

加速度・速度・流量フィードバックによる鉄道台車の鉛直空気ばねの制御

加藤友規^{*}, 品川大輔^{**}, 只野耕太郎^{***}, 川嶋健嗣^{***}, 香川利春^{***}

Active Control of Vertical Vibration of Pneumatic Air Spring for Rail Train Using Acceleration, Velocity and Flow Rate Feedbacks

Tomonori Kato^{*}, Daisuke Shinagawa^{**}, Kotaro Tadano^{***},
Kenji Kawashima^{***}, Toshiharu Kagawa^{***}

The air spring for railway vehicle is usually passively controlled using a leveling (height control) valve with a sub tank to suppress the vibration of vertical direction. There are demands to reduce the space and to improve the controllability of the air spring for rail trains. In this research, the vibration of an air spring for railway vehicle is actively controlled by a pneumatic servo system. We proposed an active control method using an acceleration sensor, a relative displacement sensor, a laminar type flow sensor having high dynamic characteristics and a spool type servo valve. The flow sensor was used for linearization of the spool type servo valve. We applied the proposed method to a real air spring for railway vehicle having a mass of 800[kg]. The experiments were carried out for several frequencies especially at near the resonance frequencies and for several amplitudes of sinusoidal vibration given by a hydraulic driven vibration exciter. The results were compared with that of the passive control. The effectiveness of the proposed method was confirmed experimentally.

Key Words : Railway, Pneumatics, Air spring, Active vibration control, Pneumatic servo system

1. はじめに

鉄道車両では一般に、台車を上下方向に支える機構として空気ばねが用いられている¹⁾。空気ばね本体（主空気室）と管路を介して接続された補助空気室に封入した空気によって柔らかいばね特性を実現し、両者を結ぶ空気通路に設けた固定絞りによってその減衰性を得るような構造となっている。

鉄道車両用の空気ばねの研究としては、車体の上下方向の振動抑制のために、油圧を用いたアクティブサスペンションやセミアクティブサスペンションによる研究が報告されているほか²⁾、主空気室と補助空気室の間の管路に電磁弁を設け、減衰性を制御した研究事例などが報告されている³⁾。

本研究では、スプール型サーボ弁と層流型高速応答流量計⁴⁾を用いて、台車の鉛直方向の主空気ばね室内を出入りする空気流量を制御することにより、管路と補助空気室を用いず

に空気ばねの特性をアクティブ制御により可変とし、管路と補助空気室を用いた場合と同等以上の制振・除振性能を実現する制御方法を提案する。はじめに、上述の流量制御系に台車上の鉛直方向の絶対加速度信号のフィードバックを付加することにより、スカイフックダンパを実現し、共振ピークを低減する。つぎに、台車と床面の相対速度のフィードバックを加え、固有振動数を低減させ、補助空気室と同様の効果を実現する。これにより、共振ピーク値の低減と固有振動数の変更の両方が可能である。その空気ばねおよび周辺機器をモデル化し、シミュレーションモデルにより有効性を確認する。新幹線用の1軸鉛直空気ばねを用いて、床面から油圧加振器で加振する実験により振動伝達率を評価することで、提案方法の有効性を検証した。

主な記号

- A : 空気ばねの受圧面積 [m²]
- b : サーボ弁の臨界圧力比率[-]
- c : ゴム膜の粘性係数[N/(m/s)]
- C : サーボ弁の音速コンダクタンス [dm³/(s bar)]
- d : 絞りの内径[m]
- E_i : サーボ弁の制御電圧[V]
- f : 加振周波数 [Hz]
- f_{SF} : スカイフックダンパの発生力[N]

* 福岡工業大学工学部知能機械工学科
福岡県福岡市東区

** 住友金属工業株式会社 大阪市此花区

*** 東京工業大学精密工学研究所 神奈川県横浜市緑区

* Tokyo Metropolitan College of Industrial Technology,
Shinagawa-ku, Tokyo

** Sumitomo Metal Industries, Ltd., Konohana-ku, Osaka

*** Precision and Intelligence Laboratory, Tokyo Institute of
Technology, Midori-ku, Yokohama, Kanagawa

(Received February 10, 2010)

