高圧給気による気体軸受の高剛性化

(第1報)*

関 智 男** 十 合 晋 一***

Improvement of the Gas Bearing Stiffness by Higher Supply Pressure (1st Report)

Tomoo SEKI and Shinichi TOGO

One of the simplest way to improve the stiffness of externally pressurized gas bearings is to increase the supply pressure. The purpose of this study is to examine the possibility and practicality of high supply pressure. In the preliminary test with simple circular thrust bearings with a slot restrictor, it proves that the bearing stiffness increases almost linearly with supply pressure as predicted by the theoretical calculation. Bearing stiffness is far improved with a stepped clearance. Pneumatic hammer instability and gas flow rate are not so critical problems for the high stiffness bearings with a small clearance. The effect of deformation of the bearings by high supply pressure can not be recognized in those experiments. It is confirmed that the increase in supply pressure is the simplest and most practical way to improve the stiffness of externally pressurized gas bearings.

Key words: gas bearings, stiffness, flow rate, load capacity, supply pressure, instability

1. 序 論

静圧空気軸受の剛性を高める最も単純な手段の一つは、給気圧力を高くすることである。しかし、この方法には、様々な制限、疑問、問題点があった。はたして、軸受剛性は給気圧力に対してリニアに高くなるか、ニューマティックハンマ不安定を生じるのではないか、流量が膨大になるのではないか、高い圧力により変形を生じ軸受の精度が低下するのではないか、といった技術的な問題に加え、高圧ガス取締法によって980 kPa (10 kg/cm²G) 以上の高圧の使用には規制が設けられていた。しかし、この規制が空気については緩和され、高圧空気が比較的容易に取り扱えるようになった。

そこで、高圧給気による静圧空気軸受の高剛性化を取り上げ、上述した技術的な疑問点の解明を図り、高圧給気実用の可能性を確かめることにした。本研究では、比較的剛性が高いスロット絞形軸受を例に取って、すきま一定のスラスト軸受による基礎的な試験、ならびにすきま形状の変化するスラスト軸受の性能解析と試験とを行った。以下、その結果について報

告する。

2. すきま一定のスラスト軸受による基礎試験

2.1 すきま一定のスラスト軸受の性能計算

図1に示すスロット絞円板形静圧スラスト気体軸受において、スロット出口の圧力 p_0 は、スロットを通して軸受に流入する流量 $m_{in}^{(1)}$ と、軸受すきまを通して軸受から流出する流量 $m_{out}^{(1)}$ とが等しいと置くことにより、軸受すきま h に対し次式によって与えられる。

$p_0 =$

$$\sqrt{\left(\frac{r_g h_{sl}^3}{l_{sl}} p_s^2 + \frac{h^3}{\ln(r_o/r_g)}\right) / \left(\frac{r_g h_{sl}^3}{l_{sl}} + \frac{h^3}{\ln(r_o/r_g)}\right)}$$

ここに、 p_s は給気圧力、 p_a は周囲圧力、 l_{sl} , h_{sl} , r_g はスロットの長さ、すきま、半径、 r_o は軸受の外半径である。これから、軸受の負荷能力 W 、剛性 k_s およ

Fig. 1 Slot restricted circular thrust bearing

* 原稿受付 平成3年8月9日

** 学生会員 東北学院大学大学院 (多賀城市中央 1-13-1)

*** 正会員 東北学院大学工学部

び流量 m_{in} はそれぞれ次式で計算できる。

$$W = A_e(p_o - p_a), \quad k_s = -\frac{dW}{dh}$$

$$m_{in} = \frac{\pi r_g}{12 \mu l_{sl} R T} h_{sl}^3 (p_s^2 - p_o^2)$$

なお、 μ は気体の粘性係数、 R はガス定数、 T は絶対温度、また、 A_e は軸受の有効面積で、軸受すきま内の圧力分布を直線的とすると次式で与えられる¹⁾。

$$A_e = \frac{\pi}{3} \frac{(r_o^3 - r_g^3)}{r_o - r_g}$$

ニューマティックハンマに対する安定条件は次の不等式で与えられる²⁾。

$$\frac{s}{q} > \frac{\eta - \phi}{\alpha + \beta}$$

ただし、

$$\alpha = \frac{2m_{in}p_o}{p_s^2 - p_o^2}, \quad \beta = \frac{2m_{out}p_o}{p_o^2 - p_a^2}, \quad \phi = 0$$

