ねじ駆動による超精密位置決め（第3報）*

——ナノメータ精度位置決めと整定時間の短縮——

大塚二郎** 飯田 昇*** 川瀬佳洋† 秋野良平†† 深田茂生†††

Ultra-precision Positioning Using Lead Screw Drive (3rd Report)
— Nanometer Accuracy Positioning and Settling Time Reduction —

Jiro OTSUKA, Noboru IIDA, Yoshihiro KAWASE,
Ryohei AKINO and Shigeo FUKADA

In the 1st and 2nd reports, a nanometer level positioning accuracy could be obtained on the one-dimensional table unit driven by a lead screw (a sliding screw or a ball screw) with position feedback system. To carry the table (15.7 kg) into the ± 10 nm range from the target position, it took a long settling time of one second due to the residual vibration caused by the rapid acceleration of the table. In this report, the effect of the three positioning steps is presented to obtain the nanometer level position accuracy and to reduce the settling time. These three steps are; (1) Coarse positioning by an Anti Residual Vibration (ARV) system to eliminate the residual vibration, (2) A semi-fine positioning by a Pulse Width Control (PWC) and (3) Fine positioning at the small table-moving range where the nonlinear elastic characteristic of rolling elements appears in the ball screw and table ball guide ways. As a result, the nm positioning accuracy and the shorter settling time of 300-400 ms can be obtained at the same time.

Key words: ultra-precision positioning, nm accuracy, settling time, ball screw, nonlinear elastic characteristic

1. 緒 言

半導体製造装置や超精密工作機械においてナノメータ (nm) レベルの位置決め精度が要求され、同時に位置決め時間（整定時間）の短縮という高速化が要求されている。筆者らは、送り要素として最も一般的なねじによりテーブルを駆動し、その変位をレーザ測長してフィードバック制御を適用する超精密位置決めの研究を行ってきた。

第1報¹⁾では、送り要素としての精密ボールねじと精密すべりねじの位置決め特性の比較を行った。第2報²⁾では、比例制御のゲイン特性に修正を加える「ビット制御」により精密ボールねじ、精密すべりねじ使用の場合とも 10 mm ストロークのステップ応答

で nm オーダの位置決め精度を達成した。そして、精密ボールねじの場合にはテーブルの微小変位領域でボールねじとテーブルガイドにおける転動体の転がり出し寸前にそれらの接触面弾性変形から起こる「非線形ばね特性」が nm オーダの位置決め精度達成に大きな役割を果たしていることを明らかにした³⁾。

以上の研究に使用した装置では、テーブルの急加減速によるテーブル慣性力の反力変化により定盤が 17 Hz で振動し、この残留振動により整定時間（本研究では、テーブルが目標位置の ± 10 nm に収まり続ける最初の時間） T_s が約 1 秒と大きくなることが判明した。

nm レベルの位置決め精度を達成すると同時に、残留振動の低減により整定時間を短縮するということとはともすれば相反することになりがちであるが、本研究では、慣性力の反力を補助的に設けたテーブルにより吸収する装置（Anti Residual Vibration (ARV) システムと呼ぶ）を設けて残留振動の発生を防ぎ、ソフトウェアサーボを用いることにより、これらの2つの目標を同時に達成することを目的としている。

* 原稿受付 平成4年12月24日

** 正会員 静岡理工科大学理工学部（袋井市豊沢2200-2）

*** 学生会員 東京工業大学大学院（現、(株)コマツ；東京都港区赤坂2-3-6）

† 学生会員 東京工業大学大学院（現、三菱重工業(株)；横浜市中区錦町12）

†† 東京工業大学（現、東京電力(株)；東京都渋谷区神南1-12-10）

††† 正会員 信州大学工学部（長野市若里500）

Fig. 1 Anti residual vibration (ARV) system

2. 残留振動低減法

2.1 従来の残留振動低減法

PTP (Point to Point) 方式の位置決めで、慣性力の反力により発生する残留振動を低減するのに一般にとられている方法には、おおよそ次のようなものがある。

- (i) 最も単純な方法として、構造系に関して反力を受ける部分の質量を大きくすることによって振動の振幅を小さくし、その剛性を大きくして振動する部分の共振周波数を高周波域へもっていく。また、構造部分に何らかの方法により減衰をもたせる。
- (ii) 加速度が不連続点を持たないような速度パターンにすることにより、慣性力の変化を小さくする⁴⁾。
- (iii) サーボ系・構造系両者に状態フィードバックを適用する⁵⁾。例えば、目標位置近傍で振動する負荷系を静止させることと入力エネルギーを最小化することを制約条件として、構造系を含めた時変係数フィードバックの最適レギュレータ問題として扱った研究⁶⁾がある。

