ランド可動による静圧スラスト軸受の高剛性化*

中 島 克 洋^{*1}, 高 藤 和 樹^{*1}

Development of High Stiffness Hydrostatic Thrust Bearing by Movable Land

Katuhiko NAKASHIMA^{*2} and Kazuki TAKAFUJI

^{*2} Department of Mechanical Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

Hydrostatic bearings are frequently adopted on precision machines because of their high bearing performance. However, still more improvement of the bearing stiffness is required to respond to the development of precision instruments. There exist already some methods to realize high bearing stiffness such as load dependent resistors so far. In this paper, we propose a new method to achieve the higher bearing stiffness with a simple mechanism. The principle of this arrangement is to perform the bearing clearance change by the land displacement in addition to the usual shaft displacement. The bearing structure is designed so that the land moves automatically depending on the bearing load change accompanied with oil pressure variation. The properties of this bearing are analyzed and a non-dimensional variable to lead to optimum bearing design and operating conditions is derived. With the bearing performance test, infinite bearing stiffness is confirmed between load carrying capacity of 0.4 to 0.9 under the non-dimensional variable of 1.15.

Key Words: Machine Element, Hydrostatic Bearing, Thrust Bearing, High Stiffness, Movable Land, Coned Disc Spring

1. 結 言

静圧軸受は、低摩擦、高い運動精度で作動できる優れた特性を有している。そこで、静圧軸受は工作機械の主軸や案内面をはじめ精密でなめらかな運動を必要とする部分に多く採用されている。

ところで、静圧軸受は軸受負荷の変動には、動圧軸受と同じく、軸受すきまの変化で対応している。より高性能な機械が必要な場合、この軸受すきま変化にともなう軸変位はできるだけ小さいか、あるいは無いほうが望ましい。すなわち、軸受剛性の向上が求められる。軸受剛性は、軸受面積を広くしたり軸受すきまを小さくすれば高くなる。しかし、軸受が大きくなったり製作が困難になる。また、このやり方では軸受剛性を無限大にすることはできない。

そこで、軸受諸元は変えずに軸受剛性を高める研究が、今まで数多く行われてきた。最も一般的な方法は、負荷変化に対し軸受すきまを一定に保つべく軸受への供給流量を調整する可変絞りの採用である。可変絞りは、軸受内圧力変化を利用してダイヤフラムやスプール⁽¹⁾さらには浮動体⁽²⁾を使い自動的に絞り抵抗を変えるやり方、あるいは軸受すきまを測定しながら圧電素子⁽³⁾やボイスコイルモータ⁽⁴⁾等のアクチュエータにより絞り抵抗を変えるやり方がある。

軸受内圧力変化を利用して軸受面を変形させたり軸受面の一部を変位させることで軸受すきま形状を変え、その結果生じた圧力状態の変化により軸受剛性を高める方法もある。軸受面の変形にはダイヤフラム⁽⁵⁾が、軸受面の変位にはリング⁽⁶⁾や別の静圧軸受で支持された可動体⁽⁷⁾が使われている。

負荷変化にともなう軸受すきまの変化を軸の変位ではなく、軸位置を測定しながら軸受面位置を圧電素子によって変位させるやり方もある⁽⁸⁾。

以上述べた種々の静圧軸受の高剛性化の試みは、そ

* 原稿受付 2001 年 8 月 29 日。

^{*1} 正員、九州工業大学工学部(☎ 804-8550 北九州市戸畑区仙水町 1-1)。

E-mail: nakasima@mech.kyutech.ac.jp

れぞれ効果をあげている。しかしながら、軸受内圧力を利用して絞り抵抗を変えたり可動体を変位させるやり方は巧妙であるが、軸受構造が複雑になる。軸受すきまあるいは軸位置を測定しながらアクチュエータで絞り抵抗を変えたり軸受面を変位させるやり方は制御をとるために軸受システムとしてやはり複雑にならざるをえない。

そこで本研究では、軸受内圧力変化を利用して、軸受面を直接自動的に変位させる静圧軸受の高剛性化法を提案する。軸受内圧力変化により軸受面を変位させる方法として可動体とばね板の組み合わせが発表されているが⁽⁹⁾、絞りが2段になっているなど構造は複雑である。それに対し、本方法は、通常の軸受構造の中で軸受面であるランド部のみを弾性支持する簡単な機構であることを特徴としている。

