

超音波振動を用いたアクティブエアベアリング（第5報）

—振動方向変換体を用いた空気軸受の試作—

大岩 孝彰*（静岡大学），加藤 雅也（静岡大学）

Active Air Bearing based on Ultrasonic Oscillation (5th report) - Experimental Air bearing using Resonator with directional Converter -

Takaaki Oiwa* (Shizuoka University)
Masaya Kato (Shizuoka University)

Abstract

This paper reports an active air bearing using air films generated by the ultrasonic oscillation. The bearing employs a directional converter to generate air films on two surfaces. A film generated on the end of the converter lifts the rotor in axial direction. Another on the side surface of the converter constrains the radial motion of the rotor. Furthermore, amplitude variation of the oscillation varies the thickness of the film and positions actively the rotor in axial direction. PI feedback control with a fiber optic displacement sensor measuring a reference ball mounted on the rotor decreased repetitive axial runout from $0.261 \mu\text{m}_{p-p}$ to $0.118 \mu\text{m}_{p-p}$. Non-repetitive axial runout was less than $0.06 \mu\text{m}$ (3σ).

キーワード：アクティブエアベアリング，超音波振動子，回転誤差

(Key Words : Active Air Bearing, Ultrasonic Actuator, Non-Repetitive Run-Out)

1. 緒言

近年，超精密加工機や測定機に用いられる案内要素高精度化の要求はますます高くなっている．特に回転受では，高精度化と高剛性が求められている．静圧気軸受は，気体潤滑膜によるアベレーシング効果により高い回転精度が得られるが，反面空気膜の圧縮性と低性による軸受剛性や振動減衰性の不足という問題が生じている．そこで，機械式軸受や静圧軸受の軸の振れ回を能動的に制御し，回転精度と剛性を向上させるアクティブエアベアリングの研究が行われてきた^{[1]~[3]}．

一方従来より，軸受面を高周波振動させた際に生じスクイズ効果を応用した空気軸受が研究されてきた^[4]．このスクイズ型空気軸受についても，積層型圧電アクチュエータを用いて能動的な制御を行うアクティブエアベアリングが提案されている^{[5]~[7]}．しかし，この場合振動周波数は数百Hz～数kHzと低く，軸に残留振動が生ずる問題があった．そこで，本研究では軸受面を超波領域の周波数（約20kHz以上）で振動させることに残留振動を低減させ，同時に回転中の軸の心振れ・勢の制御を能動的に行う新しい軸受の基礎的研究を行う．既報^{[8]~[11]}では，超音波領域での駆動により残留振がほぼ消滅（ $\leq 10 \text{ nm}$ ）すること，浮上と同時に30nm下の分解能で位置の制御が行えることがわかった．本

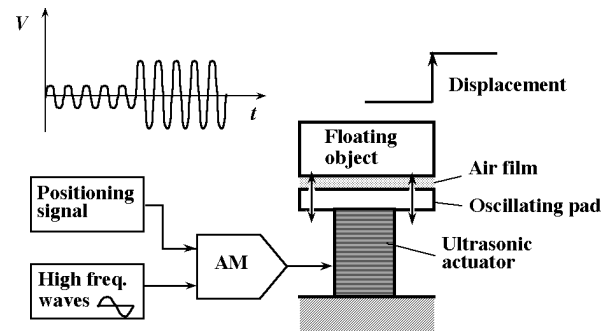


図1 超音波振動子を用いた能動型空気軸受の原理

Fig. 1 Principle of active air bearing based on air film generated by ultrasonic actuator

では，ボルト締めランジュバン型超音波振動子と円筒の振動方向変換体を用いた構造の空気軸受を試作し，上物体の軸方向の回転誤差補正を行った結果について告する．

2. 原理

原理図を図1に示す．超音波振動子に浮上用高周波号（正弦波）を印加して空気膜を発生させ，物体を浮させる．このとき浮上物体には加振周波数と同じ振動

を持つ微小な残留振動が生ずるが、加振周波数を超音領域とすることで、加振振幅の数百分の1のレベルに小さくすることが可能である^{[4][8]}。そして、浮上物体の平浮上量は振動面の振幅の大きさにほぼ比例するので、置決め制御用信号を用いて加振信号の振幅を変動すれば、浮上物体の位置決めを行うことができる。

