

静圧気体ジャーナル軸受の静特性

(第一報)

熊谷 直宜* 比 氣 正* 藤 本 康*

Static Characteristics of Externally Pressurized Journal Gas Bearing (1st Report)

By

Naoyoshi KUMAGAI, Tadashi HIKI and Yasushi FUJIMOTO

The Pressure distribution, the load carrying capacity and the flow rate of externally pressurized gas bearings can be assessed by means of an electric analogy by electrolytic tank.

In this paper, the elements of externally pressurized journal bearings with multiple gas supply holes arranged circumferentially in one, two, three and four rows are analyzed by electrolytic tank analogy, and the flow rate efficiency η_Q and the load carrying capacity efficiency η_L are determined.

The load carrying capacity of journal gas bearings is calculated by a simplified theory, and the optimum size of flow restrictors and the minimum gas pumping power are given.

The above results should be correct so far as the flow is controlled by the viscosity of the gas as usually is for gas bearings, and a method for optimum design is derived.

The experimental results will be described in the 2nd report.

1. ま え が き

静圧気体軸受の軸受面の圧力分布、気体流量を求めるために佐々木および森等により理論計算が行なわれているが^{1) 2)}、単純な軸受面の場合には比較的簡単であるが、複雑な形状やガス供給孔の数が多くなった場合には計算も複雑となり、境界条件のとり方もむずかしくなる。このような場合によく用いられるのが電解槽や導電紙を用いる電氣的相似法で、Licht³⁾、和田⁴⁾、森⁵⁾等によって実験され、理論とよく一致することも確かめられている。しかしまだ、一般化された設計資料を得るまでには至っていない。

そこでこの方法を用いて、静圧ジャーナル軸受でよく用いられる、ガス供給孔が1列、2列、3列、4列の場合につき、1組の供給孔の受け持つ軸受面を取り出し、これと相似の電解槽を作り、その寸法比を変化させて、すきま一定の粘性流に対する流量、圧力分布を求め、この圧力分布を積分して負荷容量を得た。こ

の結果を流量効率 η_Q 、負荷効率 η_L で表わして、その特性を図示した。(図9)

さらにこの η_L を用いてジャーナル軸受の負荷容量を簡易化した式によって求め、供給孔の圧力 p_r と偏心率 ϵ の関係から最良の設計点の決定を可能にした。

また供給ガスの圧縮機の入力をできるだけ小さくすることは静圧気体軸受の場合重要なことであるが、このガス圧縮仕事と負荷容量の関係を計算して最良の軸受面の形状と供給圧を求めた。

記 号

B = 1組の供給孔の受け持つ軸受要素の幅 m, cm

C = 絞りの流量係数 $\begin{cases} C_0 - \text{オリフィス} \\ C_r - \text{自成絞り} \end{cases}$

D = 軸直径 m, cm

G = ガス流量 kg/s

H_P = ポンプ仕事 kg · m

$K_L = \frac{W_J}{DL(p_s - p_a)\beta}$; $K_{LO} = \frac{K_L}{\eta_L}$

L = 軸受長さ m, cm

N = 軸受要素の供給孔の数

* 機関開発部第一部

R = ガス常数

T = 温度 °K

W = 負荷容量 kg

W_I = 非圧縮性の負荷容量 (平面軸受) kg

W_C = 圧縮性の負荷容量 (") kg

W_j = " " (ジャーナル軸受) kg

a = 絞りの面積 m^2, mm^2 又は常数

b = 常数

c = 半径すきま m, mm

dr = 供給孔の直径 m, mm

d_n = オリオフィスの直径 m, mm

h = 軸受すきま m, mm

Δh = 軸の偏心量 m, mm

l = 供給孔中心から出口端までの距離 m, cm

n = ポリトロップ指数, または軸に直角断面内の供給孔の数

p = 圧力 (絶対値) p_a = 出口圧力

p_r = 供給孔直後の圧力

p_s = 供給圧力

r = 電気抵抗 Ω

β = 負荷容量の圧縮性による修正係数

γ = 流体の比重 kg/m^3

δ = すきまの流量係数 = $\frac{B\eta Q}{bl}$

$\eta_0 = \frac{(p_r - p_a)}{(p_s - p_a)}$

η_L = すきまの負荷効率

η_Q = すきまの流量効率

η_P = ポンプ効率

κ = 断熱指数

λ = すきまの負荷係数 = $\frac{\eta_L (L-l)}{L}$

μ = 粘性係数 $kg \cdot s/m^2$

ϕ = ポンプ入力 of 圧縮性による修正係数, または

$$= \frac{n}{n+1} ap \frac{n+1}{n} + b$$

2. 電解槽による実験

2.1 基礎式

軸受すきまの流れの状態を解析するため, 次の仮定を設ける。

1. すきまの流れは, 粘性流でかつ粘性係数は一定である。
2. 軸は静止状態にあるか, あるいは周速によるす

きまの気流速度的変化は無視しうる。

3. すきまの流れは, ポリトロップ変化をする。

4. すきまへ流入するときの助走区間はない。

5. すきま内にはく離, 縮流, 衝撃波等は発生しない。

6. すきま h は一定である。

以上の仮定の下で, すきまの圧縮性流体に対する Reynolds の潤滑の基礎方程式は次のようになる³⁾。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(p^n \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(p^{\frac{1}{n}} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0 \quad (1)$$

境界条件は, 流入口では $p = p_r$

出口では $p = p_a$

いま $\phi = \frac{n}{n+1} ap \frac{n+1}{n} + b$ (a, b は常数) (2)

とおくと

$$\frac{1}{a} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} - p^{\frac{1}{n}} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial y} = p^{\frac{1}{n}} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3)$$

となり, (1)式は次の Laplace の方程式になる。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (4)$$

このすきまの流れは等温変化と考えられるから³⁾,

$n = 1$ となる。いま常数 a, b を次のように仮定する。

$$a = \frac{2}{p_r + p_a}, \quad b = \frac{p_r p_a}{p_r + p_a} \quad (5)$$

これを(2)式に入れ, $n=1$ とおくと,

$$\phi = \frac{p^2}{p_r + p_a} + \frac{p_r p_a}{p_r + p_a} \quad (6)$$

(1)式の境界条件より, (4)式の境界条件は, 入口では $\phi_r = p_r$ 出口では $\phi_a = p_a$ となる。この ϕ は Laplace の方程式(4)から非圧縮性流体を使用したときの圧力と等しく, 軸受面と相似形の電解槽に電流を流したときの電圧分布と対応することがわかる。

いま

$$V = \frac{E - E_a}{E_r - E_a} = \frac{\phi - \phi_a}{\phi_r - \phi_a} \quad (7)$$

とすると

$$\phi = V(\phi_r - \phi_a) + \phi_a = V(p_r - p_a) + p_a$$

また(6)式より

$$\phi = \frac{p^2}{p_r + p_a} + \frac{p_r p_a}{p_r + p_a}$$

よって $p^2 - p_a^2 = V(p_r^2 - p_a^2)$ (8)

により圧力分布が得られる。

また流量は, 幅と長さの等しい電解槽の一辺から対辺へ電流を流したときの抵抗値を r_0 とし, 与えられた形状の電解槽における抵抗を r とすると,

$$G = \frac{h^3}{24\mu RT} \cdot \frac{(b_r^2 - b_a^2)}{\left(\frac{r}{r_0}\right)} \quad (9)$$