静圧軸受の作動媒体としては油を使う場合と気体を使う場合がある。ここでは原理の実証のしやすさを考え、油を使った静圧スラスト軸受を対象にする。まず、軸受構造を提案し、次にその軸受性能を計算して、最適設計や作動条件を明らかにする。さらに、軸受を試作し、静剛性に関する性能を確認した。

2. 軸受構造と作動原理

図1は、提案するランド可動型静圧軸受の構造を示す。本軸受はランド、ケース、基部（ベース）からなる。基部には毛細管絞りが設けられている。ランドは、軸受内で上下方向に変位できるように弾性支持されている。ここでの弾性支持は、ランドの外周部を二個の皿ばねではさみ、基部とケース間に納めることで実現している。ランド上面にはポケットがあり、軸と相対する。ランド下面と基部間には圧力室と呼ぶ空間が設けられている。ポケットと圧力室は、両者における油圧力が等しくなるよう、十分大きな穴で通じさせている。

Fig. 1 Hydrostatic bearing with movable land

圧力室を形成するランド下部の面積は、ランド上部のポケットの有効軸受面積より広くしている。

本軸受の原理を説明する。いま初期状態から、軸受荷荷が変化する、すなわち、軸が変位して軸受すきまが変化すると、それに応じてポケットと圧力室の油圧力は変化する。そのとき、ポケット部の有効軸受面積と圧力室面積の差により、ランドの上下部に働く力は不平衡になる。そこで、ランドは新しい平衡点に達するまで変位する。つまり、軸荷荷が増して圧力が上昇するとランドは上方に変位し、軸荷荷が減ると圧力が低下して下方に変位する。このランドの動きによって、軸の変位は、ランドが固定された通常の軸受に比べランドの変位分だけ抑制できる。本軸受では、軸受すきまの変化を軸だけではなく軸受側のランドにも行わせ、結果として軸変位を小さくあるいは零にしようとするものである。

3. 性能計算

図1に示した、毛細管絞りを有する円板型スラスト軸受に対して軸受性能計算を行い、軸受剛性を高くするための最適設計条件、作動条件を求める。

いま、軸受に働いている初期荷荷を W_0 、そのときの軸受すきまを h_0 、ポケット内圧力を P_0 とする。このときの無次元荷荷容量 W_{e0} は、供給圧力を P_s 、有効軸受面積を $A_e (= \pi(R_1^2 - R_0^2)/2 \log(R_1/R_0))$ 、 R_0 、 R_1 はそれぞれランド内半径、外半径) とすると、静圧スラスト軸受の基礎式⁽¹⁰⁾ より次式で表される。

$$W_{e0} = \frac{W_0}{A_e P_s} = \frac{A_e P_0}{A_e P_s} = \frac{P_0}{P_s} = \frac{1}{1 + K h_0^3} \quad \dots\dots (1)$$

ここで、 K は軸受の流量特性係数 ($= \pi/6 \log(R_1/R_0)$) と毛細管絞りの流量係数 ($= \pi r^4/8l$, r は毛細管半径, l は毛細管長さ) の比である。いま、荷荷が W_0 から W に変化し、そのときの軸受すきまを h 、ポケット内圧力を P とすると、無次元荷荷容量 W_e は次式となる。

$$W_e = \frac{W}{A_e P_s} = \frac{A_e P}{A_e P_s} = \frac{P}{P_s} = \frac{1}{1 + K h^3} \quad \dots\dots (2)$$

無次元荷荷容量が W_{e0} から W_e に変化したときのランド変位 S は次式で表される。

$$S = G \varepsilon A_e P_s (W_e - W_{e0}) \quad \dots\dots (3)$$

ただし、 G はランド支持部のコンプライアンス、 ε は圧力室面積と有効軸受面積の差を有効軸受面積で割った値である。ランドの弾性支持体に用いる皿ばねの変位特性は非線形であるが、ここでは線形に近い条件のもとで使用すると考える。また、皿ばね支持部の摩擦により生じる変位のヒステリシスも無視している。