本報では浮上物体の軸方向の浮上と半径方向の拘束のための空気膜の発生を1台の超音波振動子で得るために、図2(a)のような形状を持つ振動方向変換体^[12]を用いる。図の変換体の下側の端面を振動子で加振すると、換体中央部が振動の節となり、上部端面が上下方向に振動する。同時に大径の円筒外面が半径方向に振動する。振動面には空気膜が発生するため、図(b)のように上部端面に回転体の平面を、円筒外面に回転体の円筒内面を相対させれば、回転体を軸方向に非接触で浮上させ同時に半径方向の拘束を行うことが可能になる。さらに、下部端面を加振する振幅を増減すれば回転体を軸方向に位置決めすることが可能となる。

3. 実験装置

実験装置の概要を図3に示す。アルミ(A2017)製の振動方向変換体(以下ホーン)の下部端面をボルト締めランジュバン型超音波振動子(本多電子, 共振周波数46.5 kHz)で上下方向に超音波振動させる。ホーンの固定は中央部分の振動の節に近い4箇所にて行った。ホーンの上端部の平面度は回転体の軸方向回転精度に影響を及ぼすため、研削加工を施した。加工後の面のうねりは $W_a = 1.5 \mu\text{m}$ 程度、あらかさは $R_a = 0.29 \mu\text{m}$ 度であった。また円筒外面の幾何偏差は半径方向回転精度に影響するため、同様に研削により仕上げた。加工の真円度は $2.0 \mu\text{m}_v$ であった。固定したホーンを超音波振動子で加振し、ホーン上端部の軸方向振幅および円筒面の半径方向振幅を光ファイバ変位計(Philtec社, 周数特性DC~50kHz)にて測定した。結果を図4(a)に示す。加振周波数43.3kHzのときに軸方向半径方向の振幅最大となり、それぞれ $1.91 \mu\text{m}$ および $1.22 \mu\text{m}$ (平均値)がられた。図(b)は半径方向の振幅を 30° ごとに 360° にたって測定した結果である。振幅は $1.15 \sim 1.27 \mu\text{m}$ の範囲であり、10%程度の違いが見られた。

回転体は、外径 $\phi 100$, 内径 $\phi 70$ および厚さ20のリング(材質SKS31)およびオプティカルフラット(外径30, BK-7, 平行度: $5''$ 以内, 面精度: $\lambda/10$)を接着し円盤から成る。リング内側はラップ加工を施し, 真円 $0.15 \mu\text{m}_v$ に仕上げた。リング内径70.0095とホーン円筒径69.9999から, 両者間のすきまは直径で $9.6 \mu\text{m}$ となる

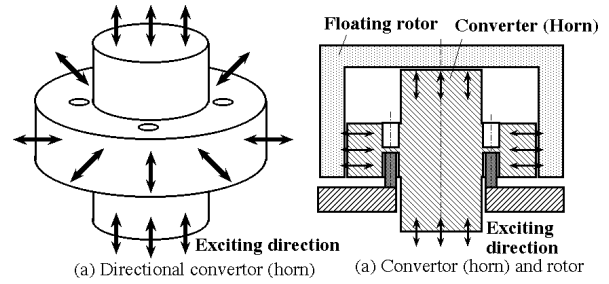


図2 振動方向変換体と回転体の配置

Fig. 2 Arrangement of directional converter and rotor

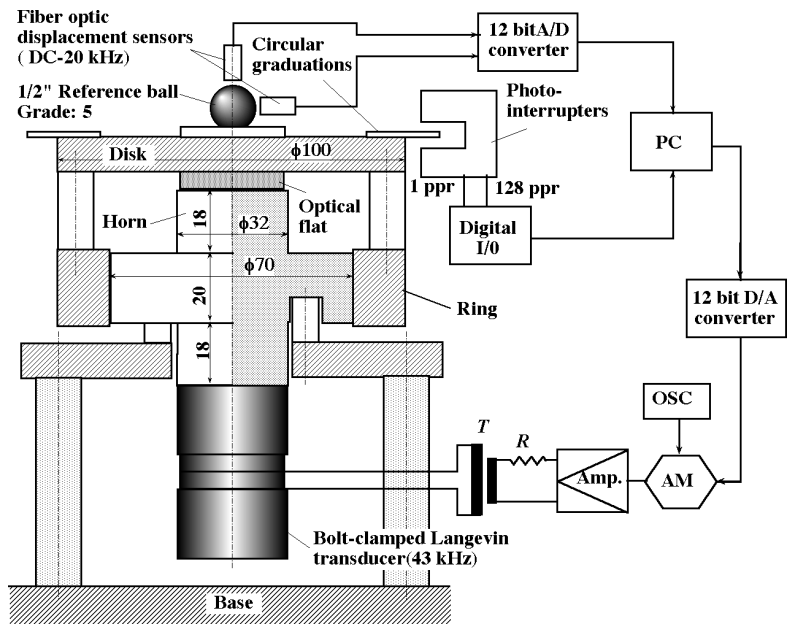
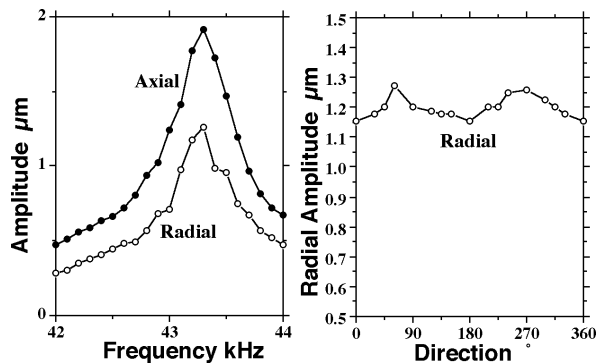


