高次振動モードを考慮した制振アクセス制御* (第2報, 制振速度起動制御)

山 浦 弘^{*1}, 小 野 京 右^{*1}

Vibrationless Access Control of a Positioning Mechanism for High-Order Natural Modes of Vibration (2nd Report, Vibrationless Velocity Control)

Hiroshi YAMAURA and Kyosuke ONO

This paper presents vibrationless velocity control of a vibratory positioning mechanism with robustness for high-order natural modes of vibration. From the requirement for high-precision positioning, it is desirable to eliminate residual vibration of higher-order natural modes of vibration at a target position. To obtain a feedforward access control force which provides a strict final motion state without exciting higher-order natural modes of vibration, two frequency-shaped cost functionals whose weighting functions are represented by first-order and second-order high-pass filters are used in the optimal control theory. The control forces have smaller frequency components in the high-frequency region as compared with the conventional feedforward control forces. The performances of the proposed vibrationless access control methods are demonstrated with experimental results using a flexible swing arm positioning mechanism.

Key Words: Vibration, Feedforward Control, Optimal Control Theory, Frequency-Shaped Cost Functional, Flexible Mechanism, Access Control

1. 結 言

位置決め機構におけるアクセス過程の高速化を図ろうとすると, しばしば起動・停止時に過渡振動が生じ, 装置全体の振動・騒音の原因および位置決め時間短縮, 位置決め精度向上の制限要因となる。そこで位置決め機構におけるアクセス過程の高速化のためには高加速度駆動条件下で残留振動を生じないアクセス制御が重要となってくる。

振動自由度が無視できない位置決め機構のアクセス時の制振制御には, 従来一般に目標速度軌道に対する追従フィードバック制御などのフィードバックを主体とした制御法が適用されてきた。フィードバック制御は制御則がアクセス距離に依存しない, 未知の外乱を抑圧できるなどの利点を有するが, フィードバック制御のみによる制振は多くの場合機械系の高次振動モードの不安定性の問題からフィードバックゲインの増大に制限があり, 制振効果に限界がある。

これに対して著者らは, 駆動力によって生じる振動はまず駆動力自身で制振すべきであるとの立場から,

従来の制振位置決め制御法⁽¹⁾⁽²⁾を拡張, 発展させ, 実際の機構への適応性の高い制振速度起動制御法⁽³⁾⁽⁴⁾および制振加速度起動制御法⁽⁵⁾⁽⁶⁾を提案するとともに, これらの制御入力に固有振動数変動に対するロバスト性をもたせる方法も提案してきた⁽⁷⁾。そして, 実際によく用いられるセミ・クローズド・ループ制御系で駆動されるアクセス・位置決め機構の制振アクセス制御をフィードフォワード・フィードバック併用制御で行うことにより, 簡単なフィードバック方式でかつ制御帯域を上げずに良好な制振効果が得られることを示してきた。

ところで位置決め機構が多くの振動自由度を有し, 高次の振動モードの振動までが位置決め後の残留振動として問題となる場合には, フィードフォワード制御入力および参照軌道の作成時に高次の振動モードまでも制御対象とすることが望ましい。しかし時間的分解能の制約から, 制御できる高次振動モードの振動数には限界があり, また数多くの振動モードを正確に同定し, それらをロバスト性よく制御することは困難である。このような場合には, 一般に制御できない高次振動モードを励起しにくいアクセス制御入力を求める必要がある。このような観点から, すでに台形駆動制御入力⁽⁸⁾および入力の時間微分項を含む評価関数を用

* 原稿受付 平成5年4月26日。

^{*1} 正員, 東京工業大学工学部(〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

いて得られる最適制御入力⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾などが提案されている。

著者らは、高次振動モードを励起しないためには制御入力が高周波数領域で高い遮断特性を有することが必要であると考え、周波数整形評価関数を用いたLQG設計法⁽¹¹⁾を応用し、制御入力の高周波数成分に大きな重みをつけた周波数整形評価関数に対して最適制御理論を用い、高次振動モードを励起しにくいフィードフォワード制御アクセス制御入力および参照軌道を求める方法を提案した⁽¹²⁾⁽¹³⁾。そして制御入力の時間微分項を評価関数に含むことは、制御入力の周波数成分に高周波数領域で大きな値をもつ重みを付けているのと等価であることを示した。このことはBhatとMiu⁽¹⁴⁾によっても指摘されており、周波数重み関数を含む評価関数がこれまでの評価関数を一般化したものであることを示している。目標軌道信号にローパスフィルタをかけて高周波数領域の周波数成分を除去し高次振動モードを励振しにくくする手法と違い、周波数重み関数を用いた最適制御では終端の条件が厳密に満たされておりフィードバック制御は必ずしも必要でなく、また高い次数の重みを用いてもアクセス時間が伸びることはないなどの特長がある。

