

1417 空気圧制御式振子車両の低周波左右振動低減 (厳密モデルによるシミュレーション検討)

正 [機] ○風戸 昭人 (鉄道総研)
正 [機] 眞田 一志 (横浜国大)

正 [機] 鴨下 庄吾 (鉄道総研)

Suppression of Low-frequency Lateral Vibration in Tilting Railway Vehicles Controlled by Pneumatic power (Simulation Study with Precise Models)

Akihito KAZATO, Railway Technical Research Institute, 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji City, Tokyo
Shogo KAMOSHITA, Railway Technical Research Institute
Kazushi SANADA, Yokohama National University

In order to reduce traveling time for passengers while maintaining constant ride comfort, tilting trains have been developed and prevailed. However, the tilting system has a certain problem causing possible motion sickness. The authors are involved in development of a new tilting system to prevent passenger's motion sickness. The new system was applied to a tilt actuator by electro hydraulic power. Good results in running tests were obtained. However, the system is required to reduce costs. Therefore, the authors decided to work on improving the performance of pneumatic servo control system which is used in the current tilting system. In this paper, a numerical simulation model of the pneumatic servo system, which is based on the state equation of air, was constructed. The validity of a proposed model and the effectiveness of a proposed system were demonstrated by comparison with results of experiments. In addition, simulation results showed that the proposed system suppressed low-frequency lateral vibration which might cause motion sickness.

Key Words : Railway vehicle, Tilting train, Pneumatic servo system, Numerical analysis, Motion sickness

1. はじめに

振子車両は、高速で曲線を走行する際に車両に生じる超過遠心力(軌道に設定されたカントによって相殺できない遠心力)によって車体を曲線内側に傾けることで、乗客に作用する遠心力を相殺して、一定の乗り心地を保って走行する車両であり、急曲線の多い山岳地域や沿岸地域を通る都市間交通の速達化に大きく貢献している。日本では1973年に、振子はり方式を採用した381系自然振子電車が営業運転を開始した。ところが曲線出入口での傾斜遅れや振子車両特有のロール動揺によって乗り物酔いの問題が指摘されるようになった。その後、曲線での傾斜遅れを解消するため、自然振子動作をアシストする制御付き振子車両が開発された¹⁾。これは台車枠と振子はりの間に組み込まれた空気圧アクチュエータによって、特に曲線出入口での自然振子動作をアシストするもので、最大 $5\sim 6^\circ$ の振子動作が可能である。これにより乗り物酔いに対する乗り心地は大幅に改善されたが、依然として感受性の高い乗客には酔いの感覚を与えてしまうことがある。

そこで鉄道総研では振子車両の乗り物酔い低減に着目して、次世代振子制御システムの開発に取り組んでいる^{2), 3)}。具体的な方法としては、曲線の位置を正確に検出して遅れなく傾斜させるとともに、軌道線形の影響も踏まえて「乗り心地の評価指標」が最適値となるように振子目標値を逐次計算して、応答性の高いアクチュエータで車体を傾斜させるものである。振子用アクチュエータには電動油圧式を採用し、走行試験によって良好な結果を得た^{3), 4)}。電動油圧式アクチュエータは応答性、最大発生力等に優れているが、より簡便かつ低コストの方式でこの傾斜パターンを実現することが求められている。そこで、従来から制御付き振子車両に使用されている空

気圧サーボシステムに手を加えることでより応答性の高い振子制御システムを構成し、乗り心地の向上を検討している。本発表では、振子制御用空気圧サーボシステムの理論モデルを提案し、シミュレーションおよび実験結果から、理論モデルの妥当性を示す。さらにこのモデルを振子車両の1両モデルに組み込み、実際の軌道線形、軌道不整を模擬した軌道上を走行させ、振子制御を行ったときの乗り心地をシミュレーションで確認する。その結果、提案する空気圧サーボシステムにより、乗り物酔いに影響の大きい低周波左右振動を低減できることを示す。