負荷が W_{e0} から W_e に変化したときの軸変位 Δh_s とランド変位 S 、負荷が変化する前後の軸受すきま h_0 、 h の間には次の関係がある。

$$\Delta h_s = h_0 - h - S \quad \dots\dots\dots (4)$$

いま、

$$M = K^{\frac{1}{3}} G \varepsilon A_e P_s \quad \dots\dots\dots (5)$$

とおくと、式(4)は式(1)、(2)、(3)より次式となる。

$$K^{\frac{1}{3}} \Delta h_s = \left(\frac{1-W_{e0}}{W_{e0}} \right)^{\frac{1}{3}} - \left(\frac{1-W_e}{W_e} \right)^{\frac{1}{3}} - M(W_e - W_{e0}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

上式の左辺は無次元化された軸変位を表す。通常軸受は右辺の第一、第二項からなるが、本軸受では第三項のランドの動きが加わっている。

図2は M 値をパラメータにして表した無次元負荷容量と無次元軸変位の関係である。参考までに通常軸受($M=0$)の場合も示している。軸変位は、初期負荷 W_{e0} が 0.1 のときを基準(軸変位が零)とし、それからの変位で示している。ここに示される特性曲線の傾きは軸受剛性を表す。本図の特性曲線は、初期負荷 W_{e0} を変えても左右に平行移動するだけである。よって、軸受

剛性は初期負荷によって変わることはない。 W_e に対する軸変位は、 M 値に関係なく低負荷側と高負荷側で変化が大きい。そこで、軸受剛性は全負荷範囲にわたって無限大にならない。しかし、適正な M 値の選定により W_e の広い範囲に対して軸受剛性を高めることができる。 M 値を 0.8 から 1.5 の間にとれば、 W_e が 0.3 から 0.9 の間で通常軸受よりかなり高い軸受剛性が得られる。軸受剛性は、 M 値が 1.2 より大きくなると負剛性を示す負荷領域が現れる。すなわち、この負荷領域では、軸は負荷方向とは逆に変位する。

次に、軸受剛性についてさらに詳しく調べてみる。式(6)を W_e について微分すると次式が得られる。

$$K^{\frac{1}{3}} \frac{d\Delta h_s}{dW_e} = \frac{1}{3} \left(\frac{1-W_e}{W_e} \right)^{-\frac{2}{3}} \frac{1}{W_e^2} - M \quad \dots\dots\dots (7)$$

式(7)は、無次元化された軸受剛性の逆数を表している。右辺の第一項は、通常軸受の値であり負荷依存性があるのに対し、第二項は軸受寸法と作動条件で決まる定数である。そこで、軸受剛性は右辺が零になる負荷の一点でのみ無限大になる。しかし、次に示すように適正な M 値を選定することによってかなり広い負荷範囲にわたって無限大に近い軸受剛性を保持することが可能である。

通常軸受で剛性が最大になる $W_e=2/3$ で本軸受の剛性を無限大にする M は 1.19 となる。そこで、 $M=1.15$ 、1.20、1.25 に対して本軸受の軸受剛性の逆数を計算した結果を図3に示す。比較のために通常軸受の値も示している。本図より、最適値と思われる $M=1.2$ 付近での M 値の少々の違いは軸受剛性にそれほど敏感に影響しないことがわかる。そして、軸受剛性の逆数は、

Fig.2 Shaft displacement characteristics

Fig.3 Effect of M on compliance of this bearing

W_e が 0.4 から 0.9 の範囲では零に近い。すなわち、 M は 1.2 近傍、無次元負荷容量は 0.4 から 0.9 程度の範囲で使用すれば無限大に近い軸受剛性が確保できる。

もし、通常軸受の軸受すきま変化と同一の非線形な変位特性を持つ弾性体を用いれば、軸受剛性は全負荷範囲にわたって無限大に出来る。

M 値中の $A_e P_s$ は軸受の最大負荷容量を表している。したがって、最大負荷容量が設計条件として与えられると、式(5)より $K^{1/3} G \varepsilon = 1.2 / A_e P_s$ になるように設計すればよい。負荷容量の大きい軸受の場合は G を小さく、すなわち剛性の高い皿ばねを用いることになる。また軸受剛性が加工・組立誤差らのために設計値からずれたとしても、 M 値は供給圧力により細かく調整できるので、もとの軸受剛性へ容易に戻すことができる。

