

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

菅原 能生* 風戸 昭人**
 小金井 玲子* 富岡 隆弘*

Suppression of Vertical Vibration in Railway Vehicles by Damping Control of Axle Dampers and Air Springs

Yoshiki SUGAHARA Akihito KAZATO
 Reiko KOGANEI Takahiro TOMIOKA

In order to improve the ride comfort of railway vehicles, suppression of vertical bending vibration as well as rigidbody vibration of carbody becomes essential. In this paper, the authors propose a system which aims to reduce the bending and rigid vibration simultaneously by introducing damping control devices in the primary and secondary suspension. The system is composed of a damping control system of axle dampers and that of air springs; the former one is applied for suppressing the first mode bending vibration, the latter one for suppressing the rigid mode vibration. As the results of the excitation tests at a rolling stock test plant and the running tests on Sanyo-Shinkansen line, we show that the control method effectively reduces the vertical vibration acceleration of the carbody floor.

キーワード：鉄道車両，可変減衰ダンパ，軸ダンパ，空気ばね，振動制御，弾性振動

1. 緒言

一般に、鉄道車両の上下振動乗り心地向上のためには、車体1次曲げ振動を主体とする弾性振動の低減が重要とされている。この振動は人間が上下振動を敏感に感じる周波数帯域（4～8Hz）に近接していることが多く、振動乗り心地への影響が大きいので、さまざまな振動低減策が検討されてきた¹⁾。

従来提案されていた車体1次曲げ振動の低減手法を大きく分類すると、“曲げ振動しにくい車体とするもの”と、“車体の振動を低減する力を車体に加えるもの”の2通りがある。前者の例として、車体に制振材を貼付したりダイナミックダンパを付加したりして、車体の曲げ振動エネルギーを散逸させる方法がある。また、後者の例として、車両の2次ばね系（一般的には空気ばね）と並列にアクチュエータを取り付けて振動制御を行う方法（アクティブサスペンション）²⁾がある。これらの方法によって、車体の曲げ振動が低減された例もあるが、大幅な振動乗り心地改善効果を得るには至っていない。

そこで、筆者らは発想を転換し、車体には一切手を加えずに“車体の曲げ振動を引き起こす振動が車体に加わらないようにすること”によって振動低減を行う方法を開発した^{3) 4)}。すなわち、車両の1次ばね系の減衰要素である軸ダンパの減衰力を制御して、車体への主要な加

振源となっている台車の上下振動を低減することによって、車体の振動を低減する。

一方、軸ダンパの減衰制御によって車体1次曲げ振動を低減した場合、車体の剛体モードの振動（上下並進振動およびピッチング振動）が相対的に大きくなる。そのため、よりいっそうの乗り心地向上を実現するためには車体1次曲げ振動に加えて車体剛体モードの振動低減も必要になると考えられる。そこで、2次ばね系である空気ばねの減衰制御を行って車体の剛体モードの振動を低減する手法の研究もあわせて行った⁵⁾。

本稿では、鉄道車両としては初となる1次ばね系および2次ばね系の減衰制御を併用したシステムの概要を述べたうえで、原理実証のために行った車両試験台試験結果、そして初めて実施した新幹線での実車走行試験結果について報告し、本システムの有効性を示す。

2. システム構成

システム構成を図1に示す。車両の1次ばね系は、軸

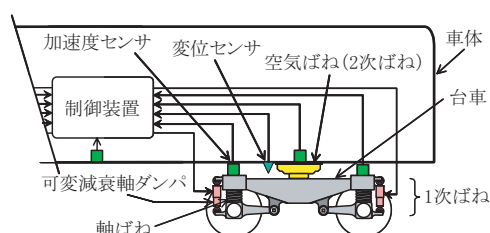


図1 1次ばねおよび2次ばねの減衰制御システム

* 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

ばね（コイルばね）、可変減衰軸ダンパにより構成し、2次ばね系は絞り制御弁内蔵型空気ばねによって構成する。制御系は、制御装置、車体および台車枠に設置した上下加速度センサ、空気ばね変位センサにより構成する。このうち、軸ダンパの減衰制御には制御装置と台車（および必要に応じて車体）の加速度センサを用い、空気ばねの減衰制御には制御装置と車体の加速度センサ、および空気ばね変位センサを使用する。