$$\eta = \frac{3m_{out}}{h}, \quad q = \frac{1}{RT} (A_e h + 2\pi r_g h_{sl} l_{sl})$$

$$s = \frac{1}{RT} (A_e(p_s - p_a) + A p_a)$$

ここに、 m は軸受すきまおよびスロット内に含まれる気体の質量、 A は軸受面積である。

以上の式を用いて軸受性能の計算を行った。この種の計算では、一般性を与えるため、軸受性能を無次元表示して議論することが多い。しかし、例えば、軸受剛性などの場合、軸受すきまが無次元変数の中に入ってくるため、無次元剛性最大の点必ずしも実際の軸受の剛性最大の条件を与えないことがある。そこで、一般性に欠けるきらいはあるが、一つの軸受を取り上げ、その性能がどのようになるか、条件を変化させて計算を行った。

モデルとして取り上げた軸受の主要寸法は、軸受外径 $2r_o = 50$ mm、スロット径 $2r_g = 10$ mm、スロット長さ $l_{sl} = 10$ mm である。

図2～5に計算結果を示す。

図2は、通常用いられる給気圧力、 $p_s = 588$ kPa (6 kg/cm²G) の場合の負荷容量曲線で、媒介変数はスロットすきま h_{sl} である。負荷容量曲線上の短い縦線はニューマティックハンマに対する安定限界で、同一曲線上の二つの短い縦線に囲まれた範囲が不安定領域である。ニューマティックハンマ安定性に関する理論解析からも知られるように、負荷容量曲線の勾配が急になって、軸受剛性の高い範囲が不安定領域になっている。スロットすきま $h_{sl} = 20$ μ m では軸受すきま h が0～18 μ m と広い範囲で安定であるが、高い剛性は期

Fig. 2 Load carrying capacity (Effect of slot clearance)

Fig. 3 Bearing stiffness (Effect of slot clearance)

待できない。反対に、 $h_{sl} = 5$ μ m ではかなり高い剛性が期待できそうだが、軸受すきまが5 μ m を越えると不安定になってしまう。工作の容易さから軸受すきまを10 μ m 程度とし、安定性を確保しようとするれば、スロットすきまは10 μ m から15 μ m の範囲をねらうのが良さそうである。

図3は、図2の負荷容量曲線を微分して求めた軸受剛性を示したものである。上で述べた傾向が一層はつきりと現れている。スロットすきまが5 μ m、8 μ m は部分的に確かに剛性は高くなるが、安定領域が狭い。それに、実際問題としても、5 μ m のスロットすきまを精度良く製作するのは至難である。これに対し、スロットすきまを10 μ m 以上にとれば剛性の最大値は低くなるものの、広い範囲にわたって比較的高い軸受剛性を確保できるし、安定領域も広くなる。

図4は、軸受流量を示したものである。気体消費量を考えると、流量を10 l/min 以下に抑えることが望ましく、スロットすきまは17 μ m 以下にすべきである。

以上の結果から、この軸受のスロットすきまは10 μ m から15 μ m の間とすることが最適と言える。

Fig. 4 Flow rate (Effect of slot clearance)

Fig. 6 Flow rate (Effect of supply pressure)

Fig. 5 Bearing stiffness (Effect of supply pressure)

Fig. 7 Test bearing ($h_{sl}=13\ \mu\text{m}$, $l_{sl}=10\ \text{mm}$, $2r_g=10\ \text{mm}$)

図5は、給気圧力を媒介変数として示したスロットすきま $h_{sl}=10\ \mu\text{m}$ の軸受の剛性である。剛性は給気圧力に対しほぼ直線的に向上している。最大剛性を与える軸受すきまは給気圧力にかかわらずほぼ $8\ \mu\text{m}$ で一定である。不安定領域は給気圧力の上昇とともに広がるが、おもに、軸受すきまの大きい方に広がるので、軸受すきまの小さい高剛性用軸受ではあまり心配ない。軸受すきまの小さい方にも不安定領域はわずかに広がり、給気圧力 $p_s=588\ \text{kPa}$ から $1372\ \text{kPa}$ ($14\ \text{kg/cm}^2\text{G}$)まで上昇すると、安定限界軸受すきまは $9.2\ \mu\text{m}$ から $8.2\ \mu\text{m}$ へと減少する。

