弾性流体潤滑下の油膜に及ぼすスピン運動の影響*

吉田孝文^{*1}, 東崎康嘉^{*1}
林慎之^{*1}, 松本將^{*1}Studies on the Effect of Spin Motion on Oil Film Thickness
in Elastohydrodynamic Point ContactsTakafumi YOSHIDA, Yasuyoshi TOZAKI^{*2},
Noriyuki HAYASHI and Susumu MATSUMOTO^{*2} Mitsubishi Heavy Industries, LTD., Nagasaki R & D Center,
5-717-1 Fukahori-machi, Nagasaki-shi, Nagasaki, 851-0392 Japan

Spin on the contact surfaces between two elements occurs in such diverse machine elements as angular contact ball bearings or continuously variable transmissions adapting traction drives. We experimentally and analytically studied the effect of spin on lubricating oil film thickness on angular contact ball and disk. Oil film thickness was measured under different spin angular velocities for constant rolling velocity and different contact loads using optical interference method. We clarified the effect of spin on minimum and central thickness of oil film and film shape and analyzed thermo-elastohydrodynamic lubrication (TEHL) considering spin under experimental conditions. Analytical and experimental results agreed well.

Key Words: Spin Motion, Oil Film Thickness, Ball Bearing, Machine Element, Optical Interference Method, Point Contacts

1. 緒言

近年, 航空機, 自動車産業界ではアルミ製部品が多用されている。アルミ系素材では鉄系素材に比べると高速で加工しても工具の摩耗がほとんど進行しないため, 工作機械主軸の回転数が高いほど高能率に加工できる。このため, 近年工作機械主軸の高速化が著しい。通常, 工作機械の高速主軸の支持にはアンギュラ玉軸受が使用される。この軸受は玉と軌道輪間に接触角を有するために, 玉と軌道輪の接触部では玉はスピン運動を行うことが知られている⁽¹⁾。したがって, 高速主軸の成立性の一つの指標である軸受の潤滑状態を定量的に評価するためには, 接触部の潤滑油膜に及ぼすスピン運動の影響を明らかにすることが必要である。

ところで, 接触部の油膜に及ぼすスピン運動の影響に関しては, D.DOWSON⁽²⁾, G.DALMAZ⁽³⁾, J.F.ARCHARD⁽⁴⁾あるいはTANIGUCHI⁽⁵⁾の解析的研究と, G.DALMAZ⁽⁶⁾, 兼田⁽⁷⁾の実験的研究が行われているのみである。この中で, G.DALMAZ⁽⁶⁾の実験では接触部への潤滑油の流入速度に対するスピン速度の比が約1%の範囲の実験であり, また兼田⁽⁷⁾の実験では100%のスピン運動の条件である。

そこで, 本研究では, 接触部への油の流入速度に対するスピン速度の比が従来検証されたことがない6%までの範囲で実験を行い, 接触部の油膜に及ぼすスピン運動の影響を実験的に明らかにするとともに, スピン運動に伴う発熱を考慮した熱弾性流体潤滑手法を用いた検討を行い考察を加えた。

2. 実験

2.1 実験方法 図1に光干渉縞油膜観察装置の概略を示す。ガラス円板あるいはサファイア円板①はACサーボモータ②によって回転させ, 回転円板と油膜を介して接触する鋼球③はスピンドルモータ④により回転させた。鋼球に与える接触荷重はA点を支点とする, てこの原理を利用して錘⑤で与えた。円板と鋼球の接触部に供給する潤滑油⑥はヒーター⑦によって所定の温度に設定した後に給油ホース⑧を用いて給油した。本試験装置では, 回転鋼球の中心を回転中心としてスピンドルモータを傾けることができる構造になっている。よって, 図2に示すように, 鋼球に与えるスピン角速度 ω_s はスピンドルモータを傾けることによって与えることができる。この傾き角 θ は水平線から最大60 degまで傾けることができ, 図3に示す接触部への油の流入速度 u_1 に対する最大スピン速度 v_{smax} の比 v_{smax}/u_1 を最大6%まで変えられる。

