超精密位置決め機構の一設計法*

森 山 茂 夫**

One Design Procedure for Precision Positioning Mechanisms

Shigeo MORIYAMA

One design procedure for precision positioning mechanisms with closed-loop control is described. A calculation formula is given for estimating a positioning accuracy when the mechanism can be regarded as a simple vibration system with one degree of freedom. Influence of each parameter upon the positioning error is discussed. Furthermore, influence of each parameter upon the positioning time is investigated by using a computer simulation technique. Considering of these results, one design procedure for achieving a least positioning time property on condition that the specified positioning accuracy is satisfied.

Key words : precise positioning, precision stage, closed-loop positioning, positioning mechanism, servo mechanism

1. 結 言

半導体製造装置や情報処理関連機器の分野を中心にサブミクロンの精度の位置決め技術に対するニーズが高まっており、位置決め精度の向上と共に、位置決め時間に関しても一層の高速化が要求されている。精密位置決め機構に関しては、これまでに多くの研究が報告^{1)~9)}されているが、位置決め精度と位置決め時間の両者を考慮に入れた設計法に関するものはほとんど見当たらない。そのため、これまでは経験に基づいて設計される場合が多く、特に高い性能が要求されるものについては、事前の試作実験が必要となっていた。

このような背景のもとに、本研究では、閉ループ制御方式の超精密位置決め機構において位置決め精度と位置決め時間に影響を与える因子を明確にし、高速かつ高精度な位置決め機構を設計するための指針を得ることを目的とする。なお、本文では直線的な位置決め機構を対象として述べるが、本研究の考え方はそのまま角位置決め機構にも適用することができる。

2. 理 論 解 析

高速、高精度な位置決め機構の駆動源には一般的にDCサーボモータが多く用いられ、送りねじ、駆動ベルト、および摩擦駆動機構などの回転-直線変換機構を介して移動テーブルを駆動する。このような構成から

位置決め機構は、簡単には図1に示すような1自由度の振動モデルで表すことができる。図中の記号の意味は表1に示すとおりである。

移動テーブルの案内内部には粘性摩擦係数 $C_r X_o$ と固体摩擦係数 F_c が働くものとし、モータ軸にもブラシやベアリングに起因する固体摩擦トルク T_c が働くものとする。ここで、 X_o は移動テーブルの変位、 X_i は目標位置を示す。モータ軸の回転を直線運動に変換する係数を A 、この系の送り方向の剛性を k で表す。例えば、送りねじの場合には $A = L/2\pi$ であり、摩擦駆動の場合には $D/2$ である。但し、 L はリード (mm) であり、 D はキャプスタン径 (mm) である。

上記モデルをブロック線図で表すと図2に示すようになる。この図から位置指令 $X_i(s)$ に対する移動テーブルの出力位置 $X_o(s)$ の関係を求めれば式(1)のようになる。但し、 s はラプラス演算子である。

$$X_o(s) = G(s) X_i(s) - \frac{J_m s^2 + C_m s + A^2 k}{A k \cdot K_n K_a K_r} G(s) \cdot F(s)$$

Fig. 1 Simplified model of a closed-loop controlled positioning mechanism

* 原稿受付 昭和62年12月5日、昭和62年度精密工学会関西地方定期学術講演会(昭和62年7月16日)にて発表

** 正会員 (株)日立製作所 (国分寺市東恋ヶ窪1-280)

Table 1 List of symbols and specifications of the experimental set-up

m	Mass of table	(0.96 gs ² /mm)
C_r	Coefficient of viscosity ($\zeta = C_r/2\sqrt{mk}$)	(220 gs/mm)
k	Axial stiffness of driving elements	(1.16 kg/ μ m)
A	Transmission ratio of rotation to linear motion	(5 mm/2 π)
J_m	Moment of inertia of motor	(1 gcms ²)
K_e	Voltage constant	(0.05 Vs/rad)
K_ω	Velocity feed-back gain	(0.1 Vs/rad)
K_p	Gain of position cont. amp.	(47.6 V/mm)
K_v	Gain of velocity cont. amp.	(10)
K_r	Torque constant/Terminal resistance	(0.5 kgcm/V)
F_c	Solid friction with guide	(3 kg)
T_c	Solid frictional torque with motor	(200 gcm)

