

# NC 工作機械用ボールねじ駆動ステージにおけるサンプル点間応答を考慮した 転がり摩擦補償

竹村征\*, 藤本博志 (東京大学)

Rolling Friction Compensation Considering Intersample Response for Ball Screw Driven NC Machine Tools Stage  
Tadashi Takemura\*, Hiroshi Fujimoto (The University of Tokyo)

## Abstract

In ball screw driven stage, the positioning accuracy is deteriorated by the rolling friction. For this reason, many researches on rolling friction model and compensation have been studied. However, tracking error is occurred even if precise rolling friction model is used for compensation. In this paper, feedforward rolling friction compensation based on precise rolling friction model considering intersample response is proposed. By using proposed method, intersample error of rolling friction compensation is reduced, then more precise positioning is achieved. Simulation and experimental results show the effectiveness of the proposed method.

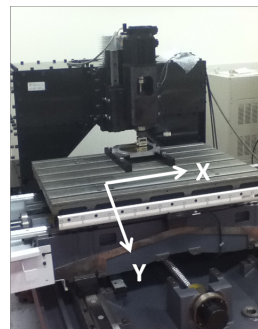
キーワード：工作機械，ボールねじ駆動ステージ，転がり摩擦，サンプル点間応答  
(machine tools, ball screw driven stage, rolling friction, intersample response)

## 1. はじめに

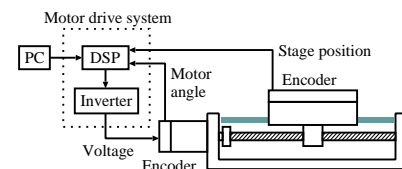
NC 工作機械や液晶露光装置などでは，生産性向上や製品の微細加工の観点から，高速・高精度位置決め技術の発展が望まれている。一般的な工作機械のステージはボールねじで駆動される。ボールねじは回転運動を並進運動に変換する装置で，低摩擦である，安価であるなどといった理由から，工作機械以外でも液晶露光装置やロボットなどで用いられている。しかしながら，ボールねじ駆動ステージは非線形摩擦特性を有している。特に，ボールねじやステージを案内するリニアガイド内部に存在するボールやグリースの弾性変形によって転がり摩擦が生じる。これは，位置決め精度を大きく劣化させるため，高速・高精度な位置決め制御の障害となっている。

この問題に対して，モデルベース制御の考え方に基づいて，転がり摩擦をモデル化して補償に用いることにより，位置決め精度の改善をする研究が多くなされてきた<sup>(1) - (11)</sup>。これらの多くは，転がり摩擦モデルに基づくフィードフォワード補償であった。いずれの研究においても，精密な転がり摩擦モデルに基づく補償により，追従誤差を劇的に小さくすることができるが，依然として無視できない大きさの追従誤差が生じていた。

ところで，転がり摩擦は連続的な摩擦力であるのに対して，DSP などを用いたコンピュータ制御で転がり摩擦を補償する際には，その補償値は制御周期ごとに零次ホールドされる。このため，例え精度よく転がり摩擦をモデル化できたとしても，従来のフィードフォワード転がり摩擦補償では，サンプル点間において，摩擦補償の誤差が生じ，結果として，依然として位置誤差を生じていた。そこで本稿では，転がり摩擦のサンプル点間応答を考慮したフィードフォワード補償を提案する。提案手法は，零次ホールドによ



(a) ボールねじ駆動ステージ



(b) 制御システム

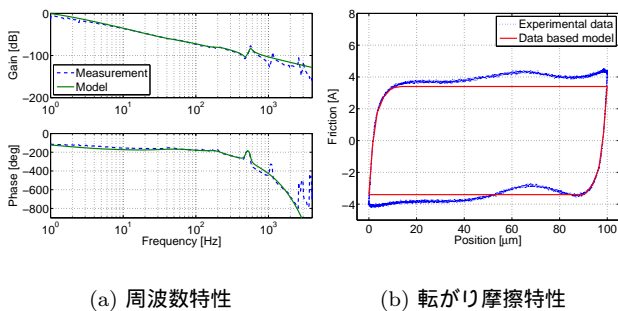
図 1 実験機構成

るサンプル点間の摩擦補償の誤差が小さくなるように，従来よりも早めにフィードフォワード値を与えるものである。シミュレーション，および実験で提案手法の有効性を示す。

## 2. 実験機

本研究で用いた X-Y ボールねじ駆動ステージを図 1(a) に示す。三相 AC サーボモータとボールねじはカップリングで直結しており，リニアガイドによって案内される。これにより，モータを回転させることで，ステージは並進方向に移動する。モータ角度は，モータに取付けられたロータリエンコーダで検出する。モータは図 1(b) に示すシステムで駆動される。DSP には制御器を実装しており，制御器が出力する電圧指令値を PWM インバータによって実現する。

