

静圧気体ジャーナル軸受の静特性

(第二報)

熊谷直宜* 比気正* 藤本康*

Static Characteristics of Externally Pressurized Journal Gas Bearings (2nd Report)

By

Naoyoshi Kumagai, Tadashi Hiki and Yasushi Fujimoto

In the 1st Report, a simplified analysis for determining the pressure distribution, the load carrying capacity and the gas flow rate of an externally pressurized gas bearing have been presented by using the electrolytic tank analogy.

In this report, an experimental result obtained by test bearings of various dimensions with multiple gas supply holes arranged circumferentially in one and two rows is described.

1. The pressure distribution and the flow rate of the test bearings under no load condition showed good agreement with the theoretical values described in the 1st Report.
2. The load carrying coefficient K_{LO} is independent of the number and the diameter of feed holes of the bearings when L/D and l/L are held constant.
3. Effects of L/D and l/L on load carrying coefficient K_{LO} are shown in Fig. 14, and Fig. 15 shows the ratio of K_{LO} to the theoretical value K_{Lth} .
4. The optimum condition to give minimum gas pumping power for the bearing is given.
5. The flow coefficients of restrictors for orifice compensation and inherent compensation have been obtained by experiments.

1. ま え が き

第1報¹⁾では、平行平面軸受面の圧力分布、流量、負荷特性を電解槽による相似法で求め、その特性を負荷効率 η_L と流量効率 η_Q で表わし、これを用いてジャーナル軸受の負荷特性を簡易化した方法で求めた。

本報では、静圧空気ジャーナル軸受の静荷重試験装置により、寸法比の種々異なる軸受の静特性を求め、偏心しない状態では上記の理論によく一致することを確かめ、偏心状態の負荷特性におよぼす軸受長さ²⁾と軸径の比や供給孔の数、大きさおよび位置の影響を求めた。

さらにこの結果を用いて、ポンプ入力最低の条件を求めた。

また、軸受設計に必要な絞りの流量係数を実験的に

求めた。

記 号

B = 1組の供給孔の受持つ軸受要素の幅 = $\frac{\pi D}{n}$

C = 絞りの流量係数 C_0 = オリフィス絞り

C_i = 自成絞り

D = 軸直径 m

G = ガス流量 kg/s

H_p = ポンプ仕事 kg·m/s

K_L = 負荷係数 = $W_J/DL(P_s - P_a)\beta$

K_L = " = $W_J/DL(P_s - P_a)\beta\eta_L$

L = 軸受長さ m

N = 軸受要素の供給孔の数

W = ジャーナル軸受の負荷容量 kg

a = 絞り面積 m²

c = 半径すきま m

* 機関開発部第一部

- d_r = 供給孔の直径 m
 d_0 = オリフィスの直径 m
 Δh = 軸の偏心量 m
 l = 供給孔中心から出口端までの距離 m
 n = 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 = 供給孔出口圧力
 p_s = 供給圧力
 β = 負荷容量の圧縮性による修正係数
 γ = 流体の比重 kg/m³
 δ = すきまの流量係数 = $B\eta_Q/6l$
 ϵ = 偏心率 = $\Delta h/c$
 $\eta_0 = (p_r - p_a)/(p_s - p_a)$ $\bar{\eta}_0$ = 無負荷のときの η_0
 η_L = すきまの負荷効率 [理想流れの負荷容量に対する供給孔のある場合の負荷容量の割合 (第一報)]
 η_P = ポンプ効率
 η_Q = すきまの流量効率 [理想流れの流量に対する供給孔のある場合の流量の割合 (第一報)]
 κ = 断熱指数
 μ = 粘性係数 kg·s/m²
 ν = 動粘性係数 m²/s
 ξ = 流量の圧縮性による修正係数
 ϕ = ポンプ入力 of 圧縮性による修正係数

2. 静圧空気ジャーナル軸受の静荷重試験

2.1 試験装置

第1報¹⁾に述べた理論と実際の静圧空気ジャーナル軸受の特性とを比較するため、静圧空気ジャーナル軸受の静荷重試験装置を製作した。

装置の概略を図1に示す。軸 a は両端を球軸受を有

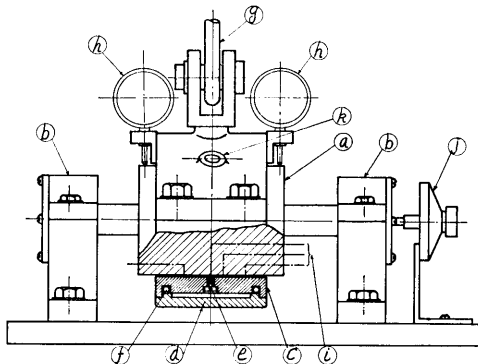


図1 試験装置

する軸受台 b で支持され、自由に回転できる。これに空気軸受のプッシュ c をはめ、この外側に軸受外枠 d を取付ける。空気は c と d の間のポケットを流れて絞り e に至る、供給孔にはねじを切り、絞りにはまる小ねじに所要の孔を明けたものを使用し、これを交換することにより絞り面積を変化させた。c と d の間の空気の洩れは Oリング f で防いでいる。外枠 d には、つり秤のフック g が掛けられ、つり秤を上方に引上げることにより軸受に上向きの荷重が掛けられ、その値はつり秤で読み取られる。そのときの軸受プッシュと軸のすきまの変化をダイヤルゲージ h で計測する、その最少目盛は 1 μ 精度は 0.3 μ である。

すきまの圧力分布は圧力測定孔 i (0.5 mm ϕ) により計測するが、軸は無線用のバーニヤ付微動ダイヤル j で回転させその最少読取角度は 0.18° である。圧力計はブルドン管圧力計を検定の上使用した。

供給空気は空気圧縮機より二段の自動調圧弁を通して所定の圧力とし、流量計を通して、k の孔から軸受に入る。流量計は孔径 5.5 mm のオリフィスを用い、その流量係数は水槽中に倒立させた測定鐘の浮き上り量と時間の関係から求めた。

試験した軸および軸受の形状は図2のごとくで、その寸法は下記の通りである。

軸 径	$D=60$ mm および	100 mm
軸 受 長 さ	$L=120\sim 45$ mm	100 mm
供給孔の数	$n=8$ コ	12~4 コ

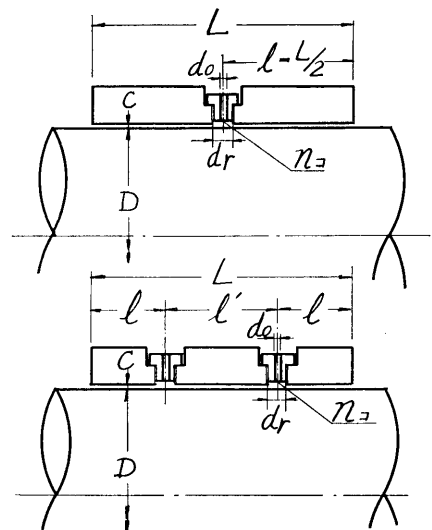


図2 軸受寸法

供給孔の径 $d_r=5.6\text{ mm}$ 3.7, 5.6, 9.3
 供給孔の列 $N=1, 2$ 1, 2
 軸受すきま (半径) $c=35\ \mu\sim 40\ \mu$ $35\ \mu$

軸受すきまの選定に際しては、供給孔からすきまへ入るところの圧力降下がオリフィス絞りの圧力降下に対して無視し得るように、 $\bar{\eta}_0$ の実験範囲で $\frac{\pi}{4}d_0^3$ に対し $\pi d_r c$ が十分大きくなるようにすきまを決めた。したがって以下に述べる実験結果は2.2.5以外は単純なオリフィスによる絞り (Orifice Compensation 以下 O.C.) の場合である。軸径 60ϕ のものでは L/D の影響を、 100ϕ のものでは供給孔の直径 d_r と数 n の影響を求めた、なお d_r の値にはねじ孔の山径と谷径の平均を用いた。

2.2 実験結果および考察

2.2.1 すきま一定の軸受面の圧力分布と空気流量

すきま一定すなわち偏心しない状態の圧力分布を求めるため、軸受ブッシュ、軸受外枠等の重量をつり秤で負担させて、圧力分布を測定した。その結果と電解液槽により得られた値を供給孔の圧力 p_r 、大気圧 p_a で修正したものと比較すると図3のようになった。a

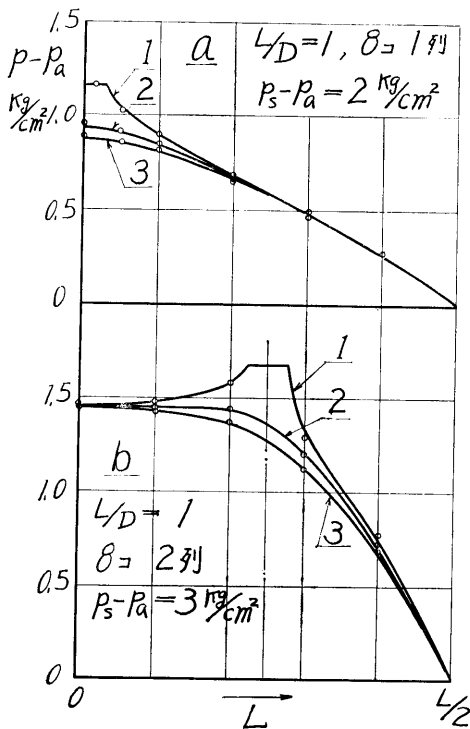


図3 すきま一定の圧力分布

図は供給孔が8個1列、b図は8個ずつ2列の場合で実験条件は図中に示す通りである。曲線1は供給孔の中心線上の圧力分布、3は1と隣の供給孔中心線との中間の線上の圧力分布、2は1と3の中間の線上の圧力分布で、第1報の図3~図6におけるものと同じである。図中の丸印が測定値で、実線は電解槽により得られた値に圧縮性による補正をしたもので、両者はよく一致しており、電解槽による解析結果が正しいことを示している。

このときの空気流量も、電解槽の解析により得られた流量効率 η_0 を用いて計算した値とよく一致した。ただし、すきま c の値には、軸および軸受ブッシュの表面のうねりを考慮に入れた平均すきまの値を使用しなければならない。

2.2.2 負荷特性

すきま一定の無負荷状態から、荷重を増して行き、ブッシュに接触するまでの荷重 W kg と偏心率 $\epsilon = \Delta h/c$ (Δh は軸心の移動量) の関係の一例を示すと図4の曲線のようになる。これは、軸直径 100 mm、軸受長さ 100 mm、供給孔 12ϕ 1列の場合で、供給圧力 (p_s-p_a) は 3 kg/cm^2 、 2 kg/cm^2 、 1 kg/cm^2 で各曲線に $\bar{\eta}_0$ の値が記入してあるが、これはすきま一定のときの供給孔内の圧力 $p_{r0}-p_a$ を測定してこれから、 $\bar{\eta}_0 = (p_{r0}-p_a)/(p_s-p_a)$ で求めたものである。

