研究論文

静圧支持回転軸系の回転振れ自動補正機構*

——提案と基本動作特性——

野村 武彦** 金井 彰*** 宮下 政和†

A Study of Automatic Radial Runout Compensator for Hydrostatically Supported Spindle

Takehiko NOMURA, Akira KANAI and Masakazu MIYASHITA

The possibility of a hydrostatically supported spindle having small radial runout not exceeding $0.01\mu\text{m}$ is examined. The new mechanism compensating the radial motion error is proposed. The mechanism consists of two micropositioning devices called closed looped differential hydrostatic actuator, and their operating directions are at right angle each other. The micropositioning device, having a stiffness of the order of $10^4\text{ N}/\mu\text{m}$, controls the radial motion of a spindle within $0.001\mu\text{m}$. The experimentation shows that the resolution is within $0.001\mu\text{m}$, the bandwidth of the control system is about 90 Hz, and the interference between the two positioning devices is negligible small. The radial motion error may be compensated by the proposed mechanism.

Key words: ultra precision technology, servo control, hydrostatic actuator, micro positioning, spindle runout compensator

1. 緒 言

高精度回転軸系の軸受要素に静圧軸受をよく用いる¹⁾。これは精密な運動機構の要素として、静圧軸受が理想的な非接触案内機構であるため、作動流体を空気として回転精度が $0.03\mu\text{m}$ 、剛性が $60\sim 200\text{ N}/\mu\text{m}$ の加工機用の回転軸系が開発されている^{2)~4)}。しかし、今後必要とされる回転精度が $0.01\mu\text{m}$ 以内の超精密運動機械⁵⁾⁶⁾の要素に静圧軸受を適用するとき、精度限界を超える新しい技術が必要になる。

回転振れには回転軸系固有のものと外部から力を受けて発生するものがある。静圧支持回転軸系では回転軸が唯一の運動基準部品で、その形状と静圧パッドの配置条件との幾何学的な関係から回転軸系固有の回転振れが発生する。外力はカップリングじょう乱や負荷

変動、外部振動等がある。回転振れを除去し、 $0.01\mu\text{m}$ 以下の回転精度を得る新しい技術には、運動基準部品の精度に左右されない機構と、高い剛性が必要である。

運動基準部品の精度限界を超える手法の一つに運動誤差の補正がある。補正機構のアクチュエータとして必要な機能は、回転軸の半径方向運動の非接触操作と、 $0.01\mu\text{m}$ 以内の回転振れ補正を可能にする $0.001\mu\text{m}$ の運動分解能および高剛性である。そこで回転振れをオンライン測定してその回転誤差をフィードバック制御する、回転振れ自動補正機構を提案する。静圧支持回転軸系の回転振れはたかだか $0.1\mu\text{m}$ 台であるから、補正動作範囲は $1\mu\text{m}$ もあれば十分である。静圧軸受のすきま制御による力操作型微細位置決め機構⁷⁾⁸⁾は上記諸条件に合致し、静圧支持した回転軸を対象とする補正機構のアクチュエータとして応用できる。

回転振れを補正するには、回転中心の半径方向運動を直交する2軸方向に分解して補正する微細位置決め機構を採用する。以下、この2軸をX軸とY軸とする。補正精度を支配する機構上の要因は、X、Y微細位置決め機構の分解能や剛性、動特性等の位置決め特性や、X、Y軸の相互干渉である。これらの要因に対し、提案する補正機構が $0.01\mu\text{m}$ 以内の回転精度を満たすのに必要な機能について実験した。実験装置には油

* 原稿受付 昭和61年7月16日。昭和55年度精機学会春季大会学術講演会(昭和55年3月28日)および昭和56年度精機学会春季大会学術講演会(昭和56年3月29日)にて発表

** 正会員 東京都立大学大学院(現、(株)東芝：横浜市磯子区新杉田町8)

*** 正会員 東京都立大学工学部(東京都世田谷区深沢2-1-1)

† 正会員 東京都立大学工学部(現、足利工業大学工学部：足利市大前町268)