2. 記号

a_i	: スプールの開口面積 [m^2]
A_i	: シリンダの受圧面積 [m^2]
G_i	: 空気の質量流量 [kg/s]
P_e	: 大気圧(絶対圧) [Pa, abs.]
P_i	: 空気圧力(絶対圧) [Pa, abs.]
R	: 空気の気体定数 [$\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$]
T_i	: 空気温度 [K]
V_i	: 空気室容積 [m^3]
W_i	: 空気質量 [kg]
x_p	: シリンダ変位 [m]
κ	: 空気の比熱比

添字 i : 0: 初期状態,

1: シリンダ1室, 2: シリンダ2室

3. 振子制御用空気圧サーボシステムの構成

振子制御用空気圧サーボシステムの現状システム構成を図1に示す。振子制御装置で生成されるシリンダ変

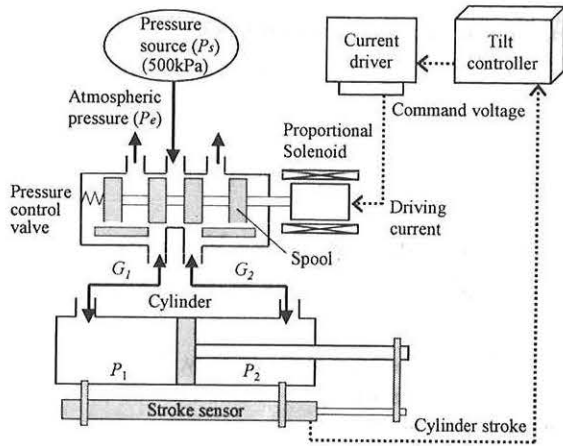


Fig.1 Pneumatic servo system for tilt control with pressure control valve (Current system)

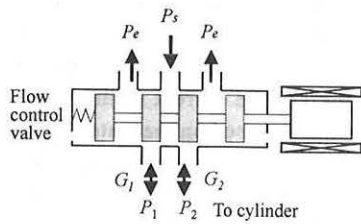


Fig.2 Flow control valve (Proposed system)

位目標値と、変位センサで計測されるシリンダ実変位との偏差に応じて出力される電圧指令値は、電流ドライバへ送られ、比例ソレノイドに駆動電流を供給する。サーボ弁には直動型の圧力比例制御弁を用いており、シリンダ内圧がスプール背面にフィードバックされている。圧縮空気源から供給された高圧空気は、スプール位置に応じて一方のシリンダ室へ送られると同時に、もう一方のシリンダ室の空気は大気へ開放され、シリンダが変位する。なお、シリンダ変位の制御則は、偏差に対する単純な比例制御である。

このシステムの構成要素を変更して性能向上を試みる。応答性に対する影響が最も大きいと考えられるサーボ弁に着目すると、現状システムは圧力制御弁を用いているため、制御の安定性は高いものの、目標値に対する応答性、さらに最大発生力が不足する傾向にある。そこで、図2に示すようにサーボ弁を流量制御弁に置き換えることで、応答性および最大発生力の向上が期待できる。以後、流量制御弁を用いたシステムを改良システムと呼ぶ。

4. 空気圧サーボシステムのモデル化

改良システムの有効性を確認するため、シミュレーションによる検証を行う。以下に空気の状態方程式を考慮したモデルを示す。

理想気体の状態方程式、 $P_i V_i = W_i R T_i$ の両辺を時間微分して、 $dW_i/dt = G_i$ であることを考慮すると、シリンダ室内の圧力変化は式(1)で表せる。

$$\frac{dP_i}{dt} = -\frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{dt} + \frac{W_i R}{V_i} \frac{dT_i}{dt} + \frac{RT_i}{V_i} G_i \quad (1)$$

