背圧型弾性面静圧スラスト気体軸受に関する研究

Investigation on the Back-Pressured, Externally-Pressurized, Gas-Lubricated, Circular Thrust Bearing with the Flexible Surface

林　和　宏[1]　　平佐多　敬　二[1]
Kazuhiro HAYASHI　　Keiji HIRASATA

In this investigation, it is intended to develop the high performance bearing satisfying with many severe requests which have been growing up with the advancements of the high speed turbo-machines and the super-precision machines. For this purpose, the new type of the externally-pressurized, gas-lubricated, circular thrust bearing, in which some parts of the bearing surface are constructed with the flexible thin metal plate and the properly-controlled pressure can be added behind this metal plate as the back-pressure, is proposed here, besides its static characteristics are theoretically derived and the possibilities of the high performance bearing are discussed.

Then, the bearings with the several dimensions were designed and their performances were experimenally tested. As the results of the aforementioned theoretical and experimental investigations, it was made clear that this type of bearing treated here has many excellent properties in comparison with the conventional rigid surface bearing as follows:

(1) The load-carrying capacity and the stiffness of this type of bearing with the back-pressure are superior to those of the conventional rigid surface bearing. These tendencies become sharper as the back-pressure and/or the flexibility of the bearing surface increase.

(2) The consumption of the lubricating gas in this type of bearing with the back pressure can be controlled in the smaller range as compared with that of the rigid surface bearing by means of the proper choice of the back-pressure and/or the flexibility of the bearing surface.

On the other hand, the minimum bearing gap may become much smaller than the nominal bearing gap, so we must pay our attentions to this point in the practical applications. In this type of bearing without the back-pressure, however, its characteristics become inferior to those of the conventional rigid surface bearing.

The experimental results of the load-carrying capacity and the stiffness were in good accordance with the theoretical predictions.

---

1) 大阪産業大学工学部機械工学科

2) 昭和57年3月1日原稿受理

1. 緒　言

近年，機械の作動条件はますます厳しくなってきており，それにつれて軸受に対する要求も苛酷なものとなりつつある。軸受にはその性能面から，高負荷能力，低損失，耐衝撃性，優れた安定性などが要求されるとともに，製作面から，低コスト，精度管理の容易さなど多くのことが求められる。したがってこのような諸要求を満足する高性能軸受の開発が重要な課題となってくる。このための一つの方向として，軸受面を変形しやすい可撓構造とし，この変形を利用して軸受性能を高めようとする研究があちこちで行なわれており，これまでにいくつかの形式の可撓面軸受が提案されている[1,2]。著者の一人も，先に潤滑面の一方を可撓金属薄板で構成した，一種の弾性面静圧スラスト気体軸受を考案し，その軸受静特性を理論的および実験的に検討して，高性能軸受としての可能性を明らかにした[3]。しかしながら，この形式では，構造上，可撓面を給気孔側に設けることができなくなり，実用面から，問題となる場合がでてくる。そこで，先の構造の欠点を除き，かつ可撓面構造の長所を生かした形式の軸受，すなわち，可撓面と給気孔を同一面内に有し可撓面背面に適当な背圧を加えられるようにした，新しい構造の背圧型弾性面静圧スラスト気体軸受を考案し，その軸受静特性を理論的ならびに実験的に明らかにすることにする。

2. 理　論

2. 1 基礎式

ここでとりあげる弾性面静圧スラスト軸受をFig.1に示す。軸受面は厚さ t の金属薄板で構成され，中央に設けられた単一孔（半径 r_1）から給気される（給気圧 p_s）。加圧気体の一部は金属薄板背面に設けられた環状のチャンバ（内半径 r_2，外半径 r_3）にも送られる構造となっている。そして，このチャンバ内の気体圧力，すなわち背圧 p_b は大気圧 p_a から給気圧 p_s までの範囲で可変であるとする。図において，r_0 は軸受半径，h は半径位置 r での軸受すきま，h_0 は変形のない状態または変形のない部分での軸受すきま（これを軸受代表すきまと名づける。），y は軸受すきま方向にとられた座標である。