この負荷特性を無次元化して、次のような負荷係数 K_L を考える。

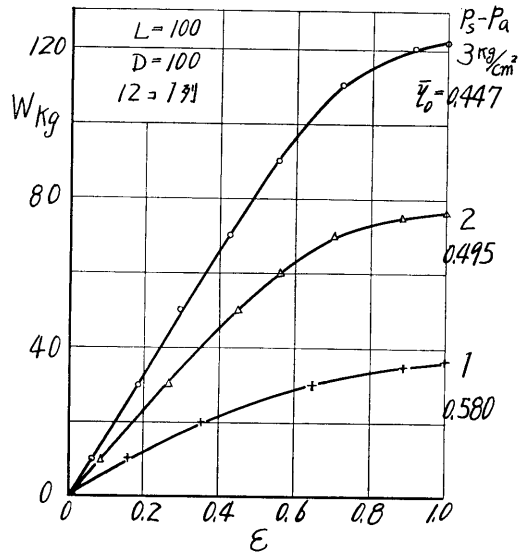


図4 負荷特性

$$K_L = W/D \cdot L \cdot (p_s - p_a) \beta \quad (1)$$

ただし β : 圧縮性による修正係数 (第一報 図12 より求める)。

この K_L と ϵ の関係を図4から求めると、図5の曲線となる。このような曲線を、絞りの径を変えて $\bar{\eta}_0$ を変化させて数種類の曲線から、縦軸に K_L 、横軸に $\bar{\eta}_0$ をとって、 ϵ 一定の曲線を求めると図6の曲線が得られる。これで一つの軸受の総合特性が得られたわけである。この図で供給圧が 1 kg/cm^2 , 2 kg/cm^2 , 3 kg/cm^2 のいずれの場合もほぼ一本の曲線上に乗り、すきま一定の軸受面の圧縮性による補正係数 β が、偏心し

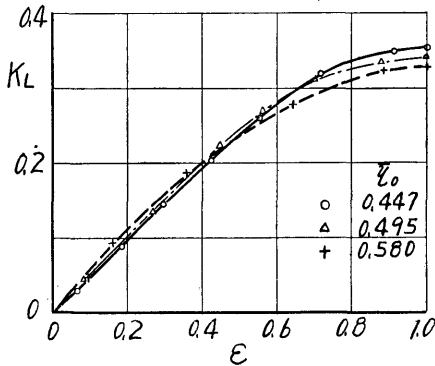


図5 負荷特性 (無次元)

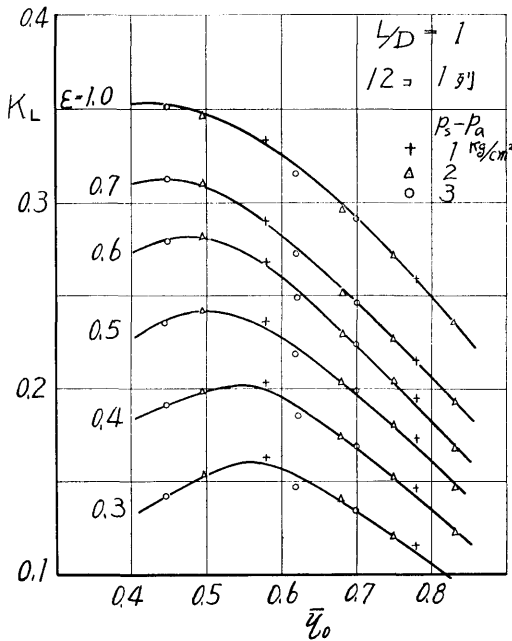


図6 総合負荷特性

たときにも有効であることを示している。

図5, 図6から最大荷重 ($\epsilon=1.0$) の0.8倍を常用荷重にとると、 $\bar{\eta}_0=0.4\sim 0.5$ では $\epsilon=0.6$ 付近に、0.7倍にとると $\epsilon=0.5$ 付近になるので、特性の比較には $\epsilon=0.5, 0.6$ の两点を用いた。また $\epsilon=0.8$ 以上では、わずかの過負荷で軸受に接触するから使用しない方がよいと思われる。

a) 供給孔の数の影響,

$L/D=1$, 供給孔1列の軸受で供給孔の直径 d_r 一定のときに供給孔の数 n を12, 8, 6, 4と変化させて前述の方法により特性曲線を求めた。これらの曲線の内 $\epsilon=0.5$ における K_L の値につき供給孔の数の影響を求めてみると図7のようになった。明らかに供給孔の多い方が K_L が大きいことがわかる。この場合、各軸受面の $L/B, d_r/B$ の変化により荷効率 η_L は下記のように変化している。

n	12	8	6	4
η_L	0.935	0.830	0.727	0.553

この η_L の影響を考慮に入れて次の荷効係数 K_{L0} を求めた。

$$K_{L0} = K_L / \eta_L = W/D \cdot L \cdot (p_s - p_a) \beta \cdot \eta_L \quad (2)$$

図7の曲線を K_{L0} で整理すると図8のようになり、 $\bar{\eta}_0 > 0.52$ では供給孔の数の影響はかなり明らかであるが、 $\bar{\eta}_0 \leq 0.52$ では一本の曲線となり供給孔の数の影響は出ていない、しかも $\bar{\eta}_0=0.5$ 付近では K_{L0} 最大となり、さらに後述するようにガス供給動力を最少にするには $\bar{\eta}_0=0.3\sim 0.4$ が有効であるから、実用範囲は $\bar{\eta}_0=0.3\sim 0.5$ と考えられるのでこの範囲内では供給孔の数の影響は無視できると考えてよいであろう。

この傾向は $\epsilon=0.5$ 以外でも成立し、 $\epsilon=0.6$ では $n=4\sim 12$ の範囲で同様の傾向を示し、 $\bar{\eta}_0 \leq 0.52$ で一

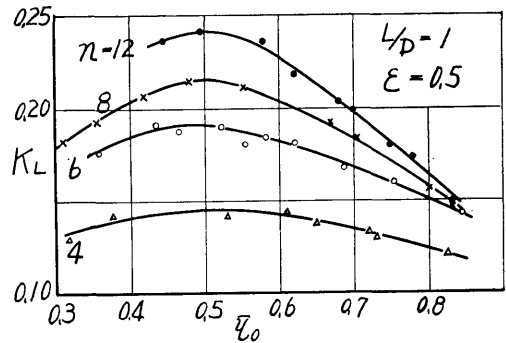


図7 供給孔の数の影響 (K_L)

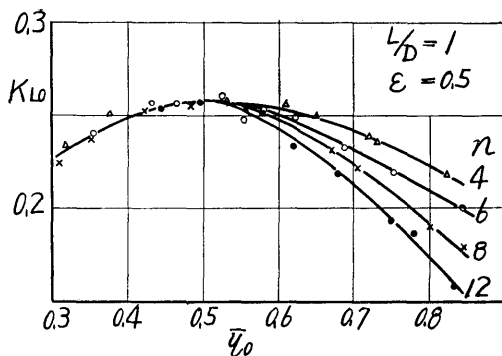


図 8 供給孔の数の影響 (K_{L0})

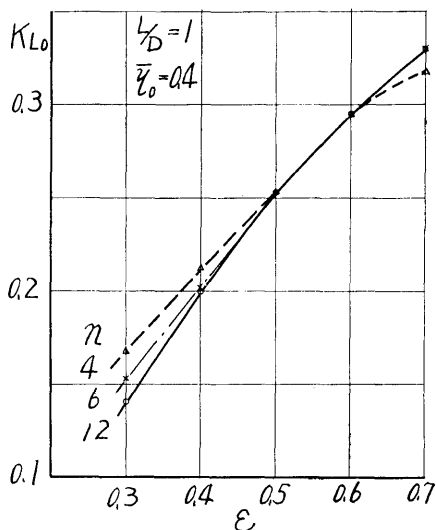


図 9 供給孔の数の影響

本の曲線となっている。また $\epsilon=0.4, 0.7$ では $n=4$ のときにややずれるが、 $n=6, 8, 12$ のときには、 $\epsilon=0.4$ では $\bar{\eta}_0 \leq 0.6$ で、 $\epsilon=0.7$ では $\bar{\eta}_0 \leq 0.50$ で一本の曲線となっている。 n がさらに多くても同様の性質があるものと思われる。この n と ϵ の影響を $\bar{\eta}_0=0.4$ について整理すると図9のようになった。

b) 供給孔の直径の影響

次に供給孔の直径 d_r を変えてその影響を求めた。 $L/D=1, 6 \div 1$ 列の場合に d_r を 10mm, 6mm, 4mm と変化させたときの特性曲線は図10のようになり、 d_r の差により η_L も図10に示すように変化しているが、図8と同様に K_{L0} で整理すると、 ϵ 一定の曲線は d_r の大小にかかわらず一本の曲線となり、 K_{L0} で整理をすれば供給孔の直径の影響がないことがわか

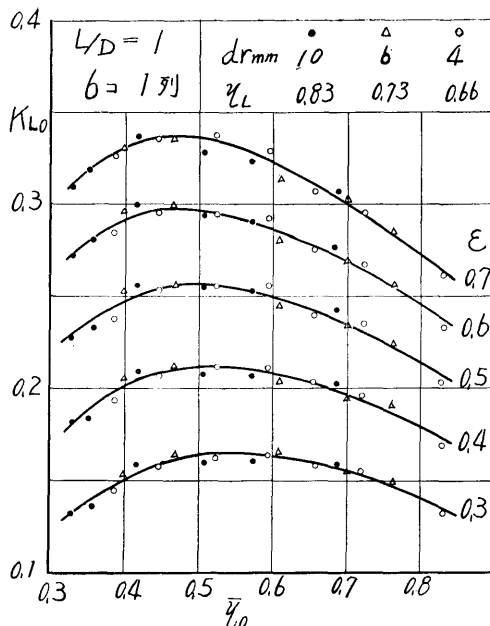


図 10 供給孔の直径の影響

った。

これらの性質は他の条件でも認められ、供給孔が2列の場合を図11aに、 $L/D=2$ の場合を図11bに示す。いずれも n, d_r の影響が無視できることがわか

