超精密研削加工用 3 自由度位置決めステージ の開発 (第 1 報) *

— 簡単なモデルと実験 —

陳 華偉** 張 大衛*** 毛利泰裕† 萩原一郎†

Development of a Novel 3-DOF Positioning Stage for Ultra-precision Grinding (1st report)

— Simple Model and Experiment —

Huawei CHEN, Dawei ZHANG, Yasuhiro MOHRI and Ichiro HAGIWARA

This paper shows a development of a novel 3-DOF positioning stage for ultra-precision grinding machine. The stage utilizes three stacked piezoelectric (PZT) actuators to control the orientation errors of the moving part and to improve stiffness. For purpose of eliminating the hysteresis of PZT actuator and improving the property of response, three high positioning sensors (capacitive sensor) are used for the closed loop control and three flexure hinges are designed as guide. Not only the structure of flexure hinge but also the location of each flexure hinge on the moving platform is also elaborately designed in order to provide the sufficient pre-load and minimize the bending deformation of ultra-precision positioning stage. On the basis of static and dynamic model developed, the algorithm for closed loop control is proposed by own. Finally, the experiments have been carried out to evaluate the static and dynamic performance of the stage and the results show that the static and dynamic models proposed are in well agreement with the experiment results and 4nm resolution can be achieved.

Key words: positioning stage, stacked piezoelectric actuator, PZT, capacitive sensor, ultra-precision grinding

1. はじめに

近年、マイクロプロセッサ技術や制御技術の進歩に伴い、その露光や計測に必要な高出力レーザ用の金属反射鏡や非球面レンズ等の表面加工精度をナノメートルオーダまで実現する超精密研削機が強く要求されつつある。このような研削機を実現するために積層型圧電素子（以下、PZT）を駆動機構とし、高速応答性及びナノメートルオーダの分解能を持つ位置決めステージが提案されてきた¹⁻⁷⁾。

代表的な単自由度位置決めステージの構造として、板ばねや円弧ばねを介して 1 個の PZT を駆動軸に配置したものが挙げられる。この方式はコストが安く、機構・制御系の設計が比較的容易であるが、PZT の軸方向の剛性は板ばねや弾性ヒンジによる振じり剛性より高いため、中心部の剛性が強く、他の部分での剛性が弱い。注意すべきことは、ここで述べている剛性とは、研削テーブル（以下、テーブル）そのものの剛性ではなく、テーブルを支持する種々の部品の剛性が小さいため生じるテーブルの傾きやねじりに対応するテーブルの等価な剛性であり、一般にテーブルそのものの剛性は高い。先に述べたように、1 個の PZT の場合は、位置決めステージ（以下、ステージ）の中心部と外縁部で剛性が大きく異なるため、加工精度を高めようとすると、ステージの中心部しか使用できず、加工範囲が狭くなる。また、組み立ての不具合や研削時に起因する傾きも補正できない¹⁾。これら傾きなどの誤差をリアルタイムで補正し、

ステージの精度の向上と均一な高剛性の実現のためには、複数の PZT を使用するのが有効と考えられる。

鐘らは 3 個の PZT と 3 個の静電容量式変位センサ（以下、変位計）による超精密加工用位置決めステージを開発したが、14 μm ステップ応答に対して約 0.15s の立ち上がり時間と 0.05 μm の分解能という性能にとどまった⁴⁾。その原因は、テーブルと PZT の接触部分が点接触になっているため低剛性であること、変位計を PZT の真下に配置し、かつ、テーブルの変位ではなく、伝達具の変位を測定したため、テーブルと伝達具の変位や研削力による撓みが補正されないこと、変位計から PZT へ一対一に独立に制御していることが挙げられる。

Kim らは、変位計は使用せず、電圧フィードバックによる 3 個の PZT を用いたステージを構築した^{2), 3)}。このステージでは、事前に測定した PZT のヒステリシス特性に対応する信号をフィードバック信号に含め、PZT のヒステリシスを削減しようとした。しかし、ヒステリシスを引き起こす要因は単純でないため、ヒステリシスはあまり除去できず、3.5 μm ステップ応答に対する立ち上がり時間は約 0.1s で、テーブルの分解能は 0.5 μm にも達しなかった。