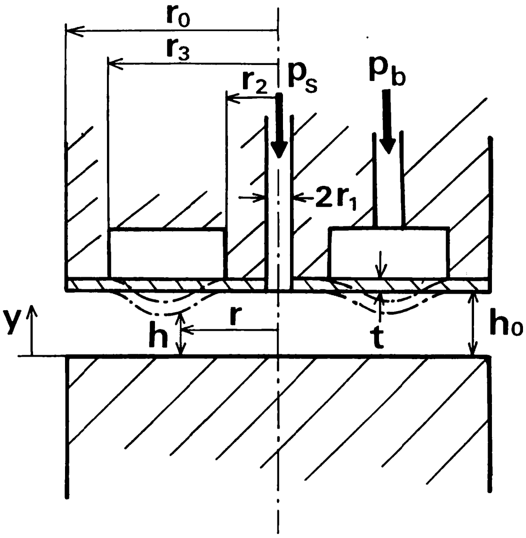


Fig. 1　Schematic drawing of bearing

このような軸受に対して，以下に示す仮定を用いて，軸受すきま内での気体流れを支配する基礎式を導くことにする。

仮　定

(1) 潤滑気体はニュートン粘性を有し，かつ粘性係数は一定である。

(2) 軸受すきま内の流れは等温かつ粘性層流で，慣性力は無視できる。

(3) 軸受すきまは他の諸元にくらべて十分に小さい。

(4) 軸受すきま方向の圧力変化はない。

(5) 金属薄板は均質な弾性体であり，しがってその変形は円板中心に関して対称である。

そこで軸受領域を

(1) $r_1 \geq r \geq 0$ の領域

(2) $r_2 \geq r \geq r_1$ の領域

(3) $r_3 \geq r \geq r_2$ の領域

(4) $r_0 \geq r \geq r_3$ の領域

の4領域に分けて，各領域での軸受すきま h と気体膜圧力 P との関係を導く。

まず領域(1)では，圧力は

$$p = p_s \quad , \quad r_1 \geq r \geq 0 \tag{1}$$

である。

次に領域(2)を考える。この領域での軸受すきまは

$$h = h_0, \quad r_2 \geq r \geq r_1 \tag{2}$$

である。一方，気体膜の圧力分布に関しては，給気孔周辺位置での気体の流れは，給気孔から軸受すきまへはいった所で急速に加速されて超音速流れとなって，圧力は急激に降下し，それに続く衝撃波の発生によって亜音速流れとなって，一旦圧力を回復し，その後，軸受外周部に向って粘性流れとして流出することが，従来の剛体面気体軸受に関する研究から明らかとなっている[4)]。しかしながら，超音速流れ→衝撃波→亜音速流れと変化する領域は給気孔周辺のごく狭い範囲（$r < 5 \sim 6 r_1$程度の範囲）に限られており，負荷容量などへの影響は微小として無視し得る。そこで，ここでは軸受すきま内での気体流れを等温粘性流として扱うことにする。このようにすると領域(2)での気体流れに対して，Navier-Stokes の方程式から

$$\frac{dp}{dr} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{3}$$

なる関係が得られる。ここで μ は潤滑気体の粘性係数であり，u は半径方向の気体の流れ速度である。式(3)を $y = 0$ および $y = h_0$ で $u = 0$ なる境界条件で解くと，速度分布は

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} (y^2 - h_0 y) \tag{4}$$

となる。一方，単位時間あたりの潤滑気体の質量流量を q_m とすると

$$q_m = \int_0^{h_0} \rho . 2\pi r u dy \tag{5}$$

で与えられるから，これに式(4)の速度分布を用いると

$$q_m = -\frac{\pi}{6\mu} \rho r h_0^3 \frac{dp}{dr} \tag{6}$$

となる。ここで ρ は気体密度である。さらに，軸受内での気体流れを等温流としているから

$$\frac{p}{\rho} = \frac{p_a}{\rho_a} \tag{7}$$

なる関係がある。ここに ρ_a は大気圧 p_a に対する気体密度である。そこで，式(7)の関係を式(6)に用いて，領域(2)での圧力分布を求めると

$$p^2 - p_0{}^2 = -\frac{12\mu p_a q_m}{\pi \rho_a \cdot h_0{}^3} \ln \frac{r}{r_1} \quad , \quad r_2 \geq r \geq r_1 \tag{8}$$

となる。ただし，p_0は$r = r_1$ での気体圧力である。

ところで，給気孔周辺（$r = r_1$）上での圧力 p_0 は次のようにして決定される。給気孔近傍での気体流れのモデルとして Fig.2 に示すような2段階変化を考えることにする。すなわち，Fig.2（a）に示すように，まず半径方向速度が $0 \rightarrow u_1$（一様速度）に変化する流れによって，潤滑気体圧力が$p_s \rightarrow p_1$