前報⁽¹²⁾⁽¹³⁾では2次ハイパスフィルタ形荷重関数を用いて制振位置決め制御入力を導出し、ほかのフィードフォワード制御入力と理論的・実験的に比較して、その有効性を示した。本報告では複数のアクセス距離に対する制振アクセス制御法としても適用可能である制振速度起動制御法⁽⁴⁾に注目し、前報の手法を用いて高次振動モードを励振しにくい制振速度起動制御入力を導出する。そして最小エネルギー制御解(最小発熱制御解)と比較してその有効性を示す。

2. 周波数整形評価関数を用いた最適制御

図1は多数の振動自由度をもつ位置決め機構を含む装置のモデルを示している。近年、位置決め機構の固有振動数と装置全体の支持機構および位置決め目標の支持機構の固有振動数が接近し、最も低い固有振動数を有する固有振動を生じる部位が位置決め機構とは限らないため、装置全体をモデル化する場合もある場合も少なくない。一般に多くの振動自由度を有し一方に運動する減衰を無視できる一入力の位置決め機構を含む装置の運動方程式は、モード座標に変換することによって次のように書くことができる。

$$\ddot{\mathbf{x}}_c + \mathbf{A}_c \dot{\mathbf{x}}_c = \mathbf{b}_c u \quad \cdots \cdots (1)$$

ここで、

$$\mathbf{x}_c = \text{col} \{x_1, x_2, \cdots, x_n\}$$

$$\mathbf{A}_c = \text{diag} \{0, \omega_2^2, \cdots, \omega_n^2\}$$

$$\mathbf{b}_c = \text{col} \{z_{1l}, z_{2l}, \cdots, z_{nl}\}$$

であり、 $\cdot$ は時間に関する微分を表し、 $x_i (i=1 \sim n)$ は制御対象とする最低次の剛体モードから n 次モードまでのモード成分の変位、 u は入力、 ω_i は i 次モードの固有角振動数、 z_{il} は i 次モードの固有ベクトルの入力点 l に相当する要素である。

式(1)は各モードごとに独立な式となっているため容易に解くことができ、軌道 $\mathbf{x}_c(t)$ はすべてのモードの初期変位・初期速度を0として次の式で表される。

$$x_{c1}(t) = \int_0^t z_{1l}(t-\tau)u(\tau)d\tau \quad \cdots \cdots (2)$$

$$\dot{x}_{c1}(t) = z_{1l} \int_0^t u(\tau)d\tau \quad \cdots \cdots (3)$$

$$x_{ci}(t) = (z_{il}/\omega_i) \int_0^t \sin \omega_i(t-\tau)u(\tau)d\tau$$

$$(i=2 \sim n) \quad \cdots \cdots (4)$$

$$\dot{x}_{ci}(t) = z_{il} \int_0^t \cos \omega_i(t-\tau)u(\tau)d\tau$$

$$(i=2 \sim n) \quad \cdots \cdots (5)$$

ここで周波数重み関数を含む評価関数を最小化する最適制御問題を考える。

$$J = \frac{1}{4\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |W(j\omega)U(j\omega)|^2 d\omega \quad \cdots \cdots (6)$$

ここで $U(j\omega)$ は入力 $u(t)$ のフーリエ変換を表しており、 $W(j\omega)$ は周波数に依存した重み関数である。さらに逆ラプラス変換を記号 L^{-1} で表し、

$$V(j\omega) = W(j\omega)U(j\omega) \quad \cdots \cdots (7)$$

$$v(t) = L^{-1}\{V(s)\} \quad \cdots \cdots (8)$$

とおき、制御時間を T_0 として $t > T_0$ では $v(t)=0$ とすると、評価関数式(6)はパーシバルの等式を用いて次式のように書ける⁽¹¹⁾。

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{T_0} v(t)^2 dt \quad \cdots \cdots (9)$$