Fig. 2 Block diagram of the positioning mechanism

$$-\frac{G(s)}{K_n K_a K_r} T(s) \quad (1)$$

ここで、 $G(s)$ は外乱 $F(s)=0$, $T(s)=0$ の場合の伝達関数であり、式 (2) で表される。

$$G(s) = \frac{a_4}{a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4} \quad (2)$$

ただし、 $a_0 = J_m \cdot m$

$$a_1 = J_m C_r + m C_m$$

$$a_2 = A^2 k m + J_m k + C_r C_m$$

$$a_3 = A^2 k C_r + C_m k$$

$$a_4 = A k \cdot K_n K_a K_r$$

$$C_m = K_r (K_a K_\omega + K_e)$$

$$K_r = K_t / R_a$$

上記モデルにおける定常偏差、すなわち位置決め誤差 δ_x は、最終値定理により式 (3) のように求まる。

$$\delta_x = \frac{(A \cdot F_c + T_c)}{K_n K_a K_r} \quad (3)$$

式 (3) より、位置決め誤差 δ_x を小さくするためには、良く知られているように固体摩擦 F_c , T_c を小さくすると共に、回転・直進の変換係数 A を小さくすれば良いが、後述するように、必ずしも A を小さくする方が良いとは限らない。制御ゲインの積 $K_n K_a K_r$ を大と設定するほど位置決め精度を向上できるが、次章に示すように系の安定性の点から上限が定められる。

3. 位置決め精度

3.1 制御ゲインの設定

位置決め精度を支配する制御ゲインの上限を、フルビッツの安定判別条件から求める。式 (2) に示した伝達関数 $G(s)$ の特性方程式は式 (4) で表され、これにフルビッツの安定判別条件を適用すれば、制御系が安定であるためには各係数 $a_0 \sim a_4$ は式 (5) の条件を満足していなければならない。

$$a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 = 0 \quad (4)$$

$$a_3(a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2 a_4 > 0 \quad (5)$$

式 (5) を変形して制御ゲインに関して整理すれば式 (6) のようになる。

$$\frac{1+\alpha}{1+\beta} \left(k \cdot A \frac{1+\alpha \cdot J_m / m A^2}{1+\alpha} + \frac{C_r C_m}{A \cdot m} \right) > K_n K_a K_r \quad (6)$$

ただし、

$$\alpha = \frac{C_r J_m}{m C_m}, \quad \beta = \frac{C_r A^2}{C_m}$$

この結果を式 (3) に代入することにより位置決め誤差 δ_x を求めることができる。

3.2 実験との比較

前節で求めた位置決め精度を与える式 (3) の妥当性を確認するため、実験を行った。実験に用いた装置は、テフロンしゅう動を利用したすべり案内型のテーブルをボールねじで駆動するものであり、構成要素の詳細な諸元は表 1 に示すとおりである。駆動部の剛性 k は固有振動数から逆算して求めた。速度制御ゲイン $K_a=10$ と設定した場合には、式 (6) より $K_n K_a K_r < 4 \times 10^6$ と算出され、ゲイン余裕 6 dB を見込んで式 (3) より誤差 δ_x を求めれば $0.92 \mu\text{m}$ と求まる。一方、図 3 は上記計算値と同一の制御ゲインを設定した場合の位置決め誤差の実測値を示す。位置決め誤差は 2 つの山に分布しているが、 $\pm 1 \mu\text{m}$ 以内にはほぼおさまっており、計算から予想された値 $\pm 0.92 \mu\text{m}$ と良く一致している。位置決め誤差が 2 つの山に分かれているのは、正負それぞれ 2 方向から 500 回ずつ位置決めを試行したためである。位置決め誤差のばらつきは、ボールねじ等に存在する固定摩擦力が移動台の場所に応じて多少変化するために生ずるものと考えられる。

3.3 各パラメータが位置決め精度に与える影響

各要素が位置決め精度に与える影響を調べるため、

Fig. 3 Experimental positioning error

Fig. 4 Influence of each parameters upon the positioning error

上記実験装置の各パラメータの値を基準としてその値を x 倍 ($x=0.1\sim10$) 変化させ、その場合に生ずる位置決め誤差 δ_x を式 (3) を用いて計算により調べた。