- ① Differential amplifier ⑤ Transducer
 ② Compensating network ⑥ Rotating shaft
 ③ Servo amplifier ⑦ Hydrostatic bearing (front)
 ④ Servo valve ⑧ Hydrostatic bearing (rear)

Fig. 1 Schematic diagram of the spindle runout compensator

を作動流体とする既存の静圧支持回転軸系を用いた。

2. 回転振れ自動補正機構の提案

回転振れ自動補正機構の概略を図1に示す。回転軸の両端を4パッドの静圧軸受で支持する。一つの軸受では対向する二つの静圧パッドを一組として X (水平), Y (垂直) 2 軸の力操作型微細位置決め機構を構成する。それぞれの対向静圧パッドの圧力を操作すると圧力差によって X または Y 方向の力が発生し、回転軸が X, Y それぞれの方向へ運動する。1組の対向静圧パッドには1台のサーボ弁から作動油を供給する。変位検出器 P_{1x}, P_{2x} は回転軸の X 方向の変位を、 P_{1y}, P_{2y} は Y 方向の変位を検出する。差動増幅器は変位信号と目標値とを比較し、それらが一致するように増幅器を介してサーボ弁を駆動する。変位信号は軸受部に固定した変位検出器と回転軸との相対距離の変化で、この距離を制御して回転中心の位置を補正する。以上の回転振れ補正機構の誤差要因を考察すると以下のとおりである。

第一は、力操作型微細位置決め機構の分解能、剛性、動特性等の諸特性である。上記諸特性の支配的な要因はサーボ弁駆動電流 I から回転軸のラジアル変位 H に至る、静的および動的な伝達特性である。

第二は X 軸, Y 軸の相互干渉である。 X 軸, Y 軸の微細位置決めが互いに干渉し、一つの軸の位置決め動作が他の軸のそれに影響を及ぼす可能性がある。

第三に回転振れ測定誤差の問題がある。ここでは回転振れ補正機構の基本動作特性の解明が目的なので、測定誤差に

については別の機会に論ずる。

以下、第一、第二の問題について試作装置による実験結果を中心に述べる。

3. 実験装置

試作装置の構成を図2に示す。静圧支持回転軸系には既存のものを使用し、特に回転振れ補正を考慮した設計ではない。静圧軸受部は軸径が 101 mm, 平均すきまが $32.5 \mu\text{m}$, 有効軸受面積は1パッドあたり 56.6 cm^2 である。

図2の左側の静圧軸受部に力操作型微細位置決め機構を設ける一方、右側は通常の静圧軸受とした。右側は常に拘束されているので、左側で圧力を操作すると右側のポケット中心を中心にして回転軸が微小な円弧運動を行う。これは実験的に確認した。

直径 8 mm, 内径 5.6 mm, 長さ 420 mm の銅パイプを用いてサーボ弁と静圧軸受とを連結した。サーボ弁の油圧供給圧力は 4 MPa, 作動油の動粘性係数は 40°C で $2.2 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ である。 P_x, P_y は変位測定用のプローブで感度が $400 \text{ mV}/\mu\text{m}$ の容量型変位検出器である。また、マイクロプロセッサを導入し、D/A コンバータから位置決め機構に指令値を与えると同時に、エンコーダで軸の回転角を割り出す構成とした。D/A のビット長は 12 で、1 ビットあたり $0.003 \mu\text{m}$ の指令値に相当する。エンコーダの分解能は 200 ppr である。

カップリングにはじょう乱を少なくするため静圧方式を用いた。このカップリングは二つの回転力伝達用バーの間に静圧パッドを構成し非接触で偶力を伝える構造である。軸回転用モータは油圧モータである。

