

Nano-fluctuation of Pneumatic Servo Bearing Actuator for Ultraprecise Positioning

Takakazu KITAGAWA*, Tomoko HIRAYAMA*, Takashi MATSUOKA*, Masato KADOTANI*,
Hiroki DANJYO*, Katsumi SASAKI**, Hiroshi YABE***

(Received October 20, 2007)

A new actuator 'pneumatic servo bearing actuator' consists of aerostatic bearing and pneumatic servo valve has been proposed for ultraprecise positioning. The actuator can realize the ultraprecise positioning by controlling inlet air pressure by pneumatic servo valve. However, it has been reported that aerostatic bearings bring nano-fluctuations of supported object because of their small damping abilities. Therefore, to prove the high reliability of the proposed actuator, nano-fluctuations of the bearing have to be reduced as much as possible.

In this paper, the order of nano-fluctuations occurring in the aerostatic bearing and its conditions were investigated, and the design of the pneumatic servo bearing actuator with smaller fluctuations was presented. As a result, the amount of nano-fluctuations was clarified, where the laminate type mechanism was proposed to reduce the nano-fluctuations in greater-extend.

Key words : Aerostatic bearing, Nano-fluctuation, Surface-restriction, Ultraprecise positioning, Pneumatic servo actuator

キーワード : 静圧軸受, 微小振れ, 表面絞り, 超精密位置決め, 空気圧サーボアクチュエータ

超精密位置決め用空気圧サーボ軸受アクチュエータ

における微小振れに関する検討

北川 貴一, 平山 朋子, 松岡 敬, 角谷 雅人, 檀上 弥輝, 佐々木 勝美, 矢部 寛

*Department of Mechanical Engineering, Doshisha University, Kyoto

Telephone/Fax: +81-774-65-6419, E-mail: etg1304@mail4.doshisha.ac.jp

**Pneumatic Servo Controls, Ltd.

Telephone: +81-52-739-2070, Fax: +81-52-739-2071, E-mail: sasaki@psc-net.co.jp

*** Department of Mechanical Engineering, Osaka Electro-Communication University, Osaka

Telephone: +81-72-825-4677, Fax: +81-72-824-0014, E-mail: yabe@isc.osakac.ac.jp

1. はじめに

精密機器・部品の生産技術やナノテクノロジーの発展に伴い、ナノメートルオーダーでの変位制御の必要性はますます高まっている。その様な分野で用いられる超高精度アクチュエータには、リニアモータ、静圧ネジ、圧電素子やボイスコイルモータ等が組み合わされ使用されている¹⁻³⁾。これらの装置の位置決めオーダは数 nm に達しているが、そのオーダを保つ為に複雑な機構や高い制御性能を有する制御系が必要となる。そこで、これらに代わる新しいアクチュエータとして、空気圧サーボ弁を用いた、空気圧サーボアクチュエータが提案・開発され、新しい位置決め要素として注目を浴びている。過去の報告から、空気圧サーボアクチュエータは極めて高い位置決め性能を発揮できることが確認されている⁴⁾。しかし、従来の空気圧サーボアクチュエータは、剛性が小さく、応答が悪いため、それを補う為に高速デジタル制御系を構成する必要がある。そこで、本研究室では、元々剛性を有し、構造および制御が比較的容易な静圧軸受機構を用いた超精密位置決め用「空気圧サーボ軸受アクチュエータ」を提案・開発している⁵⁾。ところが静圧空気軸受は、一般に振動減衰能が小さいため、絞りから軸受すきま内に流入する空気が外乱となって、支持物体がナノメートルオーダーで微小に振動するという現象が報告されている⁶⁻⁷⁾。この振動のオーダが空気静圧軸受を用いたアクチュエータで達成し得る位置決め精度の限界と言われているが、その原因は解明されておらず、不明な点が多い。従って、高精度位置決めと高信頼性を実現する為に、軸受で発生する微小振動について問題解決する必要がある。

