌道保守条件があまり厳しくない区間を走行する車両では、レールの継ぎ目落ちや軌道不整に起因する車体の上下剛体モード（上下並進、ピッチング）の振動が乗り心地に対して支配的であることが多い。このような線区は、一般に断面輸送密度が低いことが多く、軌道の整備状況の向上によって乗り心地向上を行うことはコスト的に困難である場合が多い。

また、新幹線電車や在来線特急電車においても、制御技術の導入等により車体の曲げ振動が大幅に低減された場合は、車体の上下剛体モードの乗り心地に対する寄与が相対的に大きくなる傾向が見られる⁴⁾。したがって、さらなる上下振動乗り心地の向上を図るためには、車体の弾性振動だけではなく剛体モードの振動低減が必要になると考えられる。

このような振動を低減するために、これまでにアクティブサスペンションによる方法⁵⁾や、空気ばねの減衰制御による方法⁶⁾が提案・試験されている。前者は優れた制振性能を有するもののコスト的に不利であること、

後者はコスト面および既存車両に対する適用性が優れているものの、制振性能面で向上の余地があると考えられる。そこで、制振制御システムのコストと制振性能をバランスよく両立させる手法の一つとして、空気ばねと並列に取り付ける可変減衰油圧ダンパ（以下、可変減衰上下動ダンパと記す）を制御する方法について実用化を目的とする研究を行い、装置を開発した。

本稿では、可変減衰上下動ダンパによる車体制振制御システムの概要および走行試験結果について述べ、このシステムが有効に機能し、車体の振動を低減し効果的に乗り心地を向上できることを示す。

2. 制振システムの構成

2.1 全体構成

新たに開発した制振システムの構成を図1に示す。制御に用いる可変減衰上下動ダンパは同図に示すように空気ばねと並列に取り付け、1両あたり4本使用する。

制御装置は、1車両あたり1台搭載し、加速度センサ

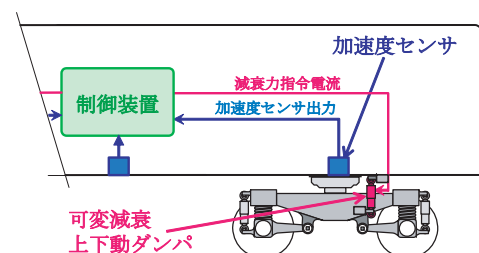


図1 可変減衰上下動ダンパによる制振システム

* 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：鉄道車両技術

によって得られた車体上下振動加速度から、振動低減に必要となるダンパの減衰力目標値を計算し、ダンパへ指令電流を供給する。加速度センサの個数および車体への設置位置は、制御対象とする車体の振動モードの数と種類によって異なるが、概ね2～4個で行う。

なお、可変減衰上下動ダンパの減衰制御性能を最大限に活用するため、本システム使用時には、空気ばねに減衰作用を付加するための固定絞りを（通常は空気ばね内部に設置）を取り外して使用することが望ましい。

2.2 可変減衰上下動ダンパ

開発した可変減衰上下動ダンパを図2に示す。ダンパには、減衰力を制御するための“減衰力制御弁”と、システム電源が切れたときに通常の空気ばね車両と比較的近い乗り心地となるような減衰性能にするための“フェールセーフ弁”が装備されている。本ダンパの最大減衰力は約6kN、取り付け寸法は409mmである。

本ダンパは、ボルスタレス台車に取り付けるため、ダンパの取り付け部は球面軸受とし、台車・車体の左右相対変位および台車の旋回を許容するよう配慮した。既存車両に対して本ダンパを適用する際には、後述する図5のように、台車枠と車体にそれぞれダンパ受けを設置することにより搭載が可能になる。

ダンパのピストン速度を一定とした場合の指令電流－減衰力特性を図3 (a) に示す。このダンパの減衰制御機構には、反転式と呼ばれる減衰力制御弁を採用した⁷⁾。これにより、ダンパに対して負の減衰係数が要求されるときには最小減衰になる機能（Karnoppの近似則⁸⁾）を制御弁自体の作用として実現した⁴⁾。