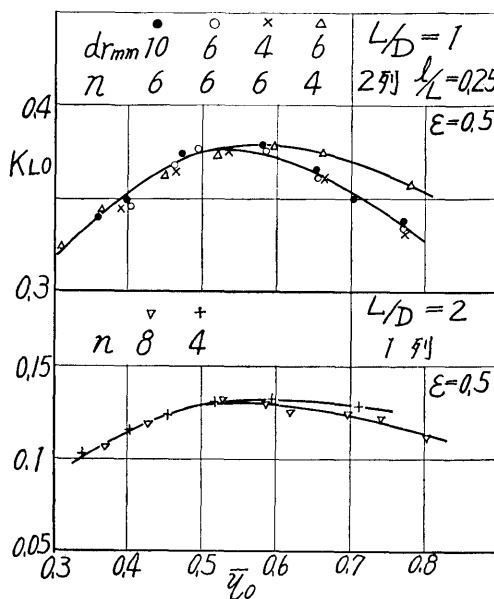


図 11 供給孔の数と直径の影響

る。

c) 軸受寸法比 L/D と l/L の影響

以上のように供給孔の数と直径の影響は、 L/D が一定ならば、 K_{L0} で整理すると $\bar{\eta}_0 \leq 0.5$ では無視できることがわかったので、軸受寸法比 L/D の異なる軸受で特性曲線を求めてその影響をみたが、その一例を示すと図12のようになった。これは供給孔が8×1列のときの $\epsilon=0.5$ の曲線を示したもので、 L/D の影響はかなり大きく、この曲線から $\bar{\eta}_0$ 一定の曲線を横軸に L/D をとって書き直すと図13の実線ようになり、

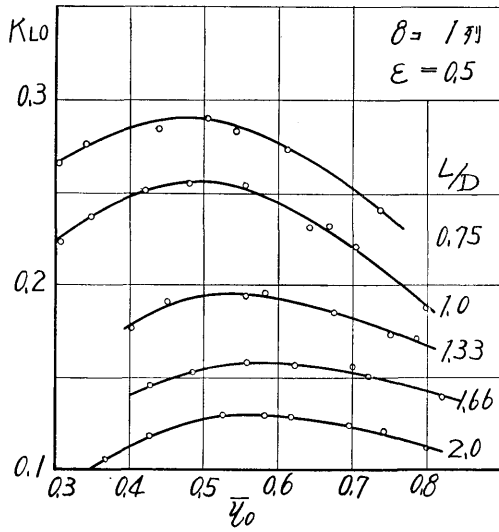


図 12 軸受寸法比 L/D の影響

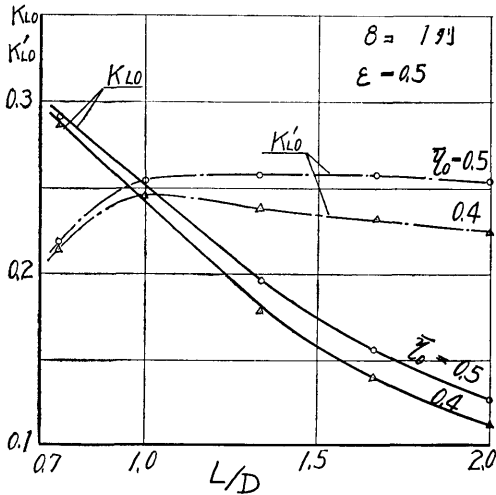


図 13 軸受寸法比の影響

L/D の影響がよくわかる。いま直径 D が一定のときに長さ L が負荷容量に与える影響をみるため、次の

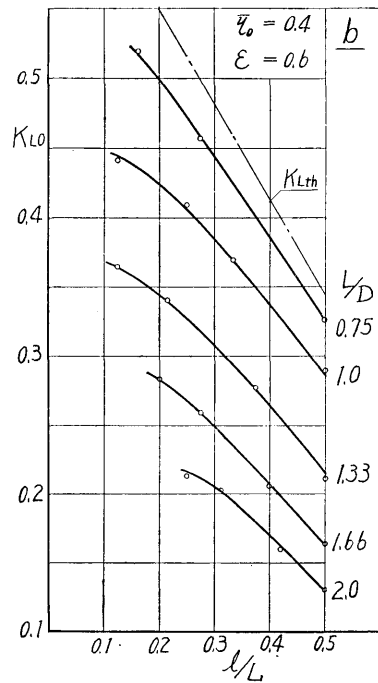
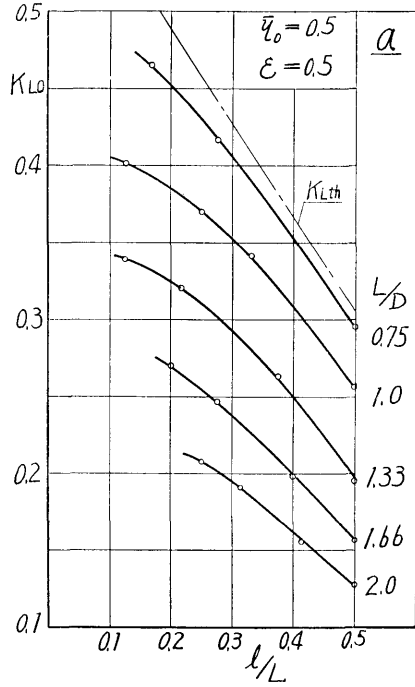


図 14 L/D と l/L の影響

係数 K'_{L0} を考える。

$$K'_{L0} = W / (ps - p_a) D^2 \beta \eta_L = K_{L0} \left(\frac{L}{D} \right) \quad (3)$$

この K'_{L0} と L/D の関係を図13の実線の曲線から求めると、同図の鎖線のようになり、 $\bar{\eta}_0 = 0.5, 0.4$ いずれの場合も $L/D = 1.0 \sim 1.2$ 付近に最大の点がありそれ以上 L を大きくしても負荷容量は増加しないことがわかる。

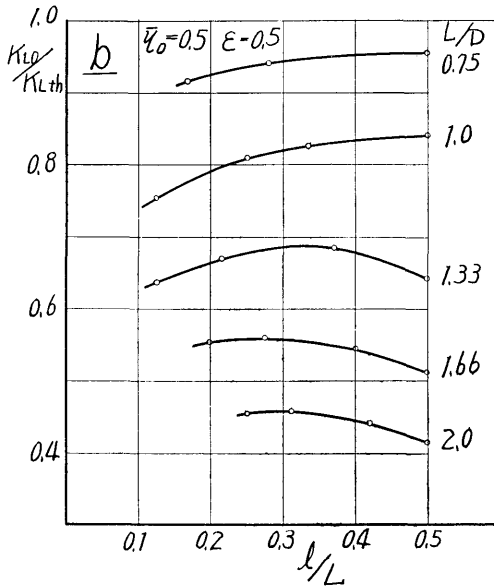
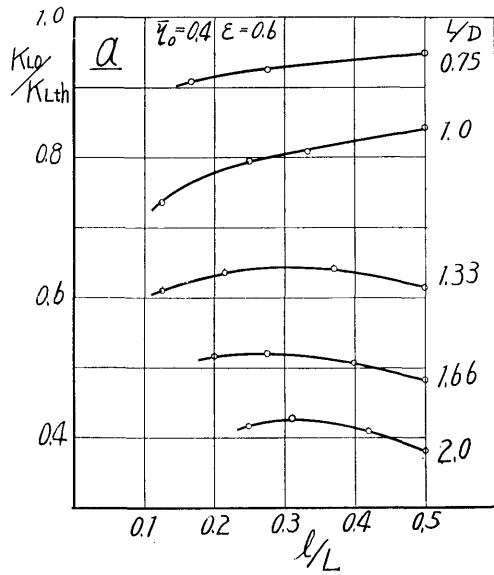


図 15 実験値と理論値の比

次に供給孔が2列の軸受で、供給孔の位置 l/L と L/D の影響を求めた。($l/L = 0.5$ の点は供給孔1列のときの値となる。) 前と同様に $\epsilon = 0.5, \bar{\eta}_0 = 0.5$ および $\epsilon = 0.6, \bar{\eta}_0 = 0.4$ の場合の特性は図14a, b のようになった。 L/D の影響は2列の場合も1列の場合と同様に L/D が大きくなるにしたがい K_{L0} は低い値を示している。また l/L の影響は、 l/L が小さいほど K_{L0} は大きくなるが次第に増加度が減ってくる傾向が

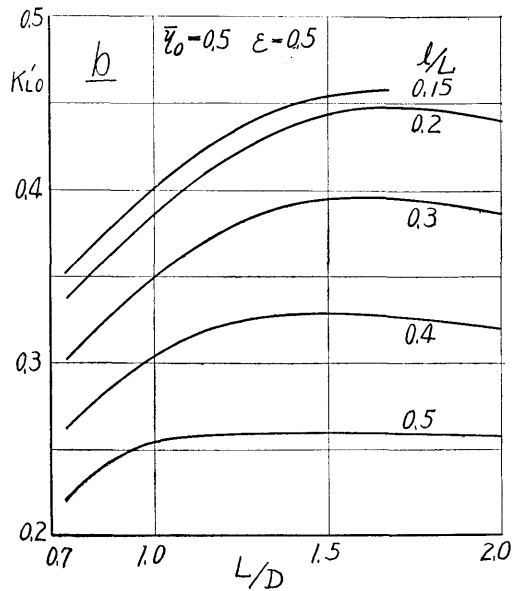
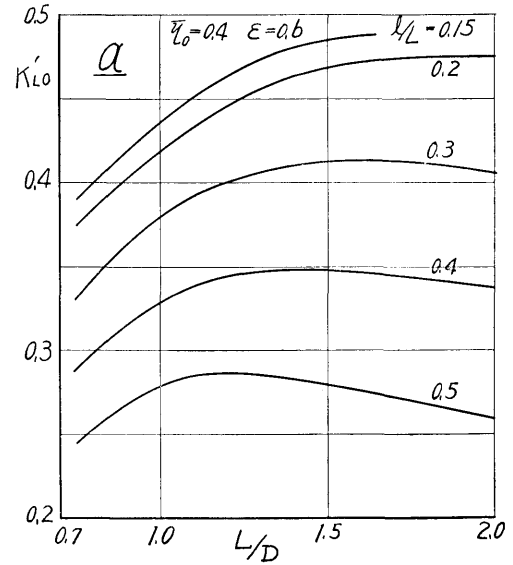


図 16 L/D と l/L の影響 (D 一定)

ある。図中の K_{Lth} と記入した鎖線は第1報で求めた理論によるもので次式により得られる。

$$K_{Lth} = \Delta\eta_0(L-l)\pi/4L \quad (4)$$

ただし $\Delta\eta_0$ は第1報の図19または20から求める。この K_{Lth} と K_{L0} の比を求めてみると、図15a, b のようになり、理論値に対する $L/D, l/L$ の影響がよくわかる。