そこで本研究では、空気圧サーボ軸受アクチュエータに用いられている表面絞り型静圧空気スラスト軸受を対象とし、軸受部における微小振れの主な要因の検討と、その微小振れを低減させる軸受形状、作動条件を提案し、アクチュエータの位置決め精度向上を目的とする。

2. 試験装置及び実験方法

本研究で使用するアクチュエータの基本構造を

Fig. 1 に示す。静圧軸受への空気はコンプレッサで圧縮し、レギュレータを介して供給圧力 p_c で軸受すきまに供給される。(このとき、供給する空気はコンプレッサの運転周期に伴う圧力変動の影響を排除するために一旦大容量タンクに貯め安定化させている。) 軸受すきまに流入した空気は、すきま内で圧力分布を発生させた後、大気に排出される。この圧力分布を、出力軸となるスプールの底面積で積分した値が、軸方向駆動力 f_s となる。軸方向駆動力 f_s は、一般に軸受負荷容量と呼ばれる値と等価である。軸受負荷容量は、軸受すきま内の圧力分布に依存することから、供給圧力を一定にすることで、軸受負荷容量は軸受すきまに対して一意的に決まる。一方、図中の面積 A_b 部に対して、負荷圧力 p_b を与えることによってスプールに対して逆向きのプリロード $f_b (= A_b \cdot p_b)$ をかけることができる。したがって、プリロード f_b と軸方向駆動力 f_s (負荷容量) の釣り合う位置でスプールは静止する(したがって、 $f_b = f_s$ である)。このことから、アクチュエータに対して制御を加えることなく、給気圧の変化のみで位置決め機構として成立することを示唆しているといえる。また、スプールは周方向に 4 点、軸方向に 4 ヶ所ずつの計 16 点の自成絞り型静圧ジャーナル軸受によって、非接触で支持されている。また、スプールの変位量の測定には静電容量型非接触式変位計を用いた。

実験では、適当なプリロード f_b を与え、軸受すきまが無い状態を 0 点とした。その後、測定したい給気圧となるようにレギュレータを調整することで、釣り合い位置にスプールが浮上するので、その浮上量を変位量として測定を行った。また、変位量の測定と同時に、釣り合い位置で軸受部に発生する微小振れの測定を行った。

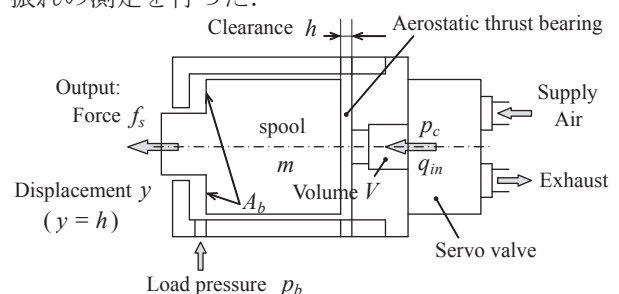


Fig. 1. A schematic diagram of the experimental apparatus

3. 微小振れの定義

微小振れの主な要因について検討をするために、軸受で発生する微小振れについて定義を定める必要がある。Fig. 2(a) に測定した時間変化に対するアクチュエータの変位量の一例を示す。横軸に時間 [ms] を、縦軸に変位量 [μm] をとった図である。変位量は時間軸に対して直線である様に見えるが、図中の円で囲まれた部分を拡大すると、Fig. 1(b) の様に微小振れが発生していることがわかる。この振れは電源ノイズ、センサノイズなどの電気ノイズと、実際の軸受の振れから成るものと考えられる。

