研究論文

静圧軸受の混合潤滑特性に関する研究（第1報，理論）*

風間 俊治**，山口 惇**

Mixed Lubrication of Hydrostatic Thrust Bearings (1st Report, Theory)

Toshiharu KAZAMA and Atsushi YAMAGUCHI

Hydrostatic bearings are designed on the assumption of fluid film lubrication. However, during severe operating conditions, for instance, the bearing/seal parts of hydraulic equipment, they are usually operated in the mixed lubrication range. A mixed lubrication model of the parallel film thickness is applied to circular hydrostatic thrust bearings. The characteristics of friction, flow rate and power losses on the fluid and mixed lubrication ranges are calculated and the effects of surface roughness, eccentric loads (moment loads), supply pressure and speed of rotation are clarified numerically. By delivering the concept of the hydrostatic balance ratio, the performances of the hydrostatic bearings on the wide region from the fluid film to the mixed lubrication are expressed effectively. The conclusions are as follows: 1. a larger the roughness, larger the coefficient of friction and power losses; 2. the larger the supply pressure, the larger the coefficient of friction and power losses on the mixed lubrication range; 3. the larger the speed of rotation, the larger the coefficient of friction and power losses, and the effects of roughness become remarkable in the region of the high speed of rotation, and 4. the minimum power losses are given in that the balance ratio is close to unity.

1. はじめに

静圧軸受は流体潤滑を前提として設計される。しかし、油圧機器への適用に際して小形軽量化、作動領域の拡大、漏れ流量の低減などの目的から、混合潤滑域で用いられる場合を生じる。

このために、当然のことながら、静圧軸受に関する研究も流体潤滑に関するものが主であり、固体接触を生じる場合のしゅう動部の特性に関する研究や適切な設計指針は、ピストンポンプ・モータのスリッパ軸受を理論解析した研究¹⁾および平行流体膜の場合の混合潤滑領域から流体潤滑領域までを統一的に論じた研究²⁾のほかには見あたらない。

この後者の混合潤滑モデル²⁾はPatir & Chengのmean flow model³⁾とGreenwood & Williamsonの粗さ突起モデル⁴⁾との結合に、突起部の吸着膜および突起周りのEHL効果とキャビテーションを考慮した半理論式である。このモデルは、摩擦力のみならず流量

も予測することができる特徴を持っており、さらに実験値との一致も良く、モデルの妥当性が確認されている。

本研究は、混合潤滑から流体潤滑までの連続的な作動領域を踏まえた静圧軸受の流量・摩擦特性ならびに損失動力などの軸受諸特性を明らかにすることを目的とする。本報では、しゅう動部基準面が平行である場合に導いた混合潤滑モデル²⁾を円板形静圧スラスト軸受に適用して、表面粗さ、偏心荷重（モーメント荷重を生じる）、供給圧力、回転数などをパラメータとして、漏れ流量および摩擦トルクに基づく損失動力および摩擦係数などを求めて、流体潤滑領域から混合潤滑領域までのしゅう動部特性を数値的に明らかにする。

2. 記号

a : ポケット半径比 $= R_1/R_2$

A_r : 真実接触面積

A_0 : 見掛けの接触面積

c_0 : 絞りの流量係数

d_e^* : 分離距離 $= d_e/\sigma^*$

E' : 等価縦弾性係数 $2/E' = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$

f : 摩擦係数

*平成4年3月11日 原稿受付

**横浜国立大学工学部

(所在地 〒240 横浜市保土ヶ谷区常磐台156

横浜国立大学工学部生産工学科)

