

S1-4-1 可変減衰軸ダンパを用いた鉄道車両の上下振動低減

○ 菅原 能生 (鉄道総合技術研究所) [機] 瀧上 唯夫 (鉄道総合技術研究所)

Vertical Vibration Suppression of Railway Vehicle by Using Variable Coefficient Axle Dampers

Yoshiki SUGAHARA (Railway Technical Research Institute)

Tadao TAKIGAMI (Railway Technical Research Institute)

To suppress vertical vibration of railway carbody, we tested semi-active control system of variable coefficient axle dampers which are installed between bogie frames and wheel sets. The semi-active controller, which is applied to determine the optimal damping coefficient, is designed based on the sky-hook control theory. Excitation tests using a carbody on rolling stock testing plant are carried out, and the results show that the control method effectively reduce the power spectral density (PSD) of acceleration on the floor.

キーワード： 鉄道車両, 振動制御, セミアクティブサスペンション, 可変減衰ダンパ

Keywords: Railway Vehicle, Vibration Control, Semi-Active Suspension, Variable Coefficient Damper

1. はじめに

近年の鉄道車両では、車体の軽量化が進み、その結果上下弾性振動が顕著に発生することがある。このうち、特に車体1次曲げ振動は、その固有振動数が人間が上下振動を敏感に感じる周波数帯域に近接しており、上下乗り心地への影響が大きい場合が多い。そのため、様々な振動低減策が検討されてきたが、大別すると、パッシブ系の最適化によるものと、制御技術を取り入れたものがある。特に後者については、アクティブサスペンションシステムによる例⁽¹⁾⁽²⁾があり、鉄道総研においてもセミアクティブサスペンションシステムの開発を行い、走行試験を実施した⁽³⁾。これらの例は、いずれも2次ばねである空気ばねと並列に制御用のアクチュエータを取り付けているが、現在主流となっているボルスタレス台車にこのような装置を取り付けるためには、大がかりな改造を伴ったり、装置のメンテナンスが困難になるという課題があった。また、いずれの装置においても4~10[Hz]付近で制振効果が小さくなることもあり、車体の弾性振動に対してより効果的な制振システムが求められていた。

一方、鉄道車両には2次ばねの他に、1次ばねとして軸ばね(および軸ダンパ)が設けられている。この1次ばね側にアクチュエータを取り付けて振動制御を行った例はあまりみられない。この箇所は、アクチュエータに耐振性・堅牢性が求められるものの、その取り付けは比較的容易である。また、1次ばね側の固有振動数は車体の1次曲げ振動の固有振動数と比較的近いことが多く、この箇所の振動を抑制出来れば、弾性振動を励起しにくくなると考えられる。

このような考えに基づいて車体振動を低減する方法としては、軸ダンパを可変減衰軸ダンパに置き換えたセミアクティブサスペンションや、軸ばねと並列に挿入した油圧ないし電動シリンダを利用したアクティブサスペンションなどが考えられる。このうち筆者らは、安全性やコストパフォー

マンスなどの観点から、前者について開発を進めている。

本稿では、新幹線相当の車両に対して可変減衰軸ダンパを用いた振動制御システムを適用し、車両試験台にて加振試験を行った結果について報告する。

2. システム構成

可変減衰軸ダンパを用いた車両制振システムの構成を図1に示す。このシステムは、減衰力が制御出来る可変減衰軸ダンパ、車体ないし台車の振動を検出する加速度センサ、およびコントローラによって構成される。

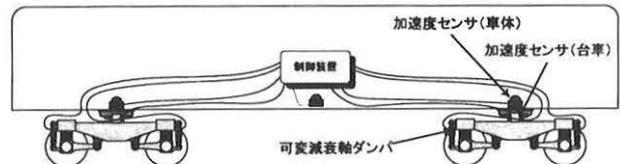


図1 可変減衰軸ダンパを用いた車両制振システム

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。通常用いられている軸ダンパに減衰制御機構が備わっており、減衰力(作動油のリリーフ圧力)の大きさを外部からの指令電流によって制御出来るようになっている。

減衰力制御には、反転式の比例電磁リリーフ弁を用いており、ダンパストローク速度を一定としたときの、リリーフ弁指令電流に対するダンパ減衰力特性を図3に示す。電流0(電源断)のときには伸び行程の減衰力が最大となり、縮み行程の減衰力はほとんど発生しない。電流が最大のときはこの逆となり、そのちょうど中間の電流では伸び縮み両行程に対して減衰力が最小となる。この方式は、1個のソレノイドでダンパの伸び行程および縮み行程の減衰力が制

