格子形溝軸受面を有する高性能静圧エアスピンドルの設計と試作*

小野京右^{*1}, 山本 浩^{*1}, 植本浩紀^{*2}Design and Manufacture of High-Performance
Hydrostatic Air Bearing Spindle with Grid-Shaped Grooves

Kyosuke ONO, Hiroshi YAMAMOTO and Hiroki UEMOTO

This paper describes the design and manufacture of a new hydrostatic air bearing spindle with grid-shaped grooves that can provide a relatively high damping ratio in a high-frequency region of resonance, as well as high stiffness. The numbers of inner grooves on the inner surfaces of the thrust, angular and radial bearings are determined so that gas film damping becomes maximum near the natural frequencies of the thrust and radial vibration modes. Increases in groove number and groove depth generally result in high damping in the high-frequency region, but excessive increases cause damping to be negative in the low-frequency region. The design procedure to determine the optimal value of the groove parameters is described by the design charts based on numerical calculation. From the evaluation of the manufactured prototype, it is proved that the proposed air bearing spindle can realize relatively high damping ratios of thrust, angular and radial modes of 0.07, 0.11 and 0.15, respectively, while maintaining high static stiffnesses of 627 N/ μm and 99 N/ μm in the thrust and radial directions, respectively.

Key Words: Lubrication, Hydrostatic Bearing, Damping, Stiffness, Air Bearing, Thrust Bearing, Radial Bearing, Grid-Shaped Grooves

1. ま え が き

静圧気体軸受は超精密加工技術を支える重要な非接触位置決め機構であり、従来より剛性向上の見地から、表面絞り軸受⁽¹⁾、スロット絞り軸受⁽²⁾、多孔質軸受⁽³⁾等の軸受形式が提案されてきたが、動的精度向上の観点からはその減衰能の向上も重要である。先に著者らは外周溝付き給気孔絞り形軸受構造⁽⁴⁾⁽⁵⁾を適用した静圧エアスピンドルの試作研究を行い、多孔質軸受相当以上の剛性を有するエアスピンドルを実現したが、減衰比は0.03~0.05と小さかった⁽⁶⁾。

そこで著者らは、安定した特性を機械加工により比較的容易に実現できる給気孔絞り形軸受面構造を前提として、静圧気体軸受の共振点近傍の減衰能を最も高めることのできる軸受面構造を明らかにするため、まず給気孔絞り形静圧気体軸受一次元モデルについて数値解析を行い静圧気体軸受の基礎的な減衰特性を明らかにした。そして給気部の位置を極力軸受端部に近づけ軸受面内の静的圧力を極力高めることにより減衰の

最大値を高めることができ、さらに軸受端部に設けた給気部の間の領域を複数本の細溝で分断することにより減衰が最大となる振動数を高め得ることを明らかにした⁽⁷⁾⁽⁸⁾。次に、一次元軸受モデルで検討した軸受面形式を静圧エアスライダの正方形軸受面に適用したくし形溝軸受面を提案し、剛性を低下させることなく共振点近傍の減衰比を高め得ることを、理論的および実験的に明らかにした⁽⁹⁾。さらに、静圧気体環状スラスト軸受およびラジアル軸受の減衰能を高めるための格子形溝軸受面構造を提案するとともに、特定の振動数近傍における減衰能を高めるための設計法を論じた⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

本研究は高い減衰能を有する静圧エアスピンドルのプロトタイプを実現することを目的として、前報⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾で提案した格子形溝スラスト軸受面およびラジアル軸受面を有する標準的形状の静圧エアスピンドルを設計し、試作によってその特性を評価した。その結果、軸受静剛性を低下させることなく共振点近傍で高い減衰比を有する静圧エアスピンドルを実現し得たので、以下に報告する。

