バックラッシを有する送りねじ機構の動的挙動*

佐藤 海 二^{*1}, 藤 本 浩 明^{*2}
長 田 秀 治^{*3}, 下河辺 明^{*1}

Dynamic Behavior of Lead Screw Mechanism with Backlash

Kaiji SATO, Hiroaki FUJIMOTO,
Hideharu OSADA and Akira SHIMOKOHBE

A lead screw is a typical power transmission mechanism and is often used in a positioning system. Fundamentally, the lead screw has backlash between a screw and a nut, which causes chattering vibration and a long positioning time. In many practical cases, the backlash is adjusted to zero by using, for example, a double nut. However, the adjustment produces a large frictional force which makes table motion slow and generates heat. The purpose of this research is to realize a high-speed and high-precision positioning system using conventional lead screw mechanisms with backlash. For the first step, dynamic behavior of the lead screw mechanism with backlash is examined using the experimental mechanism comprising a sliding screw, a table and a DC motor. In the experiments, the table position, the rotation angle of the screw and the motor current are measured. The force transmitted from the screw to the table is estimated by a disturbance observer. The frictional force between the screw and nut and the acceleration of the table and the screw are calculated from estimated values.

Key Words: Lead Screw, Sliding Screw, Backlash, Friction, Positioning, Observer

1. 緒 言

送りねじは、代表的な運動伝達要素であり、多くの位置決め機構で使用されている。しかしねじ・ナット間には、原理的にバックラッシが必要であり、摩擦も存在する。バックラッシと摩擦は、ともに位置決め性能を悪化させる要因となる。すなわち、バックラッシはチャタリング振動を起し、位置決め時間を長くする要因となり、摩擦力は、動力伝達を妨げ、高速化を困難にすると共に、位置決め誤差を生じさせ、また発生する摩擦熱により熱変形を生じさせたりする。

従来の送りねじ機構では、バックラッシにより生じる問題を重視し、バックラッシを除くメカニズム、例えばダブルナットを用いるなどして、位置決め性能の向上を図っていることが多い。しかしバックラッシは、ねじ・ナット間の摩擦力を低減する役割を果たしており、バックラッシを除去すると、摩擦力の増大は避けられず、動

力伝達性能の低下、発熱量の増加などの問題が生じてしまう。

この問題を解決するため、筆者らは、圧電素子によるバックラッシ可変、微小変位機能を有する機能化送りねじ機構を提案、実現している⁽¹⁾⁽²⁾。また金井らは、実用的な空気静圧送りねじを試作し、摩擦やバックラッシのない機構を実現している⁽³⁾。これらの機構は、特殊なナットを使用しており、言わば、バックラッシ、摩擦による問題を、メカニズム的に解決する方法である。

一方、従来のバックラッシを有する送りねじを用い、制御方法を工夫して、高速・高精度な位置決めを実現することも考えられる。バックラッシを考慮した制御系設計法には、記述関数⁽⁴⁾、時間関数⁽⁵⁾を用いた安定解析法があり、高速・高精度位置制御方式⁽⁶⁾の提案もされている。しかし、いずれもバックラッシを既知の一定値としており、バックラッシが未知あるいは位置によって変動する場合には、対処できない。

本研究は、バックラッシを有する送りねじ機構を用い、バックラッシがある状態のまま、高速・高精度な位置決めを実現することを最終目的としている。そのためにはまず、バックラッシを有する送りねじ機構が、

* 原稿受付 平成6年8月12日。

^{*1} 正員、東京工業大学精密工学研究所 (〒226 横浜市緑区長津田 4259)。^{*2} 東京工業大学。^{*3} 筑波大学構造工学系 (〒305 つくば市天王台 1-1-1)。

