反発形磁気浮上システムの動的安定性の向上に関する研究*

(第2報, アクティブサスペンションによる振動制御効果)

永井正夫^{*1}, Antonio MORAN^{*2}, 中代重幸^{*2}

Study on Dynamic Stability of Repulsive Magnetic Levitation System (2nd Report, Vibration Control Effect of Active Secondary Suspension)

Masao NAGAI, Antonio MORAN and Shigeyuki NAKADAI

For high speed magnetically levitated (MAGLEV) vehicle systems significant attention must be given to the secondary suspension as it determines the ride comfort and has great influence on the vehicle stability. This paper analyzes theoretically and experimentally the performance of an active secondary suspension on the ride quality and running stability of repulsive MAGLEV vehicles. The suspension is equipped with a microcomputer controlled pneumatic actuator and it is governed by an optimal control approach. Two measures of performance have been analyzed: car body vertical acceleration (ride comfort) and truck-guideway gap variations (running stability). The experimental results show the performance improvement obtainable with an active secondary suspension and sufficiently agree with the theoretical simulation.

Key Words: Active Control Technology, Magnetic Levitation, Vibration Control, Active Suspension, Optimal Control, Pneumatic Actuator, Ride Quality

1. 緒 言

反発形磁気浮上方式は、超電導磁石あるいは永久磁石を問わず電磁気的な散逸エネルギーが十分期待できないために、振動減衰特性を直接得ることができない。特に誘導反発方式では、ある速度以上になると電磁気的にわずかに負のダンピングを持つことも知られている。したがってなんらかの減衰特性を持たせなければ振動が持続する恐れがある⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。

著者らは電磁気的に減衰力のない反発形磁気浮上走行システムを想定して、車体・台車の二次支持系をアクティブ制御することにより、車体と台車双方の動的安定性の向上の可能性を検討してきた。図1は車体・台車構造の上下二自由度運動系であり、その二次支持系を、エアサスペンションによりアクティブ制御⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾するものである。ここで乗り心地の評価につながる車体の振動加速度とともに台車軌道間のギャップ変動にも着目する必要がある。

前報⁽⁹⁾では評価関数として車体と台車のおおののポテンシャル・エネルギーと運動エネルギーを考慮

することにより、評価関数のパラメータ設定が容易になること、また車体・台車ともに安定性が向上することが理論ならびに過渡応答実験により確かめられた。

本論文では、反発形磁気浮上システムの二自由度実験装置を使用して、前報で示したエネルギーを評価する最適制御と対比して新たに、乗り心地に関与する車体の振動加速度と走行安定性に直接関与する台車軌道間のギャップ変動からなる評価関数を設定して最適制御を行い、両者の振動制御効果を実験および計算により検証した。また二次支持系の設計において存在する振動伝達率の不動点⁽¹⁰⁾の問題に対して、これらの異なる評価関数による振動伝達率を比較することにより、本論文で示す評価関数が有効であることを示す。

主な記号の説明

x : 車体の変位
 x_t : 台車の変位
 x_o : 軌道面の変位
 m : 車体の質量
 m_t : 台車の質量
 k : 二次支持ばね定数
 c : 二次支持ダンピング係数
 k_i : 磁気ばね定数

* 平成2年7月13日 Dynamics and Design Conference において講演、原稿受付 平成3年5月1日。

^{*1} 正員、東京農工大学工学部 (●184 小金井市中町2-24-16)。

^{*2} 学生員、東京農工大学大学院。

p_s : エアシリンダ内差圧
 a_s : ピストン受圧面積
 c_s : エアシリンダ等価容量
 r_p : 電磁弁の等価抵抗
 u : 制御入力

2. 最適制御系

2.1 基本方程式 図1に示すような車体と台車で構成される上下二自由度の支持系に関する運動方程式の導出は前報⁽⁹⁾に示したとおりで、その結果を簡単に以下に示す。上下運動に関する車体と台車の運動方程式は受動的な力と能動的な力より

