

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* (LQG 制御則を適用した模型実験装置による検討)

島宗亮平*¹, 谷藤克也*², 坂上俊雄*²

Application of Oil-Hydraulic Actuator for Active Suspension of Railway Vehicle

(Adoption of LQG Control Law to a Scale Model on a Test Apparatus)

Ryohei SHIMAMUNE, Katsuya TANIFUJI and Toshio SAKAUE

Active suspensions have been studied to improve the ride quality of railway vehicles. In many cases, pneumatic actuators were employed in these studies. This paper deals with the application of oil-hydraulic actuators, which are expected to have more control effect on the running vibration. They have been examined experimentally by using a 3 d. o. f. half-vehicle model. The LQG control law, in which state variables were estimated from measurable ones on actual railway vehicles, was adopted. The results show the possibility that the controllable frequency range is extended by the oil-hydraulic actuator under practical conditions. The addition of bogie acceleration measurement to body-related measurements provides a significant advantage for the performance. When actual body weight becomes lighter than that of the controller design value, the control performance and the stability deteriorate. Therefore, it is recommended that the empty car body weight be used for design of the active suspension controller. Moreover, the control effect can attain the maximum vibration isolation level if the sampling period is shortened to 2 ms.

Key Words: Railway, Vibration Control, Optimal Control, Hydraulic Actuator, LQG, Test Apparatus, Stability Robustness, Sampling Period

1. 緒 言

鉄道車両における乗り心地の改善のため、ばね、ダンパ等のパッシブな支持装置に代わる、アクティブな制振装置の開発が進められている。鉄道車両には空気圧縮機が搭載されておりブレーキ装置、戸じめ装置をはじめとする車体各部に空気圧が利用されている。このため、これまで検討されてきた鉄道車両用アクティブ制振装置の大部分も空気式のアクチュエータを用いるものである。この方式のアクティブ制振装置では、現車試験において良好な成績が示された例が報告されており、鉄道車両分野での実用化もいよいよ現実的なものとなりつつある^{(1)~(3)}。

実際の車両振動では、10 Hz 程度までの周波数範囲で制振が実現できれば、大幅な乗り心地の改善ができるものと考えられる。しかし、空気式は車体固有振動数の各モードが存在する 0.8~2.0 Hz に対して効果的に作用するものの、それ以上の周波数では空気の特

つ大きな圧縮性のため有効な制振効果を得ることは難しい。そこで、空気式と比べ優れた動特性を持つ油圧式アクチュエータを適用することにより制振性能の改善が図れるものとする。そのような現車での試みも報告されている⁽⁴⁾。著者らは、鉄道車両で特に重視される左右方向の振動を対象とした制振装置への油圧式アクチュエータの適用性について、模型実験装置を用いた実験的な検討を進めている。これまで、コントローラに最適レギュレータ理論による全状態フィードバック(LQ 制御)を適用した条件で、制振可能な周波数範囲を現車相当で 5 Hz 程度まで拡大できる可能性を確認した⁽⁵⁾。しかし、実際の鉄道車両では構造上あるいはセンサ配置上の制約から直接測定できる状態量が限定されるため、この LQ 制御をそのまま適用することは困難である。

本研究では、実際の鉄道車両の走行状況において測定が可能な状態量から制御に必要な状態量を推定してフィードバックを行う実証的な制御系(LQG 制御)へ検討を進める。2章で実験装置の説明および車両模型のモデリングを行い、3章で LQG コントローラの設計を行う。4章で、LQG 制御を用いた実証的な制御系における制振性能、効果的な制御を行うための状態量の選択、車体重量の変動とコントローラの安定性の関

* 平成 6 年 8 月 第 72 期全国大会および平成 6 年 12 月鉄道技術連合シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 平成 6 年 11 月 14 日。

*¹ 正員, 東日本旅客鉄道(株) (〒100 東京都千代田区有楽町 2-10-1)。

*² 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐二の町 8050)。

係およびサンプリング周期が制振効果へ及ぼす影響について検討を行う。

2. 模型実験装置

2.1 実験装置の構成 図1に本研究で用いる実験装置の構成を、図2に車両模型の外観を示す。ここで用いる車両模型は、左右・ロール系振動を対象とした半車両モデルで、台車左右動(x_1)、車体左右動(x_2)、車体ロール(ϕ)の3自由度を持つ。車両模型への外乱として、振動発生機より正弦波状の振動変位(x_R)が車両模型の輪軸に相当する部分へ与えられる。この振動発生機は1.0~30.0 Hzの周波数範囲で加振することができる。車両模型の状態量は、各自由度について加速度、速度および絶対変位を得ることができ、このうち、加速度と変位については直接センサで測定を行い、速度に関しては変位を微分することにより速度出力を得ている。したがって、LQ制御では全状態フィードバックが可能であり、また、LQG制御ではこれら状態量の中から現車で測定が可能なものを選択して使用する。