2.1 可変減衰軸ダンパ

各軸箱—台車枠間に取り付ける可変減衰軸ダンパを図2に示す。これは、従来の軸ダンパに反転式の電磁比例リリーフ弁⁶⁾を付加して減衰力を制御できるようにしたものである。今回新幹線向けに製作したダンパ（図2）の取り付け長は370mm、最大減衰力は6～8kNであり、現用品パッシブ軸ダンパと同等である。またピストン速度一定時の指令電流に対する減衰力特性を図3に示す。指令電流が小さいとき（0.3A）には伸び行程のみで減衰力を発生し、指令電流を大きくすると（1.3A）縮み行程のみで減衰力を発生し、その中間（0.9A）ではいずれの行程においても減衰力が最小となる特性を有している。この方式は、1個のソレノイドでダンパの伸びおよび縮み行程の減衰力が制御できるため、ダンパ製造コスト、配線およびコントローラのコスト低減の面で有利である。また、この方式はセミアクティブ制御において一般に用いられるカルナップ近似則⁷⁾を、ハードウェア的に実現していることに相当する。

なお、可変減衰軸ダンパの取り付け寸法および最大減衰力は現用品のパッシブ軸ダンパと同等としており、ダ

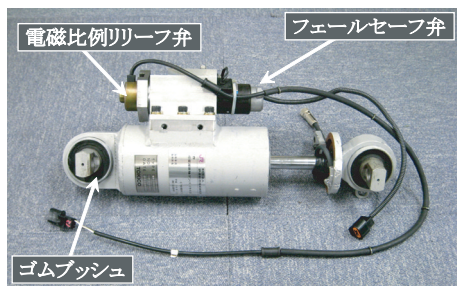


図2 可変減衰軸ダンパ（走行試験使用品）

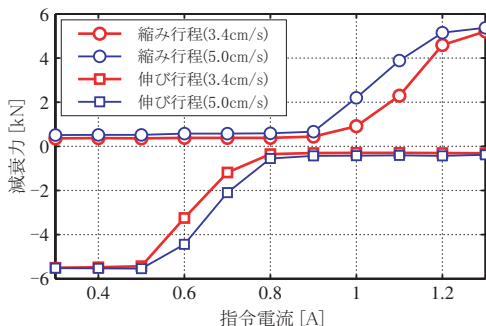


図3 可変減衰軸ダンパの指令電流に対する減衰力特性

ンパ受けに要求される強度などを含め、現用品のパッシブ軸ダンパとの取付互換性を有している。そのため、新製車両だけでなく既存車両に対しても本システムを適用することが可能である。

2.2 絞り制御弁内蔵型空気ばね

一般に、鉄道車両用空気ばねは、ゴムベローズと積層ゴムからなる空気ばね本体、および補助空気室で構成され、両者を結ぶ空気通路に設けられた絞りにより減衰効果を生じさせている（図4）。通常、この絞りは厚さ5mm、開口部直径13～15mm程度の固定オリフィスが使用されている。

これに対し絞り制御弁内蔵型空気ばねは、絞りとして空気通路の有効断面積を変化させることができる絞り制御弁を使用したものである（図5）。この弁の開度は指令電流により自由に設定できるため、空気ばねの減衰（図4に示すモデルの c_A に相当）を外部から制御することができる。