で得られる。

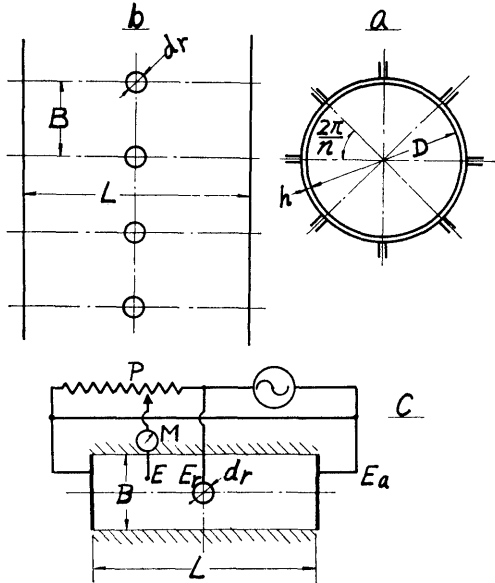


図1 軸受の展開図

2.2 実験方法

図1(a)のような静圧ジャーナル軸受を考え、仮定のようにすきま一定で回転しない場合を考えると、展開図(図1(b))のように $B = \frac{\pi D}{n}$ の間隔に供給孔が無限にならんだ平面間の流れと等しいと考えられ、この内の1個の供給孔の受け持つ部分を取り出して、図1(c)のように相似形の電解槽を作り、各部の電圧を計測することにより圧力分布特性を、抵抗を測ることにより流量特性を求めた。斜線の部分は絶縁壁である。

電解槽はアクリル樹脂で作り、幅100mm、長さ300mm、深さ20mmで、電解液として井戸水を用い、電源には50c/s、10Voltの交流を用いた。電圧分布は図のように電源電圧を両端にかけたダイヤル付10回転超精密形ポテンシオメーター P により真空管電圧計 M (最小目盛0.5mv) で零点を求めるとそのときの P の読みは電圧比 V を示すのでこれを記録した。

抵抗値は1000c/sの電源をもつ高周波ブリッジで測定した。

中心電極は30mm、20mm、10mm、5mmの直径をもち、端面の電極は軸受長さ L に応じて移動できるようになっている。

実験は図2のように1つの軸受要素に供給孔が1コ

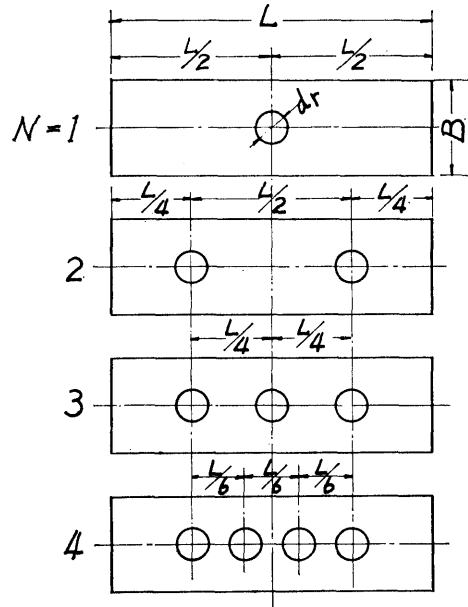


図2 軸受面の寸法比

2コ、3コ、4コとある場合について行ったが、その位置は図に示すように1コの場合は中心に、2、3、4コの場合は外側の供給孔は流出端から L/4 の所に位置させた場合に限定した。

実験条件は下記の通りである。

$$L/B = 0.5 \sim 6, \quad dr/B = 0.05 \sim 0.3$$

給気孔の数 $N=1, 2, 3, 4$

2.3 実験結果

2.3.1 圧力分布

電解槽による実験で得られる電圧比 V は、式(7)に示す通りで、非圧縮性流体を流したときの圧力比に等しいが、圧縮性流体の場合は(8)式により得られ、圧力により形が変わる。

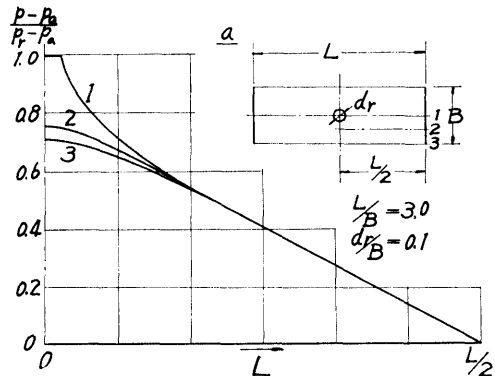


図3a 圧力分布の一例(非圧縮性)

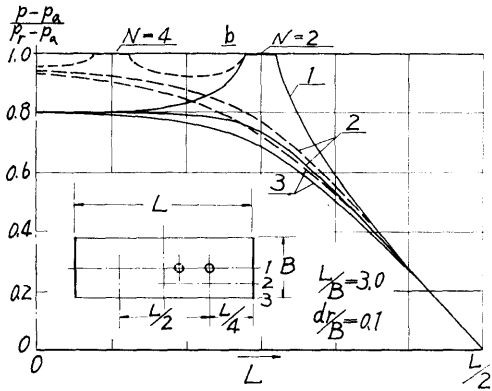


図3b 圧力分布の一例 (非圧縮性)

そこで非圧縮性流体の場合につき、まず図3に供給孔の数の影響をしめす、*a* は1コの供給孔の場合、*b* は2コ及び4コの場合で、いずれも $L/B=3$ $dr/B=0.1$ のときで、3本の曲線は中心線、境界線およびその中間の圧力分布をしめしている。横軸に軸受長さ L 、縦軸に V に相当する $(p-p_a)/(p_r-p_a)$ をとっている。い

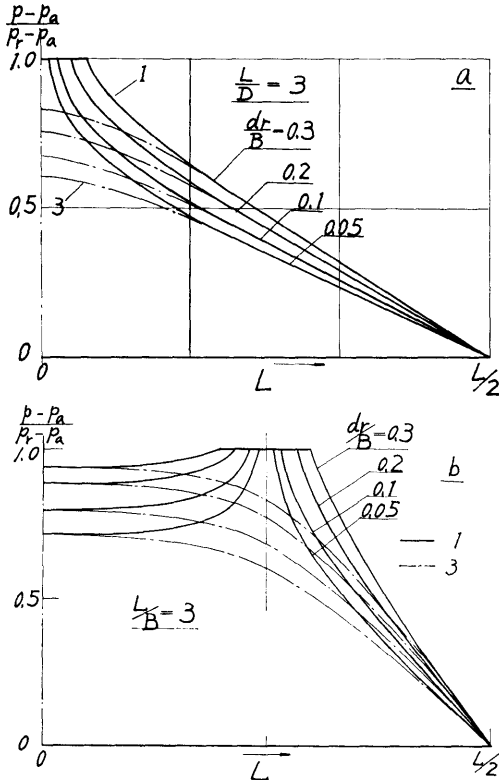


図4 圧力分布、 $\frac{dr}{B}$ の影響 (非圧縮性)

注 図4a, 図5中の L/D は L/B のあやまり

ずれの場合も供給孔直後に圧力降下があり、供給孔が増すと負荷容量が増加するようすがわかる。

次に dr/B の影響を図4に示す。*a* は $N=1$ のとき、*b* は $N=2$ のときで図中の実線は中心線上の圧力分布を、鎖線は境界線上の圧力分布を示し、いずれの場合も dr/B が大きいほど供給孔直後の圧力降下が少なく負荷容量が増加することがわかる。

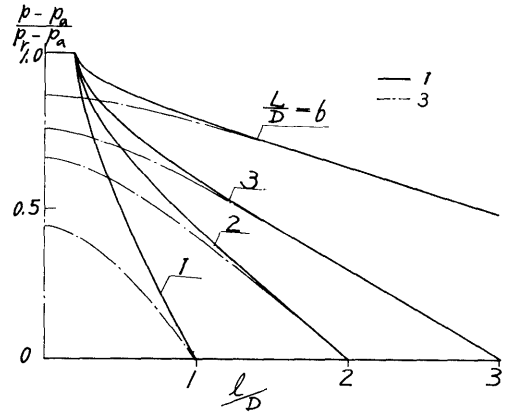


図5 圧力分布、 L/B の影響 (非圧縮性)

