

306 摩耗変形ジャーナル軸受の混合潤滑特性

Mixed Lubrication Characteristics of Worn Hydrodynamic Journal Bearings

○正 風間俊治 (室工大) 正 藤原 満 (室工大)

Toshiharu KAZAMA, Muroran Institute of Technology, 27-1, Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido
Mitsuru FUJIWARA, Muroran Institute of Technology

The mixed and fluid film lubrication characteristics of hydrodynamic journal bearings with surface wear dents are examined numerically. The mixed lubrication model is applied to the analysis, which is combined with the asperity-contact mechanism proposed by Greenwood and Williamson and the average flow model by Patir and Cheng, considering the effects of adsorbed film. The impacts of the depth of the dents and the operating conditions on the loci of the journal center, the asperity-contact and hydrodynamic fluid pressures, friction and the flow rate are discussed. The conclusions are as follows: i) In the mixed lubrication regime the dent of the bearing influences noticeably the contact and fluid pressures; ii) For smaller dents the pressure in contact and the friction coefficient decrease; for larger dents the pressure and the coefficient increase, and iii) As the dent becomes deeper, the flow rate increases.

Keywords : Tribology, Journal Bearing, Mixed Lubrication, Wear Dent, Surface Roughness

1. はじめに

ジャーナルすべり軸受^{1,2)}は、ガス・蒸気タービンからポンプ、工作機械の主軸受など、各種産業機械の幅広い分野で用いられている。流体潤滑域での作動を保証して保守・点検を適切に行えば、半永久的な寿命が期待できることから、一般的に、長期間にわたり使用される。

しかしながら、起動・停止時や低速運転時などにおいては、しゅう動面の一部で表面粗さ突起の接触を生じる混合潤滑域での作動が余儀なくされる。軸受ブッシュしゅう動面には、ホワイトメタルや銅・アルミニウム合金などの軟質材が用いられることが多い。したがって、混合潤滑域での運転の時間や頻度が増すと、摩耗によるしゅう動面の変形が生じ³⁾、すきま形状は設計寸法から変化する。これが軸受諸特性に及ぼす影響が指摘されている。

上述の視点から、この摩耗形状をモデリングして、動特性^{4,5)}や熱流体潤滑特性⁹⁾などに焦点を当てた理論解析や実験¹⁰⁾が行われてきた。しかしながら、粗さ突起の干渉や接触までを含めた作動条件下¹¹⁾における解析結果は、ほとんど発表されていないようである。

そこで、本研究では、しゅう動面の一部が摩耗変形したジャーナルすべり軸受の数理モデルを対象として、混合潤滑状態から流体潤滑状態にわたる連続した作動条件において理論計算を行い、この種の摩耗痕が軸受静特性に及ぼす影響を論じる。

2. 主な記号

C	: 半径すきま
\bar{F}	: 摩擦力= $F/[6\mu\omega(R^2/C)^2]$
f	: 摩擦係数
\bar{h}	: すきま= h/C
hs	= h/σ

L	: 軸受幅
L_g	: 給油溝幅
\bar{p}_a	: 固体接触圧力= $p_a/[6\mu\omega(R/C)^2]$
\bar{p}_f	: 流体圧力= $p_f/[6\mu\omega(R/C)^2]$
p_m	: 軸受平均圧力= $W/(2LR)$
\bar{Q}_s	: 側面漏れ流量= $Q_s/(\omega CLR)$
R	: 軸受半径
So	: Sommerfeld 数= $\mu N(R/C)^2/p_m$
\bar{W}	: 軸受荷重= $W/[6\mu\omega(R^2/C)^2]$
$\bar{\delta}$: 摩耗痕深さ= δ/C
ε	: 離心率= e/C
$\xi; \eta$: 直交座標系
$\theta; \bar{y}$: 座標系= $x/R; y/L$
θ_g	: 給油溝幅角度
μ	: 粘度
σ	: 表面粗さ
ϕ	: 離心角
ω	: 軸角速度
添え字	
0	: 基準値

3. 理論

ブッシュの一部に摩耗痕が生じた真円ジャーナル軸受を考える。模式図ならびに座標系を図1に示す。本報では、軸受しゅう動面における粗さ突起の干渉と接触を考慮する。ただし、軸受の作動状態は定常、軸受幅方向のすきまは一樣、すきまの流れは層流、潤滑液の物性値は一定などの仮定を置く。

