

ロバストなモデル追従制御による機台振動系の振動抑制*

大川 不二夫*¹, 本田 英己*², 小林 順*¹
久保山 幸司*³, 小黒 龍一*²Robust Model Following Control of a Feed Drive System Hindered
by a Machine Stand VibrationFujio OHKAWA*⁴, Hideki HONDA, Jun KOBAYASHI,
Kouji KUBOYAMA and Ryuichi OGURO** Department of Control Engineering, Kyushu Institute of Technology,
680-4 Kawazu, Iizuka-shi, Fukuoka, 820-8502 Japan

This paper deals with a vibration and position control of a feed drive system, which is hindered by a vibration of the machine stand. The control scheme is designed based on a model following control method which can control the vibration of the machine stand without measurement a position of the stand. In order to assure good tracking performance as well as to guarantee robustness towards changes or uncertainties in the dynamics of the system, a discrete-time simplified model and a sliding mode control method are utilized for designing a robust controller. Experimental results demonstrate the good control performance and the effectiveness of the proposed control strategy

Key Words: An Approximate Discrete-Time Model, A Sliding Mode Control, A Model Following Control System

1. ま え が き

近年, 工作機械・半導体製造装置などの設備に用いられる搬送系に対して, 高速・高精度な位置決め動作が要求されている。それにより, 被搬送物を搭載し駆動するテーブルの加減速レートの増加, 位置センサの高分解能化が進んでいる。一方, コストの低減, 装置設置環境の制約などから, 装置全体の軽量化が進んでおり, 駆動部を支える機台の軽量化も進んでいる。しかし, テーブルの大きさは被搬送物の大きさにより制限されるため, テーブルの軽量化は進んでおらず, このためテーブルと機台との質量比が小さくなる傾向にある。この結果, テーブルが高加減速駆動された際に発生する推進力の機台に対する反力が, 機台と床設置面とのばね特性により振動を誘発する場合がある。この振動は, テーブル位置決めの高精度化の要求と相まって, 目標仕様に対し無視できない挙動として検出され, 位置決め時間短縮に支障をきたす。

このような機台振動問題に対し, おもに半導体製造業などの一部の特殊仕様が要求される分野においては設備設置時にダンパ制振機構を有する基礎を別途設置する, 機台位置を検出して機台振動を抑制する制御装置を別途設置するなどの対策がとられているが, 工作機や電子部品実装装置などの一般はん用設備においては, 除振専用基礎の設置や機台振動制振制御系の構成といった別対策をとることがコスト的に難しいのが現状である。

このような機台振動システムに対し, フィードフォワード制御法を用いて制御系を構成し, 機台位置情報を用いずに機台振動を抑制する方法⁽¹⁾が提案されている。しかしこの場合, テーブルに搭載される被搬送物質量が変化した場合, 設定された制御パラメータが最適値で無くなり, 系の挙動が仕様を満足しなくなるという問題がある。

本論文では, リニアモータを駆動源とした機台振動を有する位置決め装置を対象とし, 機台振動現象を考慮した機台振動モデルを用いることで機台位置情報を用いずとも機台制振可能なモデル追従制御系を構成し, かつモデルの変化が生じた場合でも仕様を満たすロバストな制御手法を提案する。

まず, 機台振動モデルを用いたモデル追従制御によ

* 原稿受付 2001年6月25日。

¹ 正員, 九州工業大学情報工学部(☎820-8502 飯塚市川津680-4)。² (株)安川電機開発研究所(☎806-0004 北九州市八幡西区黒崎城石2-1)。³ 九州工業大学大学院。

E-mail: ohkawa@ces.kyutech.ac.jp

り、機台位置情報を用いなくてもテーブルの位置情報のみで機台振動も抑制可能であることを示す。モデル追従制御系は、まず、制御対象を厳密に数式化した規範モデルを構築し、このモデルの状態量を用いて機台振動を抑制する制御器を設計する。このときの制御信号をフィードフォワード入力として制御対象に入力する。また、モデル化誤差補償のために、規範モデルのテーブル位置と制御対象のテーブル位置との誤差に基づいてフィードバック則を構成する。以上により、機台の振動まで考慮した制御器が構成されていると考えることができ、テーブルの位置情報のみで機台の振動まで抑制することが可能となる。しかし、この制御系の問題点として、制御性能が構築した規範モデルの精度に依存するため、モデル化は厳密に行う必要があると考えられる。したがって、モデル化誤差が生じた場合でも、良好に制御を行うために、モデル追従制御系にロバスト性という特徴を持つ離散時間近似モデル⁽²⁾⁽³⁾を適用する。しかし、このモデルは、条件によってはロバスト性が劣化してしまう場合があるため、このモデルにスライディングモード制御^{(4)~(6)}を適用することで、ロバスト性に優れた制御系を構成し、実験によりその有効性を示す。