Fig.1 Schematic of the lead screw mechanism

位置制御時に、どのような挙動を示すかを知ることが重要である。

そこで本論文では、バックラッシュを有する送りねじ機構を用いて位置制御実験を行い、機構の動的挙動について考察する。実験には、すべりねじを送り要素とする位置決め機構を用い、テーブル位置、ねじの回転角、モータに流れる電流を測定する。ねじからナットに伝達される力、ねじ・ナット間に作用する摩擦力、ねじ・テーブルの加速度は、上記3種類の測定値をもとに、オブザーバを用いて推定、あるいはオブザーバにより推定された値を利用して算出する。

2. 実験装置

実験に用いた送りねじ機構の構成を図1に示す。この送りねじ機構は、基本的には、文献(1)(2)の機構と同じものである。送りねじには、ねじ山角度30度、リード4mmの台形すべりねじを用い、モータとねじは、カップリングを介して接続されている。ねじ・ナット間の潤滑油には、スピンドル油を用いている。案内として、リニアボールベアリングとリニアシャフトを用いている。案内テーブルの位置計測用にレーザ干渉計(分解能9.89nm)を、送りねじの回転角測定用にロータリエンコーダ(14400 P/R)を設置している。また、モータ駆動電流が測定可能となっている。

3. 機構の動的モデル

3.1 モデル化の方針 本章では、バックラッシュを有する送りねじ機構をモデル化する。2章で述べたように、センサにより直接測定する状態量は、テーブル変位 x とねじの回転角 θ_s 、モータ駆動電流 i_m のみである。そのため5章では、ねじからナットに伝達される力 P 、ねじ・ナット間に作用する摩擦力 F_s 、ねじとテーブルの加速度 $\ddot{\theta}_s$ 、 $\ddot{x}$ を、本章で示すモデルに

(a) Dynamic model of the nut and table

(b) Dynamic model of the screw

Fig.2 Dynamic model of the lead screw mechanism

Table 1 Model parameters

x	Table displacement	i_m	Motor current
θ_s	Rotation angle of the lead screw	θ_m	Rotation angle of the motor
M	Table mass	J_m	Motor moment of inertia
J_s	Lead screw moment of inertia	C_m	Motor damping coeff.
C_s	Lead screw damping coeff.	K_c	Stiffness of the coupling
d_p	Mean diameter	K_1	Voltage constant
T_{fm}	Motor frictional torque	K_2	Torque constant
		L	Lead

基づくオブザーバを用いて求め、機構の動的挙動を考察する。したがって、モデル化に際しては、力 P などを状態量とする運動方程式を作成するが、 F_s は、後述のように、ねじに作用するトルク T_s を状態量として推定し、式(4)より計算する。また、加速度 $\ddot{\theta}_s$ 、 $\ddot{x}$ は、式(5)、(6)を用いて算出するため、モータの回転角 θ_m 、ねじの角速度 $\dot{\theta}_s$ も状態量とする運動方程式を導く。

3.2 動的モデル 送りねじ機構の運動は、基本的に、ねじ軸方向のテーブルの並進運動、ねじ軸回りのねじの回転運動のみに限定され、他の運動は機械的に拘束される。そこで図2では、並進運動系(図2(a))と回転運動系(図2(b))とに分割して、モデルを記述している。各パラメータの意味は、表1の通りである。

ねじ軸方向に並進運動する質量としては、テーブルとナットがあるが、図2(a)では簡単のため、テーブルとナットを、質量 M の1個の剛体としている。また本論文では、質量 M の剛体に作用する力 P が、ねじ・ナット間の摩擦力 F_s の並進方向成分と、ねじがナットをねじ軸方向に押す力よりなると考え、リニアガイドの摩擦力は無視する。

図2(b)の回転運動系のモデルでは、カップリングをばね K_c とし、モータとねじの慣性モーメント J_m 、

Table 2 System constants

M	8.15 kg	J _m	$3.87 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$
J _s	$3.32 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$	C _m	$1.170 \times 10^{-4} \text{ Nms/rad}$
C _s	$1.170 \times 10^{-4} \text{ Nms/rad}$	K _c	$2.01 \times 10 \text{ Nm/rad}$
K ₁	$1.194 \times 10^{-1} \text{ Vs/rad}$	K ₂	$1.196 \times 10^{-1} \text{ Nm/A}$
d _p	15mm	L	4.00mm
T _{max}	$4.17 \times 10^{-2} \text{ Nm}$		

