柔構造弾性車体のアクティブ支持制御*

(剛体運動と弾性振動の制御に関する理論解析)

永井正夫^{*1}, 沢田康宏^{*2}

Active Suspension Control for the Flexible Structure of an Elastic Vehicle Body

(Theoretical Analysis for Control of Rigid Body Motion and Elastic Vibration)

Masao NAGAI and Yasuhiro SAWADA

From a viewpoint of energy saving, it is required to design a lightweight vehicle body for high speed ground vehicles, but disadvantages will occur such as bending vibration of flexible structures and uncomfortable ride quality. It is proposed to design control systems of flexible vehicle body with two suspensions, by multi-variable control methods of centralized control and decentralized control. By frequency analysis and spectral analysis, it is found that the ride quality and stability of the flexible vehicle system is clearly improved by the actively controlled suspension proposed in this paper.

Key Words: Transport vehicles, Active Suspension, Flexible Structure Control, Vehicle Dynamics, Modal Analysis, Modal Control, Centralized Control, Decentralized Control

1. 緒 言

機械式要素のみにたよらずに電子制御機器を利用して、車両の運動性能を飛躍的に向上させようとするアクティブ制御に関する研究が活発になされるようになってきた⁽¹⁾。特に能動支持系については自動車⁽²⁾、鉄道車両^{(3)~(6)}、磁気浮上車^{(7)~(11)}などの各分野で特色ある研究が進められている。またこれまでの能動支持系の設計手法に関する基礎研究には、古典的最適化法⁽¹²⁾、周波数領域での最適制御理論⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾、時間領域での最適レギュレータ理論^{(15)~(17)}、オンオフ形セミアクティブ制御⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾、予見制御理論⁽²⁰⁾⁽²¹⁾などによるものが見られる。

ところで車体の軽量化は車両の高速化や省エネルギー化にとって重要な技術的課題である。特に現在開発が進んでいる磁気浮上車両の軽量化は、浮上推進エネルギーの低減化のために最も重要な課題の一つである。ところが車体の軽量化にともない車体の剛性が低下すると、高速走行時には剛体運動ばかりでなく曲げ振動などが誘起され、受動的な支持系では乗心地や走

行安定性の悪化を招きやすくなる⁽²²⁾⁽²³⁾。

本研究ではこうした柔構造化した車両の支持系にアクティブ制御を導入し運動性能の向上を計ろうとするものである。支持系制御用アクチュエータには種々考えられるが⁽⁶⁾、小柳⁽²⁴⁾やChoは⁽²⁵⁾は車両用の空気ばねおよび空気圧シリンダの特性を調べ実現の可能性を指摘し、著者らはその特性を2自由度支持系に適用した場合の最適制御法を示した⁽²⁶⁾。

本研究ではその結果をふまえて、図1に示すような2台車形式の柔構造化弾性車体にアクティブな支持装置を適用することを考えた。その場合の制御方法として、前後の支持系をそれぞれ独立に制御する方法⁽²⁷⁾、さらに車両全体の運動を考慮して前後の支持系を協調的に制御する方法が考えられる。ここではアクチュエータの特性を考慮しつつこれらの制御系の最適制御を試みるとともに、車体の剛体運動ばかりでなく曲げ振動までを積極的に抑制しうる制御系の設計法を提案する。そして周波数特性やスペクトル密度の理論解析により制御特性の比較検討をしたので報告する。

2. 車体の曲げ運動と剛体運動の制御

2.1 弾性車体モデル

車体を両端自由の一様な弾性はりと仮定し、慣性、内部粘性、曲げ剛性を考慮

* 昭和62年4月3日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年4月4日。

*¹ 正員、東京農工大学(〒184 小金井市中町)。

*² 学生員、東京農工大学大学院。

すると、上下変位 $z(x, t)$ を微小として

$$\rho_a \frac{\partial^2 z(x, t)}{\partial t^2} + \mu I \frac{\partial^5 z(x, t)}{\partial t \partial x^4} + EI \frac{\partial^4 z(x, t)}{\partial x^4} = \sum_{i=1}^2 f_i(t) \delta(x - l_i) \quad (1)$$