これらのステージはどちらも高い軸方向剛性を有しているが、上述の傾き、たわみなどの誤差をリアルタイムで補正するのは難しかった。ナノメートルオーダまでの研削加工精度を実現させるためには、ステージの剛性と分解能および応答速度をより高める必要がある。そこで、本研究では、弾性ヒンジを介し、3 個の PZT を配置する 3 自由度の超精密位置決めステージの開発を試みた。伝達具とテーブルとの点接触による低剛性の悪影響を避け、研削力によるたわみを補償するため、3 個の変位計を PZT の真下ではなく別の場所に配置し、これらを相互に制御するシステムを構築した。また、開発したステージの

* 原稿受付 平成 16 年 6 月 30 日

** 学生会員 東京工業大学大学院理工学研究科（東京都目黒区大岡山 2-12-1）

*** 天津大学大学院（中国天津市南开区衛津路 92）

† 正会員 東京工業大学大学院

テーブル面の剛性を求めるため、モデルを構築し式を導出した。ついで、テーブル面の剛性を計算し、実験値と比較した。更に開発したステージの分解能、テーブルの開・閉ループ両制御による応答特性、最大傾斜角度を調べた。

2. 位置決めステージの構造

高分解能、高速応答のステージの設計指針として、以下の要求を満たすようにした。

- 1) 加工中の研削抵抗 (負荷) が変化するとき、テーブルの変位量を検出してフィードバック制御し、高剛性を保つ。
- 2) PZT はせん断力に弱いので、テーブルの支持方法をせん断力に対して強い構造にする。
- 3) 3 個の PZT の制御により被加工面を水平に保つ。または、指令した方向に微小角度傾斜できる。

以上の設計指針に従って、開発したステージの構造を図 1 に示す。図に示すように、ステージのアクチュエータ、3 個の PZT (定格変位 $15\mu\text{m}$) は、ステージの軸心を中心とした円を三等分したところに、テーブル (table) とベースで挟まれるように配置した。ベース上に PZT を固定し、その上部に伝達具 (flexible tip) を取り付けた。これは PZT をせん断力から保護するためのものである。テーブルを固定する弾性ヒンジは垂直方向には柔らかく、水平方向には硬い構造に設計したので (表 1 参照)、テーブルは横方向及びねじりに対して高い剛性をもつ。これらはボルト締めで固定している。弾性ヒンジ・伝達具及び PZT を密着させるために、ボルトにより調整し、ある程度 50N の予圧を加えた。テーブルを設計する時、加工範囲を考慮したうえで、テーブルの寸法は直径 207mm×厚さ 27mm とした。

3 個の変位計は、図 1 に示すように 3 個の PZT と 60° 違いに同一円周上に配置した。この配置により、変位計はテーブルの変位を直接測定するので、弾性ヒンジ、伝達具のたわみの影響や PZT のヒステリシスの影響を受けない。なお、使用した PZT、変位計などの仕様を表 1 に示す。

Fig. 1 Mechanical structure of the stage

Table 1 Specifications of units used in positioning stage

Name of Unit	Specification
Stacked piezoelectric actuator	Company: PI-Polytec Group
	Shape: ring
	Length: 47mm
	Electrical capacitance: $7.2\mu\text{F}$
	Rated force: 3000N
Capacitive displacement sensor	PI-Polytec Group D-100
	resolution: $<0.01\text{nm}$
	Normal measuring range: $100\mu\text{m}$
Flexible tip	frequency range: 0-7.5kHz
	Axial stiffness: $200\text{N}/\mu\text{m}$
	Bending stiffness: $40\text{Nm}/\text{rad}$
Table	Tilting angle: $\pm 0.5^\circ$
	Material: Steel
	Diameter: 207mm
Flexure hinge	Thickness: 27mm
	Bending stiffness: $140\text{Nm}/\text{rad}$
	Shear stiffness $65\text{N}/\mu\text{m}$
Flexure hinge	Horizontal stiffness: $720\text{N}/\mu\text{m}$