図3 能動型エアベアリングの実験装置

Fig. 3 Experimental setup of active air bearing using ultrasonic actuator



(a) Axial and Radial amplitude (b) Amplitude lobing

図4 ホーンの軸方向と半径方向の振動振幅

Fig. 4 Amplitude characteristics of horn

円盤上中央部には、基準球(軸受用鋼球SUI-2, 径 $1/2''$ グレード5, 公称真球度 $0.13 \mu\text{m}$ 以内)を取り付け, 軸方向と半径方向の振れをそれぞれ周波数特性20kHzと50kHz

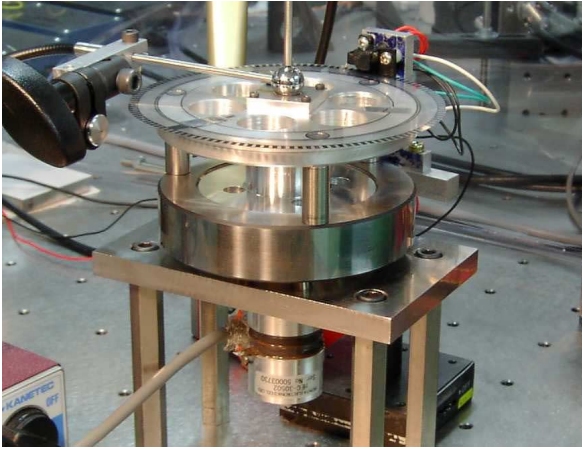


図5 実験装置の全景写真

Fig. 5 Experimental setup of active air bearing using ultrasonic actuator

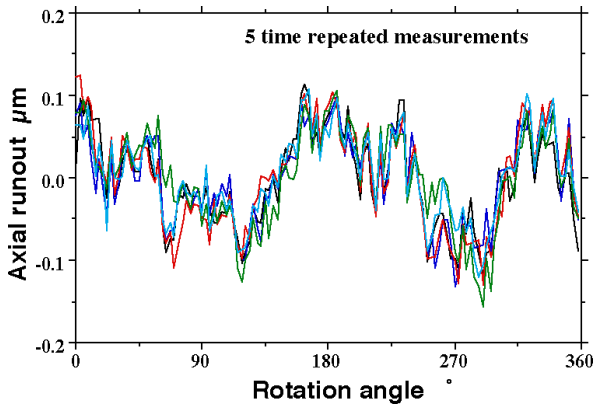


図6 非制御時の軸方向回転誤差

Fig. 6 Axial runout during rotation without compensation

光ファイバ変位計（感度： $22.4\mu\text{m/V}$ 、公称分解能 10nm および 30nm ）を用いて測定した。これらの回転誤差は12bit A/D変換器にてPCへ取得され変換後のノイズレベルは $28\sim 42\text{nm}_p$ ($24\text{nm}\sigma$)程度であった。また回転体の回角度を測定するために、1回転当たり1本及び128本の目円盤および光センサを円盤上に取り付けた。以上の回体の総質量は 912g となった。回転は手動により回転せ、およそ 120rpm 程度で十分速度が安定した状態で測を行った。装置全体の写真を図5に示す。

4. 制御を行わない場合の実験結果

4.1 回転誤差

まず、超音波振動子に印加する正弦波信号の振幅を定し、回転体を軸方向に約 $3.6\mu\text{m}$ の高さで浮上・回させた。この状態において、軸方向の振れを5回転にたって測定した結果を図6に示す。基準球取り付け時の偏に起因する1回転1山の成分は除去した。この回転誤