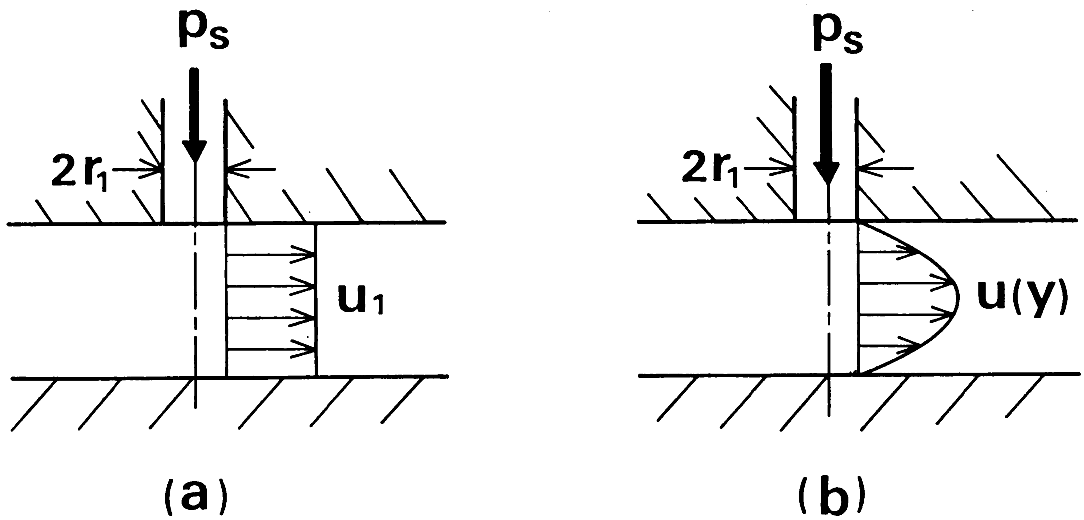


Fig. 2 Gas flow model near supplying hole

に降下するとすれば，この間の変化に対して気体の圧縮性と粘性を無視すると，ベルヌーイの定理を用いて

$$p_s = p_1 + \frac{1}{2}\rho_0 u_1{}^2 \tag{9}$$

となる。ここで ρ_0 は $r=r_1$ での気体密度である。次に Fig.2（b）に示すように，半径方向速度が一様速度 u_1 から境界層が発達しきった放物線状の速度分布 $u(y)$ になるときに，圧力降下 $p_1 \to p_0$ を生じる。境界層助走区間は非常に小さいのでこれを無視し，またこの間の気体の密度変化を無視すると，運動量の法則より

$$p_1 + \frac{1}{h_0}\int_0^{h_0} \rho_0 u_1{}^2 dy = p_0 + \frac{1}{h_0}\int_0^{h_0} \rho_0 u^2 dy \tag{10}$$

なる関係が得られる。式(10)に式(4)の速度分布を適用し，また流量連続の条件を用いて変形し，さらに式(9)の関係を用いると

$$p_s - p_0 = \frac{7}{10}\rho_0 u_1{}^2 \tag{11}$$

なる関係を得る。一方，潤滑気体の質量流量 q_m と速度 u_1 の間には

$$q_m = 2\pi r_1 h_0 \rho_0 u_1 \tag{12}$$

なる関係があるから，これを式(11)に用いさらに等温流れの仮定（$p_0/\rho_0 = p_a/\rho_a$）を使って ρ_0 を p_0 に変換すると，次の形の式が得られる。

$$p_s - p_0 = \frac{7}{40\pi^2}\cdot\frac{p_a \cdot q_m{}^2}{\rho_a r_1{}^2 h_0{}^2}\cdot\frac{1}{p_0} \tag{13}$$

となる。これにより p_0 を求めると

$$p_0 = \frac{1}{2}\left(p_s \pm \sqrt{p_s{}^2 - \frac{7}{10\pi^2}\cdot\frac{p_a q_m{}^2}{r_1{}^2 h_0{}^2 \rho_a}}\right)$$

となる。上の2根の中，負号の方は不適当であるから（なぜなら，$q_m \to 0$ のとき $p_0 \to p_s$ であるべき），最終的に

$$p_0 = \frac{1}{2}\left(p_s + \sqrt{p_s{}^2 - \frac{7}{10\pi^2} \cdot \frac{p_a q_m{}^2}{r_1{}^2 h_0{}^2 \rho_a}}\right) \tag{14}$$

となる。

次に領域(3)を考える。この領域での軸受すきまは

$$h(r) = h_0 + h_d(r)\ , \quad r_3 \geq r \geq r_2 \tag{15}$$

で表される。ここに $h_d(r)$ は軸受面の弾性変形による軸受すきまの変化量である，一方，気体膜の圧力分布は，領域(2)におけると同様に式(3)から求められる。すなわち，式(3)を $y = 0$ および $y = h$ で $u = 0$ なる境界条件で解いて速度分布を求め，この速度分布を用いて流量 q_m を表してやると，領域(2)の式(6)に対応する関係式として

$$q_m = -\frac{\pi}{6\mu}\rho r h^3 \frac{dp}{dr} \tag{16}$$

を得る。式(16)に等温変化の条件(7)を適用して $\rho \to p$ に変換し，さらに $r = r_2$ で $p = p_2$ として解くと，

$$p^2 - p_2{}^2 = -\frac{12\mu p_a q_m}{\pi \rho_a}\int_{r_2}^{r} \frac{dr}{rh^3},\ r_3 \geq r \geq r_2 \tag{17}$$

なる圧力分布式を得る。

最後に領域(4)を考える。この領域では軸受すきまは $h = h_0$ 一定であり，一方，気体膜の圧力分布は式(6)に式(7)の関係を代入し，これに境界条件（$r = r_0$ で $p = p_a$）を用いることにより求められて

$$p^2 - p_a{}^2 = -\frac{12\mu p_a q_m}{\pi \rho_a h_0{}^3}\ln\frac{r}{r_0},\ r_0 \geq r \geq r_3 \tag{18}$$

となる。

以上で，全領域における軸受すきまと気体膜圧力との関係を導いたのであるが，これらの中には領域(3)における軸受すきまのみでなく，p_0，p_2 および q_m が未知量として含まれたままになっている。そこで，$r = r_2$ および $r = r_3$ で圧力の連続条件を用いてやれば

$$p_2{}^2 = p_a{}^2 + \frac{12\mu p_a q_m}{\pi \rho_a}\left(\int_{r_2}^{r_3} \frac{dr}{rh^3} = \frac{1}{h_0{}^3}\ln\frac{r_3}{r_0}\right) \tag{19}$$

$$p_0{}^2 = p_a{}^2 + \frac{12\mu p_a q_m}{\pi \rho_a}\left(\int_{r_2}^{r_3} \frac{dr}{rh^3} + \frac{1}{h_0{}^3}\ln\frac{r_2 \cdot r_0}{r_1 \cdot r_3}\right) \tag{20}$$