図 2 に実験機の周波数特性と転がり摩擦特性を示す。図



(a) 周波数特性 (b) 転がり摩擦特性

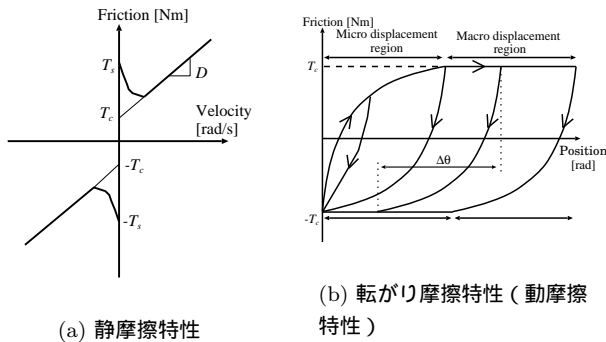
図2 プラント特性

表1 プラントパラメータ

Torque constant $K_T$ [Nm/A]	Inertia $J$ [kgm <sup>2</sup> ]	Viscous coefficient $D$ [Nms/rad]	Dead time $T_d$ [μs]
0.715	0.01	0.1	250

$i$	$K_i$	$\omega_i$ [rad/s]	$\zeta_i$
1	60	$2\pi 50$	1
2	40	$2\pi 200$	0.3
3	65	$2\pi 565$	0.04



(a) 静摩擦特性

(b) 転がり摩擦特性 (動摩擦特性)

図3 ボールねじ駆動ステージにおける摩擦特性

2(a)より、実験機を次式でモデル化し、シミュレーションのプラントモデルとした。

$$P(s) = \left( \frac{K_T}{Js^2 + Ds} + \sum_{i=1}^3 \frac{K_i}{s^2 + 2\zeta_i\omega_i s + \omega_i^2} \right) e^{-T_d s} \quad (1)$$

また、図2(b)より、転がり摩擦特性はデータベース摩擦モデル<sup>(12)</sup>でモデル化した

### 3. ボールねじ駆動ステージの摩擦特性

ボールねじやリニアガイドなどに転がり要素を持つ機構では非線形な摩擦を生じる。これは機構に存在するボールやグリスなどの要素の弾性変形、潤滑状態などによって生じると考えられている。非線形摩擦には静摩擦と動摩擦があると考えられている<sup>(2)</sup>。

まず、静摩擦特性について述べる。この特性の概形を図3(a)に示す。このときの摩擦力 $T_{fric}$ は粘性摩擦、クーロン摩擦、ストライベック効果の和として次式で表される。

•  $\omega = 0$  のとき

$$T_{fric} = u \dots \dots \dots (2)$$

•  $\omega \neq 0$  のとき

$$T_{fric} = \{D|\omega| + T_c + (T_s - T_c)e^{-\alpha|\omega|}\} \text{sgn}(\omega) \dots (3)$$

ここで、 $\omega$ はモータ角速度、 $u$ はモータ入力トルク、 $D$ は粘性摩擦係数、 $T_c$ はクーロン摩擦力、 $T_s$ は最大静止摩擦力、 $\omega_s$ はストライベック速度、 $\alpha$ はストライベック効果の減衰を調整する定数、 $\text{sgn}(\cdot)$ は符号関数である。静止状態では摩擦力 $T_{fric}$ は入力トルク $u$ と釣り合うが、 $u > T_s$ となったとき動き始める。動作直後は、摩擦力は $T_s$ から指数関数的に減少する。これはストライベック効果と呼ばれ、接触面が混合潤滑状態から流体潤滑状態に変化するときに起こるとされている。流体潤滑状態では、摩擦力は粘性摩擦とクーロン摩擦の和となる。

$$T_{fric} = D\omega + T_c \dots \dots \dots (4)$$

動摩擦特性は、ボールねじやリニアガイドに内在する転がり要素や潤滑油の弾性変形で生じるものとされ、転がり摩擦と呼ばれている。転がり摩擦特性を図3(b)に示す。この摩擦力は、ヒステリシス特性を有しており、摩擦力が飽和する粗動領域と、摩擦力がモータ位置に依存する微動領域の2つの領域が存在する。