そこで、本研究では測定した振れの最大値の平均と最小値の平均を求め、その差を微小振れと定義することとした。

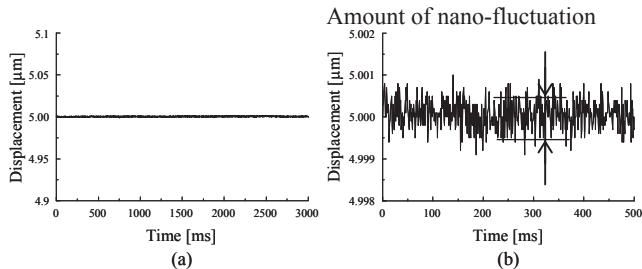


Fig. 2. Typical sample of nano-fluctuations

4. T字型表面絞り軸受

4.1 軸受絞り形状 (basic type actuator)

Fig. 3 に試験部となるスラスト軸受の絞り形状を示す。その絞り部には表面絞りをを用い、形状は一般的に表面絞りに用いられているT字型を採用している。溝本数は16本で、溝部はエッチングによる加工のため、溝深さには多少のばらつきがあり、平均溝深さは18.8 [μm] であった。

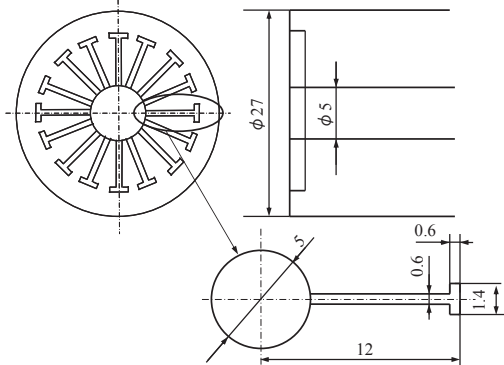


Fig. 3. Pattern diagram of surface restriction bearing and schematic view of T-shaped groove

4.2 負荷容量曲線

Fig. 4 に軸受部の基礎特性を示すものとして、軸受すきまと負荷容量の関係を、給気圧をパラメータとし、軸受すきまと負荷容量の関係を比較した結果を示す。実線は解析値を示しており、点でプロットされたものが実験値を示している。解析は圧縮性レイノルズ方程式を離散化し、緩和法を用いて圧力分布を算出し、そこから負荷容量を求めた。実験条件は $p_c=0.05, 0.1, 0.15$ [MPa] の給気圧を与え、軸受すきまを変化させたときの負荷容量を測定した。また、曲線の傾きが剛性を示しており、軸受すきまが狭い領域で、高剛性を発揮し得るという特徴がある。実験値と解析値の傾向は一致していることから、軸受特性を解析で求めることが可能である。

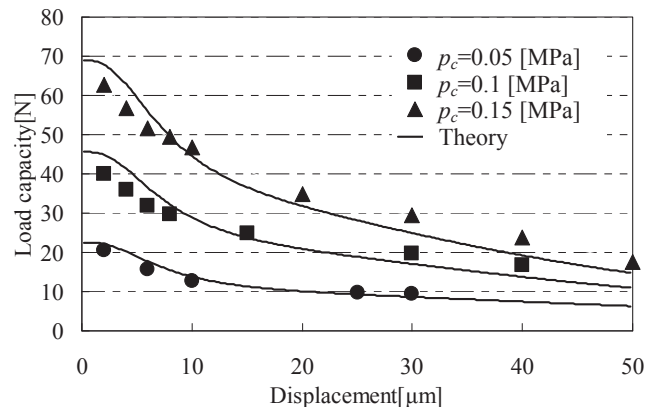


Fig. 4. Load capacity curve of basic type actuator

4.3 微小振れの測定結果

3章で定義した軸受に発生する微小振れを測定した結果をFig. 5に示す。微小振れの測定には給気圧を0.05, 0.1, 0.15 [MPa]の3条件とし、5 [μm] 間隔で40 [μm] まで軸受すきまを与えたときに発生する微小振れを測定した。

測定結果から、給気圧0.05 [MPa] の条件において、測定した軸受すきまの領域では、軸受部に発生する微小振れはサブナノオーダーであった。給気圧0.1 [MPa] の条件では、軸受すきま20 [μm] 以下の領域では微小振れがサブナノオーダーであり、軸受すきま25 [μm] を越えた所から徐々に振れが大きくなった。また、給気圧0.15 [MPa] の条件では、軸受すきま5 [μm] の所からすでに1 [nm] 以上の微小振れが発生