2.2 本研究の方法

上述のような残留振動の低減方法は装置の大型化や高価格化を招いたり、制御方法の複雑さを来しがちである。

そこで、本研究では図1に示すようなARVシステムを用いることにより残留振動を防ぐことをもくろむ。同図でDCサーボモータによりボールねじが回転し、テーブル（質量 m ）が加速・減速するときの慣性力の反力を吸収するための補助テーブル（質量 M ）をテーブルとベッドの間に設ける。テーブル変位はレーザ測長されてコントローラへフィードバックされる。テーブル、補助テーブルともに同種類のリニアボールガイドによってベッド上を案内され、テーブルの移動方向に補助テーブルは自由に動くようになっている。いま例えば、同図に示すように右側へテーブルが加速されるとき、そのときの慣性力の反力を補助

テーブルが受け、補助テーブルはテーブルの加速度方向とは反対に加速されて反力を吸収するが、テーブルの加速が収まるとすぐに補助テーブルはボールガイドの摩擦力 f_h により停止する。

このような慣性力吸収方法の例として石井ら⁷⁾が提案したものがある。それは、リニアパルスモータにより可動ヨーク（テーブルに当たる）を駆動し、その慣性力を磁石ヨーク（補助テーブル）で受ける装置で、フレーム（定盤）に生ずる残留振動が低減される様子を彼らは観察しているが、位置決めを行うまでは至っていない。

3. 実験装置

3.1 全体構成

図1のようなARVシステムを備えた実験装置の概略を図2(a)に、ブロック線図を同図(b)に示す。コントローラ（16 bits）からの指令でDCサーボモータ（75 W）が回転してボールねじが角度 θ だけ回転するとき、ねじに働く軸力 P によりテーブルが y だけ移動し、補助テーブルがテーブルと反対方向へ y_h だけ移動する。テーブル変位 y はレーザ測長器（測長分解能 2.49 nm）で測定されてフィードバックされ、コントローラで目標位置 x と y との偏差 Δx が計算されてDCサーボモータへ送られる。前報までの装置では、テーブルが加速・減速されるときに生ずる慣性力の反力が定盤に伝わり、2点支持はりの中央が振動するように定盤中央が上下振動して、テーブル上の反射鏡と干渉計の間の距離（図2(b)の変位 y_h ）がその影響を受けて整定時間が長くなっていた。

3.2 ボールねじ

高速化のため、第1,2報の装置に用いたボールねじの外径 20 mm を 12 mm に細くして慣性モーメントを小さくする一方、リードを 5 mm から 10 mm と大きくしている。そして、ねじの寸法精度として前報まではかなりの精密級に相当する等級 C1 (JIS B 1192「精密ボールねじ」による)を用いたが、ねじのリード精度は超精密位置決めでは特に重要でないことが筆者らの研究³⁾によりわかっている。本研究の装置では等級 C5 の標準ボールねじ（ナット予圧 200 N）を用いている。ボールねじ軸の曲がりによるナットの振れ回り（最大両振幅 10 μ m）を吸収するために、前報までの装置ではナット・テーブル間にねじの軸方向の力 P のみを伝えるフローティングユニットを用いたが、ここでテーブル加減速時に 120 Hz の微小振動⁹⁾を生じた。本報では、それをプラスチック（三菱

(a) Schematic view

(b) Block diagram

Fig. 2 Experimental apparatus

瓦斯化学製 BT レジン，比重 1.6）構造としてナットの振れ回りを吸収すると同時に，微小振動の発生を防いでいる。なお，このプラスチックの対数減衰率は鋼の 40 倍で，テーブル移動方向の静剛性（50 N/μm）は前報に用いたフローティングユニットと同等である。

3.3 テーブル

プラスチック（BT レジン）でできており，質量 $m=1.5$ kg という軽量化を図っている。なお，実験では ARV システムの効果を確かめるために追加質量をつけることにより $m=2.5, 3.0, 4.0$ kg に変えることができる。

4. 特性把握

4.1 微小変位領域における非線形ばね特性

小林ら¹⁰⁾は，リニアモータ駆動のステッパ用 XY ステージを開発し，モータからテーブルに働く微小力とテーブルの変位（±1.6 μm 以内）との間にヒステリシスを伴った非線形ばね特性が存在することを示し，これはテーブル案内のローラガイドに起因するとしている。また，筆者らは第 2 報²⁾で，ボールねじに同じような「非線形ばね特性」が存在することを示し，これが nm オーダの位置決め精度を得る上で重要な役割を果たしていることを述べた。