TRIA013/10.0913@2010 SICE

f_{AS} : アクティブばねの発生力[N]
 G : 質量流量[kg/s]
 k : ゴム膜の弾性係数[N/m]
 K_a : 加速度フィードバックゲイン[(L s²)/(min m)]
 K_{qi} : 流量フィードバックゲイン[(V min)/(L s)]
 K_v : SP弁の流量ゲイン[L / (V min)]
 K_{vf} : 相対速度フィードバックゲイン[(m/s²)/(m/s)]
 K_x : 相対変位フィードバックゲイン[(m²/s)/(m)]
 L : 管路の長さ [m]
 M : 1軸空気ばね上の重りの質量 [kg]
 P : 圧力 [Pa]
 P_e : サーボ弁の制御ポート側圧力[Pa]
 P_s : 供給圧力[Pa]
 P_0 : 主空気ばね室の初期状態での圧力 [Pa]
 Q_n : サーボ弁を出入りする流量 [L/min (ANR)]
 R : ガス定数[J/(kg K)]
 s : ラプラス演算子
 S_e : サーボ弁の有効断面積[mm²]
 st : サンプルタイム[s]
 t : 時間[s]
 T_{fil} : 一次微分の時定数[s]
 T_q : 流量制御の時定数[s]
 V : 主空気ばね室の容積 [m³]
 V_0 : 主空気ばね室の初期状態での容積 [m³]
 V_t : 補助空気室の容積 [m³]
 W : 空気の質量[kg]
 x : 空気ばね上の変位[mm]
 x_{ref} : 変位の目標値[m]
 x_0 : 床面の変位[m]
 α : 流量換算係数[(kg/s)/(L/min ANR)]
 κ : ポリトロップ指数
 θ : 空気の温度[K]
 \mathcal{L} : ラプラス変換を表わす記号

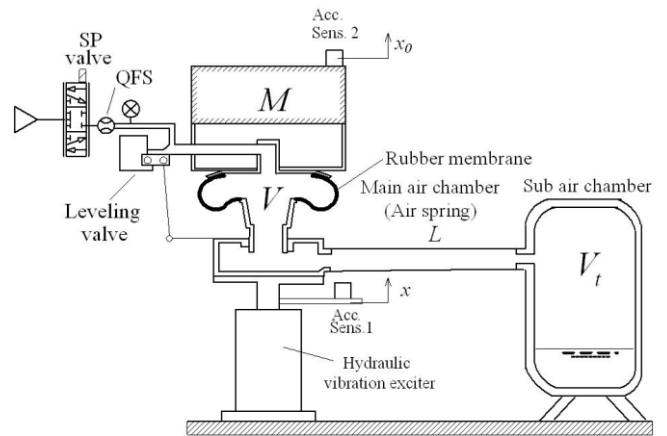


Fig. 1 Experimental apparatus schematic
(1/1 scale vertical air spring for rail car)

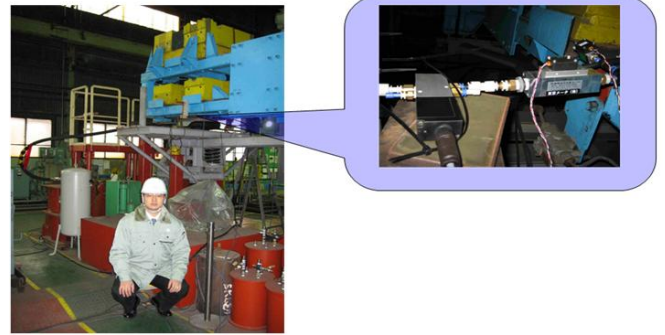


Fig. 2 Picture of experimental apparatus

空気ばね上加わる荷重の質量 $M=8000$ [kg]

弾性係数 $k=212 \times 10^3$ [N/m]

粘性係数 $c=848$ [m/(m/s)]

床面の変位を x_0 [m], 空気ばね上の変位を x [m], 空気ばねの内圧力 P [Pa]とし, 空気ばねのゴム膜の弾性係数 k と粘性係数 c を考慮すると, 運動方程式は次式となる.

$$M\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_0) + k(x - x_0) = PA \quad (1)$$

また, 空気ばね室内の気体の状態変化について, 空気ばね室内の空気の質量を W [kg], 温度を θ [K]とすると,

$$\frac{dP}{dt} = \kappa \left[\frac{R\theta}{V_0} G - \frac{P_0 A}{V_0} \frac{d(x - x_0)}{dt} \right] \quad (2)$$

となる⁽⁵⁾. ただし, G は空気ばね室内に流入する空気の質量流量であり ($G = dW/dt$ [kg/s]) である. 温度変化を断熱と仮定すると $\kappa=1.4$ である.

なお, 通常, 主空気ばね室と管路の間には, 内径十数 mm 程度の固定絞りが設置され, 減衰性が付与されるが, 本実験装置の構成では絞りの内径が $d=43$ mm と比較的大きなものを使用した.