図6は、スロットすきま $h_{sl}=10\ \mu\text{m}$ の軸受流量の計算結果で、給気圧力を媒介変数として示したものである。軸受すきまの大きい範囲では給気圧力に対し流量増加の割合は大きい、それでも $p_s=1372\ \text{kPa}$ で $10\ \text{l/min}$ 以下である。しかも、これは後に実験の項で述べるが、実際にはスロット部で流れがチョークするので、これよりも少なくなる。高剛性用軸受として用いられる、すきまの小さい領域では高々 $5\ \text{l/min}$ 以下である。高圧給気により、確かに流量は増えるが、ていねいに設計しさえすれば、軸受流量が過大に

なるという心配は無いといってよい。

2.2 軸受試験装置の製作および実験

2.2.1 試験装置および実験手順

軸受の性能測定を行うために製作したスロット絞り円板形スラスト軸受試験装置を図7に示す。試験軸受の寸法は前節で述べた通り、外径 $2r_o=50\ \text{mm}$ 、スロット長さ $l_{sl}=10\ \text{mm}$ 、スロット半径 $2r_g=10\ \text{mm}$ である。スロットすきまは、前節の計算結果をもとに、 $h_{sl}=10\sim 15\ \mu\text{m}$ を目標にした。図7において、①は軸、②が試験対象のスラスト軸受、③はスロット絞り、④は自成絞りのラジアル軸受、⑤は押さえ板である。軸受面を大気開放してスラスト流量を測定し、計算によってスロットすきまを算出したところ、 $h_{sl}=13\ \mu\text{m}$ であった。

軸受性能の測定系統図を図8に示す。軸受負荷は、てことおもり、またはロードセルとねじによって加えた。浮上量（軸受すきま）は電気マイクロメータまたは非接触容量形変位計で測定した。

実験に当たっては、スラスト軸受に対する軸の傾きと、零点設定時における給気系からのガスの完全排出

Fig. 8 Diagram of testing system

Fig. 9 Load carrying capacity

とに注意した。前者に対しては、実験に先立ち、ラジアル軸受にのみ給気を行い、軸上面の変位を電気マイクロメータで測定し、それが0になるように⑤の押さえ板のねじの締付け力を調整した。後者については、スラスト軸受の給気系にガスの排出弁を設けることによって解決した。

スラスト軸受給気は、給気圧力 $p_s = 686 \text{ kPa}$ ($7 \text{ kg/cm}^2\text{G}$) までは、圧縮機で圧縮した空気をエアクリーンユニットを通して給気し、それ以上の圧力についてはポンペの高圧窒素 (14.7 MPa , 150 kg/cm^2) を減圧弁によって調圧して給気した。

2.2.2 実験結果及び計算値との比較

実験結果を図9～図12に示す。

図9は、給気圧力を媒介変数として示した負荷容量と軸受すきまの関係で、実線は理論値である。図中、実線上の短い縦線はニューマチックハンマに対する計算上の安定限界で、二つの縦線に挟まれた範囲が不

Fig. 10 Bearing stiffness

安定領域である。実測された不安定領域は図でハッチングを施した範囲で、計算値よりやや狭い。これは、計算では安全のため、軸受すきまの体積として実際の軸受すきまにスロット部の体積を加えたこと、および荷重機構の摩擦が減衰作用を持ったためと考えられる。

図10(a)～(c)は軸受剛性とすきまの関係である。同図(a)は 1176 kPa ($12 \text{ kg/cm}^2\text{G}$)、(b)は 1470 kPa ($15 \text{ kg/cm}^2\text{G}$)、(c)は 1764 kPa ($18 \text{ kg/cm}^2\text{G}$) の場合である。実測値は、負荷容量と対応するすきまの測定値、それぞれ各2点 (W_1, h_1, W_2, h_2) を用い、次式によって近似的に計算して求めた。

$$k_s = \frac{W_1 - W_2}{h_2 - h_1}$$

このため、軸受すきまの測定誤差が大きく影響するので、実測値はややばらついているが、ほぼ理論値に合っているといえる。

図11は、この軸受の最大剛性を与える軸受すきま $h = 12 \mu\text{m}$ における軸受剛性の給気圧力による変化の様子を示したものである。実線は理論値で、給気圧力に対し軸受剛性は、ほぼ直線的に増加する。実測値は図10と同じ方法で求めたため、すきま測定の誤差が影響しているが、理論値とほぼ一致しているといえ