シリンダ室の容積は、ピストン中立時の容積を V_{i0} 、有

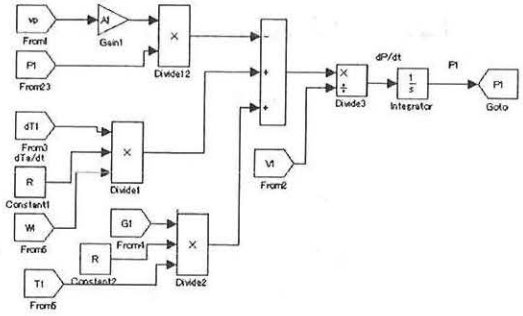


Fig.3 Example block diagram from Simulink

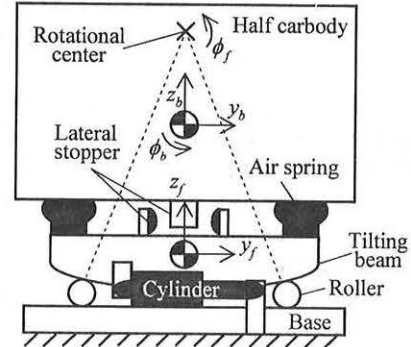


Fig.4 Testing device for tilting motion

効受圧面積を A_i として式(2)で表す。

$$V_i = V_{i0} \pm A_i \cdot x_p \quad (2)$$

温度については断熱変化を仮定し、断熱変化の圧力と温度の関係式(3)を用いる。ここで添字 0 は初期状態を表す。

$$T_i = T_0 \left(\frac{P_i}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

サーボ弁のスプール開口部を絞りと考え、先細ノズルとして扱うことができるものと仮定すると、シリンダ流入流量は、絞り前後の圧力比によって式(4)、(5)のように表せる⁵⁾。ここで添字 u は絞りの上流側、 d は下流側を表す。

$P_d/P_u \geq 0.528$ のとき、

$$G_i = a_i \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{(\kappa+1)/\kappa}} \quad (4)$$

$P_d/P_u < 0.528$ のとき、

$$G_i = a_i \sqrt{\frac{\kappa}{R(\kappa+1)}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (5)$$

以上のモデルを MATLAB/Simulink を用いて構成した。図3に Simulink のブロック線図の一例を示す。これら空気の状態モデルの他に、サーボ弁の特性を表現するために、ラップ量、ソレノイド発生力、スプール反力等も考慮した詳細なサーボ弁モデルを作成した。

5. モデルの妥当性検証

4章で示した空気圧サーボシステムのモデルの妥当性を検証するため、図4に示す動揺荷重試験装置モデルに

サーボシステムのモデルを組み込み、動作シミュレーションを行った。併せて、同装置を用いた実験も行った。動揺負荷試験装置は、振子車両の断面を模擬した実物大の試験装置であり、車体～台車（振子はり）間の自由度を考慮した条件で、振子用アクチュエータの動作試験を行うことができる。なおシミュレーションにおける動揺負荷試験装置の力学モデルは、汎用のマルチボディダイナミクス解析ソフトである INTEC 社製 SIMPACK で作成し、SIMPACK 側からシリンダ変位を Simulink によるサーボシステムモデルに渡し、そこで計算されたシリンダ発生力を SIMPACK へ返すことにより協調シミュレーションを行った。なお試験装置の車体質量は 14t、シリンダ初期内圧 P_0 は 300kPa とした。

図 5 に従来システムである圧力制御弁を用いた場合の計算結果、および実験結果を示す。変位目標値は、0.1Hz で振幅 136mm（振子角 5° に相当）の正弦波である。シリンダ変位の計算値は、目標値に対する遅れ、最大変位量ともに、実験値とよく合っている。シリンダ内圧、及びこの差圧によるシリンダ発生力を見ると、実験値の方が若干大きいものの、概ねよく合っている。実験値の発生力が大きいのは、車体の転倒防止装置による摩擦力、およびシリンダの摩擦力に起因するものと考えられる。図 6 には、流量制御弁を用いた場合の計算結果、及び実験結果を示す。この場合も同様に、計算値と実験値はよく合っている。流量制御弁を用いることによって、変位指令値に対する遅れは減少し、最大変位も大きくなっている。これは、圧力制御弁の場合よりも差圧を大きくとれ、より大きなシリンダ発生力を確保できたためである。