指令電流を一定としたときの可変減衰上下動ダンパのピストン速度－減衰力特性を図3 (b) に示す。最小減衰（図中●印）と最大減衰（図中■印）の間の領域が減衰力可変範囲である。ごく低速のピストン速度領域を除いて5kN程度の可変範囲を有している。なお、図中に“パッシブダンパ”として表記しているのは、後述する走行試験対象車両にもともと取り付けられていたパッシブ上下動ダンパの特性である。本システムはフェールセーフ性を考慮し、システム電源断の際にはこのダンパに近い減衰力特性となるように設計・製作を行った。

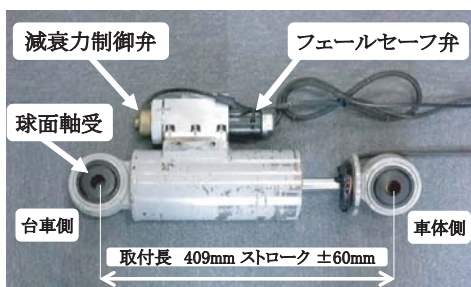


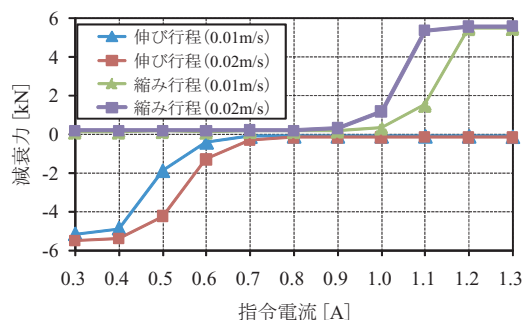
図2 可変減衰上下動ダンパ

また、減衰力制御弁のほかに安全弁に相当するリリーフ弁をダンパに内蔵し、減衰力制御弁が故障した場合でも6kN程度で油圧がリリーフするよう構成した。

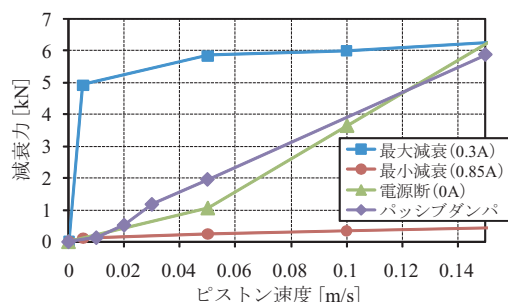
2.3 制御則

ダンパの制御則には様々なものが考えられるが、本システムは剛体モードの振動（車体の2次ばね（空気ばね）と車体で構成される系の固有振動）の低減を主目的としているため、比較的単純な構造で計算負荷が軽く、パラメータ調整が容易なスカイフック制御則を適用した。制御ブロック線図を図4に示す。

車体に搭載した加速度センサから得た振動加速度を、各振動モードの成分に分解した後にフィルタで積分して、モードごとの振動速度を算出する。この振動速度にスカイフックゲインを乗じて振動モードごとのスカイフック力（減衰力指令値）を計算し、これを可変減衰上下動ダンパへ指令する。



(a) 電流-減衰力特性



(b) ピストン速度-減衰力特性

図3 可変減衰上下動ダンパの減衰力特性

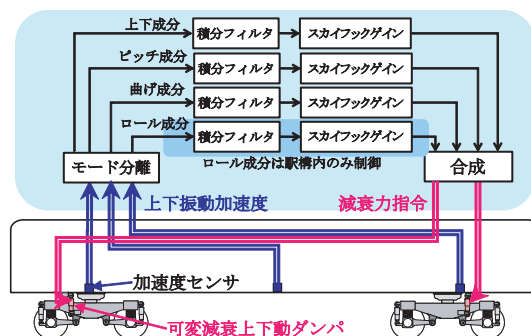


図4 制御アルゴリズム

3. 走行試験による検証

3.1 試験条件

本システムの性能を検証するため、西日本旅客鉄道(株)の協力を得て在来線において走行試験を実施した。使用した車両は、車体長20m、台車中心間距離13.8mの近郊型通勤電車相当の試験車両である。可変減衰上下動ダンパの実車への取り付け状況を図5に示す。今回の走行試験においては、ダンパの減衰制御性能を最大限に利用するため、空気ばね内部の固定絞りを取り外し、2次ばね系の減衰はほぼすべて可変減衰上下動ダンパが負担するようにした。

