

軸ダンパ・空気ばねの減衰制御による車両の上下振動低減法

車両構造技術研究部 車両振動
主任研究員 菅原能生

1. はじめに

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であるとされている⁽¹⁾。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ためである。これに対し、発表者らは軸ダンパの減衰力制御システムによる振動低減方法を開発しており、優れた振動低減効果が得られることをすでに報告している⁽²⁾。

一方、軸ダンパの減衰制御によって弾性振動を低減した場合、車体の剛体モードの振動(上下並進運動およびピッチング運動)が相対的に大きくなる。そのため、今後よりいっそうの乗り心地向上を実現するためには剛体モードの振動低減が必要になると考えられる。そこで、軸ダンパの減衰制御に加えて空気ばねの減衰制御を行って車体の弾性振動および剛体モードの振動の両者を低減する手法を研究を行った。本発表では、空気ばねの減衰制御に使用する“絞り制御弁内蔵型空気ばね”を紹介し、軸ダンパの減衰制御に加えて空気ばねの減衰制御を併用した場合の振動低減効果について報告する。

2. システム構成

システム構成を図1に示す。可変減衰軸ダンパ、絞り制御弁内蔵型空気ばね、車体および台車の振動を検出する加速度センサ、空気ばね変位を検出する変位センサ、および制御装置により構成する。

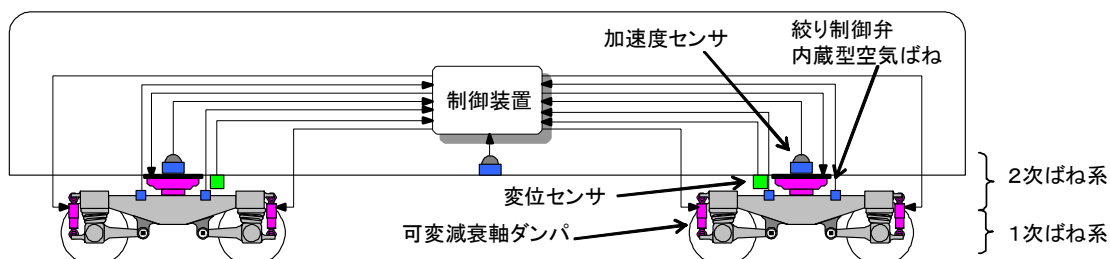


図1 軸ダンパ・空気ばねの減衰制御による車両の上下振動低減システム

2. 1. 可変減衰軸ダンパ⁽²⁾

軸箱一台車枠間に取り付ける可変減衰軸ダンパの外観を図2に示す。この軸ダンパは作動油の圧力制御を行う電磁比例リリーフ弁を備えており、減衰力の大きさを外部からの指令電流によって制御することができる。ピストン速度一定時の指令電流に対する減衰力特性例を図3に示す。可変減衰軸ダンパの取り付け寸法および最大減衰力は従来のパッシブ軸ダンパと同等であり、ダンパ受に要求される強度などを含め従来の軸ダンパと互換性を有している。また、このダンパは10[Hz]程度まで減衰力制御ができるように、応答性に配慮して設計製作されている。

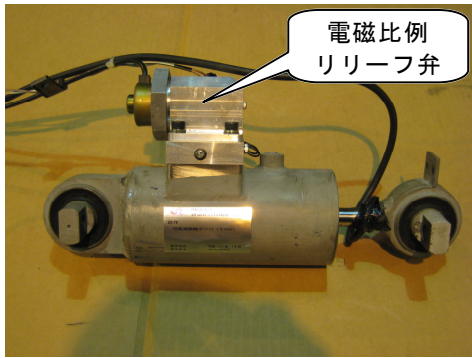


図2 可変減衰軸ダンパ外観
(実際は縦方向で使用. 取付長 370mm)

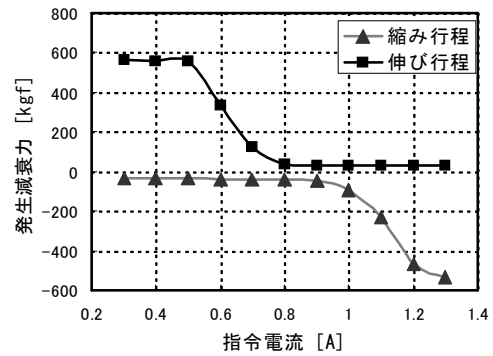


図3 可変減衰軸ダンパ減衰力特性例
(ピストン速度 3.4[cm/sec]時)