Fig. 2 Schematic diagram of the spindle runout compensator testing

4. 微細位置決め機構の定常特性

4.1 ループゲインと位置決め精度

回転中心を微細位置決めするときの定常偏差と剛性を理論的に考える。図1に示すように X 方向と Y 方向の微細位置決め機構は独立している。 h_{cx}, h_{cy} を目標値, h_x, h_y を制御量, すなわち変位検出器と回転軸との距離とする。図1では変位 h_x, h_y を変位に対応する電圧信号 H_x, H_y で表す。 h_{cx}, h_{cy} についても同様である。ある動作点近傍では系が線形系と考えられる。 X 方向の位置偏差 ε_x は変位算で

$$\varepsilon_x = \frac{h_{cx}}{1 + K_{Ax} \cdot K_{KX} \cdot K_{Ihx}} \quad (1)$$

となる。ここに K_{Ax} はアンプ系のゲイン, K_{KX} は変位検出器のゲイン, K_{Ihx} はサーボ弁の操作電流 I_x を入力とし, 回転軸の半径方向変位 h_x を出力とする伝達関数のゲインである。ここに,

$$K_{Ox} = K_{Ax} \cdot K_{KX} \cdot K_{Ihx} \quad (2)$$

をループゲインとする。 K_{Ox} を十分に大きくとれば

$$\varepsilon_x = \frac{H_{cx}}{K_{Ox}} \quad (3)$$

と近似できる。すなわち位置偏差は目標値の $1/K_{Ox}$ になる。また, 同様な解析を行うと静剛性は静圧軸受が持つ剛性の K_{Ox} 倍になる。 Y 方向についても同様である。以上は, ループゲインに比例して静的な補正精度や剛性が向上することを示している。

静的な位置決め精度だけを考えれば, たとえば $1 \mu\text{m}$ を位置決めするときに偏差の最大許容量を 1 nm とすると, 式(3)から $h_c = 1 \mu\text{m}$ として $K_o = 1000$ を得る。ところで, 実際の静圧支持回転軸系の回転振れでは位置決め量は $1 \mu\text{m}$ 以内なので, $K_o = 1000$ ならば十分な補正精度が得られる。また, 静圧軸受の静剛性は一般的に $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ 程度であるので, $K_o = 1000$ のときにサーボ系としての静剛性は $1 \times 10^5 \text{ N}/\mu\text{m}$ になる。この値は言い換えれば $100 \text{ N}/\text{nm}$ の剛性であり, nm オーダの微細位置決めに対して十分な剛性である。

4.2 微細位置決め機構の静特性

4.1項では K_o を線形定数と仮定した。 K_A と K_K は実用上定数とみなせるが K_{Ih} は未知である。 K_{Ih} の特性を調べるため, サervo弁の電流変化と回転軸の半径方向変位の関係を測定した。図3はその結果である。 $I_Y = 0$ として X 軸のみを駆動した結果を実線で, Y 軸側サーボ弁に $I_Y = 100 \text{ mA}$ の電流を与えて Y 変位をオフセットし, X 軸を駆動した結果を一点鎖線で表す。同様に $I_Y = 150 \text{ mA}$ の結果を破線で示す。

Fig. 3 Relationship of the servo-valve drive current and the spindle displacement

$I_Y = 0 \text{ mA}$ における h_x の記録から, K_{Ih} は非線形で電流が増加するとゲインも増加する。これは, ループゲインが変位の関数であることを示す。サーボ弁の許容電流 $\pm 150 \text{ mA}$ に対する変位は $-7.5 \sim 10.5 \mu\text{m}$ である。中心がずれているのはサーボ弁固有の性質と考えられる。 $32.5 \mu\text{m}$ の平均すきまに対し, 約 $1/3$ の位置決め範囲がある。サーボ弁の圧力-流量特性と静圧軸受のすきま-流量特性によって, サervo弁を操作したときの回転軸の変位は定まる。位置決め範囲はサーボ弁の圧力-流量特性を考慮し静圧軸受を設計すれば調整することができる。