J_sが、ばねK_cを介して接続されていると考える。回転運動系では、モータの発生トルクに加え、モータの摩擦トルクT_{f_m}、摩擦力F_sに起因するトルク、力Pを発生するためのトルクを考慮する。図2(b)のトルクT_sは、摩擦力F_sに起因するトルク、力Pを発生するためのトルクの和である。なおトルクT_sと摩擦力F_s、力Pとの関係については、3.4節で説明する。

3.3 運動方程式 図2のモデルより、テーブル変位x、速度 $\dot{x}$ 、力P、ねじとモータの回転角 θ_s 、 θ_m 、角速度 $\dot{\theta}_s$ 、 $\dot{\theta}_m$ 、トルクT_sを状態量とする状態方程式を求めると、式(1)、(2)のようになる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_1 \mathbf{x} \quad (1)$$

$$\ddot{\theta} = \mathbf{A}_s \theta + \mathbf{B}_s \mathbf{u} \quad (2)$$

ここで

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \\ P \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{M} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \theta = \begin{bmatrix} \theta_s \\ \dot{\theta}_s \\ \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ T_s \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} i_m \\ T_{fm} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{A}_s = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_c}{J_s} & -\frac{C_s}{J_s} & \frac{K_c}{J_s} & 0 & -\frac{1}{J_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{K_c}{J_m} & 0 & -\frac{K_c}{J_m} & -\frac{C_m}{J_m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_2}{J_m} & -\frac{1}{J_m} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式(1)、(2)では、簡単のため、トルクT_s、力Pを一定としている。式(1)、(2)より、2組のオブザーバを構成すれば、状態量であるトルクT_s、力P、テーブルの速度 $\dot{x}$ 、ねじとモータの角速度 $\dot{\theta}_s$ 、 $\dot{\theta}_m$ 、モータの回転角 θ_m を推定できる。なお、式(2)を基礎にオブザーバを構成する場合、入力として、モータの摩擦トルクT_{f_m}が必要になるが、本論文では、T_{f_m}を式(3)で表される既知の関数として扱う。

$$T_{fm} = \begin{cases} T_{\max} & \dot{\theta}_m > 0 \\ 0 & \dot{\theta}_m = 0 \\ -T_{\max} & \dot{\theta}_m < 0 \end{cases} \quad (3)$$

3.4 摩擦力F_sと角加速度 $\ddot{\theta}_s$ 、加速度 $\ddot{x}$ の算出

3.4.1 摩擦力F_s 図3は、ねじにトルクT_sが作用し、ナットとテーブルが並進運動する問題を、剛体が斜面を上がる問題に置換して図示したものであ

Fig.3 Forces and torque between the screw and nut

Fig.4 Control system

る⁽⁷⁾。図3では、摩擦力F_sと力Pが、ねじ軸を中心とし、有効径d_pを直径とする円周上の1点に作用しているとみなして、置換している。図3より、摩擦力F_sは、トルクT_s、力Pを用いて、式(4)のようにして求めることができる。なお $\phi = \tan^{-1}(L/(\pi d_p))$ である。

$$F_s = \frac{2}{d_p} T_s \cos \phi - P \sin \phi \quad (4)$$

3.4.2 角加速度 $\ddot{\theta}_s$ 、加速度 $\ddot{x}$ 式(1)、(2)より、式(5)、(6)が成立し、角加速度 $\ddot{\theta}_s$ 、加速度 $\ddot{x}$ を求めることができる。

$$\ddot{\theta}_s = \frac{1}{J_s} \{K_c(\theta_m - \theta_s) - C_s \dot{\theta}_s - T_s\} \quad (5)$$

