

鉄道車両のアクティブ制振における制振性能の改善* (H_∞ 制御則を適用した模型実験装置による検討)

谷 藤 克 也*¹, 永 江 哲 哉*²

Improvement of Control Performance for Active Vibration Control of Railway Vehicle (Adoption of H_∞ Control Law to a Scaled Model on a Test Apparatus)

Katsuya TANIFUJI and Tetsuya NAGAE

Recently, the application of active suspension has been studied for improving the ride quality of railway vehicles. In active vibration control of railway vehicles, it is important that the control system be robust against parameter variations. In one such study, it was indicated that a LQG controller had low stability of the robustness to mass variation of the car body due to the varying number of passengers. In this paper, the H_∞ controllaw is adopted for a 3 d. o. f. half-vehicle model, and the improvement of control performance is investigated experimentally. As a result, it is shown that the addition of a bogie-related state variable to body-related ones provides better control performance. The control performance is improved further by shortening the sampling period. Moreover, it is also shown that the H_∞ controller is more robust against mass variation of the car body.

Key Words: Railway, Vibration Control, Vibration of Moving Body, Robust Control, Active Suspension, Scaled Experimental Model, H_∞ Control, Stability Robustness

1. 緒 言

鉄道車両の高速化が進むにつれ、ばねやダンパ等で構成される従来のパッシブなサスペンションにより、十分な制振性を得るのは困難になりつつある。そこで昨今では、この対応策として空気圧や油圧を用いたアクティブサスペンションの導入が考えられ、その研究および開発が行われている^{(1)~(3)}。

鉄道車両や自動車などの乗り物の制振において問題となるのは、人の乗り降りや荷物の量により制御対象の質量が変動することである。従って、アクティブサスペンションを取り入れた制御系の設計において、このようなパラメータの変動に対する制振性能の頑健性、つまり、ロバスト性が重要となる。著者らの一人はこれまでに、アクティブサスペンション系のロバスト性について検討しているが、文献(4)では車体質量の変動に対する Linear Quadratic Gaussian 制御系の弱さが指摘された。特に鉄道車両の場合、乗客の乗降による車体質量の変動に対する検討は重要である。

本報では、鉄道車両の油圧式アクティブサスペンション系に H_∞ 制御則を適用し、観測状態量、サンプリング周期の適切な選択による制振性能の向上、および車体質量の変動に対するロバスト性の改善について、模型車両を用いた実験装置による検討を行う。

2. 模型実験装置

2・1 実験装置の構成 本報で用いる模型実験装置の構成を図1に示す。この装置の車両模型は、左右動とロールの連成振動を対象とした約 1/6 の縮小半車両モデルである⁽⁴⁾。この輪軸相当部に対し、1.0~30.0

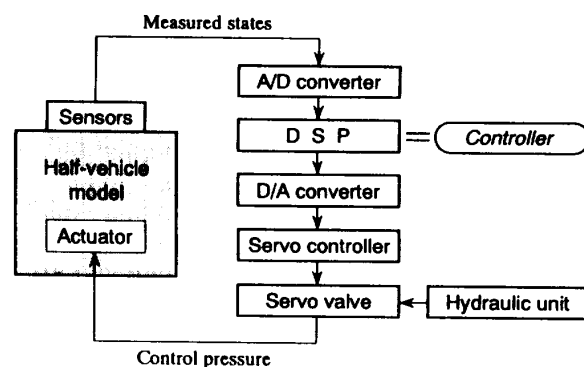


Fig. 1 Block diagram of the experimental equipment

* 1995年3月18日 北陸信越支部第32期総会・講演会において講演, 原稿受付 1996年1月8日.

*¹ 正員, 新潟大学工学部 (〒950 21 新潟市五十嵐二の町 8050).