2.2 計測項目 本実験での計測項目は, 円板回転数, 鋼球回転数, 給油温度および油膜厚さ(光干渉縞)の4項目である。円板の回転数は図1のACサーボモータ

* 原稿受付 2002年2月6日。

*¹ 正員, 三菱重工業(株)長崎研究所(〒851-0392 長崎市深堀町5-717-1)。

E-mail: tozaki@ngsrdc.mhi.co.jp

タの軸に取り付けた歯車と回転検出器⑨を用いて測定した。鋼球の回転数はスピンドルモータの軸に加工した溝と回転検出器⑩を用いて計測した。給油温度は鋼球と円板の接触部入口近傍においてシース熱電対により計測し

Fig.1 Schematic view of experimental apparatus

Fig.2 Spin angular velocity of steel ball

Fig.3 Entraining velocity of lubricant and maximum spin velocity

た。また、キセノン光源とフィルタを用いて赤と緑にピークを有する光で得られる光干渉縞は、CCDカメラ⑪を備えた金属顕微鏡⑫を用いて観察し、ビデオカメラに記録した。そして油膜厚さはビデオカメラに取り込んだ干渉縞と、実験前に較正した干渉縞の色順と油膜厚さの関係から決定した。

2. 3 実験条件 表1に実験条件を示す。表中の最大面圧はHertzの最大面圧であり、ガラス円板は0.7～1.3 GPaの範囲の実験に、サファイア円板は1.3～2.3 GPaの範囲の実験に使用した。実験に用いた球は玉軸受の半径4 mmの鋼球であり、その表面仕上げは0.01 μ m Raであった。接触部への油の流入速度は2.1 m/s一定とし、スピンドルモーターを傾けることにより v_{smax}/u_1 を0～6%まで変化させた。また、実験に使用した潤滑油はパラフィン系の鉱油であり、その性状を表2に示す。

Table 1 Experimental conditions

Disk	Glass disk (ϕ 100 mm $\times$ t 8.5 mm) Sapphire disk (ϕ 100 mm $\times$ t 8.0 mm)
Dead weight	9.8 ~ 49 N (1 ~ 5 kgf) (Maximum Hertzian pressure Glass disk : 0.7 ~ 1.3 GPa Sapphire disk : 1.3 ~ 2.3 GPa)
Ball	Steel ball (r = 4 mm)
Entraining velocity of lubricant	2.1 m/s
Maximum spin velocity Entraining velocity of lubricant	0 ~ 6 %
Lubricant temperature	30 °C

Table 2 Properties of lubricant

ISO VG 100 (Paraffinic mineral oil)		
Lubricant temperature, °C	Kinematic viscosity, mm ² /s	Pressure-viscosity coefficient, GPa ⁻¹
10	750	33.9
20	340	30.5
40	100	25.3
60	39	21.2
80	19	18.2
100	11	15.8
Density, kg/m ³	Thermal conductivity, W/m K	Specific heat, J/kg K
885	0.125	1960

3. 実験結果および考察

3.1 最小油膜厚さに及ぼすスピン運動の影響

図4に $v_{S\max}/u_1$ と最小油膜厚さの関係を示す。図の(a)はガラス円板で最大面圧が0.7 GPaの場合、(b)はガラス円板で1.3 GPa、(c)はサファイア円板で1.3 GPa、そして(d)はサファイア円板で1.9 GPaの場合である。高面圧時

Fig.4 Effect of spin velocity on minimum oil film thickness

の実験にガラス円板を用いると破損する可能性があったため、高面圧時の実験にはサファイア円板を用いた。ここで、連続的に変化している油膜厚さを光干渉縞の色の変化によって測定しており、干渉縞自体がある有限の幅を持っているため、実測油膜厚さはその有限の幅分で生じる誤差も含めて表示した。

本実験結果では油膜厚さの変化が光干渉縞1本分の変化であったが、図の実験結果よりいずれの面圧の場合でも $v_{S\max}/u_1$ が増加すると最小油膜厚さは薄くなることがわかる。また、図の(c)、(d)より最小油膜厚さは $v_{S\max}/u_1$ が約2~3%の間で薄くなっており、その減少の割合は約20~30%である。