が得られる。ただし ρ_a は単位長さ当たりの車体質量、 EI は車体の曲げ剛性、 μI は内部粘性減衰係数、 l_i は支持点の位置を示す。ここで $f_i(t)$ 、 $(i=1, 2)$ は車体前後の支持力である。この偏微分方程式で表される変位をモード解析法により、車体の剛体運動モード、曲げ振動モードに級数展開する。

$$z(x, t) = \sum_{m=1}^N Y_m(x) q_m(t) = Z(t) + (x - l/2) \theta(t) + \sum_{m=3}^N Y_m(x) q_m(t) \quad (2)$$

式(2)の右边第1項が重心の上下変位 Z 、第2項が重心回りのピッチ角 θ 、第3項がはりの曲げ振動 q_m に関する項である。また第2項の l は車体長である。車体の減衰係数は一般に小さいので固有関数の直交性を仮定すると、各モード別の方程式

$$(m=1): \quad M \cdot \ddot{Z}(t) = f_1(t) + f_2(t) \quad \cdots (3)$$

$$(m=2): \quad J \cdot \ddot{\theta}(t) = d \cdot \{f_1(t) - f_2(t)\} \quad \cdots (4)$$

$$(m=3 \sim N): \quad \ddot{q}_m(t) + 2\zeta_m \omega_m \dot{q}_m(t) + \omega_m^2 q_m(t) = \sum_{i=1}^2 f_i(t) Y_m(l_i) / M \quad \cdots (5)$$

が得られる。ただし

$$\left. \begin{aligned} M &= \rho_a l \\ J &= M l^2 / 12 \\ d &= l_1 - l/2 \\ \omega_m &= (\lambda_m / l)^2 \sqrt{EI / \rho_a} \\ \zeta_m &= \mu \omega_m / 2E \end{aligned} \right\} \quad \cdots (6)$$

また式(5)において曲げモードの固有関数は

$$Y_m(x) = [(\cos \lambda_m - \cosh \lambda_m)(\cos X_m + \cosh X_m)$$

$$+ (\sin \lambda_m + \sinh \lambda_m)(\sin X_m + \sinh X_m)] / (\cos \lambda_m - \cosh \lambda_m)^2 \quad \cdots (7)$$

である。ただし

$$X_m = \lambda_m \cdot x / l \quad \cdots (8)$$

$$\cos \lambda_m \cdot \cosh \lambda_m = 1 \quad \cdots (9)$$

である。

2・2 偶関数・奇関数モード 式(3)～(5)において、車体前後の支持力 f_1, f_2 を

$$\left. \begin{aligned} f_+(t) &= \{f_1(t) + f_2(t)\} / 2 \\ f_-(t) &= \{f_1(t) - f_2(t)\} / 2 \end{aligned} \right\} \quad \cdots (10)$$

と変換する。また固有関数 $Y_m(x)$ は車体中央を中心に、 m が奇数のとき偶関数で、 m が偶数のとき奇関数となっている。したがって

(偶関数モード)

$$(m=1): \quad \ddot{Z}(t) = (2/M) \cdot f_+(t) \quad \cdots (11)$$

$$(m=3, 5, \dots): \quad \ddot{q}_m(t) + 2\zeta_m \omega_m \dot{q}_m(t) + \omega_m^2 q_m(t) = (2/M) \cdot Y_m(l_1) \cdot f_+(t) \quad \cdots (12)$$

(奇関数モード)

$$(m=2): \quad \ddot{\theta}(t) = (2d/J) \cdot f_-(t) \quad \cdots (13)$$

$$(m=4, 6, \dots): \quad \ddot{q}_m(t) + 2\zeta_m \omega_m \dot{q}_m(t) + \omega_m^2 q_m(t) = (2/M) \cdot Y_m(l_1) \cdot f_-(t) \quad \cdots (14)$$

が得られる。図2に各種運動モードを示す。

2・3 モード別制御 2・2節によると車体運動の偶関数モードと奇関数モードとは支持力 $f_+(t), f_-(t)$ を直接の制御入力とすると各々独立に制御できることがわかる。