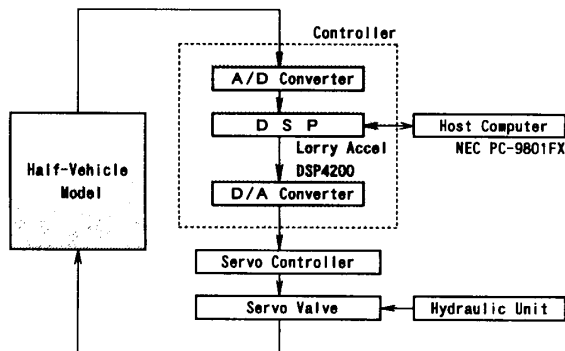


図1 模型実験装置の構成図

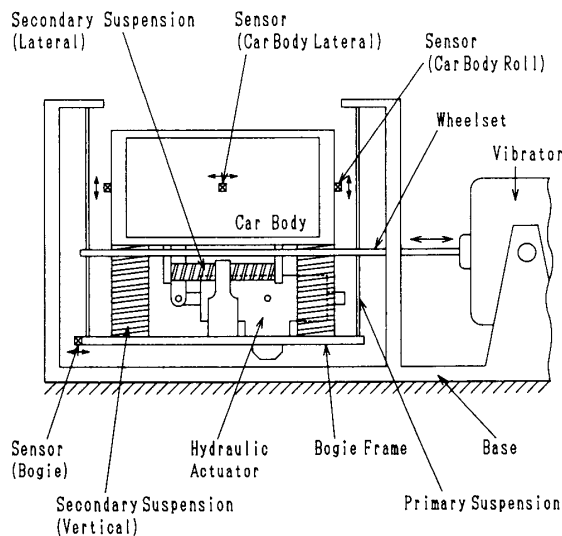


図2 半車両模型

る。コントローラにはDSPを適用し、離散化のサンプリング周期はLQG制御、LQ制御とも1msとした。コントローラで算出した制御信号に基づき、車体・台車間に取付けられた制振用の油圧式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。

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

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

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

ここで、 m_1 は台車質量、 m_2 は車体質量、 I は車体ロールの慣性モーメント、 k_{L1} は台車当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。

油圧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し、さらに油の体積弾性係数が非常に大きいため圧縮性を無視すると、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次式が得られる⁽⁵⁾。

表1 半車両模型のパラメータ

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

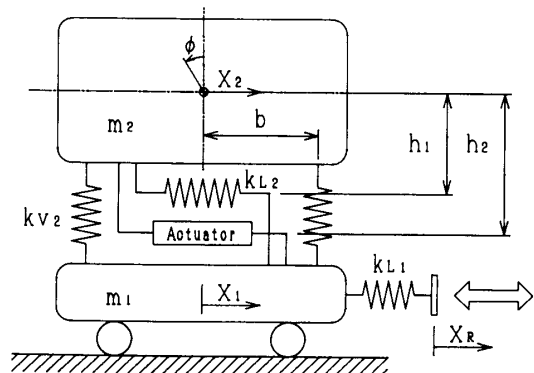


図3 半車両模型の力学モデル

$$p = -A_S v_P r_P + p_v \dots \dots \dots (4)$$

ここで、 v_P はピストン速度、 r_P はサーボ弁の等価抵抗係数、 p_v は制御圧力である。

式(1)~(4)より、状態方程式は以下ようになる。

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gw \dots \dots \dots (5)$$

ここで、状態変数 $x = [x_1 \dot{x}_1 x_2 \dot{x}_2 \phi \dot{\phi}]^T$ 、制御入力 $u = p_v$ 、外乱 $w = x_R$ である。また、 A 、 B および G 行列は以下のとおりである。