Fig. 2 Dynamic model of the table

3. 動的モデルと性能解析

主な記号：

- k_{pzt} PZT のばね定数
- k_{ft} 伝達具のばね定数
- k_{es} 弾性ヒンジの軸方向の等価ばね定数
- k_{el} 弾性ヒンジの縦方向のばね定数
- k_{cs} 伝達具と弾性ヒンジの接触変形に起因するばね定数
- r PZT と変位計を配置する円の半径、 $r=80\text{mm}$
- h_z テーブルの厚さ
- $F_n(t)$ 研削力の法線力
- $F_t(t)$ 研削力の接線力
- m テーブルと弾性ヒンジの可動部分を合わせた質量、 $m=7.7\text{kg}$
- ζ_i ($i=x,y,z$) 減衰比
- I_x テーブルの X 軸回りの慣性モーメント、 $I_x=0.017\text{kg}\cdot\text{m}^2$
- I_y テーブルの Y 軸回りの慣性モーメント、 $I_y=0.017\text{kg}\cdot\text{m}^2$
- f_{nx} テーブルの X 軸まわりの固有振動数
- f_{ny} テーブルの Y 軸まわりの固有振動数
- f_{nz} テーブルの Z 軸方向の固有振動数

開発したステージの静および動特性を調べるために、ステージの各部品を線形ばねと仮定して、図 2 に示すような機械モデルを用いて計算を進める。PZT の弾性特性を線形で取り扱った

のは、先の研究でヒステリシスを考慮しても良い結果が得られなかったこと、また、計算が簡単のためである。

今 X 軸方向と平行に研削を行う場合を考える。まず、静特性から計算する。定常研削力 $F=F_0$ がテーブルの一点 $D(x_d, y_d)$ に加えられると、この力は図 2 に示すように、法線力 $F_n(t)=F_{n0}$ と接線力 $F_t(t)=F_{t0}$ に分けられる。これらの力による任意の点での Z 軸方向の変位 $z_t(x, y)$ は

$$z_t(x, y) = \frac{2}{3r^2 k_{ss}} \left[F_{n0} y_d y + (F_{t0} h_z + F_{n0} x_d) x + \frac{r^2 F_{n0}}{2} \right] \quad (1)$$

によって求められる¹⁾。

$$\text{ここで, } k_{ss} = k_{es} + \frac{1}{1/k_{cs} + 1/k_{pzt} + 1/k_{ft}}.$$

実際の超精密研削では、法線力が接線力より大きく、また、式(1)からわかるように、接線力の Z 方向の変位を与える割合は法線力の割合より小さいので、接線力を無視し、 (x_d, y_d) の代わり、 (x, y) を式(1)に代入すれば、Z 軸方向の任意の位置での静剛性 $k_{ss}(x, y)$ が求められる。

$$k_{ss}(x, y) = \frac{F_{n0}}{z_t(x, y)} = \frac{3r^2 k_{ss}}{2(x^2 + y^2) + r^2} \quad (2)$$

同じように、テーブルに $F_n(t) = F_{n0} \sin \omega t$ の正弦状研削力が作用すると、この研削力に起因する法線方向の力による変位 $z_{td}(x, y, t)$ は

$$z_{td}(x, y, t) = z_t(0, 0, t) + x \tan(\theta_y(t)) + y \tan(\theta_x(t)) \quad (3)$$