$\bar{h}$: 流体膜厚さ $= h/H$
 h_s : h/σ
 $h_{0s} = h_0/\sigma$
 h_T : 局所流体膜厚さ
 h_T^* : 平均流体膜厚さ
 H : 代表流体膜厚さ
 H_a : 軟質材の表面硬さ
 $\bar{L}$: 損失動力 $= L/[6\mu\omega^2 R_2^3 (R_2/H)^2]$
 L_0 : 漏れ流量損失動力
 L_T : 摩擦トルク損失動力
 M : モーメント荷重, モーメント負荷容量
 N : しゅう動部の回転数
 p : 圧力
 p_e : 周囲圧力
 p_r : ポケット圧力
 p_s : 供給圧力
 Q_{in} : 絞り流量
 Q_s : しゅう動部流量
 r : 座標 $= r/R_2$
 r_0 : 絞り半径
 R : しゅう動部の平均半径 $= (R_1 + R_2)/2$
 R_1 : ポケット半径
 R_2 : しゅう動部半径
 $S_0 = 6\mu\omega (R_2/H)^2 / p_s$
 T : 摩擦トルク
 w_p^* : 塑性指数 $= \beta' (2H_a/E') / \sigma^*$
 W : 荷重, 負荷容量
 x, y : 座標
 $\bar{x}_w$: 荷重の偏心量 $= x_w/R_2$
 $\bar{\alpha}$: しゅう動部の傾斜角 $= \alpha R_2/H$
 β' : 突起先端の等価半径 $1/\beta' = 1/\beta_1 + 1/\beta_2$
 γ : 粘度-圧力係数
 δ_1, δ_2 : 表面粗さ
 ξ : 静圧バランス比
 $= W / [\pi p_s R_2^2 (1 - a^2) / 2 \log a]$
 η : 突起密度
 θ : 座標
 μ : 大気圧下の流体粘度
 ξ : 突起の固体接触割合
 ρ : 大気圧下の流体密度
 σ : 等価表面粗さ $= (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$
 σ_1, σ_2 : 表面粗さの標準偏差
 σ^* : 突起山頂高さの標準偏差 $= 0.7\sigma$
 τ : セン断応力, 時間 $= \omega t$
 ϕ : クエットセン断係数
 ϕ_s : セン断流れ係数

φ : しゅう動部の最大傾斜方位角

ω : しゅう動部の角速度

添字

a : 突起, 粗さ

e : 弾性変形

f : 流体

p : 塑性変形

x, y : それぞれ x 軸, y 軸

1, 2: それぞれ静止面, 運動面

3. 基礎方程式

Fig. 1 に示すような円板形静圧スラスト軸受を対象とする。同図において添字 1, 2 はそれぞれ静止面および運動面を示す。また, Fig. 2 に混合潤滑モデルを示す。なお, 本論文において以下の仮定を設ける。

- i) 表面粗さ δ_1, δ_2 はそれぞれ標準偏差 σ_1, σ_2 の正規分布であり, $\delta = \delta_1 + \delta_2$, $\sigma^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2$ 。
- ii) 粗さに方向性はない。
- iii) 粗さ突起は, 少なくとも頂き近くで同一半径 β

Fig. 1 Schematic diagrams and coordinates

Fig. 2 Mixed lubrication model

の球状である。

iv) 基準面は剛体である。

v) 流体は非圧縮性で，粘度一定である。

3.1 突起に基づく負荷容量

前報²⁾の平行平面間の取扱において，突起に起因する負荷容量として算入した接触している突起周辺の動圧効果（EHL補正）ならびに非接触の突起に対するキャピテーション効果は，静圧軸受を対象としているため，本報では無視する。特に前者については，mean flow model³⁾に算入されているとして扱う。以上により突起に基づく負荷容量としては，接触部で生じる分だけとなる。すなわち，微小面積 ΔA_0 に対して

$$\left. \begin{aligned} \Delta W_a &= \Delta W_{ae} + \Delta W_{ap} \\ \Delta W_{ae} &= (2/3) E' (\eta \beta' \sigma^*) (\sigma^* / \beta')^{1/2} \\ &\quad \times [F_{3/2}(d_e^*) - F_{3/2}(d_e^* + w_p^*)] \Delta A_0 \\ \Delta W_{ap} &= \pi H_a (\eta \beta' \sigma^*) F_1(d_e^* + w_p^*) \Delta A_0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここに， ΔW_{ae} ：弾性変形した突起の負荷容量， ΔW_{ap} ：塑性変形した突起の負荷容量である。

3.2 流体圧力に基づく負荷容量

Figs. 1, 2 から，局所流体膜厚 h_T は

$$\begin{aligned} h_T &= h + \delta \\ &= h_0 + \alpha r \cos(\theta - \varphi) + \delta \end{aligned} \quad (2)$$