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

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

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

$$a_{21} = -(k_{L1} + k_{L2})/m_1, \quad a_{22} = -r_P A_S^2/m_1$$

$$a_{23} = k_{L2}/m_1, \quad a_{24} = r_P A_S^2/m_1$$

$$a_{25} = k_{L2}h_1/m_1, \quad a_{26} = r_P A_S^2 h_2/m_1$$

$$a_{41} = k_{L2}/m_2, \quad a_{42} = r_P A_S^2/m_2$$

$$a_{43} = -k_{L2}/m_2, \quad a_{44} = -r_P A_S^2/m_2$$

$$a_{45} = -k_{L2}h_1/m_2, \quad a_{46} = -r_P A_S^2 h_2/m_2$$

$$a_{61} = k_{L2}h_1/I, \quad a_{62} = r_P A_S^2 h_2/I$$

$$a_{63} = -k_{L2}h_1/I, \quad a_{64} = -r_P A_S^2 h_2/I$$

$$a_{65} = -(k_{L2}h_1^2 + k_{V2}b^2)/I, \quad a_{66} = -r_P A_S^2 h_2^2/I$$

$$b_{21} = -A_S/m_1, \quad b_{41} = A_S/m_2, \quad b_{61} = A_S h_2/I$$

3. LQG コントローラ

3.1 コントローラの設計 制御理論に最適レギュレータ⁽⁶⁾を適用し制御系の設計を行う。

状態変数および制御力について次の二次形式評価関数を定義し J を最小にするような制御入力 u を決定する。

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \dots \dots \dots (6)$$

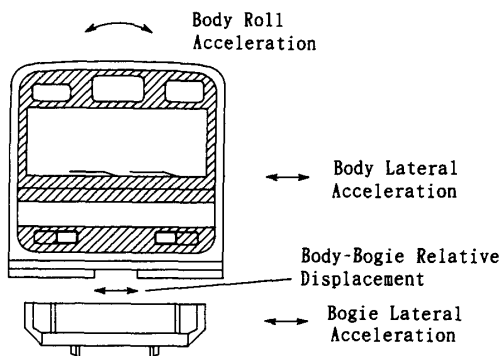


図 4 実際の鉄道車両で測定可能な状態量

ここで、 Q は状態変数 x に、 R は制御入力 u に対する重み係数である。 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 (LQ 制御)。

$$u = -K_r x \dots \dots \dots (7)$$

ここで、 K_r はフィードバックゲインであり、次式で計算される。

$$K_r = R^{-1} B^T P \dots \dots \dots (8)$$

P は、次の Riccati 方程式の正定対称解であり、 (A, B) が可制御のとき唯一に存在する。

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \dots \dots \dots (9)$$

実際の鉄道車両では、状態量 x をすべて測定するのは困難であり、測定できる状態量から Kalman フィルタにより推定された状態量 \hat{x} を用いる。したがって、式(7)は次のようになる (LQG 制御)。

$$u = -K_r \hat{x} \dots \dots \dots (10)$$

Kalman フィルタの設計においては、制御対象を以下のように考える。

$$\dot{x} = Ax + Bu + G\xi \dots \dots \dots (11)$$

$$y = C_i x + D_i u + \theta \dots \dots \dots (12)$$

ここで、 ξ はプラントノイズ、 θ はセンサノイズであり、ともに平均値 0 の正規分布とみなされ、共分散行列は、 $\Xi = E[\xi\xi^T]$ 、 $\Theta = E[\theta\theta^T]$ となる。ここで $E[\cdot]$ は期待値を表す。これより、Kalman フィルタは以下のように表される。

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + K_f(y - C_i\hat{x} - D_i u) \dots \dots \dots (13)$$

K_f は Kalman ゲインであり、次式で計算される。

$$K_f = HC_i^T \Theta^{-1} \dots \dots \dots (14)$$

H は、次の Riccati 方程式の解である。

$$AH + HA^T - HC_i^T \Theta^{-1} C_i H + GEG^T = 0 \dots \dots \dots (15)$$

なお、コントローラの設計に用いる C_i 、 D_i 行列は、3.2 節で述べる。

3.2 コントローラの種類

実際の鉄道車両で測定できる状態量は、図 4 に示す台車左右加速度、車体左右加速度、車体ロール加速度および車体・台車間相対変位の四つと考える。この試験装置では、車体・台車間相対変位 d を直接測定することができないため、次式から DSP で算出する。

$$d = -x_1 + x_2 + h_2 \phi \dots \dots \dots (16)$$

これら状態量の現実的な組合せによるコントローラの中から、前述の設計方法を用いて設計が可能なものを表 2、表 3 に示す。このうち表 2 のコントローラ (ケース A'、B') は、速度と変位の推定を行うことから、速度・変位推定 (VD) 形コントローラと称することとする。これらの C_i および D_i 行列を以下に示す。

ケース A'

$$C_{A'} = \begin{bmatrix} a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{bmatrix}, D_{A'} = \begin{bmatrix} b_{41} \\ b_{61} \end{bmatrix}$$

ケース B'

$$C_{B'} = \begin{bmatrix} C_{A'} \\ -1 & 0 & 1 & 0 & h_2 & 0 \end{bmatrix}, D_{B'} = \begin{bmatrix} D_{A'} \\ 0 \end{bmatrix}$$

この VD 形の場合、加速度を中心とする測定可能な状態量から速度三つと変位三つを推定するため、推定条件はかなり厳しいものとする。例えば、ケース A' の場合、測定できる状態量の数 2 に対し、推定する状態量の数 6 である。

