

空気圧ダンパ機能を統合した振り子アクチュエータの開発

○山長 雄亮 (鉄道総合技術研究所)

[機] 風戸 昭人 (鉄道総合技術研究所)

[機] 佐々木 勝美 (ピー・エス・シー)

Development of Tilt Actuator Integrated with Pneumatic Damping Mechanics

○Yusuke Yamanaga, (Railway Technical Research Institute)

Akihito Kazato, (Railway Technical Research Institute)

Katsumi Sasaki, (PSC Co., Ltd.)

Conventional tilting vehicles have an oil damper between the tilting bolster and the truck frame. It plays two important roles in the tilt mechanism. One is to keep stability of tilt control and the other is to suppress rolling vibration of the body. By the way, we have studied a new tilt damper using pneumatic pressure and found that it could be as effective as the oil damper. Therefore, we made a pneumatic damper device that could be integrated with a pneumatic tilt actuator so that it could be possible to remove the oil damper. This paper reports function and mechanism of the device, and the result of numerical simulation to compare the ride comfort of the pneumatic damper with that of the oil damper.

キーワード: 振り子車両, 振り子ダンパ, 空気圧, 乗り心地

Key Words: Tilting train, Tilt damper, Pneumatic pressure, Ride comfort

1. 緒言

現行の制御付き振り子車両には、曲線中の車体の内傾動作をアシストするため、サーボ弁の制御により圧縮空気を給排気して駆動するアクチュエータが取り付けられ、振り子ダンパと呼ばれるオイルダンパがアクチュエータと並列に取り付けられている。振り子ダンパは、非制御時の自然振り動作に対して、適切な減衰力を付与することにより、車体のロール動揺を抑制し、乗り心地の悪化を防ぐ役割を担う。従来の振り子アクチュエータは圧力制御弁を用いて制御するため安定性に優れているが、応答性や最大発生力の点では限界があり、今後の振り子車両の高性能化への適応性に課題があった。

鉄道総研では、振り子車両のさらなる乗り心地向上を目指して、先の課題を克服する応答性の高い振り子用空気圧アクチュエータを開発しており、振り子ダンパを取り外し、サーボ弁の構造を変えることで応答性が向上され、制御則を工夫することにより安定的な振り動作が可能であることを確認している¹⁾。また、自然振り時に従来の油圧式振り子ダンパ(以後オイルダンパ)に相当する減衰力を発揮するダンパを空気圧回路で構成可能であり、オイルダンパを省略して部品点数を削減できることを既報²⁾にて詳述した。

今回、空気圧ダンパ回路を実装したダンパブロックを製作し、高性能空気圧アクチュエータと一体化させた。本稿では、そのダンパ機能付き高性能空気圧アクチュエータに

についての概略と、特に空気圧ダンパ回路について、回路構成、減衰特性及び制御モードとダンパモードの切り替え方法を説明する。また、空気圧ダンパを用いた場合の自然振り時の乗り心地をシミュレーションによって検証し、オイルダンパの場合と比較する。