走行試験に用いた絞り制御弁内蔵型空気ばねの単体加振試験結果を図6に示す。これは、絞り制御弁内蔵型空気ばね1個に1/4車体に相当する質量 m_B （約 7×10^3 kg）を積載してばね下から正弦波加振を行い、ばね下変位 z_T に対するばね上変位 z_B の応答倍率を計算したものである。絞り制御弁ドライバへの指令電圧値によって空気ばねの振動伝達特性が変化することがわかる。空気ばねの減衰制御を行う際には、図4に示すモデルの減衰係数 c_A と指令電圧値との対応が必要となる。そのため、図6の結果を用いて各指令電圧値ごとにモデルの同定を行い、指令電圧と減衰係数 c_A の関係を求め、さらにその関係を近似関数で表して制御に用いた⁵⁾。

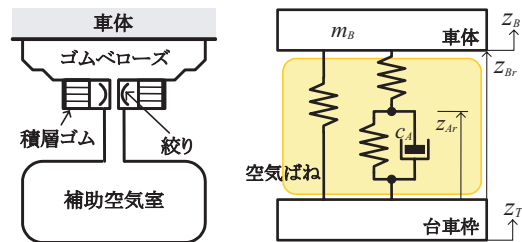


図4 空気ばねの構造と4要素モデル

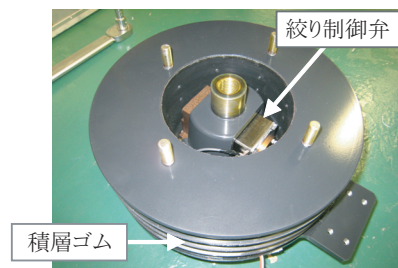


図5 絞り制御弁内蔵型空気ばねの内部（走行試験使用品）

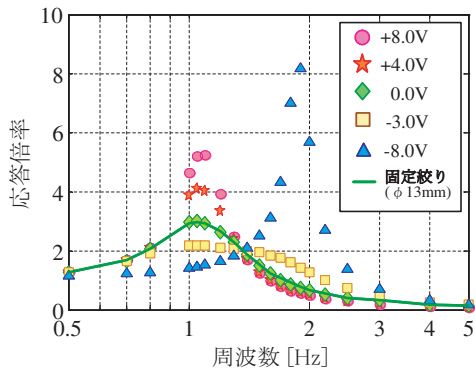


図6 絞り制御弁内蔵型空気ばねの単体加振試験結果

3. 制御則

軸ダンパおよび空気ばねのコントローラ設計は、車体の1次曲げモードと剛体モード(上下並進・ピッチング)が独立であるとして別々に行った。

以降の数式中の添え字 i, j は台車および輪軸の位置を示し、 $i=1$ (前台車), 2 (後台車), $j=1$ (前側輪軸), 2 (後側輪軸) である。また、本稿では $(\dot{\quad})$ は時間微分を表すものとする。

3.1 軸ダンパの制御則

軸ダンパの制御則としては様々なものが考えられるが³⁾、本稿では、スカイフック制御則を用いた場合について説明する。この制御則は、車体の振動モードを考慮することなく台車枠の振動を低減し、車体への加振力を低減することによって結果的に車体の振動を抑制するという制御方法である。台車枠の振動制御は、車体上下振動に対する寄与が大きい台車枠上下並進およびピッチング成分について行った。台車枠上下並進加速度 \ddot{z}_{Ti} ($i=1, 2$) およびピッチング加速度 $\ddot{\theta}_{Ti}$ ($i=1, 2$) をフィルタによって積分して台車枠上下並進速度 \dot{z}_{Ti} およびピッチング速度 $\dot{\theta}_{Ti}$ を算出する。スカイフックゲインを $c_{sz}, c_{s\theta}$ として、可変減衰軸ダンパへの指令値 u_{rij} は以下ようになる。

$$u_{rij} = \begin{cases} (-c_{sz}\dot{z}_{Ti} + c_{s\theta}\dot{\theta}_{Ti})/2 & (i=1,2, j=1) \\ (-c_{sz}\dot{z}_{Ti} - c_{s\theta}\dot{\theta}_{Ti})/2 & (i=1,2, j=2) \end{cases} \quad (1)$$