2. 機台振動システム

本論文で対象とする機台振動システムを図1に示す。

図1において、機台(Base)はガードレールとばねにより土台(Chassis)に取付けられている。また、テーブルは機台上に設置されたリニアモータにより左右方向に駆動される。その際、テーブル推進力の反力により機台に振動が生じ、テーブルの高速・高精度な位置決めに支障をきたす。

ここで、絶対位置を土台上から見た位置、相対位置を機台上から見た位置とする。制御目的はテーブルの相対位置制御である。しかし、前述のように、機台の振動抑制も同時に達成しなければ、高精度なテーブル

の位置決めは実現できない。

図1において、各物理パラメータは以下に示すとおりである。

- M_T, M_B : テーブル, 機台の質量 kg
- D_T, D_B : テーブル, 機台の粘性摩擦係数 kgm^2/s
- x_T, x_B : テーブル, 機台の絶対位置 m
- x_t : テーブルの相対位置 m
- K_B : 機台のばね定数 N/m
- f : 指令推力 N
- N : 推力変換定数 $= M_T$

ここで、リニアモータには次式の加速度指令により制御入力を与えられる。

[駆動部]
 $\ddot{x}_{ref}N = f$ (\ddot{x}_{ref} は目標加速度) (1)

また、このシステムの運動方程式を動作部であるテーブル部、テーブルを支える機台部に分けて導出すると、それぞれ次式となる。

[テーブル部]
 $M_T M_B \ddot{x}_t + (M_T + M_B) D_T \dot{x}_t - M_T D_B \dot{x}_B - M_T K_B x_B = (M_T + M_B) f$ (2)
 $x_T = x_t + x_B$ (3)

[機台部]
 $M_B \ddot{x}_B + D_B \dot{x}_B + K_B x_B - D_T \dot{x}_t = -f$ (4)

式(1)~(4)より次式の状態方程式が得られる。

$$\dot{X}(t) = AX(t) + Bf(t) \text{ (5)}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_t(t) \\ \dot{x}_B(t) \\ \ddot{x}_t(t) \\ \ddot{x}_B(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ 0 & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_t(t) \\ x_B(t) \\ \dot{x}_t(t) \\ \dot{x}_B(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} f(t) \text{ (6)}$$

ここで、

$$\begin{aligned} a_{32} &= K_B M_B^{-1}, & a_{33} &= -D_T (M_T + M_B) (M_T M_B)^{-1} \\ a_{34} &= D_B M_B^{-1}, & a_{42} &= -K_B M_B^{-1}, \\ a_{43} &= D_T M_B^{-1}, & a_{44} &= -D_B M_B^{-1} \text{ (7)} \\ b_3 &= (M_T + M_B) (M_T M_B)^{-1}, & b_4 &= -M_B^{-1} \text{ (8)} \end{aligned}$$