6. 1 両モデルによるシミュレーション

空気圧サーボシステムモデルの妥当性が確認できたので、このモデルを振子車両の 1 両モデルに組み込み、模擬走行シミュレーションを行った。車両モデルは、図 7 に示すように SIMPACK で作成した。台車は、輪軸、台車枠、振子はりで構成されるボルスタレス台車とし、空気ばねを介して 28t の車体を載荷した。さらに各質量要素間をばね要素、減衰要素で連結した。マルチボディダイナミクスを用いると、例えば振子シリンダ等の取付位置を現実の台車と同様な厳密位置に容易に設定できるので、曲線や軌道不整による台車のヨー運動などによるシリンダへの入力も再現できることが大きな特徴だと考える。模擬走行を行った軌道線形は、半径 300m の曲線が 7 個連続する 4km の急曲線区間であり、1m ごとの曲率（通り）、カント（水準）データの実測データをもとに再現した。なお、空気ばねは簡略化のため、ばね・ダンパ並列の単純な 2 要素モデルとした。走行速度は 80km/h とした。

図 8 に、従来システムによる計算結果を示す。このときの振子目標値は CA モード¹⁾である。シリンダの実変位を見ると、緩和曲線において、2 秒ほどの振子遅れが見られ、偏差の最大値は約 70mm である。また図 9 に、流量制御弁を用いた改良システムによる計算結果を示す。このときの振子目標値は、乗り心地評価指標を考慮した JTM パターン³⁾とした。さらに改良システムであっても、目標値に対する定常的な遅れを 0 にすることはできないので、JTM パターンを 1 秒早めて生成した。図 9 によると、緩和曲線での振子遅れは従来システムに比べて半減し、偏差の最大値は約 50mm である。これらから、シリンダの応答性が向上したことがわかる。また、従来シス

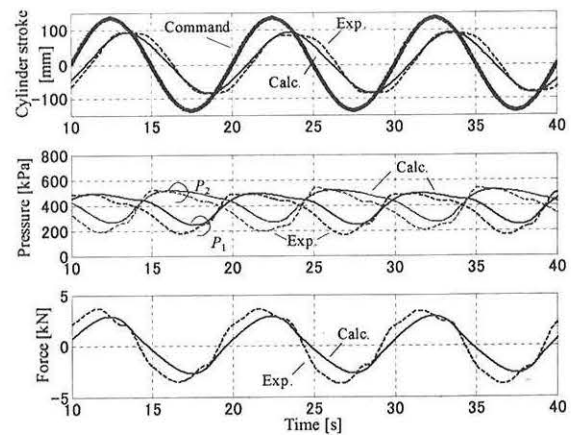


Fig.5 Comparison of numerical simulation and experiment (Current system with pressure control valve)

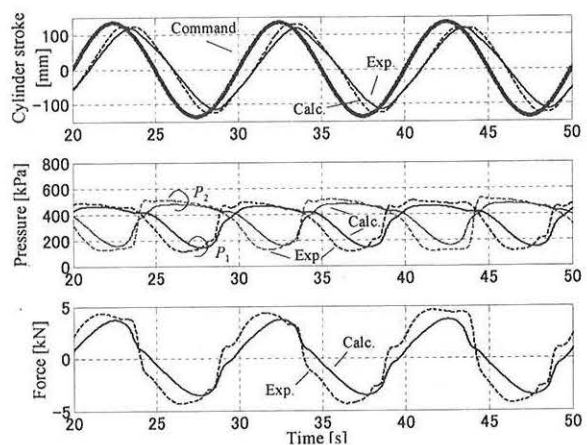


Fig.6 Comparison of numerical simulation and experiment (Proposed system with flow control valve)