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -c(\dot{x} - \dot{x}_t) - k(x - x_t) + a_s p_s \quad \cdots (1) \\ m_t \ddot{x}_t &= c(\dot{x} - \dot{x}_t) + k(x - x_t) - a_s p_s - k_t(x_t - x_o) \\ &\quad \cdots (2) \end{aligned}$$

表1 支持系の諸元

Upper mass	m	4.03×10	Kg
Lower mass	m_t	1.09×10	Kg
Secondary stiffness	k	1.19×10^3	N/m
Primary stiffness	k_t	9.30×10^3	N/m
Damping coefficient	c	9.00×10	N·s/m
Piston cross section	a_s	1.39×10^{-4}	m^2
Cylinder volume	v_s	1.39×10^{-5}	m^3
Initial presser	p_0	3.70×10^5	Pa
Equivalent capacity	c_s	8.29×10^{-11}	m^3/Pa
Valve resistance	r_p	8.35×10^8	$Pa \cdot s/m^3$

1:Pneumatic cylinder, 2:Spring, 3:Oscillator,
 4:Accelerometer, 5:Upper mass, 6:ETR, 7:Micro-computer, 8:Air compressor, 9:Potentiometer,
 10:A/D converter, 11:D/A converter, 12:Lower mass, 13:Permanent magnets, 14:Gap sensor

図1 実験装置

と表される。また能動的な力($a_s p_s$)は、電磁弁の操作量 u と上下相対速度 $\dot{x}_t - \dot{x}_o$ と圧力差 p_s に関するアクチュエータの特性式から得られる。

$$c_s \dot{x}_p \cdot p_s + p_s = -r_p a_s \cdot (\dot{x} - \dot{x}_t) + u \quad \cdots (3)$$

したがって式(1)~(3)より p_s を消去すると

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \dot{x} \\ \Delta x_t \\ \dot{x}_t \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -a_1 & -a_2 & -a_3 & -a_4 & a_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -a_6 & -a_7 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \dot{x} \\ \Delta x_t \\ \dot{x}_t \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{x}_o \quad \cdots (4) \end{aligned}$$

$$\dot{x}_t = -a_6 \dot{x} - a_7 \Delta x_t \quad \cdots (5)$$

が得られる。ただし各係数は前報⁽⁹⁾に示したとおりである。ここで状態変数を車体台車間の相対変位($\Delta x = x - x_t$), 車体の絶対速度, 車体の絶対加速度, 台車軌道間の相対変位($\Delta x_t = x_t - x_o$)とすると状態方程式は以下のようになる。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \dot{x} \\ \Delta x_t \\ \dot{x}_t \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -a_1 & -a_2 & -a_3 & -a_4 & a_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -a_6 & -a_7 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \dot{x} \\ \Delta x_t \\ \dot{x}_t \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{x}_o \quad \cdots (6) \end{aligned}$$

2.2 評価関数 一般に、最適レギュレータ問題における評価関数は次のように表せる。

$$J = E[x^T Q x + u^T R u] \quad \cdots (7)$$

ただし、 Q, R は重み行列である。本論文の最適制御に用いる評価関数は以下の2種類である。

(1) エネルギーを考慮した評価関数 これは前報で示した評価関数で、系の運動エネルギーとポテンシャルエネルギーを考慮して

$$J_1 = E[h\{\alpha\beta(\omega_n^2 \Delta x^2 + \dot{x}^2) + (\omega_{nt}^2 \Delta x_t^2 + \dot{x}_t^2)\} + u^2] \quad \cdots (8)$$