粗さ δ の確率密度関数 $\phi(s)$ は $\delta/\sigma = s$ として

$$\phi(s) = \exp(-s^2/2) / (2\pi)^{1/2} \quad (3)$$

となるから，平均流体膜厚さ（期待値） h_T^* は

$$\begin{aligned} h_T^* &= h + \sigma \int_{h_s}^{\infty} (s - h_s) \phi(s) ds \\ &= h + \sigma F_1(h_s) \end{aligned} \quad (4)$$

ここに $h_s = h/\sigma$ であり

$$F_n(h_s) = \int_{h_s}^{\infty} (s - h_s)^n \phi(s) ds \quad (5)$$

さて，流体圧力の算出にはmean flow model³⁾を採用する。円筒座表系 $(\bar{r}, \theta, z)$ に対して，定常Reynolds方程式は

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\phi \bar{h}^3 \bar{r} \frac{\partial p^*}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\phi \bar{h}^3 \frac{\partial p^*}{\partial \theta} \right)$$

$$= 6\mu\omega \left(\frac{R_2}{H} \right)^2 \left(\frac{\partial \bar{h}_T^*}{\partial \theta} - \frac{\sigma}{H} \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} + 2 \frac{\partial \bar{h}_T^*}{\partial \tau} \right) \quad (6)$$

修正係数 ϕ ， ϕ_s については，論文3)を参照されたい。摂動法を用いることを前提に多項式近似する。すなわち

$$\left. \begin{aligned} \phi &= A_0 + A_1 h_s + A_2 h_s^2 + A_3 h_s^3 + A_4 h_s^4 \\ \phi_s &= \frac{\sigma_1^2 - \sigma_2^2}{\sigma^2} (B_0 + B_1 h_s + B_2 h_s^2 + B_3 h_s^3 \\ &\quad + B_4 h_s^4) \\ h_T^* &= h + \sigma (C_0 + C_1 h_s + C_2 h_s^2 + C_3 h_s^3 \\ &\quad + C_4 h_s^4) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

と h_s の4次式として与える。係数 A_n ， B_n ， C_n ($n=0, 1, \dots, 4$)をTable 1に示す。以上から式(2)を用いて，式(6)の $\phi \bar{h}^3$ ， ϕ_s ， $\bar{h}_T^*$ を級数表示できる。

$$\left. \begin{aligned} \phi \bar{h}^3 &= a_0 + a_1 \bar{\alpha} \bar{r} \cos(\varphi - \theta) + \dots \\ &\quad + a_7 \bar{\alpha}^7 \bar{r}^7 \cos^7(\varphi - \theta) \\ \phi_s &= b_0 + b_1 \bar{\alpha} \bar{r} \cos(\varphi - \theta) + \dots \\ &\quad + b_4 \bar{\alpha}^4 \bar{r}^4 \cos^4(\varphi - \theta) \\ \bar{h}_T^* &= c_0 + c_1 \bar{\alpha} \bar{r} \cos(\varphi - \theta) + \dots \\ &\quad + c_4 \bar{\alpha}^4 \bar{r}^4 \cos^4(\varphi - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (7')$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= A_0 \bar{h}_0^3 + A_1 (H/\sigma) \bar{h}_0^4 + A_2 (H/\sigma)^2 \bar{h}_0^5 \\ &\quad + A_3 (H/\sigma)^3 \bar{h}_0^6 + A_4 (H/\sigma)^4 \bar{h}_0^7 \\ b_0 &= (\sigma_1^2 - \sigma_2^2) / \sigma^2 \times [B_0 \\ &\quad + B_1 (H/\sigma) \bar{h}_0 + B_2 (H/\sigma)^2 \bar{h}_0^2 \\ &\quad + B_3 (H/\sigma)^3 \bar{h}_0^3 + B_4 (H/\sigma)^4 \bar{h}_0^4] \\ c_0 &= \bar{h}_0 + (\sigma/H) C_0 + C_1 \bar{h}_0 + C_2 (h/\sigma) \bar{h}_0^2 \\ &\quad + C_3 (H/\sigma)^2 \bar{h}_0^3 + C_4 (H/\sigma)^3 \bar{h}_0^4 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