しており、軸受すきま 35 [μm] では微小振れが 10 [nm]以上に達した。これらのことから、微小振れは給気圧と軸受すきまに依存し、軸受すきまが広く、給気圧が高い場合、微小振れは大きくなり、軸受すきまが狭い場合でも、給気圧が高い場合、微小振れが増加することがわかった。このことから、給気圧を低くし、軸受すきまを狭くすることが微小振れを単純に小さくする方法であると考えられる。

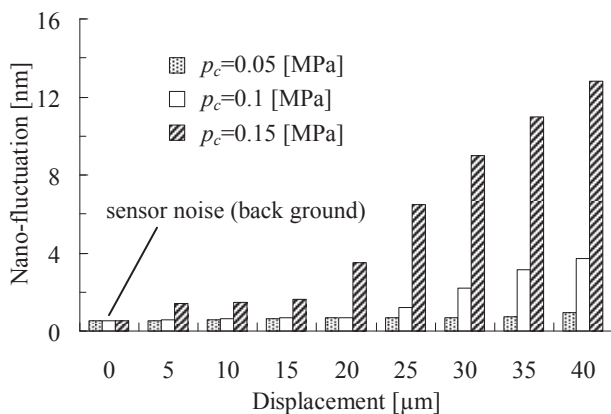


Fig. 5. Amount of nano-fluctuations of basic type actuator

4.4 解析による微小振れ原因の検討

微小振れの測定結果より、微小振れは給気圧と軸受すきまに依存していることから、軸受すきま内の流体の流れが微小振れに影響していると考えられる。そこで、軸受すきま内における T 字溝部に流れる空気の平均速度分布（すきま方向の流れを平均した速度の分布）を算出した。給気圧 0.15 [MPa]、軸受すきま 10 [μm] の条件で解析した結果を Fig. 6 に示す。

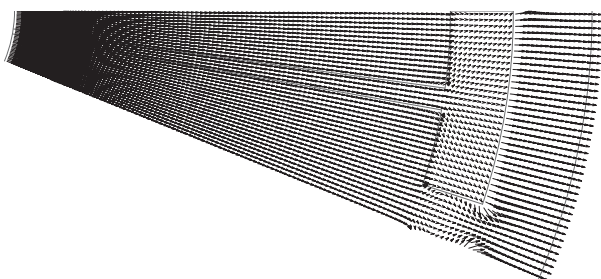


Fig. 6. Theoretical flow map in the clearance

解析結果より、内側給気部から軸受面外周に向かって一様流れが発生していることがわかる。溝端部に注目すると、速度分布に大きな変化が生じており、

この速度変化が乱れを生むことを容易に想定できる。このことから、微小振れの発生原因の一つとして、溝端部の流れの乱れが原因であると考えられる。従って、微小振れを低減させるには溝端部の流れの乱れを可能な限り抑制し、軸受として機能する軸受形状を提案する必要がある。

5. 曲面軸受

5.1 曲面軸受の提案 (curved surface type actuator)

4.4 項の解析結果より、溝端部の流れが微小振れ発生の一つの要因として考えられることから、溝端部の影響を低減する試みとして、Fig. 7 に示す形状を持つ曲面軸受を提案する。この軸受は T 字型表面絞り軸受が持つ溝が無く、軸受面が緩やかな曲面だけで構成されており、T 字型表面絞り軸受の溝段付き部で見られた流れの乱れが生じないと考えられる。なお、給気部から曲面上部までの最大高さの平均は約 1 [μm] である。