2. 空気ばねの制御方法

2.1 空気ばね試験装置とモデル化

本研究で用いた空気ばね試験装置の構成を Fig. 1 に示す. Fig. 1 は新幹線台車に用いられる空気ばねの1軸モデルであり, おもり・主空気室・管路・補助空気室・レベルリングバルブ, および床面外乱を与える油圧加振機などから構成される. おもりは, 空気ばねと反対側の端部はちょうつがいで固定されている. 仕様を以下に示す.

主空気ばね室の容積 $V_0=23.9$ [L]

補助空気室の容積 $V_t=95$ [L]

有効受圧面積 $A=2056$ [cm²]

管路の長さ $L=3$ [m]

主空気室と管路の間の絞りの内径 $d=43$ [mm]

2.2 提案する制御方法の構成要素

スプール型サーボ弁 (SP 弁)

空気圧サーボ弁として FESTO 社のスプール型サーボ弁 (FESTO MPYE-1/8HF, 以下 SP 弁) を使用した. SP 弁は供給・制御・排気の 3つのポートを有し, 流体が通過する流路の有効断面積 S_e [mm²] がスリーブ内のスプール変位によって調節されることを特徴とする. 下流圧力の整定時など制御ポートへの流量が必要ない場合には, 流路をスプールによってほぼ遮断することができる. SP 弁は制御電圧 E_i [V] と有効断面積 S_e [mm²] の間に非線形性が存在する. またこのサーボ弁の公称中立点は $E_i = 5$ [V] であるが, 各ポート側の圧力条件や温度などの環境の変化や個体差によって, 流量ゼロの中立点に若干の変動がある. SP 弁の写真と構造を Fig. 3 と Fig. 4 に, 制御電圧 E_i [V] と音速コンダクタンス C [dm³/(s bar)] の関係を Fig. 5 にそれぞれ示す. SP 弁の供給ポートに $P_s = 0.9$ [MPa abs] が加えられ, 制御ポート側圧力が $P_c = 0.48$ [MPa abs], 排気ポート側は大気圧 (1013[hPa abs]) である場合を想定し, Fig. 5 の静特性と ISO6358⁶⁾ の流量式を用いて制御電圧と流量の関係を計算すると, Fig. 6 のようになる. なお計算の際, SP 弁の臨界圧力比は $b = 0.35$ とした⁷⁾. Fig. 6 のとおり, SP 弁の制御電圧と流量の間には非線形な関係があり, 特に中立点付近にはほとんど流量を流さない不感帯が存在する.

層流型高速応答流量計 (QFS)

SP 弁の非線形性・中立点変動を高速流量フィードバックによって補償するため, 層流型高速応答流量計 (QFS, 東京メータ) を使用した. 本研究では特に広い測定レンジ (最大流量で 2000[L/min ANR] 程度) が要求されるため, それに対応するため内径 0.3mm の層流抵抗管を 6400 本用いた QFS を



Fig. 3 Picture of SP valve

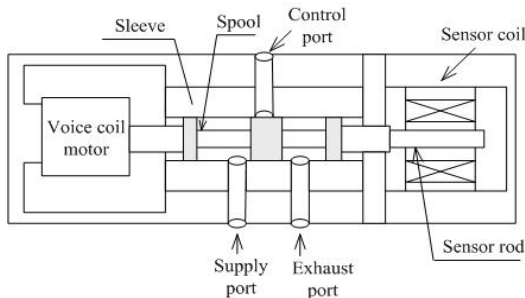


Fig. 4 Structure of SP valve

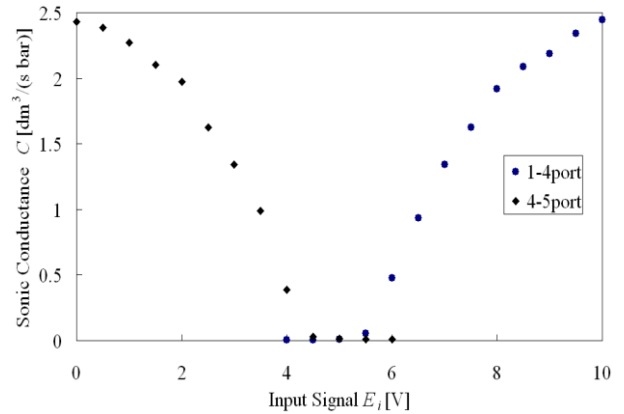


Fig. 5 Static characteristics of SP valve (FESTO MPYE-1/8HF)