となる。ただし、

$$z_t(0, 0, t) = \frac{F_{n0}/m}{\omega_{nz}^2 \sqrt{(1-\lambda_z^2)^2 + 4\xi_z^2 \lambda_z^2}} \sin \left(\omega t - \tan^{-1} \left(\frac{2\xi_z \lambda_z}{1-\lambda_z^2} \right) \right)$$

$$\theta_x(t) = \frac{y_d F_{n0}/I_x}{\omega_{nx}^2 \sqrt{(1-\lambda_x^2)^2 + 4\xi_x^2 \lambda_x^2}} \sin \left(\omega t - \tan^{-1} \left(\frac{2\xi_x \lambda_x}{1-\lambda_x^2} \right) \right)$$

$$\theta_y(t) = \frac{(x_d F_{n0} + h_z F_{t0})/I_y}{\omega_{ny}^2 \sqrt{(1-\lambda_y^2)^2 + 4\xi_y^2 \lambda_y^2}} \sin \left(\omega t - \tan^{-1} \left(\frac{2\xi_y \lambda_y}{1-\lambda_y^2} \right) \right)$$

$$\lambda_z = \frac{\omega}{\omega_{nz}} = \frac{f}{f_{nz}}, \quad \lambda_x = \frac{\omega}{\omega_{nx}} = \frac{f}{f_{nx}}, \quad \lambda_y = \frac{\omega}{\omega_{ny}} = \frac{f}{f_{ny}}$$

$$\omega_{nz} = \sqrt{3k_{ss}/m}, \quad \omega_{nx} = \sqrt{3k_{ss}r^2/I_x}, \quad \omega_{ny} = \sqrt{3k_{ss}r^2/I_y}.$$

これらの式より、最小の動剛性 $k_{ids}(x, y, \omega)$ を

$$k_{ids}(x, y, \omega) = \frac{F_{n0}}{|z_{td}(x, y, t)|_{\max}} \quad (4)$$

によって表す。

4. 制御システムの構築

4.1 数学モデル

図 3 はテーブルに対する PZT と変位計の配置を示す。 $P_j (j=1, 2, 3)$ が PZT の、 $S_j (j=1, 2, 3)$ が変位計の位置を表す。3 個の PZT により 1 平面が決まり、3 個の変位計の変位量により 1 平面が決まる。これら 2 つの平面を一致させるための閉ループ制御システムを構築する必要がある。今、3 個の PZT の伸縮により、テーブルが垂直方向に変位し、ある軸まわりに微小回転する場合を考える。このとき、テーブルは Z 軸方向に z_0 だけ変位すると共に、X, Y 軸面上の任意の軸 l_1, l_2 に関し

Fig. 3 Location of each actuator P_n and sensor $S_n (n=1, 2, 3)$

て θ だけ回転したとすると、テーブル上の任意の点 (x, y) の Z 方向の変位量を求めると次のように書ける。

$$z = \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} r \sin \phi & r \cos \phi & 1 \\ r \cos \phi & -r \sin \phi & 1 \\ -r \cos \phi & r \sin \phi & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} z_0 + r \sin \theta \\ z_0 \\ z_0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

ここで、 ϕ は l_1, l_2 と X 軸のなす角度である。

式(5)を用いて、各 PZT の座標での変位、 $z_{0pzt i} (i=1, 2, 3)$ を計算すると式(6)を得る。

$$\begin{bmatrix} z_{0pzt1} \\ z_{0pzt2} \\ z_{0pzt3} \end{bmatrix} = A(\phi) \begin{bmatrix} z_0 + r \sin \theta \\ z_0 \\ z_0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

ここで、PZT の座標は、図 3 から分かるように、 $PZT_1 = (0, r)$, $PZT_2 = (r\sqrt{3}/2, -r/2)$, $PZT_3 = (-r\sqrt{3}/2, r/2)$ であるから、式(6)の変換行列 $A(\phi)$ は

$$A(\phi) = \begin{bmatrix} 0 & r & 1 \\ \frac{\sqrt{3}}{2}r & -\frac{r}{2} & 1 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}r & \frac{r}{2} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \sin \phi & r \cos \phi & 1 \\ r \cos \phi & -r \sin \phi & 1 \\ -r \cos \phi & r \sin \phi & 1 \end{bmatrix}^{-1}$$