ところで式(11)、(13)の剛体運動に関しては支持点の位置によらず制御が可能であるが、曲げ運動に関しては支持点の位置に大きく制御性が依存する。図3に1次の曲げ運動モード ($m=3$) の固有関数と支持点の位置の関係を示す。振動の節に支持点が位置すると

$$Y_3(l_i) = 0 \quad \cdots (15)$$

となり、可制御ではなくなる。支持点が振動の節に位

図1 柔構造弾性車体の2台車支持形式

Even Function Mode
Odd Function Mode
	Rigid Body Mode	Bending Mode	

図 2 車体のモード別振動形態

図 3 曲げ振動モードの固有関数 ($m=3$) と支持位置

置しないと可制御であり、制御則を

$$f_+(t) = -\eta \dot{q}_3(t) - \xi q_3(t) \quad (16)$$

とすると、1次の曲げ運動モード ($m=3$) は

$$\ddot{q}_3(t) + [2\zeta_3\omega_3 + (2\eta/M)Y_3(l_1)] \cdot \dot{q}_3(t) + \{\omega_3^2 + (2\xi/M)Y_3(l_1)\} \cdot q_3(t) = 0 \quad (17)$$

となる。上式より次のことがわかる。

- (A) $Y_3(l_1) > 0$, 節より車端側で支持する場合
 $\eta > 0$ で減衰係数が増加する
 $\xi > 0$ で固有振動数が増加する
- (B) $Y_3(l_1) = 0$, 節で支持する場合
 η, ξ に依存しない
- (C) $Y_3(l_1) < 0$, 節より中央側で支持する場合
 $\eta < 0$ で減衰係数が増加する
 $\xi < 0$ で固有振動数が増加する

高次の曲げ運動モードに関しても上記と同様に考えることができる。しかし実際にはアクチュエータの応答性から高次のモードを直接制御することは困難になる。したがって3次モードで制御を打ち切った場合、高次モードへの悪影響が考えられ、シミュレーションにより確かめる必要がある。

3. 支持系モデル

3.1 2台車支持形式 車体を重心に関して前後対称に2台車で支持するものとし、各々の支持系は既報⁽²⁶⁾で示したのと同様に台車・車体間に空気ばねと空気圧シリンダを並列に配置するものとする。すなわち $i(i=1, 2)$ 番めの支持点の支持力 $f_i(t)$ は空気ばねによる力と空気圧シリンダによる力との和により

$$f_i(t) = f_{pi}(t) + A_s P_{si}(t) \quad (18)$$

と表される。ここで空気ばねによるパッシブな支持力 $f_{pi}(t)$, ($i=1, 2$) は

$$C \dot{f}_{pi}(t) + K_1(1+N)f_{pi}(t) + C(K_1+K_2)\Delta z_i(t) + K_1\{K_2+N(K_1+K_2)\}\Delta z_{ii}(t) = 0 \quad (19)$$

で表され、空気圧シリンダによるアクティブな支持力 $A_s P_{si}(t)$, ($i=1, 2$) はシリンダ内差圧 $P_{si}(t)$ により

$$C_s R_p \dot{P}_{si}(t) + P_{si}(t) = -A_s R_p \Delta z_i(t) + u(t) \quad (20)$$

で決まる。また台車の支持系は

$$m \ddot{z}_{ii}(t) = -f_i(t) - K_t \Delta z_{ii}(t) - C_t \dot{\Delta z}_{ii}(t) \quad (21)$$

とおく。式(19)~(21)において $\Delta z_i(t)$, $\Delta z_{ii}(t)$, ($i=1, 2$) は車体・台車間、台車・軌道間の相対変位で

$$\left. \begin{aligned} \Delta z_i(t) &= z_i(t) - z_{ti}(t) \\ \Delta z_{ii}(t) &= z_{ii}(t) - z_{oi}(t) \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