圧力 p^* は

$$p^* = p_0^* + \bar{\alpha} p_1^* + \bar{\alpha}^2 p_2^* + \dots \quad (9)$$

で与えられる。式(9)を式(6)に代入し， $\bar{\alpha}_n$ ($n=0, 1, \dots$)の係数を等置して解を求めると， p_0^* に対して

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \frac{\partial p_0^*}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 p_0^*}{\partial \theta^2} = \frac{12\mu\omega}{a_0} \left(\frac{R^2}{H} \right)^2 \frac{\partial c_0}{\partial \tau} \quad (10)$$

式(10)の境界条件は

Table 1 Coefficients of A_n , B_n , C_n ($n=0, 1, \dots, 4$) in Eq. (7)

	n					Remarks
	0	1	2	3	4	
A	1.095×10^{-1}	4.743×10^{-1}	-1.110×10^{-1}	1.287×10^{-2}	-5.938×10^{-4}	$h_s < 7$
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	$h_s \geq 7$
B	4.128×10^{-1}	6.127×10^{-1}	-3.198×10^{-1}	5.382×10^{-2}	-3.042×10^{-3}	$h_s < 7$
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	$h_s \geq 7$
C	4.097×10^{-1}	-5.404×10^{-1}	2.710×10^{-1}	-6.063×10^{-2}	5.067×10^{-3}	$h_s < 3$
	6.948×10^{-4}	-9.926×10^{-5}	0.0	0.0	0.0	$3 \leq h_s < 7$
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	$h_s \geq 7$

$$\left. \begin{aligned} p_0^*(r, 0, \tau) &= p_0^*(r, 2\pi, \tau) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} [p_0^*(r, 0, \tau)] &= \frac{\partial}{\partial \theta} [p_0^*(r, 2\pi, \tau)] \\ p_0^*(1, \theta, \tau) &= p_e \\ p_0^*(a, 0, \tau) &= p_r(\tau) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

結局、式(10)の解は

$$p_0^* = \frac{\log r}{\log a} p_r + \left(1 - \frac{\log r}{\log a}\right) p_e + \frac{3\mu\omega}{a_0} \left(\frac{R_2}{H}\right)^2 \left[\frac{(1-a^2)\log r}{\log a} + r^2 - 1 \right] \frac{\partial c_0}{\partial \tau} \quad (12)$$

同様に、 p_1^* に対して

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p_1^*}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p_1^*}{\partial \theta^2} \\ &= A r \cos(\varphi - \theta) + B r \sin(\varphi - \theta) \\ &+ C r^{-1} \cos(\varphi - \theta) \end{aligned} \quad (13)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} A &= 6\mu\omega \left(\frac{R_2}{H}\right)^2 \left(\frac{2}{a_0} \frac{\partial c_1}{\partial \tau} + \frac{2c_1}{a_0} \frac{\partial \bar{a}}{\partial \tau} - 3 \frac{a_1}{a_0^2} \frac{\partial c_0}{\partial \tau} \right) \\ B &= 6\mu\omega \left(\frac{R_2}{H}\right)^2 \left(\frac{c_1}{a_0} - \frac{\sigma}{H} \frac{b_1}{a_0} - 2 \frac{c_1}{a_0} \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} \right) \\ C &= -\frac{a_1}{a_0} \frac{p_r - p_e}{\log a} - 3\mu\omega \left(\frac{R_2}{H}\right)^2 \frac{a_1}{a_0^2} \frac{1-a^2}{\log a} \frac{\partial c_0}{\partial \tau} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式(13)の境界条件は

$$\left. \begin{aligned} p_1^*(r, 0, \tau) &= p_1^*(r, 2\pi, \tau) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} [p_1^*(r, 0, \tau)] &= \frac{\partial}{\partial \theta} [p_1^*(r, 2\pi, \tau)] \\ p_1^*(1, \theta, \tau) &= 0 \\ p_1^*(a, 0, \tau) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式(13)の解は

$$\begin{aligned} p_1^* &= \frac{A}{8} \left[r^3 - (1+a^2)r + \frac{a^2}{r} \right] \cos(\varphi - \theta) \\ &+ \frac{B}{8} \left[r^3 - (1+a^2)r + \frac{a^2}{r} \right] \sin(\varphi - \theta) \\ &+ \frac{C}{2} \left(r \log r - \frac{a^2 \log a}{a^2 - 1} r + \frac{a^2 \log a}{a^2 - 1} \frac{1}{r} \right) \\ &\times \cos(\varphi - \theta) \end{aligned} \quad (16)$$