*² 学生員, 新潟大学大学院.

$$\gamma_P = 1.27 \times 10^{11} \text{ Pa}/(\text{m}^3/\text{s})$$

3. H_∞ コントローラ

3.1 コントローラの設計 2章で示した3自由度半車両モデルに対して H_∞ 制御を適用し、制御系の設計を行う。図3に本検討で用いた H_∞ 制御系のブロック線図を示す。ここで、 w は外乱入力(軌道不整)、 u は制御入力、そして y は観測出力(加速度)、 z_y, z_u はそれぞれ y, u に関する評価出力である。また、 P は制御対象(車両モデル)、 K は H_∞ コントローラ、 W_y, W_u はそれぞれ y, u に対する重み関数である。また、 G は一般化プラント(拡大系)であり、これは状態方程式および2本の出力方程式により、以下のように表される。

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

$$z = C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \quad (7)$$

$$y = C_2 x + D_{21} w \quad (8)$$

ここで、 x は拡大系における状態変数である。なお、観測出力 y としては3.2節で述べるように、 $y_2 = [\ddot{x}_2 \ \phi]^T$ 、または $y_3 = [\ddot{x}_1 \ \ddot{x}_2 \ \phi]^T$ の2種類を考慮する。この際、車体の加速度のみを観測する $y = y_2$ の場合、コントローラの安定性の改善を目的として仮想外乱を考慮した⁽⁷⁾。そこでは、式(8)を式(9)のように変更する。

$$y_2 = C_2 x + \bar{D}_{21} [\dot{x}_R \ \delta_{x2} \ \delta_\phi]^T \quad (9)$$

ただし

$$\bar{D}_{21} = [D_{21} \ \text{diag}(d_{x2}, d_\phi)]$$

である。ここで、 δ_{x2}, δ_ϕ はそれぞれ車体左右加速度、車体ロール角加速度における仮想外乱である。 d_{x2}, d_ϕ は仮想外乱の係数で計算上、極が安定領域に収まるよう試行錯誤的に調整し、以下の値とした。

$$d_{x2} = 1.0, d_\phi = 0.1$$

2章のように観測状態量は車両の加速度のみとしていることから、本検討におけるコントローラの設計は、 H_∞ 出力フィードバック問題を解くことになる。この H_∞ 出力フィードバック問題とは、

$$u = K(s)y \quad (10)$$

なる制御によって閉ループ系を内部安定とし、なおか

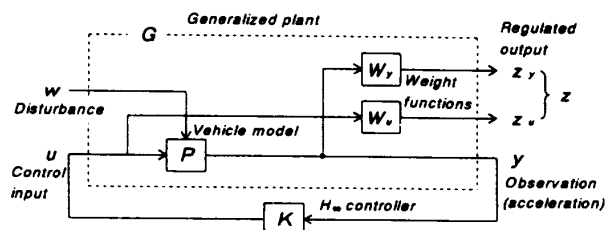


Fig.3 Generalized plant and H_∞ controller

つ w から $z = [z_y \ z_u]^T$ までの閉ループ伝達関数 G_{zw} が、ある γ の値に対し、

$$\|G_{zw}\|_\infty < \gamma \quad (11)$$

を満たす K を決定する問題である。

なお、本報でのコントローラの設計は、制御系解析ソフトウェアパッケージ MATLAB⁽⁶⁾ を使用して行う。

3.2 コントローラの種類 本報において用いる4種類のコントローラを表1に示す。実際の鉄道車両において観測可能な状態量は、本実験モデルの場合、車体左右動、車体ロールおよび台車左右動に関する三つの加速度のみであると考えられる。本検討では、観測状態量と制振性能の関係を調べるために、これら三つの加速度のうち車体の二つの加速度を観測する場合(タイプ1, 2)と、台車を含め加速度三つすべてを観測する場合(タイプ3, 4)を考える。さらに重み関数の違いによる制振性能をみるため、車体の加速度に対して1次の固有振動数を効果的に整形する重み (W_{yAL}) を用いる場合(タイプ1, 3)と、一次固有振動から二次固有振動までの広い周波数領域での特性整形を考えた重み (W_{yBL}) を用いる場合(タイプ2, 4)を考える。これらの重み関数を以下に示す。

$$W_{yAL}(s) = \frac{\pi}{10\gamma(s + 2\pi \times 0.15)} \quad (12)$$

$$W_{yAR}(s) = W_{yAL}(s) \times 20 \quad (13)$$

$$W_{yBL}(s) = \frac{\pi}{10\gamma(s + 2\pi \times 5)} \quad (14)$$

$$W_{yBR}(s) = W_{yBL}(s) \times 20 \quad (15)$$

ここで、添字 L, R はそれぞれ車体左右動、車体ロールに対応し、係数 γ は計算、実験を通して決定するものとする。なお、一次固有振動数における車体左右加

Table 1 Types of controller

Type	1	2	3	4
Measured acc.	Body lateral Body roll		Body lateral Body roll Bogie lateral	
Weight. func. for body late. body roll	W_{yAL} W_{yAR}	W_{yBL} W_{yBR}	W_{yAL} W_{yAR}	W_{yBL} W_{yBR}
bogie late.	—	—	W_{yT}	
control inp.	W_u			