定式化に際しては、粗さ突起の接触に基づく負荷容量に対して Greenwood & Williamson の突起接触メカニズム¹²⁾を、粗さを考慮した流れ場に対して Patir & Cheng の

average flow model¹³⁻¹⁴⁾をベースに、吸着膜の効果などを含めて構築された混合潤滑モデル¹⁵⁻¹⁶⁾を用いる。一連の基礎式を附録に記す。

本研究では、これらの基礎式を離散化し、繰り返し計算により収束解を得る。代表的なパラメータの数値例は次の通りである。半径すきま比 $C/R=0.001$ 、等価弾性係数 $E'=83.6$ GPa、軟質材の硬さ $Ha=250$ MPa、軸受幅比 $L/(2R)=0.5$ 、給油溝幅比 $L_g/L=0.8$ 、給油圧力 $p_g=0.1$ MPa、軸受半径 $R=50$ mm、荷重 $W=10$ kN、粗さ突起山頂の平均等価曲率半径 $\beta'=0.05$ mm、粗さパラメータ¹³⁾ $\gamma=1$ 、 $\eta\beta'\sigma^*=0.05$ 、粘度 $\mu=27.2$ mPa.s、給油溝角度 $\theta_g=\pi/9$ rad、密度 $\rho=850$ kg/m³、等価表面粗さ $\sigma=1$ μ m、両表面粗さ比 $\sigma_1/\sigma_2=1$ 、吸着膜のせん断強さ $\tau_{ad}=15$ MPa、塑性接触部のせん断強さ $\tau_p=70$ MPa。

4. 結果と考察

図2に、基準（最大）摩耗痕深さ $\bar{\delta}_0$ をパラメータとしたときの、軸中心の軌跡を示す。 $\bar{\delta}_0=0$ （摩耗を生じていない）場合、その軌跡はほぼ半円弧状となる。 $\bar{\delta}_0$ が大きくなるほど、軸心は鉛直下 ($\phi=0$ rad) 方向へと直線的に移動する。なお、 $\bar{\delta}_0>0$ で離心率 $\epsilon>1$ となる理由は、鉛直下方向のすきまが、半径すきま C よりも広がるためである。

図3、4は、それぞれ、 $So=10^0$ （流体潤滑）および $So=10^{-3}$ （混合潤滑）での固体接触圧力 \bar{p}_a および流体圧力 \bar{p}_f の分布を示す。図3の流体潤滑状態においては、摩耗痕深さ $\bar{\delta}_0$ が大きくなると、 \bar{p}_f の明瞭なピークはひとつからふたつとなる。これは、軸の離心に加え、摩耗痕の存在により、しゅう動面に新たなきび膜を形成するためである。図4の混合潤滑状態においては、 $\theta=\pi$ rad およびその直前で、 \bar{p}_a および \bar{p}_f はひとつのピークを示す。 $\bar{\delta}_0=0$ の場合、 \bar{p}_a と \bar{p}_f のピークは鋭く、 $\bar{\delta}_0$ が若干増加すると、その分布は緩やかとなる。さらに $\bar{\delta}_0$ が増加すると、 \bar{p}_a 、 \bar{p}_f の両者ともに分布は集中してくる。

摩耗痕深さ $\bar{\delta}_0$ が、固体接触圧力および流体圧力の最大値 $\bar{p}_a \max$ 、 $\bar{p}_f \max$ に及ぼす影響を、Sommerfeld 数 So に対して、図5に示す。この数値条件下では、 $So \sim 10^{-2}$ の近傍で固体接触が生じる。よって、ここが流体潤滑と混合潤滑の遷移点となる。また、 $\bar{\delta}_0>0$ での $\bar{p}_a \max$ は、 $\bar{\delta}_0=0$ での値に比して小さく、 $\bar{p}_f \max$ となる So は、 $\bar{\delta}_0$ に依存する。

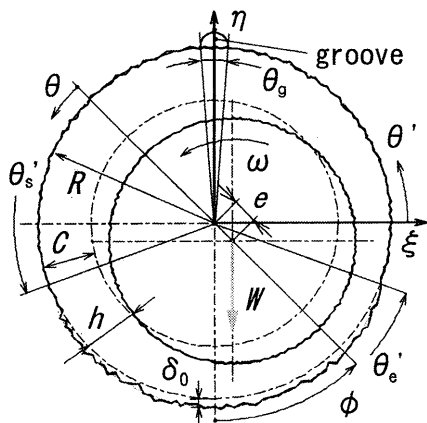


Fig. 1 Schematic and coordinates of worn journal bearings

図6には、同一条件下における摩擦係数 fR/C ならびに軸受側面の漏れ流量 \bar{Q}_s を示す。混合潤滑域における $\bar{\delta}_0>0$ での fR/C ならびに fR/C が最小となる So は、 $\bar{\delta}_0=0$ での値に比して小さい。ただし、 $\bar{\delta}_0 \neq 0$ では、 $\bar{\delta}_0$ の増加に伴い fR/C は大きくなる。一方で、 \bar{Q}_s は、 $\bar{\delta}_0$ が増加するにしたがって、ほぼ単調に増加する。