である。なおこれらの式の係数の意味は既報⁽²⁶⁾で示したので省略する。

車体の前後の支持力 $f_i(t)$, ($i=1, 2$) は、アクチュエータの制御入力 $u_i(t)$, ($i=1, 2$) を決定すると得られる。

3.2 偶関数・奇関数モード 前章の2.2節に対応して、上記支持系の表現を偶関数・奇関数モードに変換することができる。すなわち

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= f_+ + f_- & f_2 &= f_+ - f_- \\ u_1 &= u_+ + u_- & u_2 &= u_+ - u_- \\ P_{s1} &= P_{s+} + P_{s-} & P_{s2} &= P_{s+} - P_{s-} \\ \Delta z_1 &= \Delta z_+ + \Delta z_- & \Delta z_2 &= \Delta z_+ - \Delta z_- \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

などとおく。式(18)~(22)は変換後は添字 $i(i=1, 2)$ が添字 $i(i=+, -)$ と変わるだけで全く同一の形の式となる。偶関数モードが添字 $i=+$ で奇関数モードが添字 $i=-$ の場合である。

4. 車両全体の制御系設計

4.1 制御の基本的構成法 2章では車体のモード別の制御の基本的考えを述べ、3章では台車を含む

具体的な支持系について述べた。ここではこれらを統合して全体の制御について述べる。ただし、本論文は2次以上の曲げ振動モード ($m \geq 4$) は制御しないものとする。

4.2 集中制御 (モード別最適制御) 2章のように偶関数モードと奇関数モードとに分けて、各々を最適制御することが考えられる。すなわち、偶関数モードと奇関数モードの各々の状態変数を

$$X_+ = (\ddot{z} \quad \dot{z} \quad \Delta z \quad P_{s+} \quad \dot{q}_3 \quad q_3)^T \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$X_- = (d\ddot{\theta} \quad d\dot{\theta} \quad d\Delta\theta \quad P_{s-})^T \quad \dots\dots\dots (25)$$

とおくと、各々6次と4次の状態方程式

$$\dot{X}_+ = A_+ X_+ + b_+ u_+ \quad \dots\dots\dots (26)$$

$$\dot{X}_- = A_- X_- + b_- u_- \quad \dots\dots\dots (27)$$

が得られる。 A_+ , A_- , b_+ , b_- は2章, 3章の式をまとめて得られる係数行列である。これらの状態フィードバック

$$\begin{aligned} u_+ &= KX_+ \\ &= -k_1 \ddot{z} - k_2 \dot{z} - k_3 \Delta z - k_4 P_{s+} - k_5 \dot{q}_3 - k_6 q_3 \\ &\quad \dots\dots\dots (28) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_- &= -HX_- \\ &= -h_1 d\ddot{\theta} - h_2 d\dot{\theta} - h_3 d\Delta\theta - h_4 P_{s-} \quad \dots\dots (29) \end{aligned}$$

の最適ゲインは評価関数

$$J_i = \int_0^\infty (X_i^T Q_i X_i + u_i^2) dt, \quad (i=+, -) \quad \dots\dots (30)$$

を最小にするように Riccati 方程式より求める。ただし重み行列 Q は表2に示すように対角行列とする。このようにして得られたモード別の制御入力より、前後のアクチュエータに加える実際の制御入力は、式(23)より

$$u_1 = -(KX_+ + HX_-) \quad \dots\dots\dots (31)$$

$$u_2 = -(KX_+ - HX_-) \quad \dots\dots\dots (32)$$

となる。この制御方式は一般的に車両の前後支持部だけでなく車体中央に取付けたセンサからの信号を加えて相互に利用する必要がある。集中制御方式とも言え実現するには構成が複雑となる。

図4 曲げ振動モード制御を含む集中制御方式

4.3 制御系の簡便化 そこで次のように制御系の簡便化をはかる。まず偶関数モードについては式(28)の最適制御をそのまま行う。次に奇関数モードの制御の主要目的であるピッチ運動の最適化は行わず、その制御則である式(29)のゲイン行列 H は偶関数モードの対応する最適ゲインで代用する。