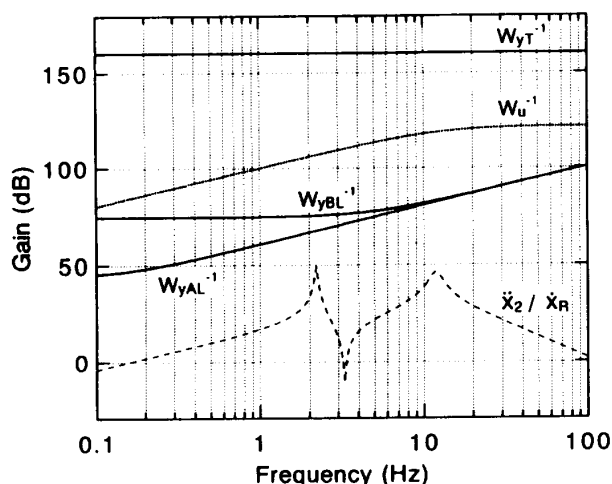


Fig. 4 Shape of weighting function

速度 \dot{x}_2 と車体ロール角加速度 $\ddot{\phi}$ のゲイン差を考慮して、 $\ddot{\phi}$ に対する重みは \dot{x}_2 に対する重みの 20 倍として与えている。一方、台車左右加速度 \ddot{x}_1 に対しては次式に示すような制振効果に悪影響を及ぼさない程度の定数重み (W_{yT}) 1 種類を与える。

$$W_{yT}(s) = 10^{-8} \quad \dots\dots\dots (16)$$

また、制御入力 u は対する重み (W_u) については、低周波数領域での振動増大を抑制できるように設定する。

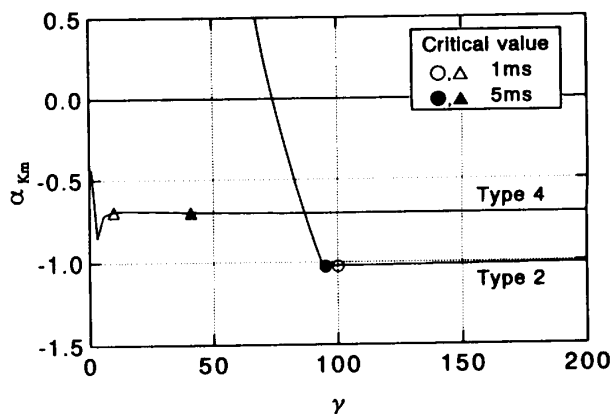
$$W_u(s) = \frac{s + 2\pi \times 12}{1.2 \times 10^6 (s + 2\pi \times 10^{-3})} \quad \dots\dots\dots (17)$$

これらの重み関数の周波数特性を図 4 に示す。なお、 \dot{x}_2 に対する重み W_{yAL} , W_{yBL} は、 $\gamma = 50$ のときのものであり、 W_{yAR} , W_{yBR} については同じ形状なので省略している。また、観測状態量とそれに対する重み関数との関係を見るために、車体左右加速度の応答特性についても、あわせて図中に示す。

4. 実験結果および考察

4・1 観測状態量の選択と制振性能 3・2 節で述べたように、車体左右加速度 \dot{x}_2 、車体ロール角加速度 $\ddot{\phi}$ の二つの状態量を観測する場合と、この二つの状態量に台車左右加速度 \ddot{x}_1 を加え、三つの状態量を観測する場合の二つの場合を考え、観測状態量の選択とコントローラの安定性および制振効果との関係について調べる。