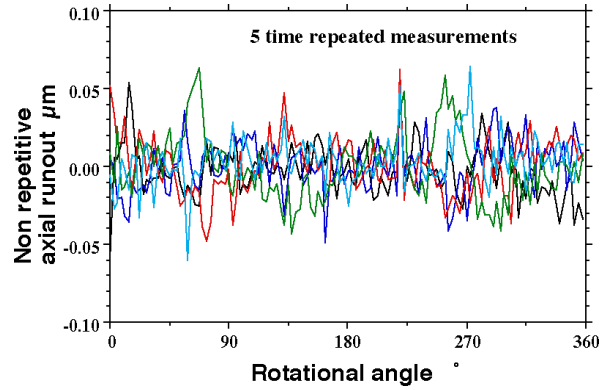


図7 非制御時の軸方向の回転非同期振れ

Fig. 7 Non repetitive axial runout during rotation without compensation

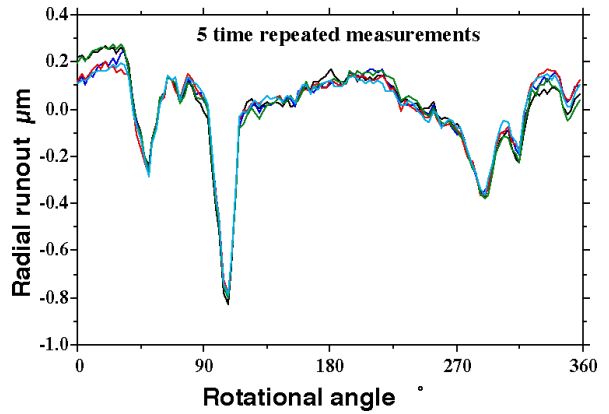


図8 非制御時の半径方向回転誤差

Fig. 8 Radial runout during rotation without compensation

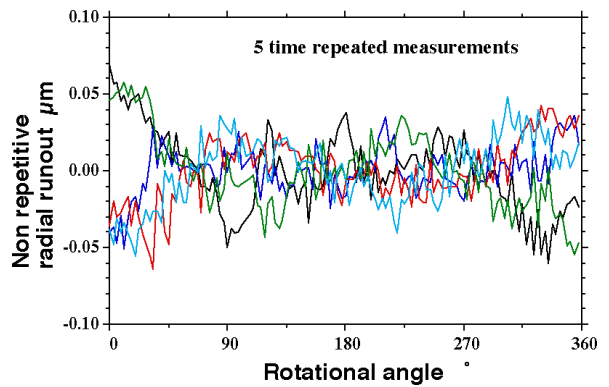


図9 非制御時の半径方向の回転非同期振れ

Fig. 9 Non repetitive radial runout during rotation without compensation

の平均値を回転同期振れ (Repetitive Run-out, RRO)とすると $0.232\mu\text{m}_p$ であり、ホーン端面のうねり $W_a = 1.5\mu\text{m}$ と較して小さく、空気膜による精度平均化効果が得られていることがわかる。RROと測定値の差を回転非同期成 (Non Repetitive Run-Out, NRRO)とすると、図7に示すように $0.125\mu\text{m}_p$ ($0.061\mu\text{m}\sigma$)となり、比較的良好な結

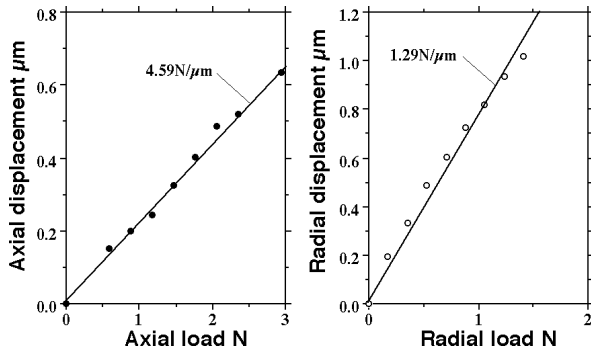


図10 非制御時の軸方向剛性と半径方向剛性

Fig. 10 Axial and radial stiffness without compensation

が得られた。

次に半径方向の振れを測定した結果を図8に示す。こ振れには基準球の幾何偏差 ($\leq 0.13 \mu\text{m}$) が含まれ、ホン外周面の真円度が $2.0 \mu\text{m}_p$ であったためもあるが、RROはやや大きく $1.03 \mu\text{m}_p$ であった。これは振れを測定す基準球の位置がリングより約 50mm 上方にあるため、転体の姿勢変動により半径方向の振れが拡大されたものと推察される。同様にNRROを求めた結果を図8に示す $0.130 \mu\text{m}_p$ ($0.065 \mu\text{m} 3\sigma$) であり、振れ軸方向とほぼ同の良好な結果が得られた。