すなわち

$$h_j = k_j, \quad (j=1 \sim 4) \quad \dots\dots\dots (33)$$

そして式(31), (32)を簡略化すると、

$$\begin{aligned} u_1 &= -(k_1 \ddot{z}_1 + k_2 \dot{z}_1 + k_3 \Delta z_1 + k_4 P_{s1}) \\ &\quad - (k_5 \dot{q}_3 + k_6 q_3) \quad \dots\dots\dots (34) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_2 &= -(k_1 \ddot{z}_2 + k_2 \dot{z}_2 + k_3 \Delta z_2 + k_4 P_{s2}) \\ &\quad - (k_5 \dot{q}_3 + k_6 q_3) \quad \dots\dots\dots (35) \end{aligned}$$

が得られる。ここで両式の右辺の1番めの括弧内は、既報⁽⁵⁾で示したように各々前後の支持部での上下運動の制御をするものである。一方2番めの括弧内は、すでに2章で示した1次の曲げ運動モード ($m=3$) の制御をするためのものである。図4にはこの簡略化した場合の信号の流れを示してある。

得られた制御則を使い、高次のモードまで含めた車両系全体の振動特性を次の章で数値解析する。

4.4 分散制御 (前後独立制御) 車体の曲げ運動を直接制御しなければ、車両前後の支持部のアクチュエータに加わる制御入力は、図5に示すように各々前後に配置されたセンサの出力のみにより決定でき、制御系の構成が簡単になる。すなわち

$$\begin{aligned} u_i &= -(k_1 \ddot{z}_i + k_2 \dot{z}_i + k_3 \Delta z_i + k_4 P_{si}), \quad (i=1, 2) \\ &\quad \dots\dots\dots (36) \end{aligned}$$

となって、式(18)~(22)によって前後の支持力 $f_i(t)$ が決まる。この制御方式は車体の運動を前後独立と仮定して設計するもので、既報⁽⁵⁾でその解析を行っている。本論文では、曲げ運動の制御を含む前述の集中制御方式と比較するため、この分散制御方式により車両系全体の数値解析も行う。

図5 分散制御方式 (前後独立制御)

表 1 解析に使用した主要な諸元

Car body Mass	M	kg	12000.0
Car body length	ℓ	m	20.0
Bending rigidity	EI	Nm ²	$2.0 \cdot 10^8$
Actuator cut-off frequency	f_0	Hz	5.19
Rigid body mode			
Natural frequency	f_1	Hz	1.5
Damping factor	ζ_1		0.37
Bending mode			
Natural frequency	f_m	Hz	3 4 5 6
Damping factor	ζ_m		5.1 14.2 27.8 45.9
			0.03 0.03 0.1 0.1
Truck Mass	m	kg	3000.0
Truck interval $\ell_1 - \ell_2$		m	14.0
Natural frequency	f_{t1}	Hz	5.0
Damping factor	ζ_{t1}		0.53
Running speed	V	m/s	100.0
Guideway roughness	A_v	radm	$0.628 \cdot 10^{-6}$

5. 計算結果と考察

5.1 計算条件 解析に使用した車両の主要な諸元を表 1 に示す。特に断わらない限り表 1 の値で計算するものとする。また最適制御を行う場合、式(30)の評価関数の重みとその時のフィードバック・ゲインの組合せを表 2 に示す。以降の結果の図中に表中の番号(a)～(d)を示す。また軌道不整を SIN 波とした場合の周波数特性と、軌道不整を不規則波としてそのパワースペクトル密度を

$$\Phi_{z0}(\omega) = A_v V / \omega^2 \dots\dots\dots (37)$$

表 2 評価関数の重みとフィードバック・ゲイン

	Q_1	Q_5	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6
	$\frac{MPa}{m/s^2}$	$\frac{MPa}{m/s}$	$\frac{MPa}{m/s^2}$	$\frac{MPa}{m/s}$	$\frac{MPa}{m}$	1	$\frac{MPa}{m/s}$	$\frac{MPa}{m}$
(a)	$5 \cdot 10^{-2}$	$5 \cdot 10^2$	0.252	0.995	-6.73	0.148	18.5	-218
(b)	$5 \cdot 10^{-1}$	$5 \cdot 10^3$	0.796	3.60	-14.3	0.315	65.6	-297
(c)	$5 \cdot 10^0$	$5 \cdot 10^4$	2.37	9.43	-21.5	0.472	214	-16.6
(d)	$5 \cdot 10^{-1}$	—	0.318	2.10	-6.30	0.138	—	—
Centralized: (a),(b),(c); $Q = \text{diag}(Q_1 \ 0 \ 0 \ 0 \ Q_5 \ 0)$								
Decentralized: (d) ; $Q = \text{diag}(Q_1 \ 0 \ 0 \ 0)$