走行試験は、軌道不整の大小や車両の走行速度の差異による車体の振動、乗り心地、および制御による振動低減・乗り心地向上効果を確認するため、軌道の整備状況の異なる複数の線区で実施した。

制御パラメータの調整手順は、同一区間を同一速度で数回走行し、上下並進、ピッチング、1次曲げ、ローリングの振動モードごとにそれぞれスカイフック制御のパラメータを調整したうえで、それらを組み合わせて複数のモードの振動制御の調整を行った。また、制御パラメータは、軌道不整が大きく振動の顕著な線区で調整を行い、軌道不整が小さい線区では、その制御が乗り心地に対して悪影響を与えないか確認を行った。

本稿では、代表的な制御の例として、表1に示す制御パターンで試験を実施した結果について報告する。このうち特に、組合せ制御BおよびB'は、台車直上の車体床面に加えて車体中央に設置した加速度センサを使用して、車体の1次曲げ振動を考慮した制御を行うものである。

また、組合せ制御B'は、基本的に制御Bと同等で、走行速度50km/h以下でロール制御を行うものである。これは、通常の走行速度(50km/h以上)では、ロールモードの振動に比較して、上下並進、ピッチング、および曲げモードの振動の方が支配的であるため、駅構内などの低速走行時に限りロールモードの制御を行うものである。

なお、走行試験結果の評価区間は、軌道状態や走行速度の相違により車両の振動状態が異なる表2に示す4種類とした。

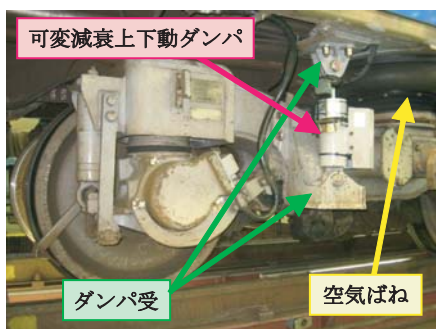


図5 可変減衰上下動ダンパの実車への取付け状況

3.2 軌道不整が大きい線区での走行試験結果

走行試験区間のうち、特に車体の剛体モードの振動が大きい区間(表2の区間a、走行速度62km/h)の車体の後位台車直上および中央の上下振動加速度パワースペクトル密度(PSD)を図6に示す。1.5Hz付近に上下並進成分を主体とした振動による加速度PSDのピークがみられるが、上下動ダンパを制御することにより(組合せ制御B)このピーク値が約1/5に減少した。その結果、乗り心地評価指標である L_T 値⁹⁾は後位台車直上で3.8dB、車体中央で3.5dB減少した(図中に L_T 値の差を ΔL_T と表示)。 L_T は、値が小さいほど乗り心地がよいことを示し、3~5dB値が異なると乗り心地の違いを体感できるとされている¹⁰⁾ことから、明らかな乗り心地向上効果が得られたといえる。

次に、車体の剛体モードの振動に加えて曲げ振動も顕著な区間(表2の区間b、走行速度83km/h)の車体上下振動加速度PSDを図7に示す。この区間では、1.5Hz付近に上下並進成分を主体とした振動、および1.9Hz付近にピッチング成分を主体とした振動による加速度PSDのピークが観測される他に、9Hz付近に車体の曲げ振動によるピークがみられる。剛体モードのみ制御を行うと(図7の組合せ制御A)1.5Hzおよび1.9Hzのピークが低減されるが、9Hz付近の振動の低減効果はそれほど大きくない。しかし、剛体モードに加えて車体1次曲げ振動についても制御を行うと(組合せ制御B)、1~2Hz付近の振動低減効果を維持しながら、9Hzの曲げ振動によるピークを約1/10に低減する効果が得られた。

制振システムによる乗り心地向上効果を確認するため、振動加速度PSDに乗り心地フィルタをかけて感覚補正し、オクターブバンドごとに積分した結果を図8に示す。同図より、台車直上では2Hz帯の振動成分の割合が大きく、組合せ制御Aによってこの成分が半減したため、 L_T

表1 制御パターン(制御なし含む)と制御対象モード

条件種別名	上下並進	ピッチング	曲げ	ロール
組合せ制御A	○	○		
組合せ制御B	○	○	○	
組合せ制御B'	○	○	○	※
ダンパなし	空気ばね(固定絞りがり)のみ(現状)			
パッシブC40	パッシブ上下動ダンパ(c=40kN(m/s))			