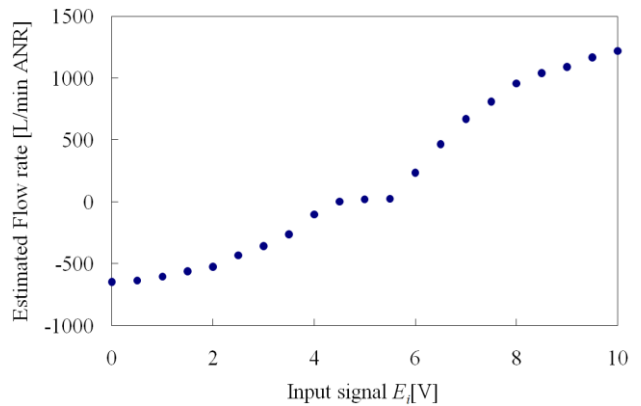


Fig. 6 Estimated flow rate



Fig. 7 Quick response laminar flow sensor (QFS)

製作した. この QFS は 0.5[MPa gauge] の加圧下で ± 2000 [L/min ANR] のレンジの流量を, 分解能 2[L/min ANR] で計測可能である. 使用した差圧センサは All Sensors 社製の ± 5.0 [kPa] である. QFS の外観写真を Fig. 7 に, SP 弁と QFS の主空気ばねへの接続状態を, Fig. 1, Fig. 2 に示す.

加速度センサ

ばねの上部と下部の 2 か所に加速度センサを設置し, 制御および振動伝達率の測定を行った. 使用した加速度センサは日本航空電子工業社製のサーボ型加速度計 (JA-40GA-04) である. 測定レンジは ± 3 [G], 分解能は 6.9×10^{-6} [m/s²] である.

相対変位計

空気ばね上下間の相対変位 ($x-x_0$) を計測するため、レザ式の非接触変位計を使用した。

2.3 提案方法 1：加速度と流量フィードバックによる制御

スプール型サーボ弁は応答が速く、大出力可能であるという長所を有しているが、強い非線形性を有しているという欠点がある。この欠点を補償するため、QFS を用いた高速流量フィードバック制御ループを構成し、バルブ操作信号と流量の線形化を行う⁸⁾。その上で、加速度センサを台車上に設置し、加速度フィードバック制御を行う。提案する制御方法のブロック線図を Fig. 8 に示す。流量フィードバックゲイン K_{qi} を 1 [(V min)/(L s)] とし、バルブの流量ゲイン K_v はあらかじめ測定した SP 弁の有効断面積と供給圧・空気ばねの平衡圧から算出し 220[L/(min V)] とすると、流量制御の時定数は $T_q=1/(K_{qi}K_v)=4.5 \times 10^{-3}$ [s] となる。加速度フィードバックは空気ばね容積による自然積分を介して圧力の制御となっており、スカイフックダンパが構成される。スカイフックダンパによる減衰力は

$$f_{SF} = -c\dot{x} = -\frac{K_a \alpha R \theta A}{V} \dot{x} \quad (3)$$

となるため、スカイフックダンパの効果を有効に得るには加速度フィードバックゲイン K_a を大きくすることが重要となる。なお、 K_a の設定の目安として、容積変化が微小で、流量制御ループの時定数が十分に小さい場合を仮定して次式を用いた。

$$\frac{\ddot{x}}{\ddot{x}_{ref}} = \frac{1}{1+T_x s} = \frac{1}{1 + \frac{V_0 M}{\alpha R \theta A K_a} s} \quad (4)$$

上式において、各パラメータの値を代入すると、 $K_a=620[(L/min)/(m/s^2)]$ のとき、 $T_x=1.0$ [s] となる。なお、提案方法は加速度の制御を目的としており、相対変位の制御については、レベリングバルブを併用することとする。