となる。ただし

$$\omega_n: \text{車体の共振角周波数} \quad \omega_n^2 = k/m$$

$$\omega_{nt}: \text{台車の共振角周波数} \quad \omega_{nt}^2 = k_t/m_t$$

$$\alpha: \text{車体と台車の質量比} \quad = m/m_t$$

$$\beta: \text{車体/台車の重みの比率}$$

$$h: \text{入力に対する制御成績の重み係数}$$

(2) 制御変数を考慮する評価関数 車体加速度と台車軌道間の相対変位に重みをかけた評価関数で

$$J_2 = E[h(\ddot{x}^2 + \eta \Delta x_t^2) + u^2] \quad \cdots (9)$$

とする。ただし

$$\eta: \text{車体台車間の相対変位にかかる重み係数}$$

$$h: \text{入力に対する制御成績の重み係数}$$

である。これらの評価関数を最小にする制御則を

$$u = -(f_1 \Delta x + f_2 \dot{x} + f_3 \ddot{x} + f_4 \Delta x_t + f_5 \dot{x}_t) = -FX \quad \dots\dots\dots (10)$$

とする。

表2, 3に評価関数 J_1, J_2 の場合の重み係数と最適フィードバックゲインおよび最適極の位置を示す。また, 評価関数 J_2 の場合, 式(7)の重み行列 Q は $Q_2 = \text{diag}(0 \ 0 \ h \ h \ 0)$ となる。すなわち, 行列 Q_2 の第1行

と第1列のすべての要素が零である。これによりカルマン方程式を解いて最適フィードバックゲイン F を求めると, 表3に示すように f_1 は常に零となる。したがって車体台車間の相対変位を検出する必要はない。

2・3 周波数応答 上記の2種類の評価関数 J_1, J_2 について, 重み係数 h をそれぞれ変化させたときの, 軌道変位に対する車体の加速度と台車軌道間の相対変位の周波数応答の計算結果を, 評価関数 J_1 の場合を

表2 最適フィードバックゲインと最適極 (J_1)

β	1.0			
h	0.2×10^{11}	1.0×10^{11}	5.0×10^{11}	2.50×10^{12}
f_1	0.255×10^7	0.657×10^7	0.157×10^8	0.360×10^8
f_2	0.159×10^8	0.614×10^8	0.196×10^7	0.523×10^7
f_3	0.112×10^8	0.323×10^8	0.777×10^8	0.152×10^8
f_4	-0.381×10^7	-0.103×10^8	-0.237×10^8	-0.559×10^8
f_5	-0.407×10^8	-0.123×10^8	-0.402×10^8	-0.118×10^7
μ_1	-2.63	-5.43	-13.5	-29.5
$\mu_{2,3}$	$-11.2 \pm j59.5$	$-12.8 \pm j60.2$	$-18.2 \pm j62.8$	$-29.5 \pm j69.6$
$\mu_{4,5}$	$-2.77 \pm j12.0$	$-4.93 \pm j11.3$	$-6.93 \pm j8.61$	$-6.17 \pm j7.43$

表3 最適フィードバックゲインと最適極 (J_2)

η	3.50×10^2			
h	0.31×10^{10}	0.63×10^{10}	1.25×10^{10}	2.50×10^{10}
f_1	-0.337×10^{-3}	-0.237×10^{-3}	-0.259×10^{-3}	-0.269×10^{-3}
f_2	0.218×10^8	0.354×10^8	0.554×10^8	0.840×10^8
f_3	0.259×10^8	0.446×10^8	0.737×10^8	0.117×10^8
f_4	-0.162×10^7	-0.212×10^7	-0.258×10^7	-0.296×10^7
f_5	-0.369×10^8	-0.469×10^8	-0.594×10^8	-0.800×10^8
μ_1	-0.679	-0.680	-0.680	-0.681
$\mu_{2,3}$	$-15.3 \pm j57.1$	$-18.7 \pm j54.8$	$-23.7 \pm j49.8$	$-28.7 \pm j36.6$
$\mu_{4,5}$	$-3.28 \pm j11.9$	$-4.56 \pm j11.8$	$-6.82 \pm j11.4$	$-12.7 \pm j9.33$

(a) 車体振動加速度

(a) 車体振動加速度

(b) 台車-軌道間変位

図2 周波数応答の計算値
(評価関数 J_1)

(b) 台車-軌道間変位

図3 周波数応答の計算値
(評価関数 J_2)