一方、表 3 は、式(11)、(12)を時間微分したものとして扱うことにより、 \hat{x} の推定を行い、 $\hat{u} = -K_r \hat{x}$ を出力するコントローラである。これらのコントローラは加速度と速度を推定することから、加速度・速度推定(AV)形コントローラと称することとし、VD形の測定可能な状態量の組合せに対応するコントローラをそれぞれケース A、B とする。ただし、車体・台車間相対変位は、微分したものを車体・台車間相対速度として用いる。また、AV 形は台車左右加速度を含めた設計ができるため、ケース C、D を加える。AV 形の場合、加速度を中心とする測定可能な状態量から、加速度三つと速度三つを推定するため、VD 形と比べ実質的な推定条件は緩和されるものとする。例えば、ケース A の場合、測定できる状態量の数 2 に対し推定する状態量の数は実質的に 3 となる。これらコントローラの C_i および D_i 行列を以下に示す。

ケース A

$$C_A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, D_A = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

表 2 速度・変位推定形コントローラの種類

State \ Case	A'	B'
Body Lateral Acc.	○	○
Body Roll Acc.	○	○
Bogie Lateral Acc.	-	-
Body-Bogie Relative Disp.		○

表 3 加速度・速度推定形コントローラの種類

State \ Case	A	B	C	D	E
Body Latelal Acc.	○	○	○	○	○
Body Roll Acc.	○	○	○	○	○
Bogie Lateral Acc.			○	○	○
Body-Bogie Relative Vel.		○		○	
Body Lateral Vel.					○
Body Roll Vel.					○
Bogie Lateral Vel.					○

ケース B

$$C_B = \begin{bmatrix} C_A \\ -1 & 0 & 1 & 0 & h_2 & 0 \end{bmatrix}, D_B = \begin{bmatrix} D_A \\ 0 \end{bmatrix}$$

ケース C

$$C_C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_A \end{bmatrix}, D_C = \begin{bmatrix} 0 \\ D_A \end{bmatrix}$$

ケース D

$$C_D = \begin{bmatrix} C_C \\ -1 & 0 & 1 & 0 & h_2 & 0 \end{bmatrix}, D_D = \begin{bmatrix} D_C \\ 0 \end{bmatrix}$$

また、現車で実現することは不可能であるが、理想的な推定条件として全状態量から推定を行うコントローラ(ケース E)を AV 形に加える(表 3)。

ケース E

$$C_E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, D_E = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

なお、数値計算は制御系解析ソフトウェアパッケージ MATLAB を使用する。

3.3 速度・変位推定(VD)形と加速度・速度推定(AV)形の比較 図 5 は、VD 形コントローラ(ケース A')と AV 形コントローラ(ケース A)について、実際に安定した制御ができる範囲でどの程度までの制振効果が得られるか実験による比較を行い、その車体左右変位の周波数応答を示したものである。VD 形と比べ、実質的に推定条件が有利な AV 形の制振効果が大きいことがわかる。

また、図 6 は、図 5 に示すコントローラの制振実験から得られた制御圧力信号の波形例である。VD 形の波形にノイズ成分が多く含まれているのに対し、AV 形はノイズ成分の少ないことが示される。これは、AV 形コントローラの出力が、制御圧力の速さ(時間変化)

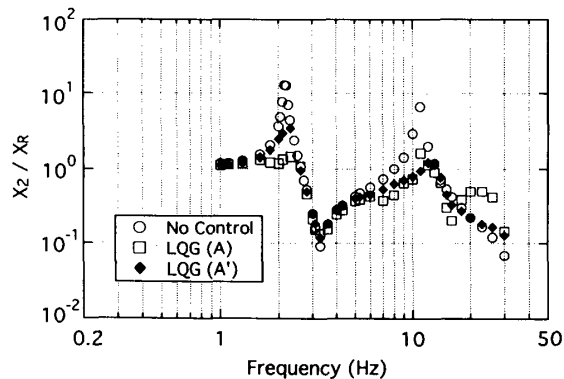


図 5 VD 形と AV 形コントローラの制振効果

の次元を有するため、制御圧力とする積分過程でノイズ除去の効果も働くものと考え。

このように、AV形はVD形と比べ、推定条件の緩和、制御信号のノイズ除去という点で制振性能の改善に有利なことが示される。したがって、以下では加速度・速度推定形コントローラを用いて検討を進める。

4. 実験結果および考察

フィードバックゲイン K_r を求める際の重み係数 Q および R は、制御条件を揃えるためすべてのLQGコントローラおよびLQコントローラで同一の重みを使用した。重み係数の決定は、 R を1に固定し、 Q は実験を通して次の値を重みとした。

$$Q = \text{diag}[10^0 \ 10^0 \ 10^7 \ 10^5 \ 10^9 \ 10^7]$$

また、Kalmanゲイン K_f を求める際の共分散行列 Σ および Θ については、まず、振動発生機の振動変位から $\Sigma = nGG^T$ を求める。ここで、 n は正弦波状の振動変位 $x_R = 1.0 \times 10^{-3}$ m の分散である。次に、 Θ を各ケースについて実験による試行錯誤的な検討を通して以下のように決定した。なお、 Θ の同じ測定量に関する重みでもケースにより値が異なる場合があるが、個々のケースについて実験上それぞれ最良とみなせるコントローラを求めたことによる。