なる関係を得ることができる。したがって，領域(3)での軸受すきま形状が知られていれば，式(14)，(19)および(20)から p_0，p_2 および q_m が求められ，さらに式(8)，(17)および(18)からの気体膜の圧力分布が決定されることになる。

ところで，領域(3)での軸受すきまは，予め幾何学的形状として与えられるものではなく，気体膜圧力による軸受面の変形により変化する。そこで軸受面の変形量と気体圧力との関係を求めねばならない。この軸受面の弾性変形に関しては次のような微分方程式が成立する

$$\frac{d}{dr}\left[r\frac{d}{dr}\left\{\frac{1}{r}\ \frac{d}{dr}\left(r\frac{dh_d}{dr}\right)\right\}\right] = \frac{12(m^2-1)}{m^2Et^3}(p - p_b) \cdot r,\ r_3 \geq r \geq r_2 \tag{21}$$

ここで，E，m，tはそれぞれ弾性薄板の縦弾性係数，ポアソン数および板厚である。軸受すきま内の気体膜圧力が知られていれば，上式から軸受面の変形量を求めることができる。その場合の境界条件としては

$$\left.\begin{array}{llll} r=r_2 \text{ で} & h_d=0 \ , & \dfrac{dh_d}{dr}=0 \\ r=r_3 \text{ で} & h_d=0 \ , & \dfrac{dh_d}{dr}=0 \end{array}\right\} \tag{22}$$

を用いる。

以上が基礎式であり，これらから，軸受すきま分布h，気体膜の圧力分布pおよび潤滑気体の質量流量 q_m が決定される。そして，圧力分布が決定されれば，次のようにして軸受の負荷容量Wおよび軸方向の軸受剛性kが求められる。

$$W=2\pi\int_0^{r_0} r(p-p_a)dr \tag{23}$$

$$k=-\frac{\partial W}{\partial h_0} \tag{24}$$

2．2　数値計算

前述の基礎式から数値解析によって軸受特性を求める。実際の数値計算にあたっては，次のような無次元量を定義し，基礎式を無次元化する。

$$\left.\begin{array}{llll} P=\dfrac{p}{p_a} \ , & P_s=\dfrac{p_s}{p_a} \ , & P_b=\dfrac{p_b}{p_a} \ , \\ R=\dfrac{r}{r_0} \ , & R_i=\dfrac{r_i}{r_0} \ , & (i=1,2,3), \\ H=\dfrac{h}{h_0} \ , & H_d=\dfrac{h_d}{h_0} \ , & A=\dfrac{7}{1440}\,\dfrac{\rho_a r_0{}^2 p_a}{\mu} \\ S=A\left(\dfrac{h_0}{r_0}\right)^4, & K=6\,\dfrac{m^2-1}{m^2}\,\dfrac{p_a r_0{}^3}{Et^3}\,A^{1/4}, & \\ Q=\dfrac{6\mu q_m}{\pi\rho_a p_a r_0{}^3}A^{3/4}, & \bar{k}=\dfrac{k}{r_0(p_s-p_a)}A^{-1/4} & \end{array}\right\} \tag{25}$$

これらの無次元量の中，Kは軸受面の可撓性を与え，Sは軸受代表すきま h_0 の大きさに対応するパラメータである。またQおよび $\bar{k}$ はそれぞれ潤滑気体の無次元流量および無次元軸受剛性である。

次に軸受すきま分布および気体膜圧力分布を求める計算手順を述べる。まず，適当な計算条件（軸受諸元，潤滑気体特性，金属薄板特性）を選定する。すなわち，P_s，P_b，R_1，R_2，R_3，A，KおよびSの値を適当に選定する。次に軸受すきま形状を適当に仮定し（計算の出発値としては，軸受面の変形がない状態，すなわち $h=h_0$ 一定と仮定する。），式(8)，(17)，(18)，(14)，(19)および(20)から，この軸受すきま形状に対応する気体膜圧力分布および流量を求める（実際はこれらの式を無次元化したもので計算する）。この圧力分布を式(21)に用いて，領域(3)における軸受面の変形量を計算し，先に仮定した軸受すきま形状を式(15)により修正する。次にこの修正された軸受すきま形状を用いて，前述と同様の手順によって対応する潤滑気体の圧力分布および流量を求める。以下同様の計算手順を繰返して，順次，圧力分布および軸受すきまを修正して行き，それらの最終収束値を求める。このようにして得られた収束値を，計算条件における軸受すきま形状，気体膜圧力分布および潤滑気体流量とし，これを