2. 記 号

$2r_o$: スラスト軸受外径 mm

* 原稿受付 平成6年7月18日。

^{*1} 正員, 東京工業大学 (〒152 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。

^{*2} (株)リコー生産技術研究所 (〒223 横浜市港北区新栄町 16-1)。

- $2r_i$: スラスト軸受内径 mm
 $2R$: ラジアル軸受径 mm
 $2L$: ラジアル軸受長さ mm
 c : 軸受すきま μm
 d_o : スラスト軸受外側給気孔径 mm
 d_i : スラスト軸受内側給気孔径 mm
 d : ラジアル軸受給気孔径 mm
 l_t : 軸受端ランド巾 mm
 l_g : 溝分断ランド巾 mm
 w : 溝巾 mm
 g : 溝深さ μm
 $4N_{\theta\theta}$: スラスト軸受半径方向分割溝本数
 ラジアル軸受軸方向分割溝本数
 N_{gr} : スラスト軸受円周方向分割溝本数
 N_{gy} : ラジアル軸受円周方向分割溝本数
 p_{sg} : 給気圧力 MPa
 p_a : 大気圧力 MPa
 μ : 粘度 Pa·s
 ω : 角振動数 rad/s
 σ : スクィーズ数

$$\left[= \frac{12\mu\omega}{p_a} \left(\frac{r_o}{c} \right)^2 \text{ スラスト軸受} \right]$$

$$\left[= \frac{12\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \text{ ラジアル軸受} \right]$$
 k : 剛性 (N/ μm : スラスト・ラジアル方向)
 (Nm/rad: アンギュラ方向)
 b : 減衰 (N/ $\mu\text{m}\cdot\text{s}$: スラスト・ラジアル方向)
 (Nm/rad·s: アンギュラ方向)
 K : 無次元剛性
 B : 無次元減衰
 ζ : 減衰比
 添 字
 t : スラスト方向
 r : ラジアル方向
 a : アンギュラ方向

3. 格子形溝軸受面を有する 静圧エアスピンドル

本研究で対象とする静圧エアスピンドルの構造概略を図1に示す。内径 55 mm, 外径 110 mm のスラスト軸受面 2 面, および直径 50 mm, 長さ 50 mm のラジアル軸受面 1 面からなる短軸大径のスピンドルであり, 傾き剛性はおもに 2 面のスラスト軸受面で生じる構造となっている。

図2および3に本報で設計・試作するエアスピンドルの格子形溝スラスト軸受面およびラジアル軸受面を

それぞれ示す。図2および3に示すように, 黒太線で示す軸受端部に設けられた 2 本の円周外周溝(以下給気溝とする)に白丸で示す位置に 90° 間隔で 4 個ずつ給気孔を設ける。さらに外周給気溝で囲まれた内側の領域(以下内側ランド部とする)を灰色太線で示す給気

図1 静圧エアスピンドル構造概略

図2 格子形溝スラスト軸受面構造
($N_{\theta\theta}=1$, $N_{gr}=3$)

図3 格子形溝ラジアル軸受面構造
($N_{\theta\theta}=4$, $N_{gy}=0$)

溝と導通する複数本の溝(以下分割溝とする)により分割する構造となっている。分割溝の設け方にはスラスト軸受面では円周方向または半径方向、そしてラジアル方向では円周方向または軸方向とそれぞれ2とおりあるが、前報⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾の解析結果に基づき、スラスト軸受面では溝長さが短くなるように分割溝を円周方向溝とし、ラジアル軸受面では円周溝を多く設けることによる剛性の低下を避けるため分割溝を軸方向溝とする。また溝の導通効果に起因するラジアル剛性およびスラスト軸受のアンギュラ剛性の低下をできるだけ抑えるため、すべての円周方向溝は図2および3に示すように4分割する。

図2および3の軸受面構造が高剛性・高減衰の特性を有する理由と、基本的な軸受設計法を要約すると以下のとおりである。給気孔絞り形軸受において、減衰の最大値はスクィーズ数が十分高い領域の剛性(圧縮性剛性)とスクィーズ数零における剛性(静剛性)の差にほぼ比例し、また圧縮性剛性は基本的に静的軸受反力に比例する性質をもつ⁽⁷⁾。よって減衰を高めるためには軸受全面の静的圧力を高める必要があり、そのためには図2および3に示す軸受端部に設けた外周給気溝に給気孔を設けた軸受面構造が必然となる。また給気溝にはさまれた領域を分割する分割溝は静剛性や静的軸受反力、圧縮性剛性にはほとんど影響せず、減衰が最大となるスクィーズ数を変化させるだけである。よって、減衰の最大値は基本的には静剛性とのトレードオフで決まり、あとは減衰が系の固有振動数近傍で最大となるように分割溝諸元を決定すればよい。