ケース A

$$\Theta_A = \text{diag}[10^0 \ 10^0]$$

ケース B

$$\Theta_B = \text{diag}[10^0 \ 10^0 \ 10^0]$$

ケース C

$$\Theta_C = \text{diag}[10^{-1} \ 10^{-1} \ 10^{-1}]$$

ケース D

$$\Theta_D = \text{diag}[10^{-1} \ 10^{-1} \ 10^{-1} \ 10^{-2}]$$

ケース E

$$\Theta_E = \text{diag}[10^{-2} \ 10^{-1} \ 10^{-2} \ 10^{-1} \ 10^{-2} \ 10^{-1}]$$

4.1 状態量の選択と制振効果 図7は、表3に

示す各LQGコントローラの車体左右変位における周

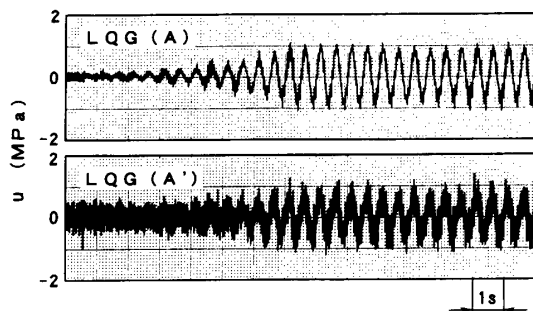
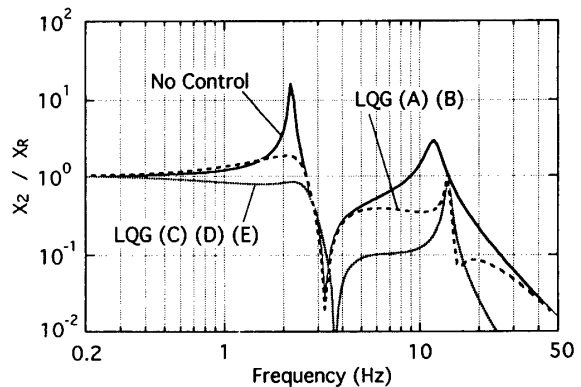


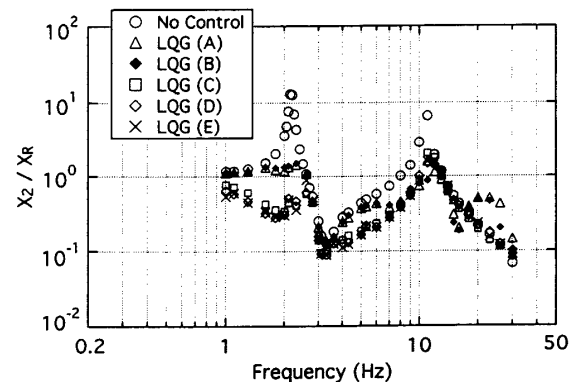
図6 VD形とAV形コントローラの制御圧力信号

波数応答を示したもので、(a)シミュレーション結果、および(b)実験結果である。このシミュレーション結果では、制振性能が台車左右動加速度の状態量を含むもの(ケースC, D, E)と含まないもの(ケースA, B)に二分され、台車左右加速度の付加が制振性能を大きく改善することを示している。

一方、実験結果からもシミュレーションと同様の傾向がみられ、台車左右加速度の付加が制振性能の改善に役立つことがわかる。さらに、台車左右加速度、車体左右加速度および車体ロール加速度から推定を行うコントローラ(ケースC)に対し、車体・台車間相対速度を加え現車で測定できる四つの状態量をすべて推定に用いる条件(ケースD)では、1~4 Hzの周波数域における制振効果がさらに向上し、全状態量から推定を行う理想的な推定条件(ケースE)とほぼ同じレベルに達しているのがわかる。また、ケースA, B, C, Dの各コントローラでは、いずれも台車左右動の共振ピークに近い12 Hz程度までの制振効果が認められる。この値を相似則⁽⁷⁾により現車レベルに換算すると約5 Hzとなり、現車で測定可能な状態量から制御に必要な状態量の推定を行うLQG制御においても、油圧式アク