3.2 油膜形状に及ぼすスピン運動の影響 図5に油の流入方向と直角方向の断面における油膜形状を示す。図はガラス円板で最大面圧が0.7 GPaの場合であり、(a)は $v_{S\max}/u_1$ が0%すなわちスピン運動が無い場合、(b)は $v_{S\max}/u_1$ が3.5%すなわちスピン運動がある場合である。

図の(a)より、油膜形状はスピン運動が無い場合にはHertzの接触円の中心に関して左右対称になっていること

Fig.5 Effect of spin velocity on oil film thickness

がわかる。しかし、(b)のスピン運動がある場合には油膜形状が左右で非対称になっており、最小油膜厚さは油の流入速度方向に対してスピン速度方向が反対になる側（図の(b)の左側）で薄くなっている。これは、図の(b)の左側では速度が $(u_1 - v_s)$ の関係になり、右側では $(u_1 + v_s)$ となり、左右で速度分布を生じるためであると考えられる。また、図の(a)と(b)を比べると、スピン運動がある場合の油膜厚さはスピン運動が無い場合に比べ全体的に薄くなっていることもわかる。中央油膜厚さの減少の割合は約10%である。これは、スピン運動に起因する発熱により潤滑油の粘度が低下したことが原因であると考えられ

る。

3. 3 油膜厚さ分布に及ぼすスピン運動の影響

図6にスピン運動が無い場合とスピン運動がある場合の油膜分布を示す。図はガラス円板で最大面圧が0.7 GPaの場合であり、(a)は $v_{s\max}/u_1$ が0%すなわちスピン運動が無い場合、(b)は $v_{s\max}/u_1$ が3.5%すなわちスピン運動がある場合である。図の(a)より、スピン運動が無い場合には典型的な点接触の油膜形状を示している。つまり、接触部の大部分を占める一様な油膜厚さと、接触部出口領域の馬蹄形薄膜領域である。また、油の流入速度方向に対して油膜分布が左右対称になっていることもわかる。これに対して(b)より、スピン運動がある場合には馬蹄形の形状が左右で異なることがわかる。つまり油の流入方向に関してスピン速度方向が反対になる側（馬蹄形の上半分）で油膜厚さが薄くなっているということである。

4. スピン運動を考慮した熱弾性流体潤滑解析法

本章では、スピン運動を考慮した熱弾性流体潤滑解析手法で、前述の実験結果に検討を加える。本解析で用いる記号を下記とする。

c_b	: 接触物体の比熱	$[J/(kg \cdot K)]$
E_1, E_2	: 接触物体のヤング率	$[N/m^2]$
h	: 油膜厚さ	$[m]$
p	: 油膜圧力	$[P_a]$
q	: 熱流束	$[W/m^2]$
$R_{1x}, R_{2x}, R_{1y}, R_{2y}$	: 接触物体の曲率半径	$[m]$
T_b	: 接触物体の温度	$[K]$
T_f	: 潤滑油の温度	$[K]$
u_a, u_b	: 接触物体の表面速度	$[m/s]$
v_s	: スピン速度	$[m/s]$
W	: 荷重	$[N]$
α	: 圧力粘度指数	$[m^2/N]$
η	: 潤滑油粘度	$[P_a \cdot s]$
η_0	: 大気圧における潤滑油粘度	$[P_a \cdot s]$
η_x^*, η_y^*	: 非ニュートン流体の相当粘度	$[P_a \cdot s]$
λ_b	: 接触物体の熱伝導率	$[W/(m \cdot K)]$
λ_f	: 潤滑油の熱伝導率	$[W/(m \cdot K)]$
ν_1, ν_2	: 接触物体のポアソン比	
ρ_b	: 接触物体の密度	$[kg/m^3]$
τ_0	: 特性応力	$[Pa]$

(a) No spin, $v_{s\max}/u_1 = 0\%$, Glass disk, Maximum Hertzian pressure=0.7 GPa

