

## 鉄道車両のアクティブサスペンションにおける 油圧アクチュエータの適用性\*

(模型実験装置を用いた最適レギュレータによる検討)

谷藤克也\*<sup>1</sup>, 島宗亮平\*<sup>2</sup>, 名倉宏明\*<sup>3</sup>

### Application of Oil-Hydraulic Actuator for Active Suspension of Railway Vehicle (Investigation with Optimal Regulator Using a Scale Model on a Test Apparatus)

Katsuya TANIFUJI, Ryo-hei SHIMAMUNE and Hiroaki NAGURA

Active suspensions have been studied to improve the ride quality of railway vehicles. In many cases, pneumatic actuators were employed in those studies. This paper deals with the applicability of oil-hydraulic actuators that are expected to have more control on the running vibration for active suspension. This was examined experimentally with the optimal control theory using a 3 d. o. f. half-car scale model. The results show that the controllable frequency range extends with adequate control. Especially, in a case where the actuator properties were considered in the feedback gains, superior property of the vibration isolation was obtained in the middle frequency range of 3 Hz to 13 Hz. Here, the selection of valve equivalent resistance is significant in feedback gains, because the actual valve resistance changes with oil flow passing through the servo valve. Some cases based on output feedback show more effective results than the full-state feedback in the lower frequency range.

**Key Words:** Vibration Control, Optimal Control, Hydraulic Actuator, Railway Vehicle, Test Apparatus, Valve Equivalent Resistance, Output Feedback

#### 1. 緒 言

鉄道の高速化が推進されているが、一般に高速化は走行振動の増大を招き乗り心地を低下させるため、快適な乗り心地の維持に配慮する必要がある。乗り心地の改善には地上側と車両側からの対処があるが、前者は線路設備の改良やメンテナンスに莫大な費用が必要となるため、できるだけ車両側で対応を図るほうが得策である。

従来の鉄道車両では、ばね、ダンパ等により構成されるパッシブな支持装置が用いられているが、さらに優れた制振性能を得るには、アクティブな制振装置を付加することが効果的と考えられる。車両のアクティブ制振としては、すでに自動車でおもに上下方向の振動を対象としたものが実用化<sup>(1)</sup>されている。鉄道車両においても以前より各種の方法・機構が検討<sup>(2)(3)</sup>されてきており、最近では鉄道車両の乗り心地としてより

問題とされる左右方向の制振に空気式アクチュエータを用いて良好な結果が得られた現車走行試験<sup>(4)(5)</sup>が報告され、その実用化が期待されている。

しかし、空気式アクチュエータではその圧縮性により高周波数成分を緩和する機能が得られるものの、アクティブに制振できる範囲は2~3 Hzより低周波数側に限られるのが実状と思われる。実際の車両振動については、10 Hz程度までの周波数範囲でアクティブによる制振が実現できれば、乗り心地を大幅に改善できるものと考えられる。そこで、本研究では乗り心地でより重視されている左右方向の振動を対象に、鉄道車両用アクティブサスペンションへの油圧方式の適用を目的として模型実験装置による実験的な検討を進める。空気式と比べて動特性に優れた油圧式アクチュエータを用いることにより、制振可能な周波数範囲を拡大するとともに実用化に際して装置の小形・軽量化を図れるものと期待される。

本報の構成は次のとおりである。まず、2章で実験装置のモデリングを説明し、3章で最適レギュレータ理論によるコントローラの設計を行う。4章で、油圧アクチュエータの特性が制振効果へ及ぼす影響、ならびに出力フィードバックを前提として、効果的な制振のためにフィードバックすべき状態変数の選択につい

\* 平成5年8月20日 東北支部米沢地方講演会および平成5年12月7日 第2回交通・物流部門大会において講演、原稿受付 平成5年11月19日。

<sup>1</sup> 正員、新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐二の町8050)。

<sup>2</sup> 正員、東日本旅客鉄道(株) (〒100 東京都千代田区有楽町2-10-1)。

<sup>3</sup> 学生員、新潟大学大学院。

て検討する。

2. 模型実験装置

2.1 実験装置の構成 図1に本研究で用いる模型実験装置の構成を、図2に車両模型の外観を示す。振動発生機で輪軸外乱に相当する正弦波状の振動変位を発生させ、車両模型の輪軸相当部を加振する構造となっている。