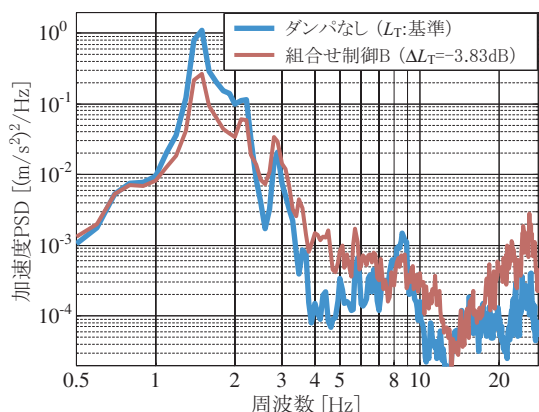
○：制御あり
 ※：走行速度50km/h以下で制御あり

表2 走行試験の評価区間

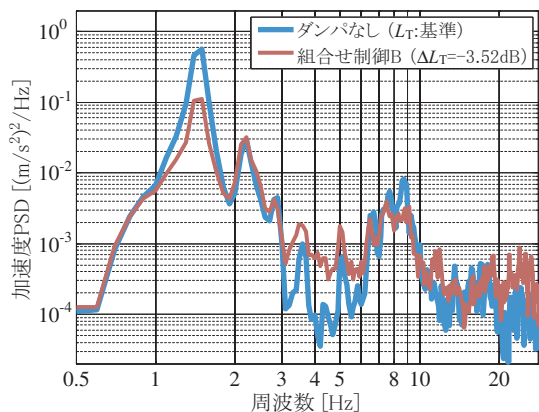
記号	線区	走行速度	線形	備考
a	1	62 km/h	曲線	剛体モードの振動が主
b	1	83 km/h	直線主体	全体的に振動が大きい
c	2	103 km/h	直線主体	橋梁を含む
d	2	42 km/h	駅構内	ロール振動が顕著

線区1：軌道不整が比較的大きい線区
 線区2：軌道不整が比較的小さい線区

特集：鉄道車両技術



(a) 後位台車直上

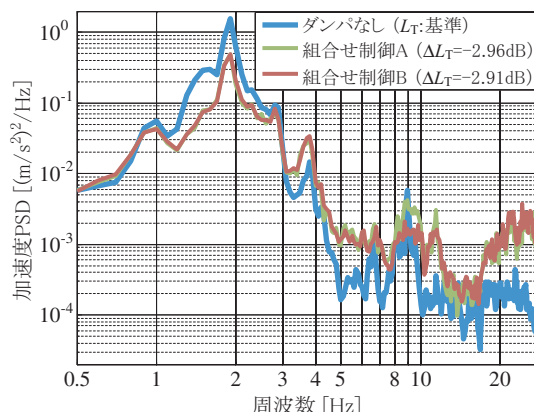


(b) 車体中央

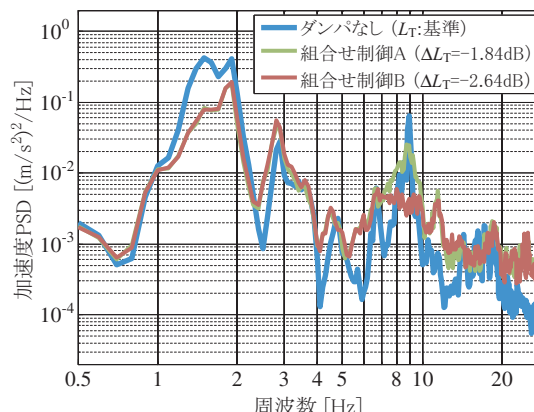
図6 制御の有無による車体床面上下振動加速度（走行速度 62km/h, 区間 a）

値を低減できたことがわかる。一方、車体中央は、制御によって1~2Hz帯の成分が減少し L_T 値を低減することができたが、8Hz帯の成分が若干増加した。そこで、車体の剛体モードに加えて曲げモードの振動制御を行うと（組合せ制御B）、8Hz帯の感覚補正振動加速度パワーが約1/2に低減され、車体中央における L_T 値低減効果は1.8dBから2.6dBに高まり、車体中央の乗り心地をより効果的に向上することができた。