L/B の影響を図5に示す。 $dr/B=0.2$ のときで L/B が大きくなるにしたがって供給孔直後の圧力降下は少なくなっている。

給気孔が2コの場合に内側の長さをいろいろ変化させて給気孔の位置の影響をみたのが図6である。

$dr/B=0.1$ $L/B=0.75$ で、軸受の中央部に相当する

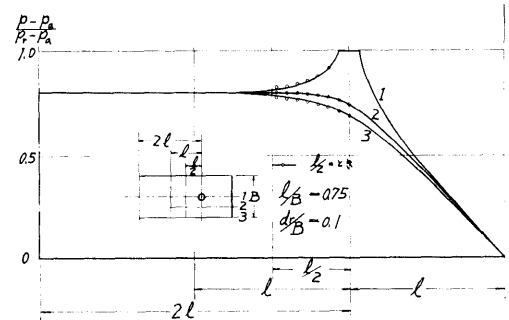


図6 供給孔の位置の影響

所に絶縁壁をおき、この壁と供給孔中心との距離を、 $1/2l$, l , $2l$ にとったときの圧力分布をしめすもので、いずれの場合も供給孔から外側の圧力分布は完全に一致し、内側の圧力分布は $l/2$ のときに少しずれるが、それ以上長いときは同じ形を示し、 $2l$ 以上のときも同じであると思われる。 $l/2$ のときも幅 B 方向の圧力の平均値は l , $2l$ のときとほとんど同じ値となり、

内側の長さはほとんど影響がないことがわかった。

2.3.2 負荷容量

a) 非圧縮性流体のとき

負荷容量は圧力分布を積分することにより求められるが、まず非圧縮性流体の場合を考え、これに圧縮性による補正を加えることにした。まず非圧縮性のときに次のような係数を考える。供給孔のある軸受面の圧力分布を積分した値 W_I を、供給孔の中心線上に幅一ぱいに流入するきまりがあり、ここの圧力 p_r から流出端にむかって一様に流れるときの圧力分布の積分値 W_0 で割った値を負荷効率 η_L とする。図7において

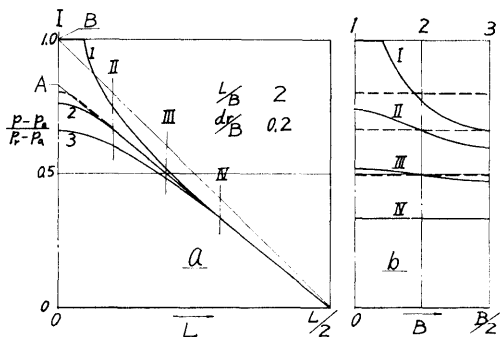


図7 圧力分布の積分

a 図の実線は長さ L 方向の圧力分布、b 図は幅 B 方向の圧力分布で I, II, III, IV は長さ方向の位置を示す、この I ~ IV の圧力分布曲線の積分値と等しい面積をもつ矩形を求めるとその頂辺は点線のようなになる。この高さを a 図にうつすと図中の点線の曲線となり、この曲線の下面積と等しい面積の三角形を考えると $\triangle 0 L/2 A$ が得られ、負荷容量 $W_I = B \times \triangle 0 L/2 A \times (p_r - p_a)$ となる。また $W_0 = B \times \triangle 0 L/2 B \times (p_r - p_a)$ であるから η_L は、 $\eta_L = \triangle 0 L/2 A / \triangle 0 L/2 B$ となり

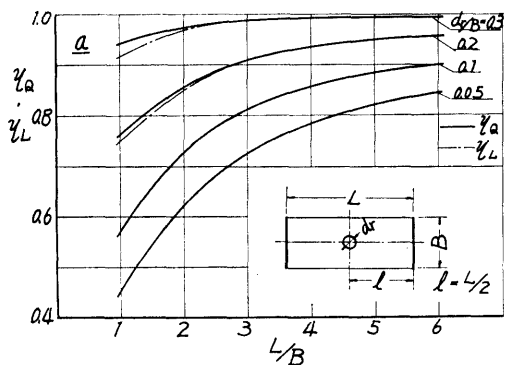


図9a

図7の A 点のよみは η_L に等しい。供給孔が2コ、3コ、4コの場合は図8の点線が幅方向の平均値を示すもので、点 A-2, A-3, A-4 は点線の下面積と

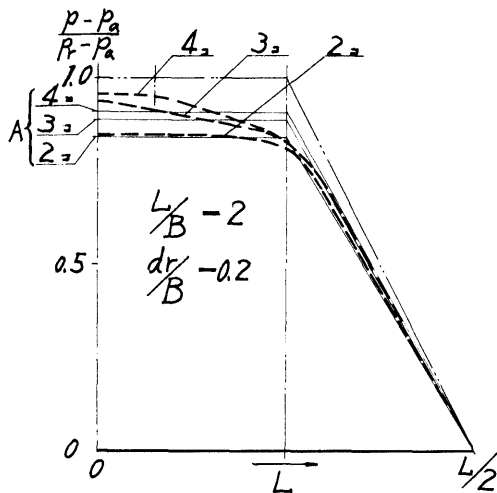


図8 圧力分布の積分

等しい面積をもつ台形(細線)の上底の位置を示し、 $N=1$ のときと同様 η_L の値に等しい。

この η_L を $L/B, dr/B$ で整理すると図9の鎖線のようなになる。(a 図の $dr/B=0.1$ および 0.05 , b 図の $dr/B=0.05$ のときは実線と一致した) $N=2$ のときに比較して $N=3, 4$ のときにはかなり η_L がよくなり、特に dr/B が小さいときに有効であることがわかる。

負荷容量 W_I はこの η_L を用いると次式のようになる。

$$W_I = \lambda (p_r - p_a) B L \tag{10}$$

$$\text{ただし } \lambda = \eta_L (L - l) / L$$

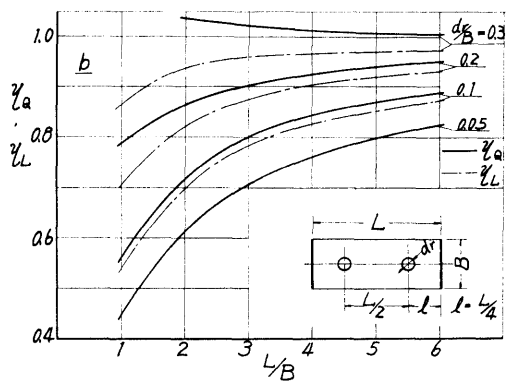


図9b

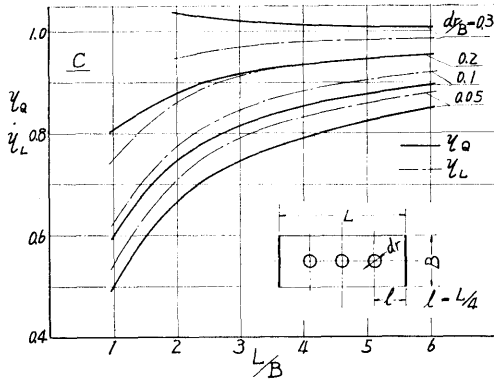


図9c

η_L を大きくするには図9からわかるように L/B , dr/B をゆるすかぎり大きくとらねばならない。

b) 圧縮性流体のとき

圧縮性流体を使用したときの圧力分布は前にのべたように、非圧縮性のときの圧力分布を(8式)により修正すれば得られるが、入口圧力により形が変化してその積分値を求めることは大変めんどろになる。

いま図10のように $N=2$ の場合について考えると、図中の a の実線は前にのべた非圧縮性のときの幅方向の圧力分布の平均値を示す線で、 b の鎖線は a 曲線の下面積と等しい面積をもつ台形でその高さは、 η_L に等しい。これに対し、非圧縮性のときの圧力分布を(8式)により修正し a 曲線と同様の方法で求めた曲線が c の点線のようにになる。もちろん p_r の値に