御出来るため、ダンパ製造コスト、コントローラおよび配線のコスト低減の面で有利である。ただし、つねに片方向のみに減衰力が発生する片効きダンパとなる。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通常パッシブ軸ダンパと同等としており、ダンパ受けに要求される強度などを含め、通常パッシブ軸ダンパとの互換性を確保している。

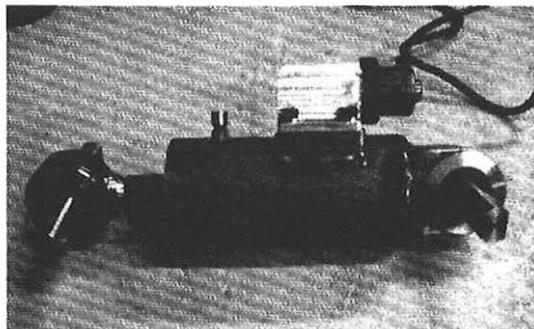


図2 可変減衰軸ダンパ (試作品)

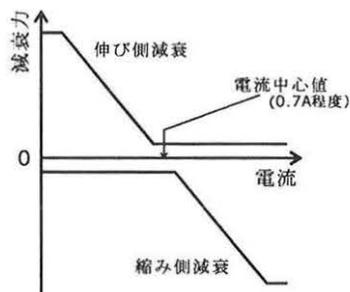


図3 可変減衰軸ダンパの減衰力指令電流-減衰力特性

2.2 制御則および制御装置

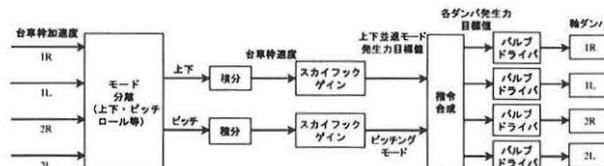
本装置は、車体への主要な加振源となっている台車の上下振動を抑制することによって、車体振動を低減するものである。そのための軸ダンパの減衰制御則には様々なものが考えられる。筆者らは、最も単純な制御則の一つとして、台車加速度を測定し、これを積分して減衰力をスカイフック制御する方法と、車体の1次曲げ振動を励起する振動を効率的に低減するために、車体の加速度を併用して減衰力を制御する方法を検討しており、結果は既に報告した⁽⁴⁾。

今回の試験は、まず原理を実証することが目的であったため、単純な制御則である前者を採用することにした。制御ブロック図を図4に示す。制御に用いる台車枠上下振動加速度は、歪式加速度計を用いて各台車枠の軸箱直上に各1点ずつ、1台車あたり計4点測定する。この加速度を積分して台車枠の上下振動速度を計算し、これをもとにスカイフック力を算出し、karnopp近似⁽⁵⁾を行ったうえで必要な減衰力を可変減衰軸ダンパに指令する。ただし、図4(a)の方式は台車枠の軸箱直上上下振動加速度(1R,1L,2R,2Lの合計4点)を上下並進モードとピッチングモードに展開し、各モードごとにスカイフック制御するのに対し、図4(b)は台車枠の振動モードを一切考慮せずに、各軸ダンパ独立に制

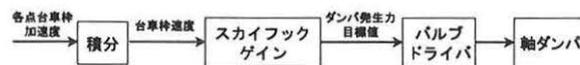
御を行う点が異なる。

なお、ダンパがバイフロー方式となっているため、伸び行程と縮み行程でダンパの応答性にばらつきが発生することがある。そこで、予め各ダンパの各行程について応答遅れと発生力を測定しておき、コントローラでこれらを補正するようにした。また、加速度を積分するフィルタについても、ダンパの応答遅れを考慮して設計を行った。

制御装置は、DSPボードを搭載したAT互換機を使用し、制御周期は車体1次曲げ振動に十分対応出来るように1.0[ms]とした。そのほかに、加速度センサアンプと電磁比例リリーフ弁を駆動するバルブドライバ等を使用した。



(a) 台車枠振動モード別スカイフック制御



(b) 各点独立スカイフック制御

図4 制御則ブロック図

3. 実験

鉄道総研新車両試験台において、新幹線相当の試験車両1両(車体重量21.3[ton]:空車,車体長24.5[m])に可変減衰軸ダンパ,加速度センサ,および制御装置を取り付け,加振試験およびだ行動試験を行った。試験風景を図5に示す。