図 6 アクティブ制御による振動特性比較
(曲げ振動の節より車端側で支持した場合) 図 7 アクティブ制御による振動特性比較
(曲げ振動の節で支持した場合)

と仮定して乗心地解析を行う。この際乗心地基準の一つである米国運輸省の UTACV 曲線と対比して示す。

5.2 支持位置と各制御方式による制御性能 制御をしないパッシブな系に対して、曲げ振動モードの制御を含む集中制御系と前後独立の分散制御系の制御性能を比較検討する。

5.2.1 支持位置が曲げ振動の節にない場合 図6は車体の支持位置が1次の曲げ振動の節($l_1=15.52$ m, $l_2=4.48$ m)より車端側にある場合($l_1=17$ m, $l_2=3$ m)で、軌道の不整に対する車体の最前部、中央部、最後部における上下変位の周波数応答を示す。図6によると破線で示したパッシブな系では、剛体運動の共振点約1.5 Hzと1次の曲げ振動の共振点約5.1 Hzのピークが、車体の各部で明確に現れている。また約3.6 Hzにおいて、車体中央部で周波数ゲインが急激に減少しており、車端部ではそれが見られない。これは前後の台車に加わる軌道不整の位相差が180度と逆位相

になっている場合で、奇関数モードである車体中央部での上下運動が誘起されないためである。一般にこの現象の見られる周波数は走行速度 V と台車間距離 $l_1 - l_2$ に依存し

$$f = V / \{2(l_1 - l_2) \cdot (2n + 1)\}, \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (38)$$

である。この図6では3.6 Hz, 10.7 Hz, 17.9 Hz, 25 Hz, ...である。

次に図6で一点鎖線で示した前後独立制御系では、車体の各部で剛体運動の共振点が大幅に改善されていることがわかる。ただし1次の曲げ振動を含めて高周波数領域では制御効果がないことがわかる。一方図6で実線で示した曲げ振動の制御を含めた集中制御では、1次の曲げ振動の共振点5.1 Hzが車体各部で大幅に改善されていることがわかる。これは2.3節で示したように1次の曲げ振動モードの $\dot{q}_3$ をフィードバックしているためであり、表2よりそのゲイン k_3 の符号は正であり減衰係数が増加することがわかる。しかもより高周波数領域でも特に特性が悪化することはない。

5.2.2 支持位置が曲げ振動の節にある場合 図7は車体の支持位置が1次の曲げ振動の節にある場合($l_1=15.52$ m, $l_2=4.48$ m)で、軌道の不整に対する車体の最前部、中央部、最後部における上下変位の周波数応答を示す。図7によると、1次の曲げ振動は可制御ではないので、前後独立に制御した場合の効果しか得られていない。さらに図6と異なる点は式(38)の条件の周波数が4.53 Hz, 13.6 Hz, 22.6 Hz, ...と違う点

図8 制御入力とアクチュエータ内差圧の周波数特性

(a) 車体中央

(b) 車体最後部

図9 乗心地に及ぼす評価関数の重みの影響, 集中制御の場合

図 10 制御入力（車体後部）に及ぼす評価関数の重みの影響，集中制御(b)の場合

である。そして 1 次の曲げ振動の共振 (5.1 Hz) が見られないかわりに、奇関数モードである 2 次の曲げ振動の共振 (14.2 Hz) が車端部で見られる。

以上のように支持位置を変えることにより、(A)前後台車に加わる軌道不整の位相差、(B)各振動モードの共振、(C)制御方式が互いに関連しあって、周波数特性が決まっていることがわかる。なお支持位置を 1 次の曲げ振動の節の内側にした場合、上記の(A)、(B)の条件が変化するが、1 次の曲げ振動が抑制できることは 2 章で考察したように可能である。