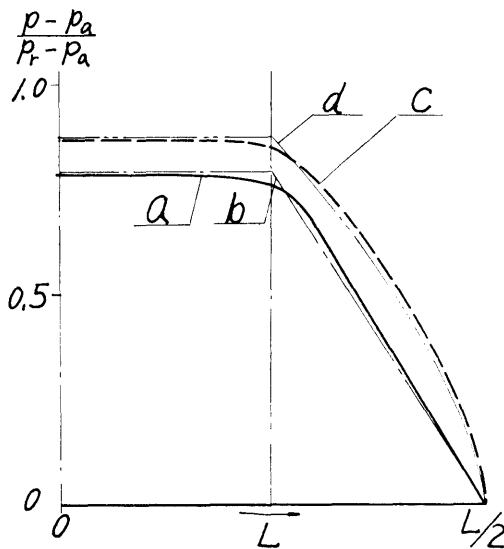


図10 圧縮性流体の負荷容量

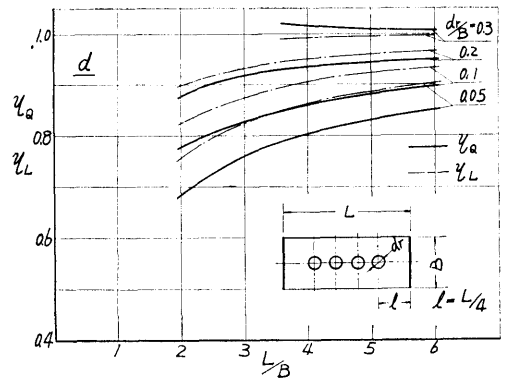


図9d η_Q , η_L と L/B , dr/B の関係 (非圧縮性)

じてちがった形をとるわけである。ところで b の線と同じく(8式)により修正すると d 曲線のようにになる。この d 曲線は η_L , p_r/p_a が与えられれば積分可能である。図11において A の部分の曲線は非圧縮性のときは鎖線の直線であるから(8式)より、

$$p = \sqrt{p_a^2 + \frac{x}{l}(p_b^2 - p_a^2)}$$

ただし

$$p_b = \sqrt{p_a^2 + \eta_L(p_r^2 - p_a^2)}$$

であるからこの部分の負荷容量 W_A は

$$W_A = \left(\frac{2(p_a^2 + p_a p_b + p_b^2)}{3(p_b + p_a)} - p_a \right) l B$$

B の部分では

$$W_B = (p_b - p_a) l' B$$

したがって負荷容量 W_C は

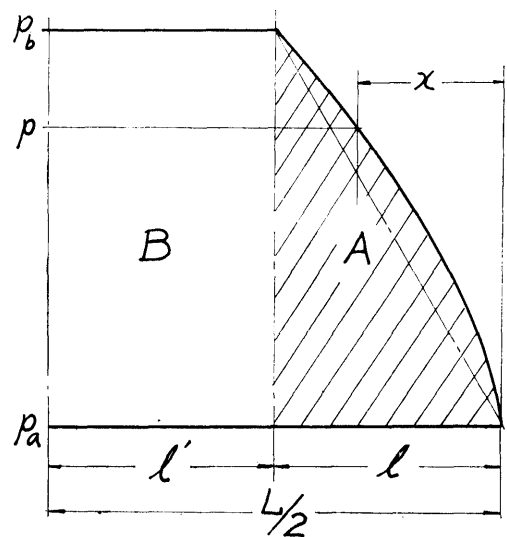


図11

$$\begin{aligned}
 W_C &= 2(W_A + W_B) \\
 &= BL \left\{ \frac{2(p_a^2 + p_a p_b + p_b^2)}{3(p_b + p_a)} \cdot \frac{2l}{L} \right. \\
 &\quad \left. + p_b \frac{2l'}{L} - p_a \right\} \\
 &= BL \left\{ \frac{2p_a^2 - p_b p_a - p_b^2}{3(p_b + p_a)} \cdot \frac{2l}{L} + p_b - p_a \right\} \quad (11)
 \end{aligned}$$

ただし $p_b = \sqrt{p_a^2 + \eta_L(p_r^2 - p_a^2)}$

一方

$$W_I = BL \left(1 + \frac{l'}{L} \right) (p_r - p_a) \quad (12)$$

であるから、圧縮性による修正係数を β とすれば、

$$\beta = \frac{W_C}{W_I} \quad (13)$$

となる。

(11)式の W_C を図10の C 曲線の積分値と比較したところ次のような結果を得た。

p_r/p_a	L/B	dr/B	誤差
0~6	1~6	0.05~3	< 1 %
0~6	2~6	0.05~3	< 0.5%

このように(10)式で得られる W_I を(13)式の β で補正しても上記の範囲内では充分使用し得ることがわかった。この β の計算値は図12のようになる。このときの負荷容量 W_C は次式で求められる。

$$W_C = \lambda \beta (p_r - p_a) BL \quad (14)$$

ただし $\lambda = \frac{L-l}{L} \eta_L$

2.3.3 流 量

すきまの流量は(9)式で求められるが、流量の特性値として、負荷効率 η_L と同様に、給気孔をもつ軸受面のすきまの流量を、給気孔の位置に幅一ぱいに流入すきまがあり、ここから流出端にむかって一様に流れるときの流量で割ったものを流量効率 η_Q とした。電解槽の実験で給気孔をもつ軸受面の電気抵抗を $r\Omega$ 、理想的な場合として給気孔の位置に幅一ぱいの平板電極を置いたときの電気抵抗を $r'\Omega$ とすると(9)式から

$$\eta_Q = r'/r \quad (15)$$

となり、流量は次式で得られる。

$$G_I = \delta \frac{\gamma}{\mu} h^3 (p_r - p_a) \quad \text{非圧縮性} \quad (16)$$

$$\begin{aligned}
 G_C &= \delta \frac{\gamma}{\mu} h^3 \frac{1}{2p_a} (p_r^2 - p_a^2) \quad \text{圧縮性} \quad (16') \\
 &= \delta \frac{h^3}{2\mu RT} (p_r^2 - p_a^2)
 \end{aligned}$$

ただし $\delta = B\eta_Q/6l$

この η_Q と L/B , dr/B の関係を示すのが、図8の

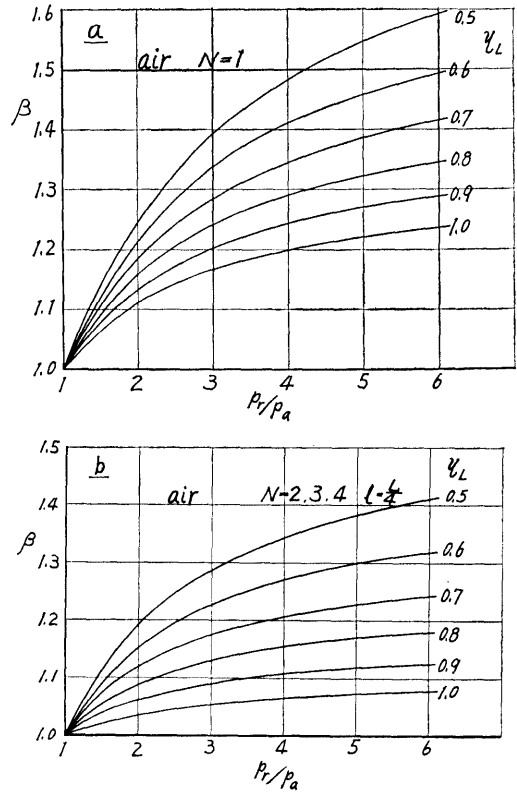


図12 圧縮性による負荷容量の修正係数

実線である。

給気孔に入る流量は、 $N=1$ のときはすきまの流量 G が全部流れ、 $N=2$ のときは各々に $G/2$ 流れるが、 $N=3$ 及び4のときには寸法比により流量割合がかなり変化するので注意しなければならない。圧力分布図に示すように、各給気孔の p_r が一定の場合に流量割