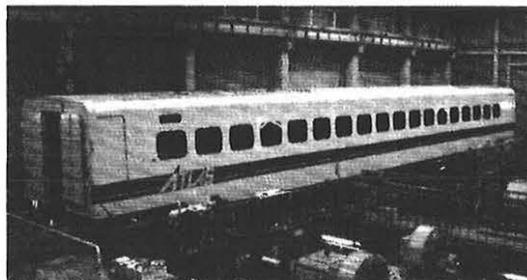


図5 車両試験台試験風景

3.1 4軸同相バンドランダム加振結果

軌条輪上下速度のパワースペクトル密度(以下PSDと略記する)が1~20[Hz]において一定となるようなバンドランダム波を用いて、4軸同相の上下加振試験を実施した。

図6~8に、加振試験の結果から計算して得られた台車枠中央上下加速度PSD,台車直上車体床面上下加速度PSD,車体中央床面上下加速度PSDを示す。軸ダンパの制御条件は、前述した台車枠振動モード別スカイフック制御(図中濃灰線),および各点独立スカイフック制御(図中黒線)とし、比較のため可変減衰軸ダンパに交換する前の通常パッシブ軸ダンパ装着時の結果(図中淡灰線)を併記する。

図6から、通常パッシブ軸ダンパを用いた場合に対し、可変減衰軸ダンパを用いて減衰力制御を実施した場合の方が6~20[Hz]付近における台車上下振動加速度 PSD が小さくなり、可変減衰軸ダンパのスカイフック制御によって台車振動が低減出来ていることがわかる。また、図7および8から、この周波数帯域においては台車枠加速度と同様に車体上下振動加速度 PSD も減衰力制御を行った場合の方が小さくなっており、車体への加振入力抑制された結果、車体の振動が低減出来ている。この6~20[Hz]の周波数帯域には、車体1次曲げモードの固有振動数(約9.5[Hz])が含まれており、加速度 PSD に大きなピークが存在するため、制御による乗り心地レベル(LT)の改善効果も大きくなった。振動加速度 PSD より LT 値を計算し、通常パッシブ軸ダンパ装着時に対する LT 値の改善度合いを図中凡例に ΔLT として示すが、軸ダンパ減衰力を制御した場合は3.2~3.8[dB]程度 LT 値を低減出来た。また、制御則によって振動低減効果に微妙な違いが見られ、モード別制御よりも独立制御の方が0.3~0.5[dB]程度乗り心地改善効果が高いことがわかる。

3.2 実軌道模擬加振結果

新幹線電車の実車走行試験データをもとに、実走行を模擬した4軸上下位相差加振を実施した。ただし、試験台の加振振幅制限から実走行データの約7割の振幅の波形を用いている。結果を3.1節と同様に図9~11に示す。

軸ダンパの制御を行うことにより、3.1節の4軸同相加振の場合と同様に、台車枠上下振動加速度、そして車体の上下振動加速度が低減出来る。ただし、4軸同相加振の場合と比べて9.5[Hz]付近の車体振動加速度 PSD の大きさが小さいため、制御の有無による振動低減効果はやや小さく、LT 値を計算した結果2.1~2.6[dB]程度の改善であった。また、制御則による LT 改善値の差違は4軸同相加振の場合とほぼ同様であり、モード別制御に比べて個別制御の方が0.2~0.6[dB]程度乗り心地改善効果が高くなった。

3.3 だ行動試験結果

軸ダンパの減衰力条件による走行安定性への影響を調査するため、だ行動限界速度の調査を行った。ヨーダンパの装着条件別に整理した試験結果を表1および2に示す。

車両条件はいずれも空車であるが、試験行程の都合上、通常パッシブ軸ダンパを用いた試験の場合と可変減衰軸ダンパを用いた試験の場合とで、車体重量が若干異なっている。また、表中の可変減衰ダンパを用いた際の減衰力については、“最小/最小”が伸びおよび縮み行程いずれも減衰力最小固定、“最大/最小”が伸び行程減衰力最大、縮み行程減

表1 だ行動試験結果(ヨーダンパなし)

使用軸ダンパ	減衰力条件	車体重量	限界速度
パッシブ	通常	26.3[t]	285 [km/h]
可変減衰	最小/最小	21.3[t]	260 [km/h]
可変減衰	最大/最小	21.3[t]	260 [km/h]
可変減衰	制御	21.3[t]	260 [km/h]