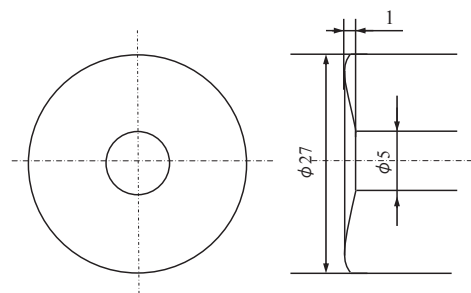


Fig. 7. Pattern diagram of curved surface type actuator

5.2 負荷容量曲線

Fig. 8 に曲面軸受の負荷容量曲線を示す。点でプロットされたものが実験値で、実線で描かれたものが解析値である。実験は表面絞り軸受と同じ給気圧 0.05, 0.1, 0.15 [MPa] の 3 条件で、軸受すきまを変化させたときの負荷容量を測定した。それぞれの給気圧で T 字型表面絞り軸受の結果と比べると、負荷容量が半分以下になっていることがわかる。また、表面絞り軸受では見られた曲線の傾きが曲面軸受ではほとんど見られ無い。このことから、曲面軸受は軸受剛性がほぼ無いという特徴を持っている。

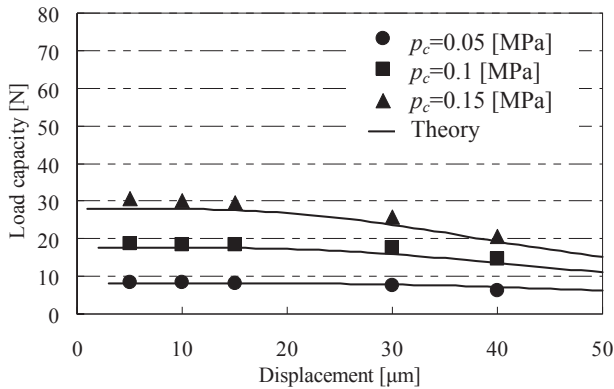


Fig. 8. Load capacity curve of curved surface type actuator

5.3 微小振れの測定結果

曲面軸受を軸受部に適用し、軸受部で発生する微小振れを測定した結果を Fig. 9 に示す。表面絞り軸受の結果と比較すると、全体的に曲面軸受の微小振れが少なく、測定したほとんどの条件でサブナノオーダーであった。また、軸受すきまを広くした状態でも微小振れが抑制されていることがわかる。

ここで、表面絞り軸受と曲面軸受の微小振れを測定した結果から考えられる微小振れについて考察する。軸受に外乱が加わったとき、その外乱量が同じであれば、剛性が高いほど振れは少なくなるはずである。にも関わらず、剛性が極めて低い曲面軸受の方が、発生する微小振れが小さいという結果が得られた。これより、曲面軸受の方が与えられる外乱量が少ないと推察することができる。このことから、微小振れには溝端部での流れの乱れが大きく関与しているという想定に対する 1 つの結果が得られたと考えられる。

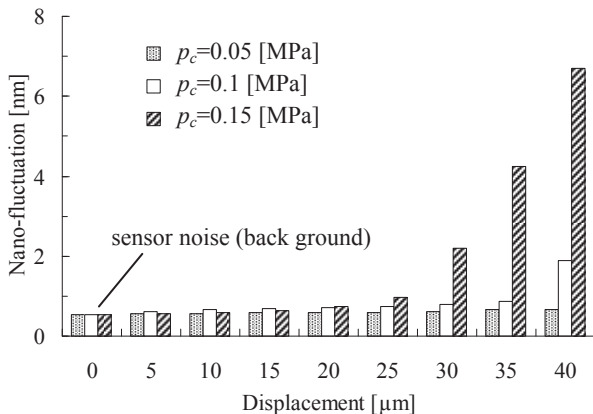


Fig. 9. Amount of nano-fluctuations with curved type actuator

6. 多連型表面絞り軸受

6.1 多連型表面絞り軸受の提案(laminate-type actuator)