2. 2. 絞り制御弁内蔵型空気ばね⁽³⁾

2. 2. 1. 基本構成

一般に、鉄道車両の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、補助空気室、およびこの両者を結ぶ通路に設けられる固定絞りで構成される。この絞りは空気ばね内部に設置され、絞りを通過する空気に抵抗を与えることにより空気ばねの減衰効果を得ている。これに対し、絞り制御弁内蔵型空気ばねは絞りの開口面積を外部からの指令に従って変化させて減衰の制御を可能にしたもので、その基本システム構成を図4に、空気ばね内部の様子を図5に示す。絞り制御弁は空気ばね内部の底板に固定して使用し、弁を駆動するための電流は空気ばね底面に設けた気密コネクタを介して供給する。

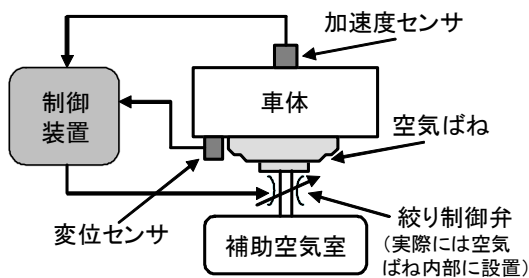


図4 空気ばね減衰制御システムの構成

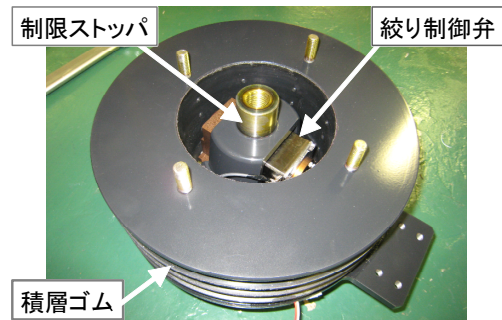


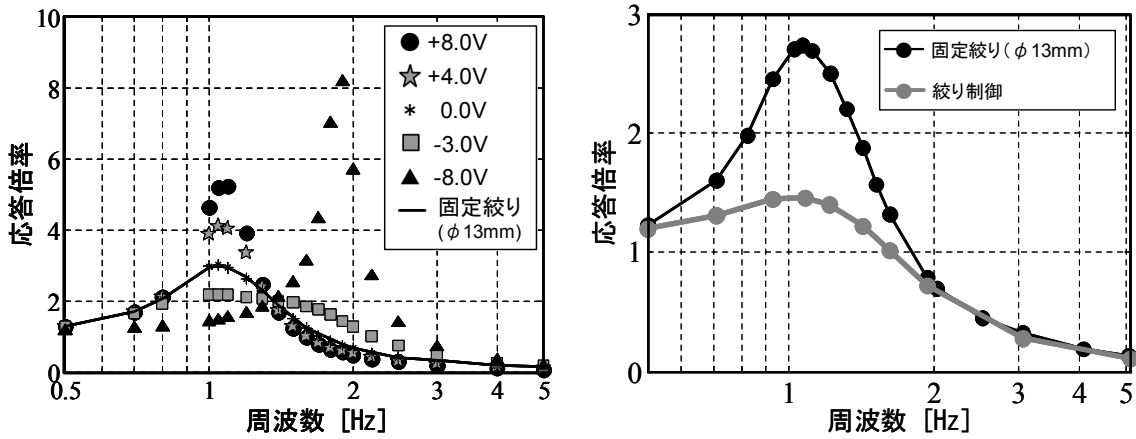
図5 絞り制御弁内蔵型空気ばねの内部

2. 2. 2. 単体性能試験

絞り制御弁内蔵型空気ばねの特性および制御性能を確認するため、空気ばねに1/4車体荷重を積載して空気ばね単体加振試験を実施した。ばね下から振幅2.5mmの正弦波で加振した際のばね下からばね上までの振動伝達特性を図6に示す。絞り制御弁の指令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(図6a)。絞り制御弁の電源を切った場合は(図中0V指令)、フェールセーフ性を確保するため従来空気ばね(固定絞り使用時)と同等の特性になる。また、スカイック制御則を用いて絞り制御弁の指令値を制御すると、固有振動数(約1[Hz])における空気ばねの応答倍率を半分程度に低減できることがわかる(図6b)。