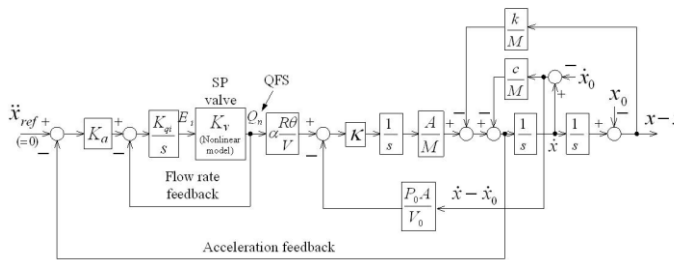


Fig. 8 Block diagram of the proposed control method 1

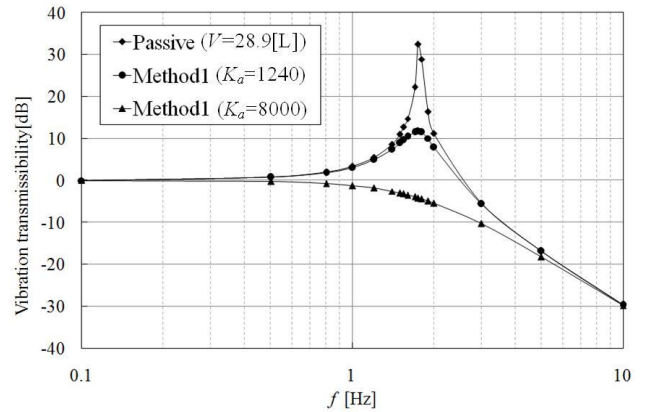


Fig. 9 Simulation results of the proposed control method 1

3. シミュレーション

3.1 提案方法 1 のシミュレーション

実験に用いたレベリングバルブで空気ばねの位置決めを行うと時定数が約5[s]程度であるため、シミュレーションにおいてもほぼ同程度の時定数となるように、加速度制御ループの外側に相対位置制御ループを設置し、コントローラの比例ゲインを $K_x=0.2[(m/s^2)/(m)]$ と設定した (Fig. 8 においては省略)。

また、シミュレーションにおいてバルブのモデルは Fig. 5 の非線形モデルとし、流量は ISO6358 の式により算出した。

K_a が 1240 と 8000 の場合の床面振動の台上への伝達特性 (入力 \ddot{x}_0 に対する \ddot{x} の振幅比) のシミュレーション結果を Fig. 9 に示す。シミュレーションにおいて、床面振動 x_0 は振幅 [1mm] の正弦波とした。なお、図中「Passive」とは、非アクティブ状態のことであり、提案した制御を用いずにレベリングバルブのみで浮上させた場合を示す。スカイフックダンパの効果により、 K_a を増加させるとピークが減少するシミュレーション結果を得ている。

つぎに、流量フィードバック制御の効果を検証するため、QFS による流量フィードバック制御のない場合のシミュレーションを行った (Fig. 10)。流量制御ループがある場合 (Fig. 8) と等価にするため、ゲイン補正として、 K_a に 1/220 を乗じた値をバルブの制御電圧とした。周波数 1[Hz] の床面振動が加えられた場合のシミュレーション結果 (変位・加速度) を Fig. 11, Fig. 12 にそれぞれ示す。Fig. 11 では、流量フィードバックがない場合には、外乱の入力とともに変位が上にドリフトしている。

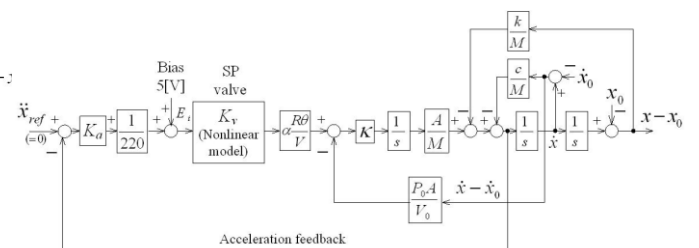


Fig. 10 Block diagram of the control method without using QFS

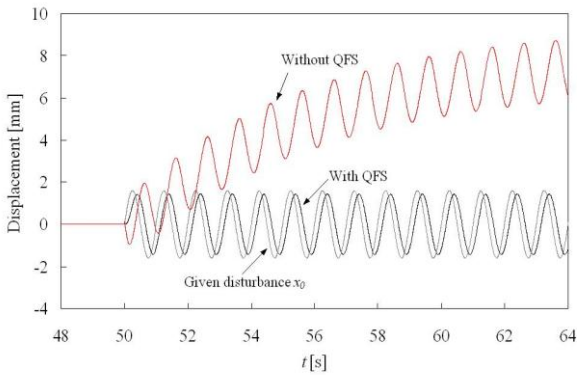


Fig. 11 Simulation results (Displacement)

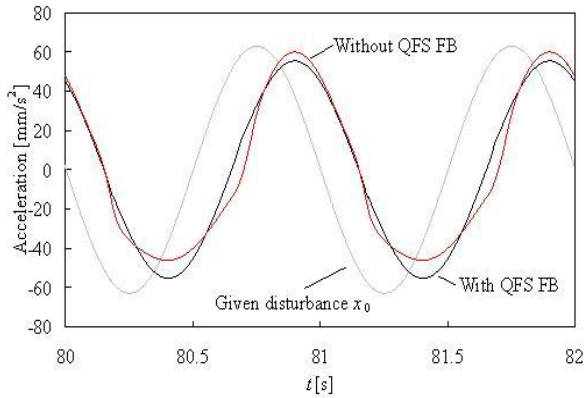


Fig. 12 Simulation results (Acceleration)