以上に述べた結果は、走行試験区間のうちのある特定の区間における評価である。それに対し、走行試験区間全体での乗り心地向上効果を評価するため、短時間 L_T 値を計算した。短時間 L_T 値とは、 L_T 値の評価時間（通常は 3 ± 2 分）をより短くとったもので、特定の短い区間の振動乗り心地を評価する際に用いられることがある。台車直上および車体中央における30秒間の短時間 L_T 値を、走行試験区間全体（約50km）に対して計算した結果を図9に示す。制御を行うことにより全区間において短時間 L_T 値が減少し、特に後位台車直上では概ね3dB、車体中央では2.5dB程度の L_T 値低減効果がみられ、本システムが走行速度や区間によらず安定した乗り心地向上効果を発揮していることがわかる。

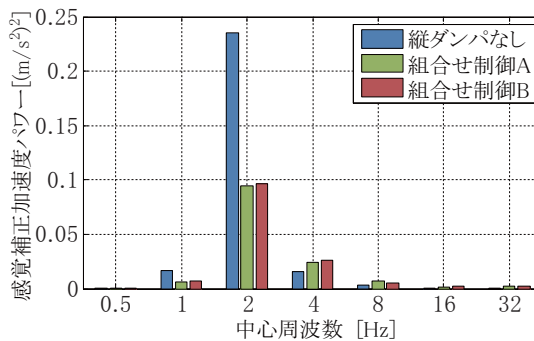


(a) 後位台車直上

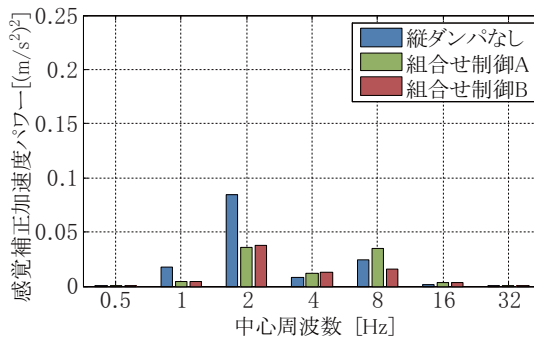


(b) 車体中央

図7 制御の有無による車体床面上下振動加速度（走行速度 83km/h, 区間 b）



(a) 後位台車直上



(b) 車体中央

図8 制御の有無による感覚補正上下振動加速度（走行速度 83km/h, 区間 b）

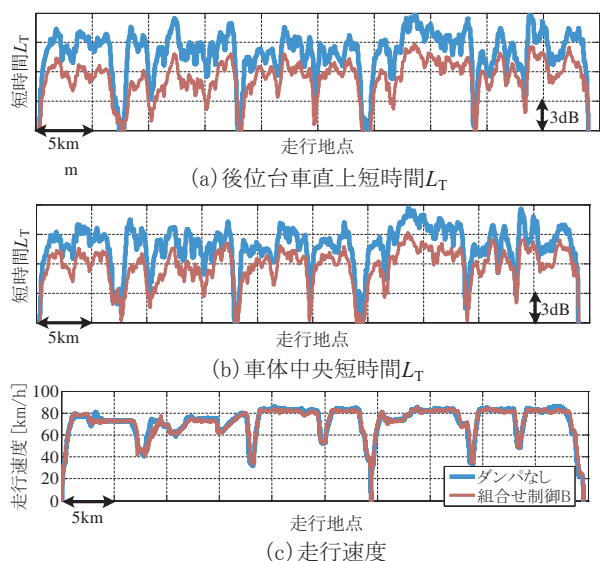


図9 制御の有無による走行区間全線の短時間 L_T の比較

3.3 軌道不整が小さい線区での走行試験結果

制御パラメータの変更を行うことなく、軌道不整の大きい線区と小さい線区を直通走行した場合を想定した試験として、軌道不整の大きい線区において優れた振動低減効果が得られる制御パラメータをそのまま用いて軌道不整が小さい線区を走行する試験を実施した。

図10に、橋梁を含む直線主体の区間を速度103km/hで走行した場合の車体上下振動加速度 PSD を示す。なお、軌道不整が小さい線区の評価区間では、車両の進行後位側より前位側の方が振動が大きく乗り心地が悪くなる傾向が見られたため、前節と異なり、後位台車直上ではなく前位台車直上を評価点とした。