この場合の最適制御問題は拘束条件式(1)および(7)、(8)を満たしつつ、評価関数式(9)を最小化する入力 $u(t)$ を求める問題となる。

図1 位置決め機構を含む装置の解析モデル

ここで最小エネルギー制御問題は $W(j\omega)=1$ の場合に相当しており, また前報⁽¹²⁾ では2次ハイパスフィルタ形重み関数

$$W_2(j\omega) = \frac{-\omega^2}{\omega_w^2 - \omega^2 + 2j\zeta_w \omega \omega_w} \quad \dots\dots\dots (10)$$

に対する制御入力的一般解を示した。本報ではさらに1次フィルタ形重み関数

$$W_1(j\omega) = \frac{1+j\omega\beta}{1+j\omega\alpha} \quad \dots\dots\dots (11)$$

に対する制御入力的一般解を示す。ここで α, β は無限大の周波数における重みの大きさ γ と重みが中間の大きさ, すなわち,

$$|W_1(j\omega)| = (1+\gamma)/2 \quad \dots\dots\dots (12)$$

となる周波数 ω_c を用いて次のように表される定数である。

$$\alpha = \frac{1}{\omega_c} \sqrt{\frac{3+\gamma}{1+3\gamma}}, \quad \beta = \gamma\alpha$$

ここで $f_c = \omega_c/(2\pi)$ とすると, この荷重関数はおおよそ f_c Hz 以下の振動数に対しては1であり, f_c Hz 以上の振動数に対して γ の重みとなる。図2は1次フィルタ形重み関数の絶対値を横軸に ω_c で無次元化した角振動数を取って示した図であり, $\gamma=2$ の場合を実線で示し, $\gamma=0.5$ の場合を破線で示している。このように γ を1よりも大きくすることにより高周波数領域に低周波数領域よりも大きな重みをつけることができ, γ を1よりも小さくすることにより低周波数領域に高周波数領域よりも大きな重みをつけることができる。

式(11)を式(7)に代入し, $s=j\omega$ として逆ラプラス変換すると次式となる。

$$\dot{z} = -\frac{1}{\beta}z + \frac{1}{\beta}v \quad \dots\dots\dots (13)$$

ただし,

$$z(t) = \frac{\alpha v(t) - \beta u(t)}{\alpha - \beta} \quad \dots\dots\dots (14)$$

である。また式(14)を用いて式(1)から $u(t)$ を消去

図2 1次フィルタ形重み関数

すると次式を得る。

$$\ddot{x}_c + \Lambda_c x_c = b_c \frac{\alpha v - (\alpha - \beta)z}{\beta} \quad \dots\dots\dots (15)$$

式(13)および式(15)を拘束条件として評価関数式(9)を最小化する関数 $v(t), z(t)$ および $x_c(t)$ は次の評価関数 J'' を最小化する。

$$J'' = \int_0^{T_0} \left[\frac{v^2}{2} + q \left(\dot{z} + \frac{z}{\beta} - \frac{v}{\beta} \right) + p^T \left\{ \ddot{x}_c + \Lambda_c x_c - b_c \frac{\alpha v - (\alpha - \beta)z}{\beta} \right\} \right] dt \quad \dots\dots\dots (16)$$

ただし p, q は未定乗数である。

関数 x_c, z, v および q に関して高階微分項を含むはん関数に対するオイラーの方程式⁽⁴⁾ を式(16)に適用すると以下の式を得る。

$$\ddot{p} + \Lambda_c p = 0 \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$\dot{q} - \frac{1}{\beta}q = \frac{\alpha - \beta}{\beta} b_c^T p \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$v = \frac{\alpha}{\beta} b_c^T p + \frac{1}{\beta}q \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$\dot{z} + \frac{1}{\beta}z = \frac{1}{\beta}v \quad \dots\dots\dots (20)$$

式(17)~(20)を順に解き $v(t)$ および $z(t)$ を得る。さらに $v(t)$ および $z(t)$ を式(14)に代入すると入力 $u(t)$ の一般解が得られる。

$$u(t) = \sum_{i=1}^{n+1} \{ C_{ai}(t) a_i + C_{bi}(t) b_i \} \quad \dots\dots\dots (21)$$