4.2 軸受剛性

次に前節と同様に回転体を浮上させた状態で、軸方と半径方向に荷重をかけたときの回転体の変位から剛を測定した。軸方向では基準球の周りにリング状の分を載せたときの変位を、半径方向ではリングに横方向荷重を掛けリングの変位を測定した。結果を図10に示す。実験の範囲内ではほぼ線形的なばね剛性があることがわかる。線形近似した場合の剛性は、軸方向 $4.59\text{N}/\mu\text{m}$ 半径方向で $1.29\text{N}/\mu\text{m}$ であった。同じ外径寸を有する静圧空気軸受の剛性が約 $150\text{N}/\mu\text{m}$ および $35\text{N}/\mu\text{m}$ 程度である^[11]ことと比較すると1/30程度の剛性あり、さらなる改善を要する。

5. 制御を行った実験結果

5.1 制御時の軸方向の応答

図3に示す実験装置を用いて基準球の軸方向の位置をセンサで測定し、その位置情報をフィードバックすることによって回転体の軸方向の位置決め制御を行った。ま本節では、回転振れの影響を排除するために回転体を上させて回転させない状態で実験を行った。サンプリング周波数は 200Hz である。最初に $0.2 \mu\text{m}$ ステップの応答形を図11に示す。制定時間は 0.2s 以下であり、定常状態での位置偏差も小さく、安定して浮上していることがわかる。

次に、位置決め分解能を評価するために階段状の

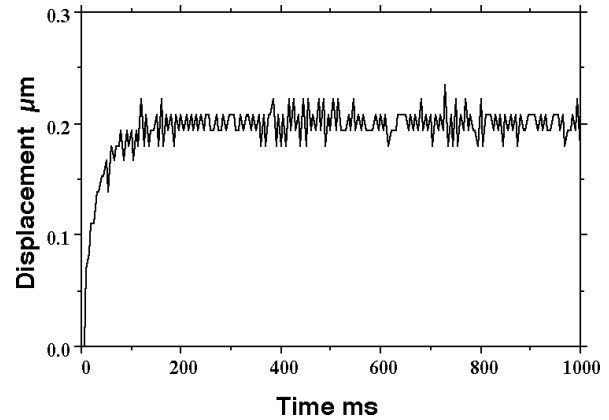


図11 PI制御を行った場合の $0.2 \mu\text{m}$ ステップ応答

Fig. 11 $0.2 \mu\text{m}$ step response using PI feedback control

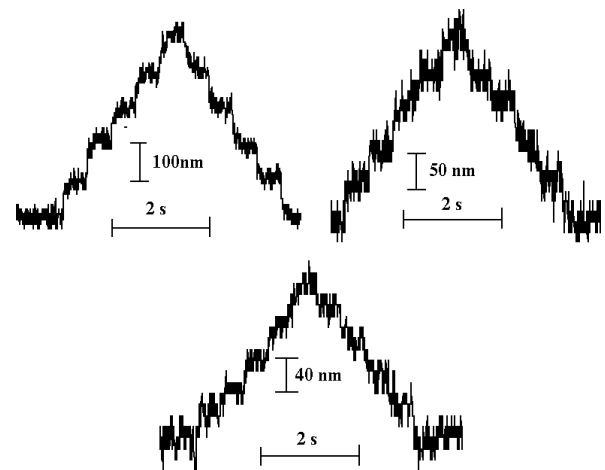


図12 100nm, 50nmおよび40nmステップ応答

Fig. 12 100 nm, 50 nm and 40 nm step responses

ステップ入力を行い、ステップ幅を 100nm , 50nm , 40nm 徐々に小さく設定した。結果を図12に示す。この実験装置ではA/D変換器の分解能が変位に換算して 28nm 程度であるが、より高分解能の変位センサ系を用いれば、 40nm 以下の分解能での位置決めが可能になると推察される。