2. 空気圧ダンパ機能付き振り子アクチュエータ

2.1 開発したアクチュエータ

開発した空気圧ダンパ機能付きアクチュエータを図1に示す。シリンダは従来品と同様のものを用いており、既存の振り子アクチュエータと取り付け上の互換性があるので、

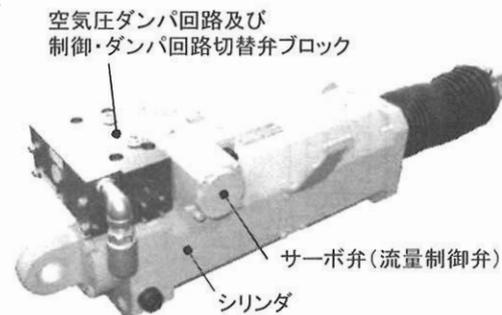


図1 ダンパ機能付き高性能空気圧アクチュエータ

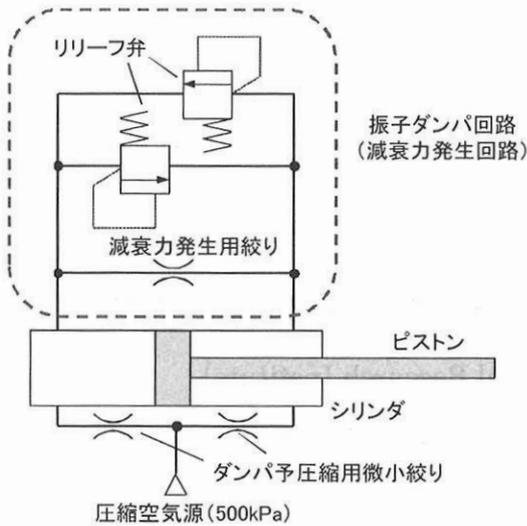


図 2 空気圧ダンパ回路

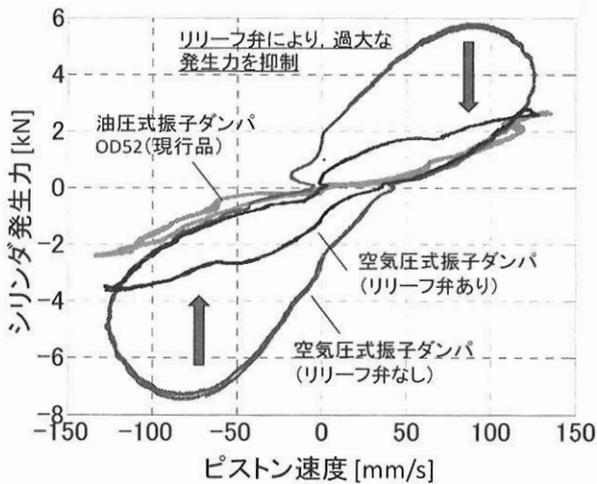


図 3 空気圧ダンパ回路減衰特性

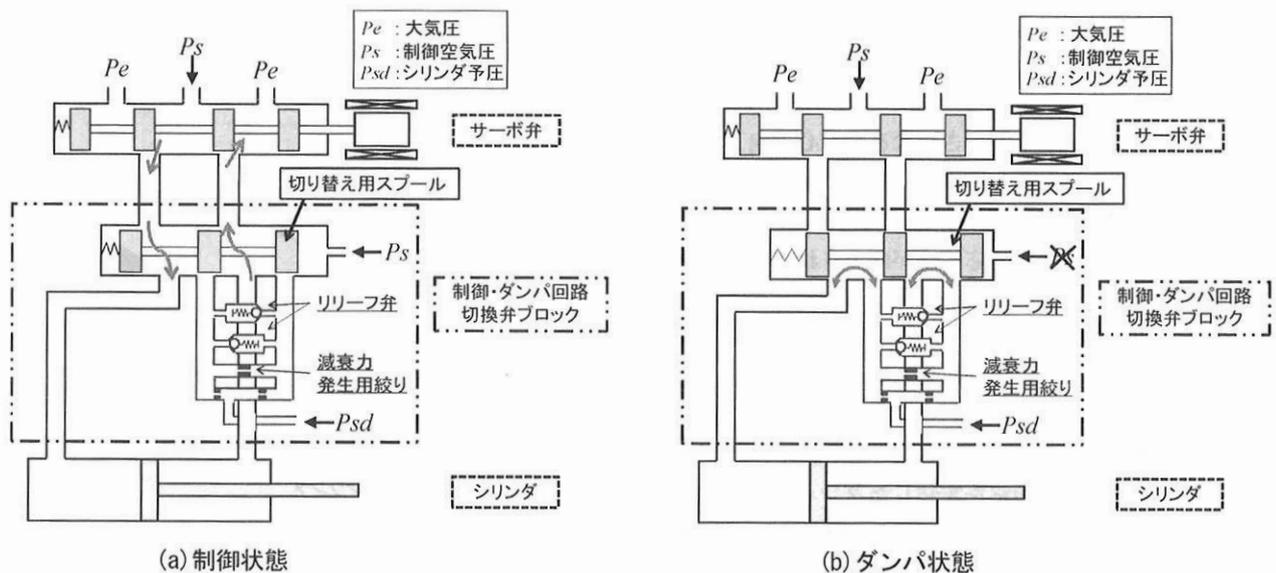


図 4 制御・ダンパ回路切換機構

現行の振り車両の台車・車体に改造を加えることなく置き換えが可能である。

サーボ弁は、従来の圧力制御弁から流量制御弁に変更し、給排気特性を向上させている。また、振りダンパ機能を実現する空気圧回路と、制御回路とダンパ回路を切り替える弁とが単一のブロックで構成され、それがアクチュエータと一体化されていることが特徴的な点であり、これにより、従来の振りアクチュエータに並列に取り付けられていたオイルダンパが不要となる。