4. スラストおよびラジアル軸受の 格子形溝諸元の設計

4.1 前提とする軸受諸元 前報⁽⁸⁾より溝巾 b は高減衰化のためには極力狭くすることが望ましいが、加工上の限界を考慮し $w=0.5\text{ mm}$ とし、軸受すきま c を $5\text{ }\mu\text{m}$ とする。また給気孔径はラジアル軸受面においては $d=0.20\text{ mm}$ とし、スラスト軸受面においては内周および外周で給気条件を等しくするため⁽⁵⁾それぞれ $d_i=0.20\text{ mm}$ および $d_o=0.28\text{ mm}$ とする。またラジアル軸受面における円周溝の分断ランド巾 l_o は 2.5 mm とし、スラスト軸受面における円周溝の分断ランド巾 l_o は最内周で 4 mm 、最外周で 8 mm として、中心から円周溝までの距離にほぼ比例する寸法とする。また軸受端ランド巾 l_i は極力小さくしたほうがよいが、あまり小さくすると給気孔部の加工が困難となるため、スラスト軸受面およびラジアル軸受面とともに $l_i=3\text{ mm}$ とする。

以下給気圧力 0.49 MPa の条件下で、ラジアル軸受面における1/4周当たりの軸方向溝本数 $N_{\theta\theta}$ およびスラスト軸受面における円周方向溝本数 N_{gr} と溝深さ g をパラメータとして数値解析を行い、無次元剛性 K および無次元減衰 B を求め設計チャートを作成し、格子形溝軸受面を有する静圧エアスピンドルの設計を行う。

4.2 無次元剛性および減衰の解析法と定義 既報⁽⁵⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾と同様にDivergence Formulation法により静的気体膜圧力および調和すきま変動に対する複素動的気体膜圧力を求める。後者をスラスト、ラジアルおよびアンギュラ方向についてそれぞれ積分し、以下に示す無次元剛性および減衰を求める。ただし、ラジアル軸受面で発生する傾き剛性はスラスト軸受面で発生する傾き剛性の1/10程度なので、以下アンギュラ剛性および減衰についてはスラスト軸受面についてのみ考慮する。

$$K_t = \frac{k_t}{k_{0t}} \quad K_r = \frac{k_r}{k_{0r}} \quad K_a = \frac{k_a}{k_{0a}} \dots\dots\dots (1)$$

$$B_t = \frac{b_t \omega}{k_{0t}} \quad B_r = \frac{b_r \omega}{k_{0r}} \quad B_a = \frac{b_a \omega}{k_{0a}} \dots\dots\dots (2)$$

ここで

$$k_{0t} = N_t \times 4 \frac{\pi(r_o^2 - r_i^2)p_{sg}}{4c} \dots\dots\dots (3)$$

$$k_{0r} = N_r \times 4 \frac{RLp_{sg}}{c} \dots\dots\dots (4)$$

$$k_{0a} = N_a \times 4 \frac{\pi(r_o^2 - r_i^2)(r_o + r_i)^2 p_{sg}}{32c} \dots\dots\dots (5)$$

である。 N_t 、 N_r および N_a は、それぞれスラスト、ラジアルおよびアンギュラ方向に作用する軸受面数である。式(3)~(5)に示す k_{0t} 、 k_{0r} および k_{0a} は、軸受面1面を4等分した軸受の中心に、上限値と考えられるばねこわさ(スラスト軸受面の場合 $\{p_{sg}(r_o^2 - r_i^2)/4\}/c$ 、ラジアル軸受面の場合 $p_{sg}RL/c$)のばねが存在する場合のスラスト、ラジアルおよびアンギュラ剛性である。また軸受系の等価質量を m としたとき固有振動数は $\omega = \sqrt{k/m}$ となるので、以上の関係からこの固有振動数に対する減衰比は $\zeta = b/2\sqrt{mk} = b\omega/2k = B/2K$ で与えられる。

4.3 軸受面設計手法 上述のように減衰と静剛性はトレードオフの関係にあるので、軸受面の設計に際して以下に示す要求条件を設定する。まず軸受静剛性は、先に著者らが試作した同一外形寸法の軸受面から構成される2列円周溝付き静圧エアスピンドル⁽⁶⁾と同等の、スラスト方向無次元静剛性0.45、アンギュラ方向無次元静剛性0.40およびラジアル方向無次元静剛性0.50以上とする。また、低周波数領域において