ボールねじ駆動ステージでは上記の摩擦特性を有しているが、位置決め制御の際には、動特性が支配的であり、速度方向の反転直後や位置決め整定付近で位置決め精度が劣化する。

### 4. フィードフォワード転がり摩擦補償

4.1 従来フィードフォワード 一般的なボールねじ駆動ステージの制御系を図12に示す。これは2自由度に、転がり摩擦モデルに基づくフィードフォワード転がり摩擦補償器によって構成される。転がり摩擦補償器に与える入力は、一般的には目標位置 $\theta_r$ 、目標速度 $\omega_r$ である。通常、転がり摩擦のフィードフォワード補償は、転がり摩擦を持たない制御対象が $\theta[k] = \theta_r[k]$ 、 $\omega[k] = \omega_r[k]$ を満たしていると仮定し、指令値を用いてフィードフォワードトルクを以下のように算出する。ここで、 $\theta$ は制御対象のモータ角度である。

$$\hat{T}_{roll}[k] = f_n(\theta_r(kT_u), \omega_r(kT_u)) \dots \dots \dots (5)$$

ここで、 $f_n$ は転がり摩擦特性を再現する関数とする。 $\theta[k] = \theta_r[k]$ 、 $\omega[k] = \omega_r[k]$ が達成されていれば、サンプル点上で転がり摩擦はフィードフォワード補償により相殺される。

4.2 サンプル点間応答を考慮したフィードフォワード (提案法) 図5からわかるように、従来のフィードフォワード補償では、サンプル点上で転がり摩擦を打ち消すことができた。しかしながら、零次ホールドによって生じるサンプル点間の摩擦補償の誤差が発生することは避けられない。そこで、サンプル点間での摩擦補償との誤差を小さくする、サンプル点間応答を考慮したフィードフォワード補償を提案する。

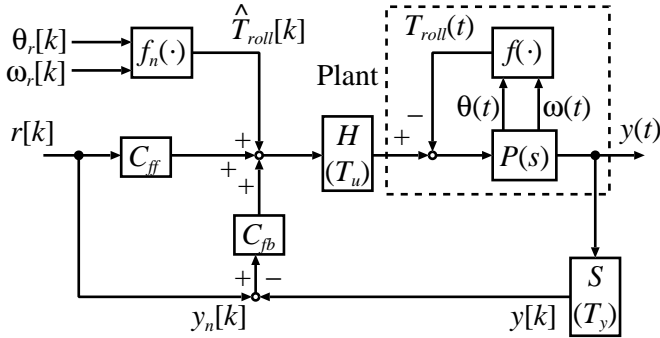


図4 一般的なボールねじ駆動ステージの制御系

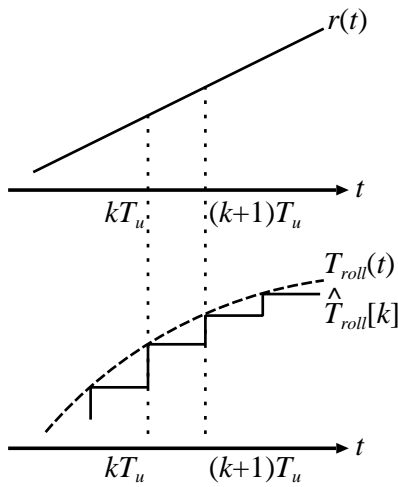


図5 従来のフィードフォワード転がり摩擦補償

従来はフィードフォワードトルク生成のために指令値をそのまま用いていた。提案するフィードフォワードでは、サンプル点間における摩擦補償の誤差を小さくするために、指令値  $r(t)$  を  $\frac{T_u}{2}$  進めたものを摩擦モデルに与える。よって、フィードフォワードトルクは以下で与えられる。

$$\hat{T}_{roll}[k] = f_n(\theta_r((k + \frac{1}{2})T_u), \omega_r((k + \frac{1}{2})T_u)) \dots (6)$$

提案フィードフォワードを図6に示す。この図から、提案フィードフォワードは従来フィードフォワードよりも、サンプル点間の摩擦補償の誤差を小さくできることは明らかである。