式(23)および(24)に用いて，そのときの軸受の負荷容量および軸受剛性を計算する。

2. 3 計算結果とその検討

前述の計算手順により求めた軸受諸特性の計算例を Fig.3 から Fig.9 に示す。

Fig.3 は軸受代表すきま h_0 の大きさに対応する無次元Sを一定とした場合に，負荷容量が軸受面の可撓性に如何に影響されるかを，金属薄板背面の背圧をパラメータにして示したものである。背圧を加なえい場合（$P_b=1.0$）には，軸受面の可撓性が増す（K→大）とともに負荷容量は減少するが，背圧を加えた場合には軸受面の可撓性が増すとともに負荷容量は増大し，剛体面軸受（図中の “rigid” とある破線）よりも高い負荷能力を示す。そして，この傾向は背圧が高い程著しいことがわかる。

Fig.4 は給気孔径をパラメータにとって，負荷容量と軸受面の可撓性の関係を見たものである。給気孔径が大きい方が（R_1→大）負荷客量は大きいが，K→大につれて給気孔径による負荷容量の差は減少する。

Fig.5 は負荷容量と軸受代表すきま（すなわちWとS)の関係を背圧をパラメータとして示してある。背圧を加えない場合には可撓面軸受の方が普通の剛体面軸受よりも負荷容量は小さいが，背圧を加えるとこの関係は逆転する。そして，S→小の程，背圧型弾性面軸受の負荷能力は剛体面軸受のものを大きく上回ることになる。

Fig.6 は潤滑気体流量に与える軸受面の可撓性の影響を示したものである。無背圧の場合（$P_b=1.0$）はKの増加とともに流量（Q）も増大するが，背圧型にすると軸受面の可撓性が増すとともに流量は剛体面軸受の場合よりも著しく減少する。そして，この傾向は背圧が高い程顕著に現われる。

Fig.7 は軸受最小すきま h_{min} と軸受面の可撓性Kとの関係を見たものである。軸受代表すきま h_0 を一定とした場合（すなわちS＝一定），背圧型軸受の軸受最少すきまはK→大とともに減少する。そして，その減少の程度は背圧が高い程著しいので注意を要する。

Fig.8 と Fig.9 は，軸受剛性と軸受代表すきまのの関係（$\bar{k}$とSの関係）を，それぞれ背圧および給気孔径をパラメータとして示したものである。無背圧の場合の剛性は剛体面軸受の場合よりも向上す

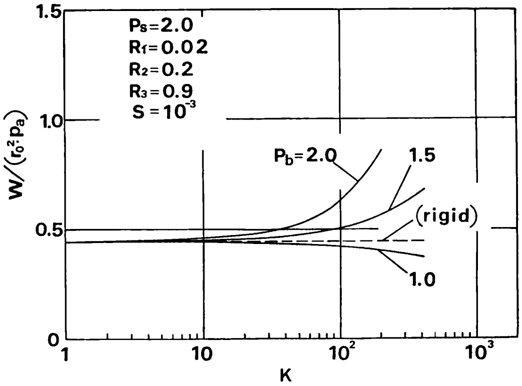


Fig.3 Variation of load-carrying capacity versus K (Effect of p_b)

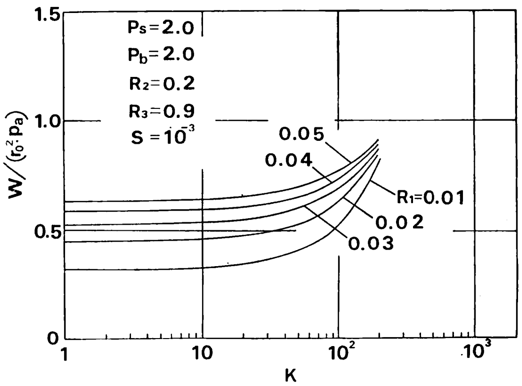


Fig.4 Variation of load-carrying capacity versus K (Effect of R_1)

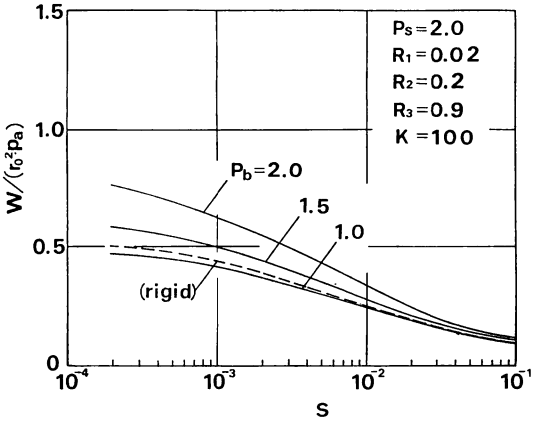


Fig.5 Variation of load-carrying capacity versus S (Effect of P_b)

る。給気孔径による影響に関しては，R_1→小の方が剛性の最大値は大きくなり，また剛性のピーク値は R_1→大の程，Sの大きい方へ移ることが知られる。

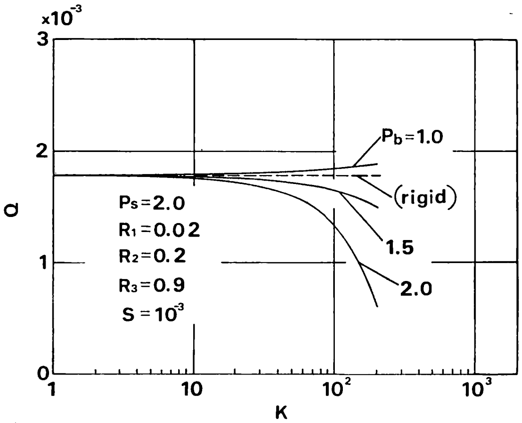


Fig.6 Variation of rate of flow versus K (Effec of P_b)