図 4 に、5つのパラメータ m, k, A, ζ および K_a をそれぞれ独立に変化させた場合の位置決め誤差 δ_x を、 $x=1$ の場合との相対値 (δ_x/δ_1) として示す。駆動系の剛性 k と案内面の粘性減衰率とは大きいほど、逆にテーブルの質量 m は小さいほど位置決め誤差は小さくできる。回転-直進の変換係数 A は、ある値を境にして極端に小さいか、あるいは大きいほど位置決め誤差は小さくなる。変換係数 A が小さいほど位置決め誤差が小さくなるのは、モータ軸から見たテーブル案内面の固体摩擦力 F_c の影響が小さくなるためであり、逆に A を大きくした場合に位置決め誤差が小さ

くなるのは、式 (6) における β の値が大きくなる。すなわちテーブル案内面の粘性減衰力の効果がモータ軸に影響を及ぼすようになり、制御ゲイン $K_n K_a K_r$ を大きく設定できるようになるためである。速度制御アンブゲイン K_a の値も大きくするほどサーボモータに与える粘性ダンピング量 C_m が増加し、結果的に制御ゲイン $K_n K_a K_r$ を大きく設定できるようになって位置決め誤差を小さくできるが、過大な量の設定は次章に述べるように位置決め時間の増加を招く。

固体摩擦 F_c と固体摩擦トルク T_c の影響については図示していないが、式 (3) より明らかなように、これらの値と位置決め誤差とは比例関係にある。

4. 位置決め時間

位置決めに要する時間は目標値近傍までテーブルを移動するために要する時間と、その後精密な位置制御を行い、さらに残留振動の整定に要する時間に分けられる。前者は移動台の速度制御パターンによって決定されるものであり、おもにテーブルの許容加速度や位置検出器の応答限界などから制約される。この粗送りに要する時間は速度制御パターンが決まれば容易に計算できる。超精密位置決めを行う場合に問題となるのは、むしろ後者の位置制御および振動整定に要する時間であり、これをいかに短縮するかが機構設計上のポイントとなる。そこで本章では、構成要素の各パラメータが位置決め時間に与える影響について検討する。

4.1 位置決め時間のシミュレーション計算

図 1 の力学モデルにおいて、系に固体摩擦が加わる場合には系が非線系となるため、解析的に求めることは容易ではない。そこで本研究では計算機を用いて制御応答をシミュレーション計算し、そこから位置決め時間を求めた。本計算では、速度制御から位置制御に切り替えられた後の変位応答を求めるが、計算の初期条件として図 5 に示すように、目標値の手前 $20\mu\text{m}$ におけるテーブル移動速度は 1mm/s であったとする。その他、モータの角位置や角速度は上記初期値に対応するものとし、駆動系のばね部には力が加わっていないものとする。

4.2 各パラメータが位置決め時間に与える影響

図 6 に変位応答の計算結果の一例を示す。図中の実線は 3 章の実験に用いたすべり案内を、また点線は静圧空気軸受を想定したものである。計算に用いたその他の各パラメータの値は、前章の計算に用いたものと同じである。固体摩擦力 F_c が大きいすべり案内では速やかに振動が整定しており、約 17ms で $0.01\mu\text{m}$ 以

Fig. 5 Initial conditions of the simulation

Fig. 6 Example of the simulated displacement response

下の振動振幅となる。他方、摩擦による減衰力付与が小さい空気軸受案内では位置決めが振動的となり、振動整定に約 220 ms を要している。

図 7 は前章と同様に各パラメータを x 倍変化させ、位置決め時間に与える影響を調べた結果であり、位置決め誤差と位置決め時間の関係で示してある。位置決め時間の短縮および精度向上の両者に効果的なのは適度な減衰率 ζ の設定である。剛性 k の増大並びに質量 m の減少は、それほど位置決め時間を延ばすことなく精度を向上させることができる。回転-直進変換係数 A および速度制御ゲイン K_a の増大は位置決め精度の向上に効果があるが、逆に位置決め時間の増加を招く。

図 8 は位置決め装置の設計に際して案内機構の選択の目安を与えるため、案内面の固体摩擦係数 μ と粘性減衰率 ζ が位置決め精度と位置決め時間に与える影

Fig. 7 Influence of the each parameters upon the positioning error and the positioning time

Fig. 8 Influence of friction upon the positioning error and the positioning time (Relative value to the experimental stage shown in table 1)