いま $\bar{a}$ は小さいから、 $p^* = p_0^* + \bar{a} p_1^*$ とおける。式(12)と式(16)の和で与えられる流体圧力は、キャビテーションが生じない範囲で成立つ。なお、ここで問題としているのは巨視的なキャビテーションであって、それが生じた場合には負圧領域を零とおくことによって近似的に成立つ。

以上により、流体圧力に基づく負荷容量およびモーメント負荷容量は

$$W_f = R_2^2 \int_0^{2\pi} \int_a^1 p^* r \left(1 - \frac{\Delta A_r}{\Delta A_0}\right) d\theta dr + \pi R_2^2 (a^2 p_r - p_e) \quad (17)$$

$$M_{fx} = R_2^3 \int_0^{2\pi} \int_a^1 p^* r^2 \sin \theta \left(1 - \frac{\Delta A_r}{\Delta A_0}\right) dr d\theta \quad (18)$$

$$M_{fy} = -R_2^3 \int_0^{2\pi} \int_a^1 p^* r^2 \cos \theta \left(1 - \frac{\Delta A_r}{\Delta A_0}\right) dr d\theta \quad (19)$$

本報では突起変形の小さい範囲を解析対象としているため、真実接触面積の割合 $\Delta A_r/\Delta A_0$ は1に比べて十分に小さい(1×10^{-2} 以下である)。よって、上式の $(1 - \Delta A_r/\Delta A_0)$ は以降の扱いにおいて1とおく。

3.3 突起に基づく摩擦トルク

無潤滑の場合、微小面積 ΔA_0 当りの突起部に生じる摩擦力 ΔF_a は

$$\Delta F_a = \tau_e \Delta A_e + \tau_p \Delta A_p \quad (20)$$

ここに、 τ_e :弾性変形部のせん断応力、 τ_p :塑性変形部のせん断応力である。クーロンの摩擦則に基づき、 $\Delta F_a/\Delta W_a$ は τ_p/H_a に等しく、ゆえに τ_e/τ_p が定義できる。潤滑状態に対し、固体接触割合を表すパラメータ ξ を導入して

$$\Delta F_a = \xi \tau_p [(\tau_e/\tau_p) \Delta A_e + \Delta A_p] + (1 - \xi) \tau_{ad} \Delta A_r \quad (20')$$

ここに、 ΔA_r :真実接触面積 $=\Delta A_e + \Delta A_p$ 。したがって、突起に基づく摩擦トルク T_a は

$$T_a = \int \int_{A_0} R_2 r \Delta F_a \quad (21)$$

パラメータ ξ は

$$\xi = \phi' \exp \left[\frac{(h_{ad}/a_r)^m}{\Delta A_r/\Delta A_0} \right] \quad (22)$$

ここに、 $\phi' = (\text{境界潤滑のもとでの動摩擦係数})/(\text{乾燥摩擦のもとでの動摩擦係数}) = 0.27$ (鋼の場合)、 $a_r = \text{突起接触部の平均半径} = [\beta' \sigma^* F_1(d_e^*)/F_0(d_e^*)]^{1/2}$ 、 $h_{ad} = \text{点接触のEHL膜厚さ}$ ⁴⁾(ここに、荷重パラメータ $W' = 1/(E'\beta'^2) \cdot \Delta W_a/[\eta F_0(d_e^*) \Delta A_0]$ 、 $\Delta A_r/\Delta A_0 = \text{乾燥摩擦のもとでの接触面積比} = \pi(\eta\beta'\sigma^*) F_1(d_e^*)$ 。本報における指数 m は、一定荷重ならびに一定速度のもとでの実験データから決定した m の幾何平均として次式で与える。

$$m = 0.67 + 1.4\sigma \quad (\sigma: \mu\text{m}) \quad (23)$$

3.4 流体に基づく摩擦トルク

Mean flow model¹⁾に従うと、流体摩擦トルクと突起側面に作用する局所圧力に基づくトルク T_a の和で与えられる静止面および運動面に作用する摩擦トルク、