4. 実験装置と実験結果

4.1 試作軸受と実験装置 軸受性能の検討結果に基づき、円板形状のランド可動型スラスト軸受を試作し、負荷に対する軸変位、ランド変位を測定した。

試作した軸受の主要諸元はランド外半径 25, ランド内半径 15, 圧力室半径 35.75, 毛細管半径 0.4, 毛細管長さ 10mm である。ランドを弾性支持する皿ばねは S45C 製で、その主要寸法は素材厚さ 2.5, 外径 70, 内径 53, 全高さ 3.5mm である。この皿ばねの寸法は、試作軸受

Fig. 4 Testing apparatus for bearing performance

に対して適正な M 値の確保と出来るだけ線形の変位特性を持たせることを考えて決めた。素材厚さに対する高さの比が小さいこと、たわみ範囲は 0.2mm 以下での使用を予定しているので、計算上ほぼ線形の変位特性を持つ。圧力室側の皿ばねは、油漏れを防ぐためにその外端面と内端面に O リングを当てて組み立てた。

図 4 は軸受性能試験装置を示す。軸受負荷は、てこを介し軸上部より与えた。軸変位は最小目盛り $2 \mu\text{m}$ のダイヤルゲージ 4 個、ランド変位は分解能 $1 \mu\text{m}$ の電子マイクロメータ 2 個を用いて測定した。供給圧力と圧力室圧力 (= ポケット圧力) は半導体圧力変換器により検出した。実験中の油温変化をできるだけ小さくするために、室温 $+1 \sim 3^\circ\text{C}$ に保つことのできる温度コントローラを用いた。軸受からの流出油は、ゴミを取り除くラインフィルタを介して回収した。

図 5 はランドの変位特性の測定結果である。ランドに働く力は、一定供給圧力下で軸受負荷を増減させて軸受内圧力を変えたときランド上下面に生じる力の差から得た。測定は 3 回繰り返したが、再現性ある結果が得られている。ランド変位は、働く力が 500N まではほとんどなく、800N を越えるとほぼ線形である。また、変位は力の増加時と減少時で違いがある。これらは、皿ばねの内・外周部が拡大、縮小する際の皿ばね端面の摩擦や圧力室側の皿ばね内外周に配置した O リングの変形の影響を受けているためではないかと考えられる。

Fig. 5 Land displacement with applied force

4.2 軸受性能試験結果 図 6 ~ 図 9 は無次元負荷容量に対する軸変位、ランド変位の測定結果である。軸変位、ランド変位とも無次元化して示している。軸変位、ランド変位は下方向への変位が正として表している。図 6 は、ランドを皿ばねで支持していない通常

軸受の結果である。ランド変位はなく、計算値通りの軸変位が得られている。図7～9は、供給圧力によって M 値を 0.41, 1.15, 2.0 としたときに得られた結果である。それぞれの図には計算値も示している。ただし、計算に用いたランドのコンプライアンス G は、ランドに働く力の範囲とランドの変位特性を考え、次の値とした。ランドに働く力の最大値($W_e \approx 1.0$ のとき)は、 $M=0.41, 1.15, 2.0$ のときそれぞれ 1400N, 1950N, 2700N であった。したがって、図5のランド変位特性から $M=0.41$ のとき W_e が 0.5 程度までは非線形の変位範囲を含んでいる。そこで、非線形部分も考慮した平均の G を使い M 値および軸変位、ランド変位を算出した。 $M=1.15, 2.0$ の場合も W_e が小さいときは非線形の変位範囲を含んでいる。しかし、性能計算で示した軸受剛性が高くなる $W_e=0.4$ 以上では線形の変位特性範囲である。そこで、 G は線形の変位特性部分から算出した値を用いた。

M 値が増すにつれランド変位は大きくなり、それに応じて軸変位は減少している。ランド変位と軸変位の和は通常軸受の軸変位に等しくなっており、式(4)の関係が成立している。 $M=2.0$ では、 W_e が 0.4 から 0.8 の間で負の剛性が得られている。負荷増減時の軸変位、ランド変位に注目すると両者ともにヒステリシスの存在が確認できる。これは、図5に示した皿ばねのヒステリシスを持つ変位特性が影響していることを示す。 M が大きい、すなわちランドに働く力の範囲が広いほどヒステリシスの度合いが大きい。ヒステリシスを避けるには可動ランドを支持する弾性体とその取付法についての検討が必要である。

