可変絞り形静圧ジャーナル軸受に関する研究* (静的特性)

吉本成香^{*1}, 阿武芳朗^{*1}, 甘利浩一^{*2}

The Static Characteristics of a Hydrostatic Journal Bearing with a Self-Controlled Restrictor

Shigeka YOSHIMOTO, Yoshiro ANNO and Kouichi AMARI

In this paper, a new type of hydrostatic journal bearing is proposed to improve the stiffness by using a self-controlled restrictor. This restrictor makes it possible to easily obtain very high stiffness (nearly infinite stiffness) in a hydrostatic journal bearing by using the balance of pressure acting on a floating disk. Here, the static characteristics of the proposed journal bearing employing the self-controlled restrictor is theoretically and experimentally investigated. Consequently, it is found that the proposed bearing can have a very high stiffness over a wide range of the imposed load irrespective of the load direction.

Key Words: Machine Element, Hydrostatic Bearing, High Stiffness, Self-Controlled Restrictor

1. 緒 言

静圧軸受は、気体潤滑、液体潤滑を問わず超精密加工機、精密測定器および情報関連機器に幅広く応用されているが、これらの機器に使用される軸受にはしばしば高い運動性能とともに高い剛性が要求される。静圧軸受の高剛性化は、これら静圧軸受を応用した機器の性能向上に役立つとともに、コンパクトな設計が可能になるという点においても大きな利点がある。著者らの一部は、静圧軸受において高い剛性を達成するための一手法として、新しい可変絞り要素を用いた油静圧スラスト軸受の静特性を文献(1)において明らかにした。これまで可変絞り要素としては、ダイアフラムの弾性変形を用いた可変絞り要素が種々提案されているが^{(2)~(5)}、ダイアフラムを用いた可変絞り要素は、(1)無限大に近い極めて高い剛性を得るためのダイアフラムの条件設定が厳しい、(2)広い荷重範囲にわたって高い剛性を維持することが困難である、(3)給油圧力が変化すると高い剛性を得るための設計条件が変化してしまうなどの欠点があった。新しい可変絞りは、

上記のダイアフラム形可変絞りが持つ欠点を解決するために浮動物体に加わる流体力の釣合いを利用する構造となっている。文献(1)では本可変絞り要素を静圧スラスト軸受に応用し、(1)広い荷重範囲にわたって極めて高い剛性を維持できること、(2)無限大に近い極めて高い剛性を得るための軸受設計条件が給油圧力によってほとんど影響されないことなどを明らかにした。

本報では、上記の可変絞り要素を油静圧ジャーナル軸受に適用する場合の軸受構造を新たに提案し、軸受の静特性を理論的、実験的に示す。そして、提案した可変絞り形静圧ジャーナル軸受が高い剛性を実現する上で極めて有効であることを明らかにする。

2. 記 号

C_1 : 浮動円板外周すきま

C_r : 半径すきま

D : 軸受直径

d : 固定絞りの毛細管の管径

d_1, d_2 : 毛細管 1, 2 の管径

E : 各パッドの円周方向幅

E_1 : ポケットの円周方向幅 $= r_0 \theta_1$

* 原稿受付 平成2年3月29日。

^{*1} 正員、東京理科大学工学部 (〒162 東京都新宿区神楽坂1-3)。

^{*2} 学生員、東京理科大学大学院。

$$e: \text{軸心の偏心率} = \sqrt{e_x^2 + e_y^2}$$

e_x : x 方向の軸心の偏心率

e_y : y 方向の軸心の偏心率

h_1 : 流量調節すきま

h_2 : 軸受すきま

L : 軸受幅

L_1 : ポケットの軸方向幅

l : 固定絞りの毛細管の長さ

l_1, l_2 : 毛細管 1, 2 の長さ

m : 浮動円板の質量

n_1, n_2 : 毛細管 1, 2 の数

p_1 : 領域 1 内圧力

p_2 : 領域 2 内圧力

p_a : 周囲圧力

p_f : 固定絞りパッドのポケット内圧力

p_l : ポケット 1 内圧力

p_m : ポケット 2 内圧力

p_s : 給油圧力

r_0 : 軸受半径 $= D/2$

r_2 : 領域 2 の半径方向座標

r_b : 浮動円板の半径

r_c : 排油口の半径

r_d : 排油口の外周半径

W : 無次元負荷容量 $= w / \{LD(p_s - p_a)\}$

z_a, z_b : ポケット端の軸方向座標

$$\varepsilon: \text{偏心率} = e/C_r = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2}$$

