

静圧空気軸受の回転誤差 —吹き出し圧力のばらつきに関する解析的考察—

Run-out of Aero Static Bearing - Analytical Study for Dispersion of Nozzle Pressure -

富田 宏貴¹⁾

Hiroataka Tomita¹⁾

Abstract : In this paper, effect of dispersion of nozzle pressure in the aero static bearing on run-out was analyzed. High rotation precision is required to the aero static bearing. It is necessary to reduce run-out to occur in radial motion of spindle to enhance rotation precision. I devised the aero static bearing which placed a lot of inherent orifice restrictor to uniformly pressure distribution. In this case, it is necessary to consider dispersion of nozzle pressure. The dispersion ratio of nozzle pressure considered in 5%~20%. As the result, I clarified influence on run-out by the dispersion ratio nozzle pressure.

Keywords : Aero static bearing, Run-out, Measurement accuracy, Precision Design

1. 緒言

精密加工機や測定機の回転案内運動機構として用いられる静圧空気軸受には高度な「剛性」「負荷容量」「運動精度」が必要となる。運動精度は軸受部品の加工精度に影響することが経験上知られているが、両者の因果関係を定量的に実証した例は少なく、現場技術者の技能に依存した部品加工が行われているのが現状であり、剛性や負荷容量とは異なり明確な設計指針が確立されていない。

軸受の生産性を高める上で目標の運動精度を満足する軸受部品の合理的な精度設計の指針確立が必要であり、本研究はこれまでに軸部品形状と軸受の運動精度との因果関係を実験と解析から定量的に明らかにした¹⁾。

図1に自成絞り方式静圧空気軸受の構造を示し、表1に軸受仕様を示す。図1は主に真円度測定機の回転テーブルとして用いられる。

真円度測定機の測定精度は回転テーブルの回転運動精度が直接影響し、回転テーブルを構成する静圧空気軸受には高精度な回転運動精度が必要となる。

高精度な回転運動精度を得るには、軸が回転運動する際に生じる軸心の振れ回り（以下、回転誤差と称す）を低減させなければならない。回転誤差は軸部品の僅かな形状誤差による軸受隙間内の圧力分布が変動することで発生する。

本研究では軸受製作の加工コストに配慮し、軸部品の製作精度を維持しながら軸受隙間内の圧力分布を均一化させて回転誤差を低減する方策として新方式の静圧空気軸受を考案した^{2~4)}。

新方式の軸受は自成絞りを従来の軸受よりも多数配置した点を特徴とし、解析で検証した結果その効果を確認した。本報告では、自成絞りを多数配置した静圧空気軸受における留意点を明らかにするため、自成絞りの吹き出し圧力のばらつきが回転誤差に与える影響を解析的に考察する。

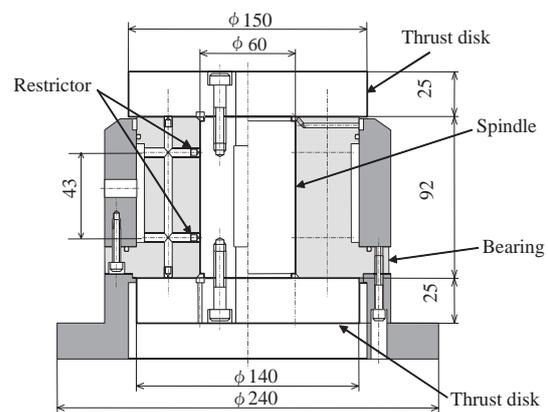


図1 自成絞り方式静圧空気軸受の構造

表1 自成絞り方式静圧空気軸受の仕様

Radial bearing		Thrust bearing	
Number of inherent orifice restrictor	2×12	Number of inherent orifice restrictor	12
Clearance	10μm	Clearance	20μm
Diameter of inherent orifice restrictor	0.2mm	Diameter of inherent orifice restrictor	0.25mm
Load capacity	309.7N	Load capacity	1862.0N
Stiffness	77.4N/μm	Stiffness	190 N/μm

¹⁾東京都立産業技術高等専門学校 ものづくり工学科, 医療福祉工学コース

2. 回転誤差の発生メカニズム

図2は図1の自成絞り方式静圧空気軸受の断面において軸受隙間内の空気の圧力分布を模式的に示した図である。

自成絞り方式では絞り直下の圧力が最も高く、絞りとの中間位置で圧力は最も小さくなる。自成絞り方式の静圧空気軸受では、軸受断面で見ると圧力は放物線が連続した分布の空気膜力で軸を支持している。