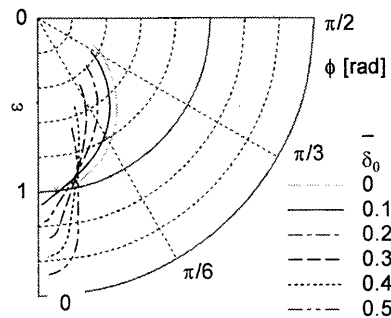


Fig. 2 Loci of journal center in terms of depth $\bar{\delta}_0$ of wear dents

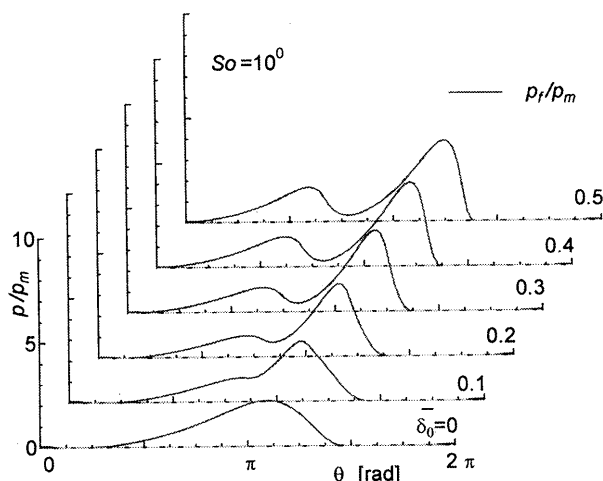


Fig. 3 Distributions of fluid pressure \bar{p}_f in fluid film lubrication for depth $\bar{\delta}_0$ of wear dents

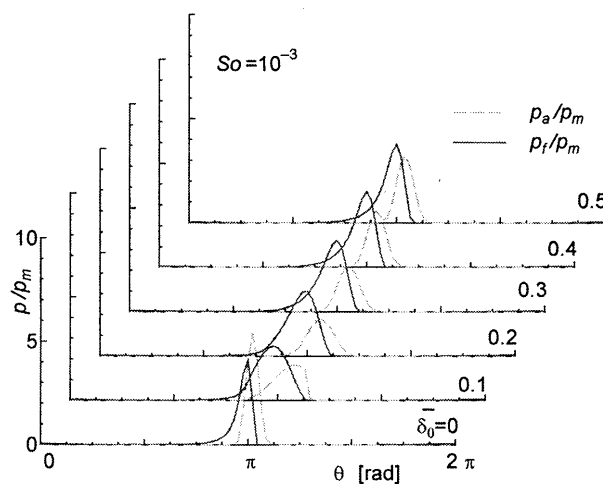


Fig. 4 Distributions of asperity-contact and fluid pressures, \bar{p}_a and \bar{p}_f , in mixed lubrication for depth $\bar{\delta}_0$ of wear dents

さらに、最小すきま位置 θ'_{min} と摩耗痕範囲 $\theta'_s \sim \theta'_e$ との関係を図7に示す。 θ'_{min} は、 S_o が大きい条件では摩耗痕の外側にあり、 S_o が小さくなると、 $\theta'_{min} = \theta'_e$ を経て、摩耗痕の内側($\theta'_s \leq \theta'_{min} \leq \theta'_e$)に移動する。ただし、摩耗痕が深い場

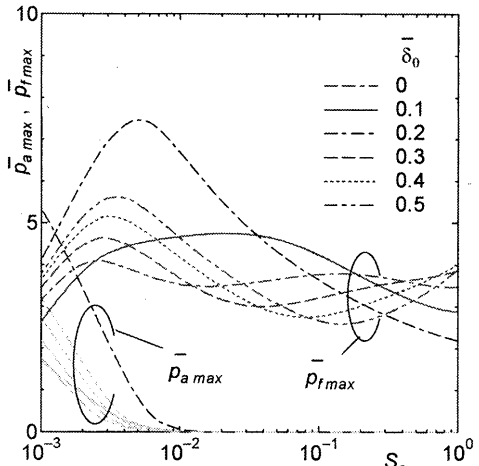


Fig. 5 Effect of depth $\bar{\delta}_0$ of wear dents on maximum asperity and fluid pressures, $\bar{p}_{a\max}$ and $\bar{p}_{f\max}$