4・1・1 安定性 図 5 は、表 1 に示すコントローラのうち幅広い周波数領域での周波数整形を考えた重み関数を与えたコントローラであるタイプ 2, 4 を用い、重み関数 W_{yBL} , W_{yBR} における係数 γ とコントローラの安定性との関係を示したものである。なお、安

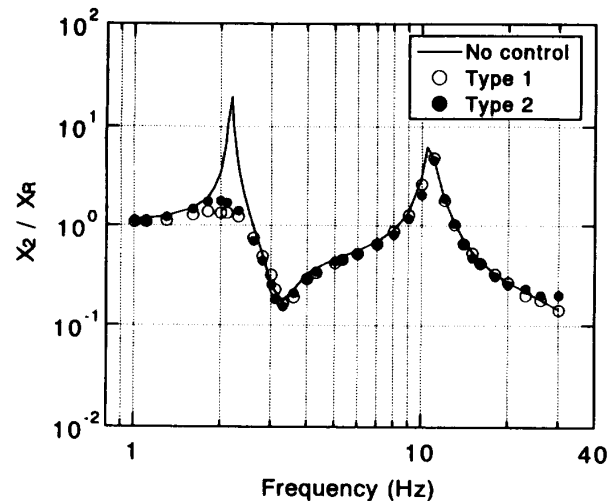
Fig. 5 Effect of measured states on α_{Km}

定性の評価にはコントローラ K の極の実部の最大値 α_{Km} を用い、 γ の範囲については 1~200 の間で計算を行った。ここで、○、△および●、▲印はそれぞれ、サンプリング周期 1 ms, 5 ms による実験での安定な制御が可能な限界の値を示す。この図から、車体、台車に関する三つの状態量すべてを観測するタイプ 4 では計算上、 γ を 1 まで小さくしても安定性は保たれるが、車体の状態量のみ観測するタイプ 2 の場合、 γ を約 95 より小さくすると、安定性は著しく劣化している。一方、実験においてもタイプ 4 はタイプ 2 より小さい γ に対して安定な制御が行われた。また、両者を安定な制御が可能な α_{Km} の最大値と比較するとタイプ 4 のほうが大きく、安定性の余裕が小さい。それにもかかわらず、タイプ 4 で γ をより小さな値に下げられるのは、観測状態量の数を増やすことにより、モデル誤差の影響が低減されるためと考えられる。

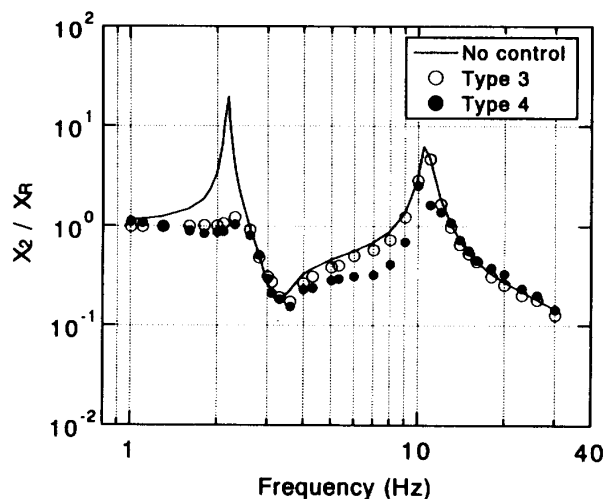
次に、両タイプの実験におけるサンプリング周期の影響を調べる。まず、タイプ 4 についてサンプリング周期を 1 ms まで短縮する制御では、 γ を下げても安定な制御が可能であった。一方、タイプ 2 では、サンプリング周期を短縮すると実軸上の 1 に極めて近い位置に零点が現れるため安定性に問題が生じ、1 ms では 5 ms の場合よりも γ 値を小さくすることができなかった。

このように、車体に関する二つの加速度のみではなく、台車の左右加速度を加えた三つの状態量を観測することにより、より大きな重み関数を与えても安定なコントローラの設計が可能となる。

4・1・2 制振効果 図 6 は、表 1 に示す各コントローラの実験結果を車体左右変位の周波数応答により示したもので、図 6(a) は車体に関する状態量のみを観測した場合、図 6(b) は車体と台車の両方に関する状態量を観測した場合である。なお、各コントローラ