これは、SP弁のもつ非対称性による影響と考えられる。Fig. 12は加速度のシミュレーション結果であるが、流量フィードバックがない場合には上下の非対称性と歪が明確に現れており、QFSによる流量フィードバックの有効性が示されている。

3.2 提案方法2：加速度と相対速度と流量フィードバックによる制御

鉄道車両の空気ばねにおいては、後述する実験結果のとおり、管路と補助空気室を用いて、固有振動数を低減させている。本節では、管路と補助空気室を用いずに空気ばねの固有振動数を変更するため、提案方法1による制御に加えて、Fig. 13に示す相対速度のフィードバック制御を提案した。相対速度フィードバックは容積の積分を介して圧力制御となるため、空気ばねの剛性を変更する効果がある。アクティブばねの発生力は理論上、次式となる。

$$f_{AS} = k(x - x_0) = \frac{K_v K_a \alpha R \theta A}{V} (x - x_0) \quad (6)$$

なお、相対速度は(7)式により、相対変位センサの出力値を疑似微分することにより算出し、ゲイン K_v [(m/s²)/(m/s)]を掛け合わせてフィードバックする。

$$\dot{x}(k) = \frac{1 + \exp(-st/T_{fil})}{2T_{fil}} (x(k) - x(k-1)) + \exp(-st/T_{fil}) \dot{x}(k-1) \quad (7)$$

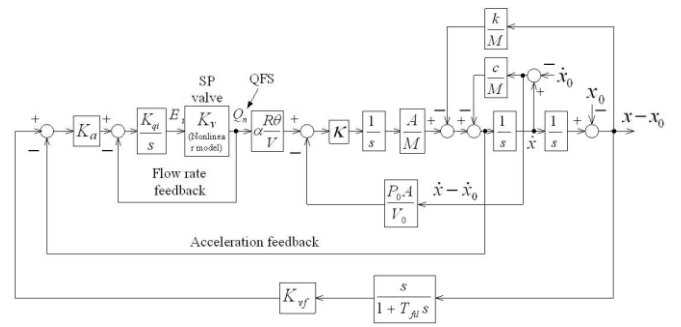


Fig. 13 Block diagram of the proposed control method 2

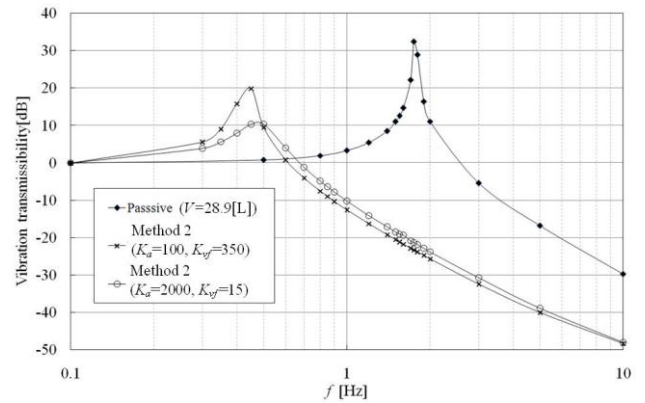


Fig. 14 Simulation results of the proposed control method 2

本研究のシミュレーション・実験においては $T_{fil}=0.01$ [s]、サンプリングタイムは $st=1 \times 10^{-4}$ [s]と設定した。

3.3 提案方法2のシミュレーション

シミュレーションにおいては、3.1節同様、レベリングバルブに相当する相対位置のフィードバック制御系を配置した。Fig. 14に提案方法2についての2通り ($K_a=100 \cdot K_v=350$, $K_a=2000 \cdot K_v=15$)のシミュレーション結果を示す。図中、縦軸は入力 \dot{x}_0 に対する \dot{x} の振幅比を表わす。この結果より、相対速度フィードバックの効果により、補助空気と管路を用なくとも K_r を変更することにより、共振ピークの周波数を移動でき、さらに提案方法1の加速度フィードバックと組み合わせることで、ピーク値を低減することができるといえる。

4. 実験による検証

提案方法の有効性を確認するため、Fig. 2に示す新幹線と同サイズ(重量約0.8トン)の1軸鉛直空気ばね試験装置を用いた実験を行った。各実験において、油圧加振機によりレールからの振動を模擬した変位加振が加えられ、空気ばねの下と上に設置された加速度センサの振幅比より、振動伝達率を評価した。提案した各制御方法との比較のため、補助空気室を用いず ($V=23.9$ [L]のみ)に非アクティブの場合と、補助空気室 ($V=23.9$ [L], $V_r=95$ [L])を用いて非アクティブの場合について、振動伝達率を測定した。