響を調べたものである。この図から、粘性減衰率 ζ が大きいほど位置決め精度は向上し、位置決め時間も短くなるが、過減衰になると逆に位置決め時間は長くなることがわかる。実際には、大きな可動範囲を有する案内面に対し 0.1 より大きな粘性減衰率 ζ を与えることは機構構成上難しい。

固体摩擦の存在は位置決め時間の短縮に大きな効果があるが、固体摩擦係数 μ が 0.1 を越えるようになると、急激に位置決め誤差が増加することがわかる。固

Fig. 9 Design procedure for the positioning mechanisms

体摩擦力に関しては、案内面への押付け力の調整により、比較的任意に設定できる。

各種案内方式における現実的な μ と ω の値が存在する範囲を図中に実線で示す。存在範囲の上下は粘性減衰率 ω と、左右は固体摩擦率 μ から決めている。油潤滑したすべり案内は固体摩擦と粘性摩擦の両特性を組み合わせたものと考えられる。転がり案内は転がり摩擦特性をもつが、同様に μ と ω の組合せで表すことができる¹⁰⁾。図中、 $\mu=0.03$ 近辺に変曲点があり、それ以上固体摩擦を小さくしても精度が向上しないのは、この点を境として、案内面の摩擦力よりモータ軸の摩擦トルクの方が支配的となるためである。

この図から、位置決め的高速化にはすべり案内が適するが位置決め精度は最も劣るものとなり、油静圧、空気静圧案内ではその逆となる。また、転がり案内は中間的な特性を有する、などのことが分かる。

5. 機構の設計法

前章までの検討結果をもとにした超精密位置決め機構の設計手順を図9に示す。本設計法は、位置決め精度の要求を満足しつつ位置決め時間を最短にする、という考え方に基いている。

(1) まず仕様から与えられる可動範囲およびテーブル上への積載物の大きさなどからテーブルの寸法を決め、さらに熱変形やテーブルの使用環境、および加

工性などを考慮してその材質を決める。その結果、テーブルの質量 m が求まるが、上記の制約の中なるべく m を小さくする方向に設計する。

(2) 次に案内機構を選択する。案内機構は位置決め精度と位置決め時間のほか、テーブルの真直度など案内精度にも影響する重要な要素である。まず最も高速性にすぐれるすべり案内を仮定し、前記テーブルの寸法や質量から粘性係数 C_r と固体摩擦力 F_c を算出する。

(3) 駆動機構を選択する。サブミクロンの精度の位置決めを行うための駆動機構としては、ボールねじ、キャプスタン駆動およびベルト駆動などが用いられる。ベルト駆動¹¹⁾は可動範囲が広く、駆動質量が比較的小さい場合に適し、装置を小型化できる特長があるが、反面、剛性 k を高くとれない欠点がある。摩擦駆動^{12)~14)}は比較的剛性 k を高くとれ、また固体摩擦トルク T_c を比較的小さくできる特長があるが、すべりを生ずるために大きな推力はとれない。一般的に、駆動すべき質量が小さく、案内機構に大きな固体摩擦が存在しない場合に有利である。ボールねじの駆動¹⁵⁾は容易に高い剛性が得られるが、固体摩擦もほかのものに比べて大きくなりがちである。質量の大きなテーブルを高速で間欠移動する場合や、テーブルに大きな外力を受ける場合に有利である。

回転-直進変換係数 A は、駆動機構の種類に応じておのずと設定し得る範囲が制約される。ボールねじ駆動では最高速度の条件を達成できる範囲で A を小さくし、ベルト駆動、摩擦駆動ではモータの駆動トルク、およびタコジェネレータの速度信号が十分な S/N が取れる範囲で大きくする。

(4) 次に駆動モータを選定する。要求される最高速度と加速度を満足するための所要トルクを F_c , T_c , C_r , m , A から算出し、モータを選択する。選定に際しては、タコジェネレータが直結され、ねじり共振周波数が高いものを選ぶ。これは大きな速度フィードバックゲイン k_a を設定できるようにするためである。

(5) 以上の手順によって求められた各パラメータを式(6)に代入し、許容される最大限の制御ゲイン $k_n k_a k_r$ を設定した場合の位置決め誤差 δ_x を試算する。許容ゲインとしてはゲイン余裕 6 dB 以上を見込んだ値とする。