(a) シミュレーション結果



(b) 実験結果

図7 各LQGコントローラの制振効果

チュエータの適用により制振可能な周波数範囲を拡大する可能性が示される。

4・2 LQG と LQ コントローラの比較 図 8 は、全状態量から推定を行う LQG コントローラ(ケース E)と、全状態量を直接フィードバックする LQ コントローラの制振効果について、車体左右変位の周波数応答で比較を行ったものである。両者とも同じ状態量を用いているにもかかわらず、LQG コントローラの制振効果は LQ コントローラに及ばないことがわかる。この原因として、コントローラの設計に用いるモデルのパラメータ同定に起因する誤差が考えられる。この誤差は、Kalman フィルタの出力 \hat{x} に推定誤差をもたらすため、特に LQG コントローラで制振性能の低下を招くものと考えられる。また、LQG コントローラ設計時に考慮するプラントノイズ ξ およびセンサノイズ θ の影響も考えられる。

4・3 車体重量変動とロバスト安定性 鉄道車両の車体重量は、空車時と比べ乗車時に大きく増加する。例えば、205 系通勤形電車における車体重量の増加は、乗車率が 100% で約 150%、乗車率が 200% では約 200% に達する。これは近年の車両軽量化によりますます顕著となる傾向にあり、このような車体重量の変動に対して常に安定なアクティブ制振装置が要求される。

図 9 (a) は、LQG コントローラの設計を半車体質量の基本値 30.2 kg で行い、このコントローラを 30.2 kg、40.2 kg、50.2 kg の半車体質量へ適用したものである。これらの制振効果を車体左右変位および車体ロール変位の周波数応答で比較している。なお、コントローラはケース C である。次に、図 9 (b) はコントローラの設計を半車体質量の基本値に 10 kg 加えた 40.2 kg で、(c) は基本値に 20 kg 加えた 50.2 kg で行い、それぞれ同様の比較をしたものである。図の煩雑さを避けるため、非制御の応答は各コントローラの

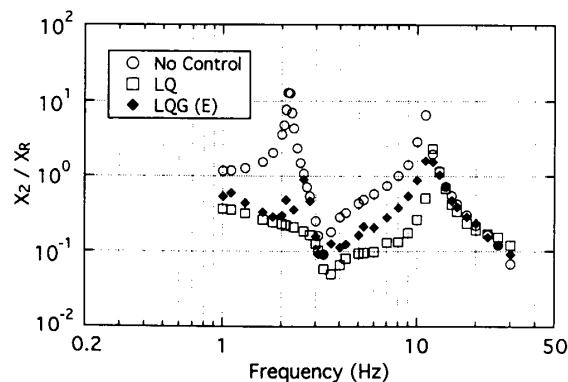
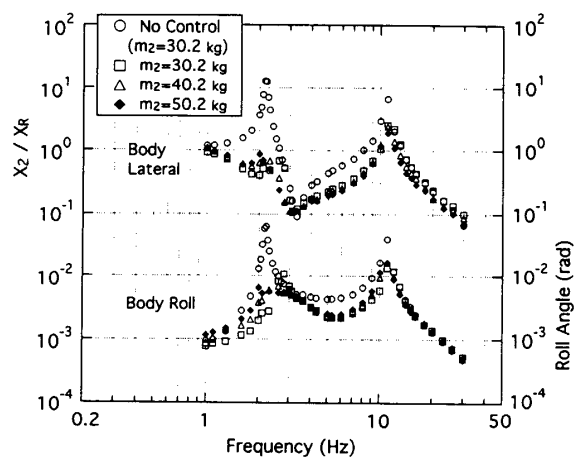
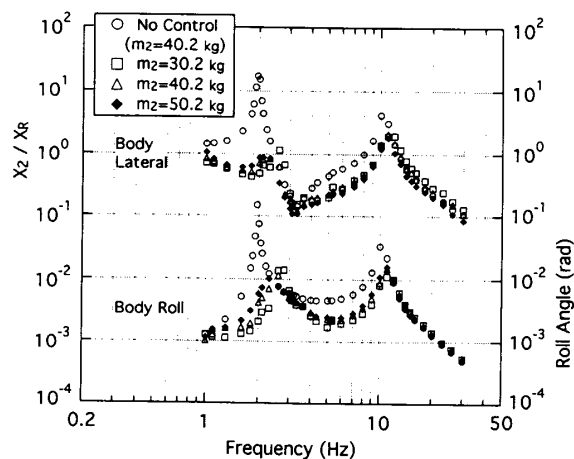