によって与えられる。

今度は PZT に電圧を印加し、3 個の変位計により測定された変位量を z_{s1} , z_{s2} , z_{s3} とすると、テーブル上の点 (x, y) の Z 軸方向変位は、

$$z = \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{3}}{2}r & \frac{1}{2}r & 1 \\ 0 & -r & 1 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}r & \frac{1}{2}r & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} z_{s1} \\ z_{s2} \\ z_{s3} \end{bmatrix} \quad (7)$$

となる。これより、3 個の変位計から定められる平面により PZT の実際の変位量 $z_{pzt i} (i=1, 2, 3)$ は

$$\begin{bmatrix} z_{pzt1} \\ z_{pzt2} \\ z_{pzt3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & r & 1 \\ \frac{\sqrt{3}}{2}r & -\frac{1}{2}r & 1 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}r & \frac{1}{2}r & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{3}}{2}r & \frac{1}{2}r & 1 \\ 0 & -r & 1 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}r & \frac{1}{2}r & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} z_{s1} \\ z_{s2} \\ z_{s3} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$= M(r) \begin{bmatrix} z_{s1} \\ z_{s2} \\ z_{s3} \end{bmatrix}$$

により求められる。

Fig. 5 Environment noise on the table

4. 2 圧電素子変位制御

一般に、速度信号を入力にフィードバックすると、系の極は s 平面の左方向に移動し、共振を抑制することができる。しかし、本ステージの構成では変位信号のみを検出しており、速度信号は直接得られない。そこで、本研究では、未知なる状態量 $\hat{x}$ の推測値 $\hat{x}$ をオブザーバによって発生させ、図 4(a)に示すように、変位 x とともに印加電圧にフィードバックすることによって、ステージの位置・姿勢に対して安定な制御を行う。目標とするステージの位置 z_0 と姿勢 θ の値を式(6)に代入して、各 PZT の目標変位量 $z_{0pzt}(i=1,2,3)$ を算出する。そして、各変位計の測定変位量 $z_{si}(i=1,2,3)$ により、PZT の実際変位量を算出し、印加電圧を求める。この制御系はオブザーバによって速度信号を得ている以外は、通常の PID 制御と等価である。

5. 実験装置および実験方法

図 4(b)に制御システム及び測定装置の概要を示す。このシステムには 16bit の A/D、D/A 変換器、アンプ (PI E505)、フィルタ (EF4-03 LP/HP) を用いた。使用しているアンプの最大出力電流は 2A で、本 PZT を用いたときの周波数域は 0~600Hz である。テーブルの挙動は 1nm の分解能を持つレーザ干渉計 (Renishaw ML 10/EC10) を用いて測定した。実験中、騒音振動などの外乱影響を避けるためには、アイソレータ付光学定盤 (Newport RS 2000) 上にステージを固定し、恒温室内 (室内温度: 23 ± 0.1) で実験を行った。

実験はまず、テーブルの中心を測定位置とし実験環境での外乱ノイズを測定した。また、同じ測定条件で、開発したステージの PZT のヒステリシス特性、応答特性および分解能に

Fig. 6 Hysteresis loop in the table movement

ついて調べた。さらに、プッシュプルゲージにより静的な力をテーブルの中心または他の位置に加え、ステージの静剛性を調べた。同様に、インパルス加振法を利用し、ステージの動剛性も調べた。最後に、2個の PZT (例えば、 P_2 , P_3 , 図 3 参照) に最大許容電圧 100V を加え、他の PZT (P_1) を 0V としたとき、Y 軸上の 2 点 (P_1 , S_1) で変位を測定し、テーブルの最大傾斜角度を調べた。

6. 計算および実験結果

図 5 は恒温室内においた測定装置の外乱ノイズを示す。2nm 程度の変動は主に本ステージおよびその測定系の設置環境における床振動やレーザ干渉計のノイズと考えられる。