図2に、評価関数 J_2 の場合を図3に示す。

図2によると評価関数 J_1 の場合、車体の振動加速度と台車軌道間の相対変位はともに、重み係数 h を大きくしていくと、車体の共振周波数近傍 (約2 Hz) の振幅がパッシブ系に比べて大幅に改善していることがわかる。しかし車体の振動加速度については、10.0 Hz 以上の高周波数領域では逆にパッシブ系より増大する傾向がある。この原因としては、加速度を直接評価せずストローク Δx を評価に入れたために、ストローク変動の抑制が振動絶縁性に悪影響を及ぼした点、さらに評価していない圧力変動の影響があげられる。

一方、図3によると、評価関数 J_2 は直接加速度 $\ddot{x}$ を評価しており重み係数 h を大きくしていくと、車体の加速度は二つの共振周波数近傍においても振幅比が大幅に低下し、全周波数領域において振動抑制効果がある。なお台車軌道間の相対変位については二つの評価関数による違いは、車体加速度に与える効果ほどは大きくはない。

ところで、図2(a)と図3(a)の車体加速度の周波

数応答曲線において、共通して存在する不動点がみられる。これはばね下減衰のない上下二自由度振動系においては一般に二次支持系の設計によらず不動点が存在する⁽¹⁰⁾ ことで知られており、この計算例ではばね下質量と一次ばね定数で決まる振動数 f_{ip}

$$f_{ip} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_t}{m_t}} = 4.65 \text{ Hz}$$

に現れている。この不動点の観点からも、図3(a)の結果は評価関数 J_2 が優れていることを示している。すなわち二次支持制御系に依存しない不動点の加速度の値を大幅に超えることがなく、全周波数にわたって低くなるように J_2 の重みを選定できる特色を持っている。

なお以上の計算に用いた数値は、後述するパッシブな系の実験結果より伝達関数を同定して求めた。その数値を表1に示す。

3. 実験装置

実験装置の概略構成は図1に示すとおりである。前

(a) 車体絶対変位

(a) 車体振動加速度

(b) 台車絶対変位

(b) 台車-軌道間変位

図4 受動支持系の周波数応答の実験結果

図5 受動支持系の周波数応答の実験結果

報⁽⁹⁾と基本的に同じであるが電磁弁を直接圧力の制御ができる電空レギュレータに変更した。実験方法は一定振幅(± 2.75 mm)の正弦波を軌道に相当する加振機で加振した。また車体と台車の加速度や変位は各センサにより検出し、A/Dコンバータを通してマイクロコンピュータに入力した。なお車体と台車の絶対速度は加速度を積分して求めた。演算されたアクチュエータの操作量は電圧信号としてD/Aコンバータを介して電空レギュレータに送りアクチュエータを駆動する。

4. 結果および考察

4.1 パッシブな系の周波数応答 制御を行わないパッシブな系において、軌道変位に対する車体と台車の絶対変位の周波数応答結果を図4(a), (b)に示す。図4(a), (b)で○印が実験結果で、実線が伝達関数より求めた計算結果である。これから車体の共振周波数は約1.93 Hz, 台車の共振周波数は約9.1 Hzである。また車体の加速度と台車軌道間の相対変位の周

波数応答結果を図5(a), (b)に示す。

4.2 アクティブな系の周波数応答

(1) 評価関数 J_1 の場合 J_1 の評価関数で制御を行った場合、軌道変位に対する車体の加速度と台車軌道間の相対変位の周波数応答の結果を図6(a), (b)にそれぞれ示す。このときの重み係数は $h=1.0 \times 10^{12}$ ($\beta=1.0$) である。破線がパッシブな系の計算結果、実線がアクティブな系の計算結果であり、●印がアクティブな系の実験結果である。

図6(a)の車体加速度の結果によると、1.93 Hz 付近の共振現象がよく抑えられている。また全体的な傾向として実験結果は計算結果より多少大きくなっているが良く一致していると言える。また図6(b)の台車軌道間の相対変位の結果によると、やはり1.93 Hz 付近の共振ピークが抑えられ、実験結果と計算結果が良く一致していると言える。