曲面軸受の結果から、微小振れを抑制するためには溝端部のような流れに影響を与える部分を取り除くことが有効であるという結果が得られた。しかし、曲面軸受は剛性がほとんど無い為、外部からの振動に対して弱い。また、表面絞り軸受、曲面軸受、共に軸受すきまが大きくなるに伴い、微小振れが大きくなる傾向にあることから、幅広いストロークで使用できない。そこで、可動部を分割して多連に配向し、有用な安定作動範囲（現在の要求：位置決め正確性: <10 nm, 有効ストローク:>30 μm）と、微小振れを抑える方法を提案する。具体的な構成として、Fig. 10 に示す様に可動部を 3 分割し、それぞれの面に表面絞り軸受部を設けるものとした。ここで、表面絞り軸受単体のものを一連型と呼び、可動部を 3 分割したものを多連型と呼ぶこととする。

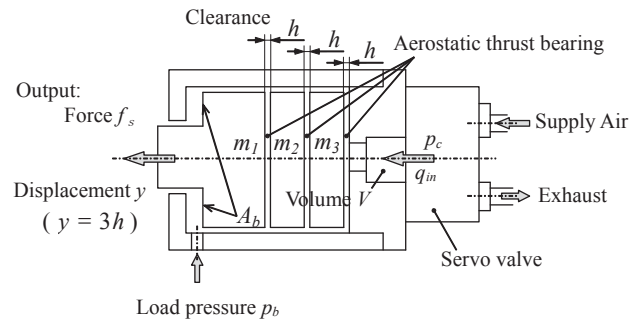


Fig. 10. Schematic diagram of the experimental apparatus of laminate-type actuator

6.2 負荷容量曲線

Fig. 11 に負荷容量曲線を示す。点でプロットされたものが実験値で、実線で描かれたものが解析値である。実験は表面絞り軸受と同じ給気圧 0.05, 0.1, 0.15 [MPa] の 3 条件で、軸受すきまを変化させたときの負荷容量を測定した。一連型の結果と比較すると、軸受すきまが狭い所では、同程度の負荷容量が得られており、軸受すきまが広がった場合でも高い負荷容量が得られていることがわかる。しかし、一連型の負荷容量曲線と比較すると、曲線の傾きが緩やかになっており、剛性の値は一連型のちょうど 1/3 であった。

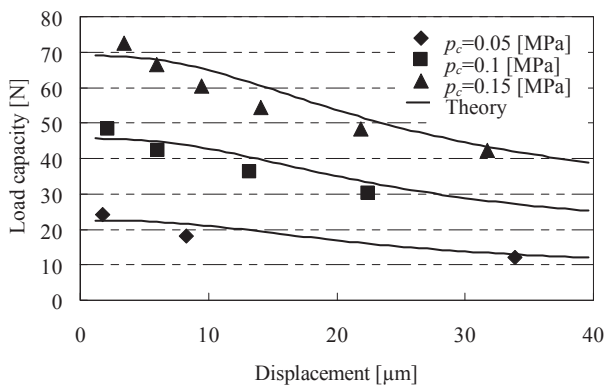


Fig. 11. Load capacity curve of laminate-type actuator

6.3 微小振れの測定結果

Fig.12 に微小振れを測定した結果を示す。測定条件は他の軸受と同様である。曲面軸受と比較した場合、給気圧が 0.05, 0.1 [MPa]の条件では、軸受すきまが狭い所では曲面軸受の方が微小振れは小さいが、その振れはサブナノオーダーである。また、給気圧が 0.15 [MPa]の条件では、軸受すきま 5 [μm]からすでに 2 [nm]程度の微小振れが発生しているが、軸受すきまが 30 [μm]より広い状態では、微小振れは曲面軸受に比べて小さいという結果が得られた。これらのことから、軸受すきまが狭い領域では曲面軸受を軸受面に適用したアクチュエータを使うことが有効であり、軸受すきまが 30 [μm]を超えるストロークが要求されるようなアクチュエータの場合、多連型をアクチュエータに適用することが有効であるということがわかった。