3.2 空気ばねの制御則

空気ばねの制御則には、3.1 節と同様にスカイフック制御則を用いた。ただし、制御対象とする振動モードは、車体の上下並進モードおよびピッチングモードとした。車体上2点の加速度センサを用いて、車体上下並進加速度 \ddot{z}_B およびピッチング加速度 $\ddot{\theta}_B$ を算出し、それぞれフィルタによって積分して車体上下速度 \dot{z}_B およびピッチング速度 $\dot{\theta}_B$ を算出する。すると、車体前位および後位の空気ばねで発生させたいスカイフック力 f_{s1}, f_{s2} は(2)および(3)式のように求まる。

$$f_{s1} = -c_{sz}\dot{z}_B + c_{s\theta}\dot{\theta}_B \quad (2)$$

$$f_{s2} = -c_{sz}\dot{z}_B - c_{s\theta}\dot{\theta}_B \quad (3)$$

スカイフック制御を行うためには、力 f_{si} を空気ばねの減衰 c_A (図4参照) で発生させればよい。ただし、 c_A は減衰要素であるので、スカイフック力 f_{si} と各空気ばねの速度 \dot{z}_{Ar} の符号が等しい場合は f_{si} と同符号の力を発生させることができない。このような場合はカルノップ近似⁷⁾を適用し、 $c_A = c_{Amin}$ とする。ただし、 c_{Amin} は絞り制御弁内蔵型空気ばねの最小減衰係数である。また、最大減衰 c_{Amax} 以上の減衰係数が必要とされる場合は c_{Amax} で代用する。それ以外の場合については、 $c_A = -f_{si}/\dot{z}_{Ar}$ とすることによってスカイフック力 f_{si} を減衰 c_A で発生させる。以上をまとめると、式(4)を得る⁵⁾。

$$c_A = \begin{cases} -\frac{f_{si}}{\dot{z}_{Ar}} & (c_{Amin} \leq -\frac{f_{si}}{\dot{z}_{Ar}} \leq c_{Amax}) \\ c_{Amax} & (c_{Amax} < -\frac{f_{si}}{\dot{z}_{Ar}}) \\ c_{Amin} & (-\frac{f_{si}}{\dot{z}_{Ar}} < c_{Amin}) \end{cases} \quad (4)$$

この c_A に対応する絞り制御弁指令電圧を2.2節で求めた近似関数を用いて求め、制御弁ドライバに指令することによって空気ばねの減衰制御を行う。

4. 車両試験台試験による制振効果の検証

4.1 試験条件

試作した可変減衰軸ダンパおよび絞り制御弁内蔵型空気ばねを車両に取り付けて、車両試験台において加振試験を実施した(図7)。車両は新幹線相当車両であり、車体長24.5m、車体質量 27×10^3 kg、車体1次曲げモード、車体上下並進モード、車体ピッチングモードの固有振動数はそれぞれ、8.5Hz, 1.1Hz, 1.6Hz である。

実走行を模擬する加振外乱は、新幹線電車の走行試験時に取得した軸箱上下振動加速度に通過帯域1~20Hzのバンドパスフィルタを適用し、これを2階積分して変位信号としたうえで、300km/h 走行に相当する位相差を軸間に与える加振とした。ただし、車両試験台の加振振幅制限のため、振幅は実走行時の0.6倍とした。加振信号のデータ長は約110s(走行距離9.2kmに相当)である。



図7 車両試験台における加振試験風景

特集：車両技術

実験時の制御装置の全体構成を図8に示す。軸ダンパおよび空気ばねのコントローラは連続系で設計したのちに離散化して実装した。制御周期は1msである。

4.2 試験結果

車体の上下振動加速度パワースペクトル密度（以下PSDと略記）を計算し、軸ダンパおよび空気ばねの減衰制御の組み合わせの違いによる振動低減効果の比較を行った。結果を図9に示す。