車両模型は、左右・ロール系振動を対象とした半車両モデルで、車体左右動( $x_2$ )、車体ロール( $\theta$ )および台車左右動( $x_1$ )の3自由度をもつ(図3参照)。輪軸に加えられた振動変位( $x_R$ )は一次ばねを介して台車枠へ伝達される。車体は、左右および上下方向の二次ばねにより台車上に支持されており、この車体・台車間に制振用の油圧式アクチュエータが左右方向のばねと並列に取り付けられている。状態量としては、3自由度すべての運動について光式変位計を用いて絶対変位を測定し、これを微分することにより速度出力を得ている。ここで、車体ロール角については車体の左右両側面で計測される上下動の差を用いて演算される。

車両モデルから得られる各状態量を基にコントロー

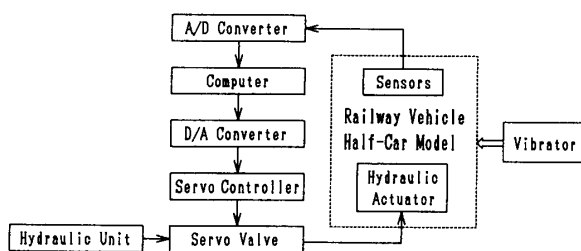


図1 模型実験装置の構成図

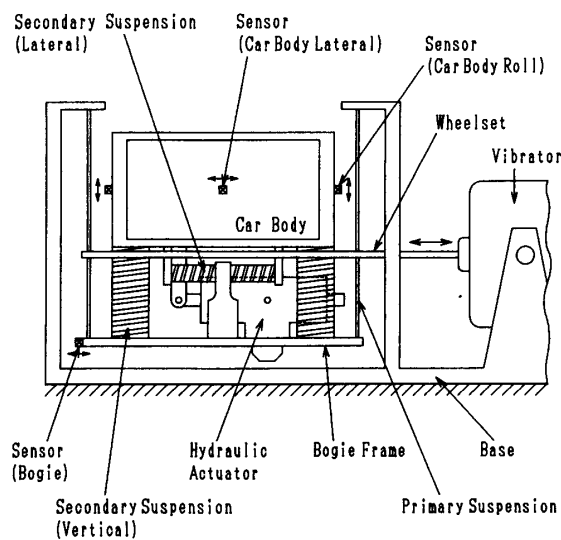


図2 半車両模型

ラで制御信号を作り、油圧アクチュエータを駆動し車体の制振を行う。

2.2 力学モデルと状態方程式 車両模型の力学

モデルを図3に、そのパラメータ基本値を表1に示す。このモデルの運動方程式は、次式となる。

$$m_1 \ddot{x}_1 - k_{L2}(x_2 + h_1\theta - x_1) + k_{L1}x_1 = -A_s p + k_{L1}x_R \dots\dots\dots (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_{L2}(x_2 + h_1\theta - x_1) = A_s p \dots\dots\dots (2)$$

$$I \ddot{\theta} + k_{L2}h_1(x_2 + h_1\theta - x_1) + k_{v2}b^2\theta = A_s p h_2 \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 $m_1$ は台車質量、 $m_2$ は半車体質量、 $I$ は車体ロールの慣性モーメント、 $k_{L1}$ は台車あたりの一次ばね左右剛性、 $k_{L2}$ は同じく二次ばねの左右剛性、 $k_{v2}$ は二次ばねの上下剛性、 $2b$ は上下方向二次ばねの左右間隔、 $h_1$ は左右方向の二次ばね中心から車体重心までの高さ、 $h_2$ はアクチュエータから車体重心までの高さ、 $A_s$ は油圧シリンダのピストン受圧面積、 $p$ は油圧シリンダ内の圧力差である。

一般に流体式アクチュエータの特性式は、サーボ弁の時定数が十分に小さいものと仮定すると、シリンダへの供給量の式とサーボ弁の流量特性の式から以下の関係が成り立つ。

$$C_s \dot{p} = -\frac{p}{r_p} - A_s v_p + \frac{p_v}{r_p} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $r_p$ はサーボ弁の等価抵抗係数、 $v_p$ はピストン速度、 $p_v$ は制御圧力である。アクチュエータに用い

表1 半車両模型のパラメータ

$m_1$	$3.00 \times 10^1$	kg	$b$	$2.00 \times 10^{-1}$	■
$m_2$	$3.02 \times 10^1$	kg	$h_1$	$1.69 \times 10^{-1}$	■
$I$	1.04	kg·m <sup>2</sup>	$h_2$	$2.00 \times 10^{-1}$	■
$k_{L1}$	$2.30 \times 10^2$	kN/m	$A_s$	$1.25 \times 10^{-4}$	m <sup>2</sup>
$k_{L2}$	$1.80 \times 10^1$	kN/m	$r_p$	$1.27 \times 10^{11}$	Pa·s/m <sup>3</sup>
$k_{v2}$	$1.06 \times 10^1$	kN/m			