$M=1.15$ の場合、負荷増加時は W_e が 0.4 から 0.9 の間で、負荷減少時は W_e が 0.8 から 0.3 の間で、軸はほとんど変位していない。すなわち、ほぼ軸受剛性無限大が実現できている。図中に示した計算値と比較すると、平均の G を用いた $M=0.41$ の場合、実験値と計算

Fig.6 Shaft displacement of normal bearing ($M=0$)

Fig.8 Displacement of shaft and land ($M=1.15$)

Fig.7 Displacement of shaft and land ($M=0.41$)

Fig.9 Displacement of shaft and land ($M=2.0$)

Fig.10 Bearing clearance

値は近い。しかし、 $M=1.15, 2.0$ では軸変位は計算値よりも通常軸受側へずれている。計算値は G を一定として出したが、実際のランドの変位特性は図5に示したようにランドに働く力が低いところで変位しにくい。そこで W_e が小さい領域では通常軸受に近い挙動をとることになる。すなわち、ランド変位が小さく、そのぶん軸変位は大きくなり、計算値と実測値はずれる。しかし、ランドに働く力が増すと (W_e が $0.3 \sim 0.4$ 以上) ランド変位特性は線形になるので計算値と実験値の軸変位変化の傾きは一致してくる。本軸受はもともと W_e が 0.4 から 0.9 の間で無限大に近い軸受剛性が実現できる。そこで、 W_e が 0.4 以上で使用する場合、この領域でのランド変形が線形であればよい。

図10は各実験時の無次元負荷容量に対する無次元化した軸受すきまを示す。軸受すきまそのものは M 値に関わりなく通常軸受と同一であり、計算値とも一致していることが確認できる。軸やランドの動きに見られた負荷増減時の差もない。

なお、このような可動部を持つ静圧軸受は動的に不安定になりやすいと言われているが、本軸受では実験した範囲内で振動の発生は見られなかった。

5. 結 言

静圧スラスト軸受のランド部を可動にすることにより軸受剛性を高める方法を提案し、その静剛性を計算と実験の両面から検討した。本軸受は負荷の全範囲にわたり軸受剛性を無限大にすることは出来ないが、無次元負荷容量が 0.4 から 0.9 間では剛性をかなり高く保つことができる。本軸受は、従来の方法に比べ簡単な軸受構造で高剛性化が実現できる特徴を生かし、限られた負荷範囲で使用される軸受に対して用いれば有用である。また、軸受剛性に関するパラメータを軸受寸法、ランド支持部の剛性、作動条件が入った無次元数で示した。これにより、軸受剛性を大きくするための設計、使用条件の選定がかなりの自由度をもって行うことが出来ることも特徴の1つである。

なお、本研究では可動ランドを支える弾性体として皿ばねを使用した。そのために非線形の変位特性とヒステリシスが生じた。これら为了避免のためにランドの支持方法については皿ばね以外の弾性体の使用も含めてさらに検討したい。

文 献

- (1) Morsi, S. A., Trans. ASME, Ser. F, 94-7 (1972), 56-63.
- (2) 吉本成香・阿武芳郎・川嶋聡, 機論, 55-512, C (1989), 1084-1090.
- (3) 本郷健・原田正躬・宮地隆太郎, 潤滑, 32-12 (1987), 894-899.
- (4) 金岡晃廣・吉本成香, 機論, 63-610, C (1997), 2099-2104.
- (5) Blondeel, E., Snoeys, R. and Devrieze, L., Annals of the CIRP, 25-1 (1976), 291-296.
- (6) 吉本成香・角張毅, 機論, 52-473, C (1986), 70-78.
- (7) 水本洋・松原十三生・薄木雅雄・川上隆一・藪谷誠, 精密工学会誌, 56-8 (1990), 1431-1436.
- (8) 渡辺一郎・青山尚之・下河辺明, 精密工学会誌, 54-2 (1988), 329-334.
- (9) 斉藤圭昭・十合晋一・福本孝・海野邦彦, 精密工学会誌, 60-7 (1994), 1009-1013.
- (10) 日本機械学会編, 機械工学便覧, B1, 機械要素設計・トライボロジ, (1985), 38, 日本機械学会.