自成絞りからの吹き出し圧力が全て等しく且つ軸が真円であれば軸受隙間内の圧力分布は均一となり、安定した空気膜力で軸のバランスは保たれ回転誤差は生じない。

しかし、例として図2に示す軸の形状誤差があると軸受隙間の均一性が失われ軸受隙間内の圧力が変動し、空気膜力の変化により軸には不釣り合い力が作用する。軸は力の不釣り合いを打ち消すために圧力が均衡する位置まで移動し、この時の軸心移動が回転誤差となる。

回転誤差を低減させるには軸受隙間内の圧力分布を均一化させることであり、軸の形状を真円に近付けることが出来れば理論的に成立するが、実際には技術的に加工限界があるため軸を真円に製作することが出来ないことや加工コスト増大も問題となる。

本研究では軸部品の加工コストに配慮しながら圧力分布を均一化させる別の方法として軸受面に多数の自成絞りを配置した静圧空気軸受を考案し、従来の自成絞り方式静圧空気軸受よりも高い回転精度が得られることを確認した。しかし、多数の自成絞りを配置した場合には吹き出し圧力のばらつきは軸受隙間内の圧力分布を不平衡にし、回転誤差を発生させる要因になることが考えられる。

図3は図1の軸受断面における圧力分布（供給圧力0.3MPa時）の測定結果を示す。

図3は上側の絞り列が配置されている軸受断面の圧力分布であり、絞り直下の圧力が極大値となる。理想的な圧力分布は絞りの個数と同じ数の極大値が全て等しくなるが、実測された結果では極大値が異なっている。12点の極大値の平均値0.291Mpaに対して約3%のばらつきがあった。

絞り直下における吹き出し圧力ばらつきによる回転誤差への影響を調べるため、吹き出し圧力のばらつきをパラメータとして回転誤差を解析的に考察する。

3. 回転誤差の解析方法

静圧空気軸受の回転誤差は本研究で考案した手法を用いる。軸受隙間内の圧力分布を有限要素法で計算し、圧力変動から生じる軸への不釣り合い力をベクトル演算により求め、不釣り合い力の大きさと方向から軸心移動すなわち回転誤差を算出する。