次に前と同様に D が一定のときの L/D と l/L の影響を見るため図15を K'_{L0} で整理しなおすと、図16a, b のようになり、 l/L が小さいほど K'_{L0} の値は大きくなるが、その最高の点は l/L の値に応じて最適の L/D があることがわかる。また $l/L < 0.2$ では増加度が減少してくる。

2.2.3 空気流量

空気流量の測定値の一例を示すと図17のようになり、荷重の増加とともに減少している。この流量の無負荷のときの値は理論計算値とよく一致することは前に述べたが、この値を G_{th} とし、これと荷重がかかり軸が偏心したときの流量 G との比 G/G_{th} と偏心率 ϵ の関係を求めると図18のようになり、 $\bar{\eta}_0$ の値に関係なくほぼ一本の曲線となった。

同様の関係を他の条件について求めると、 $L/D=1$ で供給孔の数を変えたときには図19のようになった。図中の実線は図18の12コ1列の場合で、8コ6コの点はほぼこれと一致するが、4コるときはかなり違っている。

図20は、 $L/D=2$ のときであるが、1列のときも2列のときも $L/D=1$ 12コ1列の曲線にほぼ一致している。

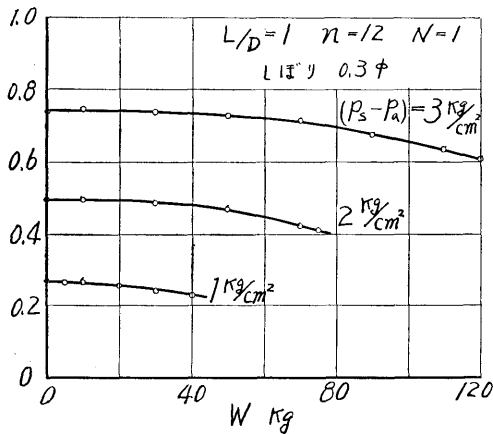


図17 空気流量 (G gr/s)

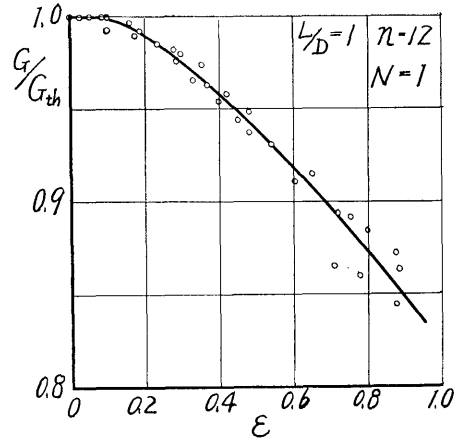


図18 空気流量比

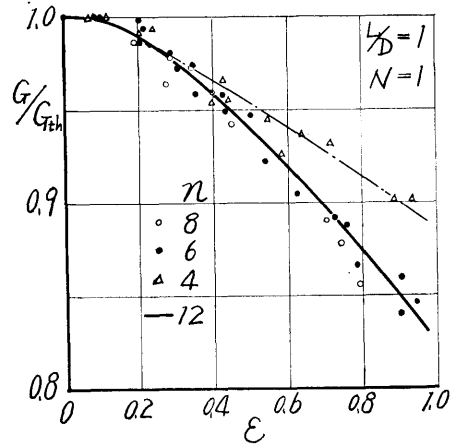


図19 空気流量比

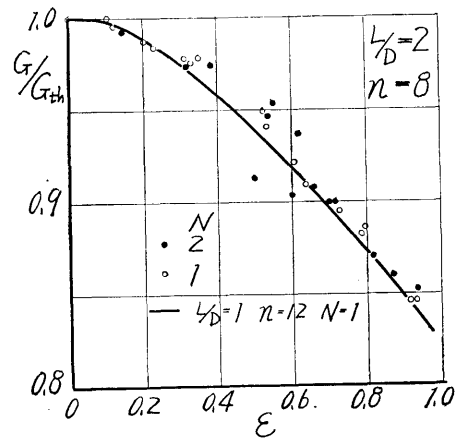


図20 空気流量比 (G gr/s)

以上の結果から、偏心による流量の減少度は供給孔4コの場合を除いてほぼ等しいことがわかった。

2.2.4 圧力分布

無負荷の偏心しない状態における圧力分布は前に述べたように、電解槽の実験で求めた理論値とよく一致するが、偏心したときの圧力分布の測定値について述べる。

圧力測定点は図21に示す位置に 0.5 mm の測定孔を明け図1の*i*点から外へ取出している。軸は無線機用バーニヤ付微動ダイヤルで回転し圧力分布を細かく測定した、その精度は 180° を100目盛してありバーニヤにより1目盛の1/10 (0.18°) まで読める。供給孔付近では0.5目盛 (0.9°) 間隔で測定し、中間点では2目盛 (3.6°) 間隔で測定した。

測定結果の一例を示すと図22のようになった。これ

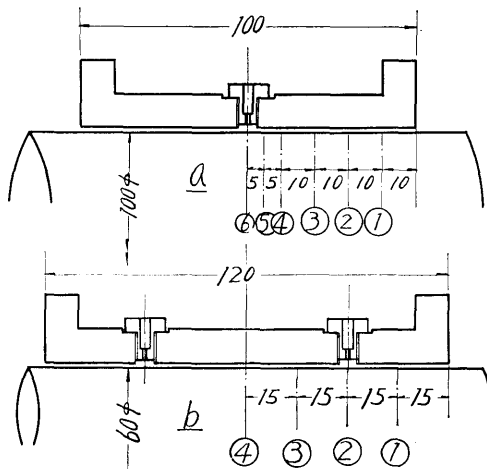


図 21 圧力分布測定位置

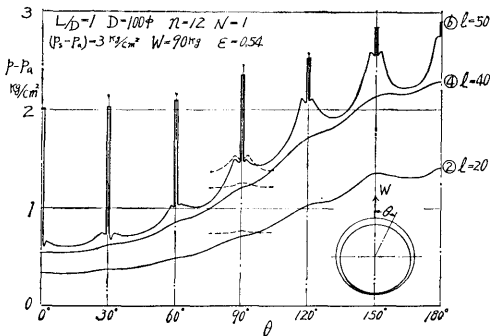


図 22 圧力分布

は $L/D=1$, 12コ1列で $(p_s - p_a) = 3 \text{ kg/cm}^2$, $W = 90 \text{ kg}$, $\epsilon = 0.54$ のときで、横軸の角度は 0° のときが上, 180° のときが下で、軸受には上向きに荷重がかかっている。曲線の右側の数字は測定孔の位置を示すもので図21aの番号と同じである。また図中の点線は $\epsilon=0$ すなわちすきま一定のときで、これから $\bar{\eta}_0 = 0.505$ であることがわかる。No. 6 の曲線は供給孔中心を通る圧力分布であるが、測定孔が絞りの孔に向かい合ったときは供給圧に近い値を示すが、これをはずれると急激に低下し、さらに進んで供給孔の外周にいたるまでにやや圧力を回復してとなりすきまに入る。

No. 2, No. 4, No. 6 いずれの場合も $\theta = 90^\circ$ のときにはほぼ $\epsilon=0$ のときの圧力とほぼ等しく、その他の角度ではすきまの大きさに応じて変化している。No. 6 の各供給孔出口の圧力 p_r をその供給孔の位置のすきまの大きさに対してとると図22の場合は図23の実線のようにになった。これに対し第1報で得られた $\eta_0 \sim \sqrt{X_0}$ 曲線(図16a)を図中に書き直すと鎖線のようになり、実験値とかなりの差を示している。この差は負荷係数におよぼす L/D , l/L の影響の一部で、 L/D が大きいほどこの差は大きくなり、 l/L , n によって違った曲線を示している。

図22の軸受で荷重をさらに増加して 110 kg にしたところ $\epsilon = 0.83$ となり図24のような圧力分布を生じた。すなわち No. 6 の圧力分布は 150° および 180° の供給孔の圧力はほとんど供給圧に等しいが、その直

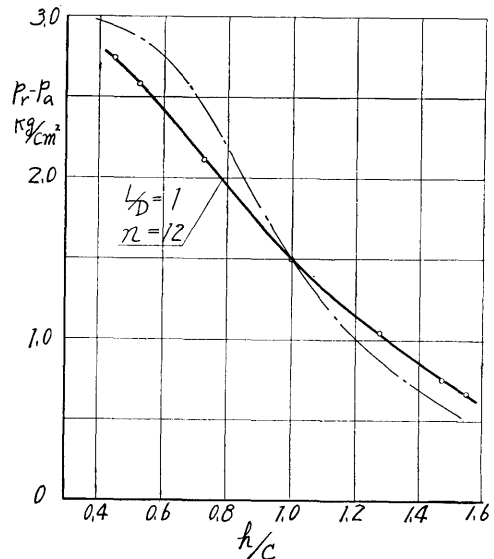


図 23 供給孔の圧力

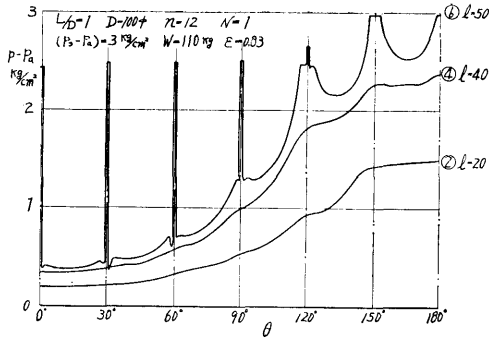


図 24 圧力分布

後でかなりな圧力降下を生じて、これが負荷容量の底下をもたらし、図 4 のように ϵ の大きいところで曲線が急激に曲る原因と考えられる。

次に $L/D=2$, 8×2 列, $l/L=0.25$ で $(ps-pa)=3 \text{ kg/cm}^2$, $W=40 \text{ kg}$, $\epsilon=0.50$ のときは図 25 の実線のようにになった。また $\epsilon=0$ のときの圧力分布は点線に示すようになっていた。この場合の供給孔の位置は図 21b で示される。この図で変わった点は No. 3, No. 4 の圧力分布で、 $\epsilon=0$ のときは両者等しい値を示すが、偏心すると θ が 90° から 180° になるにしたがって 3 が 4 より大きくなり 2-3-4 と傾斜するが、 90° から 0° になると逆に 4 が 3 より大きく 4-3-2 の順に傾斜して長い軸受の円周方向の流れの変化がよくわかる。