ここで，本装置における「非線形ばね特性」を明らかにする。図 3 (a) のようにモータに流れる電流 i を増加することによりモータの発生するトルク τ を増加していく。このとき $\tau = iK_t$ (K_t : トルク定数) である。 $X_a = 0.3, 0.6$ μm の目標位置にテーブル ($m=4.0$ kg) が到達 ($t=t_1, t_2$) したら今度は i を減少していく。このときのテーブル変位 y と床に固定

した静電容量形変位計により測定した補助テーブル変位 y_h を同図 (b) に示す。このとき $X_a = 0.6$ μm では i が減少し始めても， y は少しの間増加してオーバーシュートしてから減少する。また，テーブル慣性力の反力により補助テーブル変位 y_h はテーブル変位 y の約 1/5 だけ反対方向に移動している。

図 3 (a) のモータトルク τ と同図 (b) のテーブル変位 y ，補助テーブル変位 y_h を用いて，トルク・変位の関係を 1 ms ごとにプロットしたのが同図 (c) で，これは本装置に用いている転動体（ボール）における「非線形ばね特性」を示している。この現象は小泉ら¹¹⁾によれば，ボールの転がり出し寸前に起こるも

Fig. 3 Nonlinear elastic characteristic with ARV system

のである。本装置でこの特性はボールねじ、テーブルガイド、ねじ軸とモータ軸の玉軸受に存在するものであるが、各軸受、ナットにかかる予圧を考慮するとボールねじによるものが支配的である。補助テーブルガイドにも「非線形ばね特性」が存在しているが、ボールねじに比べるとずっと小さいことが、図3(c)よりわかる。図3(b), (c)の $x_a = 0.6 \mu\text{m}$ の場合で、テーブル変位 $y = 0.4 \mu\text{m}$ あたりまではばね特性が働いていて、その後のEFでは、トルク τ が大きくなっていないのに勾配が急激に大きくなっていることから、ねじ軸・ナット内のボールが転がったことを示していると思われる。よって、本装置で「非線形ばね特

Fig. 4 Table and sub-table displacement by adaptive PWC (Pulse Width Control)

性」の働く領域は $\pm 0.4 \mu\text{m}$ であることがわかる。

4.2 PWC 駆動による変位特性

本研究は、前節で述べた非線形ばね特性を考慮した「微動」によって最終的な位置決め精度を達成するが、あらかじめテーブルを「粗動」によって目標位置から $\pm 0.4 \mu\text{m}$ 近傍までアクセスしておく必要がある。しかし ARV システムはテーブル加速時の慣性力を利用してテーブルを駆動する機構であり、1回の「粗動」によって残留する偏差を $\pm 0.4 \mu\text{m}$ まで安定に収束させるためには特別な工夫が必要である。そこで、本研究では微動前の「準備動」として、次に示すような Pulse Width Control (PWC) と呼ぶ制御方法を用いた。

Yang ら¹²⁾ は、クーロン摩擦の働いた質量 m' の物体にパルス状の力 (パルス幅 Δt , 高さ h) を与えた時の物体の移動量 y_d を求め、このようにして物体を駆動する方法を Adaptive Pulse Width Control と称している。そこでは理論的に y_d は Δt の自乗に比例し、実験によりほぼその通りになることを確かめている。本研究でも、サーボアンプに与える電流 i のパルス幅を図4の下側のように $\Delta t = 1, 3, 5\text{ms}$, $h = 1\text{A}$ (h はテーブルガイドの摩擦力 f に打ち勝つ値で、モータのトルク $\tau = 0.188\text{Nm}$ に相当) を与えるとき、テーブル変位 y_d と補助テーブル変位 y_h は図4上側のようになる。このようにして得られた Δt と y_d の関係を図5に示す。ここで、摩擦力 f はテーブル位置によって変動し、 y_d もばらつくのでその標準偏差 $\pm \sigma$ も同図に示してある。

ここで、ARV システムのテーブルと補助テーブルの質量比 ($m:M$)、また両テーブルのガイドの摩擦力 f, f_h をどのように選ぶべきかについては詳細に検討していないが、今後の研究課題である。