$$\ddot{x} = \frac{P}{M} \quad (6)$$

4. 実験

4.1 実験準備

4.1.1 動的パラメータ 機構の動的パラメータの値を表2に示す。表2の定数のうち、J_m、C_m、K₁、K₂、T_{max}、K_cは、カタログ値であり、J_s、d_pは設計図より得られた計算値、M、C_s、Lは実測値である。C_sは、モータに一定電圧を加え、ねじを定速運動させ、その時得られたねじの回転角速度 $\dot{\theta}_s$ と、モータ駆動電流i_mおよび式(1)、(2)を用いて求めた。オブザーバは、式(1)、(2)と表2を基礎に、サンプリング周期1msで離散化し、ゴピナスの設計法を用いて設計した⁽⁸⁾。式(1)に基づくオブザーバの極は、z=0,0、式(2)に基づくオブザーバの極は、z=0.2±j0.1、0.3±j0.1としている。なお本論文では、オブザーバを、機構の動的挙動推定のみに使用し、4.2節の位置制

Table 3 Control parameters

P-D controller			
P	β_{1co}	Proportional gain	2.47×10^4 V/m
	β_{1ci}	Proportional gain	1.679×10^5 V/m
D	α_{2c}	Derivative time	6.91×10^1 Vs/m

Fig.5 Positioning characteristics

Fig.6 Relation between θ_s and $x - \frac{L}{2\pi}\theta_s$ (I) Fig.7 Relation between θ_s and $x - \frac{L}{2\pi}\theta_s$ (II)

御には利用しない。

4. 1. 2 コントローラ 位置制御実験を行うために、図4に示す制御系を構成した。コントローラとして、P-Dコントローラを用い、比例ゲインは、位置偏差 e の絶対値が $5\mu\text{m}$ 以下であるか否かで切替えている。表3に、用いた制御パラメータを示す。表3中の β_{1ci} は位置偏差が $\pm 5\mu\text{m}$ 内の場合の比例ゲイン、 β_{1co} は $\pm 5\mu\text{m}$ 外の場合の比例ゲインである。

4. 2 位置制御実験 表3の制御パラメータを用いて、10mmステップの位置制御実験を行った結果を、図5に示す。 x の符号は、テーブルをモータ側に移動させる場合を正としている。図5(a)は、モータ駆動電流 i_m 、(b)はテーブルの位置偏差である。図5(c)は、テーブル位置 x から、ねじの回転角 θ_s のみによって決まるテーブル移動量 $(L\theta_s/(2\pi))$ を減じた値（以後これを、ねじとテーブルの相対変位、あるいは単に相対変位と呼ぶ）を表示したものである。

本論文では、絶対的なテーブル位置 x 、ねじの回転角 θ_s を測定し、バックラッシュが機構の動的挙動に与える影響を考察する。そのため、ある指定位置をテーブル位置 x の原点とし、テーブルが最初に原点を通過した時、ねじの回転角 θ_s を零として、すべての実験結果を表示する。なお図5の実験で、テーブルの初期位置は、88mmである。

図6は、図5の実験結果を、横軸をねじの回転角 θ_s 、縦軸をねじとテーブルの相対変位、として表示した結果である。ねじの回転角 θ_s は、最初 $99.5 \times \pi/2\text{rad}$ まで増加し、次に $97.6 \times \pi/2\text{rad}$ まで減少、その後再び増加に転じている。回転角 θ_s が $97.6 \times \pi/2\text{rad}$ まで増加する間（区間①）、相対変位は約 $-4\mu\text{m}$ であるが、 $99.5 \times \pi/2\text{rad}$ に増加する間は、振動しながら増加し、 $9\mu\text{m}$ （図中の一点鎖線）に達している。 θ_s が $98.2 \times \pi/2\text{rad}$ まで減少する間（区間②）、相対変位