また図 26 は $L/D=1$, $D=100 \text{ mm}$, 4×1 列のときにすきまを大きくとり、絞りを除いて、供給孔出口を自成絞り (Inherent Compensation) にしたときの圧力分布であるが、No. 6 の圧力分布をみると、 180° のすきまの小さいところでは供給孔出口での圧力降下は少なく、くぼみを生じないが、 90° では小さなくぼみを生じその後圧力を回復している。すきまの大きい 0°

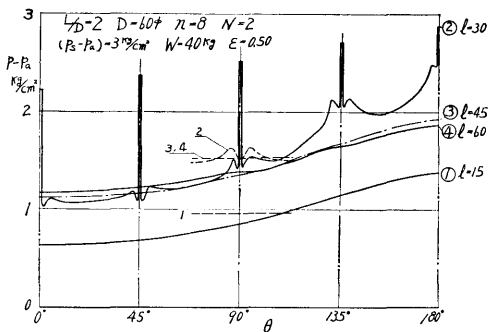


図 25 圧力分布

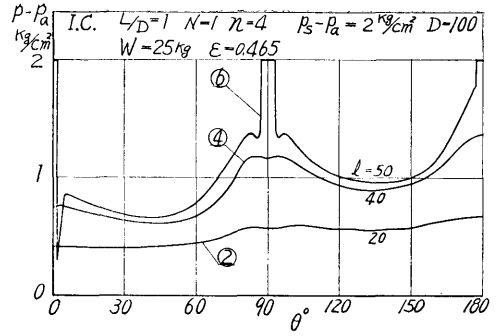


図 26 圧力分布

になると、非常に深くくぼみであるが急激に回復しており。すきまの大小により供給孔出口でかなり変わった形をとることがわかる。この現象は円板型軸受について実験を行なったので後に述べる (3.2 参照)。

2.2.5 自成絞りの場合の特性

これまで述べてきた静特性は単純な Orifice Compensation (以下 O.C.) の場合についてであるが、供給孔からすきまへ流入する部分を絞りに使用する自成絞り (Inherent Orifice Compensation 以下 I.C.) の場合の静特性を求めるには供給孔の直径やすきまを変化させて $\bar{\eta}_0$ を変えなければならず、O.C. の場合に比べると非常に面倒になる。

そこで $L/D=0.867$ で d_r を 3 種類変えて行った実験結果と、 $L/D=1.0$ での 1 種類の実験結果とを述べる。

整理方法は結果を K_{L0} と $\bar{\eta}_0$, ϵ で整理したものの K_{L0} の値と第 1 報の図 19b から (4) 式で求めた K_{Lth} との比で図示すると、図 27 および図 28 のようになった。

図中の実線はこれまでの実験で求めた O.C. の場合

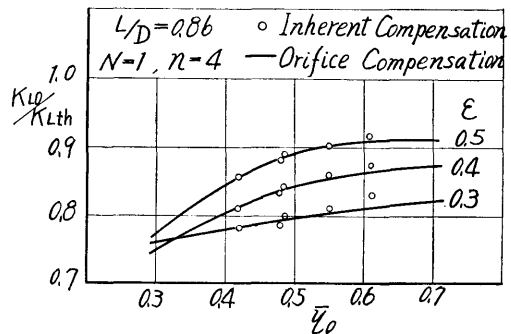


図 27 自成絞りのときの負荷特性

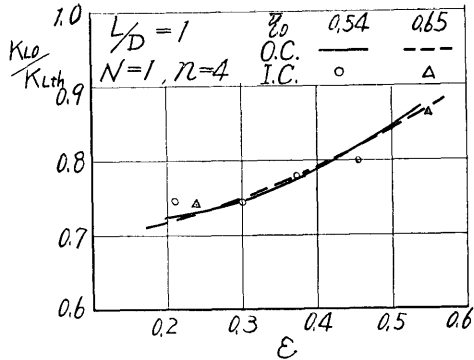


図 28 自成一りのときの負荷特性

K_{L0}/K_{Lth} の曲線で、I.C. の場合は丸印と三角印で示めされ、両者はかなりよく一致しているが、わずかにずれている点もある。これは I.C. の場合の流量係数は後の章で述べるように、O.C. に比較すると変化の度合いが大きいためと考えられるが、その差は 2% 位で、この程度を誤差を許せば、I.C. の場合も第 1 報の図 19b と本報の図 15 を用いて負荷容量を求めることができるわけである。

2.2.6 軸受剛性

軸受の特性で負荷容量と共に重要なものに軸受剛性 (Stiffness) がある。これを S とすると、

$$S = dW/dh$$

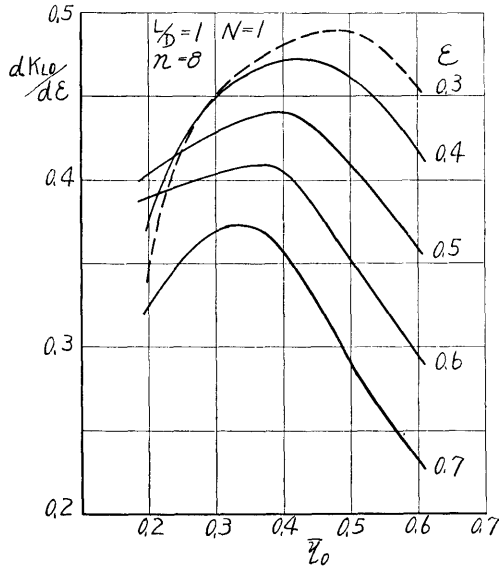


図 29 軸受剛性

$$= (dK_{L0}/dε) \{ D \cdot L (p_s - p_a) \epsilon \eta_L / c \} \quad (5)$$

$$= (dK_{L0}/dε \cdot K_{L0}) (W/c) \quad (5')$$

(5) 式から D, L, c, η_L が等しいとき、すなわち同じ寸法の軸受で供給圧力が等しいとき。または (5) 式の右辺の第 2 項が等しいときには、 S はに $dK_{L0}/dε$ に比例し、(5') 式から荷重のみが与えられている場合には、 S は $dK_{L0}/dε \cdot K_{L0}$ に比例し、半径すきま c に反比例する。

代表的な例として $L/D=1, N=1, n=8$ のときの $dK_{L0}/dε$ を図 29 に、 $L/D=2, N=2, n=8, l/L=0.25$

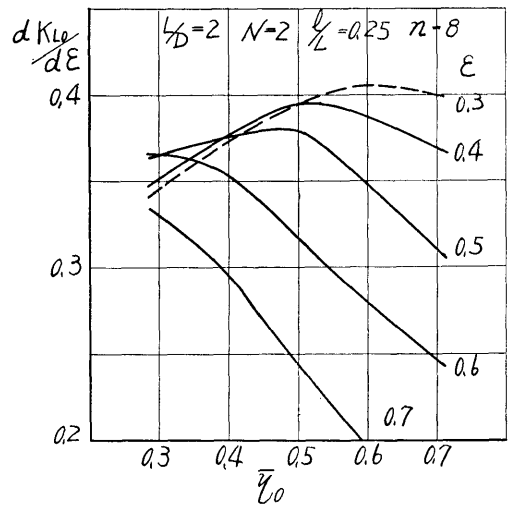


図 30 軸受剛性

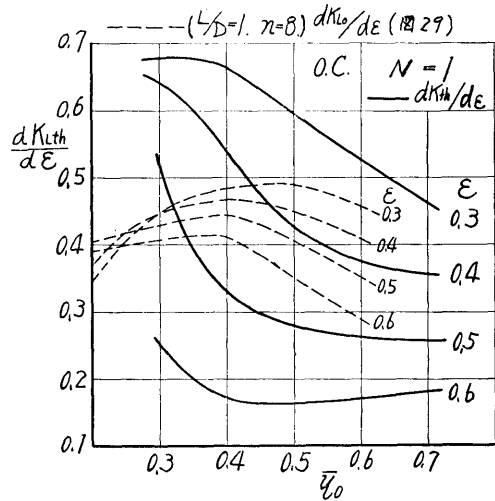


図 31 軸受剛性 (理論値)

のときを図30に示す。両図共 ϵ および $\bar{\eta}_0$ の変化に対し $dK_{L0}/d\epsilon$ はかなり大きく変化している。これに対し第1報の図19と(28)式から $N=1$ のときの $dK_{Lth}/d\epsilon$ を求めてみると図31のようになり、図中に点線で示される図29の場合とはかなり違った曲線を示しており、 $\bar{\eta}_0$ や ϵ の取り方では、実験値の方が理論値よりも大きくなることもある。これは $K_{L0}-\epsilon$ 曲線が理論曲線では立上りが大きく $\epsilon=0.5$ 以上では傾斜はごく小さくなるが、実験値では立上りの傾斜はやや小さいが ϵ の大きいところまで持続しているからである。 $N=2$, $l/L=0.25$ のときの理論値は第1報の(28)式から図31の値を1.5倍すれば得られるが、これも図30とは大きく違っている。

次に(5')式から荷重のみ与えられている場合には S は $dK_{L0}/d\epsilon \cdot K_{L0}$ に比例するが、図29、図30の曲線から $dK_{L0}/d\epsilon \cdot K_{L0}$ を求めてみると図32のようになった。この場合は $L/D=2$ の方がやや大きい値を示し、その差は ϵ が小さい方が大きい。よって軸受剛性を大きく取りたいときには、 c を小さくし、 ϵ および $\bar{\eta}_0$ も小さくとり、供給孔も2列にした方がよい。

次に $\bar{\eta}_0=0.4$, $\epsilon=0.6$ で $l/L=0.5, 0.25$ について、 $dK_{L0}/d\epsilon$ に対する L/D の影響を求めてみたのが図33aで L/D の変化に対し両者とも同じ傾向の変化をしている。また図33bは l/L の影響で $l/L \geq 0.25$ では直線的に変化している。

この図33aから $dK_{L0}/d\epsilon \cdot K_{L0}$ を求めてみると、図34のようになり、 L/D が0.7から1.5までは両者ほぼ等しい曲線となるが、それ以上では $l/L=0.25$ の方