である。

なお、式(1)~(4)より、このシステムのブロック

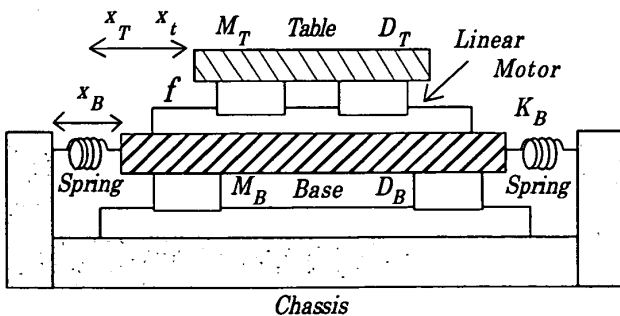


Fig. 1 Machine Stand Vibration System

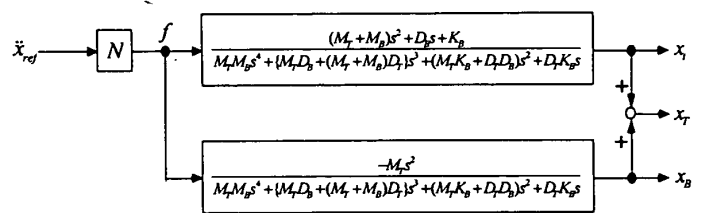


Fig. 2 Block-Diagram of a Machine Stand Vibration System

線図は図2で表される。

3. 離散時間近似モデルとスライディングモード制御

式(5)の状態方程式より、離散時間近似モデルを導出すると次式が得られる⁽²⁾。ここで、 T はサンプリング周期である。

$$x_t(k+1) = 2T\dot{x}_t(k) + x_t(k-1) + \frac{T^2}{2}B\{f(k) - f(k-1)\} \dots\dots\dots (9)$$

$$B = (M_T + M_B)(M_T M_B)^{-1} \dots\dots\dots (10)$$

このモデルは、速度(微分)情報を必要とするが、一般の差分方程式で表現された簡単な形式となっている。また、 B のみに依存したモデルとなっていることから、モデル化誤差やパラメータ変動、外乱などにロバストな形式となっている。しかし、 B に対しては必ずしもロバスト性が強くない。

式(9)において、未来値 $x_t(k+1)$ を目標値 $x_{td}(k+1)$ に置き換えて制御入力 $f(k)$ を求めると次式となる。

$$f(k) = 2T^{-2}B^{-1}\{x_{td}(k+1) - 2T\dot{x}_t(k) - x_t(k-1)\} + f(k-1) \dots\dots\dots (11)$$

ここで、スライディングモード制御を導入してロバスト性を向上させるために、式(11)を以下のように表現する。

$$f(k) = \alpha W_d(k+1) + f(k-1) \dots\dots\dots (12)$$

$$\alpha = 2T^{-2}B^{-1} \dots\dots\dots (13)$$

$$W_d(k+1) = x_{td}(k+1) - 2T\dot{x}_t(k) - x_t(k-1) \dots\dots\dots (14)$$

式(12)より求められる制御入力 $f(k)$ により、モデル化誤差や外乱などが全く存在しなければ、良好に制御が行える。

ここで、システムの状態を平衡点に拘束するための切換関数、制御則を以下のように定義する⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

$$s(k) = x_t(k) - x_{td}(k) \dots\dots\dots (15)$$

$$f(k) = \alpha[s(k) + W_d(k+1) - K_S \text{sat}\{s(k)\Phi^{-1}\}] + f(k-1) (K_S > 0) \dots\dots\dots (16)$$

上式において、

$$\text{sat}\{s(k)\Phi^{-1}\} = \begin{cases} +1 & \text{for } \Phi \leq s(k) \\ s(k)\Phi^{-1} & \text{for } -\Phi < s(k) < \Phi \\ -1 & \text{for } s(k) \leq -\Phi \end{cases} \dots\dots\dots (17)$$

である。また、 Φ は境界層の大きさを決定するパラメータである。

このとき、式(9)と(16)より、システムのダイナミクスは以下のように表される。

$$s(k+1) = s(k) - K_S \text{sat}\{s(k)\Phi^{-1}\} \dots\dots\dots (18)$$

境界層の外側において、システムの状態が位相平面上で境界層に到達するかについて検討するために、リアプノフ関数の候補として次式を考える。

$$V(k) = |s(k)| \dots\dots\dots (19)$$

式(19)は切換面との距離と解釈できる。また、式(19)は以下のように変形することができる。

$$\begin{aligned} \Delta V(k+1) &= V(k+1) - V(k) \\ &= |s(k+1)| - |s(k)| \\ &= |s(k) - K_S \text{sgn}\{s(k)\}| - |s(k)| \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