は約 $9\mu\text{m}$ に維持され、 $97.6 \times \pi/2\text{rad}$ までは、振動しながら $-5\mu\text{m}$ (図中の二点鎖線)まで減少している。その後 θ_s が $97.8 \times \pi/2\text{rad}$ に増加するまで (区間③)は、相対変位は $-5\mu\text{m}$ に維持されている。

ねじとナットが接触している場合、ねじとナットの相対変位は、あまり変化しないと考えられるが、図6では、区間①、②、③が、そのような区間にあたる。図5(b)より、区間②、③は、テーブルが低速状態から加速している区間であり、ねじがナットを押し、動力をナットに伝達していると考えられる。よってテーブルの加速方向を考慮すれば、区間②では図1のモータ側 (テーブル変位で正の方向)に押され、区間③では図1のエンコーダ側に押され、ナットがねじと接触していると考えられる。

区間①では、テーブルはほとんど加速せず、定速運動しているが、区間①の相対変位は、おおむね区間③の相対変位に等しい。よって区間①でも、大体ねじとナットは接触していると思われる。なお、ねじとナットが接触していない区間については、次節で述べる。

4. 3 目標位置近傍のバックラッシ

4. 3. 1 バックラッシ測定方法 機構の動的挙動に対するバックラッシの影響は、目標位置 (= 初期位置 + ステップ高さ) 近傍で現れると予想される。そこで5章での考察のために、図5、図6の場合の目標位置 (98mmで、これをねじの回転角に換算すると $98 \times \pi/2\text{rad}$) 近傍でのバックラッシを求めておく。

バックラッシは、同じ回転角 θ_s で、ナットがモータ側に押され、ねじと接触する場合と、エンコーダ側に押され、接触する場合との相対変位の差に等しい。しかし図6では、ねじとナットが、モータ側で接触している場合と、エンコーダ側で接触している場合とで、回転角 θ_s の範囲が重なっていない。そこで次項では、さらに3種類の実験を行い、目標値近傍の同じ回転角 θ_s の範囲で、ねじがモータ側、エンコーダ側でナットに接触するようにして、バックラッシを求める。

4. 3. 2 バックラッシ測定 図5、図6と同様な実験を、初期位置、ステップ入力 of 符号を変えて3種類行った。その結果を図7に示す。図7(a)は、初期位置87mm、ステップ高さ10mm、(b)は、初期位置108mm、ステップ高さ-10mm、(c)は、初期位置109mm、ステップ高さ-10mmとした場合の結果である。図7(a)では、 $97.2 \sim 98.5 \times \pi/2\text{rad}$ 間でモータ側、(b)、(c)ではそれぞれ、 $97 \sim 97.9 \times \pi/2\text{rad}$ 間、 $97.5 \sim 99 \times \pi/2\text{rad}$ 間でエンコーダ側、でねじとナットが接触していると考えられる。

図6、図7を見ると、ねじの回転角 θ_s が $97.2 \sim 99 \times$

Fig.8 Forces estimated by disturbance observers

$\pi/2\text{rad}$ の範囲では、ねじとテーブルの相対変位の差は、約 $14\mu\text{m}$ ある。本実験装置では、2個のナット間に組込まれた圧電素子により、ナット間距離を長くし、バックラッシを減少させることができる⁽¹⁾⁽²⁾。圧電素子への入力電圧を増した場合、ナット間距離は、バックラッシありの時には、ほぼ圧電素子の変位特性に従って増加するが、バックラッシ零となった後は、増加量がかなり小さくなり、その時までのナット間距離の増加分が、バックラッシに等しいと考えられる。そこでこの考えに基づき、圧電素子を約 $2\mu\text{m}$ ずつ変位するよう入力電圧を増加させ、 $98 \times \pi/2\text{rad}$ でのバックラッシを測定した結果、相対変位の差と同じく、約 $14\mu\text{m}$ であった。

以上より、 $97.2 \sim 99 \times \pi/2\text{rad}$ までのバックラッシは $14\mu\text{m}$ であり、図6、図7中の一点鎖線と二点鎖線の間では、ねじとナットが接触していないと考えられる。したがって図5の実験において、0.103~0.116s間 (区間④)；0.168~0.177s間 (区間⑤)；0.201s以降 (区間⑥)では、ねじとナットは接触していないと考えられる。