車体中央床面においては（図9(a)）、軸ダンパのみ制御を行うと（図中緑線）車体1次曲げ振動による8.5Hz付近のピーク値が制御なし（灰色：現用品軸ダンパ・空気ばね使用時）に比較して1/4程度に減少する。空気ばねのみ制御を行うと（図中青線）、剛体モード（上下並進モード）による1Hz付近のピーク値が制御なしに比較して半分程度に減少する。そして、軸ダンパの制御と空気ばねの制御を併用すると（図中赤線：以降、複合制御と記述する）、8.5Hzおよび1Hzの両方のピーク値が減少し、制御の組み合わせによって車体1次曲げモードと剛体モードの振動を同時に低減できることがわかる。複合制御を行った際に、制御なしの場合に比較して振動が大きくなった周波数帯はみられず、概ねすべての周波数帯で良好な振動低減効果が確認できた。この傾向は、台車

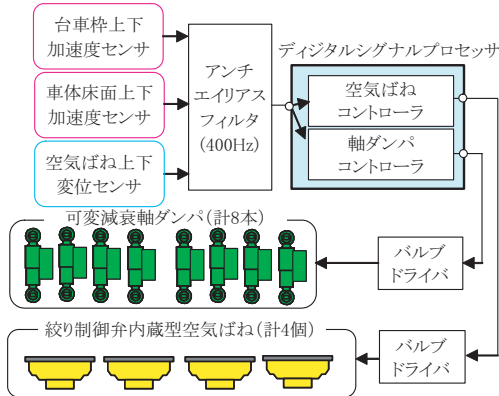


図8 制御装置の全体構成

直上床面においても同様であった（図9(b)）。

なお、軸ダンパの制御則として車両モデルに基づいた制御則を用いると、8.5Hzのピーク値をさらに低減でき、制御なしの場合に比べて1/7程度に低減することが可能であった³⁾。

5. 走行試験による制振効果の検証

走行試験は、西日本旅客鉄道(株)の協力を得て山陽新幹線において実施した⁴⁾。試験対象車両は車体長さ24.5m、車体質量約 27×10^3 kgの新幹線電車である。可変減衰軸ダンパおよび絞り制御弁内蔵型空気ばねの取り付け状況を図10に示す。

5.1 振動低減効果

300km/h等速走行区間のうち約5kmの区間を取り出して、車体床面の上下振動加速度PSDを計算した。結果を図11に示す。

現用品パッシブ軸ダンパ・空気ばねを用いた場合（図中灰線：制御なし）と比べて、軸ダンパを制御すると（図中緑線）4～12Hz付近の周波数の振動が減少し、とくに車体1次曲げ振動による8.2Hzのピーク値は約1/5に低減できた（図11(a)）。そして、軸ダンパに加えて空気ばねも制御すると（図中赤線：複合制御）、9Hz付近の振動低減効果を保ったまま、さらに1Hz付近の車体剛体モードの振動を低減することができた。

車体ピッチングモードの影響が大きい台車直上では、

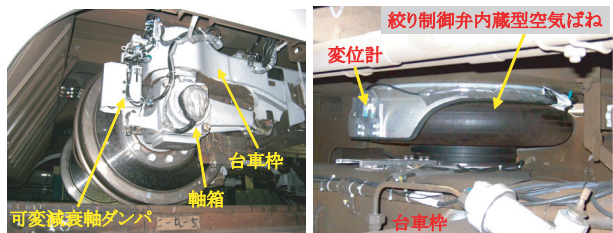
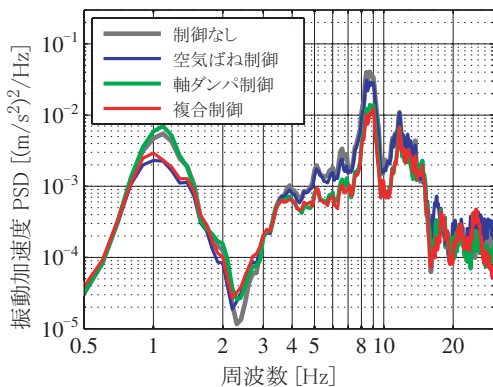
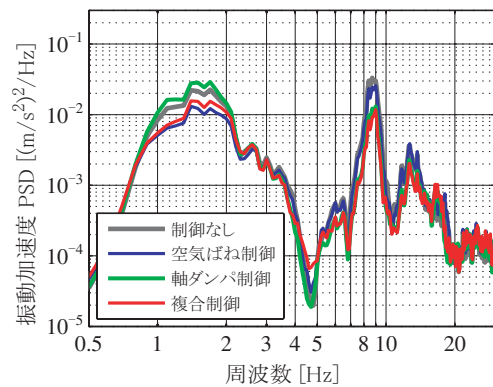