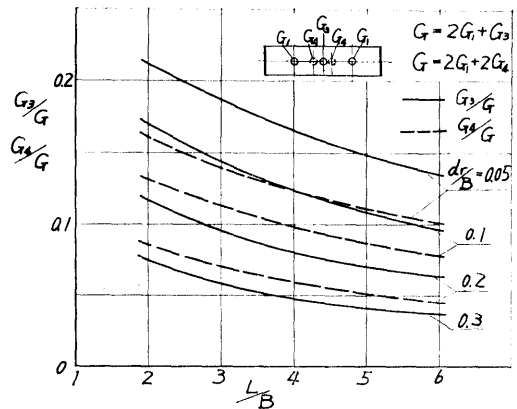


図13 供給孔の流量分布

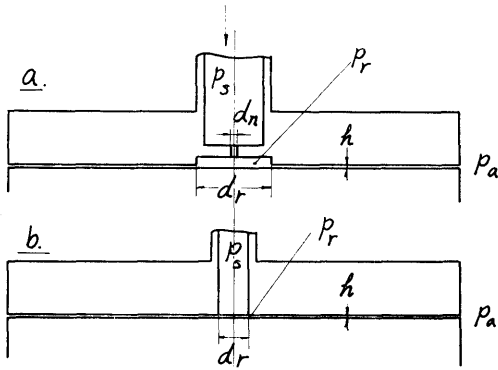


図14 各部の圧力，寸法

合は図13のようになる。これを用いて各絞りの寸法を決定することができる。

3. 絞りの決定条件

3.1 平行平面軸受の場合

軸受各部の圧力，寸法を図14のように決める。a 図はオリフィスを絞りに利用するもの (Orifice Compensation 以下 O. C.) で，供給孔からすきまへの流入部では圧力損失はないものとする。b 図は供給孔外周からすきまへの流入部分を絞りとして利用するもの (自成絞り Inherent Compensation 以下 I. C.) で，供給孔直後で p_r まで圧力が降下するものと仮定する。

a. 非圧縮性流体のとき

非圧縮性流体を使用する場合は，すきまの流量は(16)式で与えられ，絞り部分に流入する流量 G_{in} は次式で求められる。

$$G_{in} = Ca \sqrt{2g_s(p_s - \bar{p}_r)} / \gamma \quad (17)$$

$G_I = G_{in}$ であるから，両式の各辺は等しく，次の式を得る。

$$\sqrt{\bar{p}_s - \bar{p}_r} / (p_r - p_a) = h^3 \delta / \mu Ca \sqrt{2g_s \gamma} \quad (18)$$

いま $(p_r - p_a) / (p_s - p_a) = \gamma_0$ とおくと上式は

$$(1 - \gamma_0) / \gamma_0^2 = (h^3 \delta / \mu Ca \sqrt{2g_s \gamma})^2 (p_s - p_a) \quad (19)$$

絞りの面積 a は，

$$\text{オリフィスのときは } a_0 = \frac{\pi}{4} \sum d_n^2 \quad (20)$$

$$\text{自成絞りのときは } a_i = \pi h \sum dr \quad (20')$$

$\sum d_n^2$ ， $\sum dr$ は $N=2, 3, 4$ のときおのおの d_0^2

または dr の総和をあらわす。

であるから， $(1 - \gamma_0) / \gamma_0^2 = Y$ とすると

$$\text{O. C. では } Y_0 = \{4h^3 \delta / \mu C_0 \pi (\sum d_n^2) \sqrt{2g_s \gamma}\}^2 (p_s - p_a) \quad (21)$$

(21)

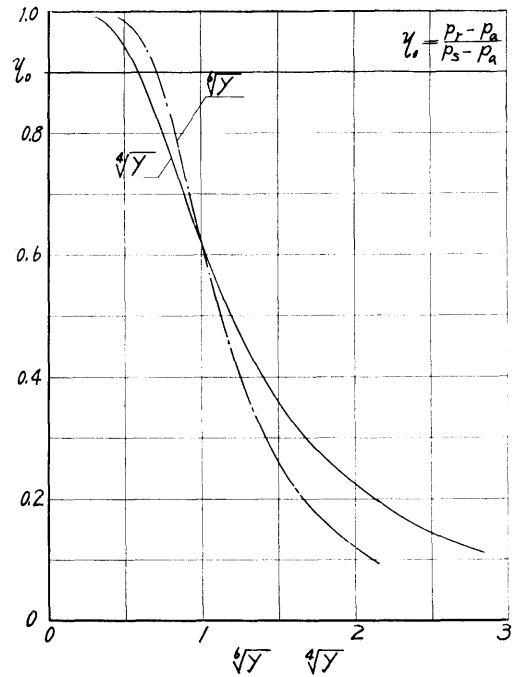


図15 すきまと圧力の関係 (非圧縮性)

$$\text{I. C. では } Y_i = \{h^3 \delta / \mu C_i \pi (\sum dr) \sqrt{2g_s \gamma}\}^2 (p_s - p_a) \quad (21')$$

(21')

となり，軸受寸法，流体の性質，絞りの流量係数が一定のときは Y_0 は h^6 に比例し， Y_i は h^4 に比例する。そこでこの $\sqrt{Y_0}$ と γ_0 および $\sqrt{Y_i}$ と γ_0 の関係を求めると図15の曲線を得る。この曲線は佐々木，森の理論¹⁾で与えられたものと同じものである。

b. 圧縮性流体のとき

圧縮性流体を使用する場合は，すきまの流量は(16)'式で与えられ，絞りに流入する流量 G_{inc} は

$$G_{inc} = Cap_s \phi \sqrt{2g_s \kappa / \kappa - 1} / \sqrt{RT_s} \quad (22)$$

$$\text{ただし } \phi = \sqrt{(p_r / \bar{p}_s)^{2/\kappa} - (p_r / p_s)^{\kappa+1/\kappa}}$$

ところで $G_c = G_{inc}$ であるから (16)', (22) 式から次式を得る。

$$\frac{(p_s / p_a) \phi}{(p_r / p_a)^2 - 1} = p_a h^3 \delta \sqrt{RT_s} / 2\mu ca RT_a \sqrt{2g_s \kappa / \kappa - 1} \quad (23)$$

絞りの面積 a は(20)，(20)'式で与えられるから，

$$\phi(p_s / p_a) / (p_r / p_a)^2 - 1 = X \text{ とすると，}$$

O. C. では

$$X_0 = 2p_a h^3 \delta \sqrt{RT_s} / \mu C_0 \pi (\sum d_n^2) RT_a$$

$$\sqrt{2g_s \kappa / \kappa - 1} \quad (24)$$

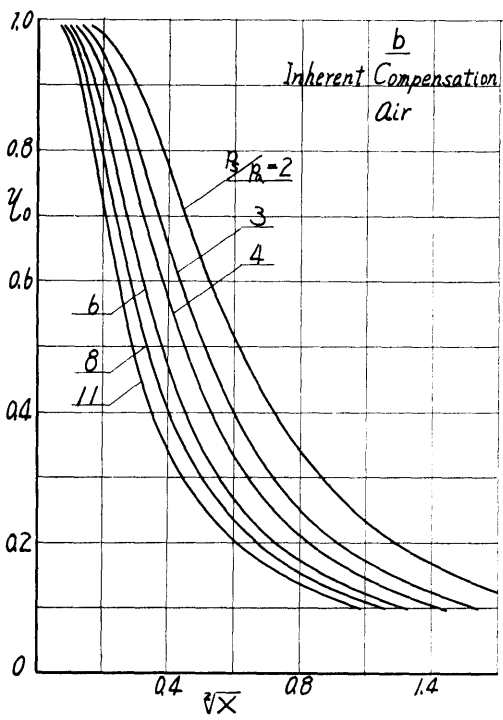
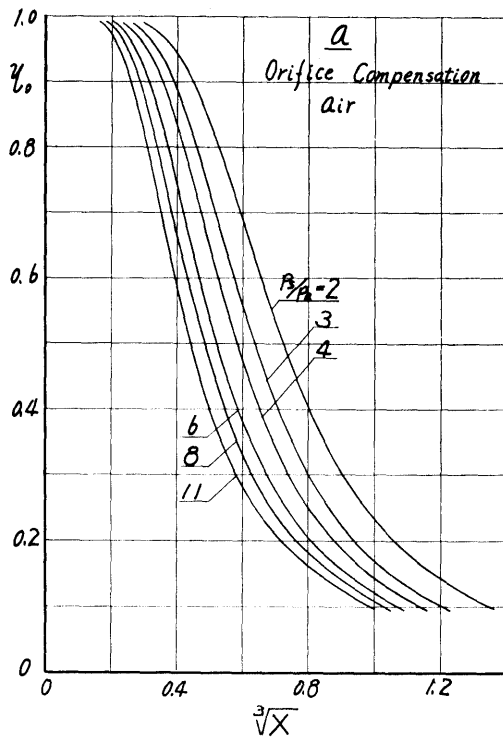