式(20)は $0 < K_S < 2|s(k)|$ のとき負となり、システムの状態が境界層に達したとき、 $|s(k)| = \Phi$ であることから次式が得られる。

$$K_S < 2\Phi \dots\dots\dots (21)$$

一方、式(17)と(18)より、境界層の内側におけるシステムのダイナミクスは以下のように表される。

$$s(k+1) = (1 - K_S\Phi^{-1})s(k) \dots\dots\dots (22)$$

このとき、式(22)が一次フィルタの形式となっていることから、境界層の厚み Φ あるいは定数 K_S を次式により決定する。

$$1 - K_S\Phi^{-1} = \lambda \dots\dots\dots (23)$$

一方、安定性の観点から次式の関係が成り立たねばならない。

$$|1 - K_S\Phi^{-1}| = \lambda < 1 \dots\dots\dots (24)$$

式(21)、(24)は、スライディングモード制御系を設計する際、コントローラのパラメータを設定する上で、基準とすべきものである。

以上より、次式によって決定される K_S を用いて式(16)の制御入力を与えることにより、状態が境界層に到達することと最終的に位相平面の原点に収束することが保証され、システムの状態は目標値に追従する。

$$K_S = \Phi(1 - \lambda) (\lambda < 1) \dots\dots\dots (25)$$

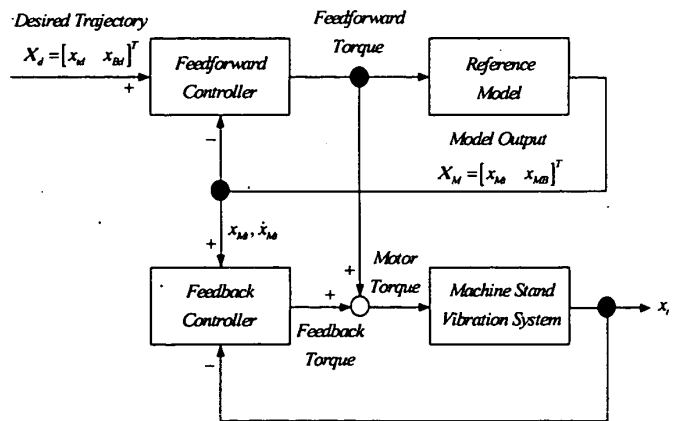


Fig. 3 Model Following Control System

4. 有効性の検討

ここでは、モデル追従制御系の有効性を計算機シミュレーションにより検討する。まず、モデル追従制御系についての説明を行う。次に、規範モデルの構築方法について述べるとともに、規範モデルを付録に記述するようなオブザーバによって構成した場合との制御性能の比較を計算機シミュレーションにより考察する。

4.1 モデル追従制御系 本節では、モデル追従制御について説明する。この制御系の構成図を図3に示す。

モデル追従制御とは、規範モデルと実システムに同じトルクを入力し、両者の出力差をフィードバックすることで、規範モデルと同一の応答を目指す。

制御系の設計方法として、まず機台の振動までを含んだ規範モデルを構築する。制御性能は構築した規範モデルの精度に依存するため、可能な限り厳密にモデル化を行う必要がある。本論文では、サンプリング周期が十分に小さいと仮定して、連続時間の状態方程式を離散化することにより規範モデルを構築する。この規範モデルに対して、機台の振動までを考慮した制御器を設計し、その制御信号を実験装置にフィードフォワードトルクとして入力する。また、フィードバックコントローラは、実験装置のテーブル相対位置出力 x_t と構築した規範モデルのテーブル相対位置出力 x_{Mt} との誤差を修正する役割を果たす。

以上のことから、機台の振動までを考慮した制御器が構成できる。

4.2 離散化モデル 本節では、規範モデルの構築方法について説明する。ここでは、サンプリング周期が十分に小さいと仮定して、連続時間の状態方程式を離散化することにより規範モデルを構築する。

式(5)より、次式の状態推移方程式が得られる。

$$X(k+1) = A_d X(k) + B_d f(k) \dots\dots\dots (26)$$

ただし、

$$X(k) = [x_t(k) \ x_B(k) \ \dot{x}_t(k) \ \dot{x}_B(k)]^T \dots\dots (27)$$

$$A_d = e^{AT}, \ B_d = \int_0^T e^{A\tau} d\tau \cdot B \dots\dots\dots (28)$$

である。

4.3 計算機シミュレーション ここでは、モデル追従制御において、規範モデルに離散化モデルを用いた場合と同一次元のオブザーバを用いた場合の計算機シミュレーションを行う。サンプリング周期 T は 5 ms とし、速度情報は次式で表される後退差分近似で代用した。