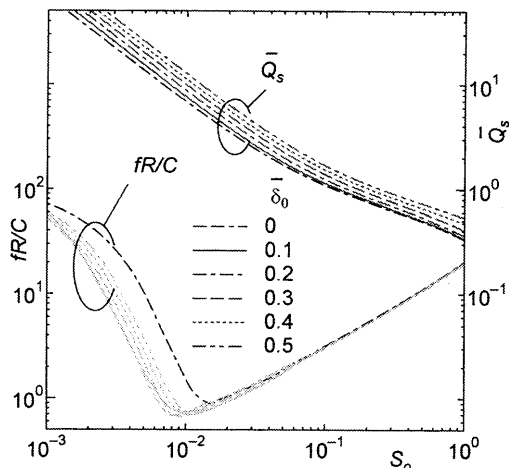


Fig. 6 Effect of depth $\bar{\delta}_0$ of wear dents on friction coefficient $f/R/C$ and side-leakage flow rate \bar{Q}_s

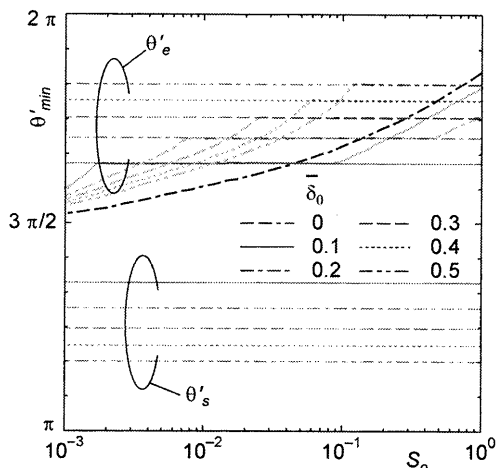


Fig. 7 Effect of depth $\bar{\delta}_0$ of wear dents on location θ'_{min} at minimum clearance

合、 θ'_{min} は摩耗痕の内側あるいは θ'_e 側端となる。

図8は、表面粗さ σ/C の影響を示す。摩耗痕が存在する場合、混合潤滑域へ遷移する S_o が小さく、その傾向は、 σ/C が小さい方が顕著である。一方、摩耗痕の有無に因らず、 σ/C の大小が側面漏れ流量 \bar{Q}_s に及ぼす影響は、ほとんど見られない。

5. むすび

ブッシュゅう動面の一部が摩耗変形した真円ジャーナル軸受のトライボロジー特性を、混合潤滑から流体潤滑にわたる作動領域において、数値解析によって検討した。摩耗痕深さや作動条件が、軸心の軌跡、突起接触圧力・流体圧力、摩擦係数、漏れ流量などに与える影響を調べた。

主な結論として、

- i) しゅう動面の摩耗痕は、特に混合潤滑域において、接触および流体圧力分布に顕著な影響を及ぼすこと。
- ii) 接触圧力や摩擦係数は、摩耗痕が小さいと減少するが、摩耗痕が大きいと増加すること。
- iii) 摩耗痕が大きくなると、漏れ流量は増加することなどを示した。

参考文献

- 1) 日本機械学会：すべり軸受の静特性および動特性資料集，(1984)，日本工業出版。
- 2) 日本トライボロジー学会：トライボロジーハンドブック，(2001)，養賢堂。
- 3) Dufrane, K. F., Kannel, J. W. and McCloskey, T. H.: Wear of Steam Turbine Journal Bearings at Low Operating Speeds, *J. Lubrication Technology, Trans. ASME*, 105 (1983), 313/317.
- 4) Hashimoto, H., Wada, S. and Nojima, K.: Performance Characteristics of Worn Journal Bearings in Both Laminar and Turbulent Regime, Part 1: Steady-State Characteristics, *ASLE Trans.*, 29 (1986), 565/571.
- 5) Hashimoto, H., Wada, S. and Nojima, K.: Performance Characteristics of Worn Journal Bearings in both Laminar and Turbulent Regime, Part 2: Dynamic Characteristics, *ASLE Trans.*, 29 (1986), 572/577.