2. 3. 制御装置

制御装置の構成を図7に示す。台車枠および車体に取り付けた加速度センサ、および空気ばね



(a) 絞り制御弁一定指令時の振動伝達特性

(b) 絞り制御弁制御時の振動伝達特性

図6 絞り制御弁内蔵型空気ばね単体加振試験結果 (ばね下からばね上までの振動伝達特性)

変位センサの出力を、アンチエイリアスフィルタを介して制御用 PC に入力する。制御用 PC は DSP ボードおよび A/D、D/A 変換ボードを搭載しており、制御周期は 1[kHz]である。

軸ダンパの減衰制御は、車体および台車の加速度信号から車体の 1 次曲げ振動抑制に最適な軸ダンパ減衰力を算出して、これを電流指令値として可変減衰ダンパに指令する。制御則には、現代制御論の一つである LQG 制御則を用いて、車体の 1 次曲げ振動を選択的に低減できるように制御パラメータを設定した。

空気ばねの減衰制御は、車体の加速度および空気ばね変位信号を用い、車体の上下並進モードおよびピッチングモードの振動を低減するために必要な力を算出し、その力を発生するように空気ばねの絞り制御弁を制御した。制御則には車体の振動モード別のスカイフック制御則を適用し、制御 PC から絞り制御弁への指令は軸ダンパと同様に指令電流により行った。

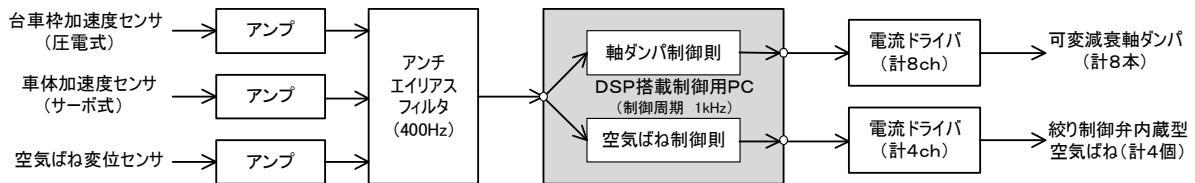


図7 制御装置の構成

4. 車両試験台試験結果

新幹線相当の車両を用いて車両試験台において加振試験を実施した。加振は新幹線電車の実走行時に計測した軸箱振動加速度にもとづき、300[km/h]走行を模擬した 4 軸上下位相差加振とした。ただし、振幅は車両試験台側の制約から実走行時の 0.6 倍とした。このときの車体の上下振動加速度 PSD 計算結果を図 8 に示す。通常軸ダンパを用いた場合に比べ、軸ダンパを制御すると車体の 1 次曲げ振動が低減する。とくに車体中央における車体 1 次曲げ振動による 8[Hz]付近のピーク値は、約 1/7 に低減できた。さらに、軸ダンパに加えて空気ばねの減衰も制御すると、8[Hz]付近の振動に加えて車体の 1[Hz]付近の剛体モードの振動も低減することができた。

次に、乗り心地レベル (L_T) の改善効果を確認するため、加速度 PSD に対し乗り心地フィルタをかけてオクターブバンドごとに積分した結果を図 9 に示す。 L_T 値に最も大きな影響を与えているのは 8[Hz]帯の振動成分であることがわかる。軸ダンパの制御を行うとこの周波数帯の振動成分