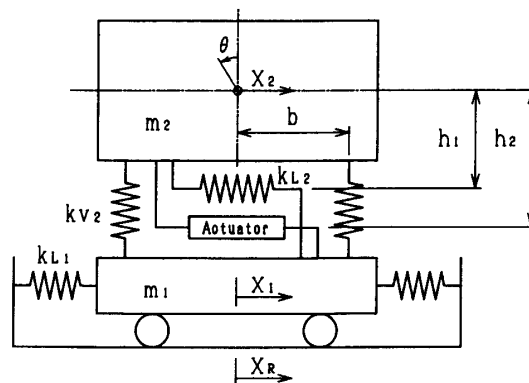


図3 半車両模型の力学モデル

る作動流体の圧縮性を表す係数  $C_s (= V/2\beta)$  は、作動流体の体積弾性係数  $\beta$  およびシリンダ体積  $V$  から決定される。しかし、油圧方式では油の  $\beta$  が非常に大きいので圧縮性を無視する ( $C_s \rightarrow 0$ ) ことにより次式を特性式とすることができる。

$$p = -A_s v_p r_p + p_v \dots\dots\dots (5)$$

運動方程式(1)~(3)および油圧アクチュエータの特性式(5)より、状態方程式は以下ようになる。

$$\dot{x} = Ax + B_1 u + B_2 w \dots\dots\dots (6)$$

ここで、状態変数  $x$ 、制御入力  $u$ 、外乱  $w$  はそれぞれ次式で与えられる。

$$x = [x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, \theta, \dot{\theta}]^T \dots\dots\dots (7)$$

$$u = p_v \dots\dots\dots (8)$$

$$w = x_R \dots\dots\dots (9)$$

また、 $A, B_1$  および  $B_2$  行列は以下のとおりである。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = [0 \quad b_{21} \quad 0 \quad b_{41} \quad 0 \quad b_{61}]^T$$

$$B_2 = [0 \quad k_{L1}/m_1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$a_{21} = -(k_{L1} + k_{L2})/m_1, a_{22} = -r_p A_s^2/m_1$$

$$a_{23} = k_{L2}/m_1, a_{24} = r_p A_s^2/m_1$$

$$a_{25} = k_{L2} h_1/m_1, a_{26} = r_p A_s^2 h_2/m_1$$

$$a_{41} = k_{L2}/m_2, a_{42} = r_p A_s^2/m_2$$

$$a_{43} = -k_{L2}/m_2, a_{44} = -r_p A_s^2/m_2$$

$$a_{45} = -k_{L2} h_1/m_2, a_{46} = -r_p A_s^2 h_2/m_2$$

$$a_{61} = k_{L2} h_1/I, a_{62} = r_p A_s^2 h_2/I$$

$$a_{63} = -k_{L2} h_1/I, a_{64} = -r_p A_s^2 h_2/I$$

$$a_{65} = -(k_{L2} h_1^2 + k_{v2} b^2)/I, a_{66} = -r_p A_s^2 h_2^2/I$$

$$b_{21} = -A_s/m_1, b_{41} = A_s/m_2, b_{61} = A_s h_2/I$$

なお、油圧アクチュエータの速応性を利用し、その特性を考慮せずに制御することも考えられる。その場合、運動方程式(1)~(3)の  $A_s p$  を遅れない制御力  $f_u$  で置換して得られる三つの式から別途状態方程式を導出する。その際、制御入力式(8)は次式に置き換わる。

$$u = f_u \dots\dots\dots (8)'$$

また、 $B_1$  行列の要素は次のように変わる。

$$b_{21} = -1/m_1, b_{41} = 1/m_2, b_{61} = h_2/I$$

### 2.3 車両モデルの振動特性

車両モデルからアクチュエータを取り外した状態、およびアクチュエータを装着し非制御の状態に加振したときの車体左右変位の周波数応答を図4に示す。アクチュエータを取り

表 2 各固有振動数の比較

Mode	Actual vehicles	Analogy (n=6)	Experiment model
Lower-center roll	0.8 ~ 1.0 Hz	2.0 ~ 2.5 Hz	2.08 Hz
Upper-center roll	2.5 ~ 3.0	6.1 ~ 7.4	5.65
Bogie lateral move	8 ~ 12	20 ~ 30	14.5