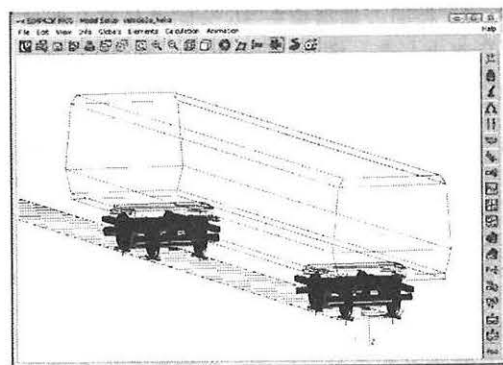


Fig.7 Model of tilting vehicle in SIMPACK

テムと改良システムでシリンダ発生力を比較すると、改良システムの方がより大きな発生力を実現していることがわかる。

図 10 には、従来システムと改良システムでの乗り心地の比較のため、MSDV_y と呼ばれる乗り物酔いの評価値と車体ロール角速度を示す。MSDV_y とは、乗り物酔い暴露量値 (Motion Sickness Dose Value) の略で、鉄道の場合に特に乗り物酔いに影響の大きい極低周波の左右方向 (y 方向) の振動加速度を積算したものである⁶⁾。通常、MSDV_y は 30 分間の累積値で評価を行うが、ここでは、どの箇所で低周波の左右振動成分が大きいのかを把握す

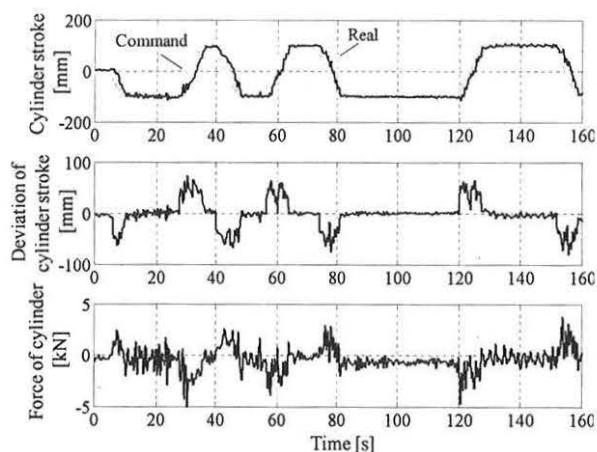


Fig.8 Simulation result of cylinder movement
(Current system with pressure control valve)

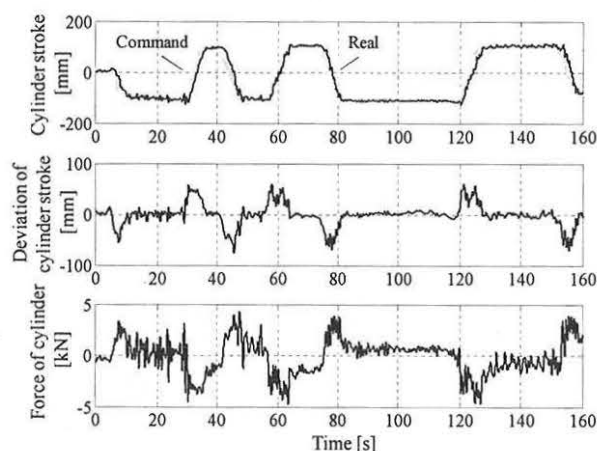


Fig.9 Simulation result of cylinder movement
(Proposed system with flow control valve)

るため、20秒間の累積値を30分間に換算した値を連続的にプロットした。図10によると、MSDV_yが大きいのは、主に緩和曲線走行時であることがわかる。従来システムによる制御を行うと、制御を行わない自然振子の場合に比べて、大きくMSDV_yは低減する。さらに改良システムによる制御を行うと、10秒付近、および60秒付近を中心とした地点で、さらなる改善が認められる。これは、サーボシステムの応答性向上により、振子目標値に対する遅れを低減したこと、および乗り心地改善を積極的に考慮したJTMパターンによるためと考える。一方で、応答性がよい制御を行うと、車体ロール角速度を大きくする懸念があるが、いずれの制御条件の場合も大きな差はなく、乗り心地上の目安値である5deg/s以下を満足している。