図 6 はステージの静特性を示す。PZT には 10 倍の増幅器が接続されているので、増幅器への最大入力電圧 10V に対して圧電素子単体では約 15μm の変位が得られる予定であるが、ステージに組み込んだときには弾性ヒンジの予圧力により変位が 11.8μm に圧縮されている。図 6 を見ると、開ループでは PZT にヒステリシス特性が見られる。また、ここでは示されていないが、印加電圧が一定となった後も変位がゆっくりと変化するクリープ現象も確認された。

図 7 は閉ループ制御で 3.4mV の階段状入力に対するステージ応答の測定結果を示す。この図から明らかなように、測定データには外乱ノイズが常時含まれているものの、ステージが指令値に追従し、ステップ的に移動していることが確認できる。開発したステージでは 2nm 程度の外乱ノイズがある。階段状入力を 3.4mV 以下にすると、出力変位は正しい階段状ではなくなった。これより、このステージの分解能について

Fig. 7 Resolution of the table

Fig. 8 Step response to 5V control voltage

Fig. 9 Slope response with 5V control voltage

4nm は確保されていることが分かった。もし外乱ノイズが更に低くなれば、本ステージの分解能は更に高められよう。

図 8 に開ループでのステップ駆動による応答を示す。試作されたステージの減衰が小さいため、ステップ駆動に対する整定時間が長く、行き過ぎも大きい。現われている減衰振動の周波数は本位置決めステージの一次固有振動数、450Hz である。著者らの研究によりランプ信号を入力信号とすれば整定時間が削減され、行き過ぎも抑制されることが明らかになったので⁹⁾、この方法を用いた。開ループでのランプ信号による応答を図 9 に示す。開ループでもランプ信号により整定時間や行き過ぎ量などが改善されていることがわかる。

図 10 は閉ループでのステップ応答の実験結果を示す。図 9 の開ループでのものと比べると、整定時間が著しく向上していることが分かる。とくに閉ループでは整定時間は 0.01s 以下に短縮された。また、30N のインパルス外乱を加えても発散せず、短時間で抑制されることがわかる。

図 11 は理論式(2)による開ループでの静剛性の計算結果を示す。開ループでの本ステージの中心部の静剛性はほぼ 104.1N/μm である。この値は超精密加工に対しては不足である。また、テーブルの平面上の剛性分布は Z 軸方向に関して対称である。

Fig. 10 Response to step input with disturbance

Fig. 11 Theoretical static stiffness of the table

Fig. 12 Experimental static stiffness of the table

図 12 は開ループでテーブルの上平面の剛性を測定した実験結果である。プッシュプルゲージにより静的な力をテーブルに加えて、開ループでのステージの静剛性を調べた。ステージの中心部において、104N の静的な力を加えると、1μm 程度の変位を生じた。図 12 と図 11 を比べると、実験結果は計算された静剛性と良い一致を示したため、本ステージで提案した静剛性の計算方法は妥当性があることがわかる。図 11、12 で示したように、開ループでは、テーブル外周部での剛性が中心部の剛性より弱いので、研削力が増えられたとき、テーブル面の傾きが起こりやすい。また、図 12 の実験結果では計算値と同じように対称になるはずであるが、PZT を配置したあたりにわずかの突出が現れている。これは PZT の位置での剛性が全面の剛性より高くなっているものと考えられる。

図 13 は閉ループでテーブル上平面の剛性を測定した実験結果である。図 11、12 と比べると、閉ループ制御によりテーブルの上平面での剛性分布はほぼ一定で、テーブルの位置に関わらず静剛性は 650N/μm 以上になっていることが分かる。理論的には、静剛性は無限大であるが、実際のループゲインは有限値なので、この程度になっている。研削力があまり強くないので、この値は実用上十分大きいと考える。

図 14 は、開ループにおいて、テーブル上の点 D (-40mm, -80mm) に 5N の力を Z 軸方向に加えたときの静的変位を式(1)より計算した結果を示す。開・閉ループでの実験結果を図 15 に示す。これらの図に示すように、開ループでは静的変位が大きく、閉ループでは小さく、Z 軸方向の静的変位が 50nm 以下である。計算結果と実験結果とはよく一致している。