図10 開発したダンパ・空気ばねの実車への仮設状況



(a) 車体中央



(b) 台車直上

図9 車体床面上下振動加速度 PSD（車両試験台における実走行模擬加振試験結果）

空気ばねの制御による振動低減効果が大きく、1.2HzのPSDピーク値は空気ばね制御によって約半分に低減できた(図11(b))。なお、これらの制御によって、制御なしの場合に比べて振動が増加した周波数帯はみられず、良好な振動低減効果が確認できた。

同一区間における車体上下振動加速度の実時間波形比較例を図12に示す。なお本図では、乗り心地に影響の大きい周波数の振動成分を見やすくするため、20Hzのローパスフィルタを適用している。複合制御を行うと、車体中央では制御なしの場合に比べて車体1次曲げ振動が低減され(例えば図中5~7秒付近)、台車直上床面では1次曲げ振動に加えて2Hz程度の剛体モードの振動が低減されていることがわかる(例えば図中2秒付近)。

なお、制御を行った際の輪重変動等は従来品パッシブ軸ダンパ・空気ばね使用時とほぼ同程度であり、特に走行安全性に影響を与える事象は見受けられなかった。

5.2 乗り心地改善効果

制御による乗り心地改善効果を確認するため、乗り心地レベル(L_T)による比較を行った。 L_T は値が小さいほど乗り心地がよいことを示し、3~5dB改善すると乗り心地の差が体感できるとされている⁸⁾。

制御なしの場合に対する L_T 値の相対量を求めた結果を図11の凡例中に示す。車体中央では軸ダンパ制御の場

合で3.2dB、複合制御の場合で3.5dBの L_T 値改善効果が得られた。台車直上では、軸ダンパ制御の場合で1.7dB、複合制御の場合で2.1dBの L_T 値改善効果が得られた。

L_T 値改善の状況を調べるため、車体上下振動加速度PSDに対して L_T 値計算に用いられる乗り心地フィルタ⁸⁾を適用して感覚補正を行い、オクターブバンドごとの振動の強さを計算した結果を図13に示す。このグラフにおいて、振動の強さの総和を求め、これを基準値($10^{-5}m/s^2$)で除して対数をとると L_T 値が得られる。したがって図13の“棒の高さを低くすること”が L_T 値改善につながる。

車体中央(図13(a))では、8Hz帯の振動成分が他の周波数帯に比べて突出して大きい。軸ダンパの制御を行うと、この8Hz帯の振動成分が大幅に減少して L_T 値が改善すると考えられる。そして、複合制御を行うとさらに1~2Hz帯の成分が減少して L_T 値が一段と改善する。

台車直上についても振動低減効果の傾向は同様であった(図13(b))。ただし、振動低減効果の高い8Hz帯の成分のほかに2Hz帯と32Hz帯の振動成分が相対的に大きく、これら振動成分に対する減衰制御の振動低減効果は8Hz帯ほど大きくなかった。そのため、 L_T 値の改善効果は車体中央に比べて小さくなったと考えられる。