また、制御によって振子の位置決め剛性が向上すると、低周波振動は低減する一方で、高周波振動の増大を招くことがある⁴⁾。しかし本システムでは制御条件によらず、高周波振動は増大しなかった。これは油圧による制御に対する空気圧制御のアドバンテージである。

7. まとめ

空気圧制御式振子車両の低周波左右振動低減を目的として、空気圧サーボシステムの変更による効果をシミュレーションで確認した。以下に成果をまとめる。

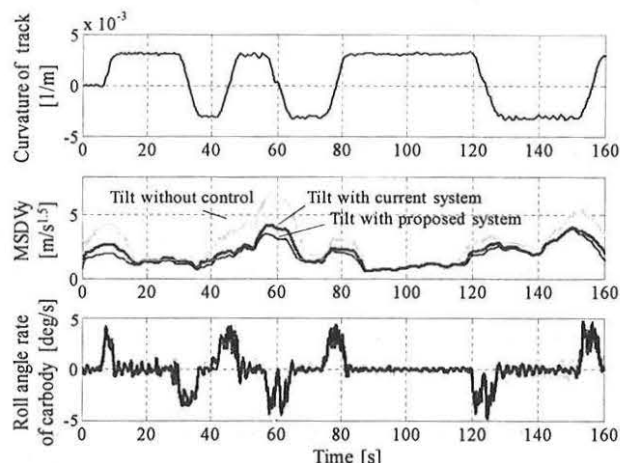


Fig.10 Comparison of ride comfort between current system and proposed system by numerical simulation

- (1) 提案する振子制御用空気圧サーボシステムモデルを用いると、振子アクチュエータの挙動を精度良く確認できることを実験との比較により示した。
- (2) サーボ弁を流量制御弁とした改良システムは、圧力制御弁を用いた現状システムに対して、目標値に対する追従性を向上し、最大変位量も大きくすることを、シミュレーション及び実験により確認した。
- (3) 振子車両の1両モデルで走行シミュレーションを行った結果、提案する改良システムは、特に緩和曲線部において従来システムに比べて乗り物酔い暴露量値(MSDVy)を低減した。

元来、応答性がよくなく剛性も小さいと言われる空気圧を用いた振子制御システムであっても、構成要素の変更により、乗り物酔いに影響の大きい低周波左右振動低減を図ることが分かったので、今後はサーボ弁以外の構成要素の諸元変更についても検討を行い、最適な空気圧サーボシステムを開発していきたいと考える。最後に、本研究にご協力いただいたピー・エス・シー(株)の関係各位に心より感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 湯川靖司, 岡本勲, 小柳志郎, 藤森聡二, 笠井健次郎, 寺田勝之: 振り子式電車の車体傾斜制御, 日本機械学会論文集(C編), Vol.53, No.496, pp.2588-2596, 1987.
- 2) 榎本衛, 鴨下庄吾, 神山雅子, 佐々木君章, 濱田寿弘, 風戸昭人: 電動油圧アクチュエータを用いた振子制御システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.19, No.4, pp.29-34, 2005.
- 3) 畠田憲司, 鴨下庄吾, 真木康隆, 風戸昭人: 乗り物酔いに着目した振子制御システムの開発, J-RAIL2007講演論文集, pp.283-286.
- 4) Kazato, A. et al.: Measures against high-frequency vibration for Next-Generation Tilt Control System, Proceedings of 8th World Congress on Railway Research (CD-ROM), 2008.
- 5) 竹内正顯: 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
- 6) 鈴木浩明, 白戸宏明, 手塚和彦: 低周波左右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.