表 1 に示した本ステージのパラメータを式(4)に代入し、開ループにおける動剛性の計算結果を図 16 に示す。加振力は 125Hz の正弦波を用いた。これはテーブル本体のたわみに対

Fig. 13 Experimental static stiffness of the table

Fig. 14 Theoretical static error of the table

Fig. 15 Experimental static error of the table

Fig. 16 Theoretical dynamic stiffness of the table

Fig. 17 Experimental dynamic stiffness of the table

する最低固有振動数 584Hz の約 1/5 であるから、テーブル本体は剛体と考えて良い。動剛性のピーク値は 86.5N/μm である。一方、その測定結果を図 17 に示す。中心部の動剛性が一番大きく、約 93.6N/μm であった。計算結果と測定結果と比べると、動剛性の強度分布はほぼ同じであるが、ピーク値が計算値より 8.2 パーセント高い。なお、測定は加振点をテーブル上の各測定点に移動し行った。

7. 結 論

本研究では、位置決めステージの高応答特性、高剛性、高精度化を目的として、3 個の PZT と 3 個の変位計を用いた超精密研削用 3 自由度のステージを開発し、諸特性の計算ならびに測定結果より、以下の結果を得た。

- (1) 開発したステージは、以下の仕様を得ることができた。
作 動 距 離 11.8μm
分 解 能 4nm 以下
最大 傾 斜 角 度 19.5s
- (2) 閉ループ制御により、単自由度ステージで実現できないテーブルの上平面の均一な剛性分布が得られ、その値は 650N/μm 以上を達成できた。
- (3) 5.5μm のステップ応答に対して、0.01s 以下の整定時間が得られ、高速化の目的が実現された。
- (4) 開ループ状態におけるテーブルの静剛性および動剛性を計算する数学モデルを提案した。これらのモデルによる計算結果は実験結果と良い一致を示し、提案した数学モデルの妥当性が確認された。

参 考 文 献

- 1) Y. Gao, D.W. Zhang and C. W. Yu: Dynamic modeling of a novel workpiece table for active surface grinding control, Int. J. of Machine Tools & Manufacture, **41**, (2001) 609.
- 2) J. D. Kim and S. R. Nam: A piezoelectrically driven micro-positioning system for the ductile-mode grinding of grinding materials, J. of Materials Processing technology, **61**, (1997) 310.
- 3) J. D. Kim and S. R. Nam: Development of a micro-positioning grinding table using piezoelectric voltage feedback, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers Part B-Journal of Engineering Manufacture, **209**, B6, (1995) 469.
- 4) 鐘 兆偉, 中川威雄: 超精密加工用変位テーブルの開発とそれを用いた面形状創成, 精密工学会誌, **57**, 7 (1991) 1265.
- 5) 岡崎祐一: 圧電素子を用いた微小変位工具台, 精密工学会誌, **54**, 7 (1988) 1375.
- 6) 東条 徹, 杉原和佳: 圧電素子を用いた高精度回転機構 (第 1 報), 精密工学会誌, **53**, 6 (1987) 879.
- 7) 久曾神雄, 山本剛明, 磯部浩巳: 圧電素子を用いた高剛性多自由度微動機構 (第 3 報) - 簡易型 5 自由度機構の開発 -, 精密工学会誌, **63**, 2 (1997) 223.
- 8) 竹内芳美, 坂本正史, 浅尾晃通, 中村 平: 圧電素子による旋削加工精度制御, 精密工学会誌, **53**, 10 (1987) 1576.
- 9) Yongsheng Gao, Dawei Zhang, Chi Wai Yu, Zhiyong Yang, Shuet Fung Tse, Detachment modelling of a novel workpiece micro-positioning table under preloaded hertz contact, Precision Engineering, **26**, (2002) 83.