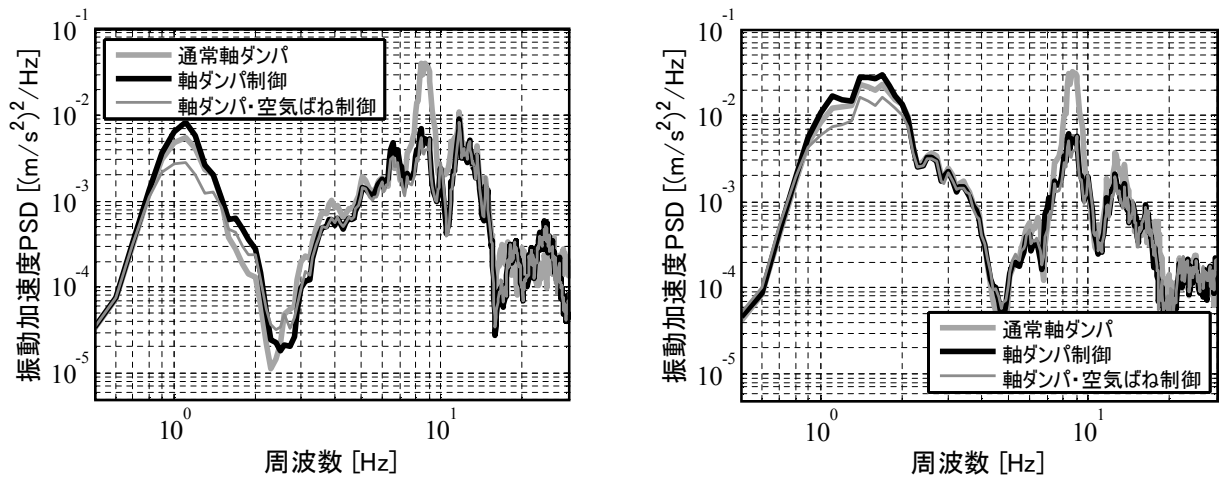


図8 実軌道走行模擬加振時の車体上下振動加速度 PSD (左：車体中央，右：車体台車直上)

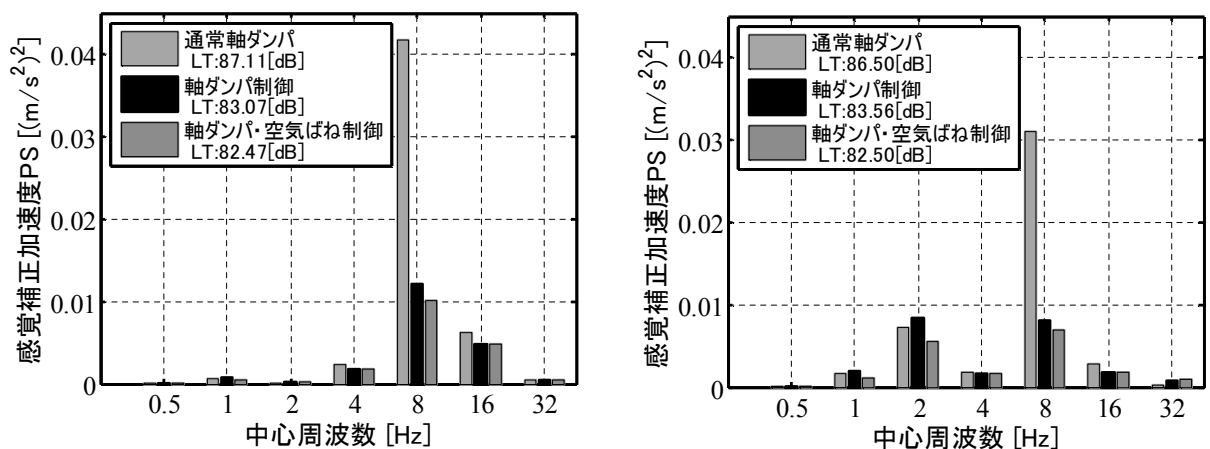


図9 実軌道走行模擬加振時の感覚補正車体加速度 PS (左：車体中央，右：車体台車直上)

が大幅に低減でき、その結果 L_T 値は通常軸ダンパ使用時に比べて 3~4[dB]程度改善した。さらに、空気ばねの減衰制御を行うと、2[Hz]帯の振動成分および8[Hz]帯の成分がさらに減少し、 L_T 値は通常軸ダンパ・空気ばね使用時に比べて 4~4.7[dB]程度改善することができた。

5. おわりに

軸ダンパの減衰制御によって車体1次曲げ振動を低減するとともに、さらに空気ばねの減衰制御を併用することにより剛体モードの振動低減もでき、乗り心地が一段と向上することを車両試験台における加振試験によって確認した。なお、本年に新幹線電車による走行試験を実施しており良好な結果を得ている。現在その詳細を解析しており、結果については改めて紹介することにしたい。

参考文献

- (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，(2006)，pp. 96-106.
- (2) 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，(2007)，pp. 11-16.
- (3) 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，(2007)，pp. 17-22.