I_Y が 0 から 100 mA の範囲では有害な干渉は認められない。このとき, h_x の記録は全く一致している。しかし, $I_Y = 150 \text{ mA}$, $I_X = 0 \text{ mA}$ では h_x と h_y に $1.5 \mu\text{m}$ と顕著な干渉が生じている。 I_Y を増加すると h_x と h_y に干渉が生ずることを示している。使用した実験装置の静圧軸受には軸方向の油溝が無く, 各静圧パッドは圧力的に連続している。このため, 操作圧力が相互に干渉したと考えられる。実験から本装置ではサーボ弁駆動電流を 100 mA 以下 (変位で $5 \mu\text{m}$ 以下) で使用するのが望ましい。以下, この干渉を圧力操作部の干渉と呼ぶ。

4.3 微細位置決め機構の分解能

図4は目標値 h_c と位置偏差 ε の関係である。サーボ弁の駆動電流が 0 mA のとき, 対向パッドの圧力が平衡する位置を, $h_c = 0$ なる動作点とした。 K_{Ih} の性質からループゲインは変位によって変化する。そこでサーボ弁に 25 mA の電流を与えたときに得られる回転軸の変位を電流値で除して基準の K_{Ih} とし, 基準値から求めたループゲインをパラメータ K で表した。実用上 $\pm 0.5 \mu\text{m}$ 程度の位置決め動作範囲があれば十

Fig. 4 Deviation versus displacement command

分であるが、全体的な特性を調べるために比較的干渉が小さい $h_c = \pm 5 \mu\text{m}$ の範囲を $0.5 \mu\text{m}$ おきに測定しプロットした。図4では h_c の+側の結果を示した。

K が大きくなるほど同じ h_c に対する ϵ は小さい。 K が983では h_c が $0.5 \mu\text{m}$ のとき ϵ は $0.001 \mu\text{m}$ であるが、 h_c が増加すると ϵ の増加率は減少し、 h_c が $5 \mu\text{m}$ のとき ϵ は $0.003 \mu\text{m}$ である。変位が増すと K_{th} が増加するため、実質のループゲインが増し h_c に対する ϵ の割合は小さくなる。以上は h_c の-側も同様であった。微小な位置決め部分では、たとえば h_c が $0.5 \mu\text{m}$ のとき K が65で ϵ_x は $0.009 \mu\text{m}$ 、 ϵ_y は $0.008 \mu\text{m}$ である。 K が328のとき ϵ_x は $0.004 \mu\text{m}$ 、 ϵ_y は $0.002 \mu\text{m}$ である。 K が983のとき ϵ_x と ϵ_y は $0.001 \mu\text{m}$ 以下である。実験結果は K が328以上あれば、 $1 \mu\text{m}$ 以内の位置決め指令に対して $0.005 \mu\text{m}$ 以下の偏差が得られることを示している。

5. 回転運動補正の基礎実験

回転軸の X, Y 同時微細位置決め実験を行った。以下は $1 \mu\text{m}$ 以下の微細位置決めに対する実験結果である。4節から位置決め偏差を $0.01 \mu\text{m}$ 以下にするには、 K は328以上必要である。ここでは、カップリング等の外乱も考慮しサーボ剛性を高めるため3倍程度の余裕をとり K を983以上とした。図5は繰返し精度や X, Y 相互干渉に関する実験結果である。位置決め機構単体の特性を調べるために回転軸を静止して実験した。 X, Y 方向には性質と周期が異なる目標値を同時に与えた。 X 方向には $0.01 \mu\text{m}$ のステップ送りを約40sの周期で、 Y 方向には $0.001 \mu\text{m/s}$ の定速度送りを約20s周期で繰り返した。フィードバック効果によって、圧力操作部の干渉は無視しえるほど小さく

Fig. 5 Spindle displacement in the two axes micro-positioning without spindle rotation

なっている。特に X 変位がステップ状に急激な変化をしても Y 方向に干渉してない。また、記録結果はバックラッシュやヒステリシスが無視できるほど小さいことを示している。繰返し精度は $0.001 \mu\text{m}$ 以内である。

