研究論文

空気圧ベローズにより駆動する微動ステージの制御方法とナノ位置決め*

藤田 壽 憲**, 榊 和 敏***, 宮崎 里 美****, 宮崎 敬 一****

Nano-meter Accuracy Positioning and its Control Method of Micro Motion Stage Driven by Pneumatic Bellows

Toshinori FUJITA, Kazutoshi SAKAKI, Satomi MIYAZAKI, Keiichi MIYAZAKI

The semiconductor industry requires accurate stage positioning with nanometer-order, for many fabrication processes. In addition, the demand for precision positioning of nanometer-order is increasing with the progress of nanotechnology. Currently, such precise positioning is realized using a stage driven by a piezoelectric element. However, the piezo-electric element has disadvantages of low durability and short stroke. These disadvantages can be removed by the use of a pneumatic bellow actuator instead of a piezoelectric element. Previously we developed the new micro motion stage with elastic hinges driven by pneumatic bellows. The developed stage has precise positioning accuracy with 10nm or more. The accuracy is decided by the resolution of the capacitance sensor which is the position detector. In this study, the capacitance sensor changes to the laser interferometer with resolution of 38 pm for a position detector and the positioning control technique to realize the higher accuracy has been examined. The vibration caused by the fluid noise reduced by estimating velocity and acceleration of stage using observer and velocity and acceleration feedback. As a result, the positioning accuracy is $e \pm 3\sigma = 0.7 \pm 10\text{nm}$, where e is a deviation and σ is a dispersion at center position of the stage. The resolution improved to less than 1 nm. We confirmed that pneumatic bellows drive can achieve ultra-precise positioning of nanometer-order which is the research goal.

Key words : Pneumatics, Precise Positioning, Servo Mechanism, Micro Motion Stage, Bellows

1. 緒 論

ナノ・マイクロテクノロジーの進展に伴い、半導体産業や情報機器産業を中心に数ナノオーダーを中心とする超精密位置決めに対する需要が高まっており¹⁾、様々なアクチュエータで研究が行われている²⁾。一般に超精密位置決めは、ひとつのアクチュエータで実現することは困難であり、粗動と微動用とを分け、それぞれの要求にあったアクチュエータが選択されてきた³⁾。その中で圧電（ピエゾ）素子アクチュエータは、応答が速くナノオーダーの微小変位が容易に得られることから、微動用アクチュエータとして多用されている。しかしながら、その変位はアクチュエータ長の0.1%であり、積層形としても高々 40[μm]程度と小さ

く⁴⁾、積層する際に使用される接着剤の耐久性も問題となっている。

このような背景から著者らは圧電素子に代わり空気圧ベローズにより駆動する微動ステージを提案した。このステージ位置をフィードバック制御することにより、位置決め精度は10[nm]以下と圧電素子とほぼ同等でありながら、ストロークは200[μm]となり、約5倍の長ストロークを実現することができた⁵⁾。現在のところ、この精度は位置センサである静電容量センサの分解能により決まっている。また制御方法は単純なフィードフォワードとPI制御であり、このままでは、ナノ精度の位置決めは困難であることが予想される。

そこで本研究では、微動ステージの位置検出にレーザ干渉計を使用し位置分解能の向上を図るとともに、より高精度を実現するための制御手法を検討することによって、ナノオーダーの位置決め精度を実現することを目的とする。

2. 空気圧ベローズにより駆動する微動ステージ

2.1 微動ステージの構造

本研究で使用した空気圧ベローズで駆動する微動ステージをFig. 1に示す。ジュラルミン製であり可動部はコ字

*平成28年11月25日 原稿受付

**東京電機大学

(所在地：東京都足立区千住旭町5番)

***住友重機械工業株式会社

(所在地：大阪市港区海岸4-5-6)

****東京電機大学大学院

(所在地：東京都足立区千住旭町5番)

型の弾性ヒンジによって4点で案内され、左右に取り付けられた空気圧ベローズ内の差圧によって1軸方向に駆動する。ステージ可動部のサイズは $100 \times 50 \times 24$ [mm]である。可動部の質量は 330 [g]である。ベローズはステンレス製、山数4の成型ベローズである。ベローズの有効径は約 12 [mm]、長さは約 18 [mm]である。ステージの圧力-変位特性は先の論文⁵⁾で示した通り差圧 400 [kPa]に対し、 300 [μ m]の変位が得られている。このとき可動部質量とヒンジのばね定数が成す固有周波数は約 60 [Hz]である。