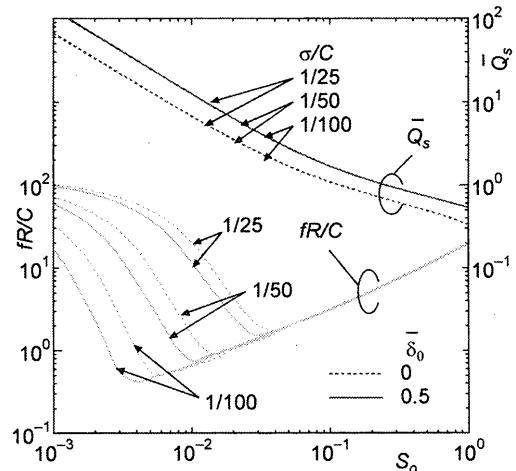


Fig. 8 Effect of surface roughness σ/C on friction coefficient $f/R/C$ and side-leakage flow rate \bar{Q}_s

- 6) Kumar, A. and Mishra, S. S.: Stability of a Rigid Rotor in Turbulent Hydrodynamic Worn Journal Bearings, *Wear*, 193 (1996), 25/30.
- 7) Kumar, A. and Mishra, S. S.: Steady-State Analysis of Non-Circular Worn Journal Bearings in Non-Laminar Lubrication Regimes, *Tribology International*, 29 (1996), 493/498.
- 8) 田中・鈴木：軸受面に摩耗痕を有する二円弧軸受の安定性（第1報，理論解析），日本機械学会論文集 C, 68-669 (2002), 1441/1446.
- 9) Fillon, M. and Bouyer, J.: Thermohydrodynamic Analysis of a Worm Plain Journal Bearing, *Tribology International*, 37 (2004), 129/136.
- 10) 鈴木・田中：軸受面に摩耗痕を有する二円弧軸受の安定性（第2報，実験による理論の検証と非線形振動解析），日本機械学会論文集 C, 68-669 (2002), 1447/1452.
- 11) 風間・藤原：混合潤滑域を含む多円弧ジャーナル軸受の数値解析，設計工学, 39-1 (2004), 40/45.
- 12) Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces, *Proc. Roy. Soc. London, Ser. A*, 295 (1966), 300/319.
- 13) Patir, N. and Cheng, H. S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, *J. Lubrication Technology, Trans. ASME*, 100 (1978), 12/17.
- 14) Patir, N. and Cheng, H. S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, *J. Lubrication Technology, Trans. ASME*, 101 (1979), 220/230.
- 15) Yamaguchi, A. and Matsuoka, H.: A Mixed Lubrication Model Applicable to Bearing/Seal Parts of Hydraulic Equipment, *J. Tribology, Trans. ASME*, 114 (1992), 116/121.
- 16) Kazama, T. and Yamaguchi, A.: Application of A Mixed Lubrication Model for Hydrostatic Thrust Bearings of Hydraulic Equipment, *J. Tribology, Trans. ASME*, 115 (1993), 686/691.

附 録

PC モデル¹³⁻¹⁴⁾に基づくと，粗さを考慮した Reynolds 方程式は

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\phi_\theta \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial y} \right) = \frac{\partial \bar{h}_r}{\partial \theta} + \frac{\sigma}{C} \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \quad (A1)$$

ここに， ϕ_θ, ϕ_y は，それぞれ θ, y 軸方向の pressure flow factors, ϕ_s は shear flow factor である。なお，圧力境界条件は，軸受幅端で大気圧とする。軸受側面から流出する流量 \bar{Q}_s ならびに流体摩擦力 \bar{F}_f は

$$\bar{Q}_s = \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \right)^2 \int_0^\pi \phi_y \bar{h}^3 \left(\frac{\partial \bar{p}_f}{\partial y} \Big|_{\bar{y}=-1/2} - \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial y} \Big|_{\bar{y}=1/2} \right) d\theta \quad (A2)$$

$$\bar{F}_f = \frac{CL}{6R^2} \int_0^{2\pi} \int_0^1 \frac{1}{\bar{h}} \left\{ \begin{array}{l} \phi_f + \left(1 - 2 \frac{\sigma_1^2}{\sigma^2} \right) \phi_{fs} \\ - 3\phi_{fp} \bar{h} \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial \theta} \end{array} \right\} d\bar{y} d\theta \quad (A3)$$