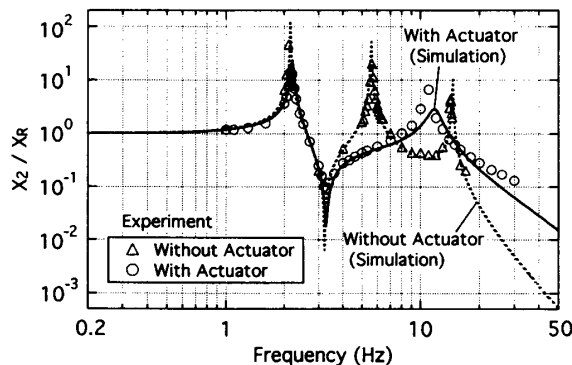


図 4 半車両モデルの振動特性(車体左右動)

外した状態では、周波数の低い方から車体下心ロール、車体上心ロールおよび台車左右動の三つの固有振動による共振ピークが存在し、この車両モデルが現車に対応した運動モードを有していることが確認できる。また、力学モデルによる数値計算結果ともよく対応しており、モデル化の妥当性が示される。各モードにおける周波数の現車との比較を表2に示す。本研究で用いる車両モデルは、現車の約1/6程度の大きさであるが、固有振動数をできるだけアクチュエータの制振可能な帯域内に収めるため、各ばね定数、質量の調整を行った。その結果、相似則<sup>(6)</sup>で定まる1/6スケールモデルしての各固有振動数よりも低い値が得られている。ただし、現車と比べるとなお高い値である。

次に、油圧アクチュエータを装着した場合、非制御状態においてはシリンダ内の圧力差を0にするよう油圧サーボ系が働くが、弱いダンパを取り付けたような減衰効果が現れる。その結果、下心ロールの共振ピークがやや低減するとともに上心ロールのピークが消え、台車左右動のピークが低周波側へ移動する。この傾向は左右動ダンパを有する現車の傾向とも一致するものである。

### 3. 制御系への設計

車体に伝わる左右方向の振動を抑制するため、三つの自由度すべての運動を0の状態へもどすコントローラが有効であると考えられる。ここでは、制御理論に最適レギュレータ<sup>(7)</sup>を適用し、制御系の設計を行う。

式(6)に示される制御対象について、消費エネルギー

を抑えかつ状態をできるだけ速く0に戻すには、次の二次形式評価関数を定義し、この $J$ を最小にするような制御入力 $u$ を決定することである。

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 $Q$ は状態変数 $x$ に、 $R$ は制御入力 $u$ に対する重み行列である。 $J$ を最小にする $u$ は、以下の状態フィードバック則により与えられる。

$$u = -Kx \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 $K$ はフィードバックゲイン行列であり、次式で計算される。

$$K = R^{-1} B^T P \quad \dots\dots\dots (12)$$

行列 $P$ は、次のリカッチ方程式の正定対称解であり、 $(A, B_1)$ が可制御のとき唯一に存在するものである。

$$PA + A^T P - PBR^{-1} B^T P + Q = 0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

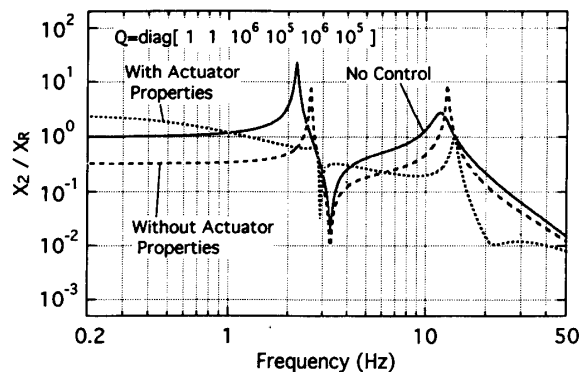
#### 4. 実験結果および考察

本研究では、制御条件をそろえるためゲインを求める際の重み係数行列 $Q$ および $R$ はすべて同一の重みを使用した。重み係数行列 $Q$ を決定する際、台車に関する状態変数 $x_1$ および $\dot{x}_1$ に大きな重みを課すと制振特性が悪化するため、それらの重みは1とした。車体に関する状態変数では、速度に対する重みを変位に対するものより大きくするとアクチュエータの中立点が不安定となる場合があるため、車体左右動、車体ロールともそれぞれ速度に対する重み係数を変位に対するものの1/10とした。また、重み係数行列 $R$ は1に固定した。

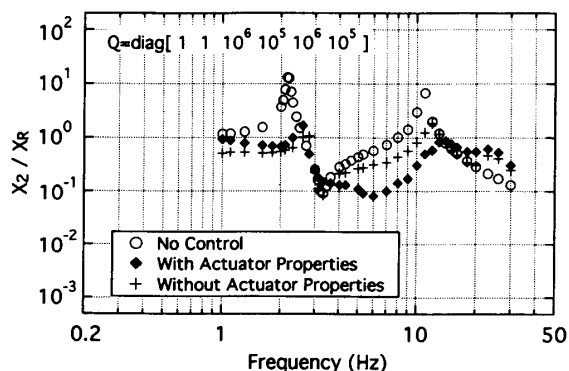
なお、離散時間のサンプリング周期は、使用した計算機(NEC PC-9801 FX)の性能から5msとした。測定は、振動発生機が加振できる1.0~30.0 Hzの範囲で行った。