$$\dot{x}(k) = \dot{x}(kT) \cong \frac{x(kT) - x(kT - T/5)}{T/5} \dots (29)$$

また、必要となる各種パラメータは、表1に示す実験装置の値を使用した。シミュレーション条件を表2に示す。表1に示す各種パラメータ値とサンプリング周期 $T(0.005)$ の値を式(28)に代入すると、 A_d, B_d は以下ようになる。

$$A_d = \begin{bmatrix} 1 & 0.003748 & 0.005 & 0.000006248 \\ 0 & 0.9963 & 0 & 0.004994 \\ 0 & 1.498 & 1 & 0.003748 \\ 0 & -1.498 & 0 & 0.9963 \end{bmatrix}$$

$$B_d = \begin{bmatrix} 0.00005714 \\ -0.00001249 \\ 0.02285 \\ -0.004994 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (30)$$

式(30)を式(26)に代入することで規範モデルが構築される。

Table 1 Physical Parameters of Experimental Device

Table Mass M_T [kg]	0.2819
Base Mass M_B [kg]	1.0436
Viscous Friction Coefficient of Table D_T [kgm ² /s]	20
Viscous Friction Coefficient of Base D_B [kgm ² /s]	40
Spring Coefficient K_B [N/m]	300

Table 2 Simulation Condition

Fig. No.	Reference Model	Controller Parameter
Fig.4	DM	$K_p = 50, K_v = 1000, K = 0.28$
Fig.5	FOSO	$K_p = 50, K_v = 1000, K = 0.28$

DM : Discrete Model

FOSO : Full Order State Observer

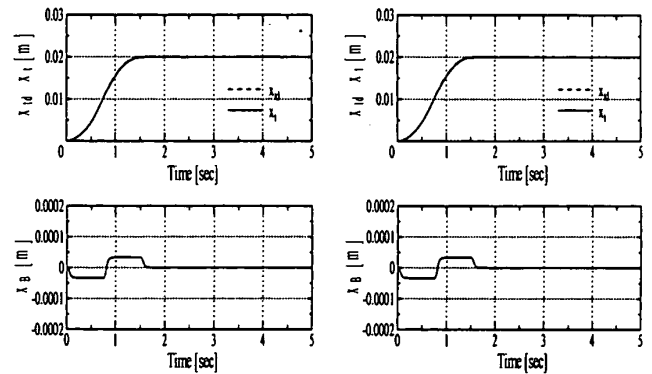


Fig. 4 Simulation Result (DM)

Fig. 5 Simulation Result (FOSO)

[考察]

図4より、離散化モデルを用いた場合、テーブルの位置決めだけでなく、機台の振動も良好に制御されているのが確認できる。

同様に、図5より、同一次元状態オブザーバを用いた場合も良好な結果が得られている。なお、マクロレベルで見ると、図4と類似した結果が得られているが、ミクロレベルで観察すると、離散化モデルを用いた場合よりも、テーブルの位置決めに関してわずかな追従遅れが見られた。これは、オブザーバによって状態推定を行う際、状態が真値へ収束するまでの時間遅れが関係しているものと考えられる。そこで、この推定誤差をなくすために、オブザーバの極を大きく設定したが、これ以上の応答の改善は見られなかった。

5. 制御実験

ここで対象とした実験装置の外観を図6に示す。

図6において、テーブルの相対位置と機台の位置は、リニアスケールによって検出される。このリニアスケールでは光学的に位置情報が読取られる。検出原理としては、機台上と土台上に取付けられたテープ状のスケールに検出光が当たることによって位置を検出する。また、検出の精度としては、 $0.5\mu\text{m}$ までの計測が可能である。

また、検出された情報は、カウンタボードを介してPCに取込まれ、リニアモータを駆動するための制御入力計算される。制御入力は電圧値変換され、AD/DAボードにより出力される。この出力がモータドラ