図4にFEMモデルを示す。軸受内面を要素分割し、軸方向zの分割数を10、円周方向θの分割数を225点とした。

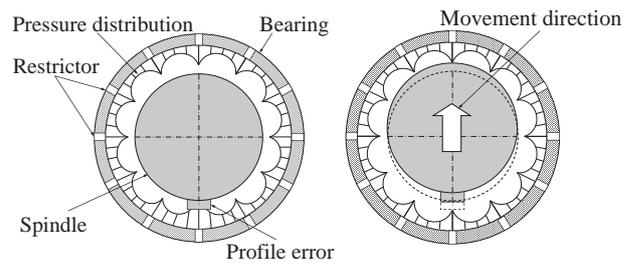


図2 回転誤差の発生メカニズム

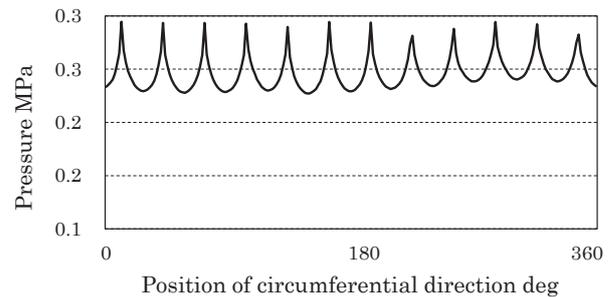


図3 圧力分布の測定結果（自成絞り12個）

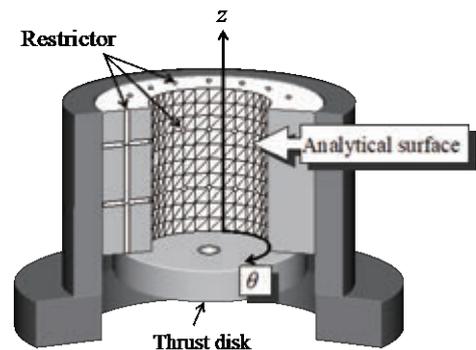


図4 有限要素法の解析モデル

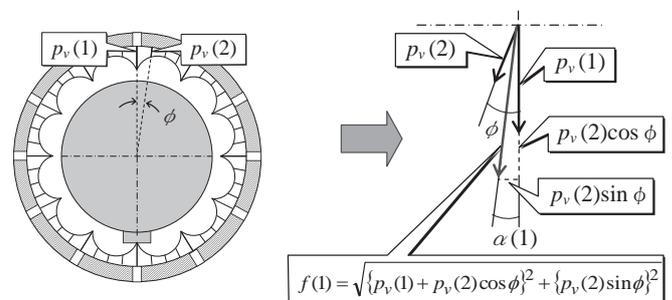


図5 ベクトル演算による不釣り合い力の算出方法

分割数 225 点により、1 点あたりの角度 ϕ は 1.6° となる。FEM 要素数を 4500 で解析する。軸受隙間内の空気の圧力発生を支配する方程式には空気の慣性力を無視して得られるレイノルズ方程式を用いた。

なお、解析対象とする静圧空気軸受は真円度測定機で使用されることを想定し、軸の回転速度は 3min^{-1} の低回転速度であり軸受隙間内における空気の相対速度は低いことから空気の流れを準定常と仮定し、空気潤滑を定常状態に置き換えた式(1)を用いた。

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p^2}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p^2}{\partial z} \right) = 0 \quad (1)$$

p は空気膜力に発生する圧力、 h は軸受半径方向の隙間、 η は空気の粘性係数である。

円周方向の各節点における圧力に FEM の要素面積を掛けて各節点での力を求める。

軸受隙間内の圧力分布の変化により軸に作用する不釣り合い力は隣り合う力と力を順番にベクトル演算で力を全て合成すると得られ、不釣り合い力の大きさと方向が軸心の移動量すなわち回転誤差となる。

図 5 は $\phi=0^\circ$ の位置における力 $p_r(1)$ と次の $\phi=1.6^\circ$ での力 $p_r(2)$ の合成方法を示す。合成した力を $f(1)$ とし、この力 $f(1)$ は $\phi=3.2^\circ$ の力 $p_r(3)$ と合成し $f(2)$ となる。 f の計算を円周方向分割数の $f(225)$ まで繰り返し計算すると、現在の軸の位置において作用する不釣り合い力が求まり、不釣り合い力の大きさと方向がその時点での回転誤差となる。解析では軸が一回転するまで繰り返し計算する。

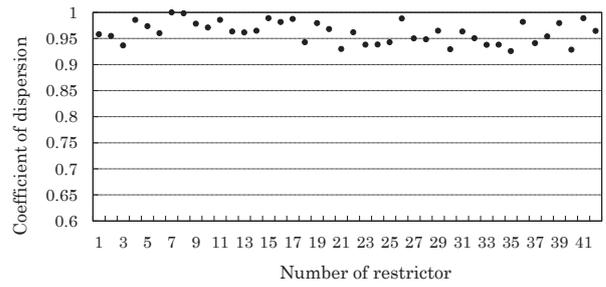
4. 吹き出し圧力の設定

油を使用する軸受ではラジアル面の円周方向に最低でも 6 個の絞りが必要と言われており、これを参考に絞り個数は 6 の倍数個で設定する。解析では実際に製作が行える絞り個数を想定し、最も多数の 42 個の自成絞りを設定する。

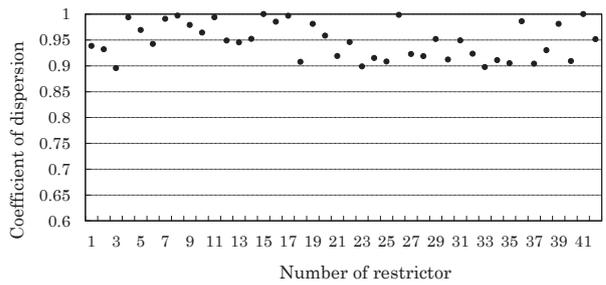
解析のパラメータとして用いる自成絞り直下における吹き出し圧力のばらつきは、42 個の絞り直下圧力である極大値に対してばらつきを与える。軸受の諸寸法は表 1 の仕様と同等とし、吹き出し圧力は極大値で 0.3MPa とする。