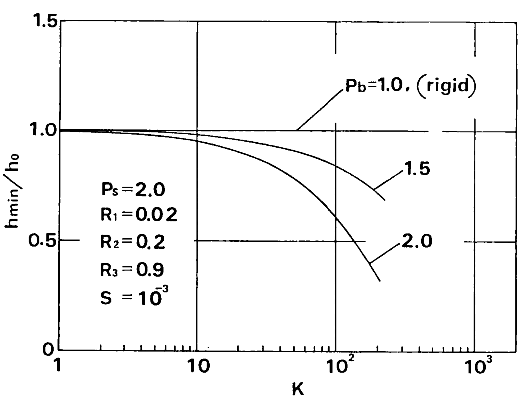


Fig.7 Variation of minimum bearing gap versus K (Fffect of P_b)

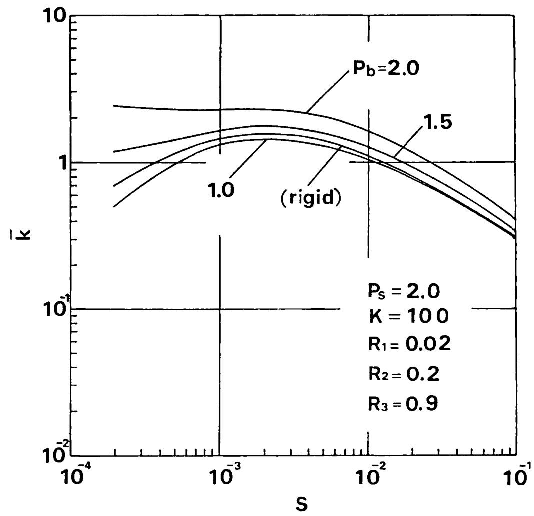


Fig.8 Variation of bearing stiffness versus S (Effect of P_b)

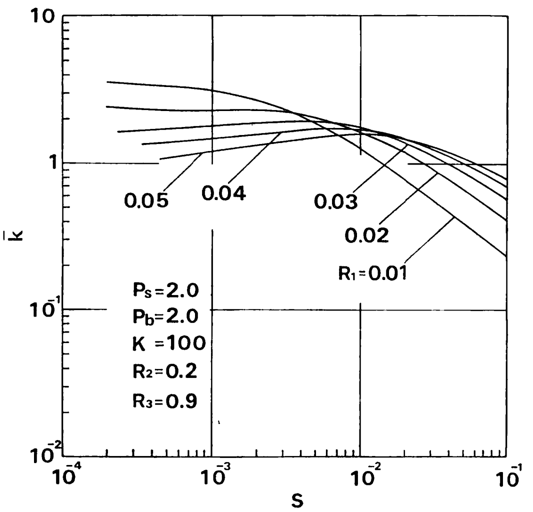


Fig.9 Variation of bearing stiffness versus S (Effect of R_1)

3. 実験的検討

前述の理論結果の妥当性を検討するために，Fig.1 に示した構造を持つ背圧型弾性面静圧スラスト気体軸受を製作し，負荷容量および軸受剛性を実験的に測定した。試作した軸受の諸元は次のようである。

$r_0=50$mm，$r_1=0.5$mm，$r_2=10$mm および 20mm，$r_3=40$mmおよび45mm

$t=0.4$mm，0.6mmおよび0.8mm（軟鋼板）

軸受面を構成する金属薄板は軟鋼製（$E=2.07\times10^5$ kN/mm²，$m=3.4$）で接着剤によって母材に固定した。潤滑気体は空気である。

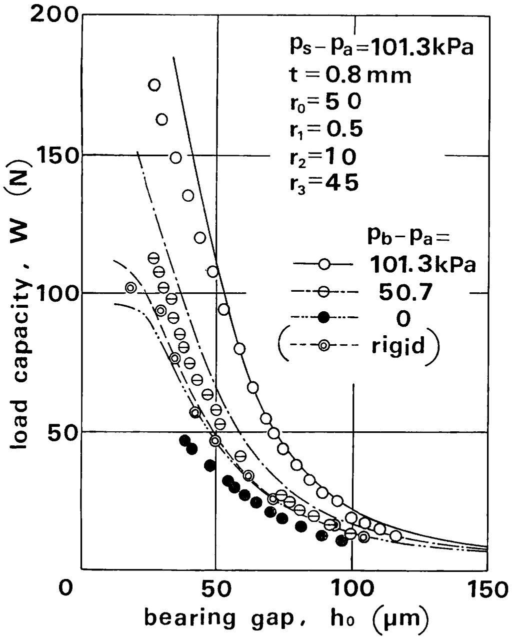


Fig. 10 Load-carrying capacity versus representative bearing gap h_0 (Experimental results)