サンプル点間の摩擦補償の誤差を小さくするためには、指令値を  $\frac{T_u}{2}$  進める以外にも考えられる。例えば、指令値と転がり摩擦特性は既知であるので、これらを用いて、サンプル点間の摩擦補償の誤差が最小となるようなフィードフォワードトルクを制御周期ごとに生成する方法が挙げられる。

### 5. シミュレーション

シミュレーションにより提案法の有効性を示す。本稿で用いた位置制御系のブロック図を図12に示す。すべての制御器は剛体プラントに対して設計した。PD フィードバ

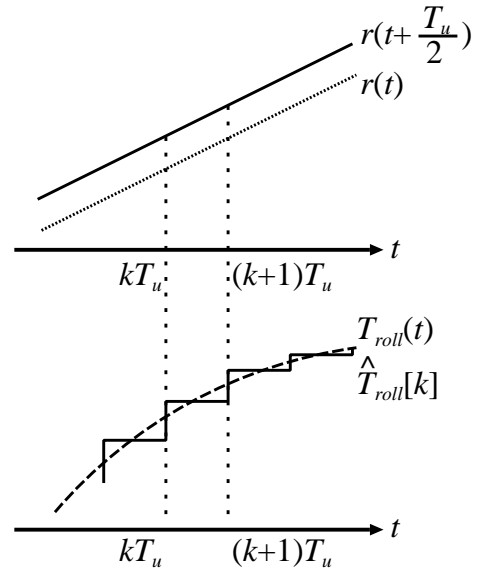


図6 提案するフィードフォワード転がり摩擦補償

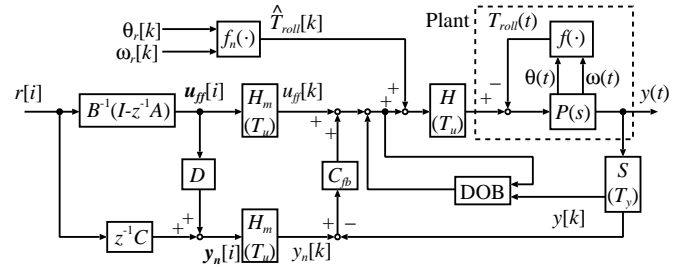


図7 位置制御ブロック図

ック制御器は、位置の制御帯域が 40Hz となるように極配置法で設計し、外乱オブザーバはカットオフ周波数を 120Hz として設計した。

振幅 1mm、周波数 1Hz の正弦波位置指令値を与えたときの結果を図8に示す。図8(a)に位置指令値を示す。図8(b)は追従誤差を表わしており、提案法は従来法と比べ、最大追従誤差を大幅に低減している。図8(c)は従来法、提案法それぞれにおける摩擦補償の誤差  $\hat{T}_{roll} - T_{roll}$  を示している。提案法では  $\hat{T}_{roll}$  を  $\frac{T_u}{2}$  早く生成することにより、摩擦補償の誤差の面積が従来法よりも小さくなっていることが図8(c)からわかる。

周波数特性を 0.5Hz、2Hz としたときのシミュレーション結果を図9、図10に示す。1Hz のときと同様に、図9(b)と図10(b)から、提案手法では最大追従誤差が従来手法よりも抑圧されている。さらに、図9(c)と図10(c)から、提案手法では摩擦補償の誤差が小さくなっている。

### 6. 実験

シミュレーションと同様の制御器と転がり摩擦補償器を用いて実験を行った。これまで、従来法よりも  $\frac{T_u}{2}$  進めたフィードフォワード補償を提案法としていたが、ここでは従来法よりも  $T_u$  進めたフィードフォワード補償を提案法