図16 すきまと圧力の関係 (圧縮性)

I. C. では

$$X_i = p_a h^2 \delta \sqrt{RT_s} / 2\mu C_i \pi (\sum dr) RT_a \sqrt{2g\kappa/\kappa-1} \quad (24')$$

となり、軸受寸法、流体の性質、絞りの流量係数が一定のときは、 X_0 は h^3 に比例し、 X_i は h^2 に比例する。そこで $\sqrt[3]{X_0}$ と η_0 、 $\sqrt[3]{X_i}$ と η_0 の関係を空気の場合について p_s/p_a を変化させて画くと図16 a, b. の曲線を得た。いずれも p_s/p_a の値によって曲線がずれ、傾斜もすこし違っている。最大傾斜の点は軸受剛性最大の点で、いずれの場合も η_0 が 0.6 と 0.7 の間にある。

3・2 ジャーナル軸受の場合

ジャーナル軸受では偏心することによって、上下の軸受面で圧力差を生じ荷重を支えるが、いま計算を簡単にするため図17の細線のように供給孔を中心とした軸受面をすきま一定の部分に区切って考え、その部分の流れは前記の理論に従うものと考え、各軸受面では図15, 16の関係が成立するわけである。

まず偏心していないすきま一定の場合を考えると、この場合は前章の理論を満足するわけであるから、この点を軸受の設計の基準点にすると便利である。この時の η_0 を $\bar{\eta}_0$ とし、すきまを c とすると Δh 偏心したときの各供給孔の位置のすきま h は、

$$h = c(1 - \varepsilon \cos \theta) \quad \varepsilon = \Delta h / c \quad (25)$$

で得られる。ここではじめに $\bar{\eta}_0$ をきめて図上にとり、そのときの横軸のよみを $(\sqrt[3]{X_0})_c$ とすると各供給孔における値は

$$(\sqrt[3]{X_0})_h = (\sqrt[3]{X_0})_c h / c \quad (26)$$

となるからこの点を曲線上にとると、その点の η_0 が得られる。いま $\bar{\eta}_0 = 0.5$ $c = 0.5$ にとったときの各点の η_0 は図18のようになる。数字は図17の供給孔の番号である。

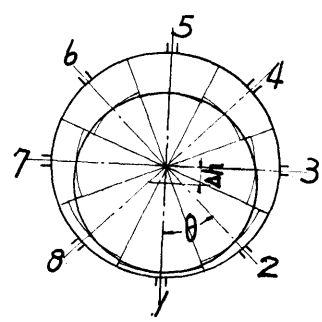


図17 軸受断面図

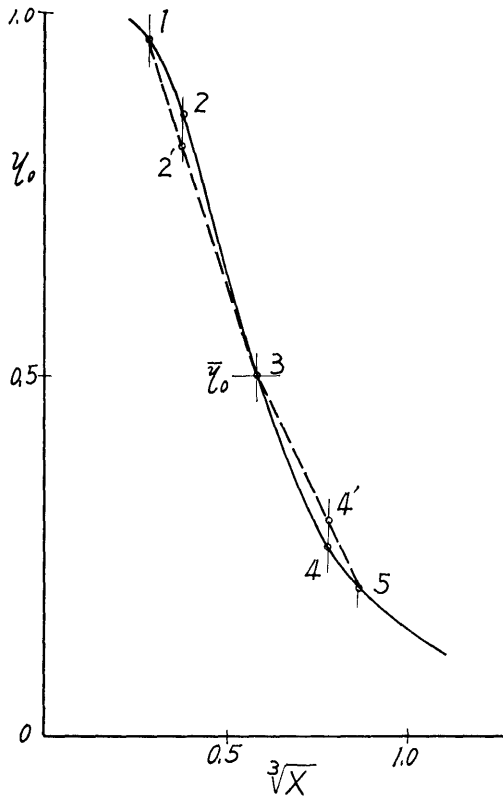


図18 軸受各点の圧力

このときの負荷容量は次式のようになる。

$$W_{j0} = -\frac{\pi DL}{n} \left\{ \eta_{01} + \eta_{02} \cos \frac{2\pi}{n} + \eta_{03} \cos \frac{4\pi}{n} \dots \dots + \eta_{0n} \cos \frac{(n-1)2\pi}{n} \right\} (p_s - p_a) \lambda \beta \quad (27)$$

この方法をさらに簡単にして図18の点線のように、 $\bar{\eta}_0$ 点から最大すきまの点への変化は直線的であると近似すると、負荷容量は

$$W_j = -\frac{\pi}{4} DL \Delta \eta_0 (p_s - p_a) \lambda \beta \quad (28)$$

ただし $\Delta \eta_0 = \eta_{0max} - \eta_{0min}$

で求めることができる。

したがって、軸受寸法、流体の状態が決まったときには負荷容量は $\Delta \eta_0$ の大きさに比例することがわかる。この $\Delta \eta_0$ と $\bar{\eta}_0$ 、 ϵ の関係を図16から求めたものが図19で、a 図の O.C. の方が b 図の I.C. にくらべてかなり良い特性を示すが、いずれの場合も $\bar{\eta}_0$ の値によって異なった曲線となり、 ϵ のとり方で最良の値を示す $\bar{\eta}_0$ が違うことがわかる。すなわち O.C. の場合、 $\epsilon=0.2$ では $\bar{\eta}_0=0.5\sim 0.6$ がよく、 $\epsilon=0.4$ で

(10)

は $\bar{\eta}_0=0.4\sim 0.5$ 、 $\epsilon=0.6$ では $\bar{\eta}_0=0.3$ が良い値をしめす。しかし ϵ があまり大きくなると最大荷重に対する余裕がなくなるから、20%の安全度をみると、 $\epsilon=0.45$ $\bar{\eta}_0=0.4$ 附近が良いことがわかる。また $\bar{\eta}_0$ を低くとると流量が減り有利になるから、ゆるすかぎり低くとるべきである。また軸受剛性を重視するときはこの等々の曲線の傾斜の大きいところをえらぶべきである。

図19a を書き直すと図20のようになり、上述の傾向がよくわかる。

なお、この図19、20は図16の $p_s/p_a=2$ のときの曲線から得た値であるが、 p_s/p_a が変化すると $\Delta \eta_0$ がどう変化するかを求めてみると図21のようになり、 p_s/p_a が大きくなると数%の低下があることがわかる。

簡易化した理論による結果は、上記のようになったが、実際には偏心により隣区分と円周方向に流れを生じ、圧力分布や負荷特性は本章の理論とずれて来ると思われる。この性質は空気軸受による荷重試験で求めたので、第2報で述べる。

4. 負荷容量とポンプ仕事の関係

静圧式気体軸受では、給供气体の圧縮機の仕事量(以下ポンプ仕事)はできるだけ小さいことが望ましい。すきまの寸法 c も流量に大きく影響するが、この値は軸径、軸受長さ、工作精度等に左右されるのでこの影響以外の、軸受面の寸法比、軸受荷重等のポンプ仕事に対する影響を計算してみた。まず非圧縮性流体について計算し、次に圧縮性の補正を行なうこととする。

4.1 非圧縮性流体の場合

非圧縮性流体を使用するジャーナル軸受の流量は、 $\epsilon=0$ のときには(16)式から

$$G_j = \delta \gamma c^3 (p_r - p_a) n / \mu$$

となる。ところで $\bar{\eta}_0 = (p_r - p_a) / (p_s - p_a)$ であるから

$$G_j = \delta \gamma c^3 \bar{\eta}_0 (p_s - p_a) n / \mu \quad (29)$$

ジャーナル軸受の負荷容量は

$$W_j = -\frac{\pi}{4} DL \Delta \eta_0 (p_s - p_a) \lambda$$

この式から

$$(p_s - p_a) = -\frac{W_j}{DL} \cdot \frac{4}{\pi \Delta \eta_0 \lambda} \quad (30)$$