図 8 LQG と LQ コントローラの比較

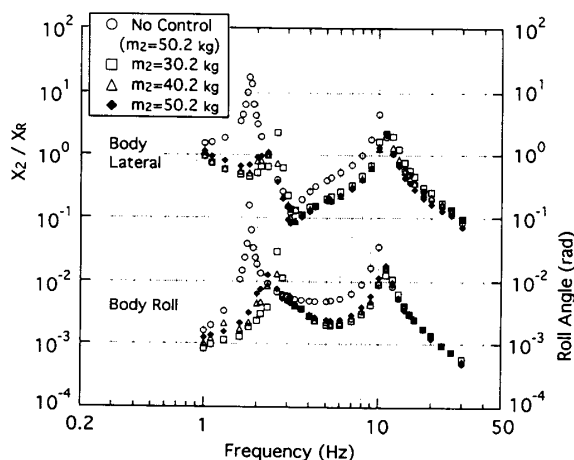
設計に用いた半車体質量についてのみ示す。これらの実験結果から、コントローラの設計に用いた値より実験時の半車体質量が重くなる条件 [図 9 (a) の $m_2=40.2$ kg および $m_2=50.2$ kg, (b) の $m_2=50.2$ kg] では、制振効果の劣化はみられない。一方、コントローラ



(a) コントローラを 30.2 kg で設計



(b) コントローラを 40.2 kg で設計



(c) コントローラを 50.2 kg で設計

図 9 車体重量の変動と制振効果(ケース C)

の設計に用いた値より実験時の半車体質量が軽くなる条件[図9(b)の $m_2=30.2$ kg, (c)の $m_2=30.2$ kg および $m_2=40.2$ kg]では, 下心ロールの共振帯域である2.6~2.8 Hzで制御による振動増大が認められる。

図10は, 図9の実験に用いた3種類のコントローラについて, 制御対象の車体質量が, 20~270%の比率となる範囲について閉ループ系の極 $\lambda_i = \alpha_i + j \cdot \omega_i$ を求め, その実数値 α_i の中から最大値 α_{\max} を示したものである。ここで, ●印は図9における実験条件に相当する。この図から, 車体質量の比率が100%付近にあるとき極の実数値は最も小さな値となり安定であることが示される。この比率を100%から増加させた場合, α_{\max} は徐々に大きくなるが, 検討の範囲では負の領域内にあり安定性は確保される。一方, この比率が100%から減少する場合は, α_{\max} が急激に増加し, 50~60%で正の領域へ移り不安定となる。

図11は, 図10と同じ条件について閉ループ系の固有値 $\lambda_i = \alpha_i + j \cdot \omega_i$ から求めた減衰比 $\zeta_i = -\alpha_i / \sqrt{\alpha_i^2 + \omega_i^2}$ の中で最も小さな値 ζ_{\min} を示したものである。車体質量の比率が100%から増加する場合, ζ_{\min} は徐々に増える傾向にある。100%から減少する場合は, 60%付近までは徐々に減少し, それ以下では急

激に低下し50%付近から負の値となる。

以上の結果から, コントローラの設計条件に対して車体重量が増加する場合は, 制振効果, 安定性とも変化は少ないが, 車体重量が減少する場合には, 比較的小さな減少でも制振効果と安定性の両面で低下をもたらすことが示される。したがって, 鉄道車両用アクティブ制振装置は, 空車時の車体重量でコントローラの設計を行うことが望ましい。

4.4 サンプリング周期が制振効果へ及ぼす影響

デジタル制御におけるサンプリング周期が制振効果へ及ぼす影響をみるため, サンプリング周期を5 ms, 2 ms および 1 ms とした場合について制振効果の比較を行う。図12(a)はLQGコントローラ(ケースC)について, 図12(b)はLQコントローラについて, 車体左右変位の周波数応答を示したものである。両者ともサンプリング周期を5 msから2 msへ短縮した場合, 制振可能な帯域内では全域にわたり制振効果が改善される。また, 5 msでは制振効果の少ない10 Hz付近でも2 msでは制御の効果が現れており, 制振可能な周波数帯域を高域側へ拡大できることが示される。一方, 2 msから1 msへさらに短くした場合につ