**4・1 油圧方式の制振効果** 図5は、制御ありと制御なしについて車体左右変位の比較を行った周波数応答図であり、(a)シミュレーション結果、および(b)実験結果である。それぞれ、制御ありには、油圧アクチュエータの特性を考慮して求めたフィードバックゲインによる制御と、それを無視して求めたゲインによる制御とがある。ここで、本報では周波数域を下心ロールの共振ピークと台車左右動の共振ピークで三つに区分し、低い方から低周波数域、中周波数域、高周波数域とした。

低・中周波数域の範囲では、シミュレーション結果と実験結果でよい対応が示されている。図5(b)の実験結果より、制御を行っただけの場合も制御なしと比較すると、台車左右動の共振ピークに近い約13 Hz



(a) シミュレーション結果



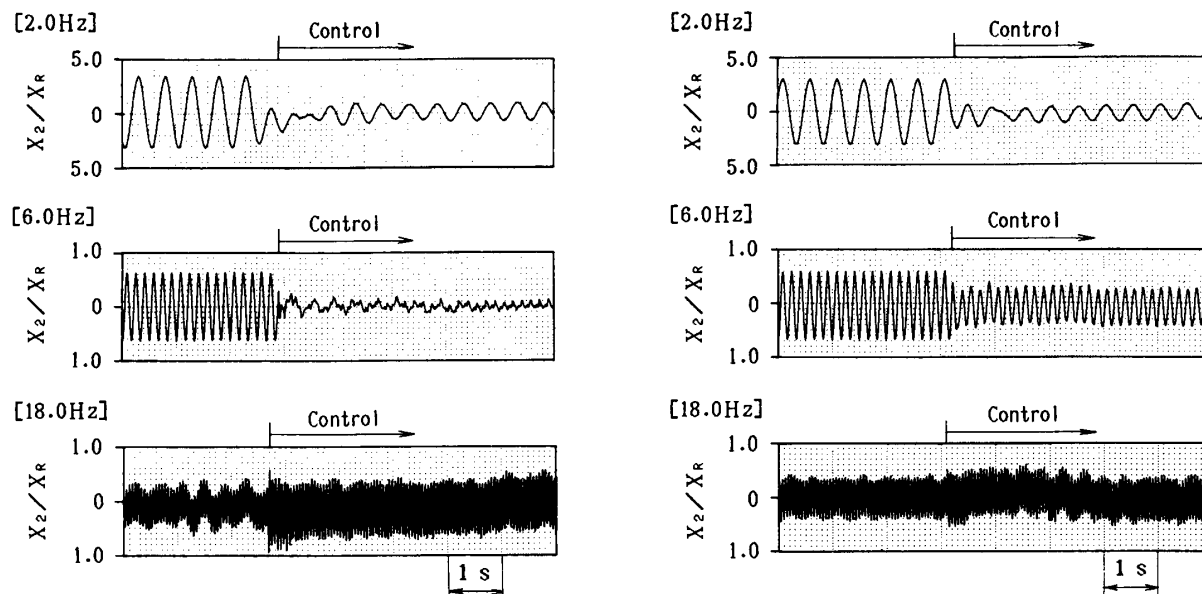
(b) 実験結果

図5 油圧アクチュエータによる制振効果(車体左右動)

までの周波数域で制振効果が認められる。この値を相似則により換算すると現車レベルでは約5 Hzまでの周波数に相当し、油圧アクチュエータの適用により制振可能な周波数範囲を拡大できる可能性が示される。このうち、油圧アクチュエータの特性を考慮して求めたゲインによる制御では、4~13 Hzの中周波数域で大きな制振効果が得られた。ただし、1 Hz付近では制振効果が低く、図5(a)のシミュレーション結果からもより低い周波数域における振動増大がみられる。この制御の場合、低周波数域での制振性に留意することが必要である。

一方、高周波数域においては、シミュレーション結果と実験結果に差異が生じている。シミュレーションではこの周波数域でも制御の効果が現れているのに対し、実験結果では二種類の制御条件とも制御なしより振動を増大させている。また、約23 Hz付近にはピークの存在が認められる。このような両者の違いは、サーボ弁の動作遅れ、シリンダを含む油圧配管系の圧縮性等が原因と考えられる。実験結果に示されるこの振動増大は、油圧アクチュエータを適用するにあたって問題となる部分であり、今後の対策が必要である。