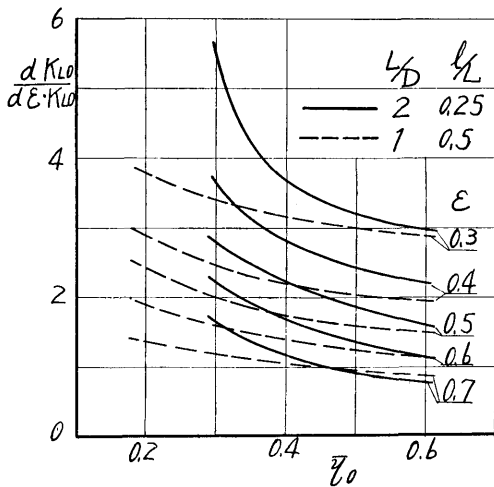


図 32 軸受剛性

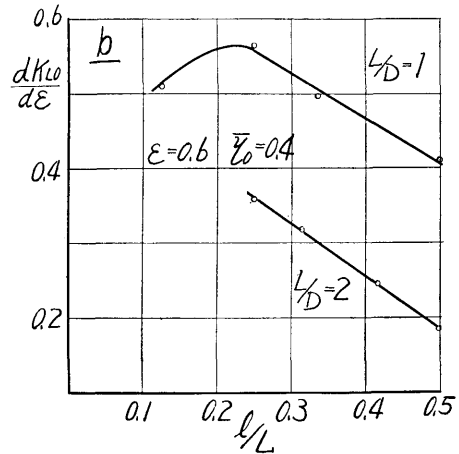
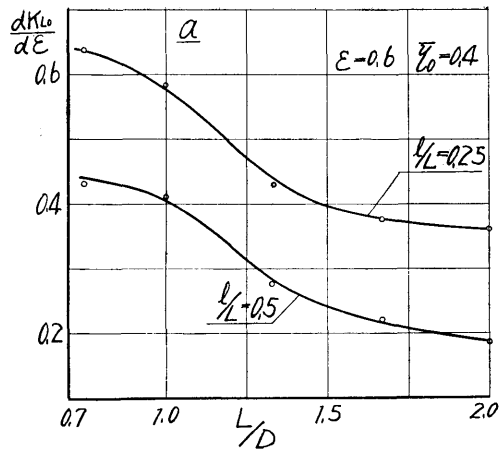


図 33 軸受剛性 ($L/D, l/L$ の影響)

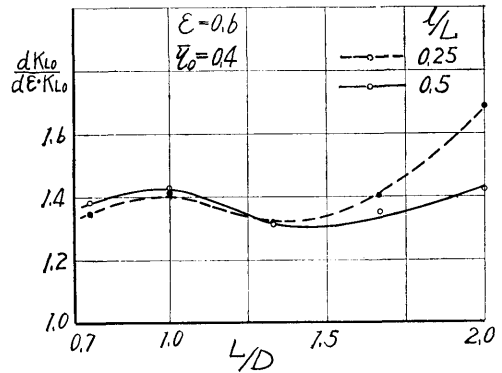


図 34 軸受剛性 ($L/D, l/L$ の影響)

が大きくなっている。

以上の曲線から (5)(5') 式により軸受剛性を求めることができる。

2.3 ポンプ入力最少の軸受条件

これまでの実験結果から、 $\epsilon=0$ のときの空気流量は理論とよく一致し、荷重が加わるとわずか ($\epsilon=0.6$ で 8%) 減少することわかった。

そこでこの $\epsilon=0$ のときの流量 G_{th} をポンプ入力の計算に使用する。 G_{th} は第 1 報の式 (16') から、

$$G_{th} = \delta \gamma c^3 (p_s^2 - p_a^2) n / 2 p_a \cdot \mu = \delta \gamma c^3 \bar{\eta}_0 (p_s - p_a) n \xi / \mu \quad (6)$$

ただし $\gamma = \eta_Q \cdot B / 6l$, η_Q : 第 1 報図 9, $B = \pi D / n$,

$$\xi = 1 + \left(\frac{p_s}{p_a} - 1 \right) \bar{\eta}_0 / 2 \quad (\text{流量の圧縮性修正係数})$$

また負荷容量は式 (2) から

$$W = K_{L0} (p_s - p_a) DL \eta_L \beta \quad (7)$$

(7) 式から、

$$(p_s - p_a) = W / K_{L0} DL \eta_L \beta \quad (8)$$

ところでガスを圧縮するに要するポンプ入力 H_p は第 1 報の式 (39) から

$$H_p = l_{pc} G_{th} / \eta_p$$

ただし $l_{pc} = RT_a \left\{ \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\kappa-1/\kappa} \right\} \kappa / \kappa - 1$ (圧縮性流体の単位流量当りの理論ポンプ仕事), η_p = ポンプ効率

これを変形すると、

$$H_p = l_p G_{th} l_{pc} / l_p \eta_p \quad (9)$$

ただし $l_p = (p_s - p_a) / \gamma$ (非圧縮性流体の単位流量当りの理論ポンプ仕事)

(9) 式に (6)(8) を代入すると

$$H_p = \left(\frac{W}{DL} \right)^2 \left(\frac{1}{K_{L0}} \right)^2 \left(\frac{1}{\eta_L} \right)^2 \frac{\delta}{\mu} c^3 \bar{\eta}_0 n \phi \left(\frac{1}{\eta_p} \right) \quad (10)$$

ただし $\phi = (\xi / \beta^2) (l_{pc} / l_p)$ (ポンプ仕事の圧縮性修正係数)

この ϕ の値は空気の場合第 1 報の図 25, 26 のような値となる。

$$(6) \text{ 式より } \delta n = \eta_Q B \cdot n / 6l = \eta_Q \pi D / 6l$$

よって

$$H_p = \left(\frac{W}{DL} \right)^2 \left(\frac{1}{K_{L0}} \right)^2 \left(\frac{1}{\eta_L} \right)^2 \frac{c^2}{\mu} \bar{\eta}_0 \eta_Q \frac{1}{\eta_p} \cdot \frac{D}{l} \phi \cdot \frac{\pi}{6}$$

これから単位荷重当りのポンプ入力を求めると、

$$\begin{aligned} H_p / W &= \left(\frac{W}{DL} \right) \left(\frac{1}{DL} \right) \frac{c^3}{\mu} \left(\frac{\eta_Q}{\eta_L^2} \right) \frac{\pi}{6} \frac{1}{\eta_p} \phi \left(\frac{1}{K_{L0}} \right)^2 \left(\frac{D}{l} \right) \bar{\eta}_0 \\ &= \left(\frac{W}{DL} \right) \left(\frac{1}{DL} \right) \frac{c^3}{\mu} \left(\frac{\eta_Q}{\eta_L^2} \right) \frac{\pi}{6} \frac{1}{\eta_p} \phi \left(\frac{1}{K_{L0}} \right)^2 \left(\frac{D}{l} \right) \bar{\eta}_0 \end{aligned} \quad (12)$$

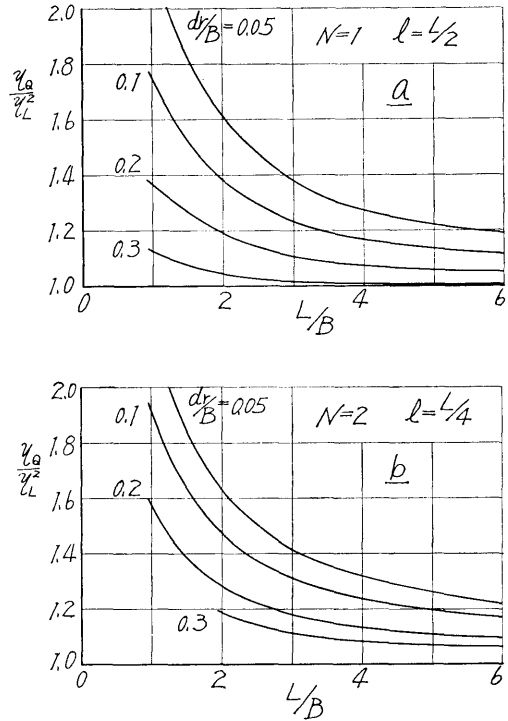


図 35 η_Q/η_L^2 と寸法比の関係

となり、単位荷重当りのポンプ入力を小さくするには (12) 式の右辺の各項を小さくすればよいわけである。粘性係数 μ は使用ガスとその使用条件が決まれば決定し、すま c はできるだけ小さい方がよいが軸と軸受の工作精度、絞りの孔の工作限度から決定される。 η_Q/η_L^2 は第 1 報の図 9 から求めることができるが、図 35 のようになり η_L を 1 に近い値になるよう L/B , d_r/B をえらべば η_Q/η_L^2 はほとんど 1 に近い値となる。また η_p はガス圧縮機を決めれば求められる。

そこで (12) 式を考察すると W と W/DL および c が与えられると、 H_p/W は ϕ と $\left(\frac{1}{K_{L0}} \right)^2 \left(\frac{D}{l} \right) \bar{\eta}_0$ に比例する。

いま

$$\sigma = \left(\frac{1}{K_{L0}} \right)^2 \left(\frac{D}{l} \right) \bar{\eta}_0 \quad (13)$$

とすれば、 σ は非圧縮性の場合のポンプ入力に関する軸受特性によってきまる係数で、 ϕ はこれの圧縮性による補正係数となる。

この σ を前に求めた K_{L0} と $\bar{\eta}_0$ の曲線から求めてみると、 $L/D=1$ で $N=1$ および 2 のときには図 36 のようになった。1 列の場合も 2 列の場合もほぼ同様の

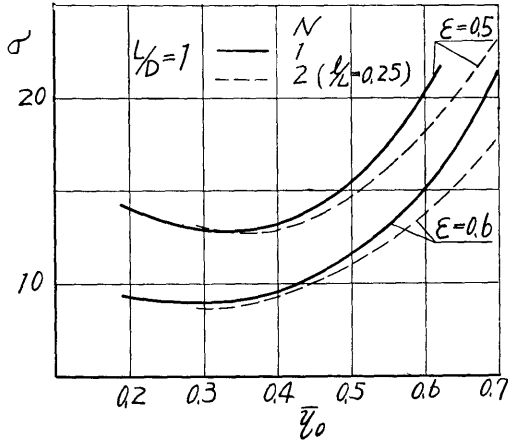


図 36 σ と \bar{v}_0 の関係 $L/D=1$

特性を示し、 σ 最低の点は $\epsilon=0.5$ のときに $\bar{v}_0=0.30 \sim 0.34$ 付近に、 $\epsilon=0.6$ のときには $\bar{v}_0=0.30$ 付近にあることがわかる。

次に $L/D=2$ のときには図 37 のようになり、 $L/D=1$ のときに比べると σ の値はかなり大きくその最低の点も 1 列のときには $\epsilon=0.5$ で $\bar{v}_0=0.45$ 、 $\epsilon=0.6$ で $\bar{v}_0=0.43$ 、また 2 列のときは $\epsilon=0.5$ で $\bar{v}_0=0.47$ 、 $\epsilon=0.6$ で $\bar{v}_0=0.45$ 、と \bar{v}_0 の大きい方にずれている。いずれにしても $\epsilon=0.6$ のときに $\bar{v}_0=0.4$ 付近にとれば σ は最低に近い値となる。