も減衰が負にならないものとする。

以上の条件のもとで固有振動数における減衰比を高め得る軸受諸元を決定する。ここでラジアル、アンギュラおよびスラスト振動モードの固有振動数の推定は以下に示す手順で行う。まず軸受外形寸法および構造概略を決定すれば、エアスピンドルロータおよびハウジングの質量および慣性モーメントは決まる。一方、既報⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾で述べたように、正の減衰が発生する領域における剛性は静剛性よりも高くスキーズ数の非常に高い領域における剛性(圧縮性剛性)よりも低い値をとり、減衰が最大となるスキーズ数における剛性は静剛性と圧縮性剛性のほぼ平均値となっている。そこで固有振動数近傍で減衰が最大となるように設計する場合は、スキーズ数が十分高い領域の圧縮性剛性をあらかじめ計算し、軸受静剛性の設計条件値と圧縮性剛性の計算値の平均値から算出した剛性を用いて固有振動数を推定することができる、そしてこの固有振動数に対応する σ で減衰比が最大となるように、寸法公差を考慮した上で軸受寸法諸元をスラストおよびラジアル軸受面について決定する。

図4 K_t - g 曲線 ($l_t=3$ mm, $N_{\theta\theta}=1$, $\sigma=1$)

図5 K_a - g 曲線 ($l_t=3$ mm, $N_{\theta\theta}=1$, $\sigma=1$)

4.4 スラスト軸受面の設計 図2に示す形式のスラスト軸受面の剛性および減衰を円周方向溝本数 N_{gr} および溝深さ g をパラメータとして計算し、その結果を設計チャートにまとめ、軸受寸法諸元を決定する。

図4および5にそれぞれ $l_t=3$ mm の場合の $\sigma=1$ における K_t および K_a と g の関係を $N_{gr}=0, 1, 2, 3, 4$ の場合について、それぞれ●, ○, ■, □, ▲印で示す。図4および5よりいずれの場合も $g=30$ μ m で剛性は最大となり、 $N_{gr} \geq 1$ の場合は $g \geq 60$ μ m では静剛性は溝深さを変化させてもさほど変化しないことがわかる。また、静剛性と溝深さの関係は分割溝本数が異なる場合でもほとんど差はない。次に分割溝本数を増やし溝深さを深くした場合の σ の低い領域における不安定の発生限界を明らかにするため、 $\sigma=1$ のときの B を計算する。本軸受においても従来と同様に、アンギュラ方向の減衰 B_a に比べスラスト方向の減衰 B_t が低くなる傾向があるので、図6に $\sigma=1$ のときの B_t と g の関係を示す。

図6より N_{gr} が大きくなるほどまた $g \geq 60$ μ m の領域では g が大きくなるほど溝体積が大きくなるため B_t は小さくなる。ただし、溝の浅い $g=30$ μ m のときの B_t のほうが $g=40$ および 60 μ m における B_t に比べ小さくなっているが、これは図4よりわかるように K_t が最大となっており、静剛性が高いほど減衰を低減させる効果が大きくなるためである。

次に、共振点近傍における減衰比 ζ が高くなるように軸受設計諸元を決定する。スキーズ数の高い領域の減衰を高めるためには溝深さを深くする必要があるが、このとき圧縮性剛性は溝深さが変化してもあまり変化しない。そこで $g=70$ μ m の場合について、 $N_{gr}=0 \sim 4$ のスラスト方向圧縮性剛性を計算し平均を求めると0.80となる。スラスト方向の静剛性の設計基準値

図6 B_t - g 曲線 ($l_t=3$ mm, $N_{\theta\theta}=1$, $\sigma=1$)

が0.45であるので両者の値より固有振動数における剛性は0.63と推定でき、これは890 N/μmに相当する。そして、外形寸法より求めた試作エアスピンドルのロータ質量は5.20 kgでハウジング質量は15.40 kgであるので、固有振動数は2408 Hzとなり対応するスキーズ数は3950となる。図7に $\sigma=3950$ における K_t と B_t を示す。また斜めの線はそれぞれ減衰比 ζ が一定となる K および B の組合せである。図7よりいずれの溝本数の場合も溝深さを深くするほど B_t を高めることができる。しかし、溝を深くしすぎると、図6より $B_t < 0$ となり不安定になる可能性がある。図6において $B_t < 0$ となる場合の N_{gr} と g の組合せを図7中にハッチングで示す。図7のハッチングのない範囲で ζ ができるだけ大きくなるように N_{gr} と g を選べばよい。