Fig. 11 Stiffness vs. supply pressure

Fig. 12 Flow rate

る。なお、この軸受すきまでは給気圧力の全範囲にわたってニューマティックハンマは発生しない。

図12は、給気圧力を媒介変数として示した軸受流量とすきまの関係である。理論値と実測値はきわめて良い一致を示した。詳細にみると、 $p_s = 686 \text{ kPa}$ ($7 \text{ kg/cm}^2 \text{G}$) の場合、とくに、軸受すきまの広い領域で実測値が理論値よりわずかに低くなっている。これは、スロット部の流れがチョークしはじめているためと推察される。

流量計の耐圧の関係で高圧給気の場合の流量は測定できなかったが、以上の結果から高圧給気での流量は理論で十分に推定できるといえる。

以上述べた実験結果から、給気圧力を高くすることは、軸受剛性を高くするための極めて有効かつ簡単な手段であり、軸受剛性は、給気圧力に対しほぼ直線的に向上し、しかも、我々が目的とするようなすきまの小さい高剛性軸受ではニューマティックハンマを生じないことが明らかとなった。

3. すきま形状の変化する円板形スラスト軸受

3.1 すきま形状の変化するスラスト軸受の性能計算

すきま一定のスラスト軸受でも、給気圧力を高くす

Fig. 13 Shape of bearing clearance

ることにより軸受剛性は直線的に高くなることが明らかになったが、より一層剛性を向上させるため、すきま形状を軸受中心を対称に半径方向に変化させることを試みた。

図13に、ここで取り上げた軸受すきまの形状を示す。同図(a)は同心状凹部をもつステップ形状、(b)は円すい形状、(c)は上に凸の二次曲面形状である。

これら軸受の性能は、Divergence formulation³⁾を用い、圧力分布を求める方法で計算した。

軸受すきま内の半径 r 、幅 dr の微小領域を通過する流量 q_v は η を粘性係数、 h を半径 r における軸受すきまとすると次式によって与えられる²⁾。

$$q_v = -\frac{2\pi r h^3}{12\eta} \frac{dp}{dr}$$

すきま内の気体の状態変化を等温的とし、 p_a を周囲圧、 ρ_a を圧力 p_a における気体の密度とすると、質量流量 m_{out} は、近似的に差分で次式のように表せる。

$$m_{out} = \frac{\pi \rho_a}{6\eta p_a} r h^3 p_k \frac{p_{k-1} - p_k}{\Delta r} \quad (k=1, 2, \dots, n)$$

これから、圧力分布は次式で計算できる。

$$p_k = \frac{p_{k-1} \pm \{p_{k-1}^2 - 24 \Delta r m_{out} \eta p_a / (\pi \rho_a r h^3)\}^{1/2}}{2}$$

負荷容量 W 、軸受剛性 k_s および流量 m_{in} はそれぞれ次式によって求めることができる。

$$W = \int_0^{r_0} 2\pi r p dr$$

Fig. 14 Load carrying capacity (Effect of clearance shape)

$$k_s = -\frac{dW}{dh}$$

$$m_{lin} = \frac{\pi r_g h_{sl}^3 (p_s^2 - p_o^2)}{12 \mu R T l_{sl}}$$

ここに、 R はガス定数、 T は温度、 r_g , h_{sl} , l_{sl} はスロットの半径、すきま、および長さ、また、 p_o はスロット出口の圧力である。

3.2 計算結果ならびに軸受性能の比較

ここで取り上げた軸受は前章と同じ寸法を持つもので、軸受外径 $2r_o = 50$ mm、スロット半径 $r_g = 5$ mm、スロット長さ $l_{sl} = 10$ mm、スロットすきま $h_{sl} = 13$ μm の円板形である。軸受面に大きく深いステップや凹部を設けるとすきまの体積が大きくなり、ニューマチックハンマを生じる恐れがあるので、ここでは、その深さを最大で 5 μm とした。ステップ軸受では、ステップの半径が軸受性能に大きく影響する。計算の結果、軸受外周部の設定すきま $h = 5$ μm、給気圧力 $p_s = 490$ kPa (5 kg/cm²G) の場合、負荷容量の観点からみた最適ステップ半径は $r_{10} = 18$ mm となった。そこで、以後、このステップ半径を用いることにした。