T_n , T_s は、それぞれ

$$\left. \begin{aligned} T_{f1} &= \frac{\mu\omega R_2^4}{H} \int_0^{2\pi} \int_{\frac{1}{a}}^{\frac{1}{h}} \frac{r^3}{a} \\ &\quad \times [\phi + (-1 + 2\frac{\sigma_1^2}{\sigma^2}) \phi_s] d\bar{r} d\theta \\ T_{f2} &= -\frac{\mu\omega R_2^4}{H} \int_0^{2\pi} \int_{\frac{1}{a}}^{\frac{1}{h}} \frac{r^3}{a} \\ &\quad \times [\phi + (1 - 2\frac{\sigma_2^2}{\sigma^2}) \phi_s] d\bar{r} d\theta \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

3.5 ポケット圧力と流量

オリフィス絞りを例に採ると，絞りを流れる流量 Q_{in} は

$$Q_{in} = \pi c_0 r_0^2 [2(p_s - p_r)/\rho]^{1/2} \quad (25)$$

しゅう動部流量 Q_s は

$$\begin{aligned} Q_s &= -a_0 \left[\frac{p_r - p_e}{\log a} \right. \\ &\quad \left. + \frac{3\mu\omega}{a_0} \left(\frac{R_2}{H} \right)^2 \frac{\partial c_0}{\partial \tau} \left(\frac{1-a^2}{\log a} + 2a^2 \right) \right] \\ &\quad - \bar{\alpha}^2 a_1 \left[\frac{A_2 a^2 (a^2 - 1)}{8} + \frac{C}{4} a^2 \left(1 - \frac{2 \log a}{a^2 - 1} \right) \right] \end{aligned} \quad (26)$$

非圧縮性流体に対して，連続の関係から

$$Q_{in} = Q_s + \pi \omega a^2 H R_2^2 \frac{\partial \bar{h}_{r0}}{\partial \tau} \quad (27)$$

式(25)，(26)を式(27)に代入すると，ポケット圧力 p_r が求まる。

3.6 損失動力および摩擦係数

損失動力 L は漏れ流量に基づく損失動力 L_Q と摩擦ト

ルクに基づく損失動力 L_T の和で与えられる。すなわち，定常状態のもとで

$$\begin{aligned} L &= L_Q + L_T \\ &= p_s Q_s + \omega (T_a - T_r) \end{aligned} \quad (28)$$

本報では摩擦係数 f は

$$f = \frac{T_a + T_r}{-R \cdot W} \quad (29)$$

で定義する。ここに， R ：しゅう動部の平均半径
 $= (R_1 + R_2)/2$ 。

4. 数値計算

定常状態を扱うと，荷重と負荷容量およびモーメントに関する釣合式として

$$\left. \begin{aligned} W_a + W_r + W &= 0 \\ M_{ax} + M_{fx} + M_x &= 0 \\ M_{ay} + M_{fy} + M_y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

油圧機器のしゅう動部において，荷重は主に静圧により支持される。そこで，次式で定義される最大静圧負荷容量に対する荷重の比（以下，静圧バランス比） ξ を導入する。

$$\xi = \frac{W}{\pi p_s R_2^2 (1 - a^2) / (2 \log a)} \quad (31)$$

この定義によれば， $\xi < 1$ はポケット圧力比 $p_r/p_s < 1$ を意味する。 $\xi > 1$ の場合， $p_r/p_s \sim 1$ となり，静圧効果で支えられない残りの荷重は固体接触により支持されることになる。

Fig. 3に計算手順を示す。ある ξ に対して流体膜パラメータ h_{0s} ， $\bar{\alpha}$ ， φ を設定する。ポケット圧力 p_r ，流体圧