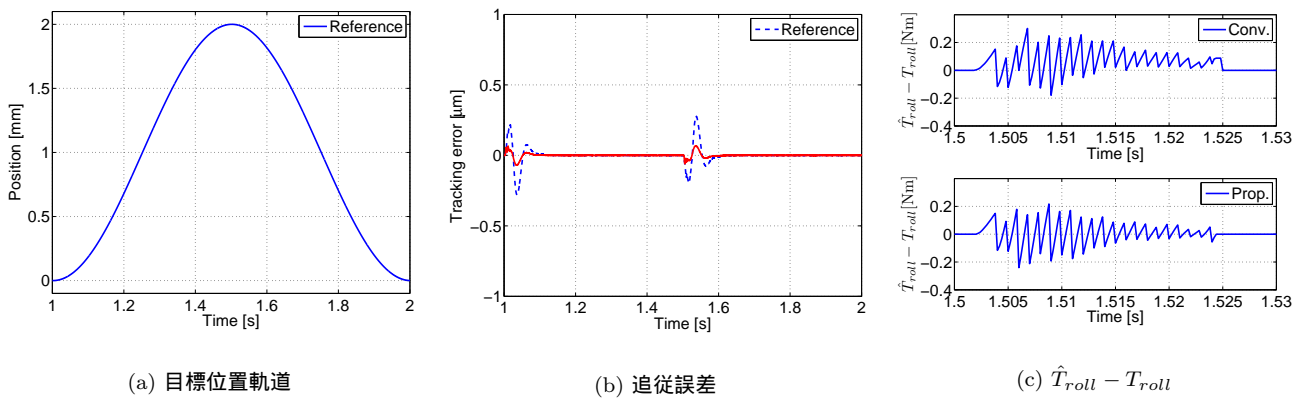


図 8 シミュレーション結果 (振幅 1mm, 周波数 1Hz)

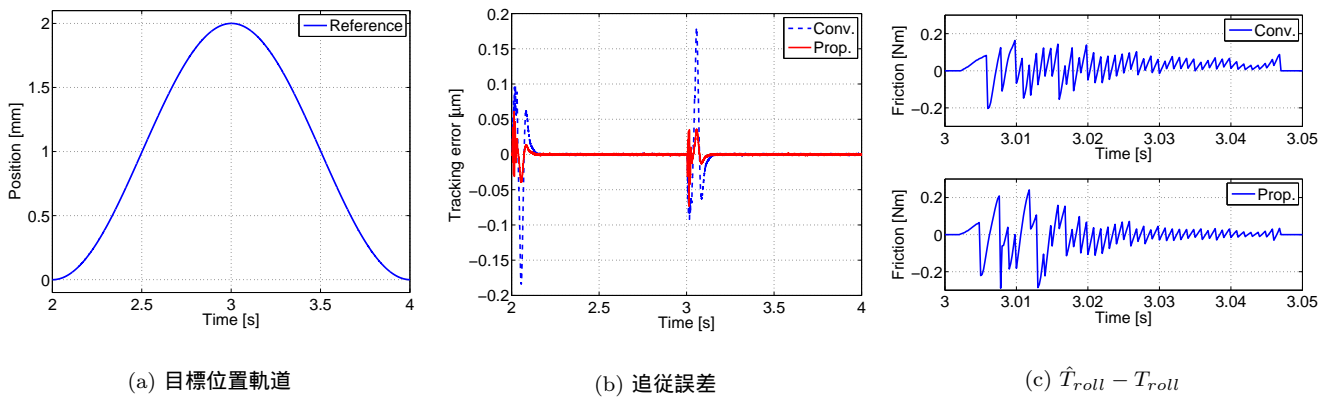


図 9 シミュレーション結果 (振幅 1mm, 周波数 0.5Hz)

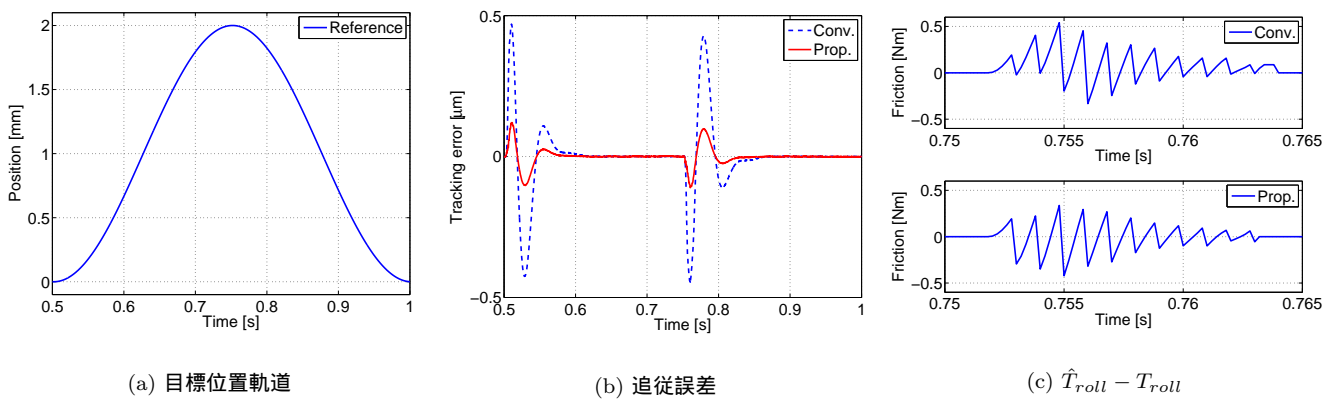
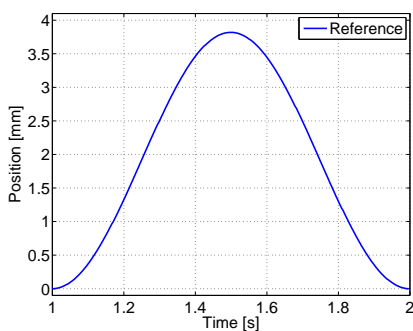