ただし,

$$C_{a1}(t) = 1 + \frac{1}{2\beta^2} (\alpha^2 - \beta^2) (e^{\frac{t}{\beta}} + e^{-\frac{t}{\beta}})$$

$$C_{b1}(t) = t + \frac{1}{2\beta} (\alpha^2 - \beta^2) (e^{\frac{t}{\beta}} - e^{-\frac{t}{\beta}})$$

$$C_{ai}(t) = \frac{(\alpha^2 - \beta^2)(e^{\frac{t}{\beta}} + e^{-\frac{t}{\beta}}) + 2\beta^2(\alpha^2 \omega_i^2 + 1) \cos \omega_i t}{2\beta^2(\beta^2 \omega_i^2 + 1)}$$

$$(i=2 \sim n)$$

$$C_{bi}(t) = \frac{\omega_i(\alpha^2 - \beta^2)(e^{\frac{t}{\beta}} - e^{-\frac{t}{\beta}}) + 2\beta(\alpha^2 \omega_i^2 + 1) \sin \omega_i t}{2\beta(\beta^2 \omega_i^2 + 1)}$$

$$(i=2 \sim n)$$

$$C_{an+1}(t) = \frac{(\alpha + \beta)e^{\frac{t}{\beta}} + (\alpha - \beta)e^{-\frac{t}{\beta}}}{2\beta^2}$$

$$C_{bn+1}(t) = -\frac{(\alpha - \beta)e^{-\frac{t}{\beta}}}{\beta}$$

であり, $a_i, b_i (i=1 \sim n+1)$ は $u(t)$ の初期・終端条件および軌道 $x_c(t)$ の終端条件から定まる定数である。

3. 制振速度起動制御

制振速度起動制御の場合, 条件式は以下の式で表さ

れる。

$$\left. \begin{aligned} u(0) &= u(T_0) = 0 \\ b_1 &= 0, \quad \dot{x}_1(T_0) = V/z_{11} \\ x_i(T_0) &= 0, \quad \dot{x}_i(T_0) = 0 \quad (i=2 \sim n) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

2次ハイパスフィルタ形重み関数を用いた場合には初期・終端条件式として

$$\ddot{u}(0) = \ddot{u}(T_0) = 0 \dots\dots\dots (23)$$

が追加される。

制御入力 $u(t)$ を導出する手順は以下のとおりである。式(21)を式(3)～(5)に代入することにより軌道 $x_c(t)$ と入力 $u(t)$ の係数 $a_i, b_i (i=1 \sim n+1)$ の関係式が得られる。得られた関係式と式(21)に軌道 $x_c(t)$ と入力 $u(t)$ の初期・終端条件を代入し、係数 a_i, b_i に関する連立1次方程式を作成する。これを解くことにより係数 a_i, b_i を得る。得られた係数を式(21)に代入することによって制御入力 $u(t)$ は最終的に計算される。

(a) 制御入力

(b) 速度軌道

図3 1次フィルタ形重み関数を用いた場合の制振速度起動制御入力および速度軌道 ($f_c = f_2, \gamma = 2$)

図3(a)は1次フィルタ形重み関数を含む評価関数に対する最適制振速度起動制御入力である。ここでは2次モードの固有振動数を $f_2 = \omega_2/(2\pi)$ として、重み関数のパラメータを $f_c = f_2, \gamma = 2$ とした。 $n=1$ と記した実線はすべての振動モードを残留モードと考える場合の制御入力である。ただし横軸、縦軸をそれぞれ制御時間 T_0 および最大力 $u_{\max}$ で無次元化している。そのほかは剛体モードと最低次振動モード以外のモードを残留モードと考える $n=2$ とした場合の制御入力であり、起動時間 T_0 と最低次の振動モードの固有周期 T_2 の比をパラメータにとっている。最低次振動モードを制御モードとする $n=2$ の場合には起動時間の違いによって制御入力波形は大きく変化することがわかる。これは固有振動数変動に対してロバスト性がないことを示している。図3(b)は $T_0/T_2 = 1$ および3の場合の制振速度起動制御時の速度軌道である。図3中 $\dot{y}_1, \dot{y}_i$ はそれぞれ駆動点および位置決め点の速度である。さらに位置決め機構の自由度は剛体モードと振動モードの二つであり、駆動点と位置決め点の振動モードのモード振幅比は $1:-1$ であると仮定した。図3(b)より制御終端で駆動点と位置決め点はなめらかに同じ速度に起動されていることがわかる。