前位台車直上では、1～2Hzの剛体モードによる振動加速度 PSD ピーク値が制御により 1/5 程度に低減され、 L_T 値は約2.5dB 低減された。一方、車体中央では2～8Hzの周波数帯で振動が微増し、大きな L_T 値低減効果は得られなかった。これは、車体中央部では剛体モードの振動成分が比較的小さいことによる。ただし、図11に示すように、この区間では車体中央と比較して前位台車直上の L_T 値が3dB程度大きく、車体中央よりも前位台車直上の方が乗り心地を向上する必要性が高いと考えられる。制御によりこの部位の乗り心地が向上され、部位の違いによる乗り心地の差を縮小する効果が得られたと言える。

3.4 駅構内におけるロール振動の低減

駅構内などで、分岐器や局所的に軌道不整の大きい区間を通過した際に比較的大きな車体ロール振動が発生することがある。このような場合に、本システムによりロール振動を低減できるかどうか試験を実施した。

図12に、ある駅の構内を速度42km/hで走行した際の車体ロール振動角速度、ダンパピストン速度、およびダ

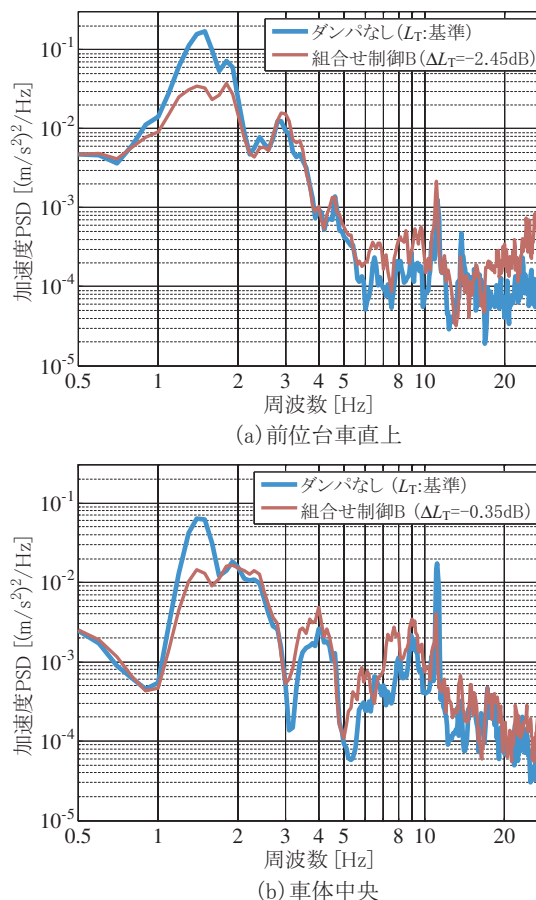


図10 制御の有無による車体床面上振動加速度（走行速度 103km/h, 区間c）

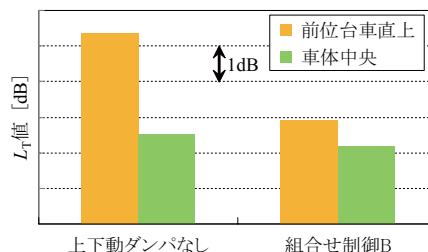


図11 車両の部位による L_T 値の違い（走行速度 103km/h, 区間c）

ンパ減衰力を示す。上下動ダンパなしの場合と比較し、ダンパを制御することにより（組合せ制御B'），ロール角速度の振幅値が約60%に低減された。可変減衰上下動ダンパの代わりに、パッシブ上下動ダンパを取り付けた場合の結果を図12に併記した（図中、C40）。単にパッシブダンパを取り付けただけではこのロール振動はほとんど低減できないことがわかる。上下動ダンパを制御した場合はピストン速度が非常に低い場合（0.05m/s以下）でも大きな減衰力（5kN程度）を発生させることができるが、パッシブダンパによって同様の効果を得ようとすると非常に大きな減衰係数（200kN/(m/s)程度）が必要となり、これは現実的ではない。したがって、図12に緑