5.2 制御時の軸方向の振れ

次に回転体を浮上・回転させ、2回転目から浮上量一定になるように位置決め制御を行った場合の軸方向振れの測定結果を図13に示す。ここでは4.1節とは異なり、1山成分を除去していないので、1回転目の回転差には基準球の偏心に起因する1回転当たり1周期の分が観察できるが、2周目以降ではほとんど消滅して行く。これは基準球と変位計のギャップをできるだけ一になるよう補正が働いていることを示している。数値には1回転目の振れが $0.35 \mu\text{m}_p$ ($0.27 \mu\text{m} 3\sigma$) か $0.13 \mu\text{m}_p$ (37%)、 3σ で $0.086 \mu\text{m}$ (32%) と1/3程度まで減少した。1回転目と5回転目の誤差波形をFFT解析

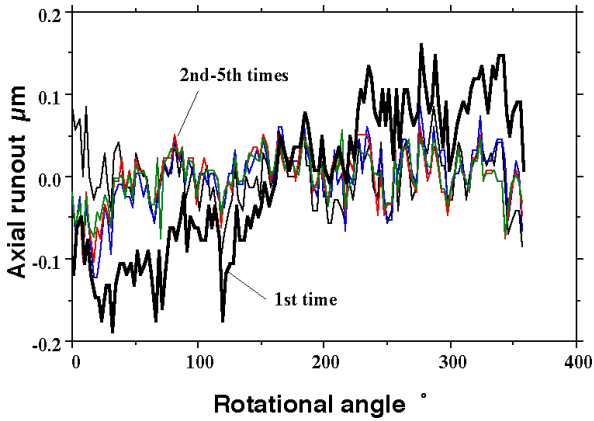


図13 制御時の軸方向振れの変化

Fig. 13 Variation of axial runout with compensation

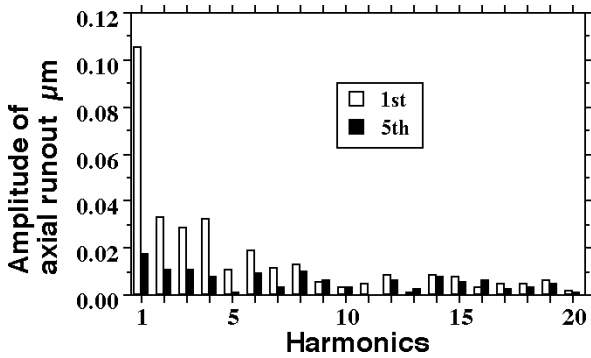


図14 制御時の軸方向振れのFFT解析結果

Fig. 14 Variation of radial runout with compensation

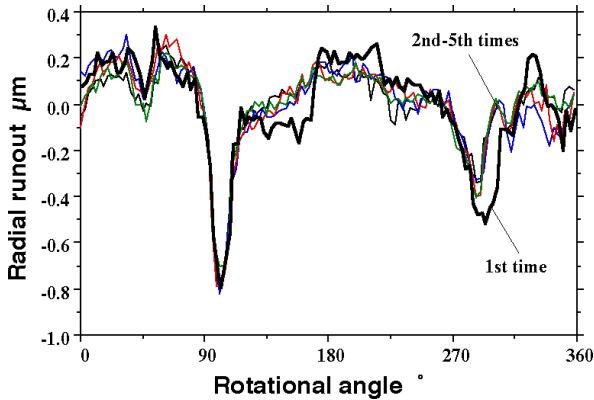


図15 制御時の半径方向振れの変化

Fig. 15 Variation of radial runout with compensation

た結果を図13に示す。特に8山以下の低次の成分の振りが減少していることがわかる。以上から軸方向の振れ能動的な補正が可能であることが確認できた。

軸方向の補正を行った場合の半径方向の振れの変化を図15に示す。図から1回転目とそれ以降の振れの大きさはわずかであるが減少し、1回転目の振れが $1.13\mu\text{m}_{p-p}$ ($0.66\mu\text{m}\sigma$) から $0.93\mu\text{m}_{p-p}$ (82%), 3σ で $0.52\mu\text{m}$