29式に30式を代入すると、

$$G_j = \left(\frac{W_j}{DL} \right) \frac{\bar{\eta}_0}{\Delta \eta_0} \cdot \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{\gamma}{\mu} \cdot \frac{4c^3 n}{\pi} \quad (31)$$

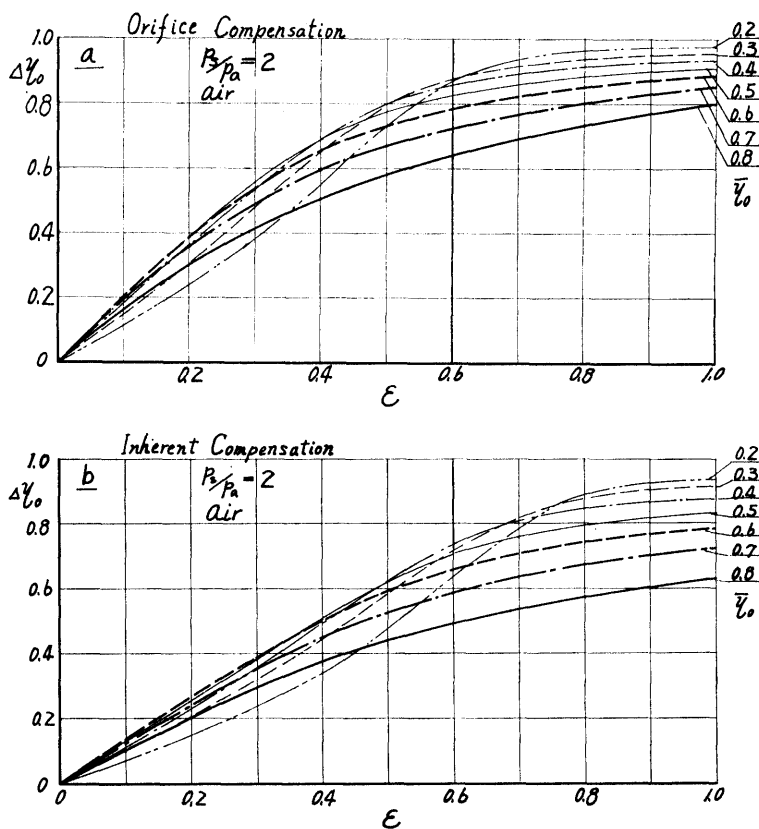


図19 負荷特性

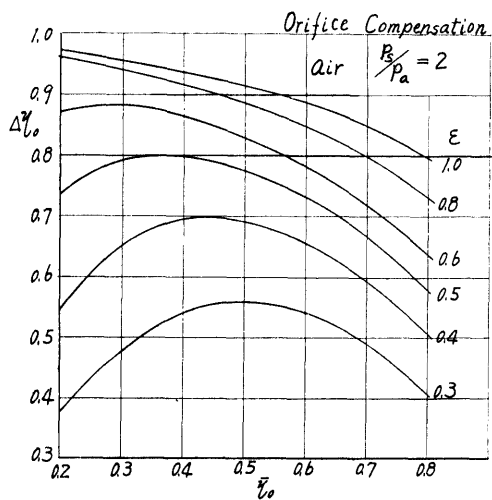


図20 負荷特性

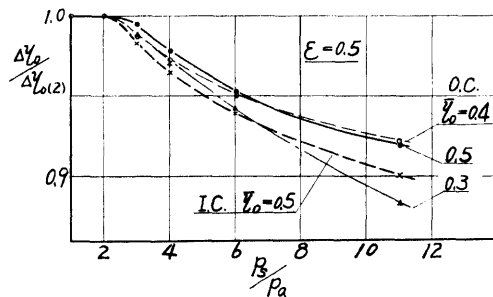


図21 供給圧力の影響

ポンプ仕事 H_p は、

$$H_p = l_p G_j \eta_p$$

ただし $l_p = \frac{p_s - p_a}{\gamma}$

η_p = ポンプ効率 (32)

この式に(30)(31)式を代入すると、

$$H_p = \left(\frac{W_j}{DL}\right)^2 \cdot \frac{16c^3 n}{\mu \pi^2} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{\bar{\gamma}_0}{\Delta\gamma_0^2} \eta_p \quad (33)$$

となる。これに $n = \pi D / B$ を入れると、

$$H_p = \left(\frac{W_j}{DL}\right)^2 \cdot \frac{16c^3}{\pi \mu} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{\bar{\gamma}_0}{\Delta\gamma_0^2} \cdot \frac{D}{L} \eta_p \quad (34)$$

このポンプ入力を負荷容量で割って単位荷重当りのポンプ入力を求めてみると、

$$H_p / W_j = \frac{W_j}{DL} \cdot \left(\frac{c}{D}\right)^3 \left(\frac{D}{L}\right)^2 D \frac{16\eta_p}{\pi \mu} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{\bar{\gamma}_0}{\Delta\gamma_0^2} \quad (35)$$

$c/D, \mu, \eta_p$ が一定のとき、

H_p / W_j は $\frac{W_j}{DL}, D/L, D, \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B}, \bar{\gamma}_0 / \Delta\gamma_0^2$ に比例するから、これらの値が小さい方が H_p / W_j は小さくなる。 $\frac{W_j}{DL}, \frac{D}{L}, D$ は軸受外形により決まり、 $\frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B}$ は軸受面の形状から決まる係数、 $\bar{\gamma}_0 / \Delta\gamma_0^2$ は $\bar{\gamma}_0$ と ε のとり方で決まる係数である。

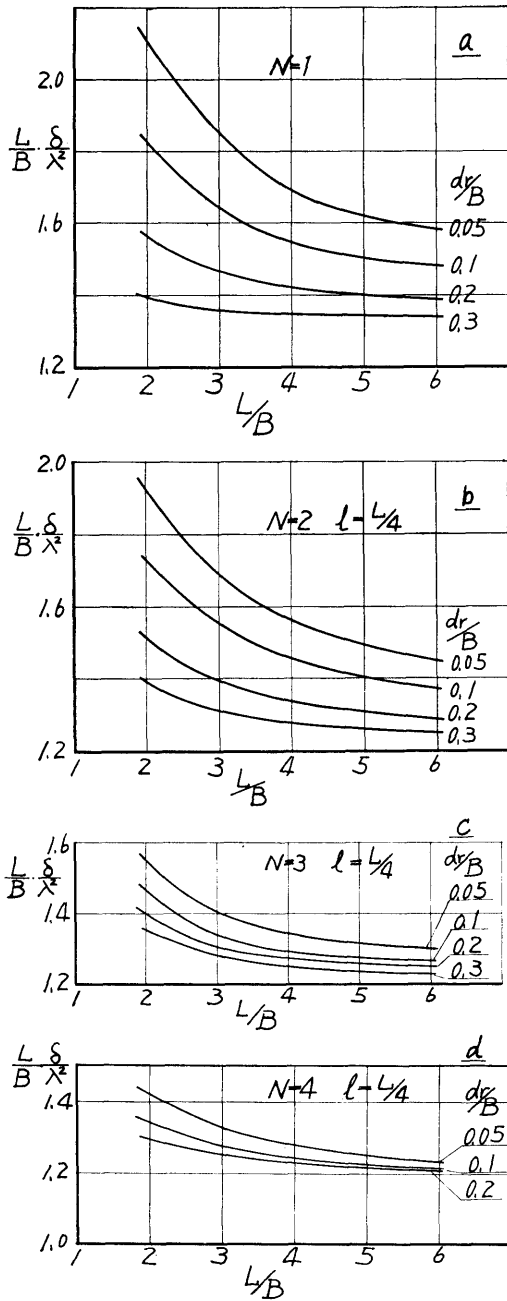


図22 $\frac{L}{B} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2}$ の値

$\frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B}$ の値を求めてみると図22のようになり H_p/W_j を小さくするには、 L/B , dr/B , N が大きい方がよいことがわかる。