(6) 試算結果が目標値を満足していなければ(2)項の案内機構の選択までもどり、すべり案内と転がり案内の併用型など固体摩擦成分がより少ないタイプを想定し、再度位置決め誤差を試算する。位置決め誤差が満足されたならば、次に位置決め時間をシミュレー

ション計算してみる。

(7) シミュレーション計算にあたっては、まず必要最低限のゲイン $k_a k_r$ を仮に設定し、速度フィードバックゲイン K_a を変化させながら最短の位置決め時間が得られる条件を見出す。

(8) 得られた位置決め時間が要求仕様を満足していれば設計を終了するが、もし満足する解が得られなければ、図1のモデルで示される機構では目標とする位置決め精度と位置決め時間を両立できないことになる。

この場合の解決法としては、制御法を単純な線形比例制御に代えて、より高度な制御法^{16)~18)}、例えばオブザーバを用いた振動抑制制御や学習制御法などを導入するか、あるいは機構構成を粗微動複合型¹⁹⁾とする方法などが考えられる。

6. 結 言

サブミクロン精度の位置決めを行うための超精密位置決め機構の一つの設計法を提案した。

まず、機構系を1自由度振動モデルと簡略化した場合の位置決め精度の計算法を示し、各構成要素が位置決め精度に与える影響を明らかにした。また、シミュレーション計算により、案内機構における摩擦力の影響など、各要素が位置決め時間に与える影響を明らかにした。

上記の結果をもとに、位置決め誤差の条件を満足しつつ、位置決め時間を最小にするための一つの位置決め機構設計法を示した。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、終始、ご指導いただきました東京工業大学精密工学研究所林輝教授に深く感謝致

します。

参 考 文 献

- 1) 稲崎一郎：工作機械における精度設計，機械の研究，33，1 (1981) 168.
- 2) 吉田庄一郎：精密機械に固有の設計，「精密機械設計便覧」(精機学会編)，(1984) 11.
- 3) 篠山伸弥：精密機械の設計，精密機械，49，9 (1983) 113.
- 4) 木鉛 馨：精密位置決め機構，高精度，1，3 (1969) 15.
- 5) 背戸一登：NC 送り駆動機構に関する研究，日本機械学会論文集 (C 編)，41，351 (1975) 3304.
- 6) 東本曉美：NC 工作機械の送り駆動機構の動的特性，潤滑，24，7 (1979) 409.
- 7) 西村国俊，金子英治：機械的共振を考慮した位置決め制御系の設計法，精密機械，45，12 (1979) 1467.
- 8) 中川三男：振動負荷の位置決めにおける残留振動特性，昭和56年度精機学会春季大会学術講演会前刷 (1981) 311.
- 9) 水兼正博：機械的特性と電気的特性とのマッチングを考慮した NC 送り駆動系の設計法，精密機械，48，10 (1982) 1284.
- 10) 小泉忠由：摩擦と振動減衰特性，機械の研究，38，4 (1986) 491.
- 11) 下河辺 明：静圧直線案内のベルト駆動，精密機械，53，6 (1987) 915.
- 12) 古川勇二：摩擦駆動による精密位置決め機構，昭和58年度精機学会春季大会学術講演会前刷，434 (1983).
- 13) R. R. Donaldson: Design of a High-performance Slide and Drive System for a Small Precision Machining Research Lathe, Ann. CIRP, 33, 1 (1984) 243.
- 14) D. S. Alles: Step and Repeat Camera, The Bell System Tech. J., 49, 9, (1970) 2145.
- 15) 東本曉美：応答性を評価関数としたねじ送り駆動機構の最適設計 (第1報)，昭和61年度精機学会春季大会学術講演会講演論文集 (1986) 219.
- 16) 中川三男：最近の位置決め制御，精密機械，49，7 (1983) 829.
- 17) 秋田 正：オブザーバを用いた高速移動台の制御，昭和55年計測制御学会前刷 (1980) 3104.
- 18) 神谷好承：積分動作を含む3次系フィードバック制御による負荷系の高精度位置決め，精密機械，48，9 (1982) 1193.
- 19) 森山茂夫，原田達男，高梨明紘：圧電素子アクチュエータ微動機構を備えた超精密 X-Y 移動台，精密機械，50，4 (1984) 718.