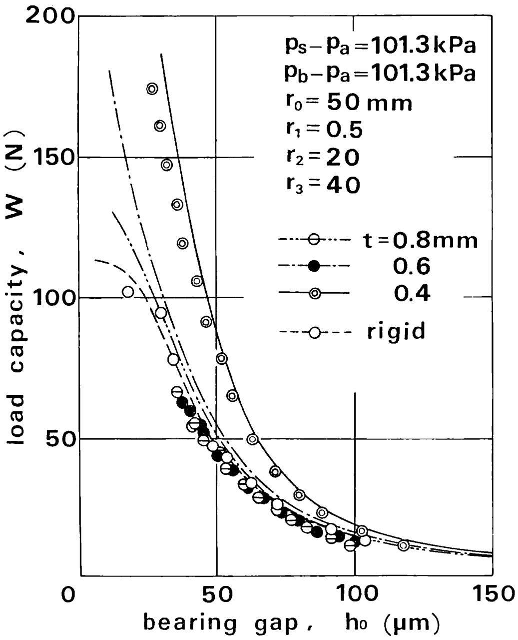


Fig. 11 Load-carryng capacity versus representative bearing gap h_0 (Experimental results)

実験結果の例をFig.10 から Fig.15 に示す。Fig.10 から Fg.12 は負荷容量Wを軸受代表すきま h_0 の関係を，それぞれ背圧，金属薄板の厚さおよび給気圧をパラメータとして示したものである。なお，比較のために同一寸法の剛体面軸受を製作し，その実験結果も合せて示してある（図中で“rigid”とあるもの）。図中の曲線はすべて前述の理論に基づく計算値である。理論値と実験値の間にはよい一致が見られ，理論の予測通り，無背圧の場合には剛体面軸受の負荷容量を下回るが，背圧型にすると剛体面の場合よりも負荷容量が増すこと，そしてこの傾向は，背圧が高い程，板厚 t が薄い程（すなわち軸受面の可撓性が増す程）著しいことがわかる。

Fig.13 から Fig.15 は軸受剛性 k と軸受代表すきま h_0 の関係を，それぞれ背圧，金属薄板の厚さおよび給気圧をパラメータとして示したものである。なお，軸受剛性の実験値は次のようにして求めた。いま，荷重Wを加えた場合の軸受代表すきまh_0を測定しておき，次に荷重をわずかだけ（ΔW）増したときの軸受代表すきまの減少量（Δh_0）を測定する。これらの測定値を用いて次式により，軸受代表すきまh_0における軸受剛性 k の値を計算する。

$$k=\frac{\Delta W}{\Delta h_0} \tag{26}$$

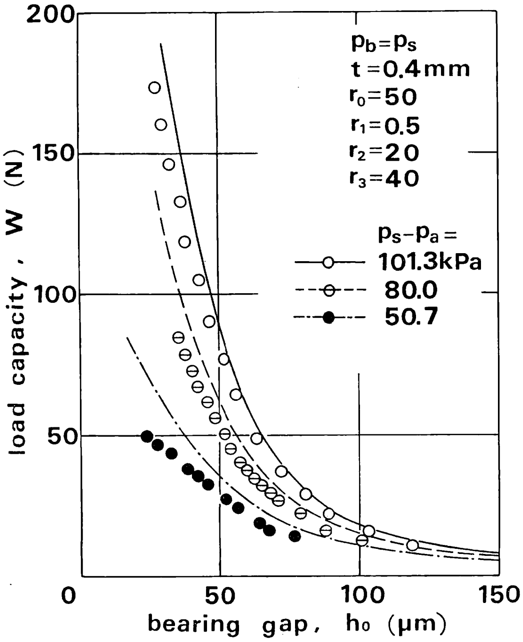
これらの実験結果を見ると，先の負荷容量の場合と同様に，理論値とのよい一致が見られ，背圧が高い程，また板厚が薄く軸受面の可撓性が増す程，剛体面軸受の場合に対する剛性の向上が著しいことがわかる。

4. 結　言

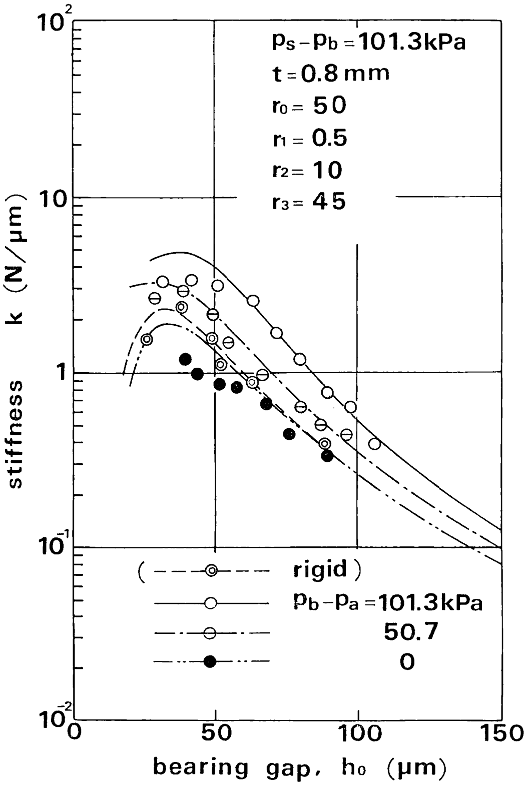
ここでとりあげた背圧型弾性面静圧スラスト気体軸受は，従来の剛体面軸受と比較して多くの優れた特性を有することが明らかとなった。それらをまとめると次のようである。