(a) Type 1 and 2



(b) Type 3 and 4

Fig. 6 Effect of weighting function

はサンプリング周期は 5 ms とし、それぞれ実験上、最良とみなせるものを用いた。ここでの検討で用いたコントローラについて、設計の際に与えた重み関数の係数 γ を表 2 に示す。タイプ 2, 4 に用いる重み関数 $W_{\gamma B}$ はタイプ 1, 3 の重み関数 $W_{\gamma A}$ に比べ折れ点周波数を高周波数側に増分させ、中間周波数領域における制振効果を期待して設定したものであるが、この図を見ると、タイプ 2 ではほとんど制振効果の改善は見られない。しかし、タイプ 4 では中間周波数領域での制振効果の改善が見られる。これは、上で述べたように、観測状態量に台車左右加速度を加えたことによりコントローラの安定性が向上し、中間周波数領域においても、より大きな制御力をかけることが可能になるためと考えられる。

次に、図 7 はタイプ 4 のコントローラを用いて、サンプリング周期が制振効果へ及ぼす影響について見た

Table 2 Value of γ for designing controller

	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
γ	150	95	75	40

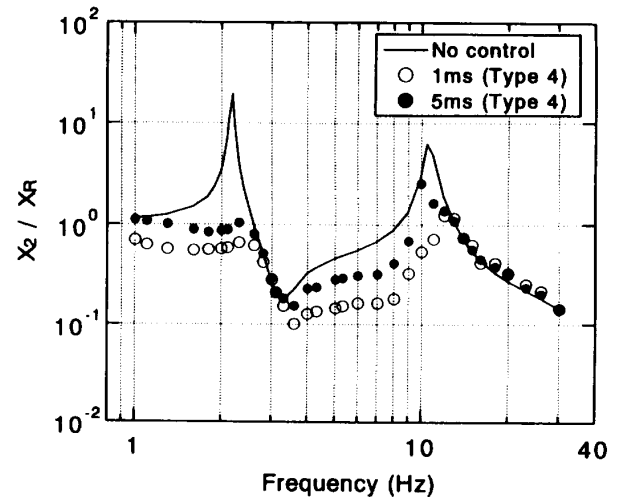


Fig. 7 Effect of sampling period

ものであり、このコントローラは、図 5 における Δ 、 \blacktriangle 印に相当する。この図から、車体、台車両方の状態量を観測し、サンプリング周期を 5 ms から 1 ms に短縮することにより、さらに大幅な制振性能の改善が可能となる。なお、サンプリング周期 5 ms での実験は $\gamma = 40$ が限界であるが、1 ms にすると $\gamma = 10$ まで安定な制御を行うことができた。図 7 の各コントローラはこれらの γ 値で設計したものである。

以上の結果から、車体、台車両方の状態量を観測することにより、安定性、制振効果ともに向上し、制振性能を改善できることが示される。

4.2 車体質量の変動に対するロバスト制振性能

図 8 は、車体質量の変動と制振効果の関係について、車体左右変位と車体ロール角変位の周波数応答で示したものである。図 8(a) は、半車体質量を基本値の 30.2 kg でコントローラの設計を行い、このコントローラを用いて制御対象の半車体質量を 30.2 kg から 40.2 kg, 50.2 kg へ増加させて制御したものである。また、図 8(b) は半車体質量を 50.2 kg としてコントローラを設計し、反対に対象質量を減少させたものである。ただし、ここでのコントローラはタイプ 4 であり、サンプリング周期は 1 ms ($\gamma = 10$) としている。図中の非制御の応答は、それぞれコントローラの設計に用いた半車体質量での実験結果である。これらの実験結果から、車体質量が増加する場合および減少する場合の両方において、顕著な制振効果の劣化は認められ