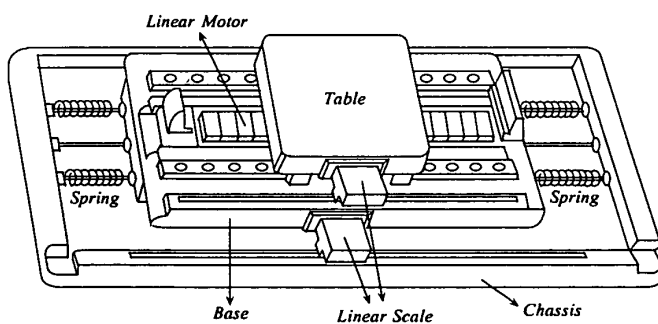


Fig. 6 Experimental Device

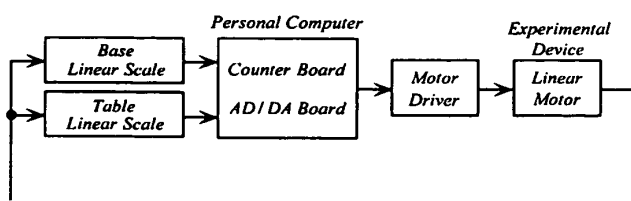


Fig. 7 Signal Flow of Experimental Device

イバを介してリニアモータを駆動する。このときの信号の流れを図7に示す。

次に、実験装置の動作環境について簡単に説明する。テーブルは機台上に設置されたリニアモータによって駆動される。テーブルが駆動される際、ばねによって連結された機台が、テーブル推進力の反力により振動する構造となっている。

【実験条件】

各種パラメータは表1に示す。サンプリング周期 T は 5ms とし、速度情報は式(30)で表される後退差分近似で代用した。

また、モデル追従制御におけるフィードフォワードコントローラはLQ制御系で構成し、テーブルの目標

Table 3 Experimental Condition

Fig. No.	Control Method	Controller Parameter
Fig.9(a)	PD	$K_p = 20, K_v = 3000, K = 0.28$
Fig.9 (b)	MFC	$K_p = 20, K_v = 3000, K = 0.28$

MF : Model Following Control

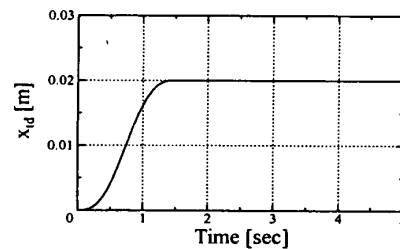
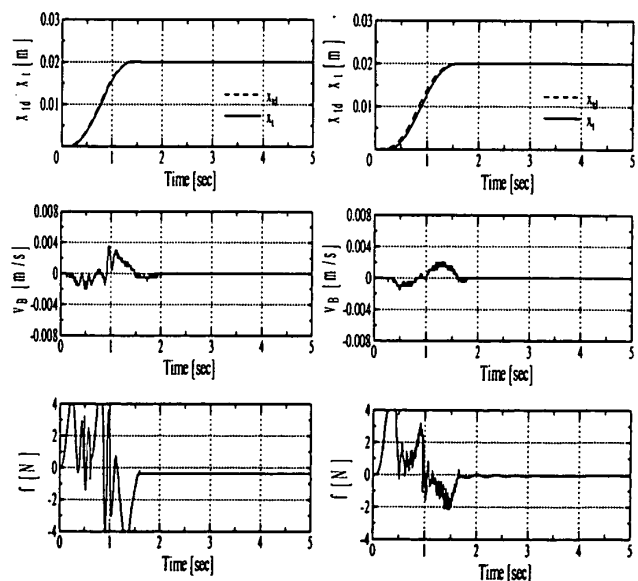


Fig. 8 Desired Trajectory of Table



(a) PD

(b) MFC

Fig. 9 Experimental Results

軌道は図8に示すものを用いた。

【機台振動に対する有効性】

ここでは、テーブルの位置情報のみが得られると仮定して、PD制御とモデル追従制御の制御実験を行った結果を図9に示す。また、実験条件を表3に示す。

【考察】

図9(a)より、PD制御では、わずかな追従遅れがあるものの、整定時の振動もなく良好に制御されているのが確認できる。この追従遅れは、機台の振動がテーブルに影響を与えたものと考えられる。