特集：鉄道車両技術

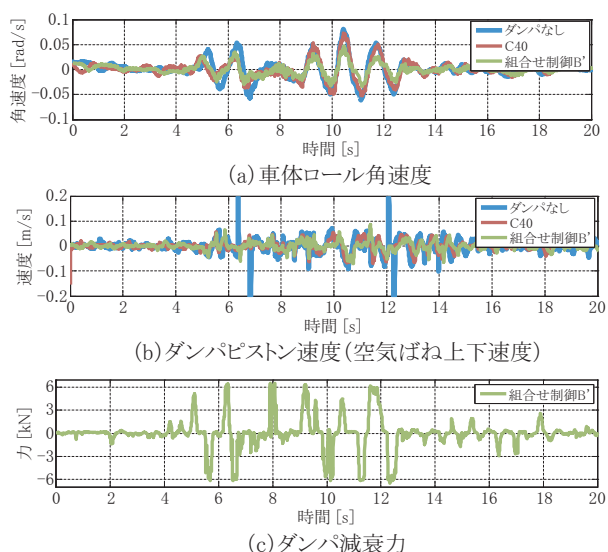


図12 制御による駅構内でのロール振動低減効(走行速度42km/h, 区間d)

色線(組合せ制御B')で示したようなロール振動低減効果を得るためには、パッシブダンパではなくダンパの減衰力を制御することが必須になると考えられる。

4. まとめ

本稿では、空気ばねと並列に取り付ける可変減衰上下動ダンパの減衰力制御により、車体の剛体モードを主体とする上下振動を低減し、乗り心地を向上させる手法について述べた。実際に装置を開発し、走行試験を実施した結果、下記の知見が得られた。

- 軌道不整の大きい線区での走行試験では、本システムにより剛体モード振動の上下加速度PSDピーク値が大幅に低減され、乗り心地向上効果が得られる。今回の走行試験においては、PSDピーク値は約1/5に低減され、台車直上の L_T 値で最大3.8dB程度の乗り心地向上効果が得られた。
- 本システムにおいて、台車直上に加えて車体中央の加速度センサを使用することにより、車体の1次曲げ振動を低減することができる。今回の走行試験では、軌道不整の大きい線区において、車体中央部の曲げ振動による加速度PSDピーク値を最大で約1/10に低減する効果が得られた。
- 軌道不整の大きい線区では、本装置は走行区間や速度によらず安定した振動低減効果が得られ、走行試験区間全線にわたり短時間 L_T 値を低減できる。
- 軌道不整の大きい線区で優れた乗り心地向上効果が得られる制御パラメータを用いて軌道不整の小さい線区を走行した結果、剛体モードの振動が主体となっている箇所の振動が低減される。
- 駅構内での分岐器通過等により発生するロール振動

を低減できる。今回の走行試験では、角速度振幅値で約60%の振動低減効果が得られた。

以上のように、走行試験によって本装置が実際の鉄道車両に対して有効に機能し、大幅な乗り心地向上効果が確認できたことを踏まえ、現在、本システムの営業車両への搭載を前提とした技術開発を進めている。例えば、そのうちのひとつとして、可変減衰上下動ダンパの減衰力制御弁とフェールセーフ弁の機能を統合した制御弁の開発を進めており、これにより部品点数削減による低コスト化・信頼性向上が期待できる。今後、ダンパの動作耐久試験や営業車両へ搭載が可能な車載用制御装置の開発等を実施し、本装置の早期実用化を図りたいと考えている。

謝辞

走行試験実施にあたり、多大なご協力を頂いた西日本旅客鉄道(株)、可変減衰上下動ダンパの開発にご尽力頂いた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) 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
- 2) 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
- 3) 菅原能生ほか：制振制御技術(その2), R&m, Vol.17, No.2, pp.53-56, 2009
- 4) 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
- 5) 上林賢治郎ほか：アクティブ制振制御装置の開発, J-Rail'98 講演論文集, pp.499-502, 1998
- 6) 風戸昭人ほか：絞り制御弁内蔵型空気ばねを用いた鉄道車両の車体上下振動低減, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.40, No.6, pp.103-110, 2009
- 7) 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
- 8) D. Karnopp, et al., Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Engineering for Industry*, Vol.96, No.2, pp.619-626, 1974.
- 9) 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, 日本機械学会論文集(C編), Vol.52, No.481, pp.2405-2408, 1986
- 10) 山崎和秀ほか：乗心地評価法の研究, 鉄道労働科学, No.36, pp.57-73, 1982