(b) $v_{s\max}/u_1 = 3.5\%$, Glass disk, Maximum Hertzian pressure=0.7 GPa

Fig.6 Effect of spin velocity on oil film

τ_x, τ_y : せん断応力 [Pa]

ω_s : スピン速度 [rad/s]

前述の実験での鋼球と円板の接触領域における速度を図示すると図7を得る。図の接触領域内の任意の点におけるスピン速度 v_s は座標原点からその点までの距離 r とスピン角速度 ω_s の積で与えられる。図より、スピン速度ベクトルを x 方向と y 方向に分解すると、それぞれ

Fig.7 Surface velocities of contact bodies

$$v_{sx} = v_s \sin \theta \quad (1)$$

$$v_{sy} = v_s \cos \theta \quad (2)$$

を得る。よって、接触領域内において x 方向の速度を v , y 方向の速度を u とすれば、

$$v = -v_s \sin \theta \quad (3)$$

$$u = u_a + (u_b + v_s \cos \theta) \quad (4)$$

で表される。

つぎに、非ニュートン流体の相当粘度を η^* とすると、非ニュートン流体の場合もニュートン流体の場合と同様に x 方向と y 方向において流体せん断力は次式のように書ける。

$$\tau_x = \eta^* \frac{\partial v}{\partial z} \quad (5)$$

$$\tau_y = \eta^* \frac{\partial u}{\partial z} \quad (6)$$

したがって、流体圧力と流体膜の関係を表す Reynolds 方程式は、非ニュートン流体の場合もニュートン流体の場合と同じ形となり、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta^*} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta^*} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(v \frac{\partial h}{\partial x} + u \frac{\partial h}{\partial y} \right) \quad (7)$$

となる。この式がスピン速度と非ニュートン流体を考慮した場合の Reynolds 方程式を表す。ここで、本解析においては非ニュートン流体の場合の粘性モデルとし

て、筆者らが行ったトラクション油の非定常解析⁽⁸⁾で検証済みの Eyring のモデル⁽⁹⁾を x 方向と y 方向に用いる。

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\tau_o}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_x}{\tau_o} \right) \quad (8)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau_o}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_y}{\tau_o} \right) \quad (9)$$

$$\frac{1}{\eta_x^*} = \frac{\frac{1}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_x}{\tau_o} \right)}{\left(\frac{\tau_x}{\tau_o} \right)} \quad (10)$$

$$\frac{1}{\eta_y^*} = \frac{\frac{1}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_y}{\tau_o} \right)}{\left(\frac{\tau_y}{\tau_o} \right)} \quad (11)$$

ここで、 τ_o は特性応力と呼ばれる粘性の非ニュートン性を表す値で、 τ_o が小さいほど小さな応力で非ニュートン性が現れる。 $\tau \ll \tau_o$ のとき、Eyring 粘性は粘度 η のニュートン粘性を表すことになる。本解析では、 τ_o の値として 4.0 MPa を用いた。また、本解析では潤滑油の粘度と圧力の関係式に Barus⁽¹⁰⁾ の式を用いた。

$$\eta = \eta_o \exp(\alpha p) \quad (12)$$

接触物体に比べ接触領域は微小なので接触物体は半無限体とみなすことができる。よって、弾性変形量は次式で表される。

$$w(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \iint_A \frac{p(\bar{x}, \bar{y})}{\sqrt{(x - \bar{x})^2 + (y - \bar{y})^2}} d\bar{x} d\bar{y} \quad (13)$$

ここで、

$$E' = 2 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (14)$$

式(13)を用いると、接触部の弾性変形を考慮した油膜厚さは最小すきまを h_o とすれば、

$$h(x, y) = h_o + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + w(x, y) \quad (15)$$

となる。ただし、

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} \quad (16)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}} \quad \text{----- (17)}$$

また、油膜負荷能力は油膜圧力を積分することで求められる。

$$W = \iint p(x, y) dx dy \quad \text{----- (18)}$$

油膜内では x 方向と y 方向にすべり速度が存在するので、油膜内での単位時間・単位面積あたりに発生する熱量を、 x 方向と y 方向の油膜のせん断仕事によるものと考え、スピン運動を考慮したときの発熱量は次式で表される。

$$q = \tau_x \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_y \frac{\partial u}{\partial z} \quad \text{----- (19)}$$