2.2 空気圧ダンパ回路

振りダンパ機能を実現する空気圧ダンパ回路を図 2 に示す。シリンダのロッド側空気室とヘッド側空気室とをつなぐ流路の途中に直径 2.5mm 程度の絞りを入れてあり、これにより減衰力が発生しダンパ機能を発揮する。しかしながら、従来のオイルダンパと異なり、圧縮性の高い空気が作動流体であるため、それに起因するバネ特性の抑制を目的として、差圧が 200kPa 以上で連通するリリーフ弁を双方向に構成した。また、ダンパとして動作する際に、ピストン速度に対する空気の質量流量を増加して減衰を増やすため、先の絞りとは別に両シリンダ空気室には微小絞りを介して圧縮空気源を繋ぎ、シリンダ空気室内を 500kPa (ゲージ圧) に予圧してある。

2.3 減衰特性

前節で示した空気圧ダンパ回路を用いて実施したベンチ試験結果を図 3 に示す。図はピストンロッドを正弦波で強制加振した時のピストン速度とシリンダ発生力の関係を表しており、ピストンの動きに対して反時計回りに状態が遷移している。絞り径を適切に選択し、リリーフ弁によりバネ特性を抑制したことで、空気の圧縮性によるヒステリシスを軽減し、現行のオイルダンパ(OD52)に近い減衰特性を得ることができた。

2.4 制御・ダンパ回路切替機構

振り制御時の回路と、自然振り時のダンパ回路とを切り替える機構を図 4 に示す。図 4(a) が振り制御時の状態であり、図 4(b) がダンパ回路時の状態を表す。切替機構にはスプールを用いており、バネに予圧縮を掛けた状態で回路内に収められている。振り制御時には、制御空気圧がスプールの側面に作用し、バネを押し縮めてスプールを図の左方向に押しつけることで、サーボ弁とシリンダの間の流路を開き、同時にサーボ弁とダンパ回路の間の流路を閉じる。これにより、シリンダを通常通り制御できる。また、切替スプールの側面に作用する制御空気圧を大気解放すると、予圧縮を掛けたバネの作用によりスプールが図の右方向に押しつけられ、制御時の場合とは逆にサーボ弁とシリンダの間の流路が閉じて、ダンパ回路とシリンダの間の流路が開く。これにより、ダンパ回路とシリンダのみでクローズされた空圧回路が構成されてダンパ状態となり、減衰力を発揮することができる。つまり、制御用空気圧を大気解放することにより、制御状態から自然振り状態に移行させることが可能である。

3. シミュレーションによる乗り心地の検証

開発した空気圧振りダンパと、従来のオイルダンパによる自然振り時の乗り心地との差異を検証するため、一両モデルによる走行シミュレーションを行った。空気圧振りダンパの挙動を出来るだけ忠実に再現するため、2.3 節で示した減衰特性を線形式で近似するのではなく、理想気体の状態方程式に依拠した詳細な理論モデルを使用した。このモデルを振り車両の一両モデルに組み込み、実在の軌道線形上を模擬走行させたときの車体左右振動加速度から、乗り心地評価値を算出し、比較検証した。なお、従来のオイルダンパによるシミュレーションについては、一般的に用いられる振りダンパ OD52 の公称減衰特性を用いた。

3.1 空気圧ダンパモデル

図 5 に空気圧振りダンパの計算モデルを示す。シミュレーションモデルは MATLAB/Simulink によって構成した。計算上、リリーフ弁と絞りをもとめて一つの可変絞りとし、その絞り前後の圧力差によって絞りの開口面積が変化するモデルとした。シリンダ室内の圧力は、理想気体の状態方

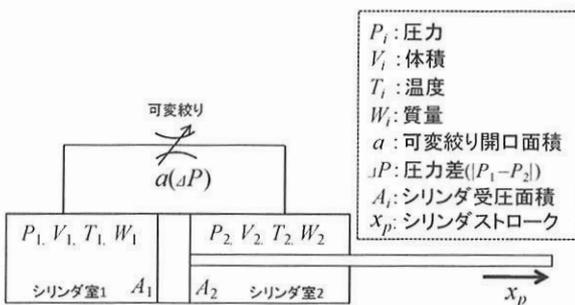


図 5 空気圧ダンパモデル

程式により求めた。また、温度変化については断熱変化を仮定し、絞りを通る空気の流量については、絞り前後の圧力比から求めた³⁾。なお、数式の詳細については文献 2) を参照されたい。