アンギュラ方向についても同様に固有振動数を推定したところ1410 Hzとなり、対応するスキーズ数 $\sigma=2300$ における剛性および減衰を求めた。図8に $\sigma=2300$ における K_a と B_a を示す。図8よりアンギュラ方向に関してもスラスト方向と同様の傾向であるこ

とが分かる。

図6および7より、寸法公差を考慮すれば $N_{gr}=3$, $g=60 \mu\text{m}$, または $N_{gr}=2$, $g=70 \mu\text{m}$ もしくは $N_{gr}=1$, $g=120 \mu\text{m}$ とすればよく、このときスラスト振動モードの ζ は0.09前後となる。また図6および8より、 $N_{gr}=3$, $g=60 \mu\text{m}$, または $N_{gr}=2$, $g=70 \mu\text{m}$ もしくは $N_{gr}=1$, $g=120 \mu\text{m}$ とすれば、いずれの場合もアンギュラ振動モードの ζ は0.11以上となる。以上の結果より、加工性を考慮し g が小さい $N_{gr}=3$, $g=60 \mu\text{m}$ を選択した。最終的に決定した軸受寸法諸元を表1に示す。

4・5 ラジアル軸受面の設計 図3に示す形式のラジアル軸受面について、4・4節で示したスラスト軸受の場合と同様に設計チャートを作成し、軸受寸法諸元を決定する。

図9に $l_t=3 \text{ mm}$ の場合の $\sigma=1$ における K_r と g の関係を $N_{\theta\theta}=1, 2, 3, 4, 5$ の場合について、それぞれ●, ○, ■, □, ▲印で示す。図9よりいずれの場合も $g=30 \mu\text{m}$ で剛性は最大となり、 $g \geq 60$ では静剛性は

表1 スラスト軸受面の寸法諸元

Design parameter		Design value
Number of feeding holes		$4 \times 2 = 8$
Inner diameter	$2r_i$ (mm)	55.0
Outer diameter	$2r_o$ (mm)	110.0
Clearance	c (μm)	$5.0_{-0.2}^0$
Feeding hole diameter	d_i (mm)	0.20 ± 0.005
	d_o (mm)	0.28 ± 0.005
Groove width	w (mm)	0.5
Groove gap	l_g (mm)	4 ~ 8
Land width	l_l (mm)	3
Number of dividing grooves		
Radial direction	$4N_{\theta\theta}$	1×4
Circumferential direction	N_{gr}	3
Groove depth	g (μm)	60_{-10}^0

図7 K_t - B_t 曲線 ($l_t=3 \text{ mm}$, $N_{\theta\theta}=1$, $\sigma=3950$)

図8 K_a - B_a 曲線 ($l_t=3 \text{ mm}$, $N_{\theta\theta}=1$, $\sigma=2310$)

図9 K_r - g 曲線 ($l_t=3 \text{ mm}$, $N_{\theta\theta}=0$, $\sigma=1$)

溝深さを変化させてもさほど変化しないことがわかる。また、静剛性と溝深さの関係は分割溝本数が異なる場合でもほとんど差はない。

次に分割溝本数を増やし溝深さを深くした場合の σ の低い領域における不安定の発生限界を明らかにするため、 $\sigma=1$ のときの B を計算する。図 10 より $N_{g\theta}$ が大きくなるほど、また g が大きくなるほど B_r は小さくなる。

さらに、スラスト軸受の場合と同様に固有振動数を推定したところ、ラジアル振動モードの固有振動数は 1250 Hz となり、対応するスクィーズ数 $\sigma=420$ における剛性および減衰を求めた。図 11 に $\sigma=420$ における K_r と B_r を示す。また図 10 から得られる $\sigma=1$ において $B<0$ となる領域をハッチングで示す。図 11 よりいずれの溝本数の場合も溝深さを深くするほど B_r を高めることができる。よって、 $\sigma=1$ で $B_r<0$ とならない範囲でとることができるだけ大きくなるように $N_{g\theta}$ と g を選べばよい。図 9 より $N_{g\theta}=5$ のときは $g\geq 100$, $N_{g\theta}=4$ のときは $g\geq 120$ で設計条件の $K_r\geq 0.5$ を満たさず、また $N_{g\theta}=3$ として $g=200\ \mu\text{m}$ とすれば ζ は高

め得るが、溝深さは極力浅くするほうが加工上望ましいので、寸法公差を考慮した上で $N_{g\theta}=4$, $g=100\ \mu\text{m}$ とする。最終的に決定した軸受寸法諸元を表 2 に示す。