Fig. 3 Schema of calculation

Table 2 Examples of numerical parameters

a	$=$	0.708	
c_0	$=$	0.60	
E'	$=$	200	GPa
H_a	$=$	1.75	GPa
N	$=$	50.0	s ⁻¹
p_e	$=$	0.0	MPa
p_s	$=$	10.0	MPa
r_0	$=$	0.50	mm
R_2	$=$	12.0	mm
$\bar{x}_w$	$=$	0.0	
β'	$=$	0.05	mm
γ	$=$	22.8	GPa ⁻¹
$\eta \beta' \sigma'$	$=$	0.05	
μ	$=$	27.4	mPa·s
ρ	$=$	860	kg/m ³
σ_1	$=$	0.5	μ m
σ_2	$=$	0.5	μ m
τ_{ad}	$=$	15	MPa

力 p 、流体および突起による負荷容量 W_f 、 W_o およびモーメント負荷容量 M_f 、 M_o を計算する。流量 Q および接触面積 A_r なども同時に求めることになる。パラメータ h_o 、 $\bar{\alpha}$ 、 φ を式(30)により修正して、反復計算により解を得る。解が収束したのちに摩擦トルク T 、摩擦係数 f および損失動力 L_o 、 L_r 、 L などを求める。本論文では $\bar{r}$ 、 θ 方向の格子点数はそれぞれ40、80とし、収束判定条件 ε は後述の $x_w = 0$ に対して $\varepsilon = 10^{-7}$ 、 $x_w \neq 0$ に対して $\varepsilon = 10^{-4}$ とした。なお、偏心荷重は x 軸上に作用するものとするので、 x 、 y 軸周りのモーメント荷重 M_x 、 M_y はそれぞれ、 $M_x = 0$ 、 $M_y = -x_w W$ で与える。な

Fig. 4 Effects of ζ on h_s , A_r/A_o , $\bar{L}_o$, $\bar{L}_r$ and p_r/p_s

Fig. 5 Effects of σ on f

お、Table 2に数値例パラメータを示す。特にただし書きのない限り、これらの数値を用いる。

5. 結果と考察

Fig. 4は静圧バランス比 ζ が流体膜厚 h_s 、見掛けの接触面積に対する真実接触面積の比 A_r/A_o 、漏れ流量および摩擦トルクによる損失動力 $\bar{L}_o$ 、 $\bar{L}_r$ 、ならびにポケット圧力比 p_r/p_s に及ぼす影響を示す。 h_s は ζ の増加とともに減少する。 $\zeta \sim 1$ において、突起が荷重を支持し始めることから、 h_s は顕著に変化する。静圧軸受の観点から、 $\zeta = 1$ が流体潤滑と混合潤滑の境界であることが認められる。 $\zeta < 1$ でも流量は小さく、絞りに基づく軸受剛性が小さいために h_s は大きく変化する。混合潤滑領域において、 A_r/A_o は ζ とともにほぼ一定に増加する。流体潤滑領域において、 p_r/p_s は ζ とともに増加して、混合潤滑領域においてほぼ1となる。 $\bar{L}$ は $\zeta < 1$ および $\zeta > 1$ において、それぞれ $\bar{L}_o$ 、 $\bar{L}_r$ に強く依存する。

Fig. 5は表面粗さ σ が摩擦係数 f に及ぼす影響を示す。この場合、 σ が大きくなるほど f が大きくなる。しかし、 $\zeta < 1$ において σ は f に影響を及ぼさない。

Fig. 6は σ が損失動力 L に及ぼす影響を示す。ここでは静止面の表面粗さ σ_2 は一定($=0.5 \mu\text{m}$)とした。また、代表流体膜厚 $H = \sigma$ としているので、無次元損失動力 $\bar{L}$ では、そのまま比較できないために、 $S_0 \bar{L}$ (無次元量)を用いた(ここに、 $S_0 = 6\mu\omega(R_2/H)^2/p_s$ であり、軸受理論のSommerfeld数に相当するパラメータである)。 $\zeta = 1.1$ に対する $\bar{L}$ が最も小さく、順に $\zeta = 0.9$ 、 $\zeta = 2.0$ となる。 $\zeta = 1$ に対する解は一種の特異点の解であるために図示しなかった。 $\zeta = 1.1$ に対して、