各実験における油圧加振機の加振周波数は 0.1[Hz]から 10[Hz]までとしたが、変位の振幅振動の典型的なモードとして、つぎのようにした。

- 0.1[Hz]~0.5[Hz] … 4.0[mm]
- 0.6[Hz]~0.7[Hz] … 2.5[mm]
- 0.8[Hz]~0.9[Hz] … 1.5[mm]
- 1.0[Hz]~1.2[Hz] … 1.0[mm]
- 1.3[Hz]~6.0[Hz] … 0.75[mm]
- 6.5[Hz]~8.0[Hz] … 0.4[mm]
- 9.0[Hz]~10.0[Hz] … 0.2[mm]

なお、制御のサンプリングタイムは 0.1[ms]、データ保存のサンプリングタイムは 1.0[ms]とした。

3.1 提案方法 1 の場合

提案方法 1 の場合の実験を行った。実験において、 $K_{qi}=0.5$ とし、 K_a を 8000 とした。加振入力空気ばねの共振点付近である周波数 1.5[Hz]、振幅 0.75[mm]の際の空気ばね下部と上部の加速度波形を Fig. 15 に示す。比較のため $V_f=23.9[L]$ で非アクティブの場合の実験データも示してある。提案した制御方法により、共振ピークの振幅が 1/9 程度に抑制されている。

各周波数における振動伝達率の測定結果を Fig. 16 に示す。この結果より、提案方法 1 により、空気ばねの共振ピークが

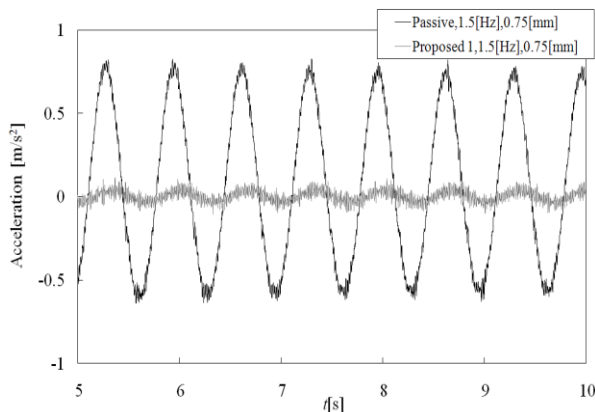


Fig. 15 Comparison of passive and experimental result of the proposed control method 1($f=1.55[Hz]$)

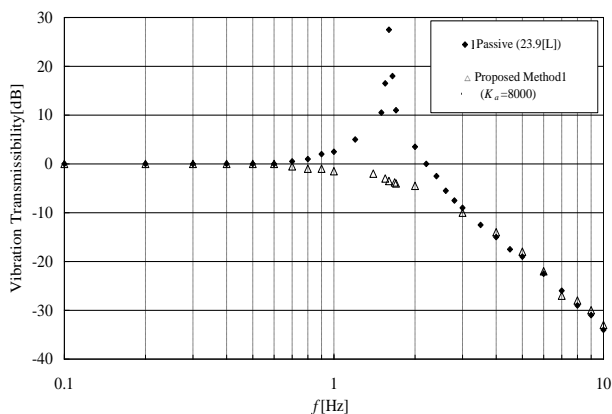


Fig. 16 Experimental results of the proposed control method 1

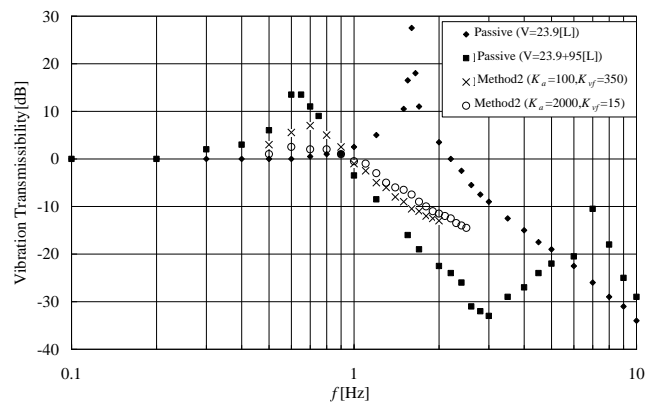


Fig. 17 Experimental results of the proposed control method 2

0[dB]以下に抑制され、また高周波域において非アクティブの場合と同等の除振性を確保していることがわかる。この実験結果では、非アクティブの場合に周波数が 1.55[Hz]付近でピークを生じており、前述したシミュレーション結果のピーク値 1.7[Hz]と若干異なっているが、この原因は温度変化や管路等のデッドボリュームであると考えられる。