2.2 ステージの駆動方法

Fig. 2はステージの駆動方法の概略図である。ステージの駆動には先の論文⁵⁾と同じノズルフラップ型の3方向サーボ弁2台（ピー・エス・シー製AS110-116）を使用した。供給圧力は安定した圧力が得られるよう約 300 [kPa]とし設計値より低い圧力に設定した。後述するようにサーボ弁からの流体ノイズによりステージ可動部が加振される。この影響を低減させるためにサーボ弁とベローズの間に容積約 4 [cm³]のサブチャンバを設けた。この容積はベローズ単体の2倍程度である。

可動部の位置検出にはレーザ干渉計（レニショー製RLU10）を使用した。このエンコーダは位置を 34 [bit]のデジタル信号で出力する。その分解能である 1 [bit]は 38 [pm]である。計測に必要な反射鏡をステージ可動部に、

Fig. 1 Photograph of micro motion stage

Fig. 2 Schematic diagram of stage drive system

レーザヘッドはステージ外部に設置した。レーザ干渉計はレーザヘッドと反射鏡の間にある空気揺らぎでノイズが発生する。これができるだけ少なくなるよう、ステージ全体をアクリルケースで囲った。これらの装置は空気ばねを用いたパッシブな除振台に設置した。

コントローラには一般的なパーソナルコンピュータを使用し、計測制御ソフトウェアMATLAB Simulink xPC Targetにより制御プログラムを構築した。制御周期は 0.1 [ms]とし、コンピュータへはレーザ干渉計からの位置信号はIOボードを介して入力し、操作量は 16 [bit]のD/A変換器を介してサーボアンプに出力を行った。

3. 微動ステージの制御方法

3.1 微動ステージのシステム方程式

微動ステージの制御を考えるに当たり、次の状態方程式と出力方程式を導出した。

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu \quad (1)$$

$$y = Cx \quad (2)$$

先の論文⁵⁾で示した微動ステージの数学モデルは下記3式から成る。

- ・圧力と流量ゲインによるサーボ弁の流量特性式
- ・ベローズ内空気に成り立つ気体の状態方程式（状態変化は等温変化を仮定）
- ・ステージ可動部の運動方程式

状態変数ベクトルを次式の位置、速度、加速度に取る。

$$x = [x_s \quad v \quad a] \quad (3)$$

すると数学モデルから状態、入力、出力の各行列は次式で与えられる。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\frac{\omega_k^2}{T_p} - \left(\frac{2\zeta_k \omega_k}{T_p} + \omega_k^2 + \omega_a^2 \right) & -\left(\frac{1}{T_p} + 2\zeta_k \omega_k \right) & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2K_i k \frac{\omega_k^2}{T_p} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$C = [1 \quad 0 \quad 0] \quad (6)$$

なお、これらの式で用いた記号の定義は以下の通りである。

a : ステージ加速度	k : ステージばね定数
K_i : サーボ弁圧力ゲイン	T_p : 圧力時定数
u : サーボ弁入力電圧	v : ステージ速度
x_s : ステージ位置	ζ_k : ステージの減衰率
ω_k : ヒンジばねとステージ可動部質量で決まる固有振動数	
ω_a : ベローズ空気ばねと可動部質量で決まる固有振動数	

3.2 制御アルゴリズム

状態方程式から3次系のシステムであることがわかる。これに基づき本ステージの制御方法を検討し、Fig. 3のブロック線図に示すような制御方法を採用した。

システムが3次系であることから適切な減衰を得るためには速度・加速度成分をフィードバックすればよいことが知られている。そこでサーボ弁への入力電圧とセンサからの位置出力から速度・加速度成分をオブザーバにより推定し、位置に加え、それらの推定値をフィードバックすることとした。オブザーバの設計には極配置法を適用し、オブザーバ極が1[kHz]の三重極を持つようにオブザーバゲイン K を決定した。

また制御対象のステージは積分性を有する一般的な空気圧サーボと異なり、ペローズの力をバネで受けるため定位性を有する。したがって、比例および速度・加速度だけではオフセットが生じる。オフセット量は先の数学モデルより推定できる。そこでオフセット量だけ目標値に加えるフィードフォワード要素による補償を行った。フィードフォワード要素だけではサーボ弁やステージのヒステリシスによるオフセットまでも補償できないため、外乱オブザーバによりヒステリシスを推定し、オフセットを除去することとした。

従来はこのフィードフォワードと単純なPI制御を用いていた。それと比べ新たに速度・加速度フィードバックを取り入れ、I動作の代わりに外乱オブザーバを用いたことが従来からの改善点となっている。

フィードフォワードゲインは無制御時の入力電圧とステージ変位との関係から決定し、比例ゲインと積分時間は位置決め精度を重視しながら試行錯誤により決定した。また速度・加速度フィードバックゲインおよび外乱オブザーバのフィルタ特性についても、後述する3.2節にあるように振動が小さくなるように試行錯誤で調整した。