(2) 評価関数 J_2 図7に評価関数 J_2 で制御を行った場合について、車体の加速度と台車軌道間の相対変位の周波数応答の結果を示す。この結果は重み係

(a) 車体振動加速度

(a) 車体振動加速度

(b) 台車-軌道間変位

図6 アクティブサスペンションの周波数応答の実験結果(評価関数 J_1)

(b) 台車-軌道間変位

図7 アクティブサスペンションの周波数応答の実験結果(評価関数 J_2)

数が $h=2.5 \times 10^{12}$, $\eta=3.5 \times 10^2$ の場合である。破線がパッシブな系の計算結果、実線がアクティブな系の計算結果で、●印がアクティブな系の実験結果である。

図7(a)の結果によると全体的傾向として、実験結果と計算結果は良く一致し、二つの共振周波数における共振ピークがともに良く抑えられている。ただし、約8.0 Hz以上で実験結果は計算結果より大きくなっている。この原因は空気圧回路を含めたアクチュエータの遅れが影響していると思われる。

(3) 評価関数による差異 乗り心地に影響する車体加速度について見ると、まず1.93 Hz付近の共振ピークは評価関数によらず大幅に抑えられている。しかし評価関数 J_1 の場合は、高周波数になるとパッシブな系より悪化しており、評価関数 J_2 の場合は高周波数でも優れた防振効果が得られている。また理論計算で示した不動点の存在も確認できる。

次に車両の走行安定性に影響する台車軌道間の相対変位について比較すると、評価関数の違いによる差は車体加速度の結果ほどなく、全体的な傾向として、共振ピークが良く抑えられていることがわかる。

以上の結果から、制御変数を直接評価する関数 J_2 を用いた制御により、車体の加速度と台車軌道間の相対変位は、全周波数領域において優れた振動制御効果として得られていると言える。

5. 結 言

反発形磁気浮上システムにおいて、能動二次支持系を有する上下二自由度振動実験装置を試作し、2種類の評価関数で最適レギュレータを構成しアクティブ制

御を行った。乗り心地と車両の走行安定性を向上させることを目的とした理論解析と実験により、以下の点が明らかになった。

(1) 制御変数として車体の振動加速度と台車軌道間の相対変位を評価する関数 J_2 による最適制御系を設計すると、車体の振動加速度は、二次支持系の制御による限界である不動点における振幅を最大振幅として、全周波数領域において良好な振動抑制効果が得られることが理論計算により示された。

(2) 実験を行った結果によると、車体の振動加速度と台車軌道間の相対変位はともに低周波数から高周波数まで優れた振動制御効果として得られ、車両の乗り心地と走行安定性をともに向上させ得ることが確認された。

(3) 二自由度アクティブサスペンションをモデル化して理論計算した結果と、実験結果とが比較的一致することから、モデル化の有効性が確かめられた。

文 献

- (1) 山村, 電気学会雑誌, 96-10, (1976), 887.
- (2) 野中・坂本, 電気学会論文誌 B, 106-8(1986), 663.
- (3) Fujiwara, S., *Proc. 10th International Conf. on Maglev*, Hamburg, (1988), 337.
- (4) 吉岡・宮本, 機論, No. 880-8, (1988-11), 21.
- (5) 永井・沢田, 機論, 53-487, C(1987), 750.
- (6) 永井・沢田, 機論, 53-492, C(1987), 1750.
- (7) 永井・塩練・小池, 機論, 54-507, C(1988), 2707.
- (8) 永井・田中・塩練, 機論, 55-515, C(1989), 1597.
- (9) 永井・田中, 機論, 56-530, C(1990), 2589.
- (10) Lee, H. Y. and Hedrick, K., *Dynamic Constraint Equations and Their Impact on Active Suspension Performance*, *Proc. 11th IAVSD-Symposium*, Kingston, 8, (1989), 357.