衰力最小を意味する。

表1および2より、可変減衰軸ダンパの減衰設定を変更しても、だ行動限界速度には影響を与えないことがわかった。また、一般に車両重量が大きいほどだ行動限界速度が高くなることを考慮すれば、可変減衰軸ダンパを用いた場合と、通常パッシブ軸ダンパを用いた場合とを比較して、だ行動限界速度はほぼ同程度と考えられる。

4. おわりに

新幹線車両に対して可変減衰軸ダンパを用いた車両制振システムを適用し、車両試験台を用いた加振試験、およびだ行動試験を実施した結果、以下の知見を得た。

- 台車枠の上下振動をもとに、軸ダンパの減衰をスカイフック制御することにより、台車および車体の振動が低減出来ることを実験によって確認した。とくに、1次曲げ振動が顕著な周波数帯で振動低減効果が大きく、加振条件にもよるが、乗り心地レベルで3[dB]程度改善効果があった。
- 軸ダンパの減衰力条件を、減衰力最小、伸び側減衰力最小/縮み側減衰力最大、減衰力制御、および通常パッシブ軸ダンパと変えてだ行動試験を実施したが、だ行動限界速度に大きな差はみられなかった。

なおシミュレーションにより、車体上下振動加速度からその1次曲げモード成分を計算し、これをもとに振動制御する方式がより効果的に車体の1次曲げ振動を抑制出来ることがわかっている⁽⁴⁾。今後、この制御則を用いて試験を実施し、とくに実軌道加振時の性能向上を図る予定である。

参考文献

- (1) 上林賢治郎ほか，“上下系アクティブ制振制御装置の開発”，J-Rail98, pp.499-502 (1998)
- (2) 瀬畑美智夫ほか，“在来線高速試験電車 TRY-Z 用アクティブ振動制御”，日本機械学会第4回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, pp.317-320 (1995)
- (3) 菅原能生，瀧上唯夫，坂上啓，中村健，“鉄道車両用上下セミアクティブサスペンションの実車走行試験”，J-Rail2002, pp.155-158(2002)
- (4) 菅原能生，瀧上唯夫，山本大輔，“上下セミアクティブサスペンションが鉄道車両の走行安全性に与える影響”，D&D2003 CD-ROM 論文集, No.03-7 (2003)
- (5) D.Karnopp, et al., “Vibration Control Using Semi-Active Force Generators”, Trans. ASME, J.Eng.Ind., pp.619-626 (1974)

表2 だ行動試験結果(ヨーダンパ1台車あたり1本)

使用軸ダンパ	減衰力条件	車体重量	限界速度
パッシブ	通常	26.3[t]	390 [km/h]
可変減衰	最小/最小	21.3[t]	420 [km/h]
可変減衰	最大/最小	21.3[t]	420 [km/h]
可変減衰	制御	21.3[t]	420 [km/h]