4. 微動ステージの振動特性

超精密位置決めは除振台などから受ける振動の影響も大きい。そこでステージの定常的な振動について調べた。Fig. 4は様々な状態においてのステージの定常 f_s 振動を3秒間計測した結果を示す。Fig. 4(a)はステージの代わりに同じ寸法の鉄板を設置した場合である。図としては表れていないが、測定値は ± 0.5 [nm]ほど絶えず振動していた。これはステージを搭載している除振台の振動による計測系の振動と、空氣の揺らぎによるノイズと考えられる。よって現状の除振台と計測系では1[nm]以下の位置決めは困難であることがわかった。

Fig. 4(b)はサーボ弁に空氣圧を供給しない状態でステージ位置を測定した結果である。振幅の大小はあるが、ステージはゼロ位置を中心に平均して約15[nm]で振動している。この振動はある周波数を持っており、調べたところステージの可動部と弾性ヒンジのバネがなす固有周波数と一致した。したがって、この振動は除振台からの振動伝達によるステージ可動部と弾性ヒンジによる質量バネ系の共振現象であることがわかった。

さらに、空氣を供給して計測した結果をFig. 4(c)に示す。サーボ弁にステージ位置が中立位置となる、すなわち変位がゼロとなる電圧を与えた。固有周波数は先と同じであったが、振幅は最大80[nm]まで増幅された。さらに固有周波数より低い周波数で大きくふらついた。Fig. 4(b)との比較から、このことはサーボ弁の流量変動つまり流体ノイズが原因だと考えられる。以上の結果から、ナノ位置決め制御のためには外乱である除振台からの振動伝達と流体ノイズを低減する必要があることがわかる。流体ノイズについては、圧力制御する容積を増加させることにより、同じ流量変動があっても圧力変動は小さく、結果としてステージの振動を低減できる。そこで2章で述べたようにペローズ以外にサブチャンバを設置した。このときの振動特性がFig. 4(d)である。サブチャンバがないFig. 4(c)に比べ、振動

Fig. 3 Block diagram of control algorithm for stage drive

Fig. 4 Steady vibration of Stage

とふらつきが低減されていることがわかる。

この状態で目標位置をゼロとして制御した結果をFig. 4(e)に示す。固有周波数の振動成分は速度・加速度フィードバックにより、ふらつきは外乱オブザーバにより低減できることがわかった。そこで振動特性が最も良好となるよう試行錯誤により、各ゲインと外乱オブザーバのフィルタ特性を調整した。その結果、振動はFig. 4(e)のように5～10 [nm]程度となった。Fig. 7(a)の振動レベルまでは低減できなかったが、3章で示した制御手法により、除振台からの振動伝達と流体ノイズの影響をナノ位置決めが可能なレベルまで改善することができた。

5. 位置決め制御結果

5.1 ステップ応答

Fig. 5は制御方法とゲイン等はFig. 4(e)の場合と同じとし

て、ステージの中立位置からステップの大きさを変えて応答を調べた結果を示す。レーザ干渉計は機械的な原点を持たないことから、原点は制御を開始する前の中立位置、すなわちサーボ弁に等しい平衡電圧を掛けた時に静止する位置に取った。この位置はサーボ弁およびベローズのヒステリシスのため毎回ずれるが、Fig. 5の応答への影響は全く見られなかった。

ステップ幅100[nm]のFig. 5(a)には従来の制御手法による結果も示してある。この図を見ると、従来の制御法では一定時間が経過してもステージの応答は整定してない。ナノ位置決めのためには従来の制御法では不十分であることがわかる。これに比べ、今回用いた制御手法では、立ち上がりの減衰が多少大きいものの応答は整定し、速度・加速度

(a) Step amplitude 100 [nm]

(b) Step amplitude 10 [nm]

(c) Step amplitude 1 [nm]

Fig. 5 Step responses of Stage

フィードバックと外乱オブザーバの有効性がわかる。結果としては示さないが、速度・加速度フィードバックを行っても、従来の制御手法である単純なI動作ではふらつきが残ることもわかった。

Fig. 5(b), (c)に目標位置をそれぞれ10[nm], 1[nm]とした時のステップ応答を示す。Fig. 5(c)のステップ幅が1[nm]では振動が大きく、そのままでは移動が確認できなかった。そこで得られたデータに300点の移動平均を施して結果を表示した。Fig. 5(b)では、整定時も応答は振動しているが、ステージは10[nm]を移動していることがわかる。このことよりステージの分解能は10[nm]以下であると言える。Fig. 5(c)より1[nm]の目標位置に対して変位していることが確認できる。したがって、目標値に対する感度は1[nm]以上であると結論できる。