Fig. 5 Pulse width and table displacement

5. 位置決めの実験

5.1 制御プロセス

本研究での 10 mm ストロークのステップ応答は次のような 3 段階のプロセスで行う。

- (i) PI 制御による粗動 テーブルが目標位置に達するまで PI 制御を行う ($K_p + K_i/s$ の $K_p = 12$ V/mm, $K_i = 2.5$ V/(mm·s))。ここで ARV システムにより、テーブル加減速時の慣性力の反力を補助テーブルが吸収する (時間 $t = 0 \sim t_1$)。
- (ii) PWC による準微動 粗動後ただちに PI 制御による微動に移ると、時としてテーブルが微小振動を繰り返すリミットサイクルを起こすことがある。そこでテーブルが目標位置 ($\Delta x = x - y = 0$) を通過する瞬間からサーボモータへの指令電流 $i = 0$ を 15 ms だけ維持する。その間に、テーブルは慣性力により目標位置を越えて多少オーバーシュートして停止するが、この時にはボールねじ、テーブルと補助テーブルの両ガイドにおける「非線形ばね特性」のばね力は中立点に近づいてほとんど 0 になる。そして次に PWC を適用し、 Δx が $-0.4 \sim 0.4$ μm になるまでこれを繰り返す (時間 $t = t_1 \sim t_{11}$)。
- (iii) I 制御による微動 I 制御を働かせてテーブルを正確に目標位置に持ってくる ($K_i = 2$ V/(mm·s))。ここは、「非線形ばね特性」のみ働く領域である (時間 $t = t_{11}$)。

以上の (i), (iii) における各ゲイン K_p, K_i は、試行錯誤により不安定にならない限りなるべく大きな値を選んだ。

5.2 実験結果

前節の制御プロセスに従って 10 mm ストロークのステップ応答 ($m = 4.0$ kg) を実行した一例を図 6 に示す。同図 (a) はモータ電流 i の指令値を、同図 (b) はテーブル変位 y を、同図 (c) は y の目標位置近傍を拡大して示したもので、15 ms の $i = 0$ の指令後、

(a) Command of electric current

(b) Table displacement

(c) Table displacement difference

Fig. 6 10 mm step response

$\Delta t = 5, 5, 5, 3, 1, 1$ ms の PWC を 6 回 (平均 5.0 回, 間隔 15 ms) 繰り返し、その後 I 制御を働かせることによりテーブルをほぼ目標位置に停止させている。

6. ARV システムの効果

補助テーブルを締結ねじによりベッドに固定して、ARV システムが働かない状態にして行った 10 mm ストロークのステップ応答の結果 ($m = 4.0$ kg) と、前章の結果とを比較して ARV システムの効果を吟味する。なお、ARV システムを用いない、一般的なねじ駆動による位置決め実験の制御プロセスについては

Fig. 7 Vibration of base displacement

Fig. 8 FFT analysis result

次報で詳しく述べる予定であるが、おおよそ次のとおりである。

- (i) PI制御により粗動を行う (K_p と K_i は5.1節で述べた値と同一)。
- (ii) テーブルが目標位置の手前 $50\ \mu\text{m}$ に到達したときに K_p を3倍にしてテーブルを目標位置に早く近づける。
- (iii) 目標位置に達したらモータへの指令電流を $i=0$ とした後、I制御のみにして目標位置より $\pm 0.4\ \mu\text{m}$ 以内の非線形ばね特性のみ働く領域にテーブルを入れる。

Fig. 9 Vicinity of target position for the table displacement of 10 mm step response ($m=4.0\ \text{kg}$) Fig. 10 Settling time into the $\pm 10\ \text{nm}$ range of target position

- (iv) K_i を大きくしたI制御によりテーブルを移動して、定常偏差が小さくなるようにする。

6.1 残留振動の低減

ステップ応答中に、床に固定した静電容量変位計により測定した定盤中央部の上下方向変位 y_b' を図7に示す。同図(a)はARVシステムを用いない場合で、同図(b)はARVシステムを用いる場合である。これらをFFT解析した結果を図8に示す。

図8(a)で $f=17\ \text{Hz}$ は定盤の共振周波数であり、 $f=30\ \text{Hz}$ はベッドの共振周波数であり、また $f=50\ \text{Hz}$ は定盤のねじり振動によるものと思われる。同図(b)を見てわかるように、ARVシステムを用いることにより特に定盤による $17\ \text{Hz}$ の振動のスペクトルがほとんど消えている。

6.2 整定時間

ステップ応答中のテーブル変位カーブの目標位置近傍を拡大したものを図9に示す。図(a)のARVシステムを用いない場合では、定盤中央が主として $17\ \text{Hz}$ で上下振動することによりテーブル上の反射鏡と干渉計の間の距離 y_b が変化し、本サーボ系ではそれを完全に補償しきれないために数十 nm の振幅を持つ振動が残っている。テーブルが目標位置から $\pm 10\ \text{nm}$ に

入り続ける整定時間 T_s はここでは $630\ \text{ms}$ となるが、図(b)のARVシステムを用いた場合では、定盤が振動しないために $T_s=292\ \text{ms}$ と短縮されている。図10はテーブル質量 m を変化させたときの整定時間 T_s (10回の平均値)を示す。ARVシステムを用いない場合は m の増加と共に T_s が増加するのに対し、ARVシステムを用い