図 10 シミュレーション結果 (振幅 1mm, 周波数 2Hz)

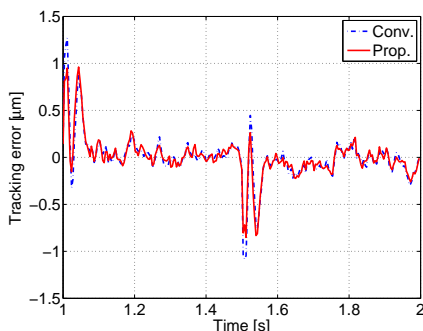
とする。これは、トルク指令値を実現するための電流制御が遅れを考慮したためである。電流制御帯域が 500Hz (時定数 0.32[ms]) で設計しており、トルクは  $\frac{T_u}{2}$  程度遅れて指令トルクに追従すると仮定した。

シミュレーションと同じ位置指令値による実験を行った。図 11 ~ 図 13 に実験結果を示す。各図の (a) は目標位置軌道、(b) は追従誤差、(c) は速度反転直後の追従誤差の拡大

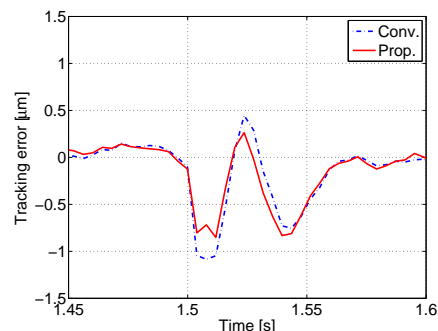
した結果をそれぞれ表している。いずれも実験 1 回分のデータではあるが再現性は高い。どの条件においても、 $T_u$  サンプル先の指令値を与えた提案手法では、速度反転直後の追従誤差を若干ではあるが、抑圧できている。しかしながら、シミュレーションのような大幅に追従誤差を抑圧できていない。これは、転がり摩擦特性の変動が原因と考えられる。



(a) 目標位置軌道

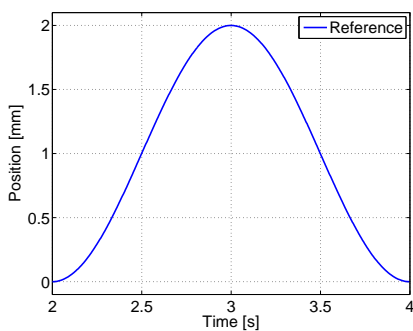


(b) 追従誤差

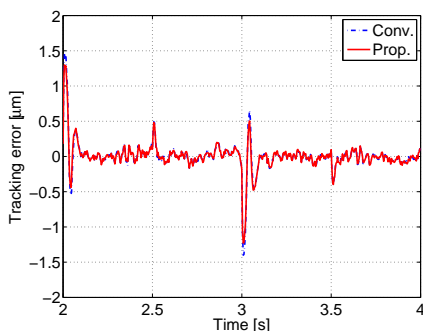


(c) 追従誤差 (拡大)

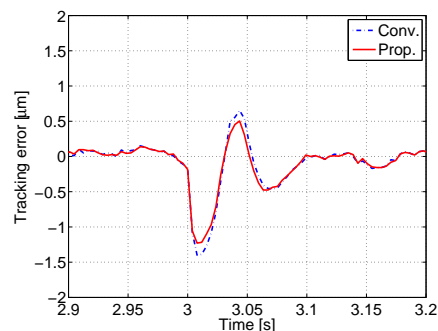
図 11 実験結果 (振幅 1mm, 周波数 1Hz)