図6は、非制御状態から制御を開始した際の車体左



(a) 油圧アクチュエータの特性を考慮した制御

(b) 油圧アクチュエータの特性を無視した制御

図 6 非制御状態から制御を開始した際の波形例(車体左右変位)

右変位の波形例を示したもので(a)油圧アクチュエータの特性を考慮して求めたゲインによる制御, (b)油圧アクチュエータの特性を無視して求めたゲインによる制御である。それぞれ, 低周波数域, 中周波数域, 高周波数域を代表する周波数として 2.0 Hz, 6.0 Hz, および 18.0 Hz について示す。制御を開始してから定常状態に至るまで 2.0 Hz で 1s 程度, 6.0 Hz で 3s 程度を要してはいるものの, 図 5 (b) にまとめた制振効果が例示されている。なお, 本論文に示す各周波数応答図は, 非制御時と制御後の定常状態における振幅の比として求めたものである。

図 7 は, 図 5 (b) と同じ二種類の制御条件と制御なしについて車体ロールでの比較を行った実験結果である。車体左右動の結果と同様に, 制御を行った場合は約 13 Hz までの周波数域で制振効果がみられ, 油圧アクチュエータの特性を考慮して求めたゲインによる制御では中周波数域で大きな効果が示される。車体左右動とロールの 2 自由度をもつ車体に対して, 車体・台車間の左右方向に取り付けられた 1 個の油圧アクチュエータを制御することにより, いずれの自由度についても悪影響を及ぼすことなく制振効果が得られることが確認できる。ただし, この結果からも高周波数域での制御による振動増大が認められる。

**4.2 等価抵抗係数  $r_p$  の影響** 油圧アクチュエータの特性を考慮した制御のゲイン算出にあたって, 力学モデルにおけるサーボ弁の等価抵抗係数  $r_p$  の値を 0 から基本値の約 30% 増の範囲で変化させた。これ

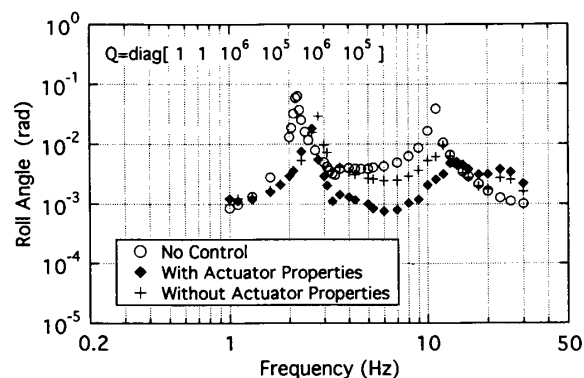


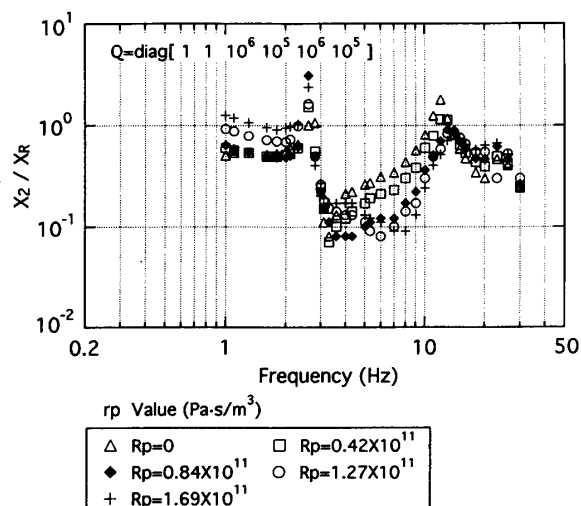
図 7 油圧アクチュエータによる制振効果(車体ロール)

らのゲインによる制振効果の比較を車体左右変位で示したものが図 8 である。制振効果の大きい周波数帯域は,  $r_p=0$  における 1~2 Hz から,  $r_p=1.69 \times 10^{11}$  Pa·s/m<sup>3</sup> の 7~8 Hz へと,  $r_p$  値の増加に伴い高周波数側へ移動することが示される。

一般に, サーボ弁の  $r_p$  は弁を通過する油量の増加により増大する特性をもつ。このため, 加振振幅を一定とした場合, 模型実験装置の  $r_p$  は, 流量が少ない低周波数側では小さく, 多くの流量を必要とする高周波数側ほど大きくなるよう変動する。これに対し, 制御に用いるゲインは, 力学モデル上である一定の  $r_p$  値を用いて算出される。図 8 では, 力学モデルに用いたそれぞれの  $r_p$  値について, 模型実験装置の  $r_p$  に相当する周波数域において制振効果の大きいことが考えられる。また, 入力外乱の振幅の変化によっても弁を通過する油量が変動することから, 外乱の増大が周波