走行試験区間全体にわたる乗り心地改善効果を確認するため、走行試験区間(約50km)全体に対して、0.5km

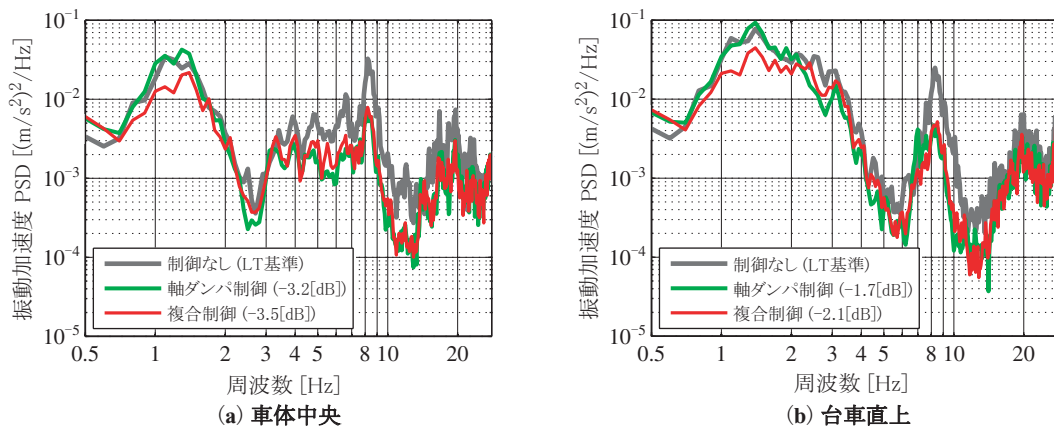


図11 車体床面上下振動加速度 PSD (【走行試験結果】解析区間長 5 km)

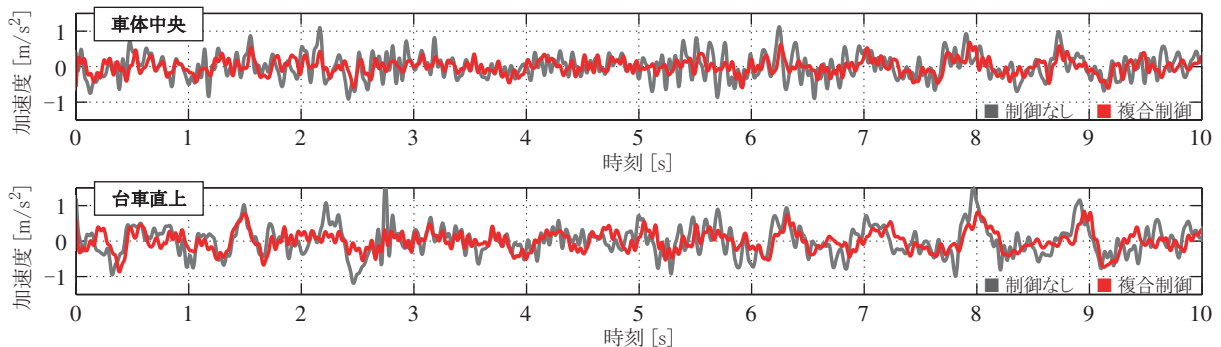


図12 車体床面上下振動加速度実時間波形 (【走行試験結果】上側：車体中央，下側：台車直上)