ε_x : x 方向の偏心率 $= e_x/C_r$

ε_y : y 方向の偏心率 $= e_y/C_r$

θ_0 : 各パッドの円周方向角度

θ_1 : ポケットの円周方向角度

θ_2 : 排油溝の円周方向角度

θ_a, θ_b : ポケット端の円周方向座標

μ : 粘性係数

ϕ : 偏心率 $= \tan^{-1}(\varepsilon_x/\varepsilon_y)$

$$R_b = r_b/r_0$$

$$R_c = r_c/r_0$$

$$R_d = r_d/r_0$$

$$\gamma = d^4 / (lC^3)$$

$$\gamma_1 = (n_1 d_1^4) / (l_1 C^3)$$

$$\gamma_2 = (n_2 d_2^4) / (l_2 C^3)$$

3. 軸受構造および作動原理

図 1 に本論文で提案する可変絞り形静圧ジャーナル軸受の概略図を示す。

静圧ジャーナル軸受は基本的には静圧スラスト軸受パッドを円周上に配したものと考えられるが、本論文で提案する軸受は、図 1 に示すようにその内部に 4 個のパッドを配し、そのうち隣合う 2 個のパッドに可変絞り要素が内蔵されている(以下、可変絞りパッドと呼ぶ)。さらに可変絞りパッドに対向し 2 個の固定絞りを持つパッド(固定絞りパッド)が配置されている構造となっている。ここで、固定絞りパッドは、可変絞りパッドにあらかじめある程度の負荷を加えておき、軸に加わる荷重方向にかかわらず高い剛性を維持するためのものである。

可変絞り要素の詳細図を図 2 に示すが、この可変絞り要素の作動原理は次のとおりである。加圧流体は毛細管絞り 1 を通りポケット 1 に供給される。ポケット 1 に供給された流体は二方向に分かれ、一方は、浮動円板と固定軸受間のすきま h_1 (以下、流量調節すきまと呼ぶ)を通り軸受の外部に排出される。他方は、毛細管絞り 2 と浮動円板外周すきま C_1 を通りポケット 2 に供給された後、軸受すきま h_2 を通り軸受外部に排出される。以上のような構造とすることにより、次のような圧力調節機能を持つ軸受特性を得ることができる。軸荷重が増加した場合、軸荷重の増加によってポケット 2 内圧力が増加する。これにより浮動円板が下方に押し下げられ、流量調節すきま h_1 が減少し流量

図 1 提案する可変絞り形静圧ジャーナル軸受

図 2 浮動円板を用いた可変絞り要素

調節すきま h_1 からの排出流量が減少する。そして、ポケット 1 内圧力さらにポケット 2 内圧力が増加することになる。したがって、本軸受は、軸荷重の増加に応じ浮動円板を自動的に動かし、ポケット 2 内圧力を増加させ軸受すきま h_2 を一定に保つという原理となっている。また、軸荷重が減少した場合には前述と反対の過程をへて軸荷重の減少に応じた量だけポケット 2 内圧力を減少させ軸受すきま h_2 を一定に保つことができる。なお、流量調節すきまのとりうる最大値は浮動円板上方のストッパによって制限されており、ここでは $500\ \mu\text{m}$ となっている。

4. 理論解析

図 1 に示した静圧ジャーナル軸受の静特性を求めるにあたって次のような仮定を行う。(1)毛細管および軸受すきま内の流体の流れは、等温、層流、粘性流れとする。(2)ポケット 1, 2 内では圧力は均一であるとする。(3)軸は非回転とする。

これらの仮定のもとで、軸受すきま内(領域 1)のレイノルズ方程式は、次式のように与えられる。

$$\frac{1}{r_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h_2^3 \frac{\partial p_{1i}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h_2^3 \frac{\partial p_{1i}}{\partial z} \right) = 0$$

$$(j=1, \dots, 4) \quad \dots\dots\dots (1)$$

また、軸受すきま h_2 は、 x 方向および y 方向の偏心率をそれぞれ $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ とすると

$$h_2 = C_r \{1 + \varepsilon \cos(\theta + \phi)\}$$

$$= C_r (1 + \varepsilon_x \sin \theta + \varepsilon_y \cos \theta) \quad \dots\dots\dots (2)$$