(a) 目標位置軌道

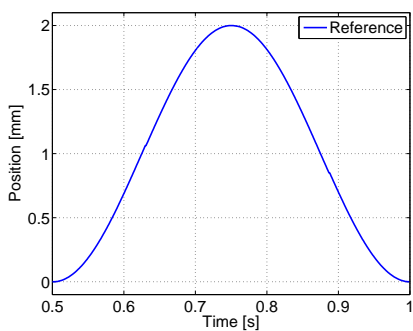


(b) 追従誤差

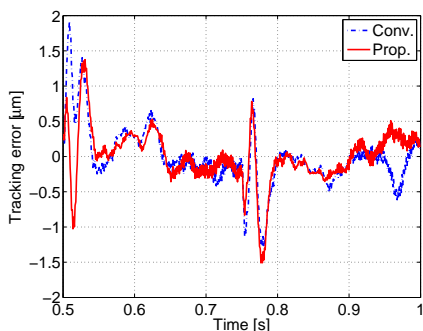


(c) 追従誤差 (拡大)

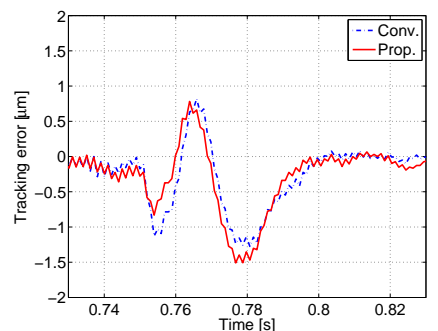
図 12 実験結果 (振幅 1mm, 周波数 0.5Hz)



(a) 目標位置軌道



(b) 追従誤差



(c) 追従誤差 (拡大)

図 13 実験結果 (振幅 1mm, 周波数 2Hz)

#### 参考文献

- (1) 二見茂, 古谷彰浩「AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め (第一報) - システムの構成と粗・微動制御 -」, 精密工学会誌, 57-3, pp.158-163, 1991
- (2) 岩崎誠, 前田佳弘, 川福基裕, 平井洋武「非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化」, 電気学会論文誌 D, vol. 126, no. 6, pp.732-740, 2006
- (3) M. Ruderman and T. Bertram, "Friction Model

with Elasto-Plasticity for Advanced Control Applications", International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2010.

- (4) Z. Jamaludin and H. Van Brussel, J. Swevers: "Friction Compensation of an XY Feed Table Using Friction-Model-Based Feedforward and an Inverse-Model-Based Disturbance Observer", IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 56, no. 10, pp.3848-3853, 2009.

- ( 5 ) Z. Jamaludin, H. Van Brussel and J. Swevers, “Quadrant Glitch Compensation using Friction Model-Based Feedforward and an Inverse-Model-Based Disturbance Observer”, The 10th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, pp.212-217, 2008.
- ( 6 ) Y. Maeda and M. Iwasaki, “Initial Friction Compensation by Disturbance Observer Based on Rolling Friction Model”, The 35th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp.3124-3129, 2009.
- ( 7 ) Y. Maeda and M. Iwasaki, “Analytical Examination and Compensation for Slow Settling Response in Precise Positioning Based on Rolling Friction Model”, The 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, 2010.
- ( 8 ) Y. Maeda and M. Iwasaki, “Improvement of Settling Performance by Initial Value Compensation Considering Rolling Friction Characteristic”, The 36th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp.1896-1901, 2010.
- ( 9 ) H. Asaumi and H. Fujimoto, “Proposal on Nonlinear Friction Compensation Based on Variable Natural Length Spring Model”, SICE Annual Conference, pp.2393-2398, 2008.
- ( 10 ) 浅海博圭, 藤本博志, 「多段可変自然長ばねモデルと外乱オブザーバに基づくボールねじステージの非線形摩擦補償」, 平成 20 年電気学会産業計測制御研究会資料, IIC-08-162, pp.7-12, 2008
- ( 11 ) 星野大貴, 釜道紀浩, 石川潤, 「LuGre モデルに基づく摩擦補償制御-実験による基本性能評価-」, 平成 23 年電気学会産業計測制御研究会資料, IIC-11-169, pp.77-82, 2011
- ( 12 ) 竹村征, 白石貴行, 藤本博志, 「工作機械用ボールねじ駆動ステージにおける摩擦補償の検討～数式ベース摩擦モデルとデータベース摩擦モデルの比較～」, 平成 22 年電気学会産業計測制御研究会資料, IIC-10-161, pp.7-12, 東京, 2010