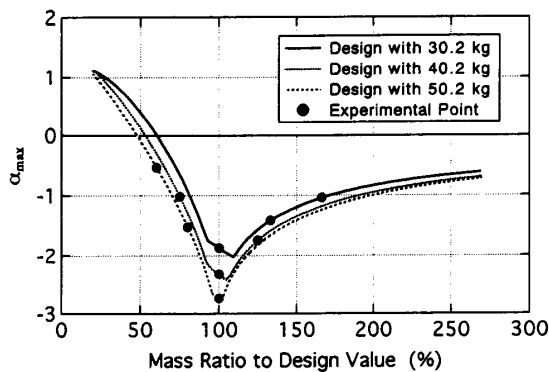


図10 車体重量の変動と α_{\max} の関係

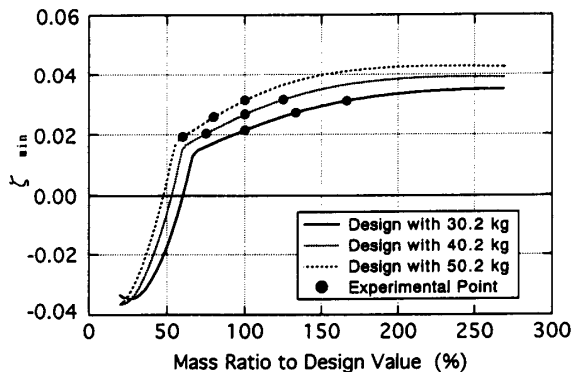
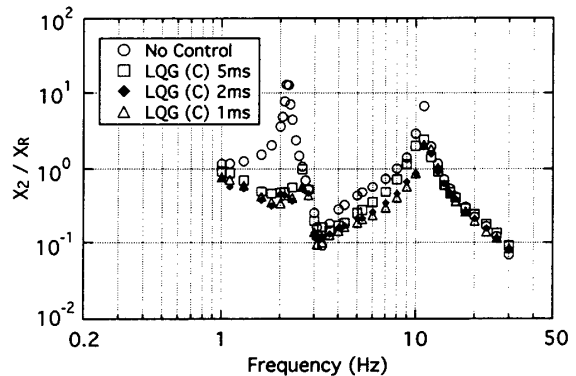
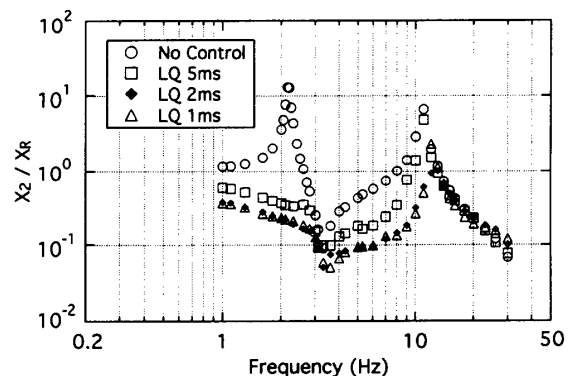


図11 車体重量の変動と ζ_{\min} の関係



(a) LQG コントローラ(ケースC)



(b) LQ コントローラ

図12 サンプリング周期と制振効果

いては、その改善効果は小さい。これらの図から、サンプリング周期を2 msまで短縮することにより、可能な制振効果のほぼ最大に近づくものと考えられる。したがって、このような乗り心地の改善を目的としたアクティブ制振装置において、2 ms程度のサンプリング周期が実現されるならば、離散化による性能の劣化を抑制できるものとみなされる。

5. 結 言

鉄道車両用アクティブ制振装置への油圧式アクチュエータの適用を前提として、LQG制御を用いた実際的な制御条件による実験的な検討を行った。3自由度半車両模型を使用して行った左右・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) 測定可能な状態量から必要な状態量を推定するLQG制御の適用により、縮小模型で約12 Hz(現車相当に換算して約5 Hz)までの周波数域における制振性が確認された。これにより、実際的な使用条件においても油圧アクチュエータを適用して、制振可能な周波数範囲を拡大する可能性が示された。

(2) 加速度・速度推定形のコントローラは、速度・変位推定形に比べて推定条件を緩和できるほか、出力の積分過程を介してノイズの少ない制御信号が得られるため制振性能の改善に有利である。

(3) 車体に関する状態量のみからの推定と比べ、台車左右加速度を付加した推定は、制振性能を大きく改善できる。さらに、車体・台車間相対速度を推定に加えると、すべての状態量を用いたコントローラと同程度に制振効果が向上する。

(4) コントローラの設計条件より車体重量が増加する場合、制振効果および安定性の劣化は少ないが、車体重量が減少する場合は、制振効果および安定性がともに低下する。したがって、コントローラの設計には、空車時の車体重量を用いることが望ましい。

(5) サンプリング周期を2 ms程度まで短縮すれば、ほぼ実現可能な最大の制振レベルに近づけることができる。

なお、実験の遂行にあたっては、油研工業(株)広田善晴課長から有益なご助言をいただいた。ここに、感謝の意を表す。

文 献

- (1) 黒川・平田・ほか4名, 機講論, No. 920-98(1992-11), 1.
- (2) 由川・小泉・ほか3名, 機講論, No. 920-98(1992-11), 5.
- (3) 由川・小泉・ほか3名, 機講論, No. 930-81(1993-12), 61.
- (4) 檜垣・吉江・ほか4名, 機講論, No. 930-81(1993-12), 71.
- (5) 谷藤・島宗・名倉, 機論, 60-574, C(1994), 65.
- (6) 例えば, 加藤, 最適制御入門, (1987), 39, 東京大学出版会.
- (7) 横瀬・ほか3名, 機誌, 83-735(1980), 197.