図 14 に給気圧力 $p_s = 686$ kPa (7 kg/cm²G) の場合に対する (a), (b), (c) 3 種のすきま形状を持つ軸受の負荷能力曲線を示す。同図の 2 点鎖線は比較のために記したすきま一定の軸受の負荷容量曲線である。図から明らかなように、すきま形状を変化させることにより、すきまの狭い領域で軸受の負荷容量、剛性は飛躍的に向上する。また、(a), (b), (c) 3 種のすきま形状に対しては、負荷容量の差はあまり無いので、工作の容易さからステップ状すきまを採用することにした。

3.3 ステップすきまスラスト軸受の試験結果

ステップはエッチングによって軸側に設けた。軸受性能の測定は前節で述べた方法と同じである。測定結果を図 15, 16 に示す。

図 15 は、負荷容量の測定結果である。図の実線は

Fig. 15 Load carrying capacity

Fig. 16 Bearing stiffness

理論値、図中にハッチングを施した部分はニューマチックハンマ不安定を生じた領域である。給気圧力が高くすきまの小さい範囲、すなわち、高負荷域では、実測値は理論値に比べ、負荷の変化に対し軸受すきまの変化が少なく、見かけ上、剛性が高いようであるが、これは、変位測定器の分解能不足が原因と考えられる。

また、軸受すきまの大きい範囲で負荷容量の実測値は理論値よりやや低くなっている。これは、流量が多

くなって、スロット絞り内の流れがチョークしてしまっただけと考えられる。軸受すきまの容積が大きくなるため心配されたニューマティックハンマ不安定性は、高剛性用軸受として用いられるような軸受すきまの小さい領域では発生しなかった。図16(a)~(c)は図15をもとに、すきま一定の軸受の場合と同様の手法によって求めた軸受剛性を示したものである。給気圧力が高く、すきまの小さい範囲では、前述したすきま測定精度が影響して実測値はかなりばらついている。しかし、給気圧力が低い場合、ほぼ、理論値に近い値を示しているため、軸受すきまの測定精度を向上すれば、全域にわたって理論値に近い値が得られるものと思われる。

軸受流量は、ここで用いたステップ直径の場合、すきま一定の軸受に比べ約30%増となった。しかし、軸受すきまが小さいので、絶対量としてはわずかである。

4. 結 論

静圧気体軸受の剛性を向上する最も単純な手段は、給気圧力を高くすることである。本研究は、円板型スロット絞りスラスト軸受で実際に高圧給気を行い、軸受の性能を測定し、疑問点を解明するとともに、高圧給気の実用性を明らかにしたものである。

本研究の結果をまとめれば次のようになる。

- (1) 軸受剛性は理論値が示す通り、給気圧力に対し、ほぼ直線的に向上する。
- (2) 給気圧力を高くすると、ニューマティックハンマの発生領域は広がるが、軸受すきまの広い

方に広がるので、高剛性用軸受が対象とするようなすきまの狭い領域では安定である。

- (3) 軸受流量は、給気圧力が高くなると、理論値が示す通り増加するが、高剛性用軸受では軸受すきまが狭いので絶対量としてはそれほど多くない。
- (4) 軸受すきまの形状を変化させると、たとえば、それが単純なステップ形状であっても、負荷容量、剛性とも飛躍的に向上する。
- (5) 軸受すきまにステップを設けると、ニューマティックハンマの発生領域は広がるが、高剛性用軸受が対象とするような軸受すきまの狭い領域では安定である。
- (6) 高圧給気による軸受の変形は、とくに測定しなかったが、問題を生じることはなかった。
- (7) 高圧給気は軸受剛性を向上させる最も単純かつ実用的な方法である。

最後に、本研究は精密工学会産学協同研究協議会「高剛性静圧空気軸受に関する研究協力分科会」の研究の一環として行ったもので、委員各位のご支援に感謝の意を表す。

参 考 文 献

- 1) 森 淳暢：静圧気体軸受設計の基礎，日本潤滑学会気体軸受研究会資料，(1985)。
- 2) 十合晋一：気体軸受，設計から製図まで，共立出版，(1984)。
- 3) 金子礼三：気体軸受理論の数値計算法，気体軸受の理論と設計およびその応用，日本機械学会気体軸受研究会，(1973) 67。