図5(c)では、ねじとテーブルの相対変位が $-5\mu\text{m}$ から $9\mu\text{m}$ に増加する区間④では、比較的なだらかに変化するのに対し、その後の $9\mu\text{m}$ から $-5\mu\text{m}$ への変化 (区間⑤)は急峻になっている。ステップ入力 of 符号を変えて実験を行った結果、この違いは、相対変位が変化する方向の違いによって生じることを確認している。この原因は不明であるが、加工・組立誤差により、モータ側、エンコーダ側とで、ねじとナットの接触状況に差があることが考えられる。

Fig.9 Vibrations of the screw and the table

5. 動的挙動に関する実験結果と考察

5. 1 ねじ・ナット間に作用する力

5. 1. 1 推定結果 図8は、図5の実験で得られた電流 i_a 、テーブル変位 x 、ねじの回転角 θ_s を基礎に、オブザーバを用いて推定した力 P (図8(a))、式(4)より計算した摩擦力 F_s (図8(b)) である。図8より、力 P 、摩擦力 F_s とともに、約150Hzで振動していることがわかる。力 P 、摩擦力 F_s の符号は基本的に、それぞれ電流 i_a の符号、テーブルの移動方向とともに変化している。

5. 1. 2 考察 モータの発生トルクに比例する電流 i_a は、ほぼ矩形波状に変化している (図5(a))。しかしカップリング、ねじを介して伝達される力 P は、矩形波状にならず、電流 i_a にはない150Hzの振動が現れている。150Hzの振動は、偏差が小さい場合だけでなく、偏差が大きい場合 (図5(b), 0~0.04s間) にも見られ、ねじからテーブルへの動力伝達は、常に振動的に行われている。バックラッシュを無視し、ねじとテーブルが一体となって運動するものとして、シミュレーションを行った結果、モータとねじの慣性モーメントと、カップリングのばねからなる振動系によって、同様の振動が生じることを確認している。よって150Hz振動は、この振動系が起振されて生じていると考えられる。

送りねじ機構にバックラッシュがある場合、ねじとナットが接触していない間は、力 P が零となり、テーブ

Fig.10 Displacement of the screw and the table

ルへの動力伝達が行われないことが予想される。4. 3節で述べたように、区間④、⑤、⑥では、ねじとナットが接触していないと考えられる。しかし図8(a)より、ねじとナットが接触していないと考えられる区間でも、動力伝達は、150Hzで振動しつつ行われていることがわかる。この理由は、ねじからテーブルへの動力伝達が、潤滑油を介して行われるためだと考えられる。

5. 2 ねじに対するテーブル運動の追従性

5. 2. 1 ねじとテーブルの微視的挙動 テーブル変位は、巨視的にみれば、バックラッシュの有無に関係なく、ねじの角度変位に追従する。しかし微視的にみれば、バックラッシュが存在する場合、バックラッシュ量以下の、テーブルの微小変位成分については、ねじの角度変位に追従しない可能性がある。そこで、テーブル、ねじの変位から巨視的な成分を除き、微小変位成分を取り出してみた。

図9はその結果で、0.1~0.15s間の回転角 θ_s の測定値の主な変位成分を、3次関数で近似し (図9(a))、測定値とその3次関数との差をとり、微小変位成分とした。図9(b)は、回転角 θ_s の測定値と3次関数との差、図9(c)は、変位 x の測定値と、図9(a)の3次関数を変位に換算した値との差である。なお図9(a)の測定点は、2ms毎に表示しているが、図9(b), (c)では、1ms毎に計算した点を直線で連結し、表示している。図9(b), (c)より、回転角 θ_s と変位 x は、バックラッシュより小さい10 μ m程度の微小変位成分も、ほぼ同じ挙動を示していることがわかる。