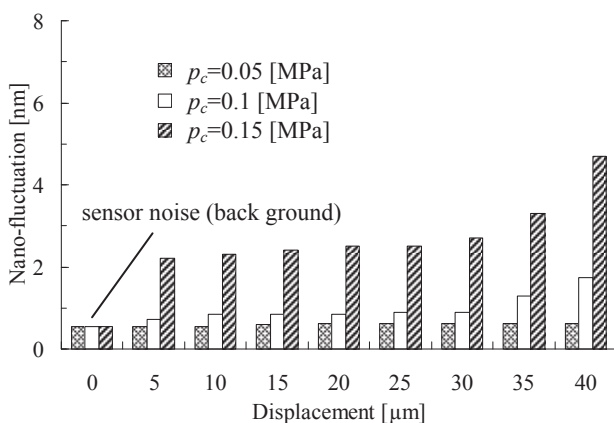


Fig. 12. Amount of nano-fluctuations with laminate-type actuator

7. 終わりに

本報では空気圧サーボ軸受アクチュエータに用いられている表面絞り型空気圧スラスト軸受を対象とし、微小振れを低減させる軸受形状、作動条件の提案を行った。その結果、以下の結果が得られた。

(1) 微小振れを3種類の軸受を用いて測定した結果、給気圧が低い条件では、軸受部の振れはサブナノオーダーであり、微小振れが給気圧と軸受すきまに依存していることがわかった。

(2) 軸受内の流体の速度分布を解析した結果から、溝端部の流れの乱れが微小振れに影響を及ぼすという想定を基に、曲面軸受を軸受面に適用したところ、T字溝軸受に比べて微小振れが小さくなった。このことから、微小振れには溝端部での流れが大きく関与しているという結果を得ることができた。

(3) 30 [μm]を超えるストローク幅が要求されるアクチュエータの場合、軸受面を多連にすることが微小振れを抑えることができ、有効であることがわかった。

以上のことから、アクチュエータの位置決め精度向上には、適度な剛性を保ちつつ、微小振れを低減させる必要があり、要求されるストローク幅が 30 [μm]以下の場合、曲面軸受を適用し、ストローク幅が 30 [μm]を超える場合、軸受面を多連にすることが位置決め精度向上に有効であると考えられる。

研究の一部は油空圧研究助成財団の助成によって行われたことをここに付記致します。

参考文献

- (1) Ichiro Watanabe, Hisayuki Aoyama, and Akira Shimokohbe, "An Active Air Bearing -Ultra-Precision Control of Floating Position and Vibration-", JSPE, **54-2**, 329-334, (1988).
- (2) Hiroyuki Tachikawa, Makoto Fukuda, Kaiji Sato, and Akira Shimokohbe, "Ultra Precision Positioning using Air Bearing Lead Screw," JSME C **66-645**, 1559-1566, (2000).
- (3) Hiroshi Mizumoto, Makoto Yabuya, Yoshihiro Kami, and Shiroh Arai, "Ultraprecision Positioning System using Aerostatic Guideway as Motion-Reduction Mechanism," JSPE, **67-9**, 1524-1529, (2001).
- (4) 佐藤 慎二郎, 榎本 光孝, "空気圧サーボ弁とその応用-各種空気圧サーボ弁の特徴とシステムへの応用例

(特集 1 電-空比例弁・電-空変換器の構造と応用),” 油空圧技術, **41-8**, 39-45, (2002).

(5) R. Mizuno, T. Kitagawa, M. Kadotani, T. Hirayama, and T. Matsuoka, “New Actuator for Nano Motion Using Active-Controlled Aerostatic Bearing,” proceedings of 2nd Vienna International Conference, Micro- and Nano-Technology, 169-174, (2007).

(6) M. Yasuda, “Active Micro vibration Control Using Air Actuators,” JFPS, **31-5**, 376-381 (2000).

(7) N. Ikawa, and S. Shimada, “Accuracy Problems in Ultra-precision Metal Cutting (Special Issue on Ultra-precision Cutting Technology),” JSPE, **52-12**, 2000-2004, (2000).