重み関数のパラメータを変化させたときの制御入力波形およびパワースペクトルを図4(a)および(b)に示す。このとき制御次数 $n=2$, 制御時間 $T_0/T_2 = 1.5$ とし、起動速度は一定の駆動力 F を用いて制御時間 T_0 の間に起動される速度

$$V = \frac{FT_0}{M}$$

とした。ただし M は可動体質量である。図4(a)から $\gamma=2$ の場合には制御入力波形は f_c の大きさに依存していないことがわかる。さらに $f_c \geq f_2, \gamma > 1$ の範囲でパラメータを変化させても制御入力波形は図の実線と一致した。図4(a)の破線は $f_c = f_2, \gamma = 0.5$ とした場合の制御入力波形である。この場合には高周波数領域よりも低周波数領域に大きな重みがかかけられていることになるため、実線の入力波形とは異なった制御入力波形となっている。図4(b)のパワースペクトルをみると、破線は実線に比べ高周波数領域で大きな値となっているが、低周波数領域で小さな値となっており、意図したとおりに制御入力を作成されていることがわかる。一例として $\omega = 0.5\omega_2$ における $|U(j\omega)|$ の大きさを比較すると、 $\gamma=2$ の場合に比べ $\gamma=0.5$ の場合には $|U(j\omega)|$ の大きさは7.5%減少している。このことは、もし固有振動数 $\omega_f = 0.5\omega_2$ の低次モードが存在していれば、そのモードの残留振動振幅は、 $\gamma=2$ の場合に

比べ $\gamma=0.5$ の場合には 7.5% 減少していることを意味している。図 1 の解析モデルのように装置全体が弾性的に支持されている場合には、装置全体の固有振動モードの固有周期は位置決め時間に比べ長くなり、直接制御モードとすることは困難である。しかしこのように低周波数領域に大きな重みをつけて制御入力を求めることで、低い周波数の振動モードを励起しにくい制御入力を導出できる可能性がある。

図 5 は 2 次ハイパスフィルタ形重み関数を含む評価関数に対する最適制振速度起動制御入力である。ここでは重み関数のパラメータを $\omega_w=20\pi f_2$, $\zeta_w=1$ としたが、2 次ハイパスフィルタ形重み関数を用いた場合には制御入力波形は重み関数のパラメータにほとんど依存しない。 $n=1$ と記した実線はすべての振動モードを残留モードと考える場合の制御入力である。ただし横軸、縦軸をそれぞれ制御時間 T_0 および最大力 $u_{\max}$ で無次元化している。そのほかは剛体モードと最低次振動モード以外のモードを残留モードと考える $n=2$

(a) 制御入力

(b) パワースペクトル

図 4 1 次フィルタ形重み関数のパラメータの影響
($n=1$, $T_0/T_2=1.5$)

とした場合の制御入力であり、起動時間 T_0 と最低次の振動モードの固有周期 T_2 の比をパラメータとしている。 $T_0/T_2>3$ の場合には $n=2$ としても $n=1$ として求めた制御入力にほぼ一致した。図 6 は $T_0/T_2=1.5$ として最小エネルギー速度起動制御入力、台形駆動制御入力、1 次フィルタ形および 2 次ハイパスフィルタ形重み関数を用いた場合の最適制御入力のパワー

図 5 2 次ハイパスフィルタ形重み関数を用いた場合の制振速度起動制御入力 ($\omega_w=20\pi f_2$, $\zeta_w=1$)

図 6 パワースペクトルの比較

スペクトルである。高周波数領域の入力のパワースペクトルは最小エネルギー、台形駆動制御入力、1次フィルタ形重み関数、2次ハイパスフィルタ形重み関数の順に小さくなっていることがわかる。