と与えられる。

可変絞り要素の流量調節すきま内(領域 2)のレイノルズ方程式は

$$\frac{\partial}{\partial r_2} \left(r_2 \frac{\partial p_{2i}}{\partial \theta} \right) = 0, (i=1, 2) \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。

境界条件としては
(領域 1)

各パッドの周囲で $p_{1i} = p_a$ 、ポケット内圧力は均一として

$$p_{1i} = p_{mi}$$

である。

(領域 2)

$$p_{2i}|_{r=r_c} = p_a$$

$$p_{2i}|_{r=r_d} = p_{li}$$

ここで、 θ は円周方向、 z は軸方向の座標である。

次に、可変絞り要素における毛細管 1 よりポケット 1 内に流入する流量と、毛細管から流出する流量、流

量調節すきまから流出する流量、さらに浮動円板外周すきまからの流出流量の連続条件より

$$\frac{\pi d_1^4 n_1}{128 \mu l_1} (p_s - p_{li}) = \frac{\pi d_2^4 n_2}{128 \mu l_2} (p_{li} - p_{mi})$$

$$\frac{h_1^3 \cdot 2\pi r_c \cdot \frac{\partial p_{2i}}{\partial r_2} \Big|_{r_2=r_c}}{12\mu} + \frac{C_1^3 \cdot 2\pi r_b \cdot \frac{p_{li} - p_{mi}}{l_2}}{12\mu} \quad \dots\dots\dots (4)$$

また、毛細管 2 および浮動円板外周すきまからポケット 2 内に流入する流量とポケット 2 から軸受すきま h_2 を通り軸受外部へ流出する流量の連続条件より

$$\frac{\pi d_2^4 n_2}{128 \mu l_2} (p_{li} - p_{mi}) + \frac{C_1^3 \cdot 2\pi r_b \cdot \frac{p_{li} - p_{mi}}{l_2}}{12\mu}$$

$$= \frac{1}{12\mu} \cdot \frac{1}{r_0} \int_{z_a}^{z_b} \left(h_2^3 \frac{\partial p_{1i}}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_a} + h_2^3 \frac{\partial p_{1i}}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_b} \right) dz$$

$$+ \frac{r_0}{12\mu} \int_{\theta_a}^{\theta_b} h_2^3 \left(\frac{\partial p_{1i}}{\partial z} \Big|_{z=z_a} + \frac{\partial p_{1i}}{\partial z} \Big|_{z=z_b} \right) d\theta \quad \dots\dots\dots (5)$$

さらにポケット 1 内圧力 p_{li} およびポケット 2 内圧力 p_{mi} は、浮動円板に加わる力が釣り合い状態にあるという条件より次の式を満足しなければならない

$$\pm mg + \pi r_b^2 (p_{mi} - p_a) - \pi (r_b^2 - r_a^2) (p_{li} - p_a)$$

$$- 2\pi \int_{r_c}^{r_d} (p_{2i} - p_a) r_2 dr_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

浮動円板の重量を示す mg の符号は、浮動円板に加わる重力の方向によって決定される(本解析では、重力の方向が浮動円板に対し p_{mi} と同方向に働く場合を正とした)。

本論文では、軸受すきま内の圧力分布はレイノルズ方程式、境界条件を差分法を用いて離散値化し、数値計算によって求めた。また、可変絞り内の流量調節すきま内については、ポケット 1 内の圧力が決まれば解析的に圧力分布を決定できる。負荷容量は、数値的に得られた軸受内圧力分布を積分することによって得られる。

5. 提案した静圧ジャーナル軸受の設計法

本論文で提案した可変絞り形静圧ジャーナル軸受の設計を行う場合、円周上に配されたパッドを展開し図 3(a)に示すような長方形のスラスト軸受パッドに置き換えて考えるとわかりやすい。図 3(b)に可変絞りパッドおよびそれに対向する固定絞りパッドを長方形スラスト軸受パッドに置き換えた場合における軸受すきまと無次元負荷容量との関係の計算結果を示した。図中の実線で示された曲線が可変絞りパッドの特性を示し、破線は固定絞りパッドの特性を示している。可変絞りパッドの場合、図より明らかのように、約 0.6 以下の無次元負荷容量の領域において、負荷が変化しても軸受すきまがほとんど変化せず、極めて高い剛性