5.2.3 制御入力の比較 分散制御と集中制御とでは支持位置が節以外では当然制御入力異なるはずである。図 8 に図 6 の条件における制御入力（圧力換算） u とアクチュエータ内差圧 P_s の周波数特性を示す。図 8 によると分散制御の場合、全般的に集中制御より値が小さくなっているが、特に 5 Hz 付近で 1 次の曲げ振動の共振の影響でゲインが急激に変わっている。集中制御ではその共振を制御するため、その周波数近傍の値が大きくなっている。

この制御入力や差圧の値の現実的な妥当性を知るため、例えば軌道不整を 10 m 弦で 2 mm とする。すると走行速度 100 m/s では 10 Hz で 2 mm の振幅に相当し、図 8 より、アクチュエータ内差圧は最大で約 2 気圧（約 0.2 MPa）、制御入力は最大で約 4 気圧（約 0.4 MPa）に相当する。この値は必ずしも小さな値とはいえないが、実現の可能性は十分あると思われる。

5.3 評価関数の重みの影響 集中制御において評価関数の重みを変えることにより、剛体運動や曲げ振動の抑制の程度を、制御入力の限界内で任意に変えることが可能である。図 9 (a) に車体中央部、図 9 (b) に車体最後部における各々の振動加速度のパワースペクトル密度 (PSD) を示す。車体加速度の重み Q_1

図 11 乗心地（車体中央）に及ぼす走行速度の影響，集中制御(b)の場合

と 1 次の曲げ振動モードの重み Q_5 を、各々表 2 に示すように (a) から (c) へと大きくしていくと、全体的に PSD の値が下がり乗心地が向上することがわかる。ただし図 10 に示すように、評価関数の重みを表 2 の (a) から (c) へと大きくすると必然的に制御入力が増大するので、現実的な対応が必要である。

5.4 走行速度による振動特性への影響 車両支持系の構成を一定にして走行速度を変化させた場合、車体の振動加速度すなわち乗心地を変化させる要因として、式 (37) で示したように等価的に軌道不整が変化する点と式 (38) で示したように台車に加わる軌道不整に前後で位相差がある点とが考えられる。図 11 に紙面の都合上車体中央のみの振動加速度の PSD を示すが、上記の要因により速度が上昇しても必ずしも乗心地が急激に悪化しないことがわかる。

6. 結 論

柔構造の弾性車体の 2 次支持系にアクティブ制御サスペンションを適用した場合について、前後 2 台車形式において前後独立制御と、車体の曲げ振動の制御を含む集中制御方式の設計法を示した。その特長は車体の剛体運動および曲げ振動をモード別に分解して、制御則を見通しよく簡便に設計する点にある。この設計法に基づき設計した能動支持系による車両全体の系について、周波数特性の解析および乗心地解析を行った。その結果車体の曲げ運動を考慮した制御系を構成することにより、車体の 1 次の曲げ振動を含めた車体振動が大幅に抑制できることがわかった。その場合制御入力は本論文で扱った条件ではそれほど大きな問題

ではないことがわかった。ただしそれは車体振動の抑制の程度や軌道不整の程度に大きく依存するので、アクチュエータの特性の改善を含めて現実的対応が必要になる。本研究が柔構造の高速車両の安定性に関する研究の一助となれば幸いである。最後に本研究では昭和60年度科学研究費一般研究(C)の補助金の一部を使用した。関係各位に深く謝意を表す。