5. 2. 2 目標位置近傍でのねじに対するテーブル運動の追従性 図10は、目標位置近傍での回転角 θ_s と変位 x の応答波形の拡大図であり、縦軸スケールは、 θ_s と x で等価にしてある。また図10は、図5、図6と同じデータに基づいている。図10(a)と(b)はよく一致している。

5. 2. 3 ねじとテーブルの加速度 図11は、

Fig.11 Variation of $\ddot{\theta}_s$ and $\ddot{x}$

ねじとテーブルの加速度を比較した図である。ねじの角加速度 $\ddot{\theta}_s$ は式(1)に基づくオブザーバ、テーブルの加速度 $\ddot{x}$ は、式(2)に基づくオブザーバにより、個別に求めた結果である。縦軸のスケールは、 $\ddot{\theta}_s$ と $\ddot{x}$ とで等価にしてある。図より明かなように、 $\ddot{\theta}_s$ と $\ddot{x}$ の波形は、よく一致している。

5. 2. 4 考察 図9の区間④、図10のほぼ全区間(図5の区間⑥に相当)は、ねじとナットが接触していないと考えられる区間である。しかし図9、図10を見ると、上記の区間を含め、変位換算でバックラッシュより小さいねじの角度変位に対しても、テーブルは、大略追従して変化している。この理由は、ねじとナットの隙間に存在する潤滑油が押出されにくく、ねじの角度変化に比べ、相対変位があまり変化しないためだと考えられる。図11で、ねじとナットが接触していないと考えられる区間④、⑤、⑥を含め、ねじとテーブルの加速度が、全体的によく一致している理由も同様であると考えられる。

図9、図10、図11のように、ねじとテーブルは、微小変位、加速度ともによく一致しており、ねじとテーブルを1個の剛体とみなして制御系を設計しても、安定な位置制御系が実現できる可能性があるといえる。但し、今回確認したのは、変位換算でミクロンオーダー以上の、ねじの角度変位に対するテーブルの追従性についてであり、サブミクロン以下では、今回と異なる挙動を示す可能性もある。よって今後は、変位換算でサブミクロン以下の、より微小なねじ運動に対し、テーブルがどのような挙動を示すかを、確認する必要があると思われる。

5. 3 過渡応答を利用したバックラッシュ推定

5. 3. 1 バックラッシュ推定法 機能化送りねじ機構⁽¹⁾⁽²⁾は、バックラッシュ可変、テーブルの微動機

能を有する機構であるが、その機能を利用するには、位置制御中に、目標位置近傍のバックラッシュを知る必要がある。従来は、バックラッシュを予め計測しておく方法⁽¹⁾や、位置制御途中に計測する時間を設ける方法⁽²⁾を用いてきた。本節では、4. 3節での議論を基礎に、機構の過渡応答より、バックラッシュを位置制御中に推定する方法を示す。

バックラッシュは、同じ回転角 θ_s で、ねじとナットがモータ側で接触する場合と、エンコーダ側で接触する場合との、相対変位の差として求まる。しかし実際には図6のように、同じ回転角で、ねじとナットがモータ側、エンコーダ側の両側で接触しているデータを、得られない場合もある。そこで、モータ側、エンコーダ側でねじとナットが接触しているデータの中から、目標位置近傍のデータを各1点選択し、バックラッシュを求めることを考える。

4. 3節の議論より、図5、図6の場合の目標位置近傍で、相対変位が $9\mu\text{m}$ の時(区間②)、ねじとナットはモータ側で接触し、 $-5\mu\text{m}$ の時(区間③)、エンコーダ側で接触していると考えられる。図5(c)をみると、電流 i_m の符号が変化し、その絶対値が 3.5A 以上になった後、相対変位が $9\mu\text{m}$ に増加するまでに約 30ms 、 $-5\mu\text{m}$ に減少するまでに約 20ms 要している。また電流 i_m の絶対値を 3.5A 以上を保っている間は、相対変位はほとんど変化していない。よって電流 i_m が、正から -3.5A 以上になってから 30ms 以降、負から 3.5A 以上になってから 20ms 以降、の測定データの中から、目標位置に最も近いものを各1点選び、相対変位の差をとれば、バックラッシュを求めることができると考えられる。