を示していることがわかる。この領域は、浮動円板が荷重の増減に応じて上下し、可変絞り機能が有効に働いている領域である。無次元負荷が0.6以上の領域では、流量調節すきまが零となり、浮動円板の運動は制限され可変絞りは機能せず、負荷の上昇とともに軸受すきまは小さくなる。一方負荷の極めて小さい領域では、円板の運動はストッパによって規制されるため、負荷の減少とともに軸受すきまは急激に大きくなる。

以上のような特性を持つ可変絞りパッドに固定絞りパッドを対向させると、可変絞りパッドは固定絞りパッドによって負荷を与えられることになる。その際負

荷の大きさは固定絞りパッド側の軸受すきま h_3 の値に依存する。このように固定絞りパッドによってあらかじめ負荷を与えておくと、図3(b)中に示すように $\pm W$ どちらの方向の軸荷重に対しても高い剛性を維持することができることになる。

次に静圧ジャーナル軸受を構成する際のジャーナル軸受の軸受すきま C_r の設定にあたっては、図3(b)で示した可変絞りパッドの特性曲線より、極めて高い剛性が得られている軸受すきま(図では $32\mu\text{m}$)の値を選べばよい。これにより軸心位置をほぼ軸受中心近傍に設定することができる。また図3(a)で示すような長方形の可変絞り軸受において、極めて高い剛性を示す軸受すきまの値は、浮動円板に働く流体力の釣り合い式より下記のような近似式で容易に求めることができる。仮定として浮動円板の質量および浮動円板外周のすきまは小さいとして無視している。

$$h_2^* = \frac{G(1-R)}{6K_B R} \quad (7)$$

$$K_B = \frac{1}{6} \left(\frac{1+\xi_E}{1-\xi_L} \frac{1}{\alpha} + \frac{1+\xi_L}{1-\xi_E} \alpha \right) \quad (8)$$

$$(\xi_E = E_1/E, \xi_L = L_1/L, \alpha = L/E)$$

$$R = 1 - \frac{T_1^2 - T_2^2}{2LN(T_1/T_2)} \quad (9)$$

$$(T_1 = r_d/r_b, T_2 = r_c/r_b)$$

$$G = \frac{3\pi d_2 n_2}{64 l_2} \quad (10)$$

上記の式を用いて得られた軸受すきまの値を図3(b)中に一点鎖線で示した。数値計算によって得られた極めて高い剛性が得られる軸受すきまの値とよく一致していることがわかる。また上記の式を見てわかるように高い剛性を示す軸受すきま h_2^* の値は、軸受形状のみによって決定され、給油圧力に全く影響されない。さらに h_2^* の値は浮動円板に設けられた毛細管径を変えることによって容易に変化させられることがわかる。

このようにして設計した可変絞り形静圧ジャーナル軸受の計算例を図4に示す。荷重方向は可変絞りパッド間の中央である。図には荷重方向の偏心率 ϵ_y と無次元負荷容量の関係を示した。荷重方向と垂直な方向の偏心率 ϵ_x については、ここで示す荷重方向に対して軸受形状が左右対称となっているため零となる。図より明らかなように、ある荷重範囲内において偏心率がほとんど変化しない領域があることがわかる。この領域は、可変絞りが有効に機能している領域であり、また上記の設計方法に従うことにより、ほぼ零近傍の偏心率で高い剛性が得られることがわかる。さらに固定絞りパッドによってあらかじめ負荷が加えられてい

(a) 長方形静圧スラスト軸受パッド

(b) 可変絞り形および固定絞り形長方形静圧スラスト軸受の静特性

図 3

ることにより、正方向、負方向どちらの方向の負荷に対しても高い剛性が維持できていることがわかる。図中には固定絞りパッドの毛細管径を変えた計算結果を示してあるが、毛細管径を変えると固定絞りパッドの予負荷量が変わるため、計算値は上下方向に移動する。設計にあたっては、固定絞りパッドの毛細管径を適当に設定することが必要である。

6. 実験方法および実験装置

本研究では、提案した軸受構造を持つ静圧ジャーナル軸受を製作し、その有用性を実際に確認することを試みた。図5に本研究で用いた実験装置の概略図を示す。供試軸受はハウジング内に圧入されており、ハウジングは静圧空気軸受によって非接触に支持されている。軸は平板上に垂直に立てられ固定されている。荷重はエアシリンダによって空気静圧パッドを介してハウジングに付加される。荷重の大きさはロードセルに