3.2 提案方法 2 の場合

提案方法 2 の実験結果（周波数伝達率）を Fig. 17 に示す。Fig. 17 には、補助空気室がある場合とない場合との 2通りの非アクティブの実験結果と、提案方法 2 の場合の $K_a=100, K_v=350$ と $K_a=2000, K_v=15$ の実験結果が示されている。

実験結果より、固有振動数の低減・高周波域の除振性という意味では、 $V_f=95[L]$ の補助空気室を用いた場合には及ばないものの、提案方法 2 により、固有振動数が低周波側に移動し、共振ピークが抑えられているという効果が得られていることがわかる。なお、補助空気室を用いた際に 7[Hz]付近で共振ピークが見られるのは、長さ $L=3[m]$ の管路による影響と考えられる⁷⁾。

以上より、提案方法 1 と 2 の両方について、シミュレーションと実験の傾向はおおむね一致しており、提案方法の妥当性が示されたといえる。

4. おわりに

本研究では、鉄道車両用空気ばねの鉛直方向の振動制御として、スプール型サーボ弁と層流型高速応答流量計を用いた流量制御系をマイナーフィードバックとして、加速度と、相対変位から算出した速度をメインフィードバックとする方法を提案した。

新幹線台車の 1 軸空気ばねを対象として提案方法の有効性をシミュレーションと実験によって検証した。その結果、管路と補助空気室を用いた場合と同等以上の制振・除振性能を実現可能であることを明らかにした。

参考文献

- (1) 機械工学便覧：B1 機械要素設計トライボロジ，日本機械学会編，B1-147 (1985)
- (2) 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-Rail2002，155/158 (2002)
- (3) 菅原能生，瀧上唯夫，風戸昭人：空気ばねの減衰制御による鉄道車両の車体上下振動低減、日本機械学会論文集（C編）72巻721号，78/85 (2006)
- (4) 船木達也，川嶋健嗣，香川利春：高速応答を有する気体用層流流量計の特性解析，計測自動制御学会論文集，第40巻第10号，1008/1013 (2004)
- (5) 山口惇，田中裕久：機械系大学講義シリーズ 16 油空圧工学，コロナ社 112/113 (1986)
- (6) ISO 6358-1989：Pneumatic fluid power-Components using compressible fluids -Determination of flow-rate characteristics.
- (7) 香川利春，蔡茂林：知っておきたいやさしい空気圧②，油空圧技術，第44巻第10号，51/55 (2005)
- (8) 加藤友規，川嶋健嗣，澤本晃一，船木達也，香川利春：スプール型サーボ弁と層流型高速流量計を用いた空圧式アクティブ除振台の制御，精密工学会誌論文集，第72巻第6号，772/777 (2006)
- (9) 藤田壽憲，奥村英彦，山田忠治，井上信昭，遠藤慎二郎，香川利春：補助タンク付空気ばねにおける接続管路のばね特性への影響，日本機学会論文集（C編），第63巻第610号，1920/1926 (1997)

[著者紹介]

加藤友規（正会員）



2007年東京工業大学大学院総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻博士課程修了。東京都立産業技術高等専門学校助教を経て，2010年福岡工業大学工学部知能機械工学科助教となり現在に至る。空気ばね式除振台の制御などの研究に従事。博士（工学），技術士（機械部門）。

品川大輔



2004年大阪大学大学院電子制御機械工学科卒業。同年住友金属工業株式会社に入社。現在に至る。

只野耕太郎（正会員）



2003年東京工業大学理学部物理学卒業。2005年同大学大学院総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻修士課程，2007年同専攻博士課程修了。同年東京工業大学精密工学研究所特別研究員，2008年同研究所助教となり現在に至る。流体計測制御，手術ロボットなどの研究に従事。博士（工学）。

川嶋健嗣（正会員）



1992年東京工業大学工学部制御工学科卒業。1994年同大学大学院理工学研究科制御工学専攻修士課程，1997年同専攻博士課程修了。同年東京都立工業高等専門学校助手，2000年東京工業大学精密工学研究所助教授（現准教授）となり現在に至る。流体計測制御，ロボット工学に関する研究に従事。博士（工学）。

香川利春（正会員）



1974年東京工業大学工学部制御工学科卒業。同年北辰電機製作所入社。1976年東京工業大学工学部制御システム工学科助手，同講師，助教授を経て現在同大学精密工学研究所教授。流体計測制御，生体計測に関する研究などに従事。工学博士。