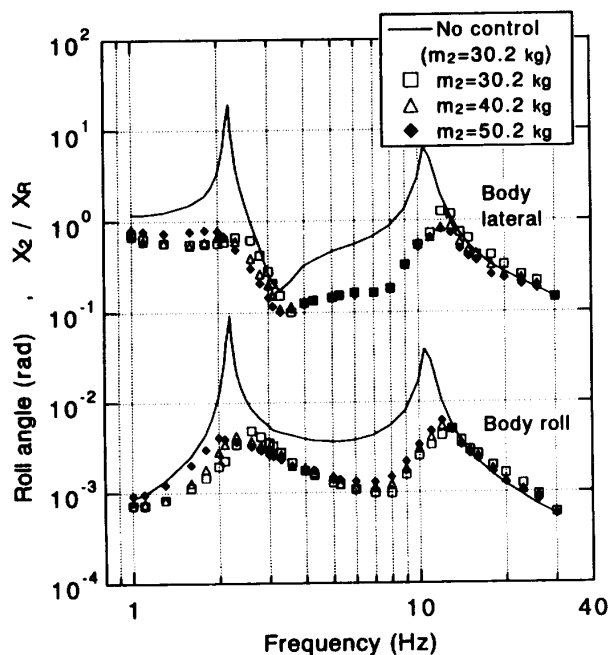
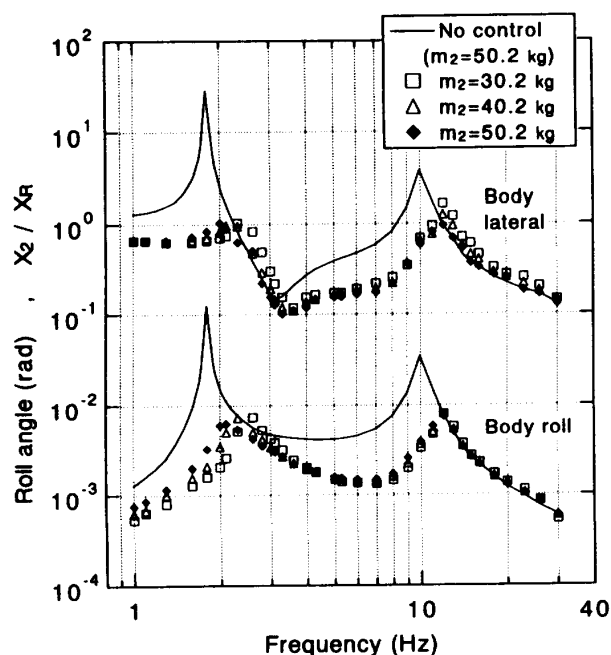
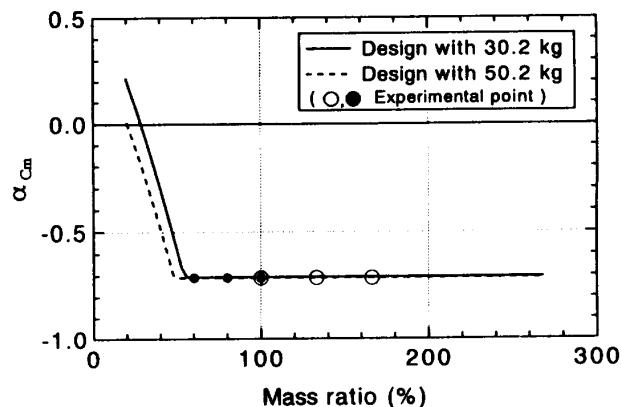
(a) Design with m_2 of 30.2 kg(b) Design with m_2 of 50.2 kg

Fig. 8 Effect of sprung mass variation

ない。すなわち、ロバスト性が保たれており、文献(4)で示された車体質量変動に対する LQG 制御の弱点が、 H_∞ 制御により改善できることが示される。なお、半車体質量が 50.2 kg のほうが 30.2 kg よりもノミナル条件での制振効果が小さいのは、50.2 kg の場合のコントローラの設計においても 30.2 kg のものと同じ重み関数および γ を使用したためと考えられる。