5.2 駆動方向と位置の影響

ステージの駆動方向を変えたときのステップ応答についても調べた。Fig. 6にステージの中立位置からステップ幅-10[nm]を加えたときの応答を示す。Fig. 5(b)の応答結果と比較すると立ち上がり速度や整定の挙動などが同じであることがわかる。位置精度とばらつきも同じである。ステップ幅の大きさを変えても実験を行ったが、同じ応答であると判断できた。これからステージの特性は対称であり駆動方向による応答の影響はないことが確認できた。

制御結果はサーボ弁の非線形性やステージの特性により位置が変わると異なる可能性がある。この点についても調べた。ステージ位置を50[μ m]の地点まで移動させ、その後10[nm]のステップを入れた結果がFig. 7である。制御方法とゲイン等は先と同様とした。図より立ち上がり速度はFig. 5(b)に近いがオフセットが残り、目標位置に達するまでに時間を要している。このことはサーボ弁の特性、特にこの場合は圧力流量特性が非線形であることが要因と考えられる。位置が変わるとサーボ弁のベローズ内の圧力が供給圧力または大気圧近づき流量ゲインが下がり応答性が悪くなるためと考えられる。今後は位置に応じて比例ゲインや積分時間を変更する制御アルゴリズムを組み込むなど、この非線形性を考慮した制御とする必要があることがわかった。しかしながら整定後は目標値と一致しており、ばらつきも中立点付近と変わらないことが確認できた。データとしては示さないが、50[μ m]以外の場所でも実験を行った結果、応答の様相はFig. 5(c)やFig. 7と同じであったが、原点から場所が遠くなるほど立ち上がり時間が遅くなり、目標位置までに達する時間が長くなる傾向があった。このことも流量ゲインに起因していると考えられる。

5.3 位置決め精度

目標位置を25[μ m]づつ変化させ、整定時の位置を計測した。その結果をFig. 8に示す。ステップ応答からわかるようにステージ位置は変動している、このような場合、精度はかたより e とばらつき σ で評価される。かたより e は目標

Fig. 6 Step response driven to opposite direction

Fig. 7 Step response driven at another position

Fig. 8 Positioning characteristics of stage

位置と位置データの平均値との差から求められ、図中これを黒丸でプロットした。またばらつき σ は位置データと目標値との差の標準偏差として求められ、 $\pm 3\sigma$ の値を図中にエラーバーで示した。

図よりかたよりはいずれの位置でも小さく、最大でも目標位置75[μ m]のとき $e=0.7$ [nm]であり、ナノメートルの超精密位置決めが実現できていることがわかった。一方、ばら

つきは、いずれの位置においても10[nm]前後であり、目標位置 $-75[\mu\text{m}]$ のときに最大 $3\sigma=\pm 15[\text{nm}]$ となった。本ステージを数ナノの精度が必要とされる場面に応用する場合は、ばらつきが大き過ぎ十分とは言えない。今後、ばらつきについては改善する必要があることが明らかになった。

6. 結 論

本研究では空気圧ベローズで駆動する微動ステージの制御機器および位置検出器の分解能を向上させるとともに、制御手法を改善することによりナノオーダーの位置決め精度を実現した。結果として、目標としたナノメートルオーダーの超精密位置決め制御が可能であり、ステージの中心付近では $e\pm 3\sigma=0.7\pm 10[\text{nm}]$ 、分解能は1[nm]以下であることを確認した。

ステージは流体ノイズにより絶えず振動しており、流体ノイズを低減できれば、サブナノメートルの位置決めが可能であると考えられる。今後は流体ノイズ低減の観点から

研究を行い、より高精度な位置決めを目指す必要がある。

参 考 文 献

- 1) 大塚：ナノテクノロジーと超精密位置決め技術，工業調査会（2005）
- 2) Z. Zhu, B and Zhang：A linear piezomotor integrated by a monolithic flexural frame, IEEE/ASME Trans Mech des, p. 119, 414-417（1997）
- 3) Y. Liu, R. Fung and C. Wang：Precision position control using combined piezo-VCM actuators, Precision Engineering, 29, 411-422（2005）
- 4) 岡田，安藤：SUS204金属ベローズの結晶粒径と疲労強度の関係，ばね論文集，2003-48, p. 1-6（2003）
- 5) T. Fujita, K. Sakaki, Y. Takagi, K. Kawashima, T. Kagawa：Obama, B., Bush, G.W.：Ultra Precise Positioning of a Stage Driven by Pneumatic Bellows, Int. J. of Automation Technology, 5-4, p. 508-515（2011）