(1) 背圧型とした場合，軸受面の可撓性により，負荷容量および軸受剛性が，剛体面軸受の場合よりも向上する。そして，この傾向は背圧が高い程，また軸受面の可撓性が増す程著しい。

(2) 背圧型軸受では，軸受の可撓性により，潤滑気体の消費量（流量）を小さく抑えることができる。



Eig.12 Load-carrying capacity versus representative bearing gap h_0 (Experimental results)



Eig.13 Bearing stiffness versus representative bearing gap h_0 (Experimental results)

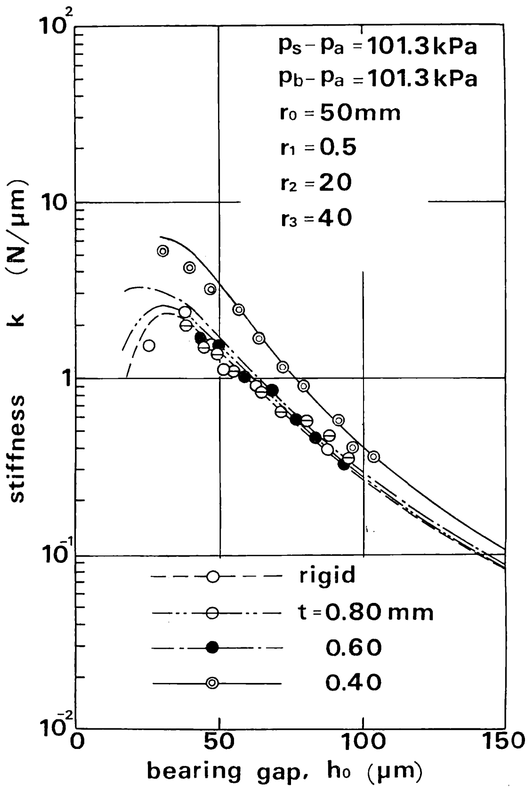


Fig.14 Bearing stiffness versus representative bearing gap h_0 (Experimental results)

(3) その反面，背圧型軸受における軸受最小すきまは，背圧の増加および軸受面の可撓性が増すとともに，軸受代表すきまより大幅に減少するので注意を要する。

(4) 背圧を加えない無背圧型の場合には，上述の(1),(2)のことは逆になってしまう。すなわち，軸受面の可撓性によって，負荷容量および軸受剛性は減少し，潤滑気体の消費量は増大する。

このように背圧型弾性面軸受の特性は従来の剛体面軸受のものよりも優れたものとなることが知られるが，先に著者の一人が扱った形式[3]の場合ほどには，負荷容量や軸受剛性の増加は大きくはない。しかしながら，今後，検討を進めることにしている動特性をも含めての総合的な性能判断を下す場合にはここでとりあげた形式の弾性面軸受の方がより有用な高性能軸受となるものと期待している。

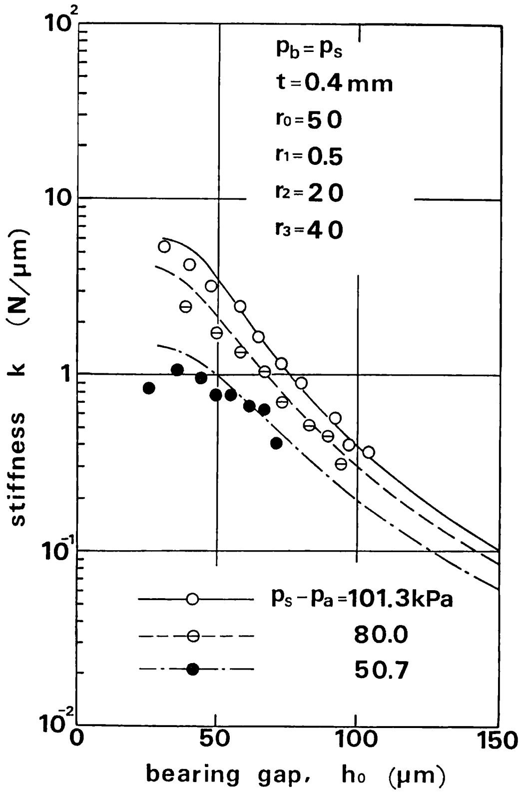


Fig. 15 Bearing stiffness versus representative bearing gap h_0 (Experimental results)

参考文献

1) Lowe, I. R. G. : Trans. ASME, Ser. F, Vol. 96, No. 4 (1974)

2) Blondeel, E., Snoeys, R. and Devrieze, L. : Proceedings of 7th International Gas Bearing Symposium, Cambridge (U. K.), (1976)

3) Hayashi, K. : Proceedings of 8th International Gas Bearing Symposium, Leicester (U. K.), (1981)

4) Mori H. and Ezuka, H. : Proceedings of the JSLE-ASLE International Lubrication Conference, Tokyo (Japan), (1975)