5. 3. 2 推定結果 図5と同様の実験を20回行い、5. 3. 1節の方法によりバックラッシュを求めたところ、その平均は $13.9\mu\text{m}$ 、標準偏差は $0.77\mu\text{m}$ であった。4章の測定結果は、約 $14\mu\text{m}$ であったことから、妥当な結果が得られているといえる。本方法は、位置制御中に、目標位置あるいはその近傍で、ねじとナットをモータ側、エンコーダ側の両側で接触させる必要があるものの、バックラッシュを計測する時間を別途設ける必要がない利点がある。また、従来のバックラッシュを有する位置決め機構でも、バックラッシュを求めることができるため、従来のバックラッシュを有する機構の位置制御法⁽⁶⁾のように、位置制御中にバックラッシュを知る必要がある場合にも、利用可能であると考えられる。

6. 結 言

本研究の目的は、バックラッシュを有する送りねじ機

構を用いて、高速・高精度な位置決めを実現することにある。本論文はその第一歩として、バックラッシを有するすべりねじ機構の動的挙動を、オブザーバを用いて推定、検討し、下記の結果を得た。

- (1) ねじからテーブルへの動力伝達は、カップリングをばね、モータ軸とねじを慣性モーメントとする振動系の固有振動数で、振動しながら行われる。また動力伝達は、潤滑油を介しても行われるため、バックラッシが約 $14\mu\text{m}$ ある場合でも、動力伝達は、振動的ながら常時行われる。
- (2) テーブル変位は、変位換算でバックラッシ以下の微小なねじの角度変位に対しても、大略追従し、ねじとテーブルの加速度もほぼ一致している。この理由は、本論文の場合のように、バックラッシが比較的小さい場合、ねじ・ナット間に潤滑油があるため、ねじとナットが接触していなくても、テーブルは、ねじの角度変位に、ほぼ追従して変位するためと思われる。
- (3) 機構の過渡応答を利用し、位置制御中に、バックラッシを推定することができる。

今後は、

- (I) 変位換算でサブミクロン以下の、より微小なねじ運動に対しても、テーブルが同様の挙動を示すか確認する、
- (II) ボールねじを用いた位置決め機構についても、

同様な実験を行う、

- (III) より大きなバックラッシを有する機構、あるいはダブルナット方式ボールねじのように、バックラッシが非常に小さい機構の動的挙動についても実験する、

などを予定している。

なお、本研究はメカトロニクス技術高度化財団の援助を受けて行われたことを記し、謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) 佐藤海二・今田滋彦・村山禎恒・下河辺明, 機能化送りねじ機構 (第1報, 原理と試作機構の諸特性), 機論, 59-558, C(1993), 392.
- (2) 佐藤海二・村山禎恒・下河辺明, 機能化送りねじ機構 (第2報, バックラッシの実時間計測と除去), 機論, 60-571, C(1994), 942.
- (3) 金井宗統・石原直, セラミック製空気静圧送りねじの開発, 精密工学会誌, 56-12, (1990), 2201.
- (4) 伊藤正美, 自動制御概論 [下], 昭晃堂.
- (5) 下嶋浩・児玉健一・沢田盛寛, 自動位置決め機構の動特性, 機論 (第3部), 44-384, (1978), 2888.
- (6) 二見茂・久良修郭・七井貞明, バックラッシュを有するサーボ機構のマイクロコンピュータを用いた衝突が生じない制御方式, 精密工学会誌, 50-11, (1984), 1791.
- (7) 例えば, ねじ便覧編集委員会編, ねじ便覧, 日刊工業新聞社.
- (8) 岩井善太・井上昭・川路茂保, オブザーバ, コロナ社.