1960

鉄道車両のアクティブサスペンションにおける油圧アクチュエータの適用性

図 8 等価抵抗係数  $r_p$  による影響(車体左右動)

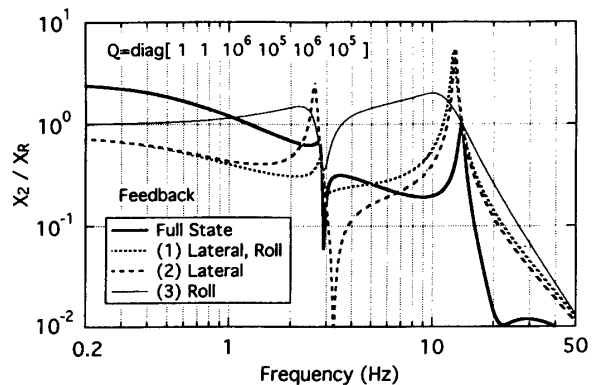
数の上昇と同様の影響を及ぼすことが考えられる。

したがって、油圧式アクティブサスペンションの設計を行う際は、入力外乱の周波数、振幅等の特性を考慮し、最も効果的な  $r_p$  値を選択することが重要である。例えば、図 5 (b) の油圧アクチュエータの特性を考慮して求めたゲインによる制御の場合、力学モデルの  $r_p$  値として基本値に代わり図 8 に示す  $r_p=0.84 \times 10^{11}$  Pa·s/m<sup>3</sup> を選択することにより、中周波数域の制振効果はわずかに減少するものの、低周波数域における制振性能を改善することができる。

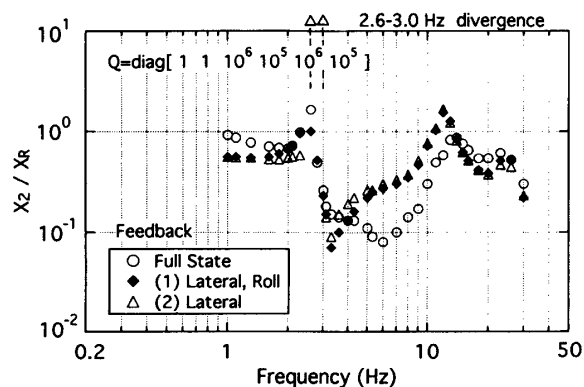
**4.3 出力フィードバックの効果** 最適レギュレータによる制御では全状態フィードバックが望ましい。しかし、測定可能な状態量が限定され、オブザーバ等の使用もできない場合は、出力フィードバックが考えられる。その際、フィードバックすべき状態変数の選択によって制振効果へどのような影響があるかを調べるため、油圧アクチュエータの特性を考慮した制御について状態変数の選択による比較を行った。

図 9 (a) は車体に関する状態量に限定し(1)車体左右動と車体ロール、(2)車体左右動のみ、および(3)車体ロールのみ、の三種類の条件で各出力フィードバックの制振効果を比較したシミュレーション結果である。この計算結果から、車体ロールのみによるフィードバックは、中周波数域での制振効果に著しい低下が認められ、制振には適さないことが示される。

図 9 (b) は、(a) の各条件から車体ロールのみの出力フィードバックを除き、実験結果をまとめたものである。車体左右動と車体ロールの状態量を用いたものは、全状態フィードバックと比べて低周波数域で制振効果が改善されるものの、中周波数域においては反対



(a) シミュレーション結果



(b) 実験結果

図 9 出力フィードバックによる制振効果(車体左右動)

に低下する。図 9 (a) のシミュレーション結果からも同様の傾向が示されており、台車左右動に関する状態量を無視することが、周波数帯によって反対の影響を及ぼしていることがわかる。なお、車体左右動のみをフィードバック状態量として用いたものは 2.6~3.0 Hz の範囲で発散し、下心ロールの共振帯域における制振に問題のあることが示された。

次に、台車左右動に関する状態量の影響を調べるため、車体に関する状態量のフィードバック条件(1)を基準として、台車左右動の変位と速度のフィードバックを個別に加えて比較を行った。それらの結果を全状態フィードバックも含め比較してまとめたのが図 10 である。台車左右動の速度を加えた場合、低周波数域の制振効果はさらに改善される。また、5 Hz 以上の中周波数域においても、基準とした条件(1)の出力フィードバックより制振性は向上する。ただし、全状態フィードバックには及ばない。一方、台車左右動の変位を加えた場合は、低周波数域を中心に制振効果の低下がみられる。なお、ここで台車左右動の変位と速度のフィードバックを同時に加えたものが、全状態フィードバックに相当する。