自成絞りを多数配置するには軸受に剛性と負荷容量を持たせるため、軸受に流入出する空気の流量バランスから自成絞り 1 個当たりの孔径は微小寸法で設計する必要がある。

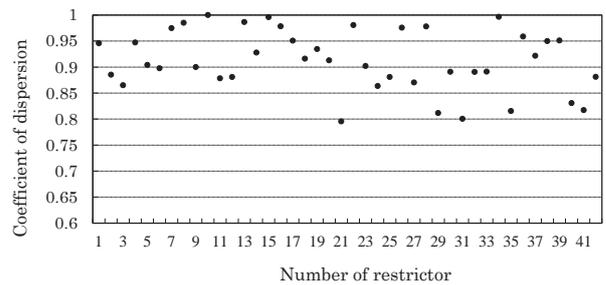
42 個の自成絞りを配置する場合の絞り孔径は設計上で $\phi 0.05$ 以下の極小径となるため製作の難度が高くなる。加工の際に生じる絞り孔径の寸法誤差や形状誤差が自成絞り直下の吹き出し圧力にばらつきを与える一要因となる。



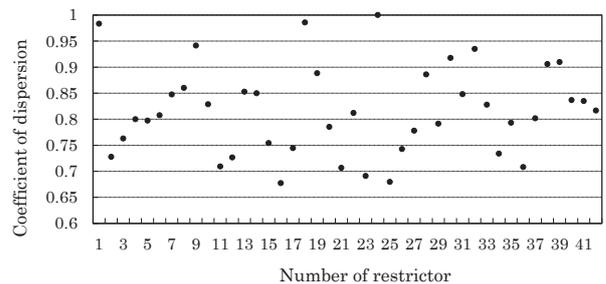
(a) 5%



(b) 10%



(c) 15%



(d) 20%

図 6 吹き出し圧力のばらつきを決定する係数

本解析では吹き出し圧力のばらつきは乱数から作り出した係数で与える。軸受への供給空気圧力 0.3MPa を係数 1 とし、係数 1 に対するばらつき率として最大で約 5%, 10%, 15%, 20% とする範囲内で乱数による係数を作成し、42 個

の極大値に対してばらつき率を乗じたものを吹き出し圧力のばらつきとした。

図 6 は自成絞り 42 個に対して与えたばらつきを示す。縦軸の係数 1 が 0.3MPa を指す。ばらつき率の割合を変えて与えた吹き出し圧力から回転誤差を解析し、ばらつき率の違いによる回転誤差を比較する。

5. 解析結果と考察

5.1 解析に用いたリッジ軸と回転誤差

本研究では回転誤差と軸部品の形状誤差との因果関係を定量的に得やすくするため独自に考案したリッジ軸を用いて実験と解析を行っている。

図 7 に実際のリッジ軸外観と軸の正面と断面を模式的に表した図を示す。軸を断面で見た時に円周方向に約 $2\mu\text{m}$ の凸形状が 7 ヲ配置されるように軸の円筒面に特殊なメッキ加工がしてある。凸形状の大きさと位置により軸受隙間内の圧力分布を不平衡にさせ回転誤差を大きく与える効果がある。

図 8(a) はリッジ軸の断面形状を示し、図 8(b) はリッジ軸を図 1 および表 1 の軸受に組み込み供給空気圧力 0.3MPa 時の回転誤差を本解析方法で求めた結果を示す。なお、軸形状および回転誤差の大きさは PV 値 (Peak to Valley) で示す。

リッジ軸は凸形状により軸受隙間内の圧力分布を大きく変動させる。本研究で対象とした静圧空気軸受では通常の研削加工軸やラップ加工軸の回転誤差は約 $0.05\mu\text{m}$ であり、それらと比較するとリッジ軸の回転誤差は約 40 倍となる。

5.2 吹き出し圧力のばらつきによる回転誤差の違い

図 9 は軸受のラジアル側に自成絞りを 42 個配置し、図 8(a) のリッジ軸を組み込み、同様の動作条件で解析した回転誤差および軸受隙間内の圧力分布である。なお、図 9 の解析では吹き出し圧力のばらつきは考慮していない。