一方、図9(b)より、モデル追従制御を用いると、テーブルの相対位置しか計測できないにもかかわらず、機台の振動も抑えられていることが確認できる。

【ロバスト性の検証】

ここでは、モデル追従制御において、フィードバックコントローラがPDコントローラの場合とスライディングモードコントローラの場合の比較実験を行った

結果を図10に示す。

ただし、通常の約1.5倍のテーブル質量になるように、実験装置のテーブル上に実際に重り(0.125 kg)を取付けて実験を行う。実験条件を表4に示す。

【考察】

図10(a)より、PDコントローラを用いた場合、整定時にオーバーシュートが見られ、その影響から整定時間短縮に支障をきたしていることが確認できる。これは、PDコントローラはそのときの条件に最も適したゲイン設定を行っているため、負荷の変動によって応答特性が悪化してしまったものと考えられる。

一方、図10(b)より、スライディングモードコントローラを用いた場合、負荷変動があるにもかかわらず、良好な結果が得られている。これは、スライディングモードコントローラがモデル化誤差やパラメータ変動に対して強いロバスト性を有するためである。

6. あとがき

本論文では、現在メカトロ系や半導体製造分野などで問題視されてきている機台振動システムに対して有効な制御系の検討を行った。

すなわち、今回対象とした直動型の位置決め装置に対して、モデル追従制御系を構成することで、テーブルの相対位置しか計測できない場合でも、機台の振動が抑制でき、その結果、テーブルの高精度制御が実現できることを示した。しかし、この制御法では、制御性能が構築した規範モデルの正確さに左右される。

次に、フィードバックコントローラに、スライディングモード制御を導入することで、パラメータ変動や外乱に対するロバスト性を有し、さらには機台振動に対しても有効な制御系を構成できることを示した。

以上の提案手法を実機テストにより確認した。

文 献

- (1) ハサンジタン・辻 輝生・Shuang-Hui Hao・小黒龍一, Feedforward制御による機台振動抑制制御, 電気学会産業応用部門誌, 120-D-3 (2000), 404.
- (2) 大川不二夫, メカニカルシステムの離散時間近似モデル, 計測自動制御学会論文集, 33-8 (1997), 849-851.
- (3) 末廣利範・大川不二夫・外村隆行, 送り駆動系の単体化デジタル制御, 計測自動制御学会論文集, 35-8 (1999), 1085-1091.
- (4) Chan, C. Y., Robust discrete-time sliding mode controller, Systems & Control Letters, 23 (1994), 371-374.
- (5) 野波健蔵・田 宏奇, スライディングモード制御—非線形ロバスト制御の設計理論—, (1997), 190-203, コロナ社.
- (6) Misawa, E. A., Discrete-Time Sliding Mode Control for Nonlinear Systems With Unmatched Uncertainties and Uncertain Control Vector, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, 119 (1997), 503-512.

Table 4 Experimental Condition

Fig. No.	Feedback Controller	Control Parameter	Parameter Error
Fig.10 (a)	PD	$K_p = 20$ $K_v = 3000$ $K = 0.28$	$1.5 M_T$
Fig.10 (b)	DAMSMC	$\Phi = 10^{-3}$ $K_S = 10^{-4}$	$1.5 M_T$

DAMSMC : Discrete-Time Approximated Model with Sliding Mode Control

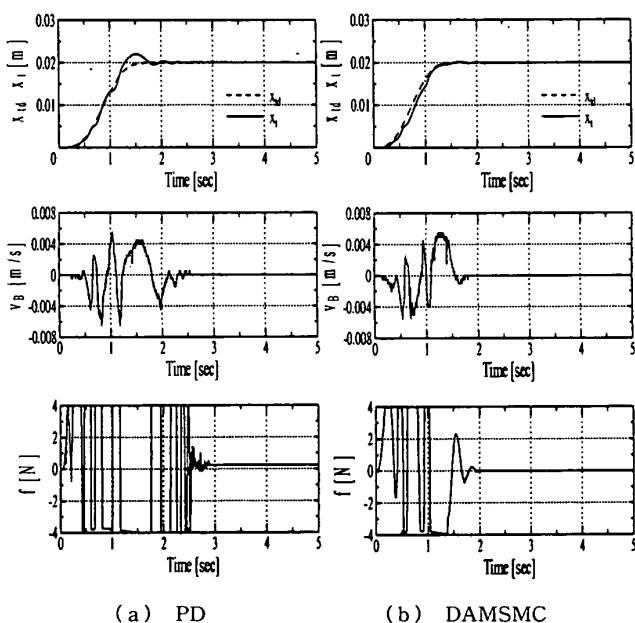


Fig. 10 Experimental Results