4. 実 験

提案した手法の有効性を確認するために回転形フレキシブルアーム位置決め機構で実験を行った。実験装置の概略を図7、また実験装置の諸元を表1に示す。ただし表1中 $f_i = \omega_i / (2\pi)$ ($i=2\sim4$) はフレキシブルアームの固有振動数であり、5次以上のモードは固有振動数が同定できなかったので示していない。制御入力および参照速度軌道はあらかじめマイクロプロセッサで計算され、0.5 ms 間隔で D/A コンバータから電圧として出力する。電流制御回路は指定電圧どおりの電流を DC サーボモータに流す電流フィードバック回路である。また制御トルクにはモータ軸の乾性・粘性摩擦およびアームに作用する空気の減衰力を近似的に補償するトルクを加えた。摩擦変動などの外乱を抑圧するためには何らかのフィードバック制御が不可欠であるが、ここではフィードフォワード入力自身の特性を明らかにするためにフィードフォワード制御のみで実験を行った。実験では起動速度 $V=15(\text{rad/s})$ 、起動時間 $T_0=1.5T_2$ 、空走時間 T_2 、制御次数 $n=2$ とした。実験は最小エネルギー解、1次フィルタ重み関数および2次ハイパスフィルタ重み関数を含む評価関数に対する最適制御解の3とおりで行った。

図8は制御電流およびアーム根元のひずみの実験結果である。図8(a)より制御中の最大力ほどの制御手

法でもあまり変化がないことがわかる。図8(b)から(d)の起動と停止にはさまれた等速度領域を見ると直接制御の対象としていない3次の振動が生じており、その振幅は最小エネルギー、1次フィルタ形重み関数、2次ハイパスフィルタ形重み関数の順に小さくなっている。2次ハイパスフィルタ形重み関数を用いてもアームの停止後の高次モードの振動がわずかに生じているのは制御終了時に補償を打ち切っている慣性摩擦によるものと考えられる。

図9はアーム根元のひずみのパワースペクトルの16回平均値である。ここで縦軸の 0 dBV は 1.39×10^{-3} に相当している。周波数重み関数を含む評価関数に対する最適制御入力を用いると、113 Hz の3次モードの振動のパワーは最小エネルギー制御入力を用いた場合に比べ1次フィルタ形重み関数の場合には 10 dB、2次フィルタ形重み関数の場合には 17 dB 下がって

表 1 実験装置諸元

Parameters		Value	Unit
Moving mass	(z_{11}^{-2})	3.18×10^{-4}	kgm^2
Natural frequency	f_2	2.47×10^1	Hz
	f_3	1.13×10^2	Hz
	f_4	3.20×10^2	Hz
Weighting function	f_C	2.50×10^1	Hz
	γ	1.00×10^2

図 7 実験装置概略

図 8 実験結果 ($n=2$)

図 9 ひずみのパワースペクトル

り, 高い次数の重み関数を用いることで高次振動モードを励振しにくい制振速度起動が実現できることが確認された。

5. 結 論

本報告ではフレキシブルアームなどの多くの振動自

由度を有する位置決め機構の制振速度起動制御法として, 高周波数領域で大きな値を有する周波数重み関数を含む評価関数に対する最適制振速度起動制御入力を用いることを提案し, 実験によりその有効性を確認した。

文 献

- (1) 飯田・ほか3名, 機論, 52-475, C(1986), 1030.
- (2) Bhat, S. P. and Miu, D. K., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, 112-4(1990), 667.
- (3) 小野・嘉和知, 機論, 53-487, C(1987), 697.
- (4) 山浦・小野, 機論, 54-508, C(1988), 2997.
- (5) 山浦・ほか2名, 機論, 56-522, C(1990), 344.
- (6) 山浦・小野, 機論, 57-538, C(1991), 1876.
- (7) 山浦・小野, 機論, 58-549, C(1992), 1399.
- (8) Mizukami, M., *Proc. 16th Symp. IMCSS.*, (1987), 321.
- (9) 溝下・ほか2名, 機講論, No. 910-17, C(1991-3, 4), 410.
- (10) 土屋・宮武, 機講論, No. 910-62, C(1991-10), 680.
- (11) Gupta, N. K., *J. Guidance and Control*, 3-6(1980), 529.
- (12) 山浦・小野, 機講論, No. 920-17, C(1992-3, 4), 570.
- (13) 山浦・小野, 機論, 59-559, C(1993), 727.
- (14) Bhat, S. P. and Miu, D. K., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, 114-3(1992), 416.