そこで図 14b から $\epsilon=0.6$ 、 $\bar{v}_0=0.4$ のときの σ 値

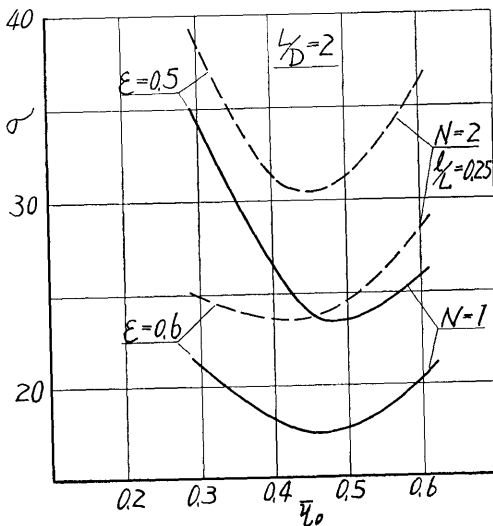


図 37 σ と \bar{v}_0 の関係 $L/D=2$

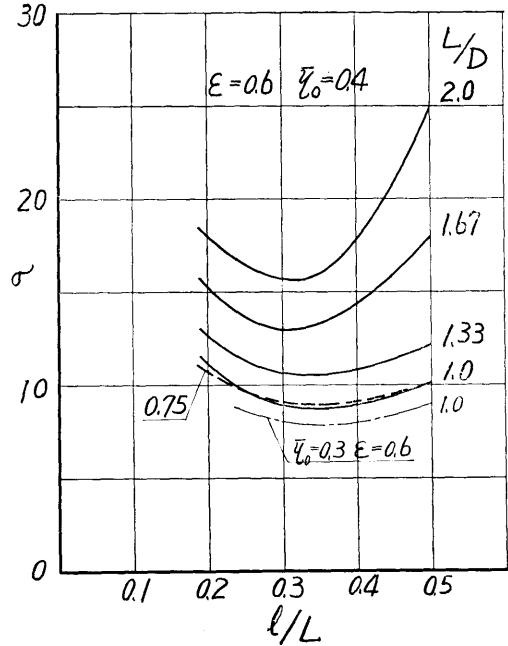


図 38 σ と L/D 、 l/L の関係

を求めると、図 38 のようになり。 σ に対する L/D 、 l/L の影響が明らかで、 $L/D=1$ 、 $l/L=0.35$ が最良の点となり $L/D=0.75$ もほぼ同じ値を示している。図中の鎖線は $\epsilon=0.6$ 、 $\bar{v}_0=0.3$ 、 $L/D=1$ の場合で $\bar{v}_0=0.4$ よりやや低い値で、曲線の傾向は同様である。

しかしポンプ入力の変縮性による補正係数 ϕ を考えると、 $L/D=1$ 、 $\bar{v}_0=0.4$ 、 $\epsilon=0.6$ のときに $l/L=0.25$ 、 0.33 、 0.50 の場合につき W/DL を変化させて $\sigma\phi$ を計算すると図 39 のようになり、軸受荷重 W/DL の大きいところでは $l/L=0.5$ (1 列) の方が良くなること

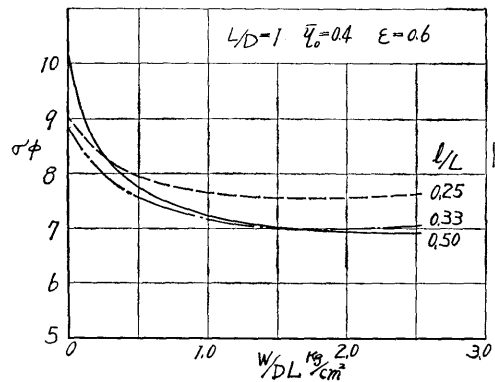


図 39 $\sigma\phi$ と W/DL の関係

がわかる。しかし H_p/W は $W/(DL)^2$ に比例するから W/DL は軸受寸法の許す限り小さくとるべきである。

次に直径 D が一定で長さ L を変化させたときの係数として次式の σ' を考える。

$$\sigma' = \left(\frac{1}{K'_{L0}}\right)^2 \left(\frac{D}{L}\right) \bar{\eta}_0 = \sigma \left(\frac{D}{L}\right)^2 \quad (14)$$

$$\text{ただし } K'_{L0} = W/(p_s - p_a) D^2 \beta \eta_L = K_{L0} \left(\frac{L}{D}\right)$$

図 16b から σ' を求めてみると図 40 a, b のようになり、b 図は a 図を書き直したものである。両図から σ' は L/D が大きいほど小さく、 l/L は 0.3 付近が良いことがわかるが、b 図から L/D が大きくなると σ' の減少率は小さく $L/D=2.0$ 以上ではほとんど減少しないようであるし、工作精度の点からも L/D をあまり大きくすることは好ましくないから、 $L/D=1.6 \sim 2, l/L$

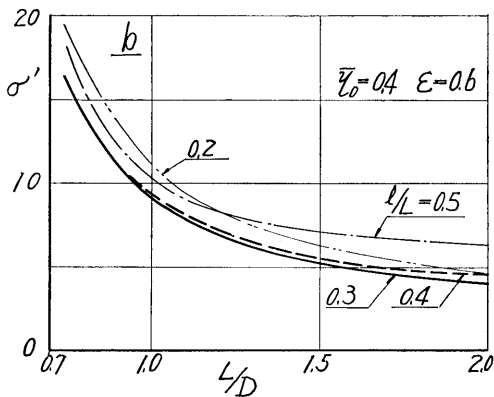
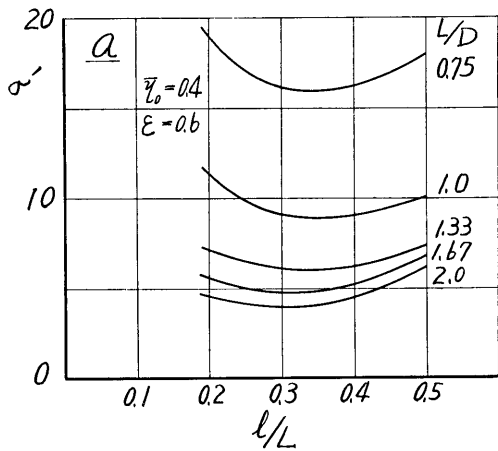


図 40 σ' と $L/D, l/L$ の関係

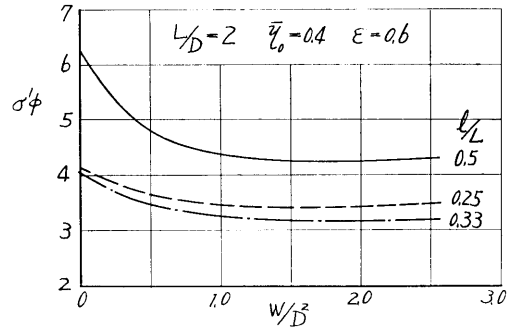


図 41 $\sigma' \phi$ と W/DL の関係

$=0.3$ が最適寸法比と考えられる。

前と同様に $l/L=0.3, \eta_0=0.4, \epsilon=0.6$ のときに W/D^2 を変化させて $\sigma' \phi$ を計算すると図 41 のようになり、この場合には曲線は交わらないで l/L の最良点は 0.33 付近にあることがわかる。

3. 絞りの流量係数

3.1 円筒型絞りの流量係数

絞りを通るガス流量は第 1 報で述べたように次式で与えられる。

$$G_0 = C a p_r \sqrt{2g(r^{2/\kappa} - r^{*+1/\kappa}) \kappa / \kappa - 1} / \sqrt{RT} \quad (15)$$

ただし c =絞りの流量係数 a =絞りの面積

$$r = p_r/p_s \text{ または } p_a/p_s$$

このように絞り面積を決定するとき、絞りの流量係数は必要となる。

そこでまず Orifice Compensation のときの固定絞りの流量係数を求めた。この場合使用されると考えられるのは、薄刃オリフィス、円筒型オリフィス、入口に丸みのあるノズル等が考えられるが、薄刃オリフィスは穴径が小さくなると流入部のエッジを十分鋭く加工することが困難で、製品の不均一が避けられない。同様に入口に丸みのあるノズルも穴径が小さくなると丸みの加工が不正確になりやすく製品の不均一の原因となる。これに対し円筒型オリフィスでは、入口のエッジの精度に対し比較的鈍感で、加工が簡単であるので、この絞りについて流量係数を求めた。

流量係数の決定にはあらかじめ検定した薄刃型オリフィスを用いた流量計を基準にして行った。その検定方法は水槽中に水を満したメスシリンダを倒立させ、これに流量計を出た空気を流入させ一定容積流入するに要する時間を計測して、単位時間の流量を求め、流

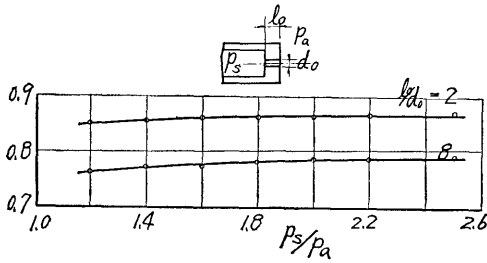


図 42 固定絞りの流量係数

量係数を計算した。

実験値の 1 例を図 42 に示す、これは図のように、絞りの出口を開放して供給圧 p_s から大気圧 p_a に放出したときの流量係数で、 l_0/d_0 により変化するが、 p_s/p_a による変化は同じ傾向を示し、臨界圧以上では一定値となっているが、臨界圧以下ではわずかに低下している。この l_0/d_0 による影響を $p_s/p_a=2$ のときに求めてみると図 43 のように $l_0/d_0=1.5$ で最大値をとり、この点から大きくても小さくてもかなり急激に減少している。これは図中に鎖線で示される、空気マイクロメーターに用いる固定絞りの流量係数を求めた中山²⁾の曲線と同じ傾向を示し、両曲線の差は中山の係数は普通用いられる差圧を用いるものであるが、本報告の係数は (15) 式により求められたからである。

この出口が開放状態のときの流量係数と、空気軸受に取付けたときの流量係数を比較するため、平面円板型空気軸受の中央に図 44 の上の図のように絞りを取付け、 δ を変化させて流量係数を求めた、このときの絞