回転運動をする軸のラジアル変位を測定するとき発生する測定誤差を図6に示す。測定部の軸形状は真円でないため、測定するラジアル変位 H_x, H_y は真の回転中心の運動 h_x, h_y と回転軸の真円誤差 h_{ex}, h_{ey} を含んだ信号である。回転運動を高精度に制御するには、真円誤差を打ち消す H_{ex}, H_{ey} と目標値 H_{cx}, H_{cy} とを同時に与える。回転振れを零にするためには H_{cx}, H_{cy} を零とするので、目標値は単に H_{ex}, H_{ey} を回転に同期して与えることになる。以上の検討から明らかにように回転振れの補正精度を支配する要因は、 h_{ex}, h_{ey} の測定精度と制御偏差である。以下では目標値と制御偏差を測定し比較検討した結果について述べる。

H_{ex}, H_{ey} の代わりに、真円度測定器によって測定した軸形状を目標値として回転軸を位置決めする実験を行った。 X 方向の応答波形を図7(a)に示す。測定結果によると回転軸の真円度は $0.5 \mu\text{m}$ である。これから H_{ex} の支配的成分は2山であることがわかる。図7(a)では目標値とした h_{ex} と、変位検出器の応答波形 h_x を記録した。目標値はマイクロコンピュータからA/Dコンバータを介して与え回転数は3rpmとした。目標値と応答波形とを記録紙上、 $400 \text{ mm}/\mu\text{m}$ のスケールで比較したところ、両者は 1 mm 目盛以内で一致した。この結果は回転に同期して変化する目標値に対して少なくとも $0.025 \mu\text{m}$ の偏差内で軸が運動したことを示す。

図6から明らかにように H_{ex}, H_{ey} の信号を与えない目標値、すなわち電圧一定(0V)の目標値を与えると $h_x = h_{ex}, h_y = h_{ey}$ となり、 h_{ex}, h_{ey} に等しくなるように回転中心が運動する。図7(b)はその応答記録

Fig. 6 The effect of the datum error on the compensating spindle rotation

Fig. 7 Actual displacement signals with spindle rotation

で、X、Y 2 方向を同時に記録した。約 7 回転分の記録結果である。変位の変動は $0.001 \mu\text{m}$ 以内である。実験結果は、目標値に対して $0.001 \mu\text{m}$ 以内に位置決めされたことを示している。偏差は 1 回転に 2 山の成分を持つ真円誤差に同期した周期的な変動である。

図 7 (b) の記録結果には外部振動やカップリングのトルク変動等の影響も含まれる。実験装置の防振はコ

Fig. 8 Indicial response

ンクリートの架台上に防振ゴムを配置した簡単な構造であることを考慮すれば、上記外乱がほとんど無視できるほどに除去され、記録結果は力操作型微細位置決め機構が高い剛性と $0.001 \mu\text{m}$ 以下の位置決め分解能を有することを示している。

6. 補正機構の動特性

補正機構の動特性は、回転速度や力外乱に関する機構の適用範囲を制約する意味で重要である。動特性に関する実験結果を以下に示す。制御系には動特性改善のため、位相遅れと位相進み回路を補償回路として前向き経路に加えた。K が 2000 以上でも制御系が不安定にならないように補償回路の定数を定めた。

図 8 にステップ応答を示す。K は 983 である。 $0.1 \mu\text{m}$ の目標値に対して 10 ms の立上がり時間を得た。整定時間は 93 ms で、オーバーシュートは約 40%、減衰率は約 0.15 である。

周波数応答法測定結果を図 9 に示す。振幅は $\pm 0.5 \mu\text{m}$ で、K が 983 と 1980 のデータを示す。K が 983

Fig. 9 Position closed looped gain and phase plots

のときバンド幅は約 50 Hz で K が 1980 のとき 90 Hz である。ループゲインを大とすると系の動特性が向上することを示している。500 Hz 付近の 2 次ピークはサーボ弁のノズル・フラップの共振点である。サーボ弁の共振点は制御系の安定性に影響するため、上記補償回路ではこの共振点を考慮して回路定数を定めた。実験結果から、本装置は $K=1980$ のときは 90 Hz までの力外乱に対し回転振れ補正が有効となることを示している。