図 9(a) は上側の自成絞り列の位置にある軸受断面での圧力分布を示す。

自成絞りが 12 個の軸受と比べて自成絞り間隔が短くなることから自成絞り間の圧力はほとんど降下せず圧力の平均値も高くなる。

図 8(b) と図 9(b) を比較すると回転誤差は 1/6 まで低減している。自成絞りを 42 個に増やしたことで自成絞り直下からの吹き出し圧力によるリッジ軸への支持点が 42 ヲ所に増え、自成絞りが 12 個の軸受に比べて軸受隙間内の圧力分布が均一化する。圧力分布の均一化により軸に作用する不釣り合い力の発生も抑えられることでリッジ軸でも回転誤差は大幅に低減される。

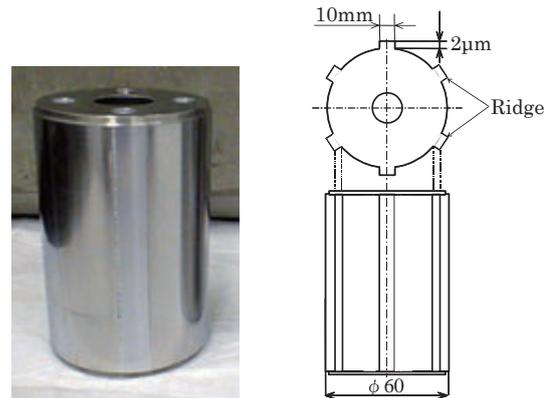


図 7 解析で使用したリッジ軸の外観と模式図

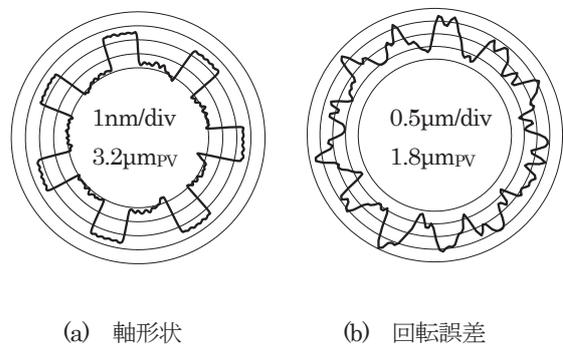
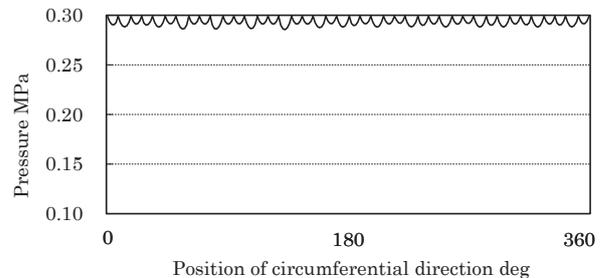
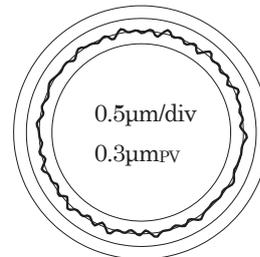


図 8 リッジ軸の形状および回転誤差の解析結果 (自成絞り 12 個)

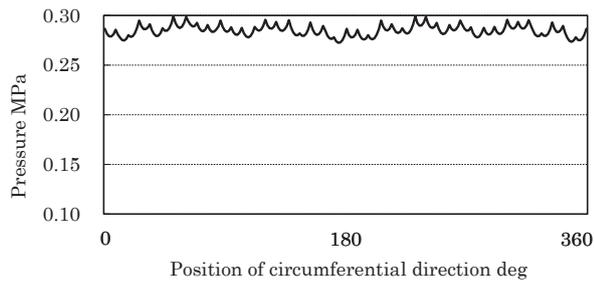


(a) 軸受隙間内の圧力分布

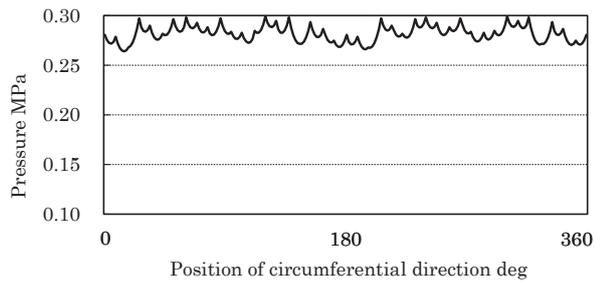


(b) 回転誤差の解析結果

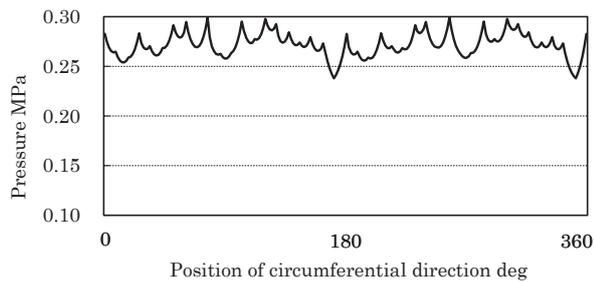
図 9 軸受隙間内圧力分布および回転誤差の解析結果 (自成絞り 42 個、ばらつき無し)