よって測定され、ハウジングの変位は非接触変位計により、荷重方向とそれに垂直な方向の二方向で同時に測定される。またポケット内圧力を測定するために軸内に圧力センサが埋め込まれている。表1に本実験で用いた軸受の主要寸法を示す。なお浮動円板の材質はアクリル、作動油としてはタービン油(動粘度, 40°Cで $3.2 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$)を用いた。

さて、従来の静圧ジャーナル軸受の形状は通常軸受中心に対して点対称となっているため負荷容量と偏心率との関係は、ある一方向のみについて調べれば、全方向に対してほぼ同様であると考えることができた。しかし本軸受の場合、図1に示されるようにパッドによって絞り形式が異なるため、軸受形状は軸受中心に対して点対称ではない。したがって本軸受の静特性を知るためにはいくつかの荷重方向に対する負荷容量と偏心率との関係を調べる必要がある。よって実験にあたっては図6に示すように三種類の荷重方向を選び実験を行った。それらの荷重方向はそれぞれ可変絞りパッド間の中央： y_1 軸方向、可変絞りパッド中央： y_2 軸方向、可変絞りパッドと固定絞りパッド間の中央： y_3 軸方向である。また、図6中に示すように一つの荷重方向軸に対しそれぞれ正方向荷重(+ W_i)と負方向荷重(- W_i)を加え実験を行った。

表 1 軸受各部の主要寸法

Bearing Dimensions			
D	60.0 mm	d_2	0.6 mm
L	59.0 mm	l	10.0 mm
L_1	42.0 mm	l_1	8.0 mm
θ_0	82.4°	l_2	4.0 mm
θ_1	57.9°	rb	8.9 mm
θ_2	3.8°	rc	1.0 mm
Cr	31.7 μm	rd	2.5 mm
C_1	30.0 μm	n_1	2
d	0.4 mm	n_2	2
d_1	0.6 mm	m	1.3 g

図 4 可変絞り形静圧ジャーナル軸受の静特性

図 5 実験装置の概略図

図 6 荷重負荷方向

7. 理論解析結果と実験結果との比較

図7～9に給油圧力を $p_s=6$ と一定とした場合における上記の三つの荷重方向に対する無次元負荷容量と x 方向, y 方向の偏心率 ε_x , ε_y との関係を示す。 ε_y が荷重方向の偏心率であり, ε_x がそれと垂直方向の偏心率を示す。

図7は可変絞りパッド間中央に荷重を加えた場合であるが, この場合荷重方向に対し軸受形状が左右対称であることから ε_x は理論上零となる。また実験においても ε_x は零に近い値が得られている。

図7 無次元負荷容量と偏心率 ε_x , ε_y (y_1 軸方向) 図8 無次元負荷容量と偏心率 ε_x , ε_y (y_2 軸方向) 図9 無次元負荷容量と偏心率 ε_x , ε_y (y_3 軸方向)

一方 ε_y については理論で無次元負荷容量が約 $-0.4 \sim 0.2$ 間の変化に対して偏心率の値はほとんど変化せず, 極めて高い剛性を実現していることがわかる。実験値と比較した場合両者はほぼよく一致しており, 実際に提案した軸受が極めて高い剛性を達成できることが確かめられたといえる。ただし, 実験結果のほうが, 高い剛性が得られる荷重範囲が多少狭くなっている。図8, 9には荷重方向が可変絞りパッド中央の場合, および可変絞りパッドと固定絞りパッド間の中央の場合についてそれぞれ実験結果と理論結果をとともに示した。これらの場合, 荷重方向軸に対して, 軸受形状が左右対称でないために偏心率 ε_x の値は零から多少ずれる。これらの図からわかるように, 理論結果では荷重方向が変化しても無次元負荷が ± 0.2 の領域では ε_x , ε_y はほぼ一定の値を示しており, 極めて高い剛性が得られている。また実験結果も理論結果とほぼよく一致しており, 実験的にも本軸受が荷重方向の変化にかかわらず高い剛性を持つ軸受であることが示された。なお, 極めて高い剛性を示す荷重範囲は, 可変絞りパッド間中央方向の場合がいちばん広く, その他の二方向についてはほぼ同様の値となっている。