Fig. 6 Effects of σ on $S_0 \bar{L}$

Fig. 7 Effects of $\bar{x}_w$ Fig. 8 Effects of p_s on f Fig. 9 Effects of p_s on $\bar{L}$

それぞれ $\sigma_1/\sigma_2 \sim 0.6$ あるいは ~ 2 で損失動力は最小値あるいは最大値を採る。さらに、静止面と運動面の粗さの違い、すなわち σ_2/σ_1 （ここに σ_1 は一定）を確かめたが、その影響は表れなかった。この理由は、本モデルが基本的に両面の粗さを等価粗さとして取扱っているからである。

Fig. 7は荷重の偏量 $\bar{x}_w$ の影響を示す。 $\zeta=0.9$ において $\bar{x}_w$ の増加とともに中心膜厚 h_{0s} および最小膜厚 h_{mins} は減少し、 f および h_{0s} と h_{mins} の差は増大する。それとは対照的に $\zeta=1.1$ および $\zeta=2.0$ においてはほとんど変化しない。また $\zeta > 1$ と $\zeta < 1$ の結果より、 $\bar{x}_w$ が f および $\bar{L}$ に及ぼす影響は、混合潤滑状態においては非常

Fig. 10 Effects of N on f and $S_0^2 \bar{L}$

に小さいが、流体潤滑状態においては大きくなる。

Fig. 8およびFig. 9は、それぞれ供給圧力 p_s が f および $\bar{L}$ に及ぼす影響を示す。Fig. 8から、 f は p_s が大きい方が $\zeta < 1$ では小さく、 $\zeta > 1$ では大きい。Fig. 9から、 p_s が大きくなるほど $\bar{L}$ は大きくなる。すなわち、

f , L ともに p_s の影響を大きく受けることが判る。さらに、いずれの p_s に対しても L は $\xi = 1$ 近傍で大変小さくなる。これは L が流体潤滑域で支配的な L_q と混合潤滑域で支配的な L_r の和で与えられるためである。

Fig. 10は回転数 N が f および L に及ぼす影響を示す。 N は $\mu N/p_s$ として無次元化した。また L もFig. 6の場合と同様な理由で、 $S_0^2 L$ として整理した。 $\xi = 0.9$ に対して $\log f$ は $\log N$ に比例する (Petroffの式)。 $\xi > 1$ では f はほぼ一定である。 $S_0^2 L$ は $\xi = 0.9$ ではほぼ一定値、 $\xi > 1$ ではほぼ指数関係が成立つ。しかし、 N の大きなところで、突起による影響が表れている。

6. 結 び

平行平面軸受に対し成立つ半理論式を、円板形静圧スラスト軸受に適用して、混合潤滑領域および流体潤滑領域における摩擦・流量特性および損失動力を数値的に求め、表面粗さ、偏心荷重 (モーメント荷重を生じる)、供給圧力、回転数の影響などを明らかにした。静圧バランス比の概念を導入することにより、流体潤滑から混合潤滑までの幅広い領域における静圧軸受の特性を示すことができた。

本報の結論は

1. 表面粗さが大きくなるほど摩擦係数および損失動力は増大する。

2. 供給圧力が高くなるほど混合潤滑領域における摩擦係数および損失動力は増大する。
3. 回転数が大きくなるほど摩擦係数および損失動力は増大し、回転数が大きなところで突起の影響が顕著に表れる。
4. 最小損失動力は静圧バランス比が1の近傍で与えられる。

参 考 文 献

- 1) 井星・山口：斜板式ピストンポンプモータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第4報, 表面あらさの影響) 機論B, 51—472 (1985), 4306/4312.
- 2) Yamaguchi, A. and Matsuoka, H.: A Mixed Lubrication Model Applicable to Bearing/Seal Parts of Hydraulic Equipment, *Trans. ASME, J. Trib.*, 114 (1992), 116/121.
- 3) Patir, N. and Cheng, H.S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, *Trans. ASME, J. Lub. Tech.*, 101 (1979), 220/230.
- 4) Greenwood, J.A. and Williamson, J.B.P., Contact of Normally Flat Surfaces, *Proc. Roy. Soc. Lon., Ser. A*, 295 (1966), 300/319.