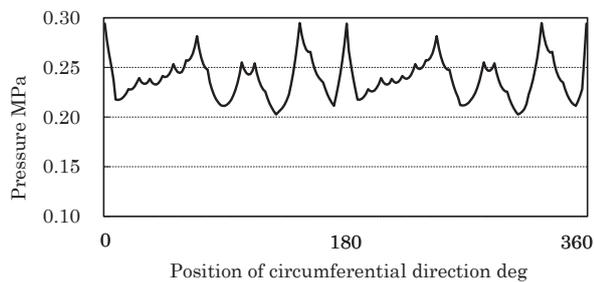
(a) 5%



(b) 10%



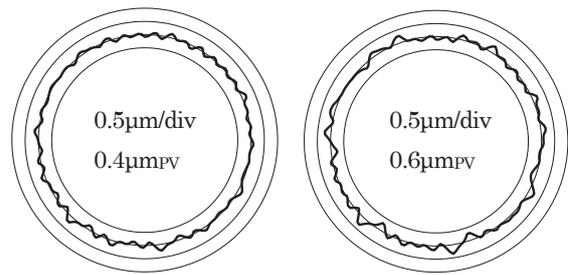
(c) 15%



(d) 20%

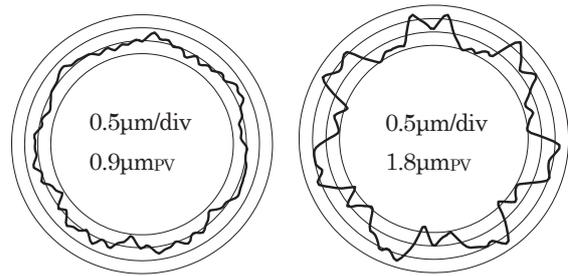
図 10 自成絞り直下の吹き出し圧力にばらつきを与えた場合の軸受隙間内圧力分布および回転誤差の解析結果

図 10 に軸受のラジアル側に配置した 42 個の自成絞りに対して吹き出し圧力のばらつき率を 5%, 10%, 15%, 20% とし, 7 リッジ軸を組み込んで解析した圧力分布を示す. 図 10 は軸受断面において上側の自成絞り列が配置されている断面での圧力分布となっている.



(a) 5%

(b) 10%



(c) 15%

(d) 20%

図 11 回転誤差の解析結果 (自成絞り 42 個)

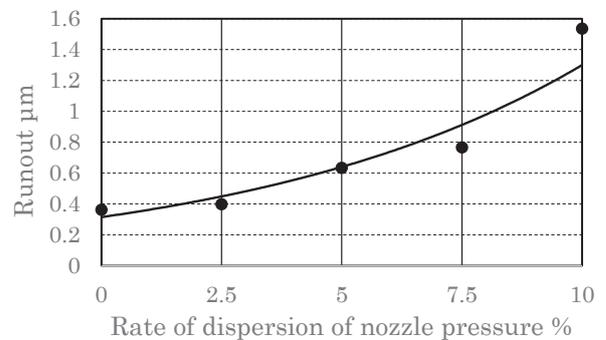


図 12 吹き出し圧力のばらつき率と回転誤差の関係

自成絞り直下の圧力にばらつきを与えると, 軸受隙間内の圧力分布も変動する. ばらつき率の増加に伴い圧力分布の変動分も大きくなり, ばらつき率が大きくなると圧力分布の平均値が減少する.

図 11 に自成絞り直下の吹き出し圧力にばらつき率を 5%, 10%, 15%, 20% とした場合の回転誤差の解析結果を示す.

ばらつき率が増加すると回転誤差も大きくなる. ばらつきを考慮せず解析された図 9(b) の回転誤差と比較すると, ばらつき率 5% は殆ど違いが見られない. ばらつき率が 10% 以上になると回転誤差が徐々に大きくなる.