4 バッド形式の静圧支持回転軸系では、回転軸系固有の回転振れは幾何学的に奇数山成分が発生し、一般に高次成分になるほど振幅は小さくなる。そこで、支配的な低次成分を補正することを考えると、たとえば 3 山成分の補正は軸回転数が 1800 rpm で 90 Hz の周波数に対応する。 $K=1980$ とすれば原理的に 1800 rpm まで回転軸系固有の回転振れが補正できることになる。また $K=983$ とすれば、3 山成分を 1000 rpm まで補正できることになる。

以上の実験結果は、補正に必要な回転数や外乱の周波数的な性質を考慮して K を決める必要があることを示している。

7. 結 言

超精密回転軸系を開発するため、静圧支持回転軸系の回転振れを自動補正する機構を提案した。これは力操作型微細位置決め機構によって、回転中心を半径方向の直交 2 軸 (X, Y 方向) に微細位置決めする機構である。次に既存の静圧支持回転軸系を用いて補正機構の基本動作特性を検討した。その結果は以下のとおりである。

- (1) 微細な位置決め領域での相互干渉は無視できるほど小さく、 $0.01 \mu\text{m}$ の繰返し位置決めと 1 nm/s の一定速度送りができる。バックラッシュやヒステリシス等は無視できる。運動の分解能は $0.001 \mu\text{m}$ である。
- (2) $0.5 \mu\text{m}$ の振幅を持ち回転に同期して変化する信号を目標値として回転軸の連続微細位置決めを行った結果、目標値に対する偏差は $0.025 \mu\text{m}$ 以内であった。0 V 一定の目標値を与えたとき $0.001 \mu\text{m}$ の偏差であった。
- (3) 周波数特性は、ループゲインが 1980 のとき $\pm 0.5 \mu\text{m}$ の振幅でバンド幅が約 90 Hz であった。このバンド幅は 1 回転に 3 山の回転振れ成分を 1800 rpm まで補正が可能で、90 Hz までの力外乱に対して有効であることを示している。
- (4) ループゲインの値は、静的な分解能や剛性だけでなく、補正時の回転数やカップリングじょう乱、外部振動の周期等の周波数的な条件も考慮して決定する必要がある。
- (5) 以上の結果は、提案した自動補正機構が回転振れ補正に必要な諸機能を満たしており、静圧支持回転軸系の回転振れを $0.01 \mu\text{m}$ 以下に補正できることを示している。

今後、 $0.001 \mu\text{m}$ 以下の精度で回転振れ測定部の真円誤差を測定し、高精度な補正信号を求める手法を開発する必要がある。

最後に、実験にあたって種々の便宜を図っていただいた東京都立航空高専・吉岡潤一教授、小泉孝一助教授に厚くお礼申し上げます。

文 献

- 1) 宮下政和, 金井 彰: 精密運動学と超精密非接触軸受, 精密機械, **50**, 5 (1984) 771.
- 2) 田島琢二, 鈴木芳男: 超精密正面旋盤, 日本機械学会誌, **84**, 11 (1981) 1253.
- 3) 住谷充夫ほか: 開発した空気軸受スピンドルの特性とその応用, 精密機械, **45**, 10 (1979) 1231.
- 4) J. M. Casstevens: Development of a One Micro Inchi ($250 \text{ \AA}$) Spindle for Diamond Turning of Optics, SPIE, **159**, (1978) 10.
- 5) T. T. Saito: Diamond Turning of Optics: The Past, the Present and the Exciting Future, Opt. Engg., **17**, 6, (1978) 570.
- 6) 中沢 弘: スカケード法による未来技術予測, 精密機械, **50**, 1 (1984) 184.
- 7) 金井 彰ほか: 機械運動の精度限界と力操作型微細位置決め機構, 昭和 55 年度精機学会秋季大会学術講演会講演論文集 (1980) 1054.
- 8) 金井 彰ほか: 静圧軸受のすきま制御による微細位置決め機構の特性, 昭和 54 年度精機学会秋季大会学術講演会講演論文集 (1979) 251.