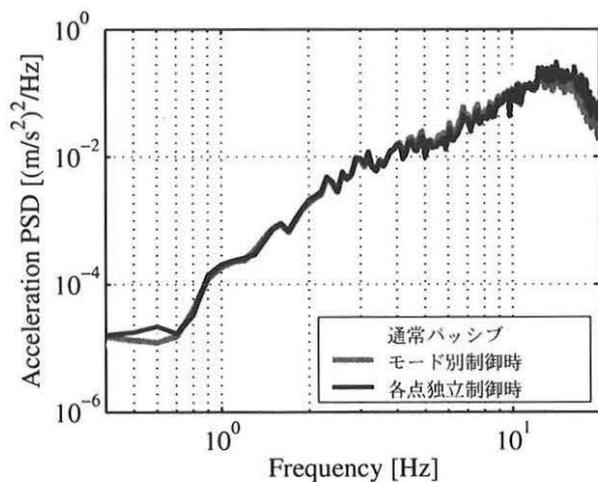


図6 4軸同相加振：台車枠中央上下加速度 PSD

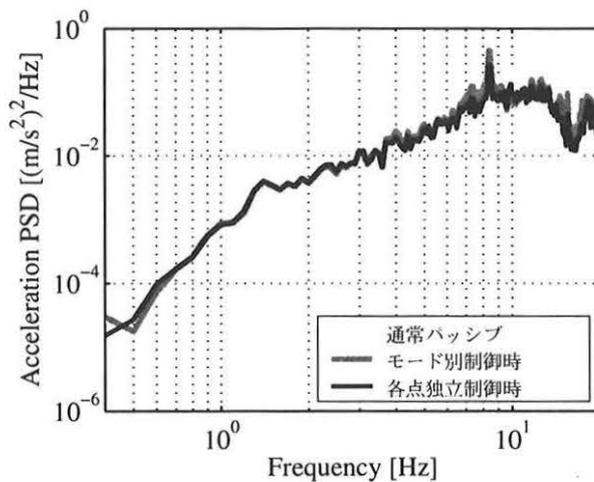


図9 実走行模擬加振：台車枠中央上下加速度 PSD

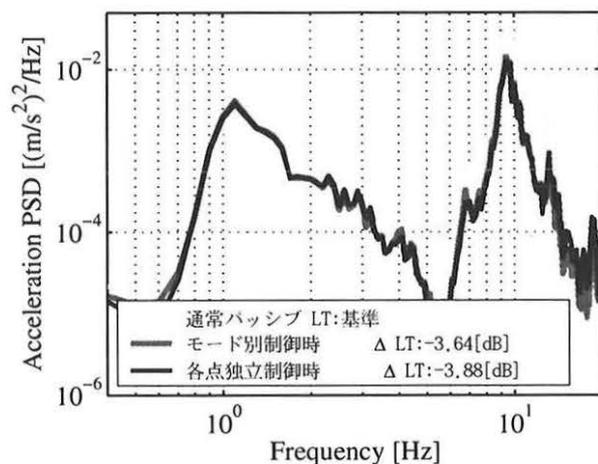


図7 4軸同相加振：台車直上車体上下加速度 PSD

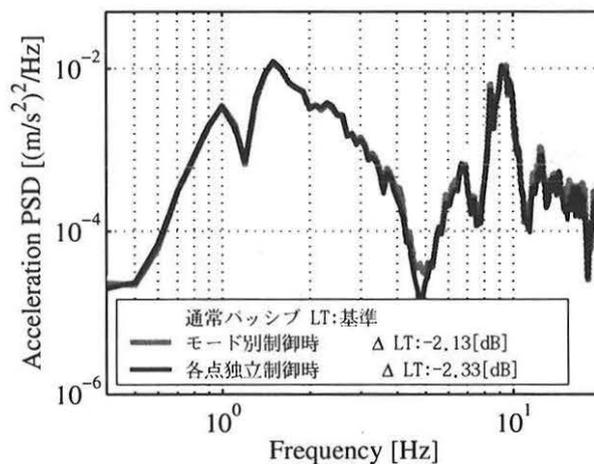


図10 実走行模擬加振：台車直上車体上下加速度 PSD

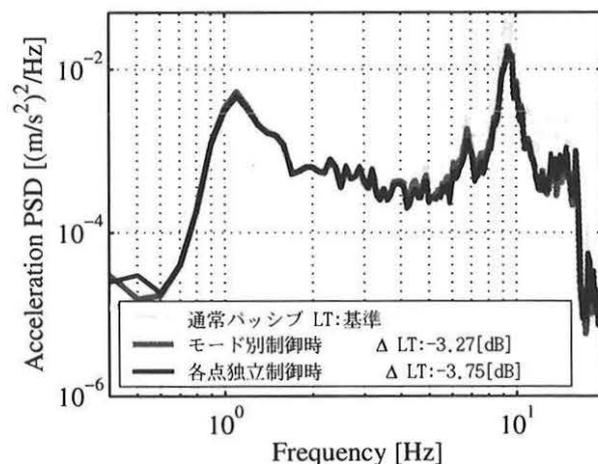


図8 4軸同相加振：車体中央上下加速度 PSD

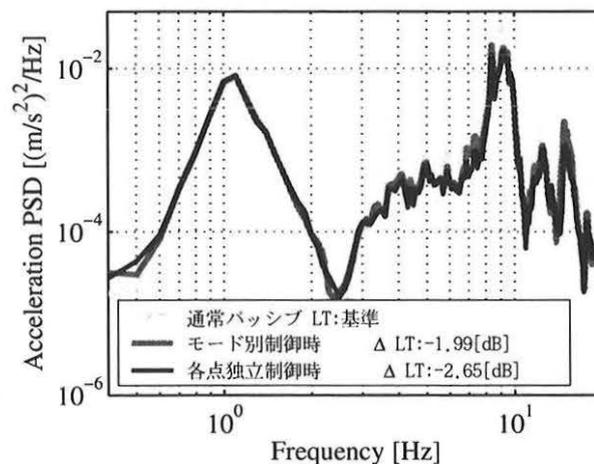


図11 実走行模擬加振：車体中央上下加速度 PSD