特集：車両技術

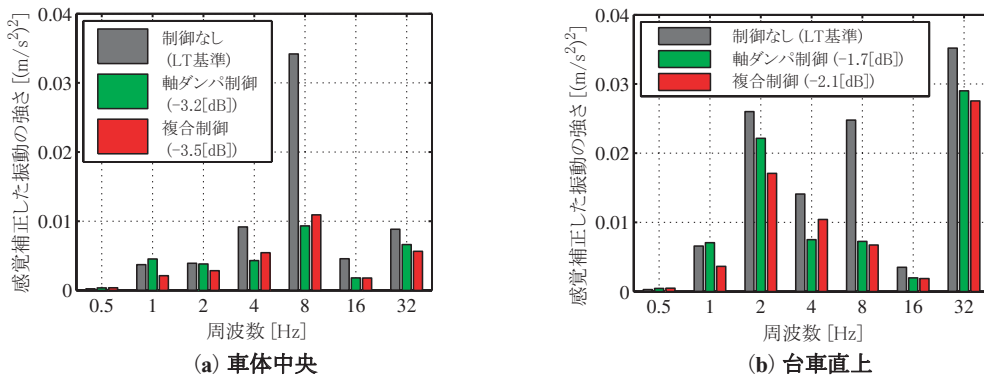


図13 車体床面の感覚補正したオクターブバンドごとの上下振動の強さ【走行試験結果】解析区間長5km

刻みに車体中央における20秒間の L_T 値(以下、短時間 L_T と呼ぶ)を計算した結果を図14に示す。軸ダンパ制御を行うことにより全区間において短時間 L_T 値が3dB程度改善しているが、例えば28km地点など一部に改善効果が小さい箇所がある。複合制御を行うとこのような箇所でも乗り心地改善効果がみられ、全線にわたって一段と乗り心地が改善していることがわかる。今回の走行試験では、300km/h走行区間の大部分で3dBないしそれ以上の L_T 値改善効果が得られた。

6. 結言

本稿では、軸ダンパおよび空気ばねの減衰制御による制振システムの概要と、試作した装置を用いて実施した試験結果について報告した。とくに新幹線車両による実車走行試験の結果から下記の知見を得た。

- 軸ダンパの減衰制御によって、床中央における車体1次曲げ振動による振動加速度PSDピーク値を現用品パッシブ軸ダンパ使用時の約1/5に低減できた。
- 空気ばねの減衰制御によって、車体剛体モードの振動による振動加速度PSDピーク値を現用品空気ばね使用時の約1/2に低減できた。
- 軸ダンパの制御に加えて空気ばねの制御を行うことによって、車体の1次曲げモードの振動と剛体モードの振動を同時に低減することができた。
- 制御による L_T 値改善量は、軸ダンパのみを制御した場合で最大3.2dB程度、さらに空気ばねの減衰制御を併用(複合制御)すると最大3.5dBに達し、体感可能なレベル(3dB以上)の改善効果が得られた。

今回良好な乗り心地向上効果が得られた軸ダンパ減衰制御システムについては、装置の耐久性向上および製品化に向けた検討を行い、早期実用化をめざす予定である。

最後に、可変減衰軸ダンパ開発にあたりご尽力を頂いた(株)日立製作所オートモティブシステムグループ、絞り制御弁内蔵型空気ばねの開発にあたりご協力をいただいた日本ムーブ(株)、東洋ゴム工業(株)ダイバーテックカン

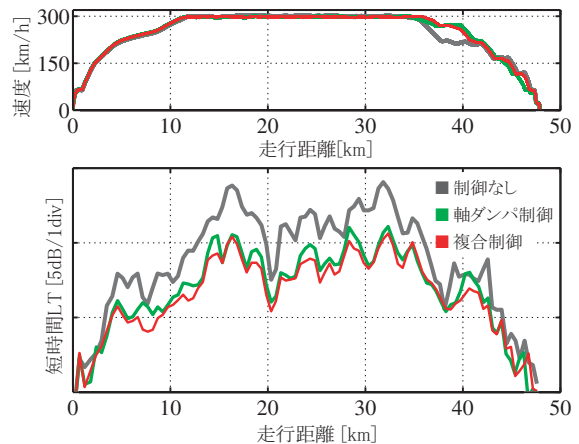


図14 走行試験区間における車体中央床面の短時間 L_T

パニー、そして貴重な走行試験の機会を頂いた西日本旅客鉄道(株)の関係各位に厚く御礼申し上げます。

文献

- 1) 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
- 2) 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
- 3) 菅原能生ほか：軸ダンパの減衰制御による車体上下曲げ振動の低減，鉄道総研報告，Vol.21，No.7，pp.11-16，2007
- 4) 菅原能生ほか：鉄道車両の1次ばね系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)日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会，講演番号403，2007
- 5) 菅原能生ほか：空気ばねの減衰制御による鉄道車両の上下振動低減，鉄道総研報告，Vol.21，No.7，pp.17-22，2007
- 6) 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
- 7) D. Karnopp, et al., Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, pp.619-626, 1974-5.
- 8) 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