3.2 車両モデル

図 6 に振り車両の運動モデルを示す。車両モデルは汎用のマルチボディダイナミクス解析ソフトである SIMPACK を用いて作成した。SIMPACK 側で計算される振り梁と台車との相対変位 (シリンダストロークに相当) を前節の空気圧ダンパの Simulink モデルに渡し、Simulink モデル内で計算されるダンパ発生力を SIMPACK モデルに返すことにより振り車両の運動を逐次的に計算する協調シミュレーションを行った。

3.3 乗り心地評価値の解析結果

乗り心地の評価には、乗り物酔いについては乗り物酔い曝露量値(MSDV_y)⁴⁾、振動乗り心地については乗り心地レベル(L_T)を用いた。MSDV_yは、船酔い評価などで国際的に用いられている MSDV(Motion Sickness Dose Value)を、列車酔いに適合するよう見直したもので、0.25~0.315Hz の低周波域に最大の重み付けがされた補正フィルタを通した車体左右振動加速度の二乗を一定時間積分し平方根をとった値であり、式(1)によって算出される。

$$MSDV_y = \left(\int_0^T a_w^2(t) dt \right)^{1/2} \dots\dots\dots(1)$$

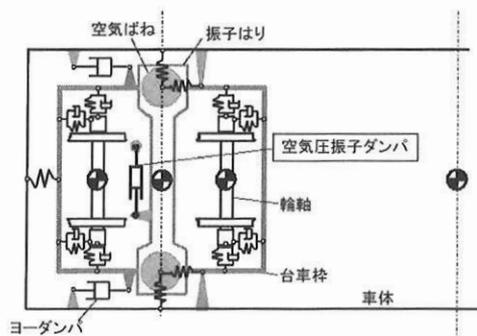
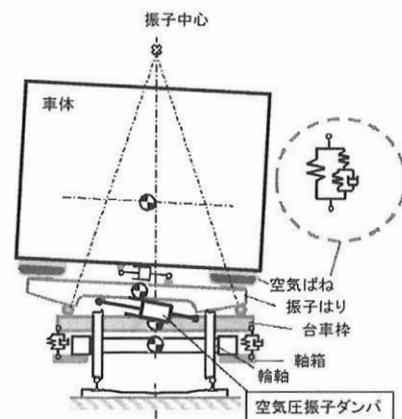


図 6 振り車両の一両モデル (半車体分のみ图示)

ここで、 a_w は補正フィルタにより補正された左右振動加速度であり、 T は振動曝露総時間である。通常、評価時間は、 L_T が 3 ± 2 分、 $MSDV_y$ が 30 分とされているが、今回は、線路状態や曲線毎の比較といったローカルな区間を対象に評価をするため、従来の評価時間ではなく、 L_T については 20 秒間の値、 $MSDV_y$ については 20 秒間の計算値を 30 分間に換算した値とした。以降これらを短時間 L_T 及び短時間 $MSDV_y$ と呼称する。なお、これら評価値以外に、振りダンパの発生力と、振り車両の乗り心地上の目安値が設けられている車体ロール角速度を算出した。

図 7 に一両モデルのシミュレーション結果を示す。図より、車体ロール角速度は、空気圧ダンパと従来のオイルダンパとで大きな相違は無く、空気圧ダンパであってもロール動揺を悪化させないことが分かった。また、乗り心地上の目安値である $5^\circ/s$ を超過することはなかった。

短時間 L_T については、空気圧ダンパとオイルダンパとの間にほとんど差は無く、空気圧ダンパであっても振動乗り心地を悪化させないことが分かった。

短時間 $MSDV_y$ については、空気圧ダンパはオイルダンパと比較して同等かそれ以下であり、乗り物酔い評価に関して従来の自然振子時と同等の性能を有することが分かった。

緩和曲線近傍において、空気圧ダンパの短時間 $MSDV_y$ がオイルダンパよりも小さくなっている点について考察を行う。振り角度に相当するシリンダ変位を詳しく見ると、入口側緩和曲線区間及び出口側緩和曲線区間ともにその出