図 9 は、図 8 の実験に用いたそれぞれのコントローラについて、設計車体質量に対する制御車体の質量比

Fig. 9 Relation between mass ratio and α_{cm}

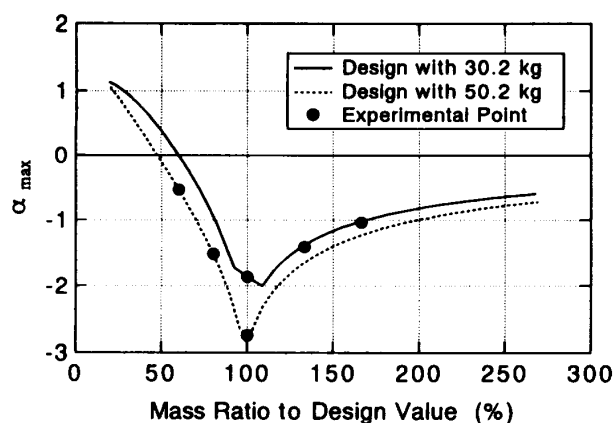
と安定性の関係を示したものである。なお、この図に用いた安定性の評価量 α_{cm} は閉ループ系の極の実部の最大値であり、図中の○印は図 8(a) の実験条件、●印は同図(b)のそれに相当する。この図から、車体の質量比が約 60% 以上で安定性はほぼ一定に維持されているが、それ以下では急激に不安定方向に変化することが示される。これに比べ、文献(4)の LQG コントローラ(付録参照)では、質量比が 100% 付近のときが最も安定であり、変動が生ずると安定性の低下が、特に質量比が減少する方向で著しい。ここで、注目すべき両コントローラの違いは、 α_{cm} の値が実験での検討範囲において、LQG コントローラでは変化するが、 H_∞ コントローラでは一定であるという点である。この違いが実験での質量変動に対するロバスト性の差に現れたものと考えられる。

以上のことから、LQG コントローラでは、安定性の低下を抑えるために空車時の質量比を用いて設計することが望ましいのに対し、 H_∞ コントローラでは、定員乗車時の車体質量を用いて設計を行ったとしても、質量変動に対する良好なロバスト制振性能を得ることができる。鉄道車両の運用では定員乗車時における性能が最も重要であり、その際の制振性能を考慮して設計が可能な H_∞ コントローラの有用性が示された。

5. 結 言

鉄道車両の油圧式アクティブサスペンション系の左右動とロールの連成振動を対象とした半車両縮小模型に対して H_∞ 制御則を適用し、ロバスト性の改善について実験的検討を行い、以下のような結果を得た。

(1) コントローラの安定性向上を図るために、車体のみでなく台車に関する状態量も観測することが望ましい。それにより、車体の 1 次から 2 次の固有振動数にわたる幅広い周波数領域における整形を目的とす

Fig. 10 Relation between mass ratio and α_{\max}

る重み関数の効果的適用が可能となる。

(2) 車体、台車両方の状態量を観測することによりサンプリング周期を短縮したうえ、より大きな重み関数を与えることができる場合があり、さらに制振効果の改善が見込まれる。

(3) 車体の質量変動を考える場合、 H_{∞} 制御系は制振効果の劣化が小さく、現実的な質量比の変動範囲で安定性が維持されており、ロバストな制御が実現される。

以上のように、鉄道車両のアクティブサスペンショ

ンに H_{∞} 制御を適用し、観測状態量に車体状態量のみでなく台車の状態量も加えることにより、良好な制振性能および車体質量の変動に対してロバスト性を有するコントローラを定員乗車の条件で設計できることを示した。

付 録

文献(4)で述べた LQG コントローラの質量比に対する α_{\max} (閉ループ系の極の実部の最大値であり、本報の α_{cm} に同じ) の変化は図 10 に示すとおりである。

文 献

- (1) 例えば、黒川悦伸・平田都史彰・ほか 4 名, 機講論, No. 920-98(1992-11), 1-4.
- (2) 由川透・小泉智志・ほか 3 名, 機講論, No. 920-98(1992-11), 5-8.
- (3) 檜垣博・吉江則彦・ほか 4 名, 機講論, No. 930-81(1993-12), 71-74.
- (4) 島宗亮平・谷藤克也・坂上俊雄, 機論, 61-586, C(1995), 2320-2327.
- (5) 谷藤克也・島宗亮平・名倉宏明, 機論, 60-574, C(1994), 1955-1961.
- (6) Balas, G. J., Doyle, J. C., ほか 3 名, *μ -Analysis and Synthesis Toolbox User's Guide*, (1991), The MATH WORKS Inc.
- (7) 平田都史彰・高橋亮一, 計自論, 30-7(1994), 776-782.