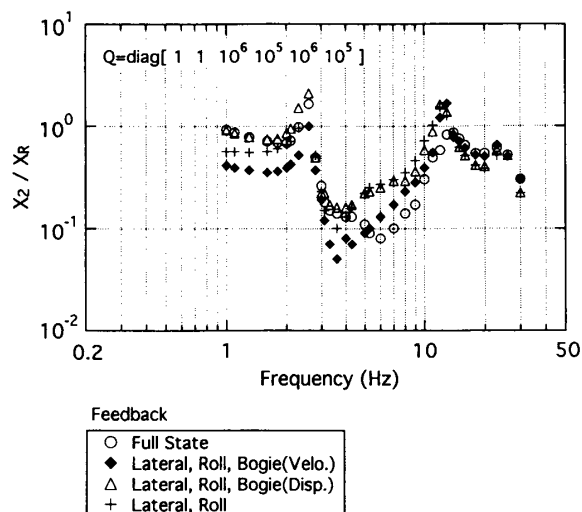


図 10 台車左右動に関する状態量の影響(車体左右動)

以上の結果より、低周波数側を重点的に制振したい場合は全状態フィードバックから台車変位を除いた出力フィードバックが効果的であり、中・高周波数域を重視する場合は全状態フィードバックのままが望ましいと言える。また、フィードバックする状態量として車体に関するもののみを用いる方法は、これらの二つの方法と比べ制振性能では劣っている。しかし、メンテナンス上、車体から台車を取り外す機会の多い鉄道車両では、制御系を車体側だけで構成することができ台車へのセンサ取り付けも不要となるなどの利点がある。このように、状態量の選択にあたっては制振効果だけではなくメンテナンスや信頼性との兼ね合いも考慮されることとなる。

## 5. 結 言

鉄道車両用アクティブサスペンションへの油圧式アクチュエータの適用を前提として、最適レギュレータ理論に基づく実験的検討を行った。3自由度の半車両模型を用いて行った左右・ロール系の制振を対象とする検討により、以下の結果を得た。

(1) 油圧式のアクチュエータを用いることにより、縮小模型で約 13 Hz までの周波数域における制振が確認された。これを相似則に基づいて現車相当に換

算するとおよそ 5 Hz となり、制振可能な周波数範囲を拡大できる可能性が示された。制御に油圧アクチュエータの特性を考慮したゲインを用いた場合、中周波数域(制振可能帯域内の高周波数側)において性能を大きく改善することができる。一方、さらに高周波数の帯域では制御による振動の増大がみられ、今後の検討が必要である。

(2) サーボ弁を流れる油量の増減により、その等価抵抗係数  $r_p$  が変動し、制振効果へ影響を与える。従って、フィードバックゲインの決定にあたっては入力外乱の周波数や振幅を考慮した上で、力学モデルの  $r_p$  として最も効果的な値を選択することが重要である。

(3) 油圧アクチュエータの特性を考慮した全状態フィードバックの場合、中周波数域で優れた制振効果が得られるのに対し、低周波数域では振動を増加させる場合がある。その場合、台車左右動の変位を除いた出力フィードバックが低周波数域の制振性を向上させる。車体に関する状態量のみ出力フィードバックは、低周波数域で振動を増加させることはないが、中周波数域の制振効果は台車の状態量を含めたものには及ばない。

本報では、車両模型へ与える外乱として正弦波を用い、定常状態での応答を対象に検討を行った。今後は過渡状態を含むより実制的な制振効果を把握するため、さらにランダムな外乱に対する評価も必要と考える。

なお、本研究は東日本旅客鉄道(株)から委託を受けて行った研究の一環である。

## 文 献

- (1) 例えば、武藤・ほか 5 名, 機論, 57-534, C (1991), 599.
- (2) Hedrick, J. K. and Wormley, D. N., Active suspension for ground transport vehicles, *AMD*, **15** (1975), 21.
- (3) Hedrick, J. K., Railway Vehicle Active Suspension, *VSD*, **10** (1981), 267.
- (4) 黒川・平田・ほか 4 名, 機講論, No. 920-98 (1992-11), 1.
- (5) 由川・小泉・ほか 3 名, 機講論, No. 920-98 (1992-11), 5.
- (6) 横瀬・ほか 3 名, 機誌, 83-735 (1980), 197.
- (7) 古田・ほか 3 名, メカニカルシステム制御, (1984), 57, オーム社.