文 献

- (1) Goodall, R. M. and Kortuem, W., *Active Controls in Ground Transportation-A Review of the State-of-the-Art and Future Potential*, *Vehicle System Dynamics*, **12**-4/5 (1983), 225.
- (2) 石川・木津, 機誌, 88-797 (昭60), 382.
- (3) Sinha, P. K., Wormly, D. N., and Hedrick, J. K., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **100**-4 (1978), 270.
- (4) Goodall, R. M., ほか3名, *Proc. 7th IA VSD Symposium*, Cambridge, (1981-9), 301.
- (5) 神代・ほか5名, 機誌, 85-764 (昭57), 710.
- (6) Celniker, G. W. and Hedrick, J. K., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **104**-1 (1982), 100.
- (7) 永井, 機論, 51-466, C (昭60), 1273.
- (8) 永井, 機論, 52-478, C (昭61), 1780.
- (9) Bohn, G. and Steinmetz, G., *Maglev Transport '85*, (1985), 107.
- (10) Pollard, M. G. and Riches, E. E., *ibid*, (1985), 123.
- (11) Kitamoto, M., ほか5名, *ibid*, (1985), 137.
- (12) Thompson, A. G., *Proc. IME*, **187**-9 (1973), 129.
- (13) 岩田・富成, 機論, 39-327 (昭48), 3342.
- (14) 藤原・室津, 機論, 42-356 (昭51), 1119.
- (15) Hrovat, D. and Hubbard, M., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **103**-3 (1981), 228.
- (16) Hać, A., *J. Sound Vib*, **100** (1985), 343.
- (17) Guenter, C. G. and Leondes, C. T., *IEEE, Trans. Automatic Control*, **AC**-22-2, (1977), 158.
- (18) Karnopp, D. ほか2名, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, **96**-2 (1974), 619.
- (19) Klinger, D. L. and Calzado, A. J., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **99**-2 (1977), 130.
- (20) Bender, E. K., *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, **90**-2 (1968), 213.
- (21) 川越・井口, 自動車技術会論文集, **31** (昭60), 116.
- (22) 宮本, 磁気浮上車の車体・台車構成, 鉄道技術研究資料, **36**-3 (昭54), 97.
- (23) Hayes, W. F., ほか3名, *Structural analysis of proposed MAGLEV vehicle body shell*, *Transport Canada*, Report No. TP2678, (1980).
- (24) 小柳, 機論, 49-439, C (昭58), 410.
- (25) Cho, D. and Hedrick, J. K., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **107**-1 (1985), 67.
- (26) 永井・沢田, 機論, 53-487, C (昭62), 750.
- (27) Hać, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **108**-2 (1986), 106.

討 論

〔質問〕 岩田 義明〔東京都立大学工学部〕

(1) 図9で高次モードの乗り心地に与える影響はどうか。もし悪影響が考えられるとすれば、その対策としてどう考えればよいか。

(2) 車体の支持位置が曲げ振動の節付近にある場合は、曲げ振動を制御する効率が悪くなると考えられるが、効率を高める方法が考えられるか。

〔回答〕 (1) 図9中に米国運輸省が高速鉄道の乗心地基準の一つとして提案したUTACV曲線が示してある。このように一般に4~20 Hz程度の周波数を人間は強く感じる事が知られており、高周波数はそれほど強く感じない。また低次の振動は制御により低く抑えられるが、高次の振動は座席などで吸収されることが期待される。

(2) ご指摘のとおり支持位置が曲げ振動の節付近にあると曲げ振動を制御する効率が悪くなるが、同時に図7からもわかるように、曲げ振動が励起されにくくなる。したがって制御の効率が悪くても問題は少な

いと考える。ただほかの要因で曲げ振動が発生した場合には、効率が効いているので、できれば支持位置と振動の節とを離すことが望ましいと考える。

〔質問〕 柴田 碧

〔東京大学生産技術研究所〕

車体にはかなりの集中質量が付加されることがある。これがあると、今回の論文(付1)などにもあるように、モード間に質量連成が生じ、かなり異なった加振特性を有するようになる。したがって貴研究でもかなり異なった知見が得られる可能性があるのではないだろうか。

〔回答〕 ご指摘のように車体に付加質量があれば、車体の運動モードが変化し曲げ振動の節の位置も変化し影響を受ける。ただ一般的には進行方向に沿って前後対称と考えられるので、それを前提にここで示した偶関数・奇関数モードに分ける制御系設計法は有効であり拡張することも可能と考えている。

(付1) 久保田, 機論, 53-491, C (昭62), 1317.