5. 試作スピンドルの軸受特性

5.1 実験方法および実験結果 上記の設計諸元に基いて試作したスピンドルの消費流量および静剛性を測定するとともに、スピンドルの各振動モードの固有振動数および減衰比を測定した。図 12 に実験モード解析によってモーダルパラメータを同定する実験装置概略を示す。

図 13 にスラスト方向に打撃してスラスト方向振動を測定して求めたコンプライアンス伝達関数の測定結果およびカーブフィット結果、図 14 にラジアル方向に打撃してラジアル方向振動を測定して求めたコンプライアンス伝達関数の測定結果およびカーブフィット結果の一例を示す。実験値の破線と計算値の実線がほぼ一致していることから、カーブフィットにより求めたモーダルパラメータが適切なことがわかる。またロータ上の 16 点およびハウジング 8 点を打撃し求めた伝達関数の測定結果から図 13 に示す伝達関数におけるピークは、低次よりアンギュラ、スラスト振動モードおよびロータの 1 次の曲げが支配的な振動モードであり、図 14 に示す伝達関数におけるピークは、低次よりラジアル、アンギュラ振動モードおよびロータの 1

図 10 B_r - g 曲線 ($l_i=3\ \text{mm}$, $N_{g\theta}=0$, $\sigma=1$)

図 11 K_r - B_r 曲線 ($l_i=3\ \text{mm}$, $N_{g\theta}=0$, $\sigma=420$)

表 2 ラジアル軸受面の寸法諸元

Design parameter		Design value
Number of feeding holes		$4 \times 2 = 8$
Diameter	$2R$ (mm)	50.0
Length	$2L$ (mm)	50.0
Clearance	c (μm)	5 ± 0.2
Feeding hole diameter	d (mm)	0.20 ± 0.01
Groove width	w (mm)	0.5
Groove gap width	l_g (mm)	2.5
Land width	l_l (mm)	3
Number of dividing grooves		
Axial direction	$4N_{g\theta}$	4×4
Circumferencial direction	$N_{g\psi}$	0
Groove depth	g (μm)	100 ± 10

図 12 実験装置概略

図 13 コンプライアンス伝達関数 ($p_{sg}=0.49$ MPa) 図 14 コンプライアンス伝達関数 ($p_{sg}=0.49$ MPa)

次の曲げが支配的な振動モードであることを確認した。給気圧力 $p_{sg}=0.49$ MPa の条件下でラジアル、アンギュラ、スラストおよび曲げの1次振動モードの共振振動数はそれぞれ低次より 1293 Hz, 1540 Hz, 2629 Hz, 4928 Hz であり、モード減衰比はそれぞれ 0.15, 0.11, 0.07, 0.02 であった。設計に用いた固有振動数の推定値はそれぞれ 1250, 1410 および 2408 Hz で誤差は最大 8% 程度であることを考慮すると、本論文で用いた固有振動数を推定する軸受面設計法は妥当であると言える。またロータ単体についても同様に伝達関数を求めたところ、曲げの1次の振動モードの共振振動数は 4160 Hz でモード減衰比は 0.002 であり、エアスピンドルにおけるロータの曲げ振動モードの固有振動数は気体膜剛性の影響でやや高くなり、また減衰比は 10 倍とかなり高くなることがわかった。

図 15 にスラスト方向静剛性およびラジアル方向静剛性の実験値をそれぞれ○および●印で示す。図 15 より給気圧力が高くなるほど静剛性は高まることがわか

図 15 静剛性と給気圧力の関係

図 16 固有振動数と給気圧力の関係

図 17 モード減衰比と給気圧力の関係

り、給気圧力 $p_{sg}=0.49$ MPa の条件下でスラスト方向静剛性は 627 N/μm (無次元剛性 0.59), ラジアル方向静剛性は 99 N/μm (無次元剛性 0.45) であった。また図 15 にそれぞれの計算結果を破線および実線で示す。数値計算結果と実験結果はほぼ一致しており数値解析は妥当であるといえる。