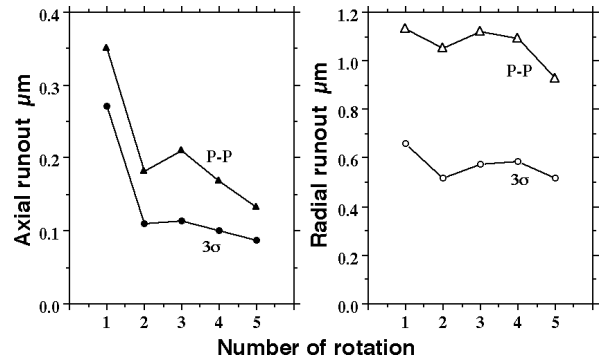


図16 軸方向制御時の回転振れの変化

Fig. 16 Axial and radial runout variation with compensation in axial direction

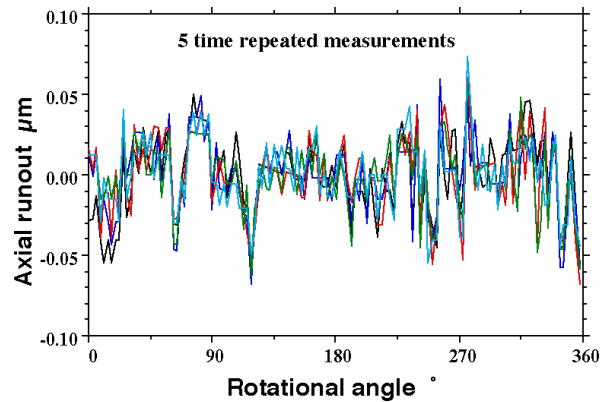


図17 軸方向制御時の軸方向振れ

Fig. 17 Axial runout with compensation

(78%)と8割程度まで減少した。これは前述のように、回転体の姿勢変動が大きく半径方向の振れに影響しているために、軸方向の制御を行うことにより姿勢誤が減少し、その結果半径方向の回転精度の向上が得られたのではと考えられる。図13と図15における回転振れ回転非同期振れの各回転数ごとの変化を図16にまとめた。

5.3 定常状態における振れ

本節では、定常状態時の回転振れを4.1節と同様に測した。軸方向の振れを5回測定した結果を図17に示す。RROは $0.118\mu\text{m}_{p-p}$ であり、補正を行わない場合(図6 $0.232\mu\text{m}_{p-p}$)の半分程度となった。そのときのNRROを18に示す。NRROの大きさは $0.065\mu\text{m}_{p-p}$ ($0.031\mu\text{m}\sigma$)であった。

図19は同様に軸方向の補正を行った場合の半径方向振れを示している。 $0.957\mu\text{m}_{p-p}$ であり、補正を行わない場合(図8, $1.03\mu\text{m}_{p-p}$)の93%となった。そのときのNRROを図20に示す。NRROは $0.156\mu\text{m}_{p-p}$ ($0.083\mu\text{m}\sigma$)であった。