接触領域におけるHertzの接触長さと油膜厚さを比較すると、接触長さは本研究の範囲内では油膜厚さの100倍以上の値となるので、流れ方向への伝熱は無視できる。そこで、油膜内で発生した熱量は油膜厚さ方向への熱伝導によって放散されるので、油膜内でのエネルギー方程式は次式のようにになる。

$$\lambda_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + q = 0 \quad \text{----- (20)}$$

また、鋼球および円板の表面は接触部を極短時間で通過するため、物体内の熱伝導は z 方向の一次元問題として取り扱うことができる。よって、接触物体内での熱伝導方程式は次式のようにになる。

$$\rho_b c_b u \frac{\partial T_b}{\partial y} = \lambda_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} \quad \text{----- (21)}$$

上述のReynolds方程式、弾性変形の式、エネルギー方程式および熱伝導方程式を同時に解くことにより、油膜厚さ分布および圧力分布が得られる⁽⁸⁾。なお、Reynolds方程式では油の入側、出側での圧力を大気圧、熱伝導方程式では物体内の温度は30℃という境界条件を用いた。また、本報では緩和法を用いた繰返し計算にて収束を図った。

5. 実験結果との比較

5. 1 最小油膜厚さに及ぼすスピン運動の影響

図8に、(最大スピン速度 v_{smax} / 接触部への油の流入速度 u_1) と最小油膜厚さの関係の、光干渉縞試験装置による実験値と計算値の比較を示す。図の(a)はガラス円板で最大面圧が0.7 GPaの場合、(b)はガラス円板で1.3 GPa、(c)はサファイア円板で1.3 GPa、そして(d)はサファイア円板で1.9 GPaの場合である。また、図中にはHamrock-Dowsonの式⁽¹¹⁾による計算結果も示してある。図より、本研究の計算値はガラス円

Fig. 8 Effect of spin velocity on minimum oil film thickness

板とサファイア円板の両方とも最大面圧が1.3 GPaの場合までは実験値の幅の範囲に含まれていることがわかる。しかし、図の(d)より、最大面圧が1.9 GPaの場合には計算値が実験値より約40～50%大きな値となる。

この原因を考察するため、潤滑油の高圧粘度に着目し実験で得られた油膜厚さになるように潤滑油の粘度を逆解析した結果を図9に示す。図中の直線は式(12)から計算した潤滑油粘度である。図より、実験値から

Fig.9 Viscosity versus maximum Hertzian pressure

逆解析した粘度は、1.5 GPa 以上の領域では式 (12) から計算される粘度より小さい値を示していることがわかる。圧力による潤滑油の粘度変化を示す式として、他に次式のRoelands の式⁽¹²⁾がある。

$$\eta = \eta_0 \exp \left[\frac{\alpha}{5.1Z} \{ (1 + 5.1p)^2 - 1 \} \right] \quad (22)$$

$$Z = \frac{\alpha}{5.1 \{ \ln(\eta_0) + 9.67 \}} \quad (23)$$

図 9 に式 (22) の結果を示すが、実験値は 1.3 GPa までは式 (12) と一致し、式 (22) とは一致しないことがわかる。

本研究では式 (12) を潤滑油粘度の評価式と使用しているが、油膜厚さの予測精度を向上させるためには、今後高面圧 (1.5 GPa 以上) 領域での潤滑油の物性値の実験的解明を通じ潤滑油粘度の評価式の確立が必要である。