Fig. 11 Histogram of positioning error E

る場合では T_s は 300 ms から 400 ms の間に入ることがわかり、 m の増加に対して ARV システムが非常に効果的であることがわかる。

6.3 位置決め精度

テーブル位置を変えて、10 mm ストロークのステップ応答を繰り返すとき、 y_b の振動が定常になる $t=1.0$ s における目標位置 10 mm とテーブル変位 y との偏差を位置決め誤差 E とする。ARV システムを用いない場合の各 50 回試行の E の頻度を図 11 (a) に、ARV システムを用いる場合の E の頻度を同図 (b) に示す。ARV システムを用いない場合、 E の平均値である偏り誤差 $\bar{E}=3.7$ nm、 E の標準偏差であるばらつき誤差 $\sigma=1.8$ nm となる。ARV システムを用いる場合、偏り誤差は $\bar{E}=1.0$ nm と小さくなるのに対しばらつき誤差は $\sigma=3.2$ nm と大きくなるが、 $\bar{E}$ 、 σ とともに nm オーダを得ることができる。

7. 結 論

Anti Residual Vibration (ARV) システムを装置に組み込むことにより、制御プロセスは複雑になるが、ソフトウェアサーボを用いて、PI 制御による粗動、Pulse Width Control (PWC) とよぶ準微動、そして、非線形ばね特性を考慮した PI 制御による微動という 3 段階の制御法を採用することにより、10 mm ストロークのステップ応答を行ったところ次のような結果を得た。

- (1) テーブルが目標位置の ± 10 nm に入る整定時

間 T_s の短縮について、ARV システムはテーブル質量が大きくなるほど効果的となり、テーブル質量 1.5~4.0 kg で $T_s=300\sim 400$ ms であった。

- (2) テーブルスタート後 1 秒における位置決め誤差 E について、偏り誤差 $\bar{E}=1.0$ nm とばらつき誤差 $\sigma=3.2$ nm という高精度の値を得た。

- (3) 以上の結果を ARV システムを用いない場合と比較したところ、位置決め精度はあまり変わらず、整定時間は短縮されることがわかった。

本研究を行うに当たり、機構部分については日本精工(株)山口利明氏、プラスチック部分については三菱瓦斯化学(株)岳杜夫氏のご協力をいただいたので、ここに感謝申し上げる。また、本研究は平成 2, 3 年度文部省科学研究費補助金（試験研究）により行われたことを記す。

参 考 文 献

- 1) 青木芳人ほか：ねじ駆動による超精密位置決め（第 1 報）——すべりねじとボールねじによる基礎的研究，精密工学会誌，**56**, 11 (1990) 2033.
- 2) 川瀬佳洋ほか：ねじ駆動による超精密位置決め（第 1 報）——比例ゲイン特性の改善によるナノメータ位置決め，精密工学会誌，**57**, 7 (1991) 1211.
- 3) 大塚二郎ほか：超精密位置決めにおける 3 種類の送りねじの特性比較，日本機械学会論文集，**57**, 542 (C), (1991) 3293.
- 4) 牧野 洋ほか：SCARA ロボットの開発，精密機械，**48**, 3 (1982) 378.
- 5) 瀬戸一登，鈴木浩平：振動の能動制御と動特性同定，日本機械学会誌，**89**, 811 (1986) 635.
- 6) 山田一郎，中川三男：機械的な振動特性を考慮したサーボモータ系の位置決め制御，計測自動制御学会論文集，**18**, 1 (1982) 84.
- 7) 石井 洋ほか：反力吸収機構の提案，1990 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集，(1990) 801.
- 8) 瀬戸一登：最近の制振装置研究とその課題 (1)，機械の研究，**38**, 4 (1986) 473.
- 9) 川瀬佳洋ほか：ねじ駆動による超精密位置決め（第 4 報）——残留振動の低減，1990 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，(1990) 1089.
- 10) 小林 功ほか：露光装置用 XY ステージの開発（第 1, 2 報），日本機械学会講演論文集，No. 870-3 (1987.7 東京) 147.
- 11) 小泉忠由ほか：ころがり摩擦の研究——ころがり変位の挙動，潤滑，**27**, 9 (1982) 690.
- 12) S. Yang and M. Tomizuka: Adaptive Pulse Width Control for Precise Positioning under the Influence of Stiction and Coulomb Friction, Trans. ASME, J. Dynamic System, Measurement and Control, **110**, Sept. (1988) 221.