自成絞り直下の吹き出し圧力がばらつくことにより圧力分布が不均一になり, 空気膜力が不釣り合いになることに伴い回転誤差が発生する.

自成絞り直下圧力のばらつきが大きくなると圧力分布の均一性が次第に失われ、不釣合いが大きくなることで回転誤差が大きくなる。

図 12 に自成絞り直下の吹き出し圧力のばらつき率と回転誤差の関係を示す。

ばらつき率と回転誤差の比率を求めると、ばらつき率 0% を基準にした場合、ばらつき率が 20% になると回転誤差は約 4 倍に増加する。

自成絞り直下の吹き出し圧力にばらつきが生じる場合、自成絞り個数を多く配置しても回転誤差が発生するため、自成絞り個数を増やす場合には、絞り直下の吹き出し圧力を均一化することが必須となる。

軸受隙間内の圧力分布を均一化する方策として、多数の孔を有する多孔質材料で製作した多孔質絞り方式静圧空気軸受や絞りの形状を面状に加工した表面絞り方式静圧空気軸受がある。今回の解析結果は多孔質絞りや表面絞りにおいても同様の結果になると考えられ、これらの絞り方式を採用する静圧空気軸受を取り扱う場合にも吹き出し圧力のばらつきには留意する必要がある。

多孔質絞り方式では吹き出し圧力のばらつきは素材となる多孔質材の品質で決まるため、素材によっては吹き出し圧力がばらつくことがある。加工によって素材のばらつきをコントロールすることも難しく、軸受部品の製作面では自成絞り方式よりも製作難度と共に加工コストも高くなる傾向にある。

自成絞り方式は機械加工による製作であり、多孔質絞り方式に比べて加工の確実性が高く製作面では優位性があるが、自成絞りの個数を増やせば加工コストは高くなるため、目標とする運動精度との兼ね合いで最適な絞り個数を選定することが必要である。

6. 結言

静圧空気軸受の回転誤差を低減するために考案した自成絞りを多数配置した静圧空気軸受について、自成絞り直下の吹き出し圧力のばらつきが回転誤差に与える影響を解析的に考察した。得られた成果を以下に示す。

- ・自成絞りを軸受のラジアル側に 42 個を配置した静圧空気軸受を対象とし、リッジ軸を組み込んだ場合の軸受隙間内の圧力分布と回転誤差を解析した。自成絞りを 42 個に配置すると軸受隙間内の圧力分布が均一化され、空気膜力が高まることでリッジ軸でも回転誤差が大幅に低減できることを示した。
- ・自成絞り直下における吹き出し圧力のばらつきを乱数から作り出した係数で与え、ばらつき率として 5%、10%、15%、20% における回転誤差を解析した。吹き出し圧力のばらつきを考慮しない結果と比較すると、ばらつき率 5% では殆ど回転誤差の変化は見られなかった。ばらつき

率が 10% 以上に増加すると軸受隙間内における圧力分布の変動分も大きくなり、ばらつき率 20% では回転誤差が約 4 倍に増加した。

- ・自成絞り個数を多く配置すると回転誤差の低減には有効である一方で、自成絞り直下の吹き出し圧力にばらつきを生じると回転誤差が発生するため、自成絞り直下の吹き出し圧力のばらつきには留意しなければならない。

謝辞

本研究に用いた静圧空気軸受およびリッジ軸の製作にご協力頂いた株式会社三鷹精工 代表取締役社長 山下弘洋氏に感謝申し上げます。

参考文献

- [1] 富田 宏貴, 高橋 正明, 小泉 孝一: 静圧空気軸受の回転誤差に関する研究—軸の半径方向における形状誤差に着目した回転誤差の解析—, 精密工学会誌, 75-4, pp.525-529, 2009.
- [2] 富田宏貴, 高橋正明, 山下弘洋, 田村恵万, 小泉孝一: 静圧空気軸受の回転誤差に関する研究, 数理科学会論文集, Vol. 11-No. 1, pp. 15-20, 2009.
- [3] 富田宏貴, 高橋正明, 山下弘洋, 田村恵万, 小泉孝一: 静圧空気軸受の回転誤差に関する研究—軸受性能の高度化を目指して—, 第 29 回数理科学講演会, 2010.
- [4] 富田宏貴, 小泉孝一: 静圧空気軸受の精度設計—自成絞り方式静圧空気軸受の高精度化への実験的検討—, 第 35 回数理科学講演会, 2016.