5. 2 油膜形状に及ぼすスピン運動の影響

図 10 に油の流入方向と直角方向の断面における油膜形状の実験値と計算値を示す。図はガラス円板で最大面圧が 0.7 GPa の場合であり、(a) は v_{smax}/u_1 が 0 % すなわちスピン運動が無い場合、(b) は v_{smax}/u_1 が 3.5 % すなわちスピン運動がある場合である。また、図には潤滑油温度を供給温度一定として計算した等温 EHL 計算による結果も示してある。図の (a) より、実験値と計算値の両方とも油膜形状はスピン運動が無い場合には Hertz の接触円の中心に関して左右対称になっている。しかし、(b) では油膜形状が左右で非対称になっており、最小油膜厚さは油の流入速度方向に対してスピン速度方向が反対になる側 (図の (b) の左側) で薄くなっている。これは、図の (b) の左側では油膜

Fig.10 Effect of spin velocity on oil film thickness

形成に寄与する速度が (油の流入速度 - スピン速度) の関係になり、右側では (油の流入速度 + スピン速度) となり、左右で速度に差が生じるためであると考えられる。また、図の (a) と (b) の実験値を比べると、スピン運動がある場合の油膜厚さはスピン運動が無い場合に比べ全体的に薄くなっている。これは、図 (b) の TEHL 解析と等温 EHL 解析の計算結果を比較すると TEHL 解析の計算結果の方が実験値と精度良く一致していることから、スピン運動に起因する発熱により潤滑油の粘度が低下したことが原因であると考えられる。

6. 結 言

接触部の油膜に及ぼすスピン運動の影響について、接触部への油の流入速度に対するスピン速度の比が従来検証されたことがない 6 % までの範囲で光干渉縞試験と熱弾性流体潤滑解析を行い、次の結論を得た。

(1) 最小油膜厚さは、接触部への油の流入速度 u_1 に

対する最大スピン速度 $v_{s\max}$ の比 $v_{s\max}/u_1$ が約 2 % 以上で、スピン運動無しの場合の最小油膜厚さに比べて薄くなる。

(2) 油膜形状は、スピン運動がある場合には潤滑油の流入速度方向に対して左右非対称になる。これは、スピン運動が潤滑油の流入速度に対して一方ではプラスに、もう一方ではマイナスに作用するためである。

(3) スピン運動を考慮した熱弾性流体潤滑解析手法による計算油膜厚さと、光干渉縞試験装置から得られた実験油膜厚さは、接触最高面圧が 1.5GPa までは精度良く一致する。しかし、1.5GPa 以上では計算値の方が実験値より大きくなる。これは、潤滑油の高圧粘度の評価式に問題があると考えられ、油膜厚さの予測精度向上のためには高圧領域での潤滑油粘度の評価式の実験的解明が必要である。

(4) スピン運動がある場合の油膜厚さは、スピン運動が無い場合に比べて全体的に薄くなる。これは、スピン運動に起因する発熱より潤滑油粘度が低下したことが原因であると考えられる。

文 献

- (1) 井沢, 潤滑, 15-10 (1970), 685.
- (2) D.DOWSON, C.M.TAYLOR and H.XU, Proc Instn Mech Engrs, Vol. 205 (1991), 165.
- (3) J.P.CHAOMLEFFEL, F.VERGNE and G.DALMAZ, Proceedings of the Japan international tribology conference Nagoya (1990), 617.
- (4) R.W.SNIDLE and J.F.ARCHARD, Proc Instn Mech Engrs, Vol. 184 (1969), 839.
- (5) M.TANIGUCHI, D.DOWSON and C.M.TAYLOR, Proc. 23th Leeds-Lyon Symp. Trib. (1996), 599.
- (6) G.DALMAZ and J.P.CHAOMLEFFEL, Proc. 13th Leeds-Lyon Symp. Trib. (1987), 207.
- (7) 兼田ら, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集 (東京 1996-5), 259.
- (8) 東崎, 林, 松本, 機論 (C編), 65 (1999), 1684.
- (9) H.EYRING, J.Chem.Phys., Vol.4 (1936), 283.
- (10) C.BARUS, Am.J.Sci., Vol.45 (1893), 87.
- (11) B.J.HAMROCK and D.DOWSON, Proc. 5th Leeds-Lyon Symp. Trib. (1979), 22.
- (12) C.J.A.ROELANDS, J.C.VLUGTER and H.I.WATERMAN, Trans. ASME, J. Bas. Eng., 85 (1963), 601.