次に、図 16 および 17 にラジアル、アンギュラおよびスラスト振動モードの共振振動数および減衰比の実験値をそれぞれ●, □, ○印で示す。給気圧力が高くなるにつれて気体膜剛性が高くなるため、図 16 に示すように共振振動数は高くなる。一方図 17 に示すように減衰比は給気圧力が高くなるにつれ低くなっている。また図 16 および 17 に、ラジアル、アンギュラおよびスラスト振動モードの共振振動数および減衰比の固有振動数および減衰比の計算結果をそれぞれ破線、一点鎖線および実線で示す。図 16 に示すように固有振動数の計算結果と実験結果はほぼ一致していることから、周波数の高い領域においても数値解析により求めた軸受剛性は実際の値にかなりよく一致しているといえる。また図 17 より、減衰比の計算結果と実験結果も比較的良好に一致していると言える。またアンギュラ振動モードの固有振動数および減衰比とも実験値のほうが理論値より大きいのは、ラジアル軸受の影響が加わっているからと考えられる。また他のモードは減衰比の実験値が理論値より小さめであるが、これは固有振動数の実験値が理論値より大きめになっていることに対応していると考えられる。数値解析においては十分に考慮し得ない軸受面の傾きなどの加工誤差に起因する軸受すきま分布の不均一が実際には軸受特性に影響を及ぼすことを考慮すれば、本研究における数値計算結果は妥当であるといえる。

試作スピンドルは、著者らが先に試作した 2 列円周溝付静圧エアスピンドル⁽⁶⁾と比較すると、給気圧力 $p_{sg}=0.49$ MPa の条件下でスラスト方向静剛性は 1.3 倍相当の $627 \text{ N}/\mu\text{m}$ (無次元剛性 0.59)、ラジアル方向静剛性は 0.9 倍相当の $99 \text{ N}/\mu\text{m}$ (無次元剛性 0.45) を有しながら、気体膜特性に大きく依存する振動モードの減衰比は 2.0~4.3 倍相当のアンギュラ 0.11、スラスト 0.07 およびラジアル 0.15 となっており、格子形溝軸受面を適用することにより従来とほぼ同等の軸受静剛性を有しながら、従来に比べかなり高い減衰比を有するエアスピンドルを実現することができた。

6. 結 論

共振点近傍において高い減衰を有する静圧エアスピンドルの実現を目的として、軸受面を外周給気溝と導通する複数本の細溝により分断した形状の、格子形溝スラスト軸受面およびラジアル軸受面を有する静圧エアスピンドルの設計法を確立するとともに、静圧エアスピンドルのプロトタイプを試作し、その静的・動的特性を評価した。本研究で得られた結論を以下に示す。

(1) 試作したエアスピンドルは、同一径および長さを有する 2 列円周溝付静圧エアスピンドルと比較して、給気圧力 $p_{sg}=0.49$ MPa の条件下でスラスト方向静剛性は 1.3 倍相当の $627 \text{ N}/\mu\text{m}$ (無次元剛性 0.59)、ラジアル方向静剛性は 0.9 倍相当の $99 \text{ N}/\mu\text{m}$ (無次元剛性 0.45) を有しながら、気体膜特性に大きく依存する振動モードの減衰比は 2.0, 2.7 および 4.3 倍相当のアンギュラ 0.11, スラスト 0.07 およびラジアル 0.15 を有し、格子形溝軸受面を適用することにより従来とほぼ同等の軸受静剛性を有しながら、従来に比べかなり高い減衰比を有するエアスピンドルを実現した。

(2) 試作したエアスピンドルの測定結果は加工誤差の範囲内でほぼ設計目的を満たし、数値解析結果ともかなりよく一致し、設計手法と数値解析の妥当性が確認された。

文 献

- (1) Arneson, H. E. G., *U. S. Patent*, 3305282 (1967).
- (2) Dee, C. W. and Shires, G. L., *Trans. ASME, Ser. F*, **93**-4 (1971), 441.
- (3) 十合・岡野, 潤滑, **17**-6 (1971), 360.
- (4) 小野, 機論, **47**-424, C (1981), 1635.
- (5) 小野・茶谷, 機論, **51**-468, C (1985), 2009.
- (6) 小野・山本・ほか 2 名, 機論, **57**-537, C (1991), 1729.
- (7) 山本・小野, 機論, **58**-551, C (1992), 2192.
- (8) 山本・小野, 機論, **58**-555, C (1992), 3347.
- (9) 山本・小野, 機論, **59**-565, C (1993), 2804.
- (10) 山本・小野, 機論, **61**-581, C (1995).
- (11) 山本・小野, 機論, **61**-581, C (1995).