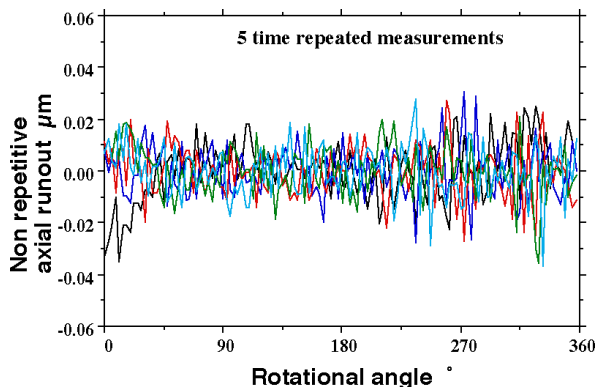


図18 軸方向制御時の軸方向回転非同期振れ

Fig. 18 Non repetitive axial runout with compensation

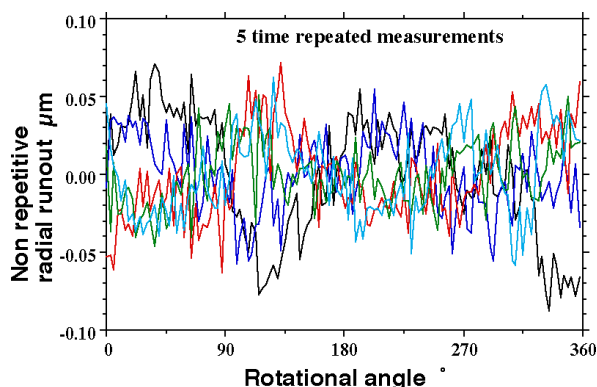


図20 軸方向制御時の半径方向回転非同期振れ

Fig. 20 Non repetitive radial runout with compensation for axial runout

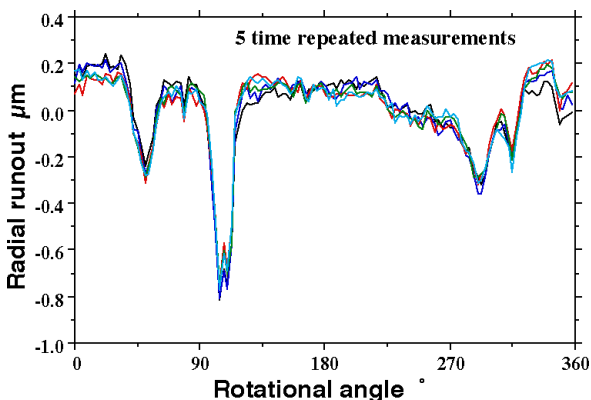


図19 軸方向制御時の半径方向振れ

Fig. 19 Radial runout with compensation

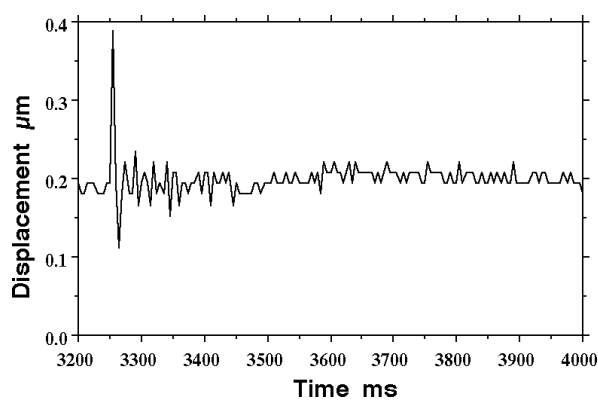


図21 外乱入力時の軸方向変位

Fig. 21 Response at disturbance under 1.2N axial load

5.4 外乱時の応答

図21は目標値を $0.2\mu\text{m}$ としてステップ状に位置決めした約3.2s後に、浮上している回転体上に質量60gの錘をせたときの応答波形を示している。変位は瞬間的 $0.2\mu\text{m}$ 程変動しているが、約0.3s後には安定した状態に戻っている。荷重を増加して実験を行った結果、1.2Nでの荷重に対して無限剛性化を確認した。

6. まとめ

浮上物体の軸方向の浮上と半径方向の拘束のための気膜の発生を1台の超音波振動子で得るために、円筒状を持つ振動方向変換体を用いて、軸方向の回転振れ補正が可能な空気軸受を試作した。補正により軸方向回転同期振れは $0.232\mu\text{m}_p$ から $0.118\mu\text{m}_p$ に半減した。回非同期振れは、 $0.03\sim 0.06\mu\text{m}_3$ 程度であった。半径方向の回転同期振れは、 $1.03\mu\text{m}_p$ から $0.957\mu\text{m}_p$ にわずかに少する。非同期振れは $0.06\sim 0.08\mu\text{m}_3$ 程度であった1.2Nまでの荷重に対して無限剛性化が確認できた。

文献

- [1] T. G. Bifano and T. A. Dow, Optical Engineering, 24, 5 (1985) 888.
- [2] 野村武彦, 金井 彰, 宮下政和, 精密工学会誌, 53, 7 (1987) 1104.
- [3] 渡辺一郎, 青山尚之, 下河辺 明, 精密工学会誌, 54, 2 (1988) 329.
- [4] 例えば, 小野京右, 潤滑, 21, 9 (1976) 589.
- [5] 吉本成香, 阿武芳朗, トライボロジスト, 36, 7 (1991) 543.
- [6] 吉本成香, 阿武芳朗, 精密工学会誌, 58, 3 (1992) 527.
- [7] 磯部浩巳, 久曾神 煌, 小島茂, 精密工学会誌, 65, 3 (1999) 438.
- [8] 大岩孝彰, 松田 滋, 松田 孝, 日本機械学会第75期通常総会講演会講演論文集 (IV), 250 (1998)
- [9] 大岩孝彰, 野原賢治, 第13回電磁力関連のダイナミクスシンポジウム講演論文集, 731-732 (2001)
- [10] 大岩孝彰, 田中宏幸, 市村 誠, 佐藤正典, 日本機械学会2001年度年次大会講演論文集 (III), 251-252 (2001)
- [11] 大岩孝彰, 市村 誠, 野原賢治, 2002年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, 105 (2002)
- [12] 伊藤勝彦, 森 栄司, 日本音響学会誌, 29, 5, 307-314 (1973)
- [13] GBS・N形エアベアリングユニットカタログ, 日本精工株式会社, (1990)