ここに， ϕ_{fs} は shear stress factor, ϕ_{fp} は pressure stress factor である。

一方，GWモデル¹²⁾に基づき，突起接触に基づく負荷容量は，微小面積における平均圧力 $\bar{p}_a (= \bar{p}_{ae} + \bar{p}_{ap})$ として

$$\left. \begin{array}{l} \bar{p}_{ae} = (2/3) \bar{E}' (\eta \beta' \sigma^*) (\sigma^* / \beta')^{1/2} \\ \quad \times [F_{3/2}(d_e^*) - F_{3/2}(d_e^* + w_p^*)] \\ \bar{p}_{ap} = \pi \bar{H}_a (\eta \beta' \sigma^*) F_1(d_e^* + w_p^*) \end{array} \right\} \quad (A4)$$

として求める。ここに， d_e^* ：分離距離， $\bar{E}' = E' / [6\mu\omega(R/C)^2]$ ， $\bar{H}_a = Ha / [6\mu\omega(R/C)^2]$ ， $w_p^* = (\beta' / \sigma^*) (2\bar{H}_a / \bar{E}')^2$ 。なお，添え字 e, p は，それぞれ，突起の弾性および塑性変形を表す。さらに，関数 F_n は

$$F_n(hs) = \int_{hs}^\infty (s - hs)^n \psi(s) ds \quad (A5)$$

であり， $\psi(s)$ ：標準確率密度関数 $= (2\pi)^{-1/2} \exp(-s^2/2)$ である。

粗さをもつ二面の接触は，等価的に粗面と滑面の接触として取扱う。粗面の基準面は，突起平均面（GWモデル）あるいは表面平均面（PCモデル）のどちらか一方であり，これらの平均面の関係は， $d_e^* = hs$ ($hs \geq 1.8$); $= 1.5hs - 0.9$ ($hs < 1.8$) で与えられる。

力の釣合い式は，鉛直方向軸受荷重 $\bar{W} = W / [6\mu\omega(R^2/C)^2]$ に対して

$$\left. \begin{array}{l} \int_0^\pi \int_0^1 (\bar{p}_a + \bar{p}_f) \cos \theta d\bar{y} d\theta = 0 \\ \int_0^\pi \int_0^1 (\bar{p}_a + \bar{p}_f) \sin \theta d\bar{y} d\theta + \frac{R}{L} \bar{W} = 0 \end{array} \right\} \quad (A6)$$

固体接触部の摩擦力 \bar{F}_a は，吸着膜の破断割合を表すパラメータ¹⁵⁾ $\xi = \phi' \exp[(h_{ad}/a_r)^m / (\Delta \bar{A}_r / \Delta \bar{A}_0)]$ を導入して

$$\bar{F}_a = \frac{L}{R} \int_0^\pi \int_0^1 \xi \bar{\tau}_p \left(\frac{\bar{\tau}_e}{\bar{\tau}_p} d\bar{A}_e + d\bar{A}_p \right) + (1 - \xi) \bar{\tau}_{ad} d\bar{A}_r \quad (A7)$$

ここに， \bar{A}_0 ：見掛けの接触面積 $= A_0 / (LR)$ ， a_r ：突起接触部の平均半径 $= [\beta' \sigma^* F_1(d_e^*) / F_0(d_e^*)]^{1/2}$ ， $d\bar{A} = d\bar{y} d\theta$ ， h_{ad} ：点接触 EHL 膜厚さ， m ：パラメータ¹⁵⁾， W ：荷重パラメータ $= 1 / (E\beta^2) \Delta W_a / [\eta F_0(d_e^*) \Delta A_0]$ ， $\Delta \bar{A}_r$ ：真実接触面積 $= \Delta \bar{A}_e + \Delta \bar{A}_p$ ， $\Delta \bar{A}_r / \Delta \bar{A}_0$ ：乾燥摩擦下での真実接触面積比 $= \pi (\eta \beta' \sigma^*) F_1(d_e^*)$ ， $\bar{\tau}$ ：せん断応力 $= \tau / [6\mu\omega(R/C)^2]$ 。なお，摩擦係数 f は $f = (\bar{F}_a + \bar{F}_f) / \bar{W}$ で求める。

摩耗を生じた軸受すきま \bar{h} は次式で与える。ただし， $\bar{\delta}$ は摩耗痕であり，一様摩耗モデル³⁾の場合， $\theta'_s \leq \theta' \leq \theta'_e$ (θ'_s / θ'_e ：摩耗痕開始/終了角度) で $\bar{\delta} = \bar{\delta}_0 - 1 - \cos(\theta' - \pi/2)$ とする。

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon \sin(\theta' - \phi) + \bar{\delta} \quad (A8)$$