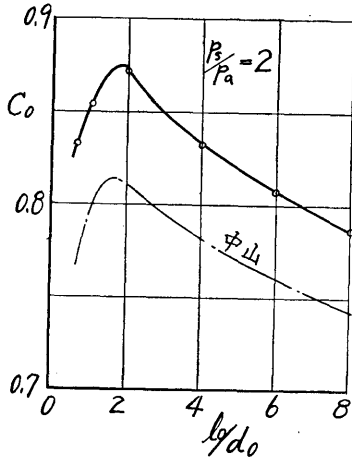


図 43 C_0 と l_0/d_0 の関係

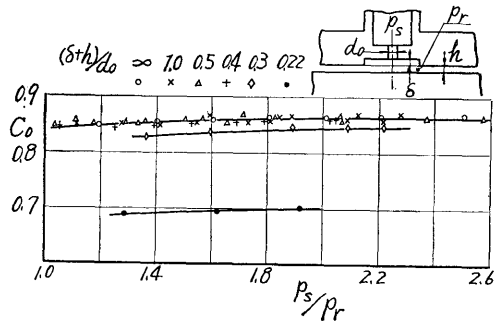


図 44 取付け深さの影響

りの圧力比は $r=p_r/p_s$ で p_r は図のように供給孔出口直前の圧力を用いた。 $(h+\delta)/d_0 \geq 0.4$ では大気中に放出したときの流量係数とよく一致したが、それ以下では低い係数を示した。いずれの場合も図 22 の供給孔内の圧力分布のように絞り直後で直角に方向を変えるときに縮流を生じ、その後供給孔出口付近で圧力を回復するが、 $(\delta+h)/d_0$ が小さいときには回復できないためであろう。

ゆえに絞りを取付けるときには、 $(h+\delta)/d_0 \geq 0.4$ になるようにしなければならない。

3.2 自成絞りの流量係数

固定絞りを用いずに、供給孔出口で圧力降下を生じさせる自成絞り (Inherent Orifice Compensation) の場合の流量係数を求めるため、外径 140 mm の平面円板型の空気軸受により、供給孔付近の圧力分布、空気流

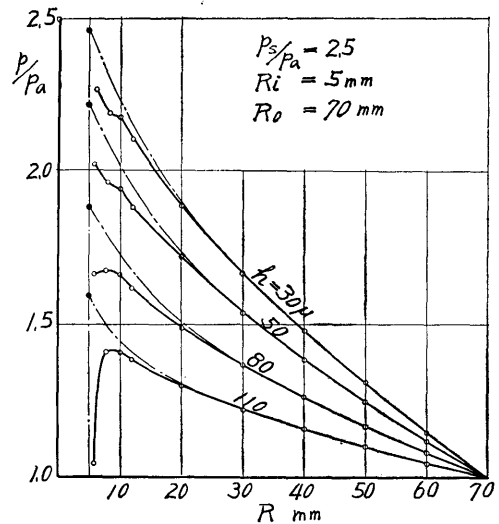


図 45 円板軸受の圧力分布 (自成絞り)

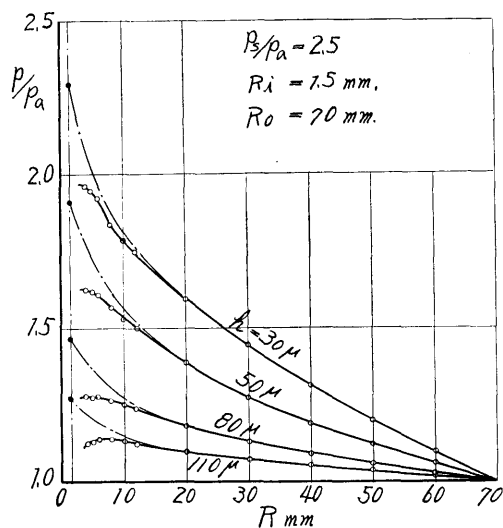


図 46 円板軸受の圧力分布

量, すきま等を測定した。

圧力分布の例が図 45 および 46 で, 図 45 は供給孔の径が 10 mm のとき, 図 45 は 3 mm のときで, いずれも供給孔は円板の中心にある。供給圧はいずれも $p_s/p_a = 2.5$ である。両図ともすきまを増加すると流量が増加するため供給孔直後の圧力降下が大きくなり, 特に図 44 の $h = 110 \mu$ では臨界圧以下になっている, 図 45 の $h = 80 \mu, 110 \mu$ でも同様に供給孔直後では臨界圧以下になったと思われるが測定孔がなかったため確認されていない。いずれの場合も R_i の 2~2.5 倍になるとかなり回復し, 7 倍付近では細線で示される第 1 報の理論による曲線にほとんど一致し, それより外側では理論曲線によく乗っている。

この現象は, 供給孔出口直後では境界層はきわめて薄く, 縮流やはくりも生じており, 流体の加速のために圧力降下を生じ, その後境界層が発達し, 慣性力の影響により圧力を回復し, 完全粘性流の理論曲線に一致するが, すきまが大きいときには供給孔出口で音速に達しその後超音速状態となり, 衝撃波を発生して圧力を急激に回復し, その後は境界層の発達と共に上と同じ経過をたどると考えられ, 森^{3,4)}, 萩原⁵⁾, Savage⁶⁾ 等により研究されているが, 本報告では, 軸受設計の資料を得るため, 第 1 報で述べた理論では供給孔直後で完全粘性流となり助走区間や慣性による影響がないものとしているので, 細線の理論曲線を延長して, 供給孔の外周に交わる点の圧力を $p_{r'}$ とし, (14) 式により見掛けの流量係数を求める。これを用いれば流量に

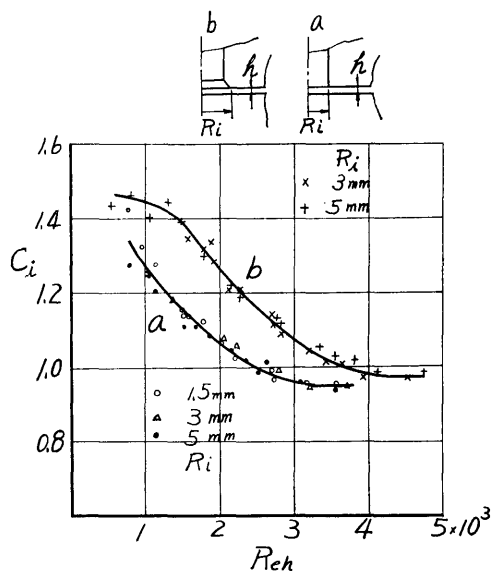


図 47 自成絞りの見掛けの流量係数

関しては理論的に解析できるし, 負荷容量については圧力分布が前述のように供給孔直後のわずかな区間でほとんど理論曲線近くまで回復しているので, 自成絞りのときには供給孔の径は小さくなるから, 1~2% 以内の誤差で求めることができるであろう。

このようにして p_s と $p_{r'}$ を用いて求めた見掛けの流量係数 C_i を次式の Re 数 Re_h を用いて整理したところ, 図 47 のように R_i の大小に関係なく, 入口条件が同じときには一本の曲線となった。

$$Re_h = Vh/\nu = G/2\pi R_i \mu g \quad (16)$$

ただし $V = R_i$ における平均流速 m/s

$G =$ 重量流量 kg/s

$p_{r'}/p_s$ が実際より大きくなるので C_i は 1 より大きい点もあらわれる。

図中の a の曲線は出口が直角のとき, b 曲線は 45° に角を取ったときで, b は a にくらべてかなり大きい値を示しており, 直角の場合かなり縮流を生じていると考えられる。

ジャーナル軸受では供給孔出口を加工することは困難であるから, 出口を直角にして曲線 a の値を使用すればよいであろう。

4. 結 論

以上の実験結果とその解析から, 1 列と 2 列の供給孔を持つ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、圧力分布と流量は第1報の電解槽による解析とよく一致した。
2. 負荷係数 K_{L0} を用いて整理すると、供給孔の数、大きさは使用条件内ではその影響を無視できる。
3. L/D および l/L の影響はかなり大きく、図14および15のようになった。
4. 自成絞りの場合も第1報で述べた理論値との比は固定絞りのときの K_{L0}/K_{L0h} とほぼ同じ値をとる。
5. 軸受剛性は図30~33と(5)(5')により求めることができる。
6. ポンプ入力最少の軸受条件は、非圧縮性のときは、 W/DL 一定のとき $L/D=0.75\sim 1$, $\bar{\eta}_0=0.3$, $l/L=0.35$ である。また、 D が一定のときには $L/D=2$, $\bar{\eta}_0=0.4$, $l/L=0.30$ である。
圧縮性を考えると W/DL 一定のときには W/DL

が大きいために $l/L=0.5$ が最良となる。

7. 固定絞りの流量係数は図41, 42で、自成絞りの流量係数は図46で求めることができる。
8. 以上の結果は非圧縮性流体を用いた、静圧軸受にも適用できる。

参考文献

- 1) 熊谷, 比気, 藤本, 船研報告, 3巻1号 p. 1~13 昭41.
- 2) 中山, 機械学会論文集, 26巻171号 p. 1485~1495 昭35.
- 3) 森, 宮松, 坂田, 機械学会論文集, 29巻205号 p. 1475~1481 昭38.
- 4) 森, 矢部, 機械学会論文集, 31巻230号 p. 1562~1569 昭40.
- 5) 萩原, 機械学会論文集, 28巻186号, p. 138~145 昭37.
- 6) S. B. Savage Trans ASME Series D Vol. 86 p. 594~596 1964.

第一報 正誤表

p. 11 (32)式 $H_p = L_p G_j / \eta_p$

(33)式 $H_p = \left(\frac{W_j}{DL}\right)^2 \cdot \frac{16c^3 n}{\mu \pi^2} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{\bar{\eta}_0}{4\eta_0^2} \cdot \frac{1}{\eta_p}$

(34)式 $H_p = \left(\frac{W_j}{DL}\right)^2 \cdot \frac{16c^3 n}{\mu \pi^2} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{\bar{\eta}_0}{4\eta_0^2} \cdot \frac{1}{\eta_p}$

(35)式 $H_p/W_j = \frac{W_j}{DL} \cdot \left(\frac{c}{D}\right)^3 \left(\frac{D}{L}\right)^2 D \frac{16}{\pi} \frac{1}{\mu \eta_p} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{\bar{\eta}_0}{4\eta_0^2}$

p. 12 (37)式 $H_{pc} \cdot G_{jo} / \eta_p$

(38)式 $H_{pc} = \left(\frac{W}{DL}\right)^2 \cdot \frac{16c^3}{\pi \mu} \cdot \frac{\delta}{\lambda^2} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{\bar{\eta}_0}{4\eta_0^2} \cdot \frac{D}{L} \cdot \frac{1}{\eta_p} \cdot \frac{\xi}{\beta^2} \cdot \frac{l_{pc}}{l_p}$

一印は誤っていた所,