次に $\bar{\eta}_0/\Delta\eta_0^2$ が小さければ良いがここでは、 $\Delta\eta_0^2/\bar{\eta}_0$

(12)

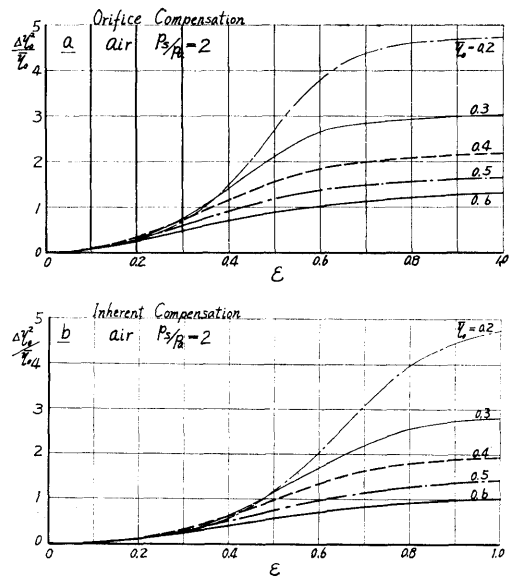


図23 $\Delta\eta_0^2/\bar{\eta}_0$ の値

と ϵ , $\bar{\eta}_0$ との関係を図19から求めると、図23が得られた。 H_p/W_j を小さくするには $\bar{\eta}_0$ はできるだけ低く、 ϵ は大きくとる必要がある。しかしこの値は負荷容量、軸受剛性などと総合的に決定しなければならない。

4・2 圧縮性流体の場合

前と同様に流量の式は(16)'式を変形して

$$G_{jc} = \delta \gamma c^3 \bar{\eta}_0 (p_s - p_a) \xi n \tag{36}$$

$$\text{ただし } \xi = \left\{ \frac{\bar{\eta}_0}{2} \left(\frac{p_s}{p_a} - 1 \right) + 1 \right\}$$

負荷容量は

$$W_{jc} = \frac{\pi}{4} DL \Delta\eta_0 (p_s - p_a) \lambda \beta \tag{28}$$

ポンプ入力は

$$H_{pc} = l_{pc} \cdot G_{jc} \cdot \eta_p \tag{37}$$

$$\text{ただし } l_{pc} = RT_a \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left\{ \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\}$$

この3式から

$$\begin{aligned} H_{pc} &= \left(\frac{W}{DL} \right)^2 \cdot \frac{16c^3}{\pi \mu} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{\bar{\eta}_0}{\Delta\eta_0^2} \cdot \\ &\quad \frac{D}{L} \cdot \eta_p \cdot \frac{\xi}{\beta^2} \cdot \frac{l_{pc}}{l_p} \\ &= H_p \cdot \frac{\xi}{\beta^2} \cdot \frac{l_{pc}}{l_p} \end{aligned}$$

$$\text{よって } H_{pc}/H_p = \frac{\xi}{\beta^2} \cdot \frac{l_{pc}}{l_p} = \phi \tag{38}$$

となる。

いま $\bar{\eta}_0 = 0.4$ のときの ϕ の値を空気の場合につき

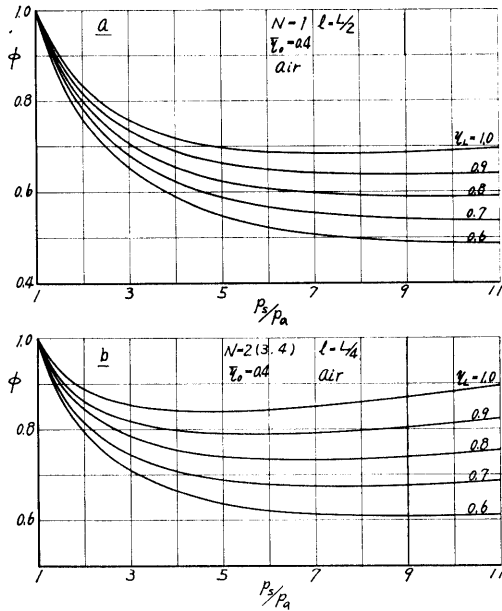


図24 H_{pc} に対する圧縮性による修正値

計算すると、図24のようになり、 $N=1$ の場合は、 $N=2, 3, 4$ にくらべるとポンプ入力相当低下し、いずれの場合も t_s/p_a に最良の点があることがわかった。また $\eta_L=1.0$ のときに $\bar{\eta}_0$ を変えて計算すると図25のようになり、 $\bar{\eta}_0$ は小さい方が有利である。

図22では N が 1, 2, 3, 4 と増すにしたがって、 $\frac{L}{B} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2}$ の値が低くなっているが、 $\frac{L}{B} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \phi$ の値を $L/B=6$, $dr/B=2$ のとき計算すると図26のようになり、 $N=1$ の方がかえって有利になることがわかる。

5. 結 論

以上の解析から静圧気体ジャーナル軸受の静特性につき次の結論を得た。

1. 荷重のかかってない状態 ($\epsilon=0$) では、完全な解が得られ、軸受面の寸法比と流量効率 η_c 、負荷効率 η_L の関係が求められた。(図9)。
2. 負荷容量の圧縮性による補正係数を求めた(図12)。
3. 絞りの決定条件を求め、 $\epsilon=0$ の点を基準点にとることにより、軸受の設計が簡単に行なえる。
4. 負荷容量は単純化した理論により求めたが、これにより大体の負荷容量や $\bar{\eta}_0$ と ϵ の関係などがわかった。

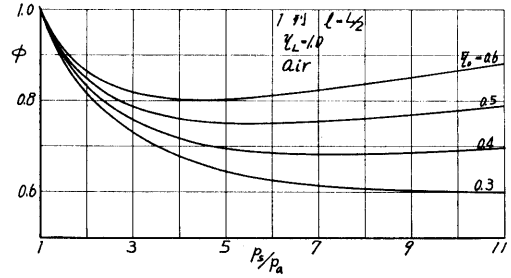


図25 H_{pc} に対する修正値

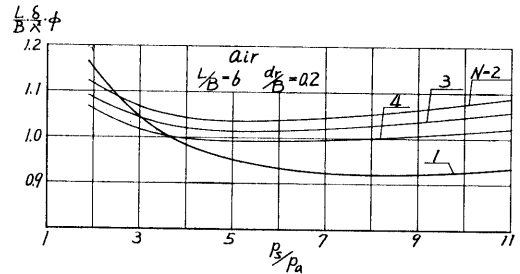


図26 $L/B \cdot \delta/\lambda^2 \cdot \phi$ の値

5. 負荷容量とポンプ入力との関係を求め、単位荷重当りのポンプ入力を最少にするための条件が求められた。
6. 正確な負荷容量はこの計算では求められないが、実際の空気軸受で軸受寸法をいろいろ変化させて行なった荷重試験の結果と、本報告の理論と比較した結果とを第2報に報告する。

参 考 文 献

- 1) 佐々木、森：静圧気体軸受の理論的研究
機械学会論文集 27巻, 181号 PP 1448~1456
昭36
- 2) 森：ジャーナル静圧気体軸受の研究
機械学会論文集 28巻 196号 PP 1713~1719
昭37
- 3) L. Licht : Extension of the Conducting Sheet Analogy to Externally Pressurized Gas Bearings.
Trans. ASME Journal of Basic Engineering, 1961, June, PP 209~212
- 4) 和田、杉本：静圧軸受の電解槽アナログ
機械学会前刷集 No.70 no.621 (1962—4)
- 5) 森：静圧気体軸受の圧力分布の電解槽実験
潤滑 Vol 8, No.1, PP 16~20 昭38
- 6) S.K. Grinnell : Flow of a Compressible Fluid in a Thin Passage.
Trans. ASME, Vol,78, 1956, PP 765~771
(原稿受付 1965. 12. 20)