口地点において、従来のオイルダンパの場合、シリンダ変位が多少オーバーシュート気味に動作していることが分かる。一方で、空気圧ダンパの場合、オーバーシュートはある程度抑制されており、その結果、低周波の左右振動が抑えられるため、オイルダンパの場合と比べて $MSDV_y$ の値が小さくなったものと推察される。本空気圧ダンパでは、初期内圧を高めることで、作動流体である空気の質量流量を増やし、散逸エネルギーを大きくする工夫をしている。このため結果的に実効的な減衰係数が OD52 より大きくなったものと考えられる。結果として、空気圧ダンパ固有の特性が、振動乗り心地を悪化させることなく、乗り物酔いに対しては有利となる可能性があることが分かった。

4. 結言

空気圧ダンパ回路を実装したダンパブロックを製作し、それを振りアクチュエータに一体化させたことによって、従来は振りアクチュエータと並列に取り付ける必要があったオイルダンパを不要にでき、部品点数の削減及び艤装スペースの省略が可能となった。また、振り制御フェール時には、制御用圧縮空気を遮断・解放することで直ちにダンパ回路に切り替わり、自然振子で走行することができる切替機構を考案し、ダンパ回路ブロックに実装した。さらに、数値シミュレーションの結果、自然振子の条件にて空気圧ダンパで走行した際、従来のオイルダンパで走行した時と同等の乗り心地であることを確認した。今後は、開発した空気圧ダンパ機能付き振りアクチュエータを実車に搭載して走行試験を行い、自然振子状態でのダンパ機能及び乗り心地を検証し、実用化を進めていきたい。

参考文献

- 1) 風戸昭人, 鴨下庄吾, 山長雄亮: 振り制御用空気圧アクチュエータの応答性向上による低周波左右振動低減, 鉄道総研報告, Vol.25, No.8, pp. 5-10 2011.
- 2) 山長雄亮, 風戸昭人: 空気圧を用いた振りダンパの基礎的検討, J-Rail2010 講演論文集, pp.177-178, 2010.
- 3) 竹内正顕: 空気圧システム入門, p.24, 日本フルードパワーシステム学会, 2003.
- 4) 鈴木浩明, 白戸宏明, 手塚和彦: 低周波振動が列車酔いに及ぼす影響, 鉄道総研報告, Vol.18, No.2, pp. 9-14 2004.

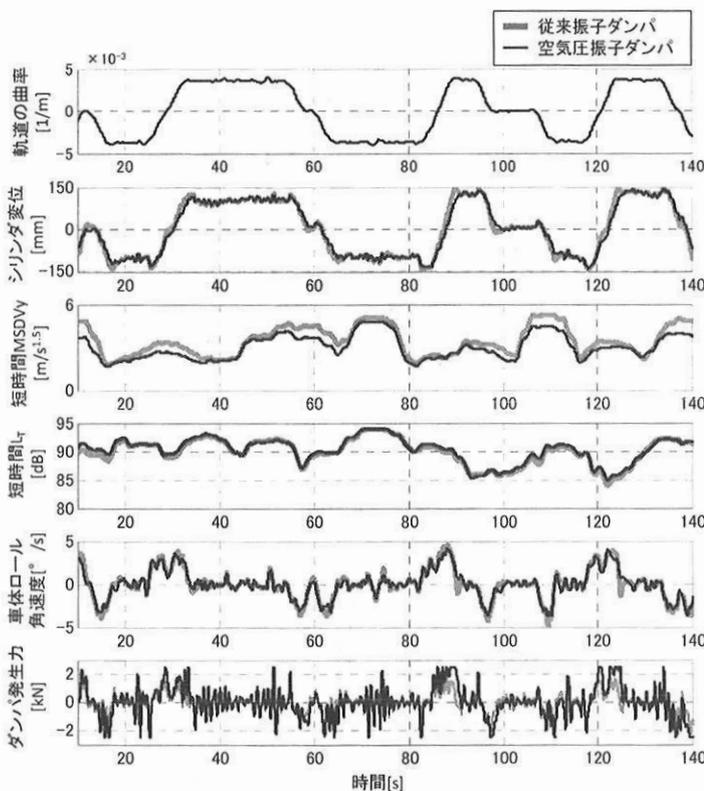


図 7 シミュレーション結果