図10には可変絞りパッドのポケット2内の無次元圧力 $P_m = (p_m - p_a) / (p_s - p_a)$ と無次元負荷容量との関係を示した。ポケット2内の圧力は図7～9において高い剛性を示す荷重範囲で荷重の増減に応じ直線的に変化しており, 可変絞り要素が有効に機能していることがわかる。なお, 図7～10中の理論曲線は給油圧力 p_s の値によらず常に一定であり, このことから本軸受

の特性は給油圧力によって高い剛性を得るための設計条件がほとんど影響されないということがわかる。

図7から図9には偏心率 ε_x , ε_y と無次元負荷容量との関係を示したが、この場合、提案した軸受が荷重方向にかかわらず高い剛性を示すことはわかるが、荷重方向が変化した場合における軸心位置が一定であるかどうかは判断しにくい。そこで図12, 13に偏心率 ε および偏心角 ϕ と無次元負荷容量の関係を図解解析結果と実験結果を比較して示した。偏心率 ε は $\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2}$ で与えられ、偏心角 ϕ は図11で示すように0から $\pm 180^\circ$ で与えられる。よって偏心率 ε が一定で偏心角 ϕ が一定であるならば軸心位置は一定ということになる。

図12, 13に示されるように図解解析結果では、高い剛性が得られる荷重範囲 $-0.2 \sim +0.2$ において三つの荷重方向いずれに対しても、偏心率 ε は $\varepsilon = 0.07$ で一

定、偏心角 ϕ は $\phi = -45^\circ$ で一定の値を示していることがわかる。このことは可変絞りが有効に圧力補償作用を働かせているかぎりは、どちらの方向からの荷重に対しても軸心位置は一定であり、極めて高い剛性が得られることを意味している。

実験結果と比較した場合、偏心率 ε は多少の相違は生じているもののほぼよく一致しているといえる。偏心角の場合実験結果との定量的な一致は必ずしもよいとは言えない。しかし偏心角 ϕ は実験では $\phi = \tan^{-1}(\varepsilon_x/\varepsilon_y)$ として求めており高い剛性が得られる範囲では ε_x , ε_y の値がともに極めて小さく誤差を生じやすい。実際偏心角が 20° 前後ずれたとしても軸心位

図10 無次元負荷容量とポケット2内圧力 P_m との関係

図11 座標系

図12 無次元負荷容量と偏心率 ε との関係

図13 無次元負荷容量と偏心角 ϕ との関係

置のずれは $1\mu\text{m}$ 以下と極めて小さな値となっている。

8. 結 言

本論文では静圧ジャーナル軸受において無限大に近い極めて高い剛性を達成するために浮動円板に加わる流体力の釣合いを利用した可変絞り要素の静圧ジャーナル軸受への適用を試みた。そしてそのための軸受構造を新たに提案し、その静的特性を理論的、実験的に明らかにした。

その結果、次のようなことが明らかとなった。

(1) 本論文で提案した可変絞り形静圧ジャーナル軸受は荷重方向にかかわらず比較的広い荷重範囲にわたって極めて高い剛性を得ることが可能である。また軸心の位置も可変絞りが有効に機能している範囲では荷重方向によらず一定であり、ほとんど変化しない。

(2) 本軸受では高い剛性を得るための設計条件が軸受形状のみによって決定され給油圧力にはほとんど影響されない。したがって設定給油圧力が変化した場合でも常に高い剛性を維持することが可能である。

(3) 本論文で示した計算結果は実験結果とほぼよく一致することから、本論文で示した計算手法に従い、提案した軸受の設計指針を得ることが可能である。

なお、本研究は昭和63年度、平成元年度文部省科学研究費(一般研究B)によって行われたことを付記し、関係各位に謝意を表する。

文 献

- (1) 吉本・阿武・川嶋, 機論, 55-512, C(1989), 1084-1090.
- (2) 森・池内・ほか2名, 潤滑, 16-7(1971), 501.
- (3) Tully, N., *Trans. ASME, Ser. F*, 99-1(1977), 106.
- (4) Holster, P. L. and Jacobs, J. A. H., *Tribol. Int.*, 20-5(1987), 